



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE LARBI TEBESSI – TEBESSA



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

Mémoire en vue de l'obtention du Diplôme de
Master en Génie Mécanique
Option : Énergétique

Présenté par : SLIMI Chahra

Thème :

**INFLUENCE DE L'ANISOTHERMIE DES AILETTES
SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION
FORCÉE AU NIVEAU D'UN ÉCHANGEUR**

Dirigé par : D^r. AGGOUN Rabah

Président : D^r. RAHMANE Tahar MCB

Rapporteur : D^r. AGGOUN Rabah MCB

Examineur : D^r. LAOUAR Radhouane MCB

2019/2020

Remerciements

Avant tout je remercie Allah le tout puissant de m'avoir donné la force et la volonté pour accomplir ce travail.

*Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements et ma gratitude particulièrement à le Docteur **AGGOUN Rabah**, pour l'encadrement de ce mémoire de master, pour son aide très précieux et ses conseils qui m'ont permis de présenter ce travail.*

*J'exprime mes remerciements et ma gratitude à **M. BOUAFANE abd El-Karim**, maître de conférences à l'Université Al-Arabi-Tebsi-Tebessa-, pour son aide dans le processus de mise en œuvre de ma thèse.*

*Je voudrais également à exprimer ma gratitude aux nombreuses personnes qui m'ont offert leur aide précieuse avec beaucoup de gentillesse, et mes remerciements au **M. MEKALTA Ala-eddine** pour ses conseils et instructions, ainsi qu'à mon amie **DAEI lilia**.*

Un vif remerciement est dédié à tous les membres de génie mécanique.

Je voudrais remercier tous les enseignants et enseignantes que j'ai connus tout au long du cycle de mes études.

Résumé

Le but de ce travail est d'étudier l'effet de l'anisothermie des ailettes sur le transfert de chaleur par convection forcée au niveau d'un échangeur jouant le rôle de condenseur.

Afin d'accomplir cette étude, le transfert de chaleur par convection et conduction a été évoqué.

Pour simplifier le problème, nous étions obligés de découpler la convection stationnaire bidimensionnelle qui a été traitée par "Gambit & Fluent" et pour laquelle on introduit initialement la température de condensation du fluide frigorigène comme condition aux limites à la paroi et la conduction instationnaire bidimensionnelle par la méthode numérique des différences finies au schéma explicite avec "Matlab" et pour laquelle on injecte le coefficient d'échange convectif moyen.

Les résultats obtenus montrent bien la différence entre les valeurs de la densité de flux de chaleur échangé:

- ✓ calculée en supposant la température de l'ailette confondue avec celle de condensation du fluide frigorigène.
- ✓ déterminée en prenant la température moyenne réelle de l'ailette déduite de la conduction.

Cette différence est d'autant plus marquée que la vitesse de l'air passant entre les ailettes augmente.

Abstract

This work's objective is to study the effect of the fins anisothermy on the heat transfer by forced convection at an exchanger playing the role of condenser.

In order to accomplish this study, heat transfer by convection and conduction was discussed.

For simplify the problem, we had to decouple the two-dimensional stationary convection which was treated by "Gambit & Fluent" and for which we initially introduce the refrigerant condensation temperature as a boundary condition at the wall and the two-dimensional unsteady conduction by the numerical method of the finite differences with the explicit diagram with "Matlab" and for which we inject the average convective exchange coefficient.

The results obtained clearly show the difference between the values of the heat flux density exchanged:

- calculated by assuming the temperature of the fin coincides with that of condensation of the refrigerant.
- determined by taking the actual average temperature of the fin deduced from the conduction.

This difference is much marked as the speed of the air passing between the fins increases

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة تأثير تباين درجة الحرارة في الجنيحات على الانتقال الحراري بالحمل القسري على مستوى مكثف.

لإنجاز هذه الدراسة تطرقنا الى الانتقال الحراري بالتوصيل وبالحمل القسري.

لتبسيط المسألة قمنا بفصل ظاهرتي الانتقال الحراري حيث تمت معالجة الانتقال الحراري بالحمل في نظام مستقر و ثنائي الأبعاد بواسطة " Gambit & Fluent " حيث أدخلنا في البداية درجة حرارة مائع التبريد كشرط حدي عند الجدار.

في حين تمت معالجة الانتقال الحراري بالتوصيل في نظام غير مستقر و ثنائي الأبعاد بالطريقة العددية المتمثلة في الفروق المنتهية وفق مخطط ظاهري باستخدام "Matlab" والتي من أجلها يتم إدخال المعامل المتوسط للتبادل الحراري.

تظهر النتائج المتحصل عليها بوضوح الفرق بين قيم كثافة الدفع الحراري المتبادل :

- المحسوبة بافتراض تساوي درجة حرارة الجنيحات مع درجة حرارة مائع التبريد.
- المعينة بأخذ متوسط درجة الحرارة الحقيقية للجنيحات الناتجة عن التوصيل.

يزداد هذا الفرق كلما زادت سرعة الهواء المار بين الجنيحات.

Table des matières

Résumé

Nomenclature

Table des figures

Remerciements

Nomenclature

Introduction Général

Chapitre 1

Généralités sur le transfert de chaleur

Interdiction.	1
1.1- Définition du Transfert de chaleur	1
1.2- Modes du transfert de chaleur.	2
1.2.1- Conduction	3
1.2.1.1- Conductivité thermique.	4
1.2.2- Convection.	5
1.2.2.1-Convection naturelle.	8
1.2.2.2- Convection forcée	9
1.2.2.3- Convection mixte	9
1.2.2.3-Grandeurs Fondamentales Liées à La convection	10
1.2.3-Rayonnement	11
1.2.3.1-Puissance échangée entre deux corps.	12

Chapitre 2

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Introduction.	14
2.1-Les échangeurs de chaleur.	14
2.1.1-Définition :	14
2.1.2-Principe général.	14
2.1.2-Critères de classification des échangeurs de chaleur	15
2.1.3.1-Classification selon la technologie.	15
2.1.3.2-Classification selon le mode de transfert de chaleur.	15
2.1.3.3-Classification suivant le procédé de transfert de chaleur	15
2.1.3.4-Classification fonctionnelle.	15
2.1.3.5-Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	16
2.1.3.6-Classification suivant la disposition des écoulements.	16
2.1.3.6.1-courant co-courant	16
2.1.3.6.2-contre-courant	16
2.1.3.6.3-à courant croisé.	16
2.1.3.6.4-à tête d'épingle	16
2.1.4 Principaux types d'échangeur de chaleur	16
2.1.4.1 Échangeurs tubulaires	17
a) échangeurs à faisceau tubulaires	17
b) Echangeur monotube	18
c) Echangeurs << double-tubes>>	18
2.1.4.2-Échangeurs à plaques	18
2.2-Ailettes	19
2.2.1-Définition d'une ailette	19

2.2.2-Les type des ailettes	19
2.2.2.1-Ailettes transversales	19
2.2.2.2 Ailettes longitudinales	20
2.2.3-Cas des ailettes n'ont pas employés	20
2.2.4-Les échangeurs à ailettes	21
2.2.5-Les échangeurs de chaleur à ailettes	22
2.2.5.1-Échangeurs frigorifiques	22
a)-Condenseur	23
b)-Evaporateur	24
2.2.5.2-Échangeurs à plaques avec ailettes	24
2.6-Échangeurs tubulaires avec ailettes:	26

Chapitre 3

Echangeur étudié

Introduction	27
3.1- Géométrie du problème	18
3.2-Simplification du problème	29
3.3- Equations du problème	30
3.3.1-Equation régissant le transfert thermique par conduction	30
3.3.1.2-Conditions aux	31
3.3.2- Equation régissant le transfert thermique par convection	32
3.3.2.1- L'équation de la continuité	32
3.3.2. 2- L'équation de quantité du mouvement	32
3.3.2.3- L'équation d'énergie	32
3.3.2.1-Hypothèses simplificatrices	33
3.3.2.1.1- L'équation de continuité	33

3.3.2.1.2- L'équation de quantité de mouvement	33
3.3.2.1.3- L'équation d'énergie	33
3.3.3- Conditions aux limites	34

Chapitré 4

Simulation Numérique et Résultats

Introduction	35
4.1- Gambit et Fluent	36
4.1.1- L'outil Gambit	36
4.1.1.1- Démarrage de Gambit	36
4.1.1.2- Construction de la géométrie	37
4.1.1.3 -Génération de maillage	37
4.2-Notice d'utilisation de fluent	39
4.2.1- Démarrage de fluent	39
4.2.2 -Chargement du modèle	39
4.2.3-Définition du modèle de l'écoulement et des conditions aux limites	40
4.2.4-Initialisation et lancement des itérations	42
4.2.5-Visualisation des résultats	43
4.3- MATLAB	43
4.3 .1- Différences finies	44
4 .4-Les données et les conditions du problème	45
4.5-Résultats	46
4.5.1- Distribution de température	46
4.5.2-Densité de flux	46

4.5.3- Erreur relative	47
4.5.4-Coefficient d'échange moyen	48
4.5.5-Température moyenne de la paroi de l'ailette	50

Conclusion générale

Bibliographie

Nomenclature

Nombre sans dimension

R_e : Nombre de Reynolds

N_u : Nombre de Nusselt

G_r : Nombre de Grashof

R_a : Nombre de Rayleigh

P_r : Nombre de Prandtl

Ri : Nombre de Richardson

Lettres Grecques

β : Le coefficient de dilatation volumique du fluide [K^{-1}]

ρ : La masse volumique du fluide [kg/m^3]

μ : La viscosité dynamique [$kg/m \cdot s$]

ν : La viscosité cinématique [m^2/s]

λ : La conductivité thermique [$W/m \cdot K$]

σ : Constante de Stefan-Boltzman [W/m^2K^4]

α : La diffusivité thermique [m^2/s]

\emptyset : Le flux de chaleur [W]

Lettres latines

V_∞ : Vitesse de l'entrée d'air [m/s]

U : La composante de vitesse suivant l'axe X [m/s]

V : La composante de vitesse suivant l'axe Y [m/s]

T_∞ : Température de l'entrée d'air [K]

T_p : Température de la plaque [K]

C_p : Chaleur spécifique à pression constante [J/kgK]

P : Pression [pas]

S : Section [m^2]

\bar{h} : Coefficient d'échange moyen [W/m^2K]

H : La hauteur de l'ailette [m]

d : L'écartement entre les ailettes [m]

l : La profondeur du canal [m]

e : L'épaisseur de l'ailette [m]

n : Nombre d'ailettes

x, y, z : Coordonnés cartésiennes

Liste des figures

Figure1-1-Illustration des notions de transfert de chaleur de température et d'équilibre thermique	(2)
Figure I-2- Illustration des trois modes du transfert thermique	(2)
Figure I.3:principe de la conduction thermique	(4)
Figure I .4 les types de convection	(6)
Figure1.5 Profil de vitesse	(7)
Figure1.6 Profil de température	(8)
Figure1.7: principe de rayonnement	(13)
Figure 2-1 : schéma de principe de l'échangeur de chaleur	(14)
Figure2-2.L'échangeur tubulaire	(17)
Figure2-3.Échangeur à faisceaux tubulaires	(18)
Figure 2-4. Schéma d'échangeur monotube	(18)
Figure 2-5. Schéma d'un échangeur bitube	(18)
Figure 2-6:Echangeur de chaleur à plaques	(19)
Figure2-7schéma d'une ailette annulaire et ailettes indépendante	(20)
Figure2-8 schéma d'une ailette longitudinale	(20)
Figure 2-9 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes:(a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue (b) tubes circulaire avec ailettes circulaires	(22)
Figure 2.9 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailette	(25)
Figure2 .9 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a) triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples événements; (f) trouées	(25)
Figure2 .10 : (a) Tubes à ailettes simples; (b) ailettes plaques autour de tube	(26)
Figure2 .11 : Tubes à ailettes simple	(26)
Figure 3-1: Schéma explicatif du problème	(28)
Figure 3-2 : Schéma de la géométrie d'un canal vertical en 3Dà droite et en 2D dans plan (z O y) à gauche	(28)
Figure 3-3 : schéma explicatif du condenser	(29)

Figure 3-4 : <i>Schéma d'une ailette à section constante</i>	(30)
Fig. 3.5 <i>Illustration des conditions aux limites de la conduction</i>	(31)
Figure 4-1 –: <i>interface du GAMBIT</i>	(37)
Figure 4-2: <i>Maillage de la surface « structuré »</i>	(38)
Figure 4-3 : <i>Version 2dp de démarrage du FLUENT</i>	(39)
Figure 4-4: <i>définition de l'équation de l'énergie</i>	(40)
Figure 4-5 : <i>définition de régime</i>	(40)
Figure 4-6 : <i>définition des propriétés des matériaux</i>	(40)
Figure 4-7 : <i>définition de la condition aux limites</i>	(41)
Figure 4-7 : <i>les courbes des résidus</i>	(42)
Fig.5.1 : <i>Variation de distribution de la température</i>	(46)
Fig5-2 : <i>Variation de la densité du flux en fonction de vitesse</i>	(47)
Fig. 5.3 : <i>l'erreur relative en fonction de vitesse</i>	(48)
Fig. 5.4 : <i>Variation du coefficient d'échange en fonction de la vitesse de l'air</i>	(49)
Fig. 5.5 : <i>Température moyenne de l'ailette en fonction de la vitesse de l'air</i>	(50)

Liste des tableaux

- Tableau 1.1** : Conductivités thermiques de quelques matériaux à température ambiante (5)
- Tableau 2.1**: *Avantages et inconvénients d'un échangeur à ailettes* (21)
- Tableau 2.2** : *Avantages et inconvénients des condenseurs à air et à eau*..... (24)

Introduction Générale

Comprendre les principes fondamentaux du transfert de chaleur et les appliquer à l'échelle mondiale est l'un des scénarios qui fait l'objet de nombreux chercheurs. Dans nombreuses applications de transfert de chaleur dans l'industrie, il est plus souhaitable d'échauffer ou de refroidir les produits dans les plus brefs délais.

Par conséquent, l'augmentation de la quantité d'énergie transférée par unité de surface et par unité de temps est la clé de l'accomplissement de traitement de chauffage ou de refroidissement.

Les échangeurs de chaleur ont été utilisés dans diverses industries pour un large éventail d'applications.

Certaines de ces applications peuvent être retrouvées dans le secteur de chauffage, domaine de climatisation, production d'électricité, récupération de la chaleur perdue, et traitement de produits chimiques, etc.

L'objectif de ce travail est l'étude de l'effet de l'anisothermie des ailettes sur le transfert de chaleur par convection forcée au niveau d'un échangeur fonctionnant comme condenseur.

Dans le premier chapitre, on présente le phénomène de transfert de chaleur ainsi que quelques rappels sur ses différents modes et les lois qui les gouvernent.

Le second chapitre sera consacré à des généralités sur les échangeurs de chaleur et leurs classifications selon la direction du flux ou le type de construction, plusieurs modèles d'échangeurs seront cités.

Dans le troisième chapitre, on parle de l'échangeur étudié et sa géométrie ainsi que les équations de modélisation avec des simplifications et les conditions aux limites de notre problème.

Le quatrième chapitre présente un code de calcul en «Fluent & Gambit» et un programme écrit en MATLAB pour résoudre l'équation de la conduction bidimensionnelle par la méthode des différences finies.

Les résultats obtenus sous forme graphique ainsi que les discussions et analyses nécessaires, sont également présentés.

Chapitré1:
Chapitré1:

Généralité sur le transfert de chaleur
Généralité sur le transfert de chaleur.

Introduction

Nous commençons ce chapitre par une revue des concepts fondamentaux de thermodynamique qui forment le cadre du transfert de chaleur. Nous présentons d'abord la relation de la chaleur avec d'autres formes d'énergie et passons en revue la première loi de la thermodynamique. Nous présentons ensuite les trois mécanismes de base du transfert de chaleur, qui sont la conduction, la convection et le rayonnement, et discutons de la conductivité thermique. La conduction est le transfert d'énergie des particules les plus énergétiques d'une substance aux particules adjacentes, moins énergétiques, en raison des interactions entre les particules. La convection est le mode de transfert de chaleur entre une surface solide et le liquide ou le gaz adjacent en mouvement, et elle implique les effets combinés de la conduction et du mouvement du fluide. Le rayonnement est l'énergie émise par la matière sous forme d'ondes électromagnétiques (ou photons) à la suite des changements dans les configurations électroniques des atomes ou des molécules.

1.1- Définition du Transfert de chaleur

Un concept dans lequel deux systèmes ont des températures différentes, le système le plus chaud transmet la chaleur au plus froid. Il y a un échange ou un transfert de chaleur entre ces deux systèmes. Cette situation a été rencontrée dans de nombreuses situations industrielles (moteurs thermiques ou même électriques, centrales au gaz, etc ... et électronique) ou domestiques (chauffage d'habitat). Le transfert d'énergie se traduit par un flux de chaleur qui correspond au site énergétique du plus chaud au plus froid.

