

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED– NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS UNE AILETTE CYLINDRIQUE

Présenté par :

- *Mani Youcef*
- *Chaala Mohammed*
- *Kentar Zakarya*

Soutenu le : 29/06/2021.....devant le Jury :

<i>Dr . Belabed Zakaria</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>Dr.Medjahed Driss Meddah</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadreur</i>
<i>Dr.Khatir Naima</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>

Remerciement

*Avant Tout, Nous Devions Remercier Dieu Le Tout Puissant Qui
Nous A Donné La Force Pour Réaliser Ce Travail.*

*Le Grand Merci A Notre Encadreur Dr. Medjahed Driss Meddah
Et A Notre Co-Encadreur Aliwane Imane Pour Leur Aide Durant
La Résolution De Ce Mémoire.*

*Nous Tenons EgalemeNt A Remercier Les Membres Du Jury
Dr.Khatir Tawfiq Et Dr. Naima Khatir Pour L'honneur Qu'ils Nous
Ont Accordé En Acceptant De Juger Notre Travail.*

*Nous Remercions Aussi L'ensemble Des Enseignants Du
Département De Génie Mécanique, Qui Ont Contribué A Notre
Formation.*

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, âmes très chers

parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère

Qui ont fait tant de sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours d'études, tous les mots

restent faibles pour exprimer

ma grande affection et ma profonde gratitude.

A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma promotion, à tous les

professeurs et les étudiants de génie mécanique, à mes collègues de

ma branche et à mon ami Youssouf

Chaala Mohammed

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, âmes très chers

parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère

Qui ont fait tant de sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours d'études, tous les mots

restent faibles pour exprimer

ma grande affection et ma profonde gratitude.

A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma promotion, à tous les

professeurs et les étudiants de génie mécanique, à mes collègues de

ma branche et à mon ami Mohammed

Mani Youssouf

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à ma grande famille, âmes très chers

parents que j'aime plus que tous, à mon père et ma mère

Qui ont fait tant de sacrifices pour me permettre

De réussir ma vie, et qui

M'ont soutenu tout au long de mon parcours d'études, tous les mots

restent faibles pour exprimer

ma grande affection et ma profonde gratitude.

A mes frères et mes sœurs, à mes amis de ma promotion, à tous les

professeurs et les étudiants de génie mécanique, à mes collègues de

ma branche et à mon ami mohammed

Kentar zakarya

Table des Matières

Remerciement.....	I
Dédicace	II
Table des matières.....	III
Liste de figures	V
Liste de tableaux	VI
Resume	VI
Nomenclature	VII
Introduction générale	1

Chapitre I : Généralités sur transfert de chaleur

I.1	Introduction.....	4
I.2	Généralités sur transfert de chaleur	5
I.3	Rappels de thermodynamique.....	5
I.3.1	Le premier principe de la thermodynamique	5
I.3.2	Le second principe de la thermodynamique.....	5
I.4	L'énergie	5
I.5	Modes de transfert thermiques.....	6
I.5.1	Transfert par conduction	6
I.5.2	Transfert par convection.....	6
I.5.3	Transfert par rayonnement	9
I.6	Notions thermiques.....	10
I.7	Le nombre de Biot	10
I.8	Bilan d'énergie.....	10
I.8.1	L'équation fondamentale.....	10
I.9	Méthode moindre carré.....	11
I.10	Convection laminaire et convection turbulent	11
I.10.1	Ecoulement laminaire et écoulement convection	12
I.11	Concept de couche limite	13
I.11.1	Couche limite dynamique.....	13
I.11.2	Couche limite thermique	14
I.12	Conclusion.....	15

Chapitre II : Etude theorique d'ailettes

II.1	Introduction.....	17
II.2	Definition.....	17
II.2.1	Flux de chaleur	17
II.2.2	densite de flux thermique.....	17
II.3	Trensfert thermique par conduction.....	18
II.3.1	Conduction.....	18
II.3.2	Definition.....	18
II.3.2.1	Loi de fourier.....	18

II.3.2.2	Conductivite thermique.....	19
II.4	Trensfersts thermique par convection	19
II.4.1	Conviction	19
II.4.2	Les deferents types de convection.....	20
II.4.2.1	La convection naturelle ou libre.....	20
II.4.2.2	Convection forcee	20
II.4.3	Loi de newton.....	20
II.5	Transfert thermique par rayonnement.....	20
II.5.1	Rayonnement.....	20
II.5.2	Definition.....	20
II.5.2.1	Loi de Planck	20
II.5.2.2	Corps noir	20
II.6	Dissipateur de chaleur.....	21
II.7.	Introduction au transfert de chaleur dans les dissipateur.....	22
II.8	les resistance dans un modele de dissipateur	24
II.8.1	Resistance ambiante de dissipateur Rsa.....	24
II.8.2	Resistance de conduction de la plaque Rbf.....	25
II.9	Transfert de chaleur par conduction	25
II.9.1	Resistance Rsp	26
II.9.2	Resistance Rfa.....	26
II.9.3	Facteur de conduction de l'ailette.....	27
II.9.4	Analyse de l'efficacite.....	28
II.9.5	Demonstration des ailettes longitudianales rectangulaires.....	29
II.9.6	Equation longitudianales trapezoidiales	30
II.10	Coefficient de convection hc.....	31
II.10.1	Coefficient d'equivalence de rayonment h	32
II.10.2	Rayonnement dans les dissipateurs thermique.....	32
II.11	Conclusion.....	34

Chapitre III : Méthode des volumes finis

III.1	Introduction	36
III.1.1	Le calcul numérique	36
III.1.2	Méthode des volumes finis	36
III.1.3	Les différentes étapes de la mise en œuvre	37
III.1.4	Avantages	37
III.2	Conclusion	40

Chapitre IV : Etude théorique et expérimentale

IV.1	Introduction	42
IV.2	Le banc d'essai	42
IV.3	Description.....	42
IV.3.1	Transfert de chaleur sur surface étendue H112E	42
IV.3.2	Installation et mise en marche	43
IV.3.2.1	Transfert de chaleur sur surface étendue H112E avec le module de H112E	43
IV.4	Mode opératoire	44
IV.4.1	Unité de service de transfert de chaleur H112E sur surface étendue	44
IV.4.2	Maintenance	45
IV.4.3	Transfert de chaleur sur surface étendue H112E	45

IV.4.4	Mise en marche de l'expérience.....	46
IV.4.5	Module de transfert de chaleur sur surface étendue H112E.....	46
IV.5	Capacités du transfert de chaleur sur surface étendue H112E	46
IV.5.1	Mesure de la température de distribution le long d'une surface étendue	46
IV.5.2	Théorie	47
IV.5.3	Résultats et discussions.....	49
IV.6	Conclusion	58

Liste de figures

I.1	Transfert de chaleur par conduction	7
I.2	Conduction dans une couche élémentaire de mur plan	7
I.3	Transfer par convection naturelle	8
I.4	Transfer de chaleur par convection.....	9
I.5	Transfer de chaleur par rayonnement	9
	Variation de l'épaisseur et de la vitesse de la couche limite dynamique sur	
I.6	Une paroi plane	13
I.7	Couche limite thermique sur une plaque plane	14
II.1	Densité de flux de chaleur	16
II.2	Conduction thermique	17
II.3	Tube de flux de chaleur	18
II.4	Exemple de deux géometres d'un dissipateur de chaleur	20
II.5	Résistance dans un dissipateur de chaleur	22
II.6	Flux communs desdissipateurs de chaleur	23
II.7	Diffusion dans la base	25
II.8	SurfacEs dans un dissipateur thermique á ailette parallèles	27
II.9	Profile rectangulaire,hupérbolique,triangulaire,trapézoidal	27
II.10	Profle d'ailette.....	28
II.11	Profile longitudinal rectangulaire	28
II.12	Profile d'ailette longitudinal trapézoidal	30
II.13	Paramétre géométriques de dissipateur de chaleur	32
III.1	Géométrie étudié	36
III.2	Maillage utilisé pour la géométrie étudiant.....	37
III.3	Variation de la temperature et le long d'une ailatte.....	39
IV.1	Composants du H111E, Transfert de chaleur sur surface Etendue	42
IV.2	Montage de notre expérience	45
IV.3	Étude d'une ailette	46
IV.4	Comparaison des températures mesurées et calculées pour 70 V	49
IV.5	Comparaison des températures mesurées et calculées pour 100V	50
IV.6	Comparaison des températures mesurées et calculées pour 70V.....	51
IV.7	L'erreur trouvée entre la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh(ml)}$ pour 70VI.....	53
IV.8	L'erreur trouvée entre la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh(ml)}$ pour 100VI....	54

Liste de tableaux

IV.1	Les températures mesurées et calculées pour 70V.....	43
IV.2	Les températures mesurées et calculées pour 100V.....	44
IV.3	Les températures mesurées et calculées (par équations 8et 9 et par MVF.....	46
IV.4	les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$ pour 70VI	47
IV.5	les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_e}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$ pour 100VI	49

RÉSUMÉ

Ce travail de mémoire, a pour études numérique et expérimentale de transfert de chaleur dans une ailette cylindrique.

Dans le domaine du transfert de chaleur, les ailettes ont été découvertes, qui ont d'une grande importance pour augmenter le transfert thermique, se base sur le principe d'augmenter la surface d'échange, nous avons donc apporté une contribution à ce domaine dans cette recherche.

Nous avons faire une comparaison entre nos résultats expérimentaux et les résultats trouvés par les formules théoriques. et les résultats trouvés par la méthode des volumes finis.

Nous avons trouvé une convergence entre les résultats numériques et expérimentaux. Et puis nous avons constaté une très convergence entre les résultats de laboratoire et les résultats obtenus par la méthode des volumes finis.

Nous avons conclu que la méthode des volumes finis donne de meilleurs résultats, c'est pour ça elle est plus grande utilisation dans les programme de simulation.

Mots clés : transfert de chaleur, une ailette cylindrique, la méthode des volumes finis.

Abstract

This work of memory, has for numerical and experimental studies of heat transfer in a cylindrical fin.

In the field of heat transfer, fins have been discovered, which are of great importance for increasing heat transfer, is based on the principle of increasing the exchange surface, so we have made a contribution to this field in this research.

We have made a comparison between our experimental results and the results found by the theoretical formulas. And the results found by the finite volume method.

We found a convergence between the numerical and experimental results. And then we noticed a very convergence between the laboratory results and the results obtained by the finite volume method.

We concluded that the finite volume method gives better results, which is why it is more widely used in simulation programs.

Keywords: heat transfer, a cylindrical fin, the finite volume method.

ملخص:

في ميدان التحويل الحراري، تمتلك الزعانف التي تعتمد على مبدأ زيادة مساحة التبادل الحراري، أهمية كبرى لزيادة التبادل الحراري، لذلك تبيننا في هذه المذكرة مساهمة لدراسة زعنفة ذات شكل أسطواني رقميا و تجريبيا .

لقد قمنا بدراسة مقارنة بين النتائج المحصل عليها من التجربة وبين النتائج المحصل عليها من المعادلات النظرية والنتائج المحصل عليها رقميا بطريقة الحجم المنتهية.

وجدنا تقاربا كبيرا جدا بين النتائج المخبرية والنتائج المحصل عليها بطريقة الحجم المنتهية واستنتجنا بذلك نجاعة و دقة هذه الطريقة.

الكلمات المفتاحية : نقل الحرارة ، الزعنفة الأسطوانية ، طريقة الحجم المحدود.

Nomenclature

Lettre Latine

Cx	Capacité thermique	J/kg K
H	Coefficient de convection du vent	$W/m^2 K$
Rth	Résistance thermique	$m^2 K/W$
L	Longueur caractéristique de la plaque	m
N	Le mass de la matière	kg
qv	Débit par unité de volume	m^3/s
S	Surface de la plaque	m^2
T	Température de fluide	K
Tp	Température de la surface de la paroi	K
Tf	Température du fluide à l'infini	K
V	Vitesse	m/s
W	Vitesse critique	m/s
V	Vitesse du vent	m/s

Lettre Grec

	Angle d'attaque	(degré)
ϵ	Emissivité de la plaque	/
λ	Conductivités thermique	W/m K
ρ	Mass volumique	kg/m ³
V	Viscosité cinématique de fluide	m ² /s
M	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m ² K ⁴
P	Puissance de chaleur	W

I.1.Introduction générale

Un transfert de chaleur qu'il convient d'appeler transfert thermique ou transfert par chaleur permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. Deux corps ayant la même température sont dits en équilibre thermique. Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid. De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, calorifugeage, utilisation de l'énergie solaire) Il y a 3 types de transfert de chaleur : par conduction thermique ou diffusion thermique, par convection, par rayonnement thermique.

Avec la poursuite des recherches dans le domaine du transfert de chaleur, les ailettes ont été découvertes, qui ont d'une grande importance pour augmenter le transfert thermique, se base sur le principe d'augmenter la surface d'échange, nous avons donc apporté une contribution à ce domaine dans cette recherche qui s'organise autour d'une introduction générale, de quatre chapitres et une conclusion finale :

Dans l'introduction générale, nous allons commencer par une présentation du transfert de chaleur et le principe des ailettes que nous détaillerons dans les prochains chapitres.

Faisant suite à cette introduction, le premier chapitre est consacré sur les généralités du transfert de chaleur.

Le deuxième chapitre présente une étude analytique sur les ailettes est leur importance pour augmenter le transport de la chaleur dans différents types de dissipateurs de chaleur.

Dans le troisième chapitre, nous allons présenter la méthode des volumes finies avec un exemple d'illustration de cette méthode.

Dans le quatrième chapitre, nous évoquerons la modélisation des échanges thermiques dans une ailette circulaire.

La première partie abordera une comparaison entre nos résultats expérimentaux et les résultats trouvés par les formules théoriques.

Introduction générale

La deuxième partie sera consacrée à la comparaison entre les résultats expérimentaux, les résultats trouvés par les formules théoriques et les résultats trouvés par la méthode des volumes finies.

Enfin, la conclusion de ce manuscrit sera accompagnée d'un ensemble de perspectives à retenir pour des développements futurs.

Chapitre 1

Généralités sur le transfert

I.1. Introduction:

Dans ce chapitre, nous avons présenté un aperçu général sur les modes de transferts thermiques ainsi que les grandeurs liées à ces phénomènes physiques et les principales lois régissent ces modes. Les principes de la thermodynamique énoncent que la chaleur ou l'énergie calorifique ne disparaît pas, elle se déplace ou se transforme sous une autre forme d'énergie. Au cours d'un échange de chaleur entre deux corps physiques, c'est toujours le plus chaud qui cède de l'énergie au profit du plus froid, l'échange thermique s'arrête lorsque les deux corps ont atteint la même température [3].