Le flux de chaleur dont la densité locale est observée ϕ est un vecteur, ce qui signifie que le flux de chaleur se caractérise non seulement par son intensité mais aussi par sa direction. Elle est définie en tout point de l'espace et a une densité unitaire d'énergie surfacique (W / m^2). Il existe trois méthodes de base de transfert de chaleur: la conduction, le rayonnement et la convection. [1]

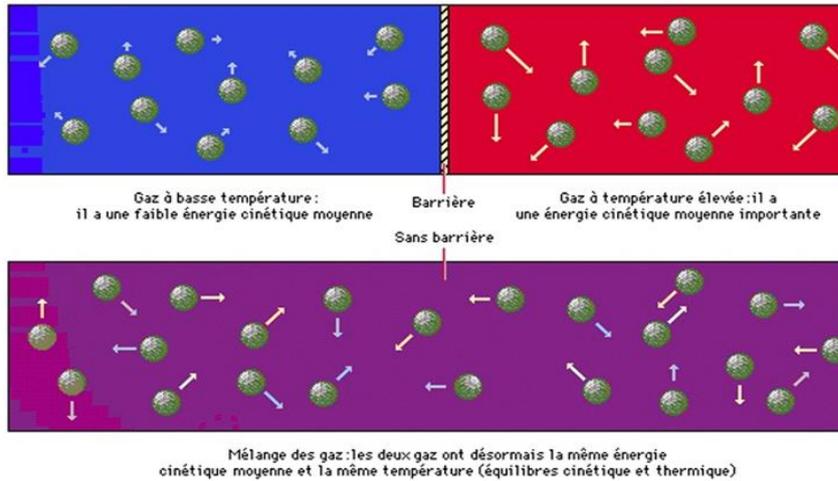


Figure 1-1 – Illustration des notions de transfert de chaleur, de température et d'équilibre thermique

1.2- Modes du transfert de chaleur

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux phases, se fait suivant 3 modes:

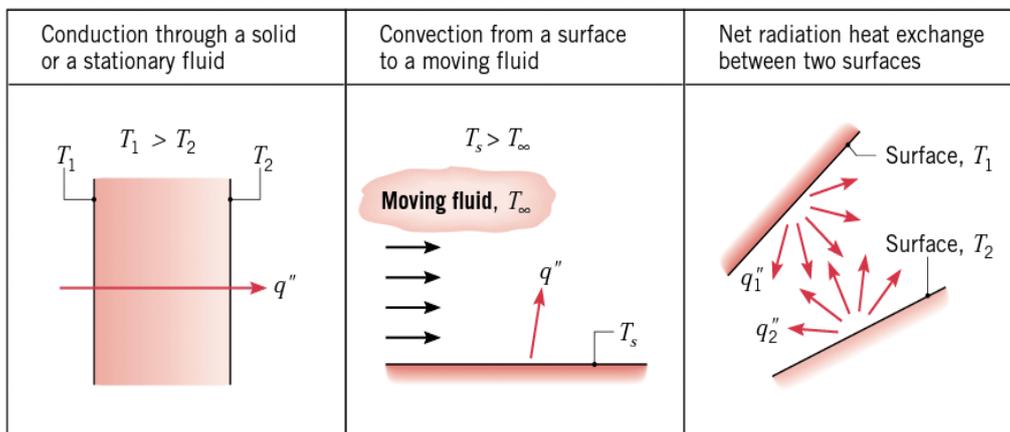


Figure I-2- Illustration des trois modes du transfert thermique

- Par conduction.
- Par rayonnement.
- Par convection.

1.2.1 Conduction

Conduction thermique (ou diffusion thermique) est un mode de phénomène de transfert thermique généré par une différence de température entre deux régions d'un même milieu, ou entre deux milieux en contact, et se réalisant sans déplacement global de matière (à l'échelle macroscopique) par opposition à la convection qui est un autre transfert thermique. Elle peut s'interpréter comme la transmission de proche en proche de l'agitation thermique : un atome (ou une molécule) cède une partie de son énergie cinétique à l'atome voisin.

La conduction thermique est un phénomène de transport de l'énergie interne dû à une hétérogénéité de l'agitation moléculaire. C'est par conséquent un phénomène irréversible.

Dans les fluides (liquides et gaz) ce transport d'énergie résulte du non uniformité du nombre de chocs par unité de volume, de façon analogue au phénomène de diffusion. Dans les solides, la conduction thermique est assurée conjointement par les électrons de conduction et les vibrations du réseau cristallin (phonons) [3].

Jean-Baptiste Joseph Fourier (1768-1830) propose en 1822 la loi de la conduction connue maintenant sous le nom de loi de Fourier. Cette relation indique que le flux de chaleur est proportionnel au gradient de la température et se fait dans la direction des températures décroissantes [4].

Ce qui se traduit pour un matériau isotrope homogène par l'expression suivante (Loi de Fourier) :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{grad} T \quad (1.1)$$

Avec :

φ : densité de flux de chaleur (W).

λ : conductivité thermique du matériau considéré ($\frac{W}{m.K}$).

T : Champ de température (K).

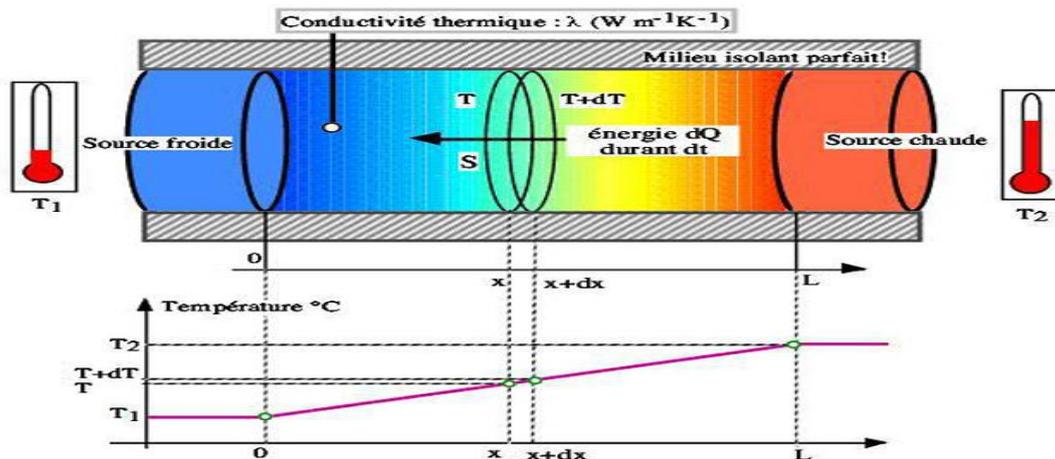


Figure I.3:principe de la conduction thermique.

1.2.1.1-Conductivité thermique

En physique, la conductivité thermique est la grandeur introduite pour quantifier l'aptitude d'un corps à conduire de la chaleur. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par unité de temps sous l'action d'une différence de température entre les deux extrémités d'un échantillon de ce corps, donc en présence d'un gradient de température.

Dépendant essentiellement de la nature des matériaux considérés, on la trouve généralement en relation directe avec la conductivité électrique d'un corps. Cette propriété, surprenante de prime abord, a été expliquée simplement par le fait que ce sont les électrons libres dans un corps qui sont le plus souvent associés aux transferts de chaleur [5].

Il y a toutefois des exceptions, comme le diamant, ce qui démontre clairement qu'un autre processus possible de conduction de la chaleur est aussi en jeu. Cette fois ci, c'est la quantification des mouvements d'oscillations des atomes autour de leur position d'équilibre qui conduit à l'existence d'un nouveau type de quanta d'énergie, les phonons. Ce sont eux qui jouent alors un rôle analogue aux électrons pour la conduction de la chaleur.

La conductivité thermique intervient dans la formulation de la loi de Fourier pour la conduction de la chaleur [6].

Liquides:		Gaz:	
Acetone	0.20	Air	0.026
Alcohol, ethyl	0.17	CO2	0.017
Mercury	8.7	Nitrogen	0.026
Oil, engine	0.15	Oxygene	0.027
Water	0.58		
Solides Métalliques:		Non Métalliques:	
Iron	73	Asbestos	0.16
Steel	46	Red Brick	0.63
Aluminum	210	Cardboard	0.2
Copper	386	Cement	0.30
Silver	406	Earth's crust	1.7
Gold	293	Glass	0.8
Yellow Brass	85	Fiberglass	0.04

Tableau 1.1 – Conductivités thermiques de matériaux sélectionné à température ambiante

1.2.3 Convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le traitement mathématique de la convection est complexe puisqu'il combine les lois de la conduction et de l'écoulement des fluides, c'est pourquoi on fait souvent appel dans la pratique à des formules semi-empiriques[7] .

Pour pouvoir aisément traiter les problèmes de conduction, on exprime assez intuitivement que le flux échangé par convection le long d'une surface S, à la température de surface T_s , et Température du fluide loin de la paroi à T_f , s'exprime par la relation, dite de Newton:

$$\Phi =h S (T_s-T_f) \tag{1.1}$$

O u :

Φ : Flux thermique traversant la paroi (W)

S: Surface d'échange (m^2)

h: coefficient d'échange par convection ($W/(m^2.K)$)

T_S : Température de la paroi du solide (K)

T_f : Température du fluide loin de la paroi (K)

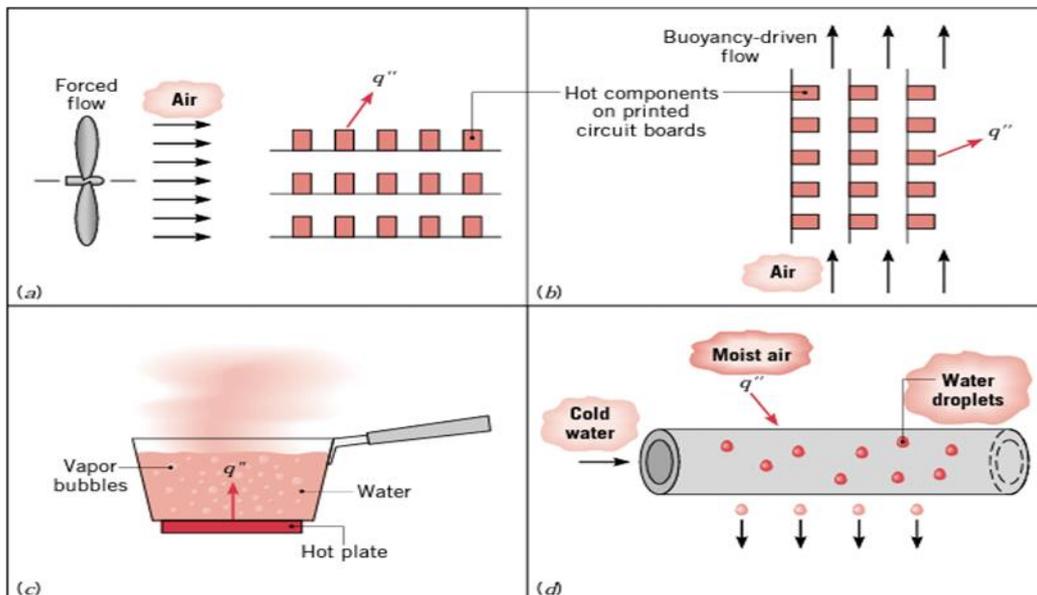


Figure I.4 *les types de convection*

Selon la loi de Newton sur le refroidissement, le taux de transfert thermique entre une surface à une température T_S et un fluide environnant à une température T_f est représenté par l'équation (1.2).

L'unité du coefficient de transfert thermique h est (W/m^2). Le coefficient h n'est pas une propriété thermodynamique. Il représente une corrélation simplifiée à l'état de fluide et aux conditions de flux et est, pour cette raison, souvent appelé une propriété de flux. [8]

La convection est liée au concept d'une couche limite constituant une couche mince de transition entre une surface supposée adjacente aux molécules stationnaires et le flux de fluide

environnant. Reportez-vous à l'illustration suivante pour observer un flux sur une plaque plate.

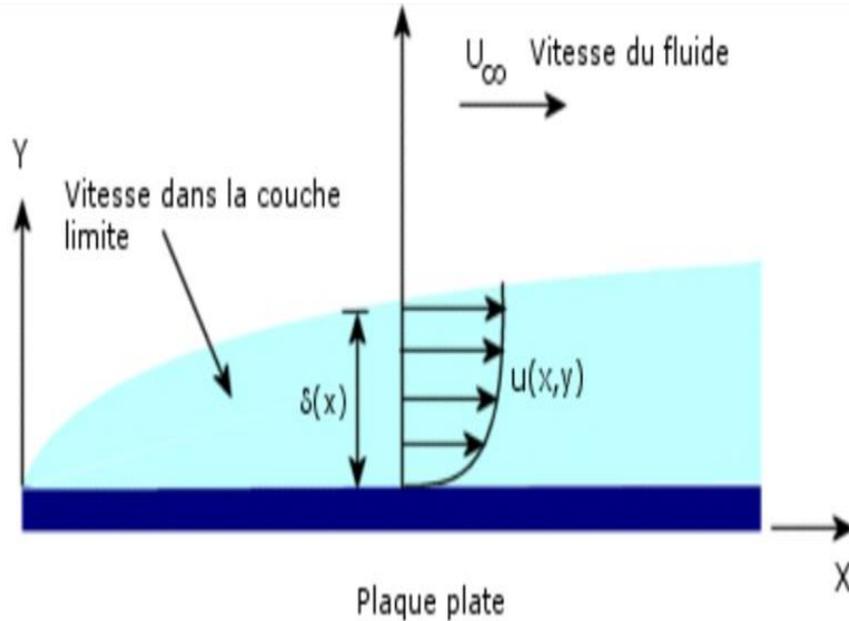


Figure1.5 Profil de vitesse

$U(x, y)$ représente la vitesse dans la direction x . La région jusqu'au bord externe de la couche de fluide, définie comme étant égale à 99 % de la vitesse du flux libre, est appelée l'épaisseur de la couche limite de fluide $d(x)$.

Une représentation semblable pourrait être faite de la transition de la température passant de la température de la surface à la température de l'environnement. Un schéma de la variation de température est illustré par la figure suivante. Remarquez que l'épaisseur de la couche limite thermique n'est pas nécessairement la même que celle du fluide. Les propriétés de fluide formant le nombre de Prandtl régissent l'ampleur relative des deux types de couches limites.

Un nombre de Prandtl (Pr) de 1 signifie que les deux couches limites auront le même comportement [9].

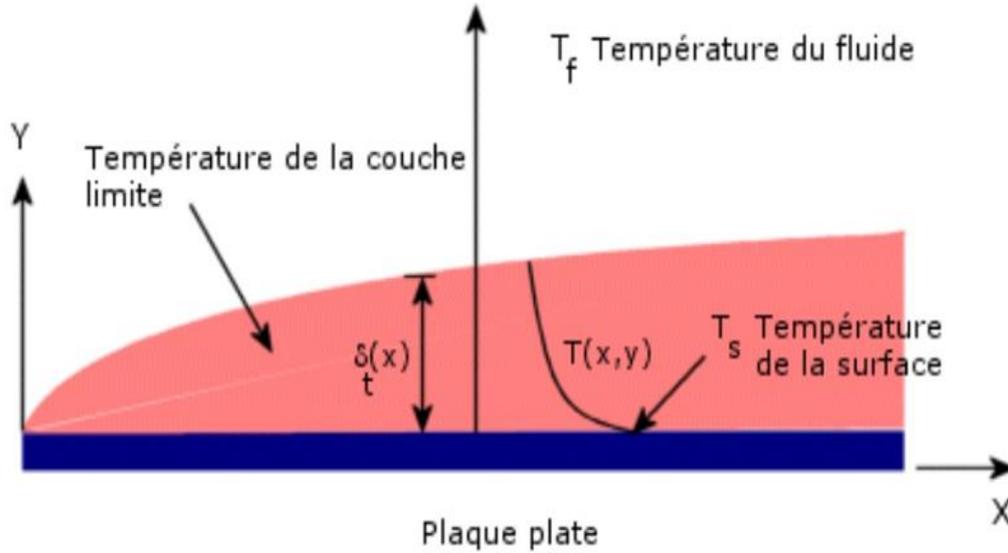


Figure1.6 Profil de température

1.2.2.1-Convection naturelle

La convection naturelle est un phénomène de la mécanique des fluides, qui se produit lorsqu'un gradient induit un mouvement dans le fluide. Le gradient peut concerner différentes grandeurs intensives telles que la température (« convection thermique »), la concentration d'un soluté (« convection soluté ») ou la tension superficielle (« convection thermo-capillaire »). La masse volumique dépendant de la température (et, le cas échéant, de la concentration), un gradient de température ou de concentration engendre des différences de masse volumique au sein du fluide, d'où résultent des variations latérales de la poussée d'Archimède qui sont à l'origine du mouvement. De tels déplacements s'appellent des mouvements de convection. Ils sont à l'origine de certains phénomènes océanographiques (courants marins), météorologiques (orages), géologiques (remontées de magma) par exemple.

La convection thermique n'est pas le seul moyen de créer des mouvements verticaux dans des fluides. Ceux-ci vont se stratifier selon leur densité, à température uniforme, par l'effet de la gravité. Cette convection gravitationnelle se déroule comme la convection thermique avec les zones du fluide plus denses descendant et les parties moins denses poussées vers le haut.

Cependant, il n'y a pas de variation de températures dans ces échanges. On peut citer la diffusion de la salinité dans une couche isotherme le ou le déplacement du sel vers le bas dans une terre humide [10].

1.2.2.2-Convection forcée

La convection forcée dans laquelle le mouvement est provoquée par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations de températures du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative. [11]

Pour la convection forcée la relation générale est $Nu = f(Re .Pr)$. Le nombre du Nusselt obéit à la relation

$$Nu = c Re^n Pr^m \quad (1. 2)$$

Où c, n, m sont des constantes dépendant des caractéristiques géométriques du système et du fluide.

1.2.2.3- Convection mixte:

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la convection forcée) c'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile:

L'air est soufflé dans l'habitable par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air [12].

Le groupe adimensionnel qui détermine laquelle de ces convections est dominante est le nombre de Richardson Ri qui est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du nombre de Reynolds

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Si: $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ c'est la convection forcée qui domine.

Si: $\frac{Gr}{Re^2} > 10$ c'est la convection naturelle qui domine.

Si: $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée).

1.2.2.3- Grandeurs Fondamentales Liées à La Convection

Lorsqu'une étude de transfert de chaleur, faisant intervenir le phénomène de convection est à réaliser, il est important de prédire le type de régime d'écoulement dans lequel nous nous trouvons:

La convection peut être libre ou forcée et l'écoulement peut être laminaire ou turbulent. Dans ce but, deux grandeurs sans dimension sont donc définies:

Le nombre de Reynolds ***Re*** et le nombre de Grashof ***Gr***

Le rapport ***Gr/Re²*** détermine le type de régime de convection soit:

- ***Gr/Re² > 1*** La convection libre est prépondérante
- ***Gr/Re² << 1*** La convection forcée est prédominante.

Dans le cas où le régime est mixte, la modélisation devient complexe. Il est donc nécessaire de procéder à des expérimentations à l'aide de prototypes (ou par calculs numériques).

❖ Nombre de Reynolds est donné par l'équation :

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} \quad (1.3)$$

μ : Viscosité du fluide.

ρ : Masse volumique du fluide.

D : Dimension caractéristique.

V : Vitesse du fluide.

❖ Nombre de Grashof est donné par l'équation :

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta L^3 \Delta T}{\mu^2} \quad (1.4)$$

Avec :

β : Coefficient d'expansion thermique.

ΔT : Différence de températures entre la surface du solide et la surface libre du fluide.

L : Longueur caractéristique

D'autres grandeurs sans dimension interviennent dans l'étude des écoulements de fluide accompagnés de transfert thermiques :

❖ Le nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (1.5)$$

❖ Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h D'}{\lambda} \quad (1.6)$$

Où D' est le diamètre hydraulique.

1.2.3-Rayonnement

Rayonnement thermique est un rayonnement électromagnétique généré par l'agitation thermique de particules dans la matière quel que soit l'état de celle-ci : solide, liquide ou gaz. Le spectre de ce rayonnement s'étend du domaine micro-ondes à l'ultra-violet. L'expression est également utilisée pour des phénomènes beaucoup plus énergétiques tels que rencontrés dans les plasmas, qui sont la source de rayonnement X.

Ce phénomène conduit au rayonnement du corps noir lorsque l'interaction matière-rayonnement est réversible et importante. Ce résultat est indépendant de la nature de la source, qu'elle soit surfacique ou volumique. Dans ce cas, l'aluminance est isotrope et décrite par la loi de Planck. La loi du déplacement de Wien détermine la longueur d'onde de la valeur maximale du spectre émis. La loi de Stefan-Boltzmann donne l'exitance (densité de flux énergétique) émise par une surface limitant un corps noir opaque.

Le rayonnement thermique est un des mécanismes principaux de transfert de chaleur avec la conduction thermique et la convection. [13]

1.2.3.1-Puissance échangée entre deux corps

Entre deux corps noirs, l'un chaud (température T1), l'autre froid (température T2), en vis-à-vis total (c'est à dire que tout le flux émis par l'un des corps est reçu par l'autre), le flux net échangé s'écrit :

$$\Phi = \text{flux émis} = \text{flux absorbé} = \sigma S(T_s^4 - T_a^4) \quad (1.7)$$

Où :

σ : constant de Steffen Boltzmann ($5.675 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

Si les deux corps ne sont pas en vis-à-vis total, le flux net échange entre deux corps s'écrit :

$$\Phi = \sigma F_{12} S (T_s^4 - T_a^4) \quad (1.8)$$

Ou:

S : La surface (m^2)

T : Température absolue de surface en K

F_{12} : facteur de forme entre les surfaces S_1 et S_2

Φ : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces S_1 et S_2 en (W).

F_{12} est un nombre appelé facteur de forme qui fait intervenir la géométrie considérée et les émissivités des deux corps. L'évaluation des facteurs de forme ou facteur d'angle, liés aux transferts de chaleur par rayonnement, entre deux surfaces. F_{ij} facteur de forme est une quantité purement géométrique, qui ne dépend ni de la nature ni de la température des deux surfaces. On peut aussi interpréter F_{ij} comme étant la probabilité pour qu'un rayon issu de S_i soit intercepté par S_j . Pour plusieurs surfaces on définit le facteur de forme général entre deux surfaces S_i et S_j :

$$\Phi_{12} = S_i F_{ij} \sigma (T_i^4 - T_j^4) = S_i F_{ji} \sigma (T_j^4 - T_i^4) \quad (1.9)$$

Φ_{ij} : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces i et j .

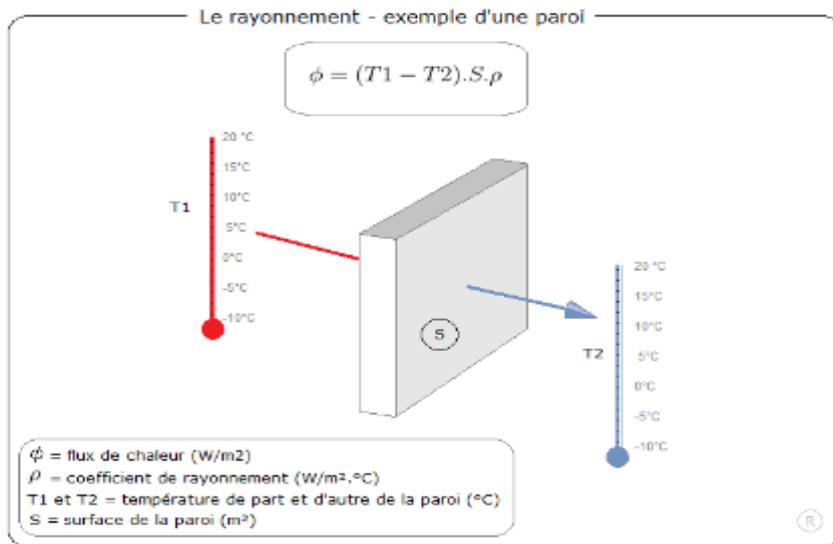


Figure1.7: principe de rayonnement [14]

Chapitré 2 :
Chapitré 2 :

Généralités sur les échangeurs de chaleur
GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur et les ailettes est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (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.

Dans ce chapitre, nous donnons des généralités sur les échangeurs de chaleur et les ailettes

2.1- Les échangeurs de chaleur

2.1.1-Définition

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus à des températures différentes, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid [15].

2.1.2-Principe général

Dispositif qui transfère de l'énergie thermique d'un fluide chaud (h) vers un autre fluide froid (c).

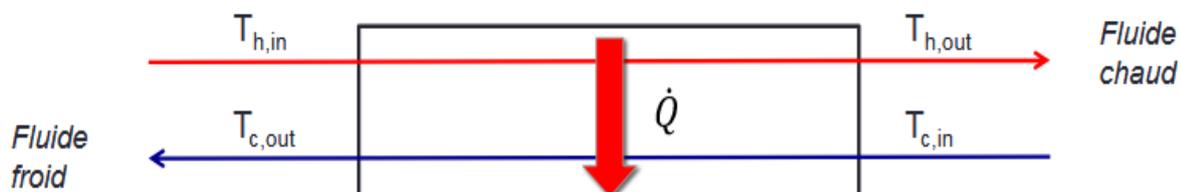


Figure 2-1 : schéma de principe de l'échangeur de chaleur

- Généralement, pas de transfert de masse entre les fluides:
 1. Afin d'éviter contamination d'un fluide par le deuxième
 2. En présence de fluides à des pressions différentes
 3. Exception: échangeurs Enthalpies (échange de chaleur dit «total» sensible + latent), échangeurs rotatifs, tours de refroidissement
- Mode de transfert de chaleur: la chaleur est transférée par convection, conduction et rayonnement

On le voit, le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations la configuration géométrique.

Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée.

La quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexes.

Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique).

Des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection.

Ce dernier paramètre dépend fortement de la configuration des écoulements et une étude précise doit faire appel à la mécanique des fluides [16]

2.1.3-Critères de classification des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classification des échangeurs de chaleur dont les plus importants sont cités ci-dessous :

2.1.3.1-Classification selon la technologie

Les principaux types d'échangeur rencontrés sont les suivants :

- ❖ A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ❖ A plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ❖ Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

2.1.3.2-Classification selon le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur travers une paroi, la conduction intervient.

2.1.3.3-Classification suivant le procédé de transfert de chaleur :

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- ❖ Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- ❖ Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

2.1.3.4-Classification fonctionnelle :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de Phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique.

On rencontre alors les différents cas suivants :

- ❖ Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ❖ Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- ❖ Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapore condenseurs

2.1.3.5-Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de parois :

- ❖ Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux: superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- ❖ Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre

2.1.3.6 -Classification suivant la disposition des écoulements

2.1.3.6.1 Courant co-courant :

Les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens.

2.1.3.6.2 Contre-courant :

Idem, mais les courants vont dans des sens opposés.

2.1.3.6.3 à courant croisé

Les deux fluides sont positionnés perpendiculairement.

2.1.3.6.4 À tête d'épingle

Un des deux fluides fait un demi-tour dans un conduit plus large, que le deuxième fluide traverse. Cette configuration est comparable à un échangeur à courant parallèle sur la moitié de la longueur, et pour l'autre moitié à un échangeur à contre-courant [17].

2.1.4-Principaux types d'échangeur de chaleur:

On peut classer les échangeurs de chaleur en trois grandes familles qui sont énumérées ci-dessous :

- ❖ Les échangeurs par mélange ou à contact direct Fluide intimement mélange:
 - Les désurchauffeurs de vapeur
 - Les dégazeurs
 - Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée

- Les ballons de détente de purge
 - ❖ Les régénérateurs, ou les échangeurs discontinus:
 - La surface d'échange est alternativement mise en contact
 - Avec le fluide froid et le fluide chaud
 - Réchauffeurs d'air rotatifs
 - ❖ Les échangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange:

- Echangeurs tubulaires
- Echangeurs à plaques
- Echangeurs à ailettes [18].

2.1.4.1 Échangeurs tubulaires

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux.

Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes.

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur.

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes),

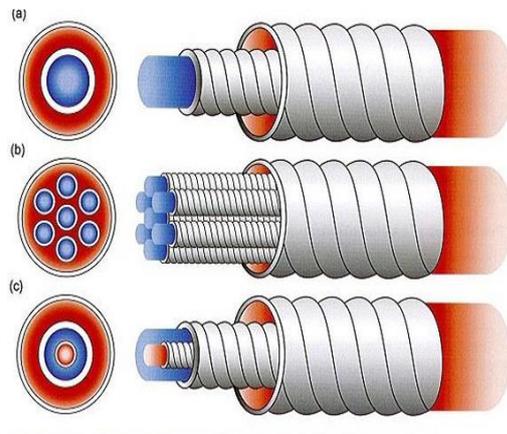


Figure 2-2. L'échangeur tubulaire

soit un faisceau de tubes enferme dans une enveloppe appelée calandre [19].

a) échangeurs 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, ce dernier mieux adapté aux 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.

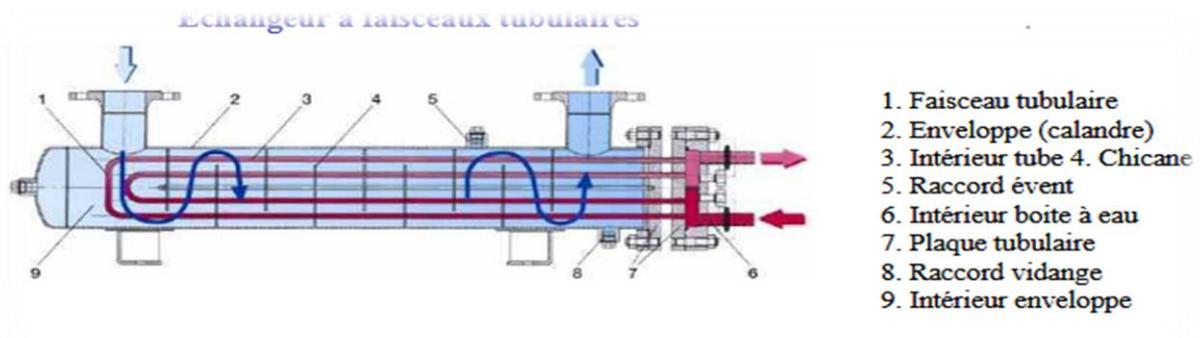


Figure2-3.Échangeur à faisceaux tubulaires

b) Echangeur monotube

Ans lequel le tube est place à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín [20]

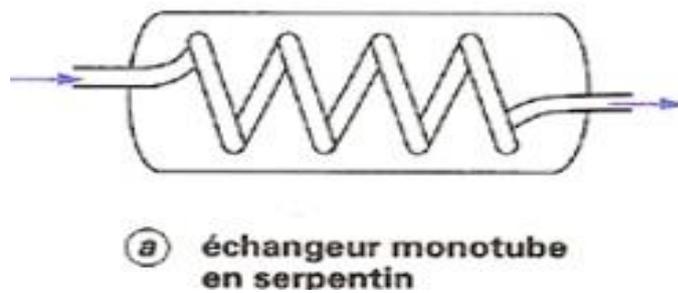


Figure 2-4. Schéma d'échangeur monotube

c) Echangeurs << double-tubes >>

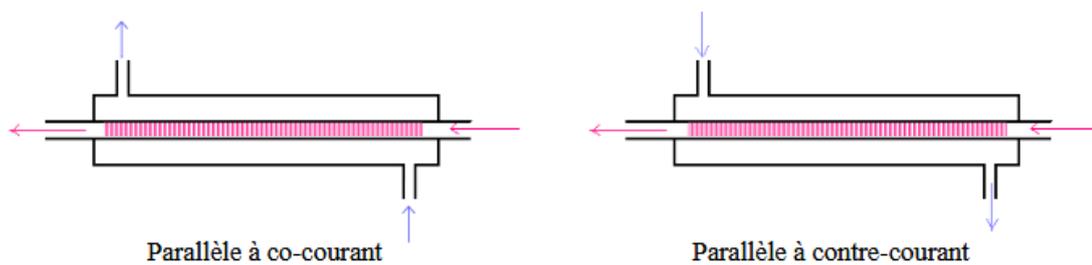


Figure 2-5. Schéma d'un échangeur bitube

2.1.4.2-Échangeurs à plaques

En raison de leur développement favorisé par leurs performances thermiques appréciables, on les trouve aujourd'hui dans divers secteurs de l'industrie. Selon la conception de la surface des plaques on distingue les échangeurs à surface primaire (les plus communs) et les échangeurs à surface se conduire (on ajoute des ailettes plissées ou ondulées entre les plaques). Dans d'autres configurations, les plaques peuvent aussi être brasées ou soudées entre elle [21].

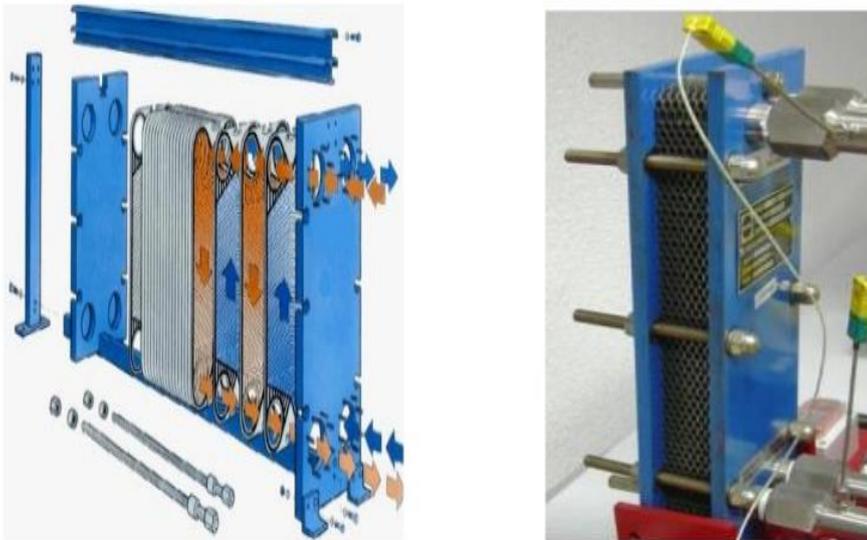


Figure 2-6: Echangeur de chaleur à plaques

2.2-Ailettes

2.2.1-Définition d'une ailette :

L'ailette est une diapositive qui permet des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite), mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert.

2.2.2 Les type des ailettes

Ils entrent dans deux larges catégories:

2.2.2.1 Ailettes transversales

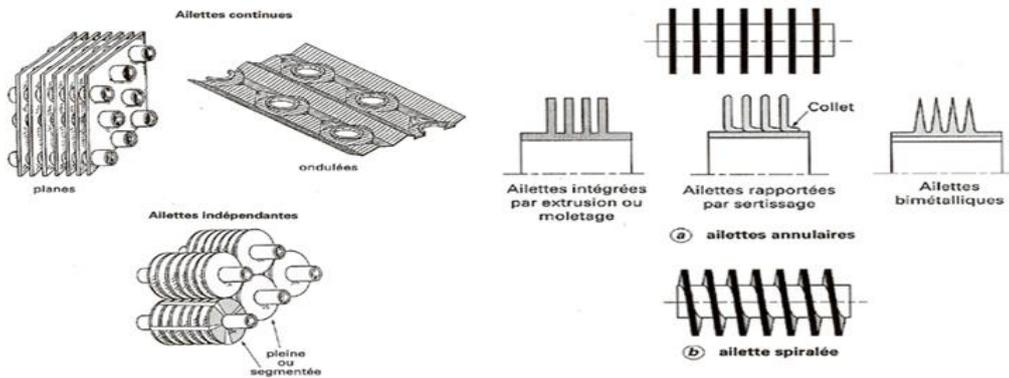


Figure2-7 schéma d'une ailette annulaire et ailettes indépendante.