I.2. Généralités sur transfert de chaleur:

La thermodynamique nous a montré qu'elle est essentiellement basée sur deux principes mesurant la variation d'énergie entre un état initial et un état final. Dans la majorité des cas, cette variation est due à des échanges de travail et thermique (chaleur). Pratiquement, le travail s'applique sur les fonctions d'états qui ont la propriété de ne dépendre que des états initiaux et finaux. Ainsi on n'étudie pas la nature et la durée de l'interaction du système avec l'extérieur qui est à l'origine de la variation de l'état du système. Lorsqu'on parle de « transferts thermiques », on cherche à expliquer la façon dont les transferts de chaleur se font ainsi que leur vitesse. Le second principe de la thermodynamique spécifique le transfert de chaleur se fait du corps chaud vers le corps froid, ou de façon équivalente d'une température élevée vers une température plus basse. Le système ne sera donc pas en équilibre thermique durant le transfert. L'approche qu'on va poursuivre est essentiellement

phénoménologique, c'est à dire d'origine expérimentale, et macroscopique. Ainsi on parle de transfert thermique pour décrire un échange de chaleur lié à une différence de température. Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont très souvent le siège d'échanges de chaleur, soit parce que c'est le but recherché (fours, coulée, échangeurs, thermoformage, induction, lits fluidisés, trempe, refroidissement), soit parce que ceux-ci interviennent d'une manière inévitable (chocs thermiques, pertes de chaleurs, rayonnement). Des connaissances de base en ce domaine sont donc nécessaires à l'ingénieur de production ou de développement entre deux points de températures différentes, cette relation est connue sous le nom de loi de Newton [4].

La thermodynamique, comme toute autre branche de la physique, met en cause dans ses principes des propriétés attachées à la matière et leur évolution au cours du temps. Ceci s'appliquant à n'importe quel système matériel il convient alors de le situer. La description thermodynamique d'un système a donc comme premier impératif de préciser deux régions le système étudié et ce qui lui est extérieur (son environnement). On définit alors la

frontière surface fermée de l'espace et la nature des échanges entre le système et son environnement au travers de cette frontière [5].

I.3. Rappels de thermodynamique:

I.3.1. Le premier principe de thermodynamique :

Le premier principe de thermodynamique est fondamentalement un principe de conservation. Il régit les transformations mutuelles du travail et de la chaleur en établissant un bilan. Il peut s'énoncer comme suit. Lorsqu'un système isolé subit une série de transformations qui le ramènent à un état d'équilibre final (2) identique à l'état d'équilibre initial (1) et au cours desquelles il n'échange avec l'extérieur que du travail et de la chaleur, le rapport du travail à cette quantité de chaleur est constant.

I.3.2. Le second principe de la thermodynamique:

Le premier principe de thermodynamique permet de faire le bilan des échanges d'énergie d'un système matériel subissant des transformations, mais il ne fait aucune différence entre les diverses formes sous lesquelles cette énergie se trouve fournie au milieu extérieur. Or, il n'est pas indifférent de recueillir la diminution d'énergie d'un système sous forme de travail ou de chaleur comme il n'est pas non plus sans importance que la quantité de chaleur éventuellement fournie le soit à une température faible ou à une température élevée. Le second principe permet de calculer la quantité de travail susceptible d'être recueillie dans une transformation déterminée.

Il permet aussi de préciser le sens dans lequel tendent réellement à évoluer les systèmes (alors que le premier principe qui est essentiellement un Principe d'équivalence, ne nous indique rien sur les systèmes (alors que le premier principe qui est essentiellement un principe d'équivalences, ne nous indique rien sur le sens de La transformation) [6].

I.4. L'énergie:

L'énergie, force en action que l'on fournit à un système matériel pour le transformer, se rencontre sous différentes formes : énergie mécanique (potentielle : celle que possède un corps en fonction de sa position ou cinétique : celle que possède un corps en fonction de sa vitesse), énergie chimique (moléculaire par liaisons entre atomes, de mélange par interaction entre molécules, d'interphases), énergie électrique (par séparation de particules chargées de signe opposé), énergie magnétique (par mouvement de particules chargées), énergie rayonnante (accélération de particules chargées), énergie nucléaire (interaction entre nucléons au sein d'un noyau), énergie thermique (agitation désordonnée des molécules, c'est une forme dégradée de l'énergie). Il existe de nombreuses possibilités

de transformations ou de conversions avec des rendements associés entre les diverses formes d'énergie. Par exemple, dans un moteur à combustion interne la combustion du carburant avec l'oxygène de l'air (énergie chimique) [5]. Les problèmes de transfert de chaleur sont nombreux, et on peut essayer de les différencier par les buts poursuivis dont les principaux sont:

- L'augmentation de l'énergie transmise ou absorbée par une surface.
- L'obtention du meilleur rendement d'une source de chaleur.
- La réduction ou l'augmentation du passage d'un débit de chaleur d'un milieu à un autre.

Le potentiel qui provoque le transport et le transfert de l'énergie thermique est la température. Si deux points matériels placés dans un milieu thermiquement isolé sont à la même température on peut affirmer qu'il n'existe aucun échange thermique global entre ces deux points dits en équilibre thermique (il s'agit bien d'un équilibre thermique car chacun des points matériels émet une énergie thermique nette de même module, mais de signe opposé). Le transfert de chaleur au sein d'une phase où, plus généralement, entre deux phases, se fait suivant trois modes [7].

I.5. Modes de transfert thermiques:

I.5.1. Transfert par conduction:

La conduction est le moyen par lequel la chaleur circule de proche en proche dans un matériau ou passe d'un corps à un autre en contact physique direct, par simple interaction moléculaire. Les molécules du secteur le plus chaud se heurtent vivement entre elles et transmettent leur énergie de vibration aux molécules voisines. Le flux de chaleur va toujours des zones chaudes vers les zones froides. Lorsque les molécules s'échauffent à la surface d'un corps sous l'effet du rayonnement solaire, elles transmettent cette chaleur aux molécules voisines, et de proche en proche, la chaleur captée se répartit dans toute la masse du corps, jusqu'à équilibre thermique. La vitesse de progression du flux de chaleur à travers un corps, sa conductivité thermique, dépend de l'aptitude de ses molécules et de ses électrons à recevoir et à transmettre la chaleur. Par exemple, un métal paraîtra plus froid au toucher qu'un morceau de bois, pourtant à la même température. Cela tient au fait que le métal a une conductibilité plus élevée et que la chaleur s'écoule de la surface vers l'intérieur plus rapidement que dans le bois. La sensation de froid est d'autant plus intense que la chaleur retirée de la main vers le métal par conduction est plus importante. Les gaz sont généralement de mauvais conducteurs. Aussi, les matériaux comportant de nombreuses cellules d'air en grand nombre sont habituellement de mauvais conducteurs et donc de bons

isolants. Les matériaux d'isolation utilisés dans la construction illustrent bien cela, ils renferment une multitude de petits espaces d'air et se caractérisent par leur légèreté

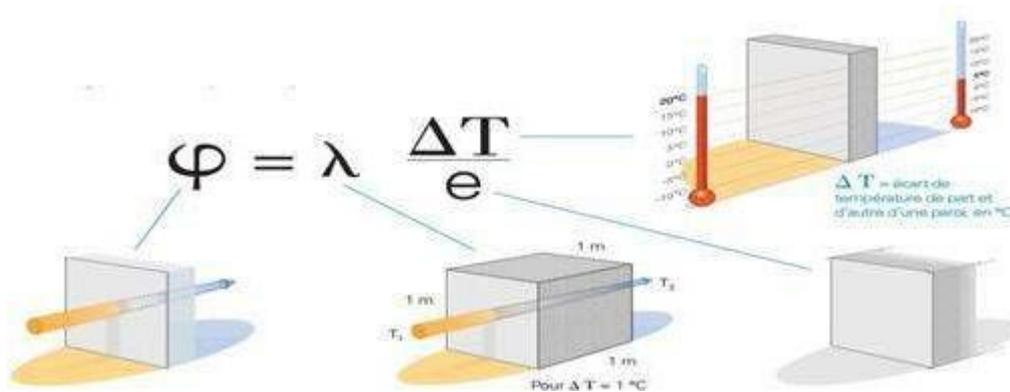


Figure I.1: Transfert de chaleur par conduction

I.5.1.1. Loi de FOURIER :

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.

$$\phi = -\lambda \text{grad}T$$

Un bon isolant thermique est un matériau qui a une conductivité thermique la plus basse possible (exemple : l'air) Un bon conducteur thermique est un matériau qui a une conductivité thermique élevée (exemple le cuivre).

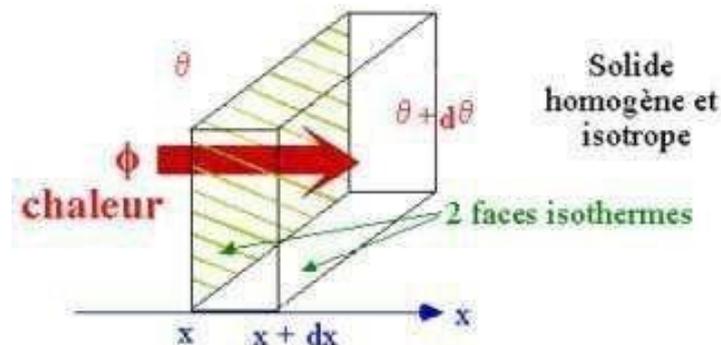


Figure I.2 : conduction dans une couche élémentaire de mur plan [3]

I.5.2. Transfert par convection:

Dans ce cas le phénomène thermique est compliqué par des déplacements de matière et au transfert de chaleur se superpose le transfert de masse. Le transfert de chaleur par

convection se produit entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement en présence d'un gradient de température. Par suite de l'existence du transfert de chaleur d'une phase à l'autre, il existe dans la phase mobile des fractions du fluide (ou agrégats) ayant des températures différentes. Le mouvement du fluide peut résulter de la différence de masse volumique due aux différences de températures (on parle alors de convection libre ou naturelle) ou à des moyens purement mécaniques (on parle alors de convection forcée) [9].



Figure I.3 : transfert par convection naturelle [3]

Les phénomènes de convection interviennent dans la transmission de la chaleur chaque fois qu'un fluide se déplace par rapport à des éléments fixes. Lorsque se produit au sein du fluide des courants du simplement aux différences de densité résultant des gradients de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre, si le mouvement du fluide est provoqué par une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée [6].

La convection forcée concerne les mouvements convectifs qui apparaissent sous l'action d'une source externe, telle qu'une pompe ou le déplacement d'un objet dans le fluide, les mouvements induits par une différence de pression sont des mouvements de convection forcée où l'écoulement persiste même en l'absence de gradient de température [10].

Dans la convection forcée, le fluide doit son mouvement à une cause extérieure (pompe, ventilateur, agitateur, etc.). En convection forcée proprement dite, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement. C'est le cas, par exemple, du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur, puis dans l'échangeur [11].

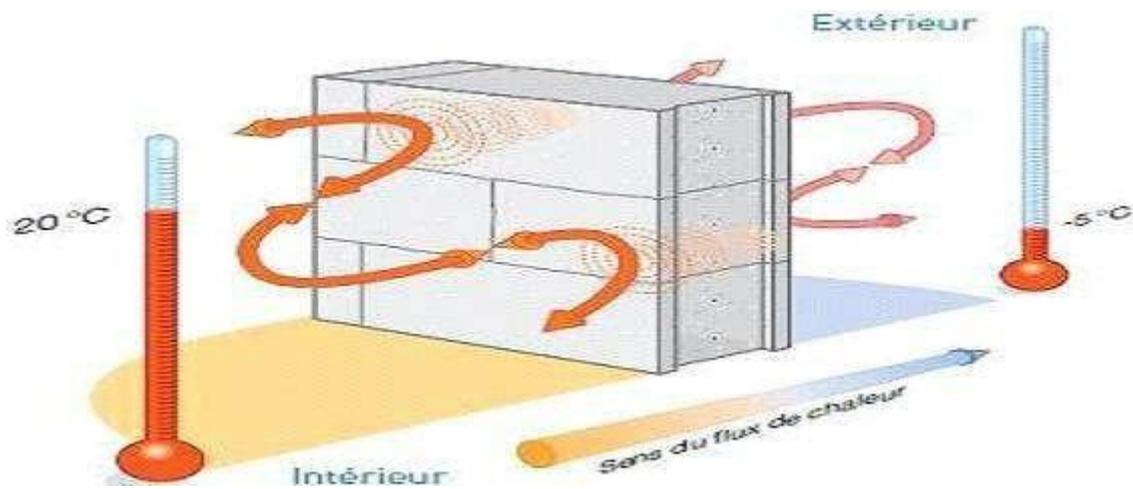


Figure I.4 : Transfert de chaleur par convection [3]

I.5.3. Transfert par rayonnement:

Le rayonnement thermique est un phénomène se caractérisant par un échange d'énergie électromagnétique, sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange par exemple, le rayonnement solaire est capable d'échauffer la terre bien que le milieu traversé soit à une température plus basse que la terre [12].

$$\varphi = \sigma s(T - T_{\infty})$$

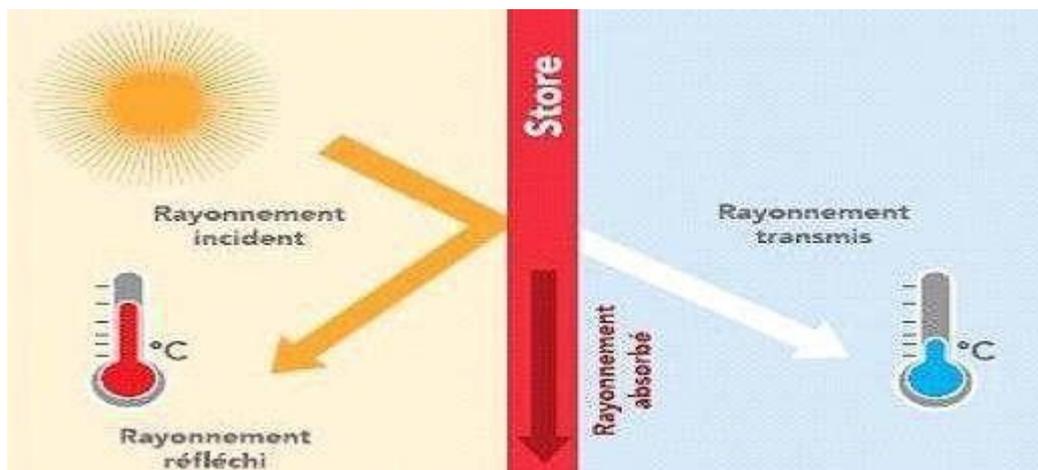


Figure I.5 : Transfert de chaleur par rayonnement [12]

I.6. Notions thermiques:

Flux thermique: Le flux thermique c'est la quantité d'énergie thermique qui traverse une surface isotherme par unité de temps.

Conductivité thermique : La conductivité thermique (notée λ) correspond à la capacité d'un matériau à conduire la chaleur. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par unité de temps, sous un gradient de température.

Résistance thermique : La résistance thermique (notée k) correspond à la capacité d'un matériau à résister au froid et à la chaleur. Elle est déterminée en divisant l'épaisseur du matériau (e) par la conductivité thermique de ce dernier (λ).

Coefficient de transfert thermique: Le coefficient de transfert thermique (notée h) caractérise les déperditions thermiques d'un matériau ou d'une paroi. C'est l'inverse de la résistance thermique (R).

Capacité thermique massique : On appelle capacité thermique massique (C_p) la quantité de chaleur qu'il faut appliquer à 1kg de matière pour élever sa température de 1K. Capacité thermique : La capacité thermique est l'énergie qu'il faut apporter à un corps pour augmenter sa température de un 1K. Elle s'exprime en (J/K). C'est une grandeur extensive [3].

$$C = C_p \times m$$

I.7. Le nombre de Biot:

Le nombre de Biot est défini comme

Ou est la longueur selon la quelle la conduction se passe, le coefficient de transfert de chaleur par convection et la conductivité du solide. Le nombre de Biot est donc le rapport entre la résistance thermique de conduction et la résistance thermique de convection. Si le

nombre de Biot est plus petit que 0.1 la variation de température dans le solide est inférieure à 5% et donc négligeable. L'approche de comportement bloc est alors justifiée [13].