2.2.2.2 Ailettes longitudinales

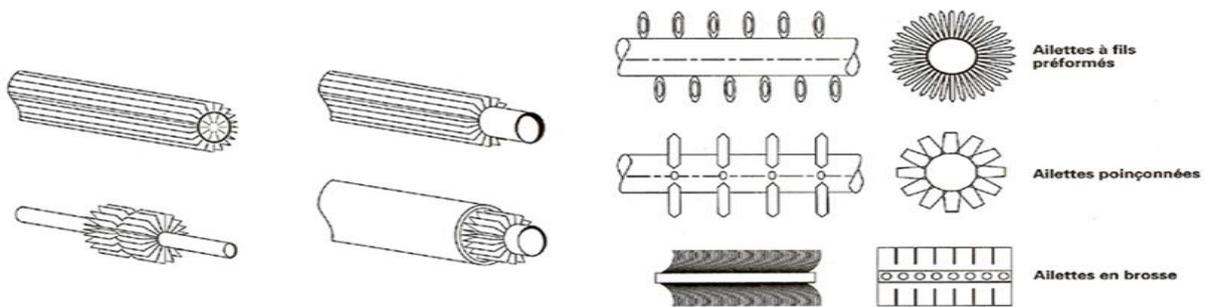


Figure2-8 schéma d'une ailette longitudinale

2.2.3 -Cas des ailettes n'ont pas employés :

1. Si les deux fluides sont des gaz, le coefficient de transfert thermique pour tous les deux sera faible.

2. Tandis que les ailettes sont employées dans la condensation des vapeurs organiques, leur utilisation dans la condensation de vapeur n'est pas habituellement faisable parce que la tension superficielle élevée du condensât (l'eau) a comme conséquence sa conservation dans les ailettes, et diminue considérablement l'utilité des ailettes.

3. Dans des chaudières, des ailettes ne sont pas généralement employées à l'extérieur des tubes parce que le bout d'ailette serait plus chaud que la base due au rayonnement du four de chaudière. Ceci exigerait de longues ailettes d'acier inoxydable de chrome avec une augmentation en coût et la diminution de leur conductivité thermique (Ken Kraus, 1972)

Entoure, les gaz sont sales et pourraient boucher l'espace entre les ailettes. En outre, la vitesse de gaz est faible, et par conséquent une couche limite épaisse accumulera réduire l'avantage de l'ailette.

Chapitre 2 : généralité des échangeurs de chaleur

4. Si le fluide est corrosif ou du type fortement d' encrassement, les ailettes ne sont pas employés, puisque nettoyage mécanique / chimique du dépôt d'encrassement entre les ailettes est difficile. [23]

2.2.4 Les échangeurs à ailettes:

Les échangeurs de chaleur à ailettes sont surtout utilisés pour refroidir et échauffer des liquides au moyen de gaz ou inversement. L'eau, la saumure, la vapeur saturée, l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les agents réfrigérants qui condensent ou s'évaporent etc. conviennent comme agents réfrigérants ou chauffants.

La construction en ailettes permet de ranger une grande surface extérieure active dans un volume minime.

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple: il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques (ailettes) de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans la conduite principale aux lames métalliques par conduction thermique; ces lames se refroidissent au contact de l'air, ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments. [24]

Avantages	Inconvénients	Utilisation
Bon rendement Peut prendre des formes précises	Craint les chocs	Eau-Air. Huile-Air Solide-Air

Tableau 2.1: Avantages et inconvénients d'un échangeur à ailettes

➤ Echangeurs à ailettes

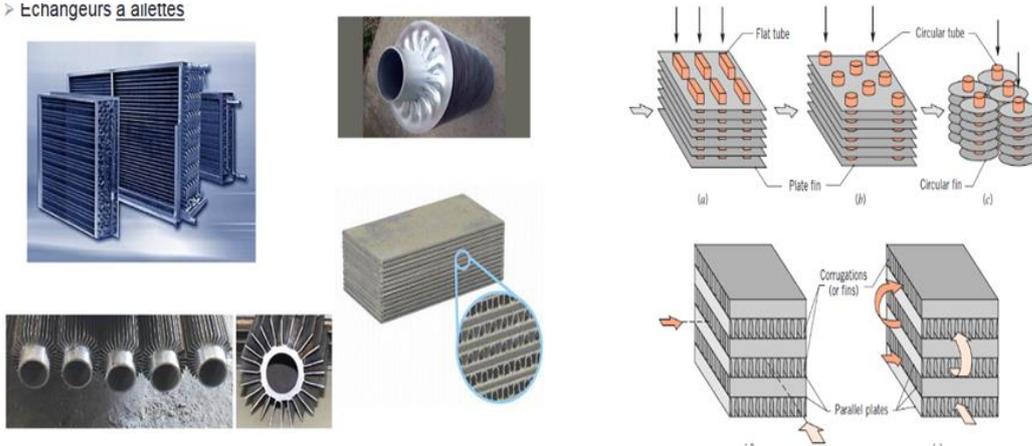


Figure 2-9 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes:(a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue (b) tubes circulaire avec ailettes circulaires.

2.2.5 Les échangeurs de chaleur à ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

2.2.5.1- Échangeurs frigorifiques

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

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

Une installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- Un condenseur dont le but est d'assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur.
- Un évaporateur dont le rôle est d'assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

Chapitre 2 : généralité dès les échangeurs de chaleur

a. Condenseur :

Les condenseurs sont dans la plupart des cas des appareils faisceaux tubulaires.

Construit selon les mêmes plans que les échangeurs, de sorte que toutes les caractéristiques géométriques de ces derniers resteront valables.

C'est un échangeur dans lequel le fluide frigorigène cède la chaleur dégagée par le changement de phase (la condensation) au fluide chargé d'évacuer cette chaleur : ce fluide peut-être de l'air ou de l'eau.

Les condenseurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement. Le fluide frigorigène cède la chaleur acquise, dans l'évaporateur et lors de la compression, au fluide de refroidissement.

Lors de son passage dans le condenseur, le fluide frigorigène passe de l'état vapeur à l'état liquide.

On distingue deux familles de condenseurs suivant le fluide de refroidissement :

- ❖ Les condenseurs à air
 - Les condenseurs à air à convection naturelle
 - Les condenseurs à air à convection forcée
- ❖ Les condenseurs à eau
 - Les condenseurs à double tube (condenseurs coaxiaux)
 - Les condenseurs bouteilles (condenseurs à serpentin)
 - Les condenseurs multitubulaires
 - Les condenseurs à plaques brasées (échangeur à plaques)

Le tableau suivant donne les avantages et les inconvénients de chacune des deux familles.

	Avantages	inconvénients
Condenseurs à air	Air disponible en quantité illimitée Entretien simple et réduit	Coefficients globaux d'échanges thermiques relativement faibles Plus imposants et plus lourds Températures de condensation élevées dans les pays chaud
Condenseurs à eau	Coefficients globaux d'échange thermique plus élevés Plus compacts et moins encombrants à puissance égale Températures de condensation stables et de bas niveau Fonctionnement moins bruyant Possibilité de récupération d'énergie	Gaspillage d'eau pour les condenseurs à eau perdue Nécessité de mise en place d'un système de refroidissement de l'eau

Tableau 2.2 : *Avantages et inconvénients des condenseurs à air et à eau.* [25]

b. Evaporateur

C'est également un échangeur de chaleur qui prélève la chaleur véhiculée par le fluide traiter, pour donner, après transfert au fluide frigorigène, la vaporisation de ce dernier.

Il existe des évaporateurs à air et à eau. [25]

2.2.5.2 Échangeurs à plaques avec ailettes:

Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques

Chapitre 2 : généralité des échangeurs de chaleur

parallèles. Les ailettes sont généralement de forme triangulaire ou rectangulaire.

Montre un exemple. Parfois, les ailettes sont incorporées dans un tube plat avec des arrondis, ce qui élimine le besoin de barres de soutien. Dans des applications gaz-liquide, les ailettes sont généralement utilisées seulement du côté gaz de l'échangeur.

Les échangeurs à plaques avec ailettes sont regroupés en trois catégories: ailettes non coupées, comme triangulaires ou rectangulaires, ailettes non coupées avec courbe et ailettes interrompues. Montre des configurations courantes d'ailettes. [25]

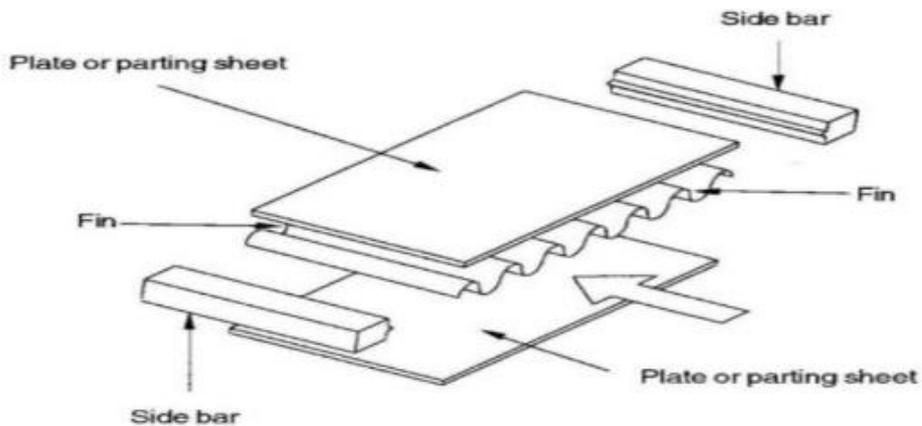


Figure 2.9 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailette

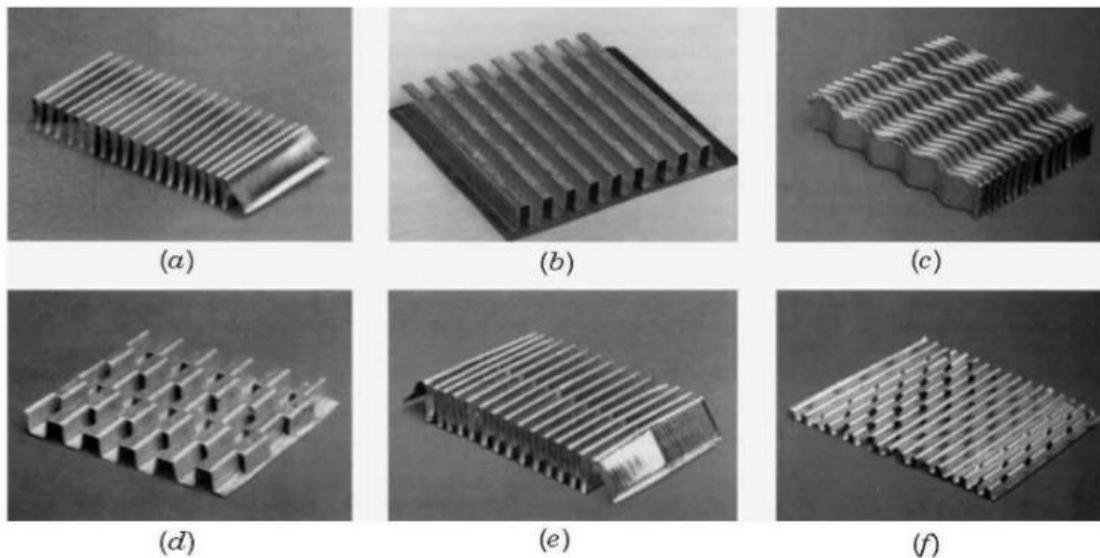


Figure 2.9 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a) triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples événements; (f) trouées.

2.6- Échangeurs tubulaires avec ailettes:

On retrouve deux catégories de tubes à ailettes : les tubes conventionnels et les tubes de spécialité. Dans un tube conventionnel, le transfert de chaleur entre les fluides se fait par conduction à travers la paroi du tube. Dans un échangeur de spécialité, le transfert de chaleur se fait par l'intermédiaire d'un tube dans le lequel un liquide passe de gaz à liquide avec un effet convectif, on nomme ce tube caloduc. [26]

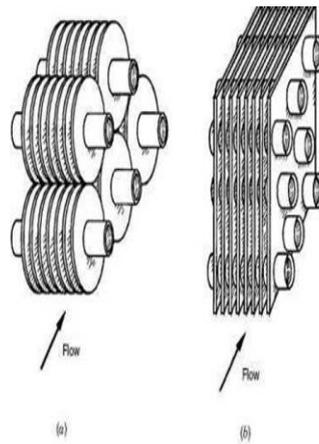


Figure2 .10 : (a) Tubes à ailettes simples; (b) ailettes plaques autour de tubes

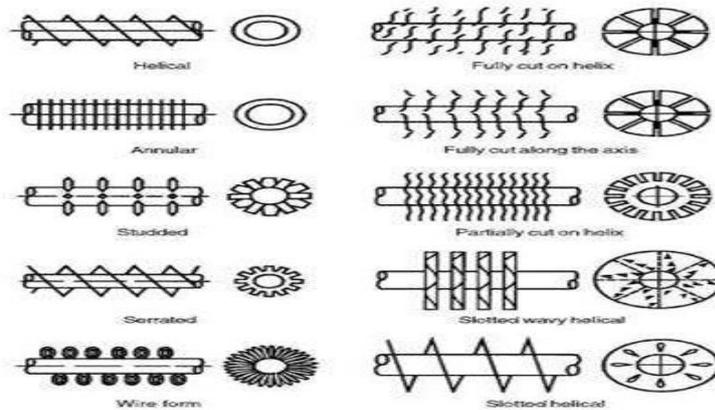


Figure2 .11 : Tubes à ailettes simple

Chapitré 3 :
Chapitré 3 :

Echangeur étudie
Echangeur étudie

Introduction

Dans ce chapitre, nous expliquons que le condenseur de refroidissement est un échangeur qui permet au liquide de refroidissement d'évacuer la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur (la chaleur extraite du milieu à refroidir) et le compresseur (chaleur due à la pression). La procédure consiste à installer un système de condensation à haut rendement sur une installation de réfrigération nouvelle ou existante. Le système de condensation hautement efficace améliore l'évacuation de la chaleur vers le condenseur (en réduisant la différence de température ΔT entre le liquide de refroidissement et le fluide de refroidissement), ce qui réduit la température de condensation de l'installation de réfrigération, réduisant ainsi la consommation d'énergie du compresseur de réfrigération. Dans la plupart des cas, le condensateur se présente sous la forme d'un échangeur de chaleur avec un grand nombre d'ailettes destinées à augmenter la surface d'échange thermique. Le liquide de refroidissement circule dans un tube qui traverse plusieurs ailettes en aluminium (généralement rectangulaires, mais parfois circulaires ou en spirale). Les tubes sont disposés en série, formant une couche, et les différentes couches sont connectées en parallèle. Il existe deux types de formation de tuyaux concernant les alimentations en liquide de refroidissement:

- Soit, les couches sont assemblées en parallèle à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur. Le collecteur d'entrée est alors fourni par le régulateur.

- Ou bien, les papiers sont collectés en parallèle uniquement à la sortie. L'organisateur est alors la largeur capillaire et il y a un distributeur de liquide à l'entrée de l'évaporateur. Ce dernier distribue le liquide en quantités égales dans chaque cercle. La sortie de chaque cercle mène au collecteur d'admission.

Dans ces évaporateurs, il peut y avoir une ventilation (c'est-à-dire une convection forcée) ou une convection naturelle. Les ailerons alimentés par la ventilation seront très proches les uns des autres, et les ailerons alimentés par la convection naturelle divergeront considérablement en pratique.

3.1 - Géométrie du problème

Supposons que notre échangeur de chaleur se compose d'un seul tube et d'une rangée d'ailettes. Le fluide traversant le tube a une température T_c ; les ailettes verticales ($H \times l$) d'épaisseur e sont soudées à un tube horizontal qui passe par leur centre.

L'air entre avec une vitesse et une température données dans le plan (YOZ) .

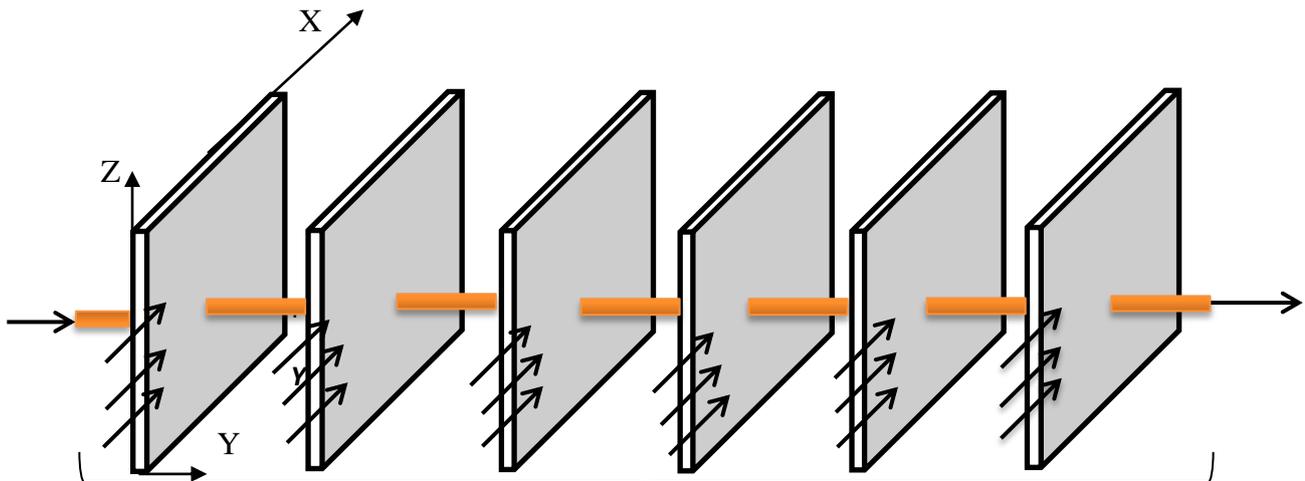


Figure 3-1: Schéma explicatif du problème

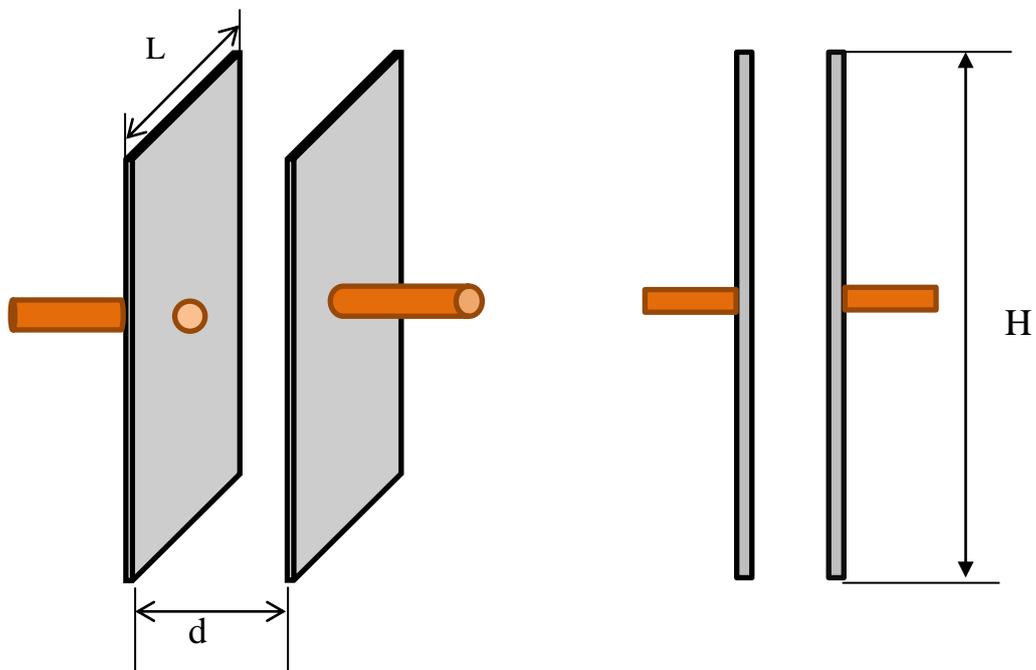


Figure 3-2 : Schéma de la géométrie d'un canal vertical en 3D à droite et en 2D dans le plan (z O y) à gauche

3.2 - Simplification du problème :

On considère que l'écoulement est bidimensionnel (2D) selon le plan (XOY). Les vitesses instantanées entre les deux ailettes associées aux directions (X, Y) seront notées respectivement (U, V).

A l'intérieur du tube, un transfert thermique forcé se produit entre le fluide et la paroi interne du tube, et étant donné que le coefficient de changement thermique est élevé, on peut considérer que la température du liquide est la même que la température de la paroi interne du tube.

Dans ce cas, la même quantité de chaleur est transférée par conduction depuis la paroi interne du tube jusqu'à la paroi externe. Compte tenu du petit diamètre du tube, et afin de faciliter les calculs, on néglige le tube tout en maintenant sa température dans la même position.

La répartition de la chaleur sur la surface de l'ailette et son exposition à l'air à une certaine vitesse et à une certaine température font intervenir simultanément les deux modes de transfert thermique à savoir la conduction et la convection forcée.

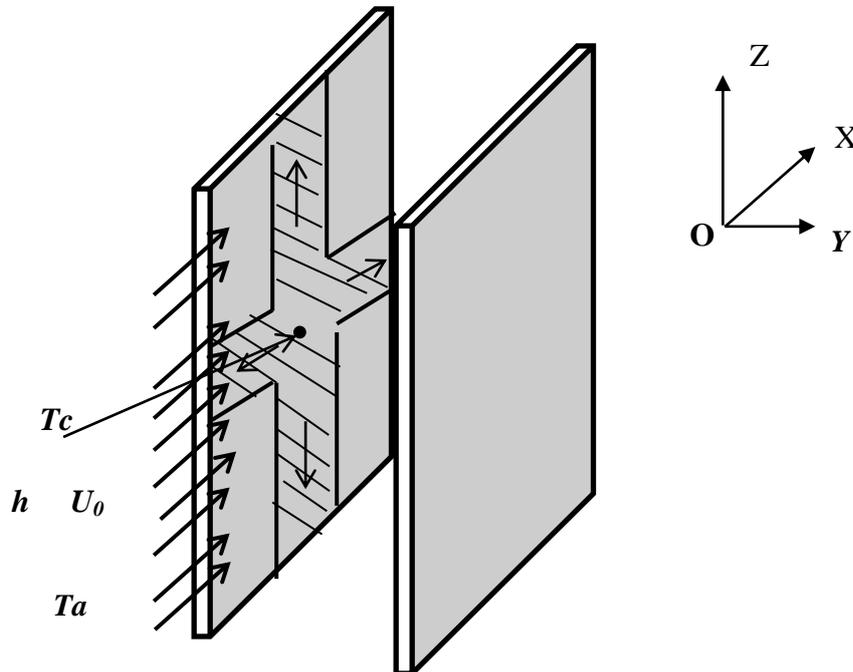


Figure 3-3 : schéma explicatif du condenser

3.3 - Equations du problème

Afin de résoudre le problème, on doit écrire les équations qui régissent le transfert thermique par convection forcée et conduction.

3.3.1- Equation régissant le transfert thermique par conduction :

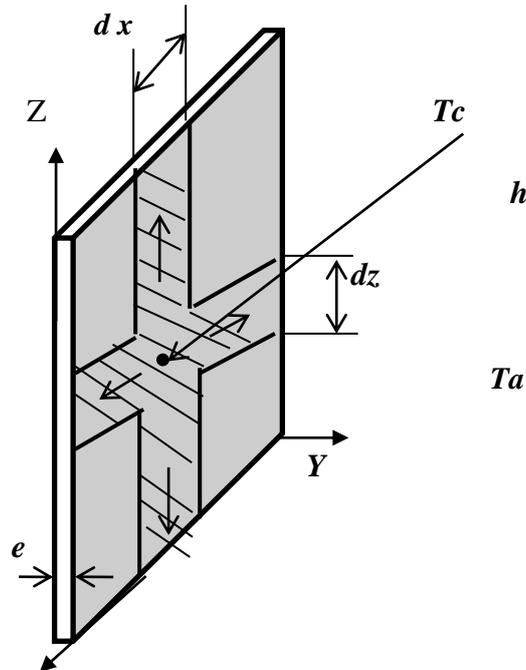


Figure 3-4 :Schéma d'une ailette à section constante

Pour bien décrire notre problème, il faut écrire le bilan thermique au niveau du volume de contrôle ($e \, dx \, dz$) de l'ailette.

$$q(x)dAz - q(x + dx)dAz + q(z)dAx - q(z + dz)dAx - q_{conv} = \frac{\partial he}{\partial t} dv \quad (3.1)$$

$$\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z+dz} \cdot e dx - \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z} \cdot e dx + \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x+dx} \cdot e dz - \lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x} \cdot e dz - 2h \cdot (T(x, z, t) - T_a) = \rho \cdot C \frac{\partial T}{\partial t} dx \cdot dz \cdot e \quad (3.2)$$

- En divisant par $(\rho \cdot C \, dx \cdot dz \cdot e)$

$$\frac{\lambda}{\rho \cdot C} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\lambda}{\rho \cdot C} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{2h(T(x, z, t) - T_a)}{e \rho C} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \frac{2h}{e \rho C} (T(x, z, t) - T_a) \quad (3.4)$$

3.3.1.2-Conditions aux limites

A cause de la symétrie du problème, on ne s'intéresse qu'au quart de l'ailette.

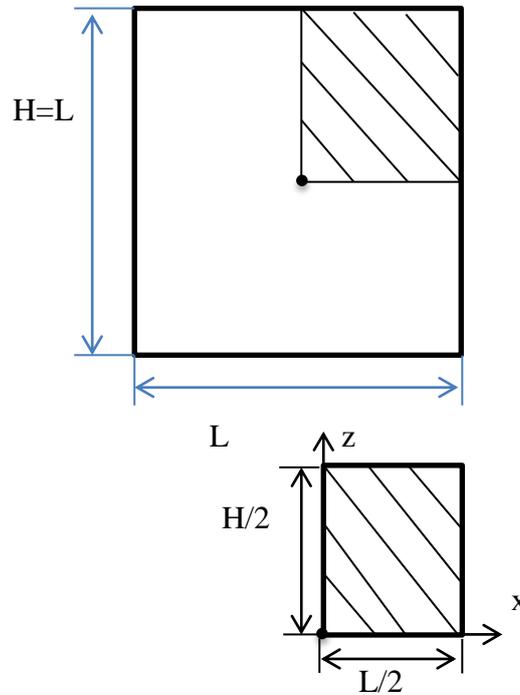


Fig. 3.5 Illustration des conditions aux limites de la conduction

- Condition initiale :

$$T(t=0, x, z) = T_c$$

- Conditions aux limites

$$T(t, x=0, z=0) = T_c$$

$$0 < z < H/2 \text{ et } x = L/2$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

$$0 < x < L/2 \text{ et } z = H/2$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

Symétrie →

$$0 < x < L/2 \text{ et } z = 0$$

$$0 < z < H/2 \text{ et } x = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial z}$$

3.3.2-Equation régissant le transfert thermique par convection

3.3.2.1- L'équation de la continuité

Pour obtenir l'équation de continuité en général, on utilise le bilan des masses (entrée + sortie) : « loi de conservation de la masse »

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.5)$$

$$\vec{v} = u_{\vec{i}} + v_{\vec{j}} + w_{\vec{k}} \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

3.3.2. 2- L'équation de quantité du mouvement

La loi de conservation de quantité de mouvement traduite par l'équation de Navier Stokes exprime tout simplement la loi fondamentale de la dynamique à un fluide Newtonien :

➤ En la direction (OX) :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.8)$$

➤ En la direction (OY) :

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.9)$$

➤ En la direction (OZ) :

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.10)$$

3.3.2. 3- L'équation d'énergie

L'équation d'énergie appelée aussi équation différentielle de la chaleur permet la détermination du champ de température dans l'espace et dans le temps du corps étudié.

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \phi \quad (3.11)$$

3.3.2.1-Hypothèses simplificatrices :

- Fluide newtonien et incompressible.
- L'écoulement représenté en coordonnées cartésiennes bidimensionnel (2D)
- L'écoulement dans un régime stationnaire ($\frac{\partial}{\partial t}=0$).
- Les forces volumiques négligeables (pas de convection naturelle).
- La quantité générée par le frottement est négligeable ($\Phi = 0$).
- ❖ Après l'introduction des hypothèses simplificatrices, le système des équations devient :

3.3.2.1.1- L'équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.12)$$

3.3.2.1.2- L'équation de quantité de mouvement :

- En posant : $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

➤ En la direction (OX) :

$$\left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.13)$$

➤ En la direction (OY) :

$$\left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.14)$$

3.3.2.1.3- L'équation d'énergie :

➤ En posant : $\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.15)$$

On écrit les équations précédentes sous forme conservatrice comme suite :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_p v T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.20)$$

3.3.3- Conditions aux limites :

Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci-dessous:

À l'entrée :

à la sortie

$$x = 0 \quad \text{et} \quad 0 \leq y \leq d$$

$$x = L \quad \text{et} \quad 0 \leq y \leq d$$

$$U = U_\infty$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

$$v = 0$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

$$T = T_\infty$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

À la paroi droite

à la paroi gauche

$$y = d \quad \text{et} \quad 0 \leq x \leq L$$

$$y = 0 \quad \text{et} \quad 0 \leq x \leq L$$

$$\left. \begin{array}{l} U = 0 \\ v = 0 \end{array} \right\} \quad (\text{condition d'adhérence à la paroi})$$

$$\left[\begin{array}{l} U = 0 \\ v = 0 \end{array} \right.$$

$$T = T_p$$

$$T = T_p$$

Chapitré 4 :
Chapitré 4 :

Simulation Numérique et Résultats
Simulation Numérique et Résultats

Introduction :

Dans ce chapitre nous allons rappeler la procédure d'utilisation pour la simulation sous **GAMBIT&FLUENT** afin de résoudre le phénomène lié au transfert thermique par convection ; pour l'aspect lié au transfert thermique par conduction, nous allons utiliser la méthode numérique des différences finies en employant le logiciel **MATLAB**.

Le passage d'un problème aux dérivées partielles continues à un problème discret s'appuie sur les méthodes classiques d'analyse numérique. On distingue trois grandes méthodes pour formuler un problème continu sous forme discrète, la méthode des différences finies, des éléments finis et des volumes finis. La méthode utilisée par le code "FLUENT" est celle des volumes finis.

La CFD, « Computational Fluid Dynamics » (Dynamique des Fluides Numérique) est un ensemble de méthodes numériques permettant d'obtenir une solution approximative d'un problème de dynamique des fluides et/ou de transfert thermique. Les équations qui interviennent sont celles fondamentales de la dynamique des fluides, la résolution se fait par différentes méthodes numériques. La solution est approximative et non pas exacte .

Intérêts de la CFD:

Pour traiter un problème de mécanique des fluides et de transfert de chaleur, on peut le résoudre par méthode soit:

✓ **Analytique:** le grand avantage de cette approche est qu'elle permet d'avoir des solutions exactes. Cependant, elle est limitée pour des cas très simples en formulant un certain nombre d'hypothèses.

✓ **Expérimentale:** c'est l'approche qui représente la réalité, souvent très difficile à mettre en œuvre et nécessite un certain temps pour résoudre tous les problèmes qu'on peut rencontrer. Elle peut être coûteuse.

✓ **Numérique :** elle permet de faire moins d'hypothèses qu'une approche analytique et traiter des problèmes relativement complexes, moins coûteuse, limitée par l'ordre des méthodes numériques utilisées, la précision du modèle et les moyens de calcul.

Une solution à ces équations aux dérivées partielles peut être calculée numériquement par application de la méthode des :

1. différences finies ;
2. éléments finis ;
3. volumes finis.

4.1- Gambit et Fluent

4.1.1- L'outil Gambit :

C'est un outil informatique qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous *FLUENT*. Le meilleur est un prétraitement ou logiciel de simulation permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de différents types rectangle ou triangle.

Pour construire un maillage, il est bon de suivre la démarche suivante :

- Définir la géométrie en 2D ou 3D.
- Choisir le maillage et le réaliser.
- Définir les paramètres des zones de calcul (conditions aux limites).

La géométrie comprend les positions physiques des points caractéristiques définissant la zone que l'on a à mailler (coordonnées spatiales).

Pour des maillages structurés, on peut faire la liaison entre la géométrie et le maillage.

En deux dimensions, un nœud pourra alors être repéré par ses coordonnées physiques x et y ou indices I et J.

4.1.1 .1-Démarrage de Gambit

Nous pouvons créer un dossier dans le bureau et le renommons, puis cliquons sur « accepte ».