I.8. Bilan d'énergie:

I.8.1. L'équations fondamentale

L'équation de continuité

L'équation de continuité doit traduire le principe de conservation de la masse. L'augmentation de masse pendant un certain temps, du fluide contenu dans un volume donné, doit être égale à la somme des masses de fluide [14].

(énergie mécanique + énergie interne) sur ce volume s'écrit:

[ce qui rentre] - [ce qui sort] + [ce qui est généré] = [ce qui accumule]

$$E_{IN} - E_{OUT} + E_G = E_{ACC}$$

Le terme "énergie générée" est à considérer au sens large: énergie produite (en +) ou consommée (en -). Il en est de même pour le terme d'accumulation (variation dans le temps de l'énergie dans le volume de contrôle) [7].

I.9. Méthode des moindres carrés:

La méthode des moindres carrés a été introduite par Karl Gauss en 1809. Elle a été à la base de toutes les méthodes d'identification et d'estimation des paramètres, cette méthode est basée sur la minimisation d'une fonction quadratique. L'objet de cette méthode est de fournir un outil d'interprétation de données. Plus précisément, lorsqu'on dispose de données d'épandage de deux paramètres x et y , on peut les représenter dans le plan muni d'un repère, en marquant x en abscisse et y en ordonnée ; si le "nuage de points" qu'on obtient a l'allure d'une droite, on veut savoir quelle est l'équation de cette droite, c'est-à-dire quelle loi relie les deux paramètres de la mesure. C'est ce que la méthode des moindres carrés permet d'obtenir [15].

I.10. Convection laminaire et convection turbulente:

L'étude de la convection de la chaleur nécessite l'étude préalable des lois d'écoulement du fluide. Deux types d'écoulement sont à envisager dans chaque cas concret, un écoulement laminaire dans lequel les filets gazeux s'écoulent parallèlement sans se mélanger et un écoulement turbulent dans lequel, en chaque point, à la vitesse d'ensemble se superposent des fluctuations aléatoires de vitesse à l'échelle macroscopique. Il est toujours possible d'écrire l'équation de transmission de la chaleur au sein du fluide, jusqu'à la paroi, chaque fois que la loi d'écoulement est connue. Mais, en fait, la résolution de cette équation n'est possible que dans des cas simples physiquement définis : convection le long d'un plan ou d'un obstacle profilé, convection dans un conduit circulaire en régime dynamique établi. L'auteur donne les formules simples relatives à ces cas concrets. En revanche, chaque fois que le régime d'écoulement n'est pas établi, les lois de vitesse très compliquées interdisent toute résolution mathématique rigoureuse de l'équation de la chaleur. On en est alors réduit à des simplifications assez grossières fixant les ordres de grandeur des échanges thermiques.

Le problème des obstacles non profilés est également abordé; ici encore le calcul est inopérant, faute de connaître les lois du sillage en aval de l'obstacle; l'expérience permet toutefois d'obtenir le graphique universel fixant les échanges thermiques.

I.10.1. Écoulement laminaire et turbulent:

Dans un écoulement purement laminaire, les filets fluides ne se mélangent pas; les échanges de matière d'une couche à la couche voisine s'effectuent uniquement grâce à l'agitation moléculaire. Il en résulte, pour divers gaz, que le nombre de Prandtl C_p/λ est voisin de l'unité. Pour les liquides non métalliques il peut aller de quelques unités (eau, alcools...) à quelques centaines d'unités pour les liquides visqueux (glycérine, huiles); quant aux liquides métalliques (mercure, métaux ou alliages fondus), leur nombre de Prandtl est de l'ordre de 0,1 à 0,01. Dans un écoulement turbulent, les filets fluides ne conservent plus leur individualité mais se mélangent progressivement grâce à des tourbillons transportant des quantités macroscopiques de matière. Nous verrons plus loin dans quelles conditions s'amorce un tel écoulement turbulent [16].

Le mouvement des fluides est permanent ou variée. Le mouvement permanent est celui pour lequel le fluide en un même point, conserve toujours les mêmes caractéristiques notamment la vitesse V , la même pression P et la même masse volumique ρ . La principale condition du mouvement permanent et traduit par l'équation de continuité qui exprime que le débit masse est constant soit : $V.S.\rho = \text{cte}$

Lorsqu'un fluide s'écoule en régime permanent dans une conduite on constate que l'écoulement peut prendre différentes formes qui ont été mise en évidence par Osborne Reynolds. Selon la vitesse V on aura deux régimes différents le laminaire pour $V < V_c$, et le turbulent pour $V > V_c$. Tel que $V_c =$ vitesse critique Si $V < V_c$ on est en régime laminaire et si $V > V_c$ on est en régime turbulent. En fait, le régime d'écoulement ne dépend pas seulement de la vitesse, il dépend également de la nature du fluide caractérisé par sa viscosité et du diamètre du tube. Un de ces trois caractéristiques prises séparément ne peut à elle seule déterminer la nature de l'écoulement, Reynolds a groupé ces trois caractéristiques dans le nombre , le nombre de Reynolds :

L'expérience montre qu'il n'est

C'est un nombre sans dimension, il caractérise l'écoulement. pas possible d'adapter pour R une valeur unique et précise séparant les deux régimes laminaire et turbulent. On admet toutefois que dans le cas courant, si $R < 2000$ on est en régime laminaire et si $R > 2000$ on est en régime turbulent. Il existe d'autres nombres qui caractérisent l'écoulement on cite: le nombre de Prandtl, le nombre de Peclet, le nombre de Nusselt Nu , et le nombre de Stanton. Les nombres de Nusselt et de Stanton sont des

coefficients de transmission de chaleur, interchangeables, sans dimension, pour la convection forcée [17].

I.11. Concept de couche limite:

C'est que la quantité de mouvement, le transport de la température peut s'effectuer par diffusion ou par convection. Dans la zone pariétale de l'écoulement, la conduction est le mode de transfert thermique dominant. Cette zone est appelée couche limite thermique (Figure 6) [18].

Considérons l'écoulement d'un fluide avec une vitesse à l'infini amont U_∞ , et une température T_∞ sur une plaque plane à une température T_p . Au voisinage de la paroi, les valeurs de la vitesse et de la température sont différentes de celles de l'écoulement à potentiel et varient en fonction de la distance à la paroi y . Cette zone de gradients de vitesse et de température est appelée couche limite. Elle résulte d'un échange de quantité de mouvement et de chaleur entre le fluide et la paroi. Son épaisseur est généralement petite par rapport à l'ensemble de l'écoulement. On distingue deux types de couche limite: la couche limite dynamique et la couche limite thermique.

I.11.1 Couche limite dynamique:

Une des caractéristiques principales d'un fluide est la viscosité. Elle varie avec la température et ne s'annule jamais. À la paroi, la vitesse du fluide est nulle et on observe des forces de frottement qui freinent l'écoulement au voisinage.

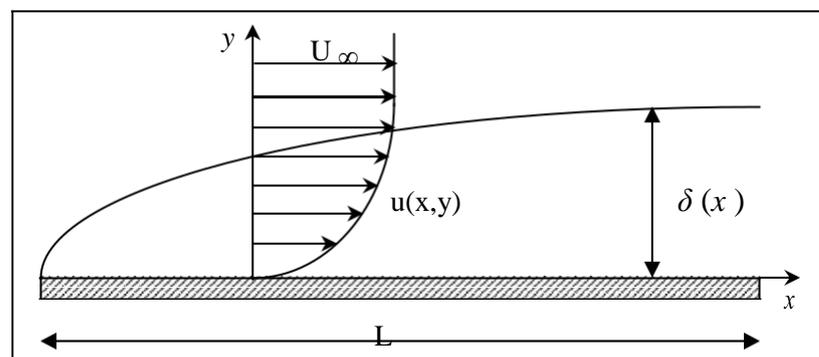


Figure I.6 : Variation de l'épaisseur et de la vitesse de la couche limite dynamique sur une paroi plane [18].

I.11.2 Couche limite thermique:

Lorsqu'un fluide, de température T_∞ , s'écoule sur une paroi à température T_p , des échanges thermiques s'établissent. Les particules du fluide s'échauffent ou se refroidissent au contact de la paroi. Ces particules échangent de la chaleur de proche en proche avec leurs voisines et un gradient de température [19].

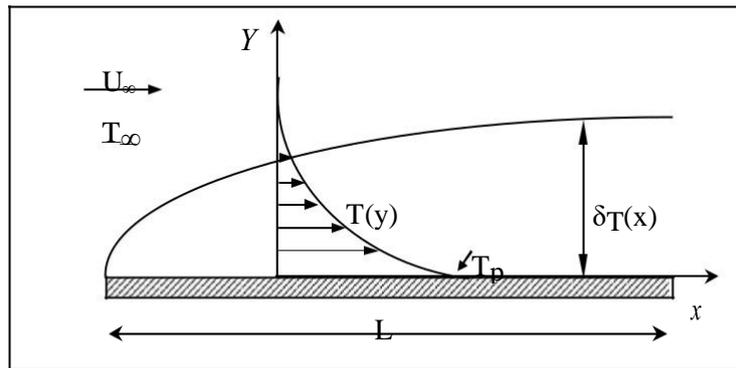


Figure I.7 Couche limite thermique sur une plaque plane [18].

I.12. Conclusion:

Dans ce chapitre nous avons fait quelques définitions sur le transfert de chaleur et d'équations qui représentent le phénomène physique de cette étude expérimentale. Tout cela va nous aider dans les autres chapitres.

Chapitre 2

Etude théorique d'ailettes

II.1. Introduction :

Les Transferts thermiques forment une discipline qui étudie la propagation de la chaleur. Le transfert de chaleur est en fait un échange de calories, toujours d'un milieu chaud à un milieu froid.

Il existe trois modes de transfert de chaleur différent :

- la conduction
- la convection
- le rayonnement

Deux corps ayant la même température sont dits en " équilibre thermique ". Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid : il y a transfert thermique, ou par chaleur.

L'étude des transferts thermiques complète l'étude de la thermodynamique en décrivant la manière dont s'opère le transfert d'énergie. À la différence de la thermodynamique, la thermocinétique fournit des informations sur le mode de transfert en situation de *non* équilibre ainsi que sur les valeurs de flux de chaleur. [20]

II.2. Définition :

II.2.1. Flux de chaleur :

La chaleur s'écoule sous influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'air de la surface isotherme est appelées densités de flux de chaleur :

$$\Phi = \frac{1}{S} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (01)$$

Où S est l'air de la surface (m²)

On appel flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps [58] :

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} \quad (W) \quad (02)$$

II.2.2. Densité de flux thermique :

Soit un élément de surface $d\Omega$, orienté par la normale \vec{n} , $d\Phi$ est le flux d'un vecteur $\vec{\varphi}$ au travers la surface élémentaire $d\Omega$

$$d\Phi = \vec{\varphi} \cdot \vec{n} d\Omega = \varphi \cos \alpha d\Omega \quad (03)$$

Où $\cos \alpha d\Omega$ représenté la surface utile.

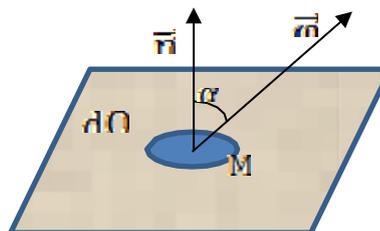


Figure II.1. la densité de flux de chaleur

$\vec{\varphi}$ Est la densité locale de flux de chaleur au point M. Ce vecteur caractérise, en chaque point du milieu, la direction, le sens et l'intensité du flux de chaleur. [20]

II.3. Transfert thermique par conduction :

II.3.1. Conduction :

La conduction est le moyen par lequel la chaleur circule de proche en proche dans un matériau ou passe d'un corps à un autre en contact physique direct, par simple interaction moléculaire. Les molécules du secteur le plus chaud se heurtent vivement entre elles et transmettent leur énergie de vibration aux molécules voisines. Le flux de chaleur va toujours des zones chaudes vers les zones froides.

Lorsque les molécules s'échauffent à la surface d'un corps sous l'effet du rayonnement solaire, elles transmettent cette chaleur aux molécules voisines ; et de proche en proche, la chaleur captée se répartit dans toute la masse du corps, jusqu'à atteindre à l'uniformité des températures.

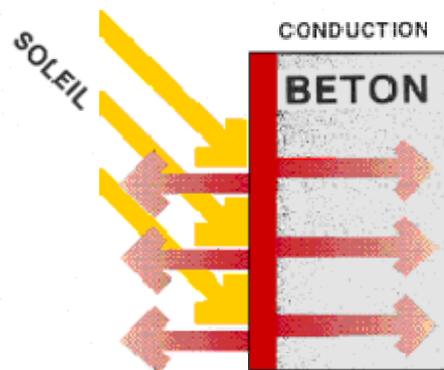


Figure II.2 Conduction thermique

La vitesse de progression du flux de chaleur à travers un corps, sa conductivité thermique, dépend de l'aptitude de ses molécules et de ses électrons à recevoir et à transmettre la chaleur. Par exemple, un métal paraîtra plus froid au toucher qu'un morceau de bois, pourtant à la même température. Cela tient au fait que le métal a une conductibilité plus élevée et que la chaleur s'écoule de la surface vers l'intérieur plus rapidement que dans le bois. La sensation de froid est d'autant plus intense que la chaleur retirée de la main vers le métal par conduction est plus importante.

Les gaz sont généralement de mauvais conducteurs. Aussi, les matériaux comportant de minuscules cellules d'air en grand nombre sont habituellement de mauvais conducteurs et donc de bons isolants. Les matériaux d'isolation utilisés dans la construction illustrent bien cela : ils renferment une multitude de petits espaces d'air et se caractérisent par leur légèreté. [20]

II.3.2. Définition :

II.3.2.1. Loi de Fourier :

La loi de Fourier est une loi semi-empirique analogue à la loi de Fick pour la diffusion de particule ou la loi d'Ohm pour la conduction électrique (Ohm s'est d'ailleurs servi d'une analogie entre thermique et électricité pour construire sa théorie). Ces trois lois peuvent s'interpréter de la même façon : l'inhomogénéité d'un paramètre intensif (température, nombre

de particules par unité de volume, potentiel électrique) provoque un phénomène de transport tendant à combler le déséquilibre (flux thermique, courant de diffusion, courant électrique).