La fenêtre suivante s'ouvre :

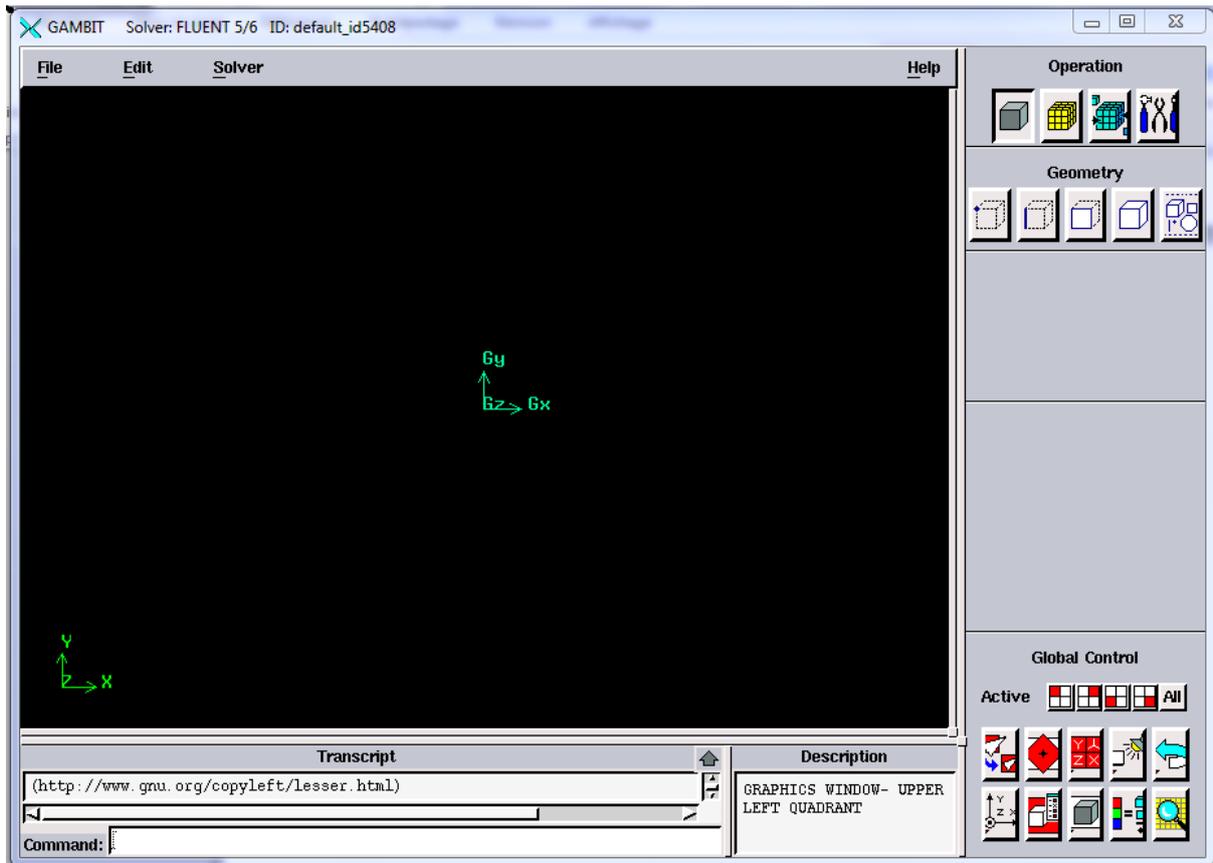


Figure 4-1 –: interface du GAMBIT

4.1.1.2-Construction de la géométrie :

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des volumes en 3D ou faces en 2D dans le cas de notre problème.

Les procédures sont les suivantes :

- GEOMETRIE
- vertex command
- edge command
- Creation d'une face

4.1.1.3 -Génération de maillage :

La génération de maillage (3D)ou (2D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vue l'influence de ces paramètres sur la solution calculée.

Pour faire le maillage de notre géométrie, on suit les étapes suivantes :

- mesh
- edge
 - Création du maillage d'une face

A la fin de ces opérations, nous allons obtenir une géométrie finale d'un canal vertical.

Après la création de géométrie et la génération de maillage, on précise les conditions aux limites par :

- ZONE (dans notre cas)
- SPECIFY BOUNDARY TYPES

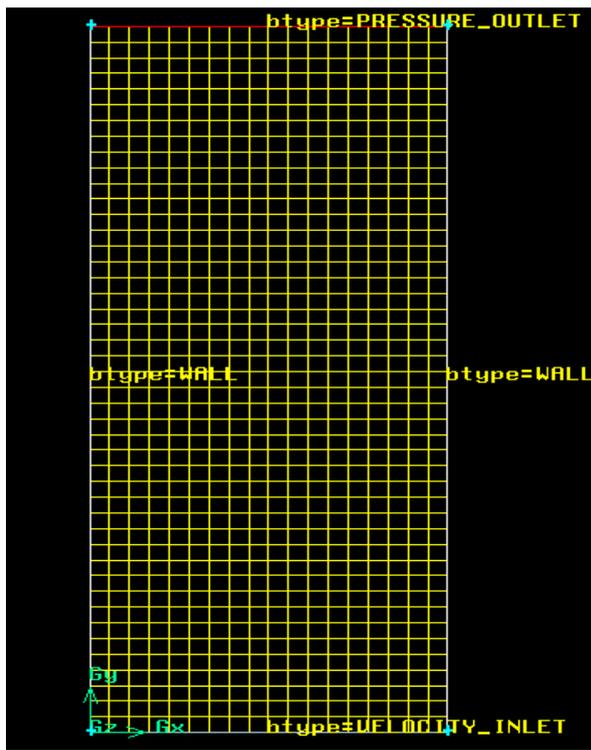


Figure 4-2: Maillage de la surface « structuré »

Finalement on exporte le fichier (msh) vers FLUENT après la sauvegarde.

4.2-Notice d'utilisation de Fluent

Fluent est un code CFD permettant de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...), c'est la raison pour laquelle on l'a choisi pour réaliser notre simulation.

— Le code Fluent utilise la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations de transport.

— Les étapes à suivre dans ce logiciel sont citées ci-dessous.

4.2.1- Démarrage de fluent

On choisit la version 2D (bidimensionnelle) avec double précision

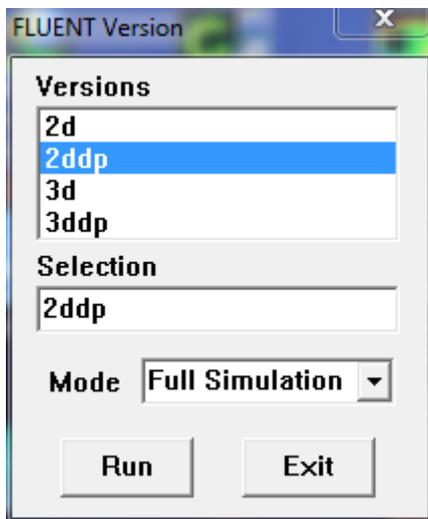


Figure 4-3 : Version 2dp de démarrage du FLUENT

4.2.2-Chargement du modèle

Pour commencer la simulation, il faut ouvrir le fichier (*.msh) généré avec Gambit

1. File
2. Read
3. Case,
4. choisir le fichier (.msh)

Après le chargement du modèle, on suit les étapes suivantes :

- Grid
- Check, vérifié s'il n'y a pas de cellule avec un volume négatif. Grid
- Scale, choisir la dimension dans laquelle a été créé le modèle.

4.2. 3-Définition du modèle de l'écoulement et des conditions aux limites :

- Define
- Models
- Energy (on active l'équation de l'énergie)
 - Viscous, (sélectionner le type « laminaire »)

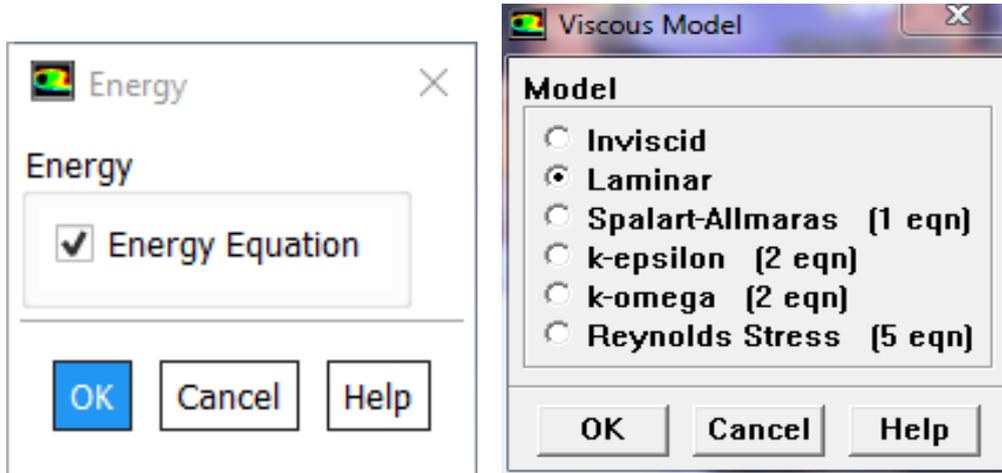


Figure 4-4: définition de l'équation de l'énergie Figure 4-5 : définition de régime

Puis : - Define,

- Materials, (définir le type de fluide utilisé dans la simulation; ici de l'air)

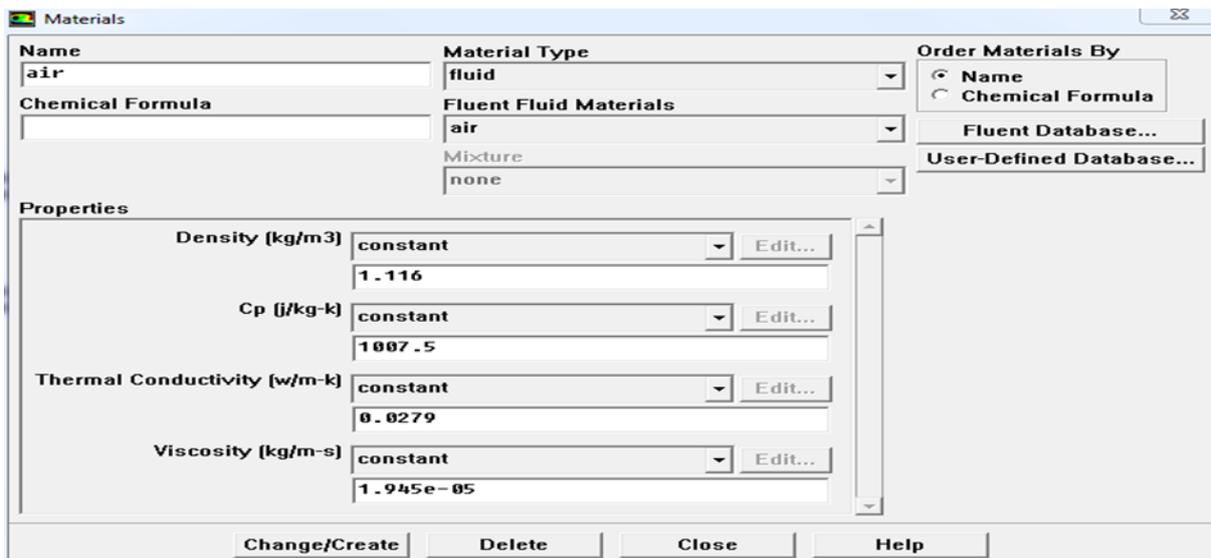


Figure 4-6 : définition des propriétés des matériaux

Puis :

- Define
- boundary conditions(spécifier les conditions aux limites)
- operating conditions

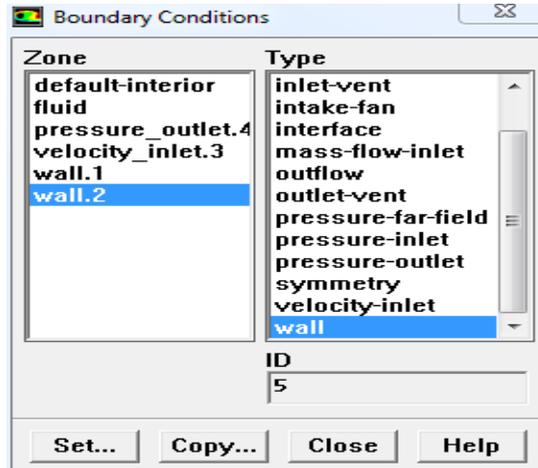


Figure 4-7 : définition de la condition aux limites

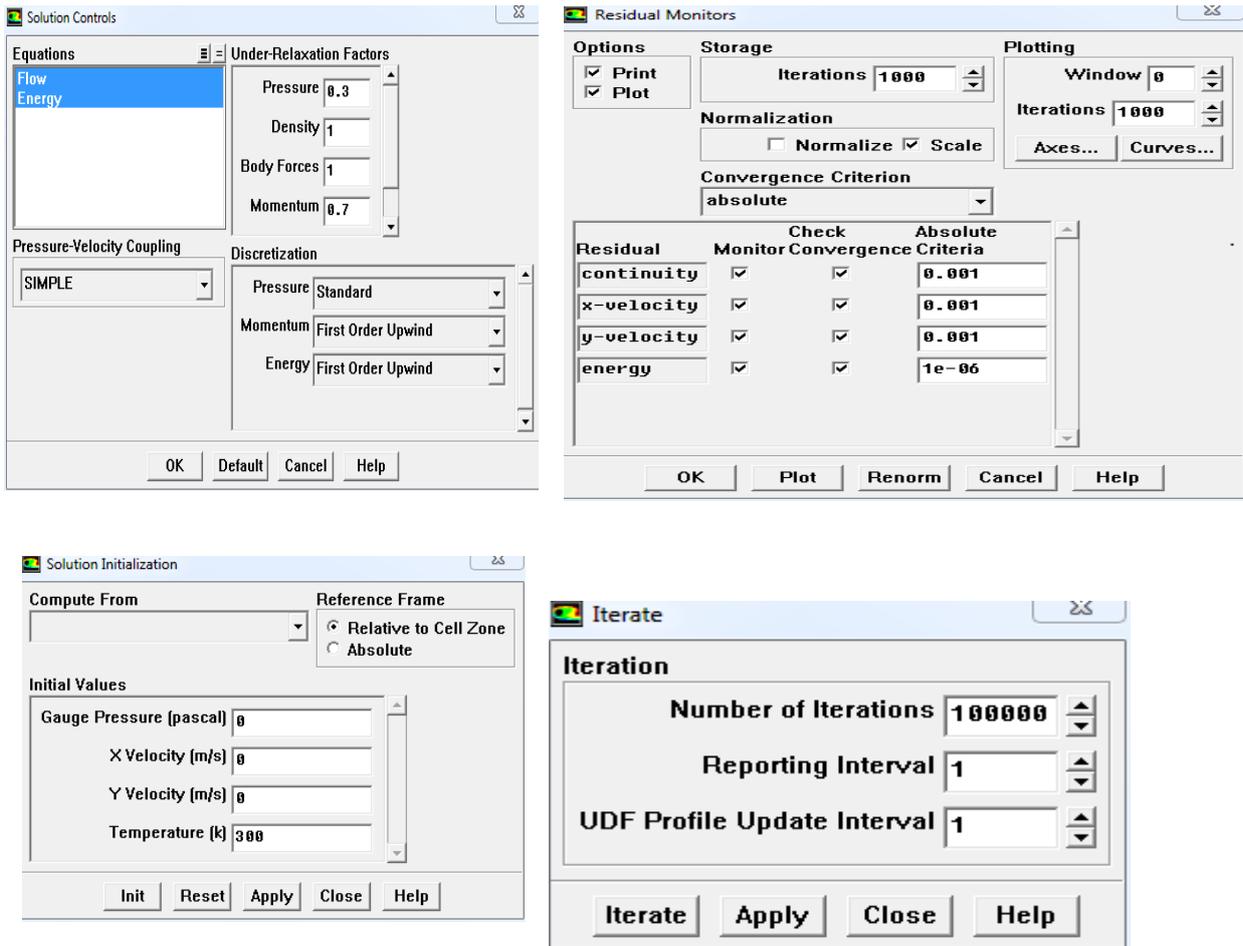
4.2.4- Initialisation et lancement des itérations :

- Solve
- Monitors
- Residual,

Fixer les critères de convergence pour chaque entité physique et afficher le graphe de convergence en cliquant sur

- Plot
- Iterate,

Donner le nombre d'itérations et démarrer le calcul des résidus.



la solution converge :

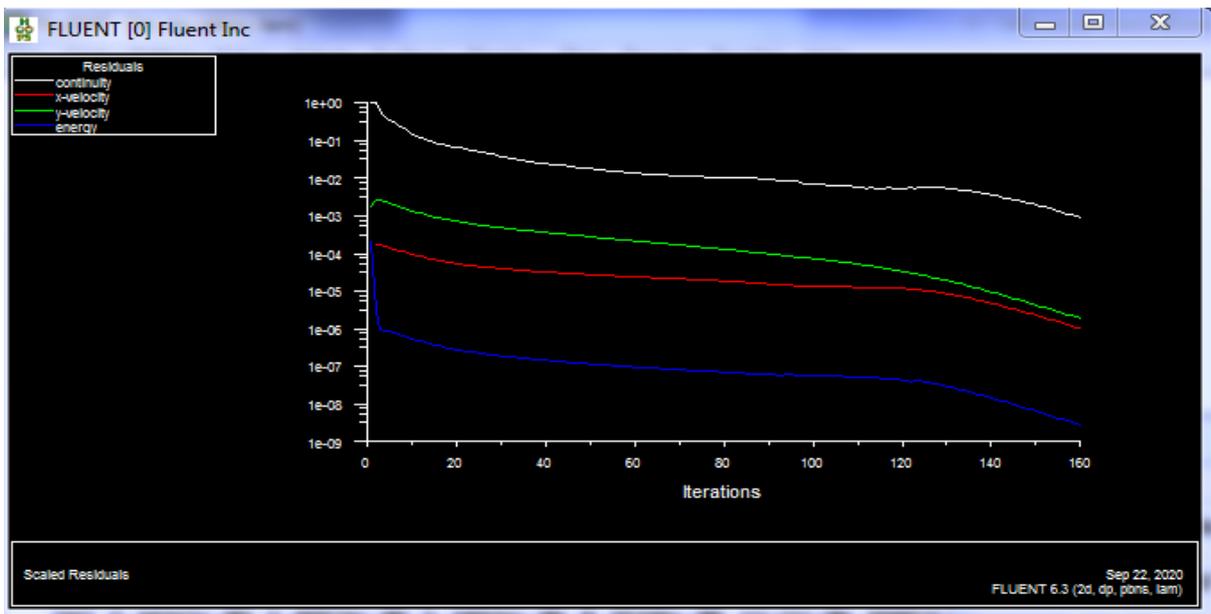


Figure 4-7 : les courbes des résidus

4.2.5-Visualisation des résultats :

FLUENT permet de visualiser la forme géométrique du maillage et les résultats des calculs de nombreuses façons sous forme graphique.

— Display

— Grid

Afficher la géométrie et le maillage.

Aussi :

— Display

— Contours

afficher les différents profils (vitesse, température, pression...).