La relation de Fourier est phénoménologique, c'est-à-dire issue de résultats expérimentaux. Pour bien comprendre la signification de cette relation, reportons-nous à la figure. Sur cette figure est représenté

Un matériau homogène et isotrope sous la forme d'un tube supposé parfaitement isolé à sa périphérie. On note S la section du tube et l sa longueur. Les températures aux extrémités du tube, notées T_1 et T_2 , sont imposées et constantes au cours du temps. Un flux de chaleur apparaît dans la direction des hautes températures vers les basses températures. J. Fourier obtient expérimentalement que lorsque les températures sont stabilisées dans le temps (régime stationnaire), il existe une relation liant le flux à l'écart de température entre l'entrée et la sortie sous la forme [20] :

$$\vec{\Phi} = \lambda S \frac{T_1 - T_2}{l} \vec{x} \quad (04)$$

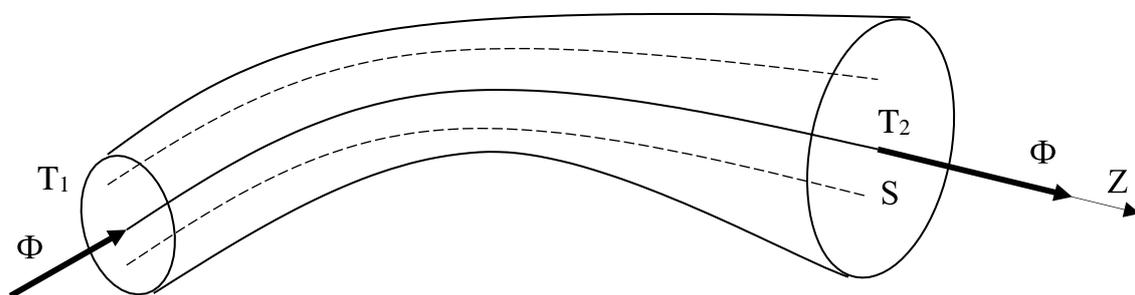


Figure II.3. tube de flux de chaleur

II.3.2.2. Conductivité thermique :

La conductivité thermique est la grandeur physique qui caractérise l'aptitude d'un corps à conduire la chaleur. Elle est symbolisée par la lettre grecque λ (lambda). La conduction thermique est le mode de transfert de chaleur associée à cette grandeur.

Plus la conductivité thermique d'un matériau est élevée, plus celui-ci conduit la chaleur, et donc moins il est isolant. Dans le système international d'unités, la conductivité thermique est exprimée en watts par mètre par kelvin ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). La conductivité thermique dépend principalement de la nature du matériau et de la température mais d'autres paramètres tels que l'humidité et la pression interviennent également.

Quand la température augmente, un isolant perd de sa capacité d'isolation et, à l'inverse, un conducteur perd de sa capacité de conduction.

En général, la conductivité thermique va de pair avec la conductivité électrique. Par exemple, les métaux, bons conducteurs d'électricité sont aussi de bons conducteurs thermiques. Il y a toutefois des exceptions, le diamant par exemple a une conductivité thermique élevée, entre 1000 et 2600 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, alors que sa conductivité électrique est basse. [20]

II.4. Transferts thermiques par convection :

II.4.1 Convection :

C'est un transfert qui résulte d'un mouvement d'ensemble du matériau le supportant. La convection a donc lieu dans les fluides (gaz ou liquides). Elle est souvent caractéristique de l'échange à la frontière entre un solide et un fluide et est donc très liée à l'écoulement fluide mais aussi aux géométries d'échange et aux états de surface si un solide intervient. Il convient

de distinguer la convection forcée dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieur (pompe, ventilateur,.....) de la convection naturelle dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement (variation de masse volumique associée à une variation de température par exemple). De façon macroscopique elle est décrite par la loi de Newton(1701). [59]

II.4.2. Les différents types de convection :

II.4.2.1. La convection naturelle ou libre :

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet :

- Des différences de masses volumiques résultant des différences de températures sur les frontières ;
- D'un champ de forces extérieures (la pesanteur).

II.4.2.2. La convection forcée :

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...). Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer la nature du régime d'écoulement.

On distingue :

- Ecoulement en régime turbulent
- Ecoulement en régime laminaire.

II.4.3. Loi de Newton:

La loi de Newton donne l'expression de la quantité dQ échangée entre la surface d'un solide à la température Ts et le fluide à la température T.

II.5. Transfert thermique par rayonnement :

II.5.1. Rayonnement :

La matière émet des ondes électromagnétiques (émission qui se produit en surface pour les solides et les liquides opaques, dans tout le volume pour les gaz ou liquides transparents). Ces ondes dépendent de la température. Il s'agit d'une onde électromagnétique et qui donc ne nécessite aucun support matériel pour se propager. Outre le rayonnement thermique on peut s'intéresser à des ondes comme les micro-ondes et leur génération dans le volume. Ce mode de transfert est décrit par la loi de Stefan (1879). [20]

II.5.2. Définition:

II.5.2.1. Loi de Planck:

Le passage du niveau d'énergie E à un niveau d'énergie E -A E s'accompagne de l'émission d'un rayonnement de fréquence ν et d'énergie $h\nu$ ou h est la constante de Planck : [20]

$$E = h\nu \quad \text{avec} \quad h = 6.62 \cdot 10^{-34}$$

$$\text{Avec } [E] = \text{J} \quad [h] = \text{J.s} \quad [\nu] = \text{S}^{-1} \quad (05)$$

II.5.2.2. Corps noir :

Un corps noir est une surface idéale (qui n'existe donc pas dans la nature) possédant les propriétés suivantes :

Il absorbe tout éclairement indépendamment de la longueur d'onde et de la direction de cet éclairement ;

A une température de surface équivalente, le rayonnement d'un corps noir est plus grand que celui de toute autre surface ;
Le rayonnement d'un corps noir est isotrope. [20]

II.6. Dissipateur de chaleur:

L'électronique a mené la plupart des progrès technologiques des 60 dernières années.

Il existe des technologies avec des domaines particulièrement développés pour l'électronique comme la science des matériaux, l'électromagnétisme, la dynamique des systèmes et aussi le transfert de chaleur.

La relation au transfert de chaleur est due à la génération de chaleur des appareils électroniques. Généralement, ces appareils nécessitent un refroidissement supplémentaire afin d'éviter les températures extrêmes à l'intérieur. Les radiateurs permettent ce refroidissement supplémentaire, ils sont donc omniprésents dans les assemblages électroniques.

Le dissipateur de chaleur peut fonctionner par convection forcée, convection naturelle ou refroidissement liquide (on verra ces trois méthodes dans les chapitres suivants). Normalement, dans les assemblages électroniques, ils sont faits de matériaux ayant une bonne conduction thermique, tels que l'aluminium ou le cuivre.

Le processus de fabrication est généralement par extrusion, mais aussi par des procédés de moulage, de collage, de pliage, de rainurage et d'emboutissage.

Il y a beaucoup de géométries disponibles et elles sont généralement adaptées à chaque besoin spécifique (figure 1).



Figure II.4. Exemple de deux géométries d'un dissipateur de chaleur

Cependant, un profil de dissipateur de chaleur très commun est celui à ailettes parallèles rectangulaires. Ce profil forme des canaux U, où le phénomène de convection peut être modélisé par des corrélations empiriques.

La modélisation des dissipateurs thermiques rectangulaires à ailettes parallèles permet une étude analytique. Cette étude peut conduire à déterminer les paramètres d'un radiateur pour une application spécifique, principalement pour l'industrie électronique.

Les processus de transfert de chaleur qui se produisent dans un dissipateur de chaleur sont étudiés dans ce chapitre.

II.7. Introduction au transfert de chaleur dans les dissipateurs:

Les dissipateurs thermiques sont des éléments qui empêchent la destruction des équipements électroniques en raison de leur surchauffe. La partie la plus critique dans un dispositif électronique est la jonction semi-conductrice. La température de jonction ne peut pas dépasser une température donnée par le fabricant.

Les dissipateurs de chaleur ont des formes différentes selon la nature du fluide de refroidissement (refroidissement par convection naturelle de l'air, refroidissement par convection forcée, refroidissement par liquide ...).

La loi d'Ohm décrit la relation entre le courant I , la différence de potentiel ΔV et la résistance R entre deux points comme:

$$I = \frac{\Delta V}{R} \quad (1)$$

Dans l'analogie thermique, la différence de potentiel (ΔV) est associée à la différence de température entre deux points ΔT (°C), la résistance électrique R (Ω) est associée à une résistance thermique R (C/W), et le courant (A) est associé à un rapport de flux thermique Q (W).

$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (2)$$

Le nombre de résistances d'un modèle dépend de la précision souhaitée. Un modèle de haute précision nécessite un grand nombre de résistances. Cependant, un nombre élevé de résistances dans un modèle peut réduire considérablement la vitesse de calcul. Par conséquent, il existe un compromis entre la vitesse de calcul et la précision des résultats.

Généralement, le rapport de chaleur Q est déterminé par les conditions de fonctionnement du semi-conducteur. L'augmentation de température est également déterminée par la température de jonction maximale et la température ambiante la plus élevée dans des conditions ambiantes extrêmes hypothétiques. Par conséquent, en utilisant l'équation (2), la résistance thermique la plus élevée d'un ensemble est fixée.

- R_{sa} est la résistance entre la surface de la plaque à côté du dissipateur et la température ambiante.

C'est la résistance de la source de chaleur pour elle-même et elle implique un transfert de chaleur par rayonnement, convection et conduction. Le rayonnement et la conduction peuvent être calculés précisément en utilisant des approches analytiques. Cependant, le transfert de chaleur par convection nécessite des corrélations semi-empiriques qui peuvent varier notamment en fonction de l'auteur et des conditions de flux.

Par conséquent, le calcul de R_{sa} nécessite une analyse étendue.

II.8.1 Résistance ambiante du dissipateur R_{sa} :

L'analyse conduit à une division de la résistance thermique R_{sa} en trois sous-résistances.

$$R_{sa} = R_{bf} + R_{sp} + R_{fa} \quad (4)$$

- R_{bf} est la résistance due à la conduction limitée d'une plaque plane lorsqu'un flux uniforme s'écoule perpendiculairement à sa surface.

- R_{sp} est une résistance due à l'étalement du flux. Lorsqu'un flux circule à travers une plaque d'une zone de source de chaleur S_1 vers une zone de dissipation S_2 et $S_2 > S_1$, alors le flux n'est pas complètement perpendiculaire et une résistance d'étalement apparaît.

- R_{fa} est la résistance entre la surface de la plaque qui supporte les ailettes et la température ambiante. La chaleur est perdue en raison de la convection et du transfert de chaleur par rayonnement. Les ailettes ont également une résistance conductrice résultant de leur conductivité thermique finie.

Toutes ces résistances seront expliquées avec précision dans les sections suivantes.

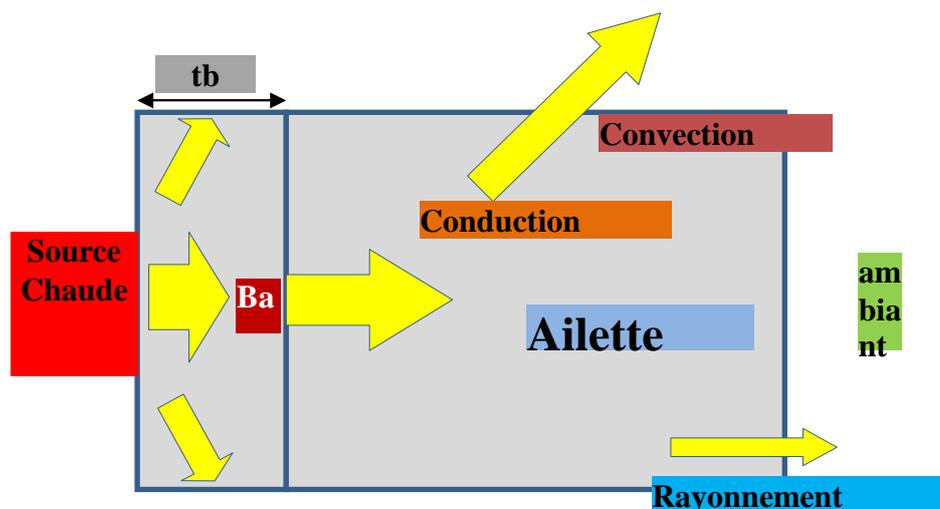


Figure.II.6 Flux communs des dissipateurs de chaleur

II.8.2 Résistance de conduction de la plaque R_{bf} :

Il est directement calculé en utilisant l'équation (5)

$$R_{bf} = \frac{t_p}{k.A} \quad (5)$$

Lorsque k est la conductivité de la plaque (W/K.m), A est la surface de transfert de chaleur (m^2) et t_p est l'épaisseur de la plaque.

Comme introduction au transfert de chaleur par conduction, la démonstration de l'équation (5) est développée ci-dessous.

II.9. Transfert de chaleur par conduction:

L'équation suivante (6) est déduite du bilan énergétique dans un volume de contrôle en coordonnées cartésiennes

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho \left(C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{q} \right) \quad (6)$$

Où k est la conductivité de la base (W/K.m), \dot{q} dans la génération de chaleur interne (W/m^3), ρ dans la densité du matériau (Kg/m^3), C_p est la capacité thermique du matériau (J/Kg.K), T est la température et t est le temps.

En régime permanent, $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$, dans un flux uniforme passant par l'axe des abscisses

$\frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$ et dans les matériaux sans génération de chaleur $\dot{q} = 0$, l'équation (6)

est réduite à l'équation (7):

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (7)$$

En intégrant l'équation (7) et en appliquant les conditions aux limites $T(0) = T_0$ et $T(L) = T_L$, la distribution de la température à travers le mur peut être exprimée comme suit:

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{x}{t_p} + T_{s,1} \quad (8)$$

La loi de Fourier pour le flux dimensionnel peut être exprimée comme suit:

$$q_x = -k.A. \frac{dT}{dx} \quad (9)$$

Où q_x est le flux de chaleur (W) dans la direction x , k est la conductivité de la base (W/K.m) et A est la surface de transfert de chaleur (m^2).

La dérivée de l'équation (8) est calculée comme suit:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{t_p} \quad (10)$$

$$T(x) = -(T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{K.A}{t_p} = (T_{s,1} - T_{s,2}) \frac{K.A}{t_p} \quad (11)$$

Enfin, la résistance thermique R_{bf} est déduite comme:

$$R_{bf} = \frac{\Delta T}{q_{ax}} = \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\frac{kA}{t_p}(T_{s,1} - T_{s,2})} = \frac{t_p}{kA} \quad (11)$$

II.9.1 Résistance R_{SP} :

La résistance R_{sp} est due à la propagation du flux à travers l'épaisseur de la base. Une plaque a deux côtés. D'un côté il y a la source de chaleur, et de l'autre côté il y a les ailettes qui dissipent la chaleur. La zone source est généralement plus petite que la zone de dissipation. La direction du flux à l'intérieur de la plaque devient non perpendiculaire à la surface et implique une résistance associée.

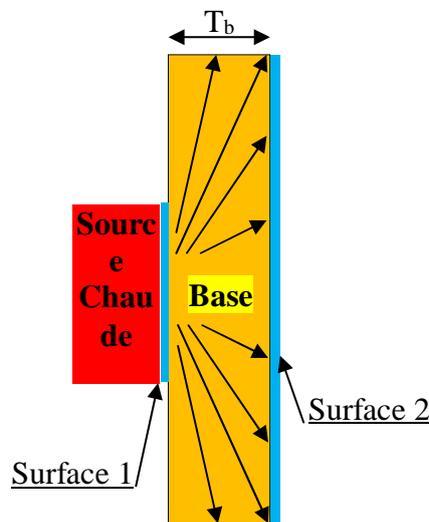


Figure.II.7 Diffusion dans la base

Les travaux de Yovanovich et Antonetti[63], conduisent à l'expression suivante pour une source de chaleur centrée dans la surface du dissipateur de chaleur:

$$R_{sp} = \frac{1 - 1.410\epsilon + 0.344\epsilon^2 + 0.034\epsilon^3 + 0.034\epsilon^4}{4k.a} \quad (12)$$

Où ϵ est le rapport entre la surface de transfert de chaleur 1 et la surface de transfert de chaleur 2, k est la conductivité de la plaque (W/K·m) et a est la racine carrée de la surface 1: $a = \sqrt{\text{surface 1}}$.

II.9.2 Résistance R_{FA} :

La résistance entre la surface de la plaque qui supporte les ailettes et l'environnement est la résistance R_{fa} . Cette résistance comprend la conduction, la convection et le transfert de

chaleur par rayonnement. La loi de refroidissement de Newton (13) est une expression linéaire qui peut être utilisée pour trouver la résistance R_{fa} dans (18).

$$q = h_c A (T_s - T_{amb}) \quad (13)$$

Où q est le taux de transfert de chaleur (W), h_c est le coefficient de convection ($W/K \cdot m^2$), A est la surface de transfert de chaleur (m^2), T_s est la température de surface (K) et T_{amb} est la température ambiante (K).

$$R_{fa} = \frac{q}{(T_s - T_{amb})} = \frac{1}{h_c A} \quad (14)$$

Cependant, cette expression ne comprend pas la résistance de conduction à travers les ailettes et le transfert de chaleur par rayonnement. Cela conduira à modifier l'expression (14) dans l'expression (15) afin d'inclure tout phénomène de transfert de chaleur.

$$q = (h_c + h_r)(A_p + \eta \cdot A_f)(T_s - T_{amb}) \quad (15)$$

Où q est le taux de transfert de chaleur (W), h_c est le coefficient de convection ($W/K \cdot m^2$), h_r est le coefficient d'équivalence de rayonnement ($W/K \cdot m^2$), A_p est la zone primaire (m^2), A_f est la zone étendue (m^2), η est l'efficacité de l'ailette, T_s est la température de surface de la plaque (K) et T_{amb} est la température ambiante (K).

Toutes ces variables et coefficients seront expliqués dans les sections suivantes.

II.9.3 Facteur de conduction de l'ailette: $A_p + \eta \cdot A_f$

Les ailerons ont une conductivité finie. Cela signifie que la température peut varier le long de sa surface. Mais dans l'équation (16) le T_s est inclus comme une valeur fixe, ce n'est pas une fonction comme $T_s(x)$. Pour cela, l'efficacité des ailettes est incluse pour pénaliser la variation de température le long de la surface de l'ailette sans affecter la linéarité de l'équation (16). Cette efficacité va modifier la surface affectée A_f de l'ailette, mais la surface de plaque primaire A_p conservera la température attendue T_s et elle ne sera pas affectée par l'efficacité fig. 5.

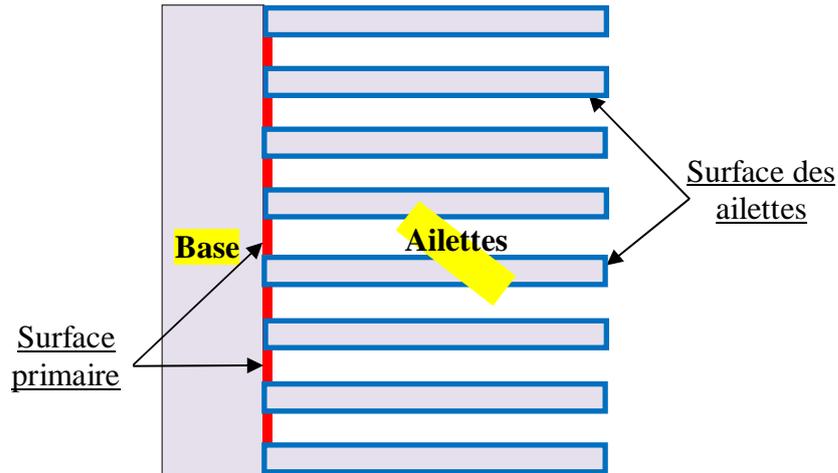


Figure II.8 Surfaces dans un dissipateur thermique à ailettes parallèles

L'efficacité dépend de la géométrie de l'ailette. Dans l'industrie il y a beaucoup de profils d'ailettes disponibles fig. 6, des ailettes d'épingle aux ailettes longitudinales de profil hyperbolique.

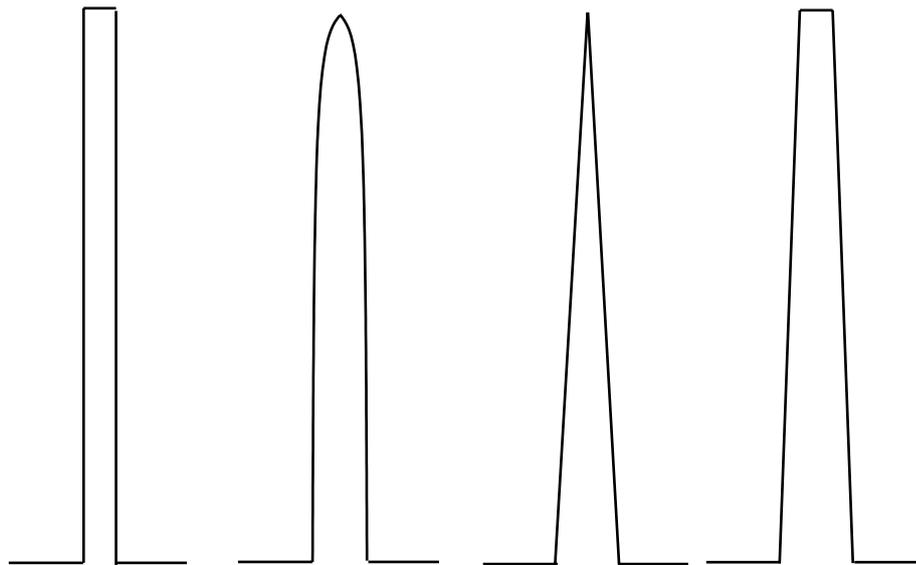


Figure II.9 Profil rectangulaire, profil hyperbolique, profil triangulaire, profil trapézoïdal

II.9.4 Analyse de l'efficacité η :

A partir des équations de Fourier (9) et des équations de bilan énergétique (6), on déduit:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_c} \frac{h}{k} \frac{dA_c}{dx} \right) (T - T_{\infty}) = 0 \quad (17)$$

Lorsque h est le coefficient de convection (W/Km²), k est la conductivité thermique de l'ailette (W/Km) et les paramètres restants sont représentés sur la Fig. 9.

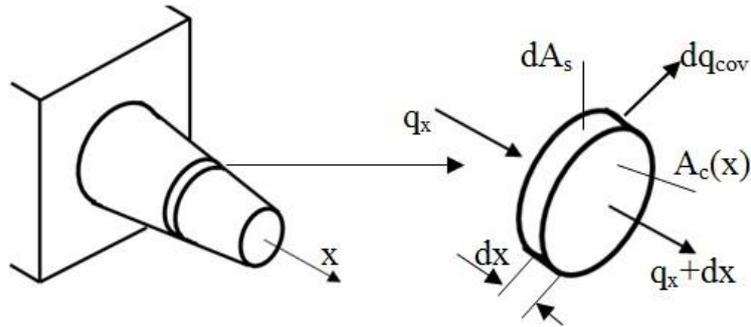


Figure II.10 Profil d'ailette

II.9.5 Démonstration des ailettes longitudinales rectangulaires:

Dans ce cas, la section A_c est constante. Si on suppose que P est le périmètre de la section:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \left(\frac{P h}{A_c k}\right) (T - T_{\infty}) = 0 \tag{18}$$

Remplacer

$$\theta(x) = (T(x) - T_{\infty}) \tag{19}$$

$$m = \sqrt{\frac{P h}{A_c k}}$$

Une équation différentielle de second ordre est obtenue:

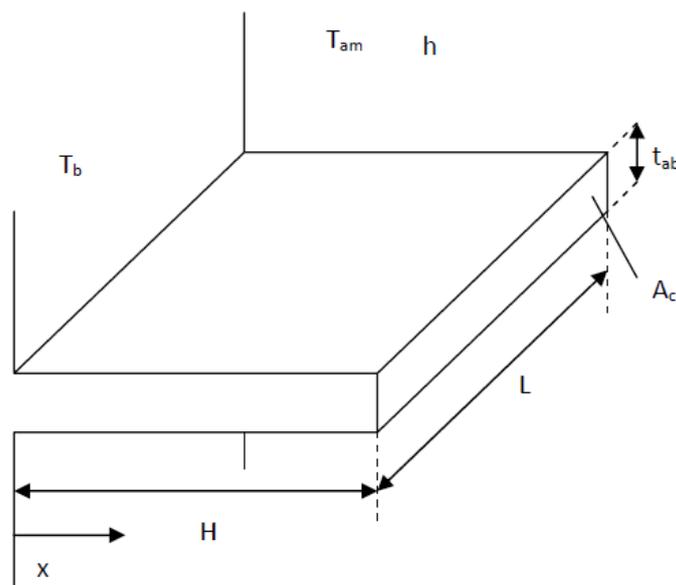


Figure II.11 Profil longitudinal rectangulaire

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m\theta = 0 \quad (20)$$

Les restrictions sont la pointe adiabatique ($x = H$) et la température de base fixe T_b .

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=H} = 0 \quad \theta_b = (T_b - T_{\infty}) \quad (21)$$

La solution de l'équation (20) appliquant des restrictions (21) est:

$$\theta(x) = \frac{\cosh\{m(H-x)\}}{\cosh(mH)} \theta_b \quad (22)$$

Où H est la hauteur de l'ailette (m).

Pour connaître la puissance dissipée, le transfert de chaleur à la base des ailettes est analysé.

$$q_b = kA \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} \quad (23)$$

Substitution de $\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0}$ pour la dérivée de l'équation (24):

$$q_b = \sqrt{hPkA_c} \cdot \theta_b \tanh(mH) \quad (25)$$

L'efficacité est le rapport entre le taux de chaleur maximum qu'une parfaite ailette peut le dissiper et le taux de chaleur qui dissipe une vraie ailette. La puissance maximale pouvant dissiper une ailette parfaite est déduite de la loi de refroidissement de Newton (14), exprimée en:

$$q_{max} = h \cdot A \cdot (T_b - T_{amb}) = hA_f \theta_b \quad (26)$$

Où A_f est la surface de l'ailette et T_b est la température de base de l'ailette.

A partir de l'équation (24) et de l'équation (25), on déduit l'efficacité de l'ailette en supposant que la languette $\ll L$.

$$\eta = \frac{q_b}{q_{max}} = \frac{q_b}{hA_f \theta_b} = \frac{\sqrt{hPkA_c} \cdot \theta_b \tanh(mH)}{hPH \theta_b} = \frac{\tanh(mH)}{mH} \quad (27)$$

Cette équation est également valable pour une pointe d'ailette convective,

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=H} \neq 0$$

substituant le paramètre H dans (29) pour H_c .

$$H_c = H + \frac{t_{ab}}{2}$$

II.9.6 Équations longitudinales trapézoïdales:

Comme mentionné précédemment, le profil de l'ailette trapézoïdale sera utilisé dans la modélisation des dissipateurs thermiques en raison de son aptitude à la plupart des profils d'ailettes.

Les équations qui déterminent l'efficacité des ailettes sont:

$$\eta = \frac{\mu_b}{2K^2 H_c} \frac{K_1(\mu_a)I_1(\mu_b) - I_1(\mu_b)K_1(\mu_a)}{I_0(\mu_b)K_1(\mu_a) + I_1(\mu_a)K_0(\mu_b)} \quad (28)$$

Où:

$$H_c = H + \frac{t_{af}}{2} \quad (29)$$

$$K = \text{atan} \left(\frac{t_{ab} - t_{ab}}{2H_c} \right) \quad (30)$$

$$K = \sqrt{\frac{\bar{h}}{k \sin(k)}} \quad (31)$$

$$\mu_a = 2K \left[\frac{t_{af}(1 - \tan(K))}{2 \tan(K)} \right]^{1/2} \quad (34)$$

$$\mu_b = 2K \left[H_c + \frac{t_{af}(1 - \tan(K))}{2 \tan(K)} \right]^{1/2} \quad (32)$$

Tous les paramètres utilisés sont définis dans la figure 9 ci-dessous:

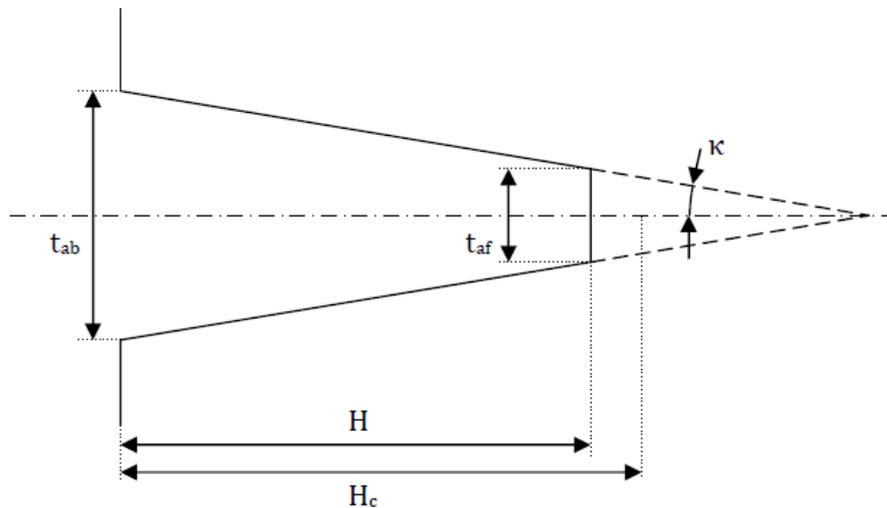


Figure II.12 Profil d'ailette longitudinal trapézoïdal

II.10. Coefficient de convection hc :

La convection est un phénomène qui permet l'échange de chaleur entre un solide et un fluide. Même si la loi de refroidissement de Newton (14) est une expression linéaire, l'analyse du coefficient h et de la température de surface T_s peut devenir si complexe. La raison en est que le coefficient de convection dépend essentiellement de la température, de la géométrie et du régime de flux, mais qu'une surface réelle ne peut pas avoir une température constante.

II.10.1 Coefficient d'équivalence de rayonnement h_r :

Tous les corps émettent un rayonnement électromagnétique dû à sa température. La chaleur transmise par rayonnement dépend de la température du corps et de la température ambiante. Le taux de transfert de chaleur q_r pour un corps peut être exprimé comme suit:

$$q_r = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (33)$$

Où A est la surface du corps (m^2), ε est l'émissivité de surface (sans dimension), σ est la constante de Stefan-Boltzmann (W/m^2K^4), T_s est la température de surface (K) et T_{amb} est la température ambiante (K).

Ainsi, on déduit de l'équation (33) que le paramètre le plus influent est la différence de température entre la surface et la température ambiante.

La valeur de la constante de Stefan-Boltzmann est donnée en SI par:

$$\sigma = 5.6704 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \quad (34)$$

L'émissivité ε est généralement donnée par le fabricant, soit en donnant le type de finition (dégraissé, anodisé noir, anodisé clair ...) soit en donnant directement la valeur d'émissivité de surface.

L'équation (34) est proposée pour les surfaces qui émettent seulement des rayonnements dans l'environnement. Cependant, certaines formes comprennent des surfaces qui émettent un rayonnement vers l'environnement et vers d'autres surfaces simultanément. L'équation de ces géométries inclut un facteur de vue.

Le facteur de vue est la proportion de tout ce rayonnement qui quitte une surface A et frappe la surface B .

II.10.2 Rayonnement dans les dissipateurs thermiques:

La géométrie des dissipateurs de chaleur est compliquée en ce qui concerne l'analyse de rayonnement. Certaines surfaces échangent des radiations entre elles et simultanément avec la température ambiante. Les autres surfaces n'échangent le rayonnement qu'à la température ambiante. Par conséquent, le rayonnement dans les puits thermiques implique plus de paramètres que ceux exprimés dans l'équation (35).