Et obtenir plusieurs résultats (Densité de flux, coefficient d'échange, nombre de Nusselt.....) :

—Report

—Surface integral

4.3- MATLAB :

MATLAB (Matrix-Laboratory) est un programme pionnier en ingénierie et applications mathématiques produit par MathWorks Corporation; MATLAB permet la manipulation de la matrice, la représentation graphique de fonctions mathématiques, la mise en œuvre de divers algorithmes, la création d'interfaces utilisateur graphiques et la communication avec les programmes écrits dans d'autres langages, notamment C - C ++, Java et Fortran. Le programme est utilisé avec de nombreuses autres applications et utilitaires tels que (Simulink)

4.2 .1- Différences finies

En analyse numérique, la méthode des différences finies est une technique courante de recherche de solutions approchées d'équations aux dérivées partielles qui consiste à résoudre un système de relations (schéma numérique) liant les valeurs des fonctions inconnues en certains points suffisamment proches les uns des autres.

Cette méthode apparaît comme étant la plus simple à mettre en œuvre car elle procède en deux étapes : d'une part la discrétisation par différences finies des opérateurs de dérivation/différentiation, d'autre part la convergence du schéma numérique ainsi obtenu lorsque la distance entre les points diminue

Une discrétisation des opérateurs différentiels (dérivées premières, secondes, etc., partielles ou non) peut être obtenue par les formules de Taylor.

La formulation de Taylor-Young est préférable dans son utilisation simple, la formulation de Taylor avec reste intégral de Laplace permet de mesurer les erreurs (cf. plus bas).

On a utilisé le schéma explicite dans le temps.

Dans le problème de la conduction thermique non stationnaire :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \frac{2h}{\rho c_p} (T(x, z, t) - T_a) \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T(i, j, n + 1) - T(i, j, n)}{\Delta t}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T(i + 1, j, n) - 2T(i, j, n) + T(i - 1, j, n)}{\Delta x^2}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{T(i, j + 1, n) - 2T(i, j, n) + T(i, j - 1, n)}{\Delta z^2}$$

$$\frac{T(i, j, n + 1) - T(i, j, n)}{\Delta t} =$$

$$a \left(\frac{T(i + 1, j, n) - 2T(i, j, n) + T(i - 1, j, n)}{\Delta x^2} + \frac{T(i, j + 1, n) - 2T(i, j, n) + T(i, j - 1, n)}{\Delta z^2} \right)$$

$$-\frac{2h}{e\rho C_p}(T(i,j,n) - T_a)(4.2)$$

4.3-Les données et les conditions du problème :

Rappelons que, pour notre problème, il s'agit d'une convection forcée laminaire de l'air entre deux plaques planes verticales rectangulaires couplée à une conduction dans les plaques.

Les données d'entrée sont :

$$T_a = 313K ; \rho = 1.116 \frac{kg}{m^3} ; C_p = 1007.5 \frac{J}{kg.k} ; \lambda = 0.0279 \frac{W}{m.k} ; \mu = 1.945 \times 10^{-5} Kg.m/s$$

$$P_{atm} = 1.013 \text{ bar}$$

Avec des différentes vitesses variant de 0.1 à 2 m/s avec un pas de 0.1

Ces vitesses correspondent à un régime laminaire de l'écoulement : $Re < 2300$

Les dimensions et les propriétés des ailettes en aluminium sont :

$$H=l = 45mm ; e = 0.2mm ; \lambda = 202.4 \frac{W}{m.k} ; C_p = 871J/kgK ; T_p = 333k$$

La distance d entre les ailettes est $d= 18 \text{ mm}$

Nous avons utilisé un maillage uniforme avec une dimension de cellule égale à 0.25mm

Nous nous sommes intéressés dans cette simulation à voir l'influence de la vitesse de l'air sur les paramètres suivants :

- Densité du flux de chaleur
- Erreur relative
- Température moyenne de la paroi de l'ailette.
- Coefficient d'échange de chaleur moyen

Les résultats obtenus sont présentés sous forme de courbes.

En plus, nous allons présenter le contour de température et de la composante U de la vitesse de l'air.

4.5-Résultats

4.5.1- Distribution de température :

On a utilisé une vitesse d'entrée de 2m/s

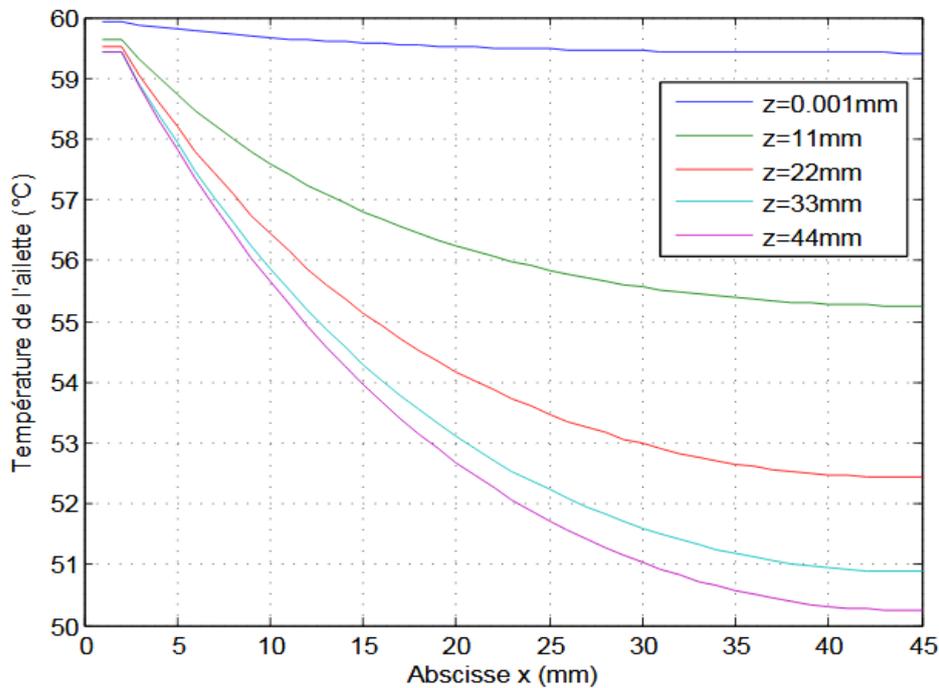


Fig.5.1 : Variation de distribution de la température

Commentaire 1

On voit que la température varie dans l'ailette et atteint la valeur de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ à ses sommets pour une température de condensation de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.5.2-Densité de flux

En faisant varier la vitesse de l'air de 0.1 à 2 m/s avec un pas de 0.1 , on a représenté les variations de la densité du flux de chaleur échangé entre l'air et les ailettes dans les deux cas :

1. En considérant la température de la paroi des ailettes égale à celle de condensation T_c du fluide frigorigène qui traverse l'échangeur (ailette idéale)
2. En calculant la température réelle moyenne T_{p_m} de l'ailette en y prenant en compte la conduction

Les résultats sont montrés sur la figure suivante :

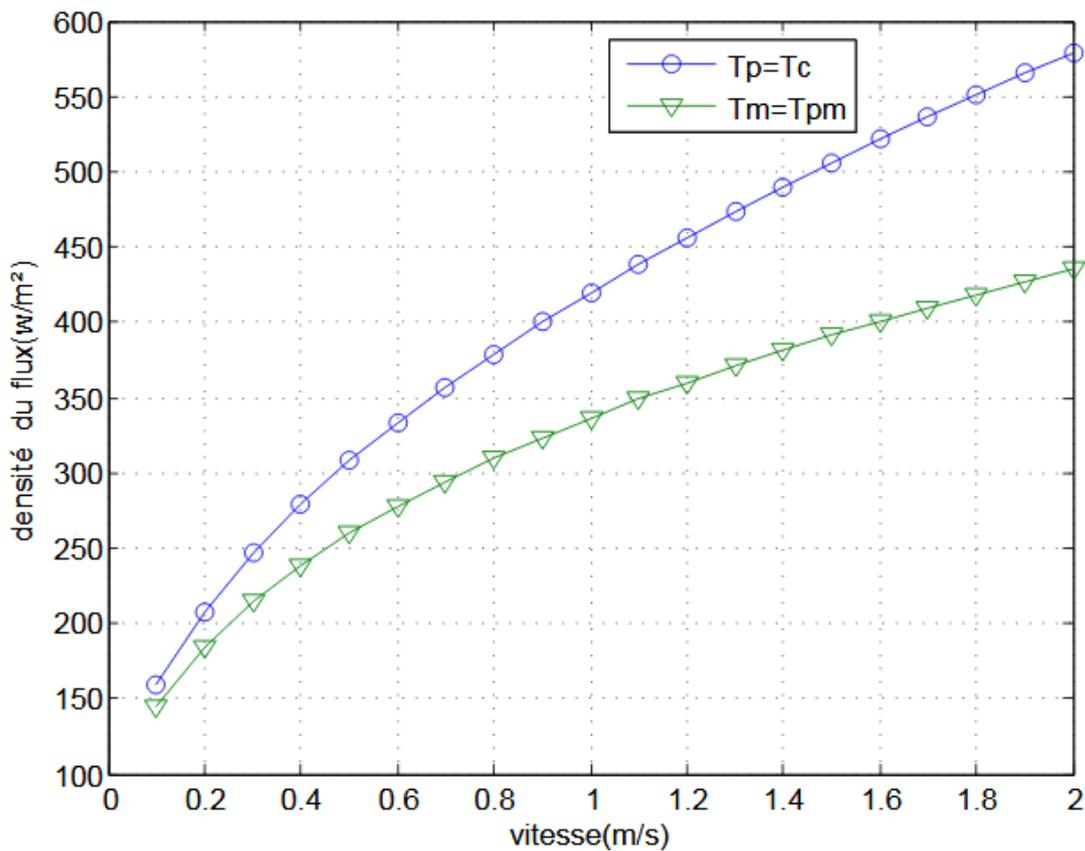


Fig5-2 : Variation de la densité du flux en fonction de vitesse

Commentaire 2:

On voit que les deux courbes sont proches l'une de l'autre quand la vitesse de l'air est faible.

Puis s'éloignent au fur et à mesure que la vitesse augmente.

4.5.3- Erreur relative :

L'erreur relative peut exprimer par :

$$Er = \frac{\varphi(Tc) - \varphi(Tpm)}{\varphi(Tpm)} \quad (5.4)$$

Avec les memes données , on va s'intéresser à l'influence de la vitesse de l'air sur l'erreur relative .

Les résultats sont montrés sur la figure suivante :

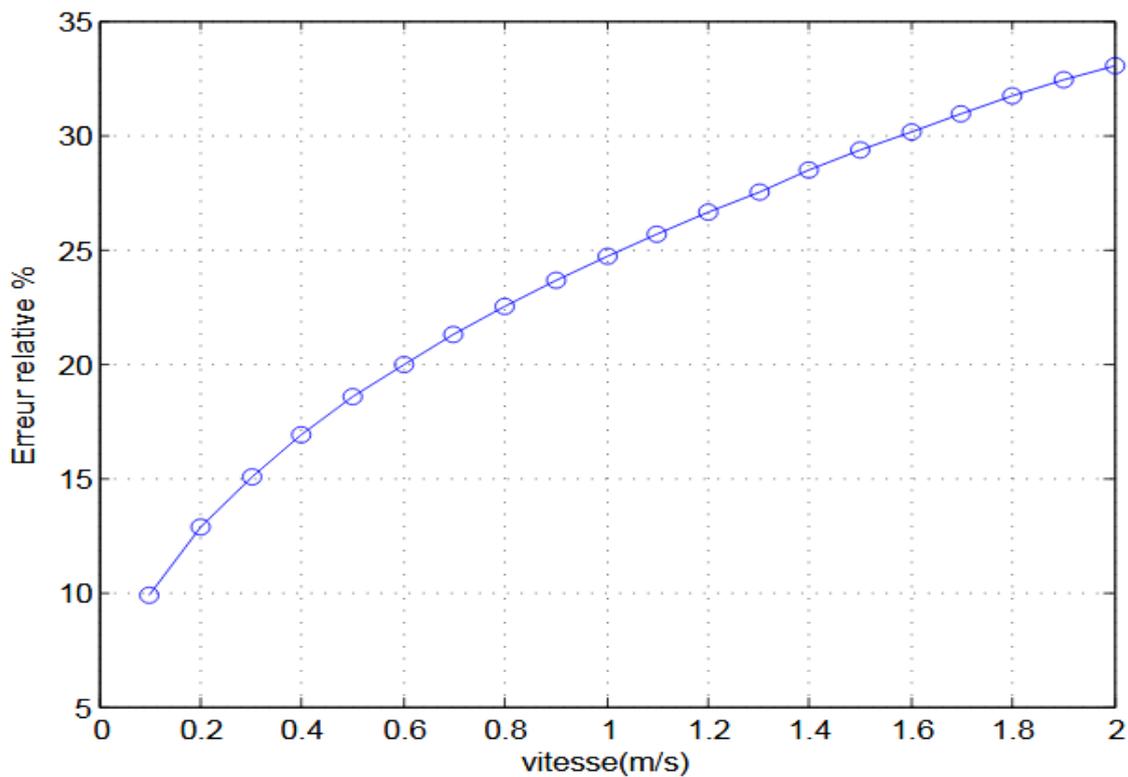


Fig. 5.3 : l'erreur relative en fonction de vitesse

Commentaire 5:

On remarque que l'erreur relative commise sur la densité du flux de chaleur augmente avec la vitesse de l'air plus rapidement au début (vitesse faible) puis de plus en plus lentement quand la vitesse augmente.

4.5.4-Coefficient d'échange moyen :

Il permet de quantifier un transfert de chaleur réalisé par un phénomène de convection au sein d'un fluide en mouvement contre une paroi froide ou chaude.

Il est calculé par la relation suivante :

$$-\lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = h (T_p - T_a) \quad (5.6)$$

$$h(x) = - \frac{\lambda_f \left(\frac{\partial T(x,y)}{\partial y} \right)_{y=0}}{(T_p - T_a)} \quad (5.7)$$

La valeur moyenne est donnée par :

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (5.7)$$

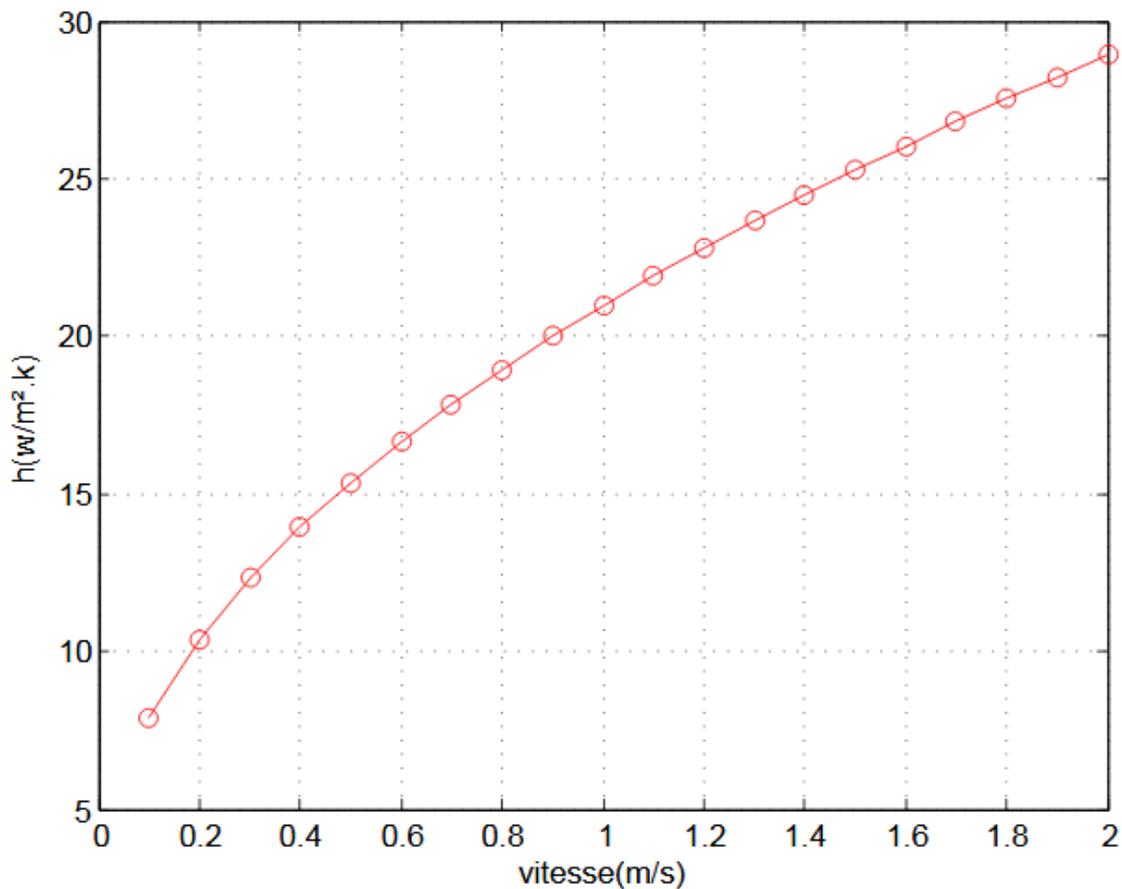


Fig. 5.4 :Variation du coefficient d'échange en fonction de la vitesse de l'air

Commentaire 4:

On remarque que le coefficient d'échange augmente avec la vitesse de l'air.

4.5.5-Température moyenne de la paroi de l'ailette :

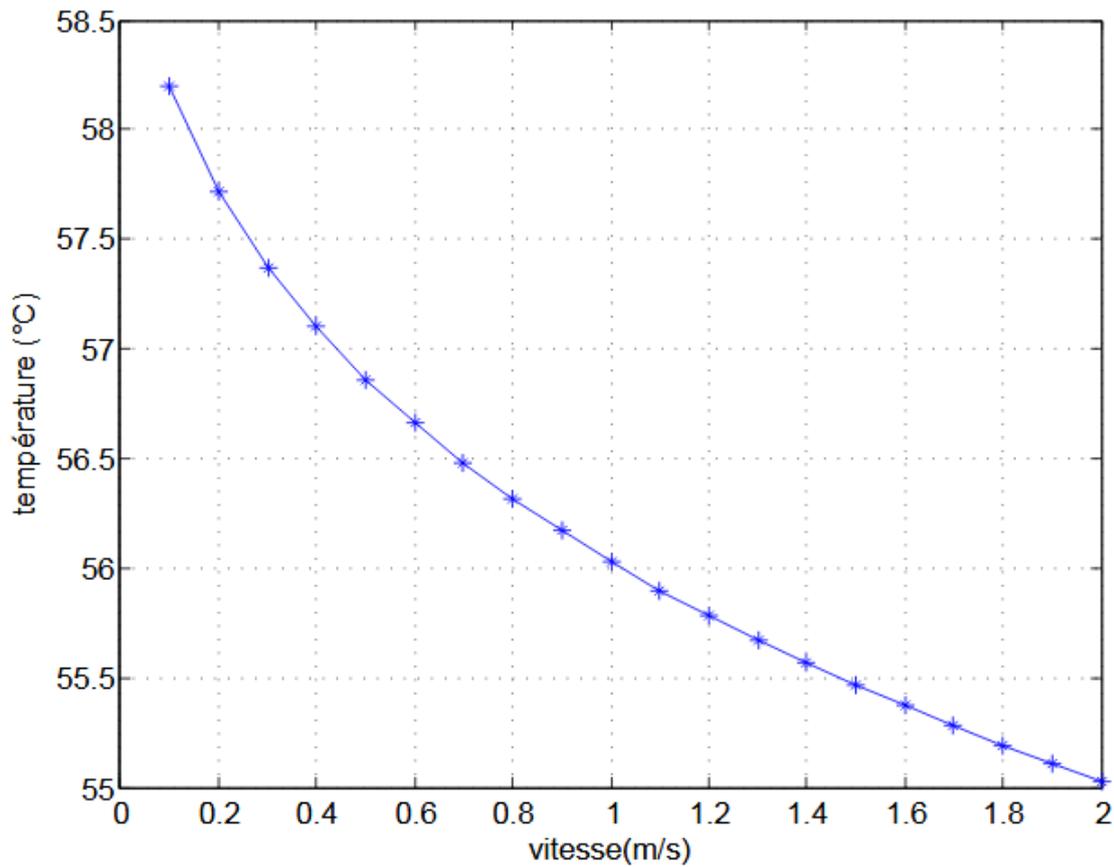
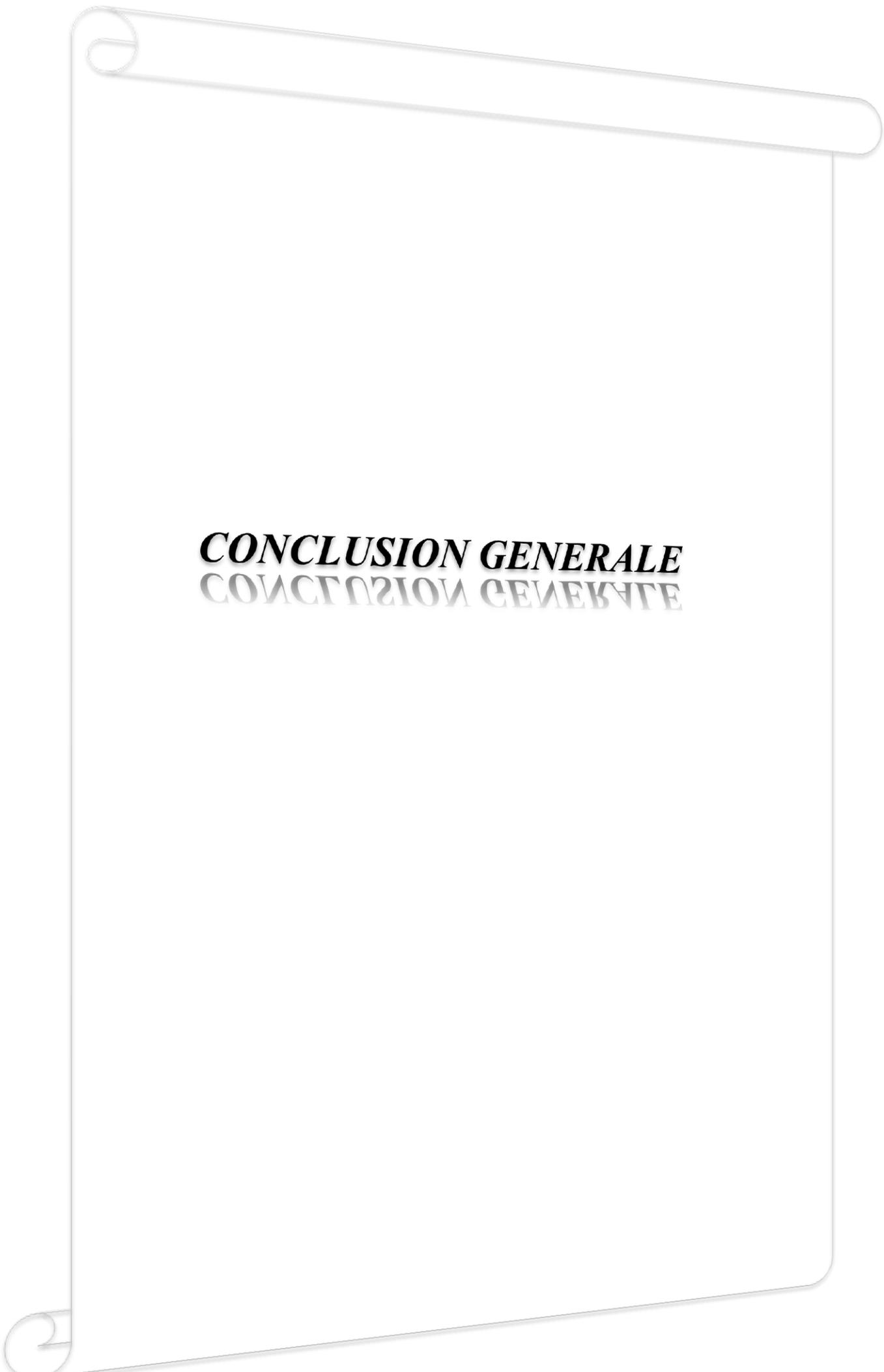


Fig. 5.5 *Température moyenne de l'ailette en fonction de la vitesse de l'air*

Commentaire 7:

Il y a diminution de la température moyenne de l'ailette lorsque la vitesse de l'air augmente.



CONCLUSION GENERALE
CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Le but de ce travail était d'étudier l'effet de l'anisothermie des ailettes sur le transfert de chaleur par convection forcée au niveau d'un échangeur fonctionnant comme condenseur.

Pour bien comprendre le phénomène, le transfert de chaleur par convection et par conduction a été évoqué.

Nous nous sommes limités à la convection forcée 2D, en régime laminaire pour un fluide newtonien incompressible au niveau d'un échangeur de chaleur à ailettes dans lesquelles il y a une conduction 2D et instationnaire.

Pour simplifier le problème, nous sommes obligés de découpler la convection qui a été traitée par "Gambit & Fluent" pour laquelle on introduit initialement la température de condensation du fluide frigorigène comme condition aux limites à la paroi et la conduction par la méthode numérique des différences finies avec "Matlab" et pour lequel est injecté le coefficient d'échange moyen.

Les résultats obtenus montrent bien la différence entre les valeurs de la densité de flux échangé calculée en supposant la température de l'ailette confondue avec celle de condensation du fluide frigorigène et déterminée si on prend la température moyenne réelle de l'ailette.

La différence est d'autant plus marquée que la vitesse de l'air augmente.

ANNEXE
ANNEXE

Température d'ailette $T_p=60\text{ }^\circ\text{C}$

Température d'air $T_f= 40\text{ }^\circ\text{C}$

Propriétés physiques de l'air

$\rho=1.116\text{ kg/m}^3$ $c_p=1007.5\text{ J/kgC}$

$\lambda=0.0279$ $\mu=1.945\text{ W/m.c}$

U(m/s)	h	ϕ	ϕ_m	T_p	T_m	er
0.1	7.9248195	158.49638	144.23882	60	58.2009	9.88
0.2	10.405626	208.11253	184.42615	60	57.7237	12.84
0.3	12.329449	246.58897	214.26105	60	57.3780	15.08
0.4	13.952959	279.05917	238.60803	60	57.1009	16.9
0.5	15.381974	307.63947	259.45251	60	56.8673	18.57
0.6	16.672482	333.44965	277.83179	60	56.6641	20
0.7	17.858238	357.16476	294.36609	60	56.4835	21.3
0.8	18.9615	379.23001	309.46283	60	56.3206	22.5
0.9	19.997679	399.95358	323.3963	60	56.1717	23.6
1	20.978106	419.5621	336.37311	60	56.0345	24.7
1.1	21.911209	438.22418	348.5419	60	55.9070	25.7
1.2	22.803619	456.07242	360.01926	60	55.7878	26.6
1.3	23.660519	473.21036	370.89783	60	55.6758	27.5
1.4	24.486088	489.72177	381.25082	60	55.5701	28.45
1.5	25.283802	505.67606	391.08	60	55.47	29.3
1.6	26.056484	521.1297	400.39	60	55.37	30.15
1.7	26.806562	536.13123	409.5	60	55.2839	30.92
1.8	27.536087	550.72174	418.18	60	55.1971	31.69
1.9	28.24679	564.93579	426.7	60	55.1139	32.39
2	28.94021	578.8042	434.97	60	55.0340	33.07

Er 9.88 ;12.84 ;15.08 ;16.9 ;18.57 ;20 ;21.3 ;22.5 ;23.6 ;24.7 ;25.7 ;26.6 ;27.5
;28.45 ;29.3 ;30.15 ;30.92 ;31.69 ;32.39 ;33.07

Fl

(158.49,208.11 ,246.58 ,279.05 307.63 ,333.44,357.16 ,379.23,399.95,419.56,
438.22 ,456.07 ,473.21 ,489.72,505.67,521.12,536.13, 550.72,564.93,578.8)

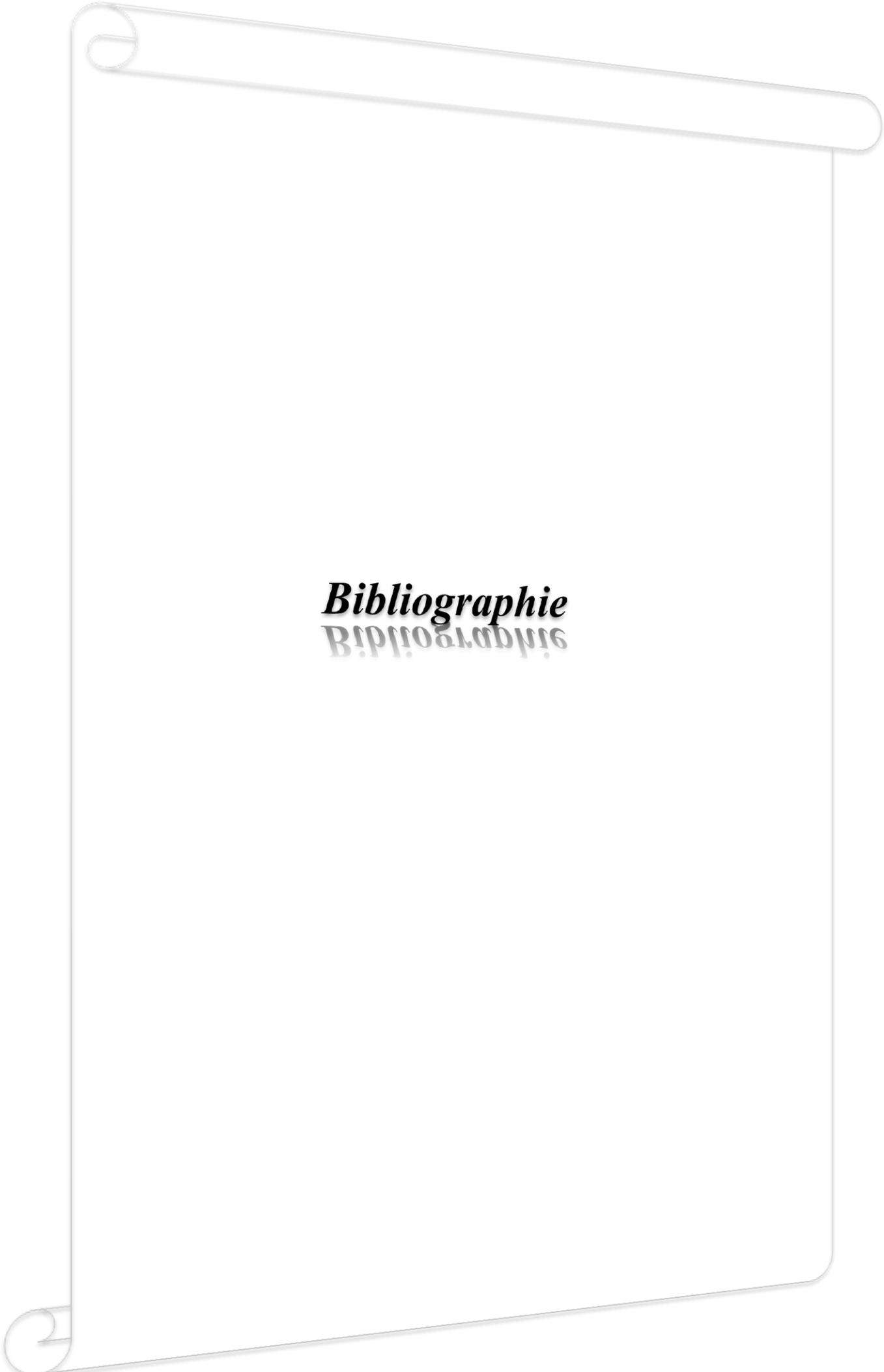
Flm

(144.23 ,184.42,214.26,238.60,259.45,277.83,294.36,309.46,323.39 ,336.37
348.54,360.019 ,370.89,381.25,391.08,400.39 ;409.5,418.18,426.7,434.97

Tm 58.20,57.72,57.37,57.10,56.86,56.66,56.48,56.32,56.17,56.03,55.90,55.78 ,
55.67,55.57,55.47 ,55.37 ,55.28,55.19,55.11,55.03

H

7.92,10.40,12.32,13.95,15.38,16.67,17.85,18.96,19.99,20.97 ,21.91,22.80,23.66
,24.48,25.28,26.05,26.80,27.53,28.24,28.94



Bibliographie
BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

[1], [3]:**Philippe MARTY**, Cour de transfert thermique université de Joseph Fourier, Grenoble, Edition 2012-2013

[2], [4]:**Laouini Salah Eddine**, Transfert thermique, Université Echahid Hamma Lakhdar-El Oued, 2014/2015

[5] :**J. Brau**, Transfert de chaleur par convection, INSA de Lyon, France, 2006

[6] : **Nicolas ERRIEN**, cour de Transfer de chaleur Université du Maine - Faculté des Sciences Département de Physique

[7] : cour BTS F.E.D De La Salle Castres «Transfert thermique. La convection ».

Lien :

<http://www.delasallecastres.fr/index.php/fr/enseignement-superieur-bts/bts-fluides-energies-domotique>

[8] :**J. Brau**, Transfert de chaleur par convection, INSA de Lyon, France, 2006

<http://docinsa.insa-lyon.fr/polycop/download.php?id=160504&id2=4>

[9],[14] : **J .P Holman**, Heat Transfer, Tenth Edition

[10] : Dissipation Thermique Dans Les Composants /Systèmes Electroniques Laboratoire «Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg ».

[11], [12]:**J. Brau**, Transfert de chaleur par convection, INSA de Lyon, France, 2006

<http://docinsa.insa-lyon.fr/polycop/download.php?id=160504&id2=4>

[13] :**J.M. Chasseriaux**, Convection Thermique et Rayonnement Solaire. Ed. Dunod, 1984

Lien : http://www.nae.fr/wp-content/uploads/2015/07/Etude_DissipationThermique.pdf

[15], [25] : **E. Rouland**, Les Échangeurs Thermiques GSI-M1 -2011-2012

[16] :**J .P Holman**, Heat Transfer, Tenth Edition

[17] , [21] : **Y. Jannot**, Introduction aux échangeurs de chaleur, Ecole des Mines de Nancy, France, 2016

www.thermique55.com/principal/chapitre6.pdf

[18]: Site WEB: http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/5218/4/Chapitre_I_.pdf.

[19]: SiteWEB:[http://www.thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tu-bulaire /](http://www.thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tu-bulaire/).

[20] : **Cherif Bougriou**, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, 2007,

Batna, Algérie.

[23]:**André Bontemps**, Alain Garrigue, Charles Goubier, Jacques Huetz, Christophe Marvillet, Pierre Mercier, Roland Vidil, "Échangeurs de chaleur", technique de l'ingénieur [B 2 341].