L'article de Younes Shabany [64], simplifie le rayonnement dans les dissipateurs de chaleur.

Le taux de transfert de chaleur q_r (W) peut être exprimé comme suit:

$$q_r = (n_a - 1)q_{ch,r} + A_d \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (35)$$

Où n_a est le nombre d'ailettes, $q_{ch,r}$ est le taux de transfert de chaleur dans les surfaces de canal (W), A_d est tous les surfaces que ces rayonnements ne frappe pas d'autres surfaces (m^2),

ε est l'émissivité du corps, σ est le constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$), T_s est la température de surface (K) et T_{amb} est la température ambiante (K).

La formule peut être déduite par:

$$A_d = n_d \left(L \cdot t_{af} + 2 \cdot H \cdot \left(\frac{t_{af} + t_{ab}}{2} \right) \right) + 2 \cdot H \cdot L + 2 \cdot t_p (L + W) \quad (36)$$

Tous les paramètres de l'équation (39) sont définis sur la figure 12.

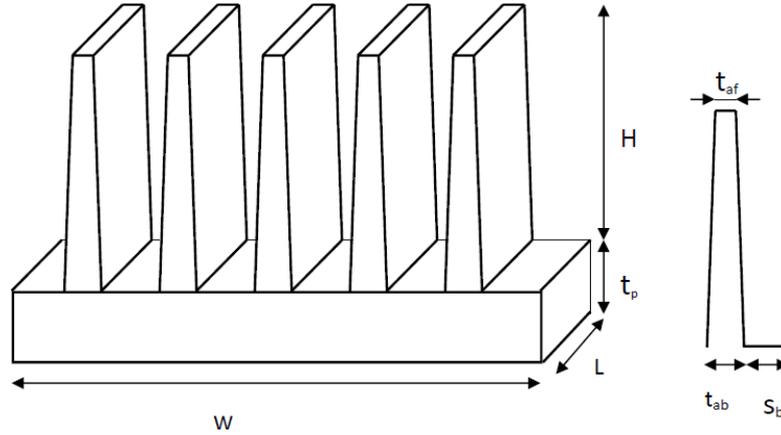


Figure II.13 Paramètres géométriques du dissipateur de chaleur

Le taux de transfert de chaleur d'un canal peut être écrit comme:

$$q_{ch,r} = \frac{\sigma (s_m + 2H) L (T_s^4 - T_{amb}^4)}{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} + F_{s-surr}} \quad (37)$$

Où F_{s-surr} est le facteur de vue de la surface du canal à l'environnement

En supposant une erreur, F_{s-surr} peut être écrit comme:

$$F_{s-surr} = 1 - \frac{2\bar{H}[(1+\bar{L}^2)^{0.5} - 1]}{2\bar{H}\bar{L} + (1+\bar{L}^2)^{0.5} - 1} \quad (38)$$

Où:

$$\bar{H} = \frac{H}{s_m} \quad \bar{L} = \frac{L}{s_m}$$

s_m est l'espace moyen inter-ailette.

Pour connaître le coefficient de convection équivalent h , on propose l'équation suivante(39):

$$h_c = \frac{q_r}{(A_p + A_f)(T_s - T_{amb})} \quad (39)$$

Lorsque A_p et A_f sont les surfaces (m^2) et q_r (W) est le taux de transfert de chaleur par rayonnement.

II.11. Conclusion:

L'étude théorique des dissipateurs de chaleur, est l'étape la plus importante dans l'étude du comportement du transfert de chaleur dans ces dispositifs. Tous les logiciels de simulation sur lesquels nous nous appuyons pour analyser les résultats sont basés sur cette étude théorique,

Sauf que, chaque programme utilise une méthode numérique spécifique pour résoudre ces équations, telles que la méthode des différences finies, des volumes finis et des éléments finis.

Chapitre 3

Méthode des volumes finis

III.1 Introduction :

III.1.1. Le calcul numérique :

III.1.2. Méthode des volumes finis :

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

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

Le premier pas qui est l'intégration sur le volume de contrôle, fait la distinction entre la méthode des volumes finis et tous les autres techniques numériques. Le résultat de l'intégration exprime la conservation exacte de la grandeur physique, ϕ , sur chaque volume de contrôle. Cette relation claire entre l'algorithme numérique et le principe de conservation physique détermine la principale attraction de la méthode des volumes finis et son concept devient plus facile à comprendre que le concept de la méthode des éléments finis ou de la méthode spectrale.

- La conservation de la variable générale d'écoulement ϕ , par exemple une composante de la vitesse ou de l'enthalpie (la température), sur le volume de contrôle peut être exprimée comme un bilan entre les différents processus qui tendent de l'augmenter ou bien de la baisser. [21]

La méthode a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar (Numerical Heat Transfer and Fluid Flow).

La méthode des volumes finis est une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle (VC).

Le principe de discrétisation peut être illustré en considérant l'équation de transport pour une grandeur scalaire ϕ , valable pour toutes les équations d'écoulement, en régime stationnaire :

$$\oint_A (\rho \phi v) dA = \oint_A (\Gamma_\phi \text{grad} \phi) dA + \int_{VC} S_\phi dV \quad \text{avec}$$

ρ la densité du fluide ;

v le vecteur vitesse avec $v = ui + vj$

A le vecteur l'aire de la surface

Γ_ϕ le coefficient de diffusion de la grandeur ϕ

S_ϕ le terme source (la source de ϕ par unité de volume). [21]

L'équation précédente est appliquée sur chaque volume de contrôle du domaine de calcul (domaine d'étude ou d'analyse).

La discrétisation de cette équation donne :

$$\sum_i^{N_{faces}} \rho_i v_i \phi_i A_i = \sum_i^{N_{faces}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n A_i + S_\phi V$$

où :

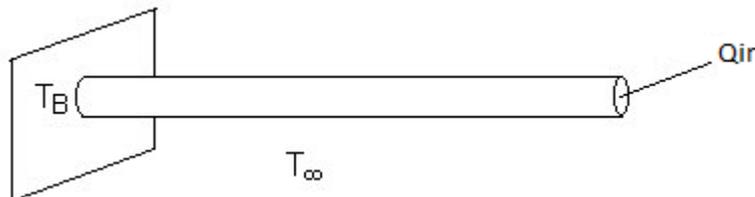
- N_{faces} le nombre de faces (interfaces) du volume de contrôle ;
- ϕ_i la valeur de ϕ transférée par convection à travers l'interface i ;
- v_i le flux de masse à travers l'interface i ; A_i l'aire de l'interface i

III.1.3. Les différentes étapes de la mise en œuvre sont :

- Le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fini de points (les nœuds du maillage), autour desquels on définit des volumes élémentaires (appelés volumes de contrôle) contigus, non juxtaposés et sans discontinuités aux interfaces ;
- Les équations modèles, sous forme conservative, sont intégrées sur chaque volume de Contrôle (VC) ;
- Les intégrales sur un volume de contrôle en un nœud donné sont évaluées en approchant la variation de ϕ par des profils ou des lois d'interpolation entre les nœuds voisins du point considéré ;
- Écriture des équations algébriques en fonction des valeurs de ϕ aux nœuds du maillage ;
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu. [21]

III.1.4. Avantages

- Préservation du caractère conservatif des équations sur chaque volume de contrôle (continuité des flux aux interfaces), valable pour n'importe quelle finesse du maillage;
- Mise en œuvre relativement facile ;
- Applicable aux géométries complexes ;
- Temps de calcul et stockage mémoire raisonnable (matrice de type bande).



III.1. Figure Géométrie étudiée

L'équation différentielle qui gouverne le transfert thermique dans ce cas est :

$$\frac{d}{dx} \left(\lambda A \frac{dT}{dx} \right) - hp(T - T_\infty) = 0$$

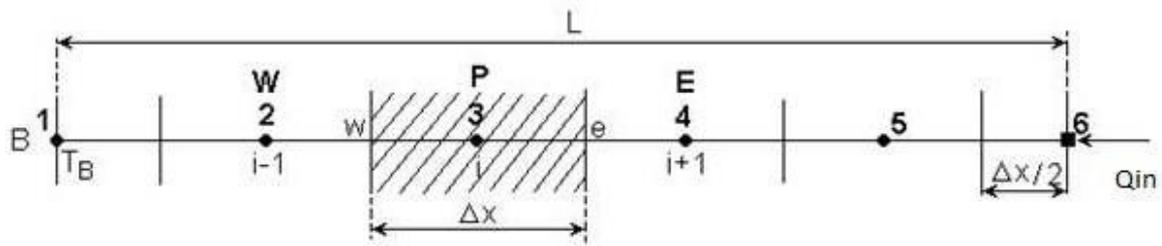
Où h est le coefficient de transfert thermique par convection, P est le périmètre, λ est la Conductivité thermique et T_∞ est la température du milieu extérieur. [21]

La solution analytique est donnée par la relation suivante :

$$T(x) = (T_B - T_\infty) \frac{\cosh[m(L-x)]}{\cosh(mx)} + T_\infty$$

où $m = \frac{hp}{\lambda A}$ (il faut noter que $\lambda A = cte$).

Le maillage utilisé est celui de la figure ci-dessus



2. Maillage utilisé pour la géométrie étudiée

Lorsque $\lambda A = cte$, l'équation (1) peut être écrite ainsi :

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) - m^2 (T - T_\infty) = 0 \quad \text{ou} \quad m^2 = \frac{h_p}{\lambda A}$$

L'intégration de l'équation (2) sur le volume de contrôle, autour du point P, donne :

$$\int_{vc} \frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) dx - \int_{vc} m^2 (T - T_\infty) dx = 0$$

La deuxième intégrale, à cause du terme source, est évaluée en supposant que la quantité à intégrer est localement constante sur chaque volume de contrôle et donc :

$$\left(A \frac{dT}{dx} \right)_e - \left(A \frac{dT}{dx} \right)_w - [m^2 \cdot (T - T_\infty) A \cdot \Delta x] = 0$$

Pour les nœuds intérieurs l'équation discrétisée est :

$$\frac{T_E - T_P}{\Delta x} - \frac{T_P - T_W}{\Delta x} - m^2 \cdot (T - T_\infty) \Delta x = 0$$

En regroupant les termes on obtient :

$$\left(\frac{1}{\Delta x} + \frac{1}{\Delta x} + m^2 \Delta x \right) T_P = \frac{T_W}{\Delta x} + \frac{T_E}{\Delta x} + m^2 \Delta x \cdot T_\infty$$

Pour un nœud intérieur (les nœuds 3, 4 et 5) on obtient la forme générale de l'équation discrétisée :

$$a_P T_P = a_W T_W + a_E T_E + S \quad \text{ou} \quad a_W = a_E = \frac{1}{\Delta x} \quad \text{et} \quad a_P = a_W + a_E + S_P \quad \text{et} \quad S = m^2 \Delta x \cdot T_\infty$$

$$S_P = -m^2 \Delta x$$

Le terme source dans l'équation ci-dessus est identifié comme $S = S_u + S_P T_p$

Pour le nœud 2 (pour le nœud 1 ce n'est pas nécessaire d'écrire une équation discrétisée supplémentaire, la température étant connue) est valable la même équation que pour un nœud intérieur où le voisin "W" correspond à la température du point "1", $T_W = T_1 = T_B$.

Le terme qui contient la température du point "1" est interprété comme un terme source. [21]

L'équation discrétisée, pour le nœud "2", est :

$$\frac{T_E - T_P}{\Delta x} - \frac{T_P - T_B}{\Delta x} - m^2 \cdot (T - T_\infty) \Delta x = 0$$

$$\left(\frac{1}{\Delta x} + \frac{2}{\Delta x} + m^2 \Delta x \right) T_P = \frac{T_E}{\Delta x} + m^2 \Delta x \cdot T_\infty + \frac{2}{\Delta x} T_B$$

Donc on obtient :

$$a_E = \frac{1}{\Delta x} \quad a_W = 0 \quad S_P = -\left(\frac{2}{\Delta x} + m^2 \Delta x \right) \quad S_u = m^2 \Delta x \cdot T_\infty + \frac{2}{\Delta x} T_B$$

Pour le nœud "6" on intègre l'équation (1) sur le demi-volume de contrôle :

$$\left(A \frac{dT}{dx} \right)_P - \left(A \frac{dT}{dx} \right)_w - \left[m^2 \cdot (T - T_\infty) A \cdot \frac{\Delta x}{2} \right] = 0$$

et parce que le flux dans le nœud "6" est constante on obtient l'équation discrétisée suivante:

$$Q_{in} - \left(A \frac{dT}{dx} \right)_w - \left[m^2 \cdot (T - T_\infty) A \cdot \frac{\Delta x}{2} \right] = 0$$

En regroupant les termes dans l'équation ci-dessus on obtient :

$$\left(\frac{1}{\Delta x} + m^2 \frac{\Delta x}{2} \right) T_P = \left(\frac{1}{\Delta x} \right) T_w + m^2 \Delta x \cdot T_\infty - \frac{Q_{in}}{\Delta x}$$

$$a_E = 0 \quad a_w = \frac{1}{\Delta x} \quad S_P = -m^2 \Delta x \quad \text{et} \quad S_u = m^2 \Delta x \cdot T_\infty - Q_{in}$$

En tenant compte que :

$$\frac{1}{\Delta x} = \frac{1}{0.0583} = 17.1527 \quad m^2 \Delta x \cdot T_\infty = 62.7081 \quad -m^2 \Delta x = -2.5595$$

le système d'équations à résoudre est :

$$\begin{aligned} 53.9881T_1 &= 17.1429T_2 + 1547.3 \\ 36.8452T_2 &= 17.1429T_3 + 17.1429T_1 + 62.7 \\ 36.8452T_3 &= 17.1429T_4 + 17.1429T_2 + 62.7 \\ 36.8452T_4 &= 17.1429T_5 + 17.1429T_3 + 62.7 \\ 36.8452T_5 &= 17.1429T_6 + 17.1429T_4 + 62.7 \\ 19.7024T_6 &= 17.1429T_5 + 60.2 \end{aligned}$$

La forme matricielle du système d'équation est : [21]

$$\begin{pmatrix} 53.988 & -17.1429 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -17.1429 & 36.8452 & -17.1429 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -17.1429 & 36.8452 & -17.1429 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -17.1429 & 36.8452 & -17.1429 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -17.1429 & 36.8452 & -17.1429 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -17.1429 & 19.7024 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1547.3 \\ 62.7 \\ 62.7 \\ 62.7 \\ 62.7 \\ 60.2 \end{pmatrix}$$

Figure Figure

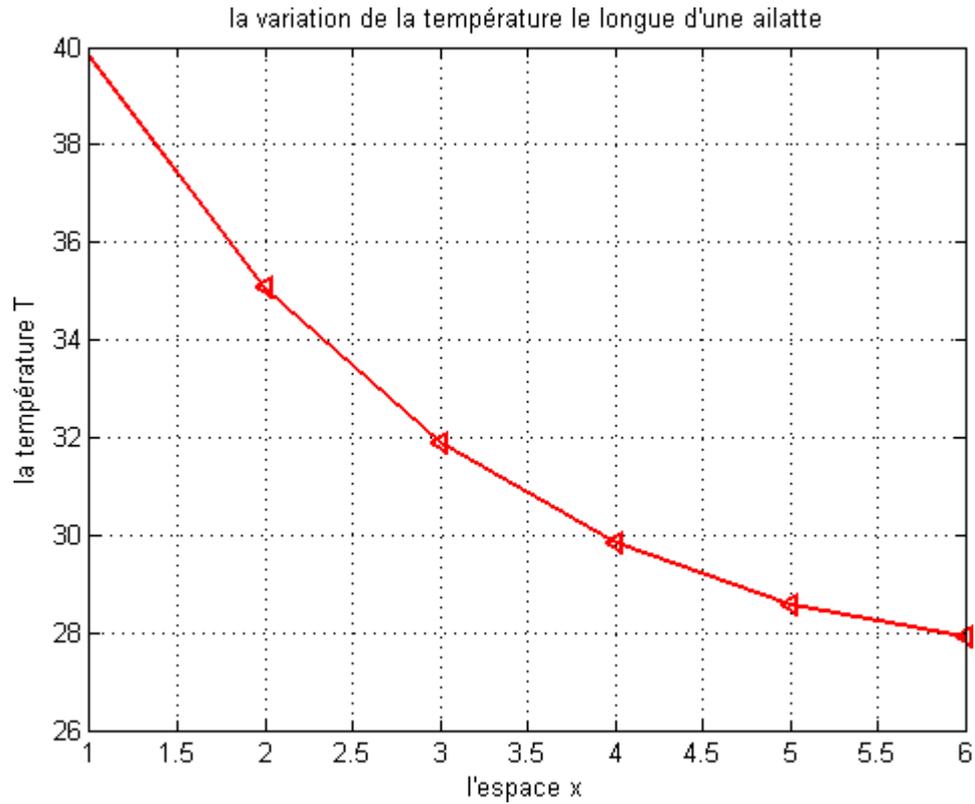


Figure III.3. Variation de la température et le long d'une ailette

III .2Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté un aperçu sur la méthode numérique 'Volumes finies', un peu d'histoire de cette méthode, quelques avantages et nous avons fini ce chapitre par un exemple détaillé pour illustrer un peu cette méthode numérique.

Chapitre 4

Etude théorique et expérimental

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous voulons faire une étude expérimentale de transfert de chaleur sur surface étendue H112E pour réaliser une investigation de conduction unidimensionnelle depuis une ailette.

Une tige de petite taille est chauffée à une extrémité, le côté opposé se refroidit par convection naturelle et radiation. Cela se traduit par une baisse de la distribution de la température le long de la barre, et est calculé par des thermocouples espacés de façon régulière. Le H112E est destiné à être employé avec, et installé le long de l'unité de service de transfert de chaleur H112.

H112E manuel instruction manuel d'utilisation et de maintenance

IV.2. Le banc d'essai :

IV.3. Description :

IV.3.1 Transfert de chaleur sur surface étendue H112E (annotation des figures) :

Dans cette section, les composants principaux sont référencés à l'aide d'un préfixe "E" afin de les identifier, comme faisant parties de l'unité H112"E". Par exemple figure IV.1 E1 en dessous.

Chaque composant important présent dans les diagrammes possède un numéro ou une lettre, pour l'identifier. Afin de simplifier l'identification, la désignation de la figure IV.1 (exemple E1) se situe dans le texte même.

Par exemple dans la figure E1 en dessous (le H112E vue de côté) le fil électrique et la connexion (du côté droit) sont identifiés par E1(4). Le numéro de la figure est indiqué comme E10, puis l'objet par 4.

Les accessoires inclus une tige en laiton de 10mm de diamètre E1(1) d'environ 350mm de long, montée horizontalement avec un support E1(6) et un support fixe de l'autre côté E1(10).

Dans un logement isolé E1(3) se trouve une résistance électrique de 240v E1(5) en contact direct avec la tige de cuivre. La résistance a une puissance nominale s'évaluant environ à 30 watts à 240V en courant alternatif.

La puissance fournie au cylindre chauffé est fournie par le H112, l'unité de service de transfert de chaleur à l'aide de câble E1(4). L'unité de service de transfert de chaleur H112 permet aussi à l'utilisateur de varier les données d'arrivée de puissance vers la résistance en contrôlant l'arrivée de la tension vers celle-ci.

Pour des raisons de sécurité, un thermostat E1(2) limite la température maximum de la résistance sur 150°C environ.

Huit thermocouples E1(11) sont placés à intervalles réguliers de 50mm le long de la tige, afin de mesurer la température en surface. Ces derniers sont reliés à l'unité de service de transfert de chaleur H112 grâce à des connexions miniatures E2(12). Les thermocouples sont reliés à la tige afin de minimiser les erreurs des effets due à la conduction.

Un thermocouple supplémentaire E1(9) est installé sur l'unité afin d'enregistrer la température de l'air ambiante.

Pour protéger les thermocouples d'éventuels dommages, toutes les extrémités sont installées dans un conduit E1(8).

La tige est revêtue d'une peinture mâte noire, résistante à la chaleur afin de fournir une émissivité rayonnante constante proche de 1.

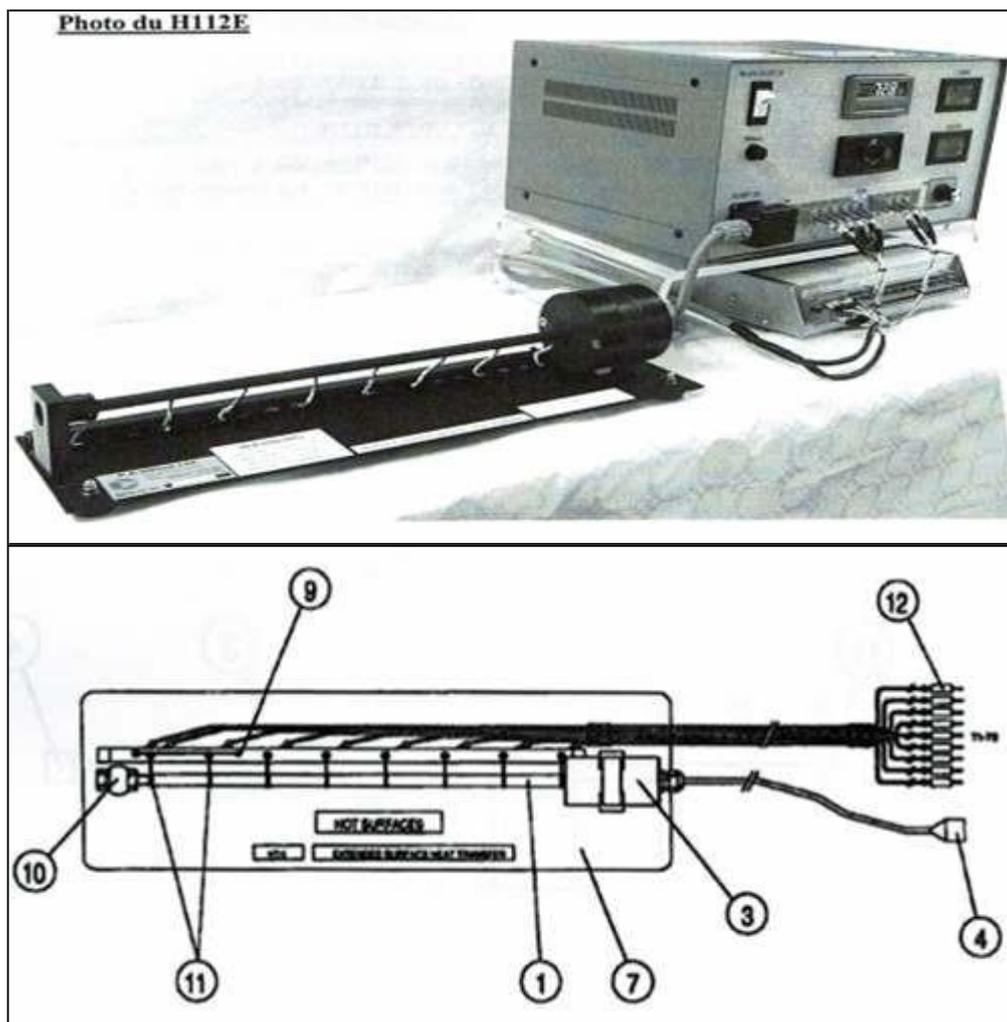


Figure IV.1 Composants du H111E, Transfert de chaleur sur surface Étendue.

H112E branché à la console du H112, HC113A Acquisition de données optionnel situé sous la console.

Note : La photo ci-dessus montre l'ancienne version de l'indicateur de température avec sélecteur de température séparé. Le modèle actuel combine le sélecteur et l'indicateur de température dans un seul dispositif.

IV.3.2. installation et mise en marche :

IV.3.2.1. transfert de chaleur sur surface étendue H112E avec le module de service de transfert de chaleur H112:

On suppose que les procédures d'installation et de mise on marche, pour l'unité de service de transfert de chaleur H112 ont été comprises, comme indiqué par la suite du H112.

Assurons-nous que l'interrupteur principal se trouve sur la position off.

Plaçons le module de transfert de chaleur sur surface étendue H112E sur une surface plane, proche de l'unité de service de transfert de chaleur H112

Capteurs de température :

Branchons les neuf connecteurs des thermocouples E2 (12) dans les supports marqués de T1 à T9 sur le panneau frontal de l'unité de service de transfert de chaleur H112. Notons que chaque connecteur possède une étiquette pour son identification.

Tige chauffée:

Fixons le contrôle de la tension de la résistance situé sur le devant du panneau de l'unité de service de transfert de chaleur sur zéro.

Tournons dans le sens contraire des aiguilles d'une montre, branchons le câble électrique E1(4) du cylindre chauffé sur la douille à 8 branches, sur le panneau frontal de l'unité de service de transfert de chaleur H112.

IV.4. Mode opératoire:

IV41. Unité de service de transfert de chaleur H112 avec le transfert de chaleur sur surface étendue H112E:

Précaution:

Il est absolument indispensable de retirer toutes les protections avant de brancher le transfert de chaleur sur surface étendue H112E, sur l'unité de service de transfert de chaleur H112. Si la tige chauffée est recouverte d'un matériau combustible, alors l'unité résultera endommagée, et pourrait même prendre feu.

La tige chauffée peut atteindre une température suffisamment élevée pour causer des brûlures. Veillons suivre les consignes de sécurité lorsque nous l'utilisons.

- assurons-nous que l'interrupteur principal se trouve sur la position off (les trois chiffres de l'écran doivent être éteints). Assurons-nous que le disjoncteur situé à l'arrière de l'appareil soit sur la position on. Notons que son fonctionnement doit être régulièrement testé à intervalles réguliers selon les normes locales, en utilisant les méthodes décrites dans la section de maintenance.

- faites tourner le contrôleur de tension complètement dans le sens contraire des aiguilles d'une montre, afin de fixer la tension (ca) au minimum. Assurons-nous que cet appareil (H112E) soit correctement branché sur l'unité de service de transfert de chaleur H112, comme décrit dans le manuel d'installation et de mise en marche.
- assurons-nous que le cylindre chauffé d1(7) soit placé à l'intérieur de sa protection d1(10) avant de brancher l'appareil.
- activons l'interrupteur principal, l'écran numérique s'allume. Fixons la température pour afficher T1. Faites tourner le contrôleur de tension afin d'augmenter celle-ci conformément à la tension requise pour chaque expérience.
- après avoir fixé la tension, assurons-nous que t_i (le thermocouple le plus proche de la résistance) change conformément aux variations requises. C'est à dire, que si la tension a augmenté, par conséquent la température de t_i doit également augmenter, et si la tension diminue, alors la température de t_1 diminuera aussi. Remarquons que si il est proche de 100°C et si le courant (amps) indique zéro, cela peut signifier que le thermostat de sécurité E1(2) s'est activé. Réduisons la tension puis attendons que le thermostat se reprogramme.
- permettons que le système se stabilise, puis notons les lectures et faites les ajustements comme indiqué dans chacune des procédures individuelles, pour chaque expérience. Notons que, dû aux conditions des procédures ainsi qu'à la faible différence de température impliquée, le temps nécessaire pour atteindre un état de stabilité, peut être long..
- une fois la procédure expérimentale terminée, il est recommandé d'éteindre l'appareil en réduisant la tension sur zéro, tout en vérifiant que T1, jusqu'à ce que la tige soit refroidie. Puis éteignons l'interrupteur principal. Permettons que tous les composants se refroidissent, avant de les ranger soigneusement.

IV.4.2 Maintenance

IV.4.3 Transfert de chaleur sur surface étendue H112E

- **Générale**

Il est recommandé de débrancher le H112E de l'unité de service de transfert de chaleur H112, lorsque celui-ci n'est pas utilisé.

- **Tige chauffée**

La surface du cylindre est recouverte d'une peinture noire mat résistante à la chaleur. Si le cylindre est surchauffé, il se peut que la peinture se dégrade avec le temps.

Afin de renoircir le cylindre à moindre coût, la surface peut être noircie en tenant par-dessous une flamme de bougie en cire, et permettant soigneusement qu'une suie se développe pendant le déplacement du cylindre de long en large.

IV.4.4. Mise en marche de l'expérience :**IV.4.5. Module de transfert de chaleur sur surface étendue H112E**

Diamètre de la tige chauffée $d = 0.01\text{m}$

Longueur de la tige chauffée $l = 0.35\text{m}$

Coupe transversale de la surface effective de la tige chauffée $A_s = 7.854 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

Surface chauffée de la tige $a = 0.01099 \text{ m}^2$

Conductivité thermique du matériau de la tige chauffée $k = 121\text{w/mk}$

Constante Stefan Boltzmann $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2\text{k}$

IV.5. Capacités du transfert de chaleur sur surface étendue H112E :

Avec l'unité de service de transfert de chaleur H112.

IV.5.1. mesure de la température de distribution le long d'une surface étendue, et comparaison des résultats avec une analyse théorique :

On assume que les procédures d'installation et de mise en marche de l'accessoire H112E transfert de chaleur sur surface étendue, sont terminées (figure IV.1) :



Figure IV.2 Montage de notre expérience

Précaution :

Durant le procédé, la tige chauffée atteindra une température de 100°C . Nous devons prendre toutes les précautions nécessaires avec cette unité pendant les exercices car il existe des risques de brûlures, en cas de contact avec le cylindre.

- **Procédure :**

Si l'expérience numéro 2 a été mise en place, alors les résultats de cette procédure peuvent être utilisés afin d'illustrer ce qui suit.

En suivant le mode opératoire de base et fixant le contrôleur de tension sur 120 Volt.

Sélectionnons la position de température T1 utilisant le sélecteur circulaire et en vérifiant.

- **Régulièrement :**

La température jusqu'à ce que T1 atteigne environ 80°C , puis réduisons l'intensité de la résistance sur environ 70 Volts. Cette procédure réduira le temps nécessaire pour que le système atteigne sa condition de fonctionnement stable.

Il est maintenant nécessaire d'observer la température de T1 jusque T8 jusqu'à ce que ces températures se stabilisent.

Lorsque T1 jusque T8 ont atteint une température stable, prenons note de :

T1 à T9, V (Volt) et i (Courant).

Si le temps le permet, augmentons l'intensité du Voltage jusque 120 Volt, recommençons l'observation des lectures, puis lorsqu'elles sont stables recommençons les lectures ci-dessus.

Une fois terminé, l'intensité peut être réduite à zéro afin de refroidir la tige. Enfin, éteignons l'interrupteur principal. Après avoir terminé la démonstration, les exemples d'observation et de calculs sont montrés sur les pages suivantes.

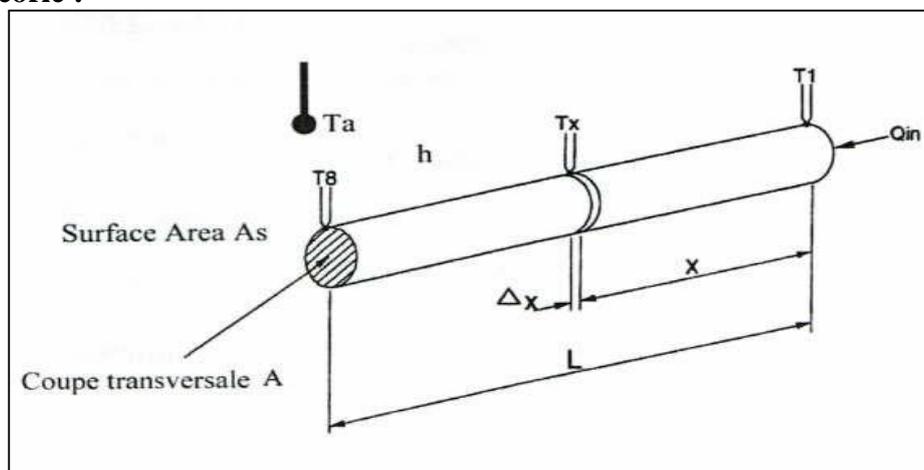
IV.5.2. Théorie :

Figure IV.3. Étude d'une ailette

Une tige d'une longueur 'l' de diamètre 'd' avec une surface de coupe transversale a (périmètre p) et une conductivité thermique k est chauffée à une extrémité. Il a une superficie totale as et se trouve à température ambiante ta.

A cause de l'augmentation de chaleur à une extrémité, la température de la barre est supérieure à celle des alentours, et la chaleur est conduite et diffusée loin de la surface. Comme la chaleur arrive d'une seule extrémité et que la barre est thermiquement conductrice, la température va varier le long de la barre depuis T1 (coté chaud) vers T8 (coté opposé).

Il est supposé que la barre est suffisamment longue pour que la chaleur venant de la pointe soit négligeable. A n'importe quelle distance x depuis le coté chauffé, la température du matériau est Tx.

La chaleur est conduite et diffusée hors la barre, avec un coefficient global de conduite de chaleur h

Depuis les conditions ci-dessus décrites, il est possible de développer l'équation différentielle suivante pour décrire les conditions le long de la barre.

$$\frac{D^2 t_x}{dx^2} - \frac{Hp}{ka} (t_x - t_a) = 0 \quad (1)$$

Où le périmètre,

$$P = \frac{das}{dx} \quad (2)$$

$$\text{En introduisant } \Theta = T_x - T_a \quad (3)$$

L'équation devient

$$\frac{D^2 \Theta}{dx^2} - M^2 \Theta = 0 \quad (4)$$

Si on introduit

$$m^2 = \frac{hP}{ka} \quad (5)$$

Il est alors possible de montrer que la solution générale de l'équation peut s'écrire ainsi :

$$\Theta = c_1 \text{Cosh}(mx) + c_2 \text{Sinh}(x) \quad (6)$$

Où c₁ et c₂ sont des constantes d'intégration.

A partir du diagramme, les conditions limites peuvent s'appliquer.

A Tx = 0 (le point d'arrivée de chaleur), Tx = T1

A Tx = l (extrémité de la barre), $\frac{d\Theta}{dx} = 0$

(s'il n'y a pas de transfert de chaleur sur la pointe, cela implique qu'il n'y a pas de différence de température entre la pointe et les alentours).

En appliquant les conditions limites, on peut démontrer que

Où :

$$\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a} = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml} \quad (7)$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{KA}}$$

Par conséquent l'équation peut se réécrire ainsi

$$\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a} = \frac{\cosh \sqrt{\frac{hP}{KA}}(L-x)}{\cosh \sqrt{\frac{hP}{KA}}L} \quad (8)$$

Le développement mathématique de cette théorie est amplement simplifiée et beaucoup plus décrite dans les livres faisant référence au transfert de chaleur.

Les observations suivantes illustrent les principes de la théorie décrite ci-dessus.

IV.5.3. Résultats et discussions:

- **Comparaison des températures le long d'ailette calculées et mesurées dans le banc d'essai :**

1^{er} Cas :

Dans cette partie nous avons calculé la température de l'ambiant qui a été T9=24.9°C. Nous avons fixé la tension à 70V pour cette valeur, le courant associé à cette tension était de 0.28A se que nous donne une puissance :
 P=69X0.028=1.932W

V	70V
I	0.028A
P	1.932W

Table IV.1: Les températures mesurées et calculées pour 70V

X (position de mesure)	Thermocouple	Température Mesurée (expérience)	Température Calculée (Eq 8 et 9)
0.0	T1	49	49.00
0.05	T2	42	40.54
0.10	T3	37.1	34.54
0.15	T4	33.5	30.35
0.20	T5	31.2	27.49
0.25	T6	29.5	25.64
0.30	T7	28.6	24.61
0.35	T8	28.2	24.28
	T9	24.9	

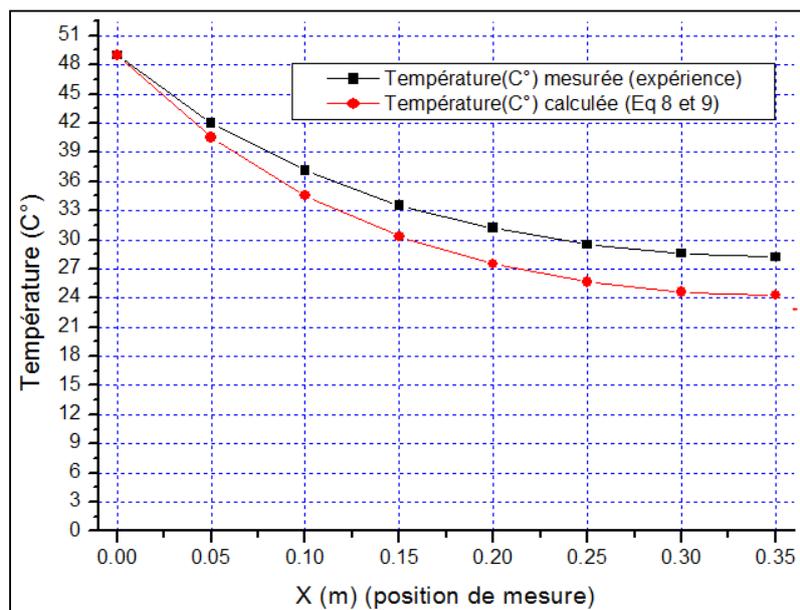


Figure IV.4. Comparaison des températures mesurées et calculées pour 70V

La figure VI.4 représente la comparaison des températures mesurées et calculées pour 70V, nous remarquons à travers ce graphe que les températures sont plus proches pour les moins valeurs, avec l'augmentation de la température, l'erreur s'augmente mais reste toujours inférieure à 4°C, on peut citer que notre Banc d'essai est fiable pour faire des autres expériences.

Le graphe montre aussi la diminution logique des températures le long de l'ailette à cause de transfert rapide de l'ailette avec le milieu extérieur.

Ce graphe montre aussi que l'étude théorique et les équations trouvées par cette étude sont plus proche de la réalité se qui nous confirme l'importance des études mathématiques qui analyse les phénomènes physiques et thermiques.

2^{em} Cas :

Dans cette partie nous avons gardé la même température d'ambient qui a été $T_9=24.9^{\circ}\text{C}$ aussi.

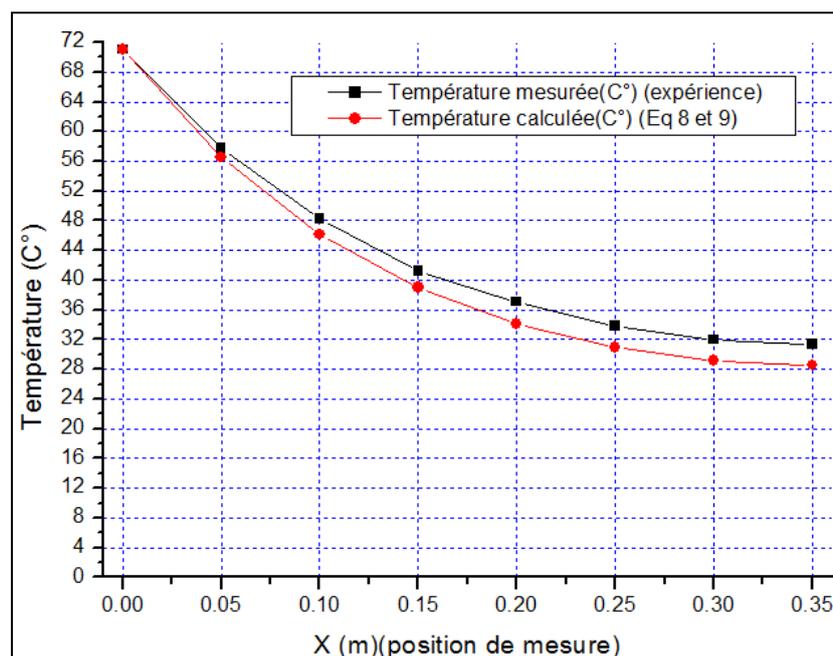
Nous avons changé la tension à 100V pour cette valeur, le courant associé à cette tension était de 0.045A se que nous donne une puissance :

$$P=100 \times 0.045=4.5\text{W}$$

V	100V
I	0.045A
P	4.5W

Table IV.2: Les températures mesurées et calculées pour 100V

X (position de mesure)	Thermocouple	Température Mesurée (expérience)	Température Calculée (Eq 8 et 9)
0.0	T1	71.0	71.00
0.05	T2	57.8	56.48
0.10	T3	48.3	46.19
0.15	T4	41.2	38.99
0.20	T5	37.1	34.07
0.25	T6	33.8	30.91
0.30	T7	32.0	29.14
0.35	T8	31.4	28.57
	T9	24.9	

**Figure IV.5.** Comparaison des températures mesurées et calculées pour 100V

La figure IV.5 représente la comparaison des températures mesurées et calculées pour 100V, nous remarquons à travers ce graphe que les températures sont plus proches pour les moins valeurs, avec l'augmentation de la température, l'erreur s'augmente mais reste toujours inférieur à 4°C.

L'erreur pour cette tension élevée que la précédente est plus faible, se que nous confirme que notre Banc d'essai est plus fiable pour les puissances élevées.

Même chose comme le cas précédent, le graphe montre aussi la diminution logique des températures le long de l'ailette à cause de transfert rapide de l'ailette avec le milieu extérieur.

Ce graphe montre aussi que l'étude théorique et les équations trouvées par cette étude sont plus proche de la réalité se qui nous confirme l'importance des études mathématiques qui analyse les phénomènes physiques et thermiques.

- **Comparaison des températures le long d'ailette calculées par les équation 8 et 9 , mesurées dans le banc d'essai et calculées par la méthode des volumes finis :**

Dans cette partie nous avons pris les mêmes donnés de l'étude précédente pour un seul cas, (la température de l'ambient qui a été $T_9=24.9^{\circ}\text{C}$).

Table IV.3: Les températures mesurées et calculées (par équations 8et 9 et par MVF)

X (position de mesure)	Thermocouple	Température Mesurée (expérience)	Température Calculée (Eq 8 et 9)	Température Calculée (MVF)
0.0	T1	49	49.00	49
0.05	T2	42	40.54	43.3
0.10	T3	37.1	34.54	39.79
0.15	T4	33.5	30.35	35.05
0.20	T5	31.2	27.49	31.9
0.25	T6	29.5	25.64	29.83
0.30	T7	28.6	24.61	28.56
0.35	T8	28.2	24.28	27.91
	T9	24.9		

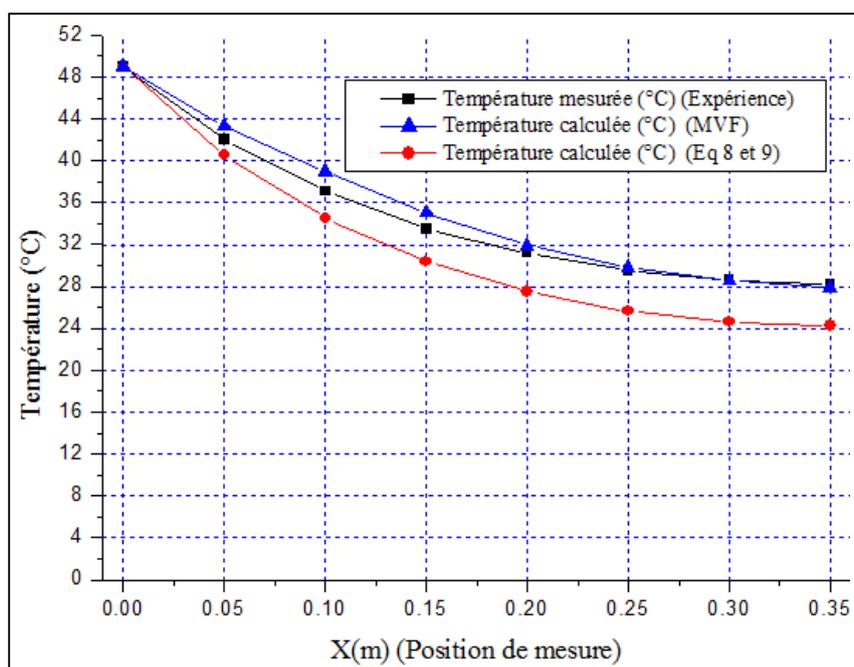


Figure IV.6. Comparaison des températures mesurées et calculées pour 70V

La figure IV.6 représente la comparaison des températures mesurées, calculées par les équation 8 et 9 et calculées par la méthode des volumes finis pour 70V, nous remarquons à travers ce graphe que les températures sont plus proches pour les moins valeurs de 'x', avec l'augmentation de la température, l'erreur s'augmente mais reste toujours inférieur à 4°C, on peut citer que notre Banc d'essai est fiable pour faire des autres expériences.

Ce graphe montre aussi que les résultats trouvées à travers la méthode des volumes finis sont plus proche avec les résultats trouvées avec l'expérience, cela montre la crédibilité et la fiabilité de la méthode des volumes finis et cela justifier la présence de cette méthode dans la plus part des code de calcul.

Le graphe montre aussi la diminution logique des températures le long de l'ailette à cause de transfert rapide de l'ailette avec le milieu extérieur.

- **Comparaison des valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$ pour démontrer l'importance de coefficient m:**

1^{er} Cas :

Dans cette partie nous avons calculé les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$, la température de l'ambiant qui a été T9=24.9°C, la

longueur de l'ailette était l=0.35m et le coefficient m a été calculé : $m = \sqrt{\frac{hp}{ka}} = 6.624$ pour 70 V

Table IV.4: les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$ pour 70VI.

X	Température calculées	$\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$	$\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$	Erreurs
0.0	49	1	1.000	0.00
0.05	40.54	0.648	0.724	3.4
0.10	34.54	0.491	0.529	6.9
0.15	30.35	0.226	0.392	3.6
0.20	27.49	0.107	0.297	11
0.25	25.64	0.030	0.239	13.4
0.30	24.61	0.012	0.205	13.9
0.35	24.28	0.004	0.194	13.9

Pour le test T9 = température ambiante = 24.9°C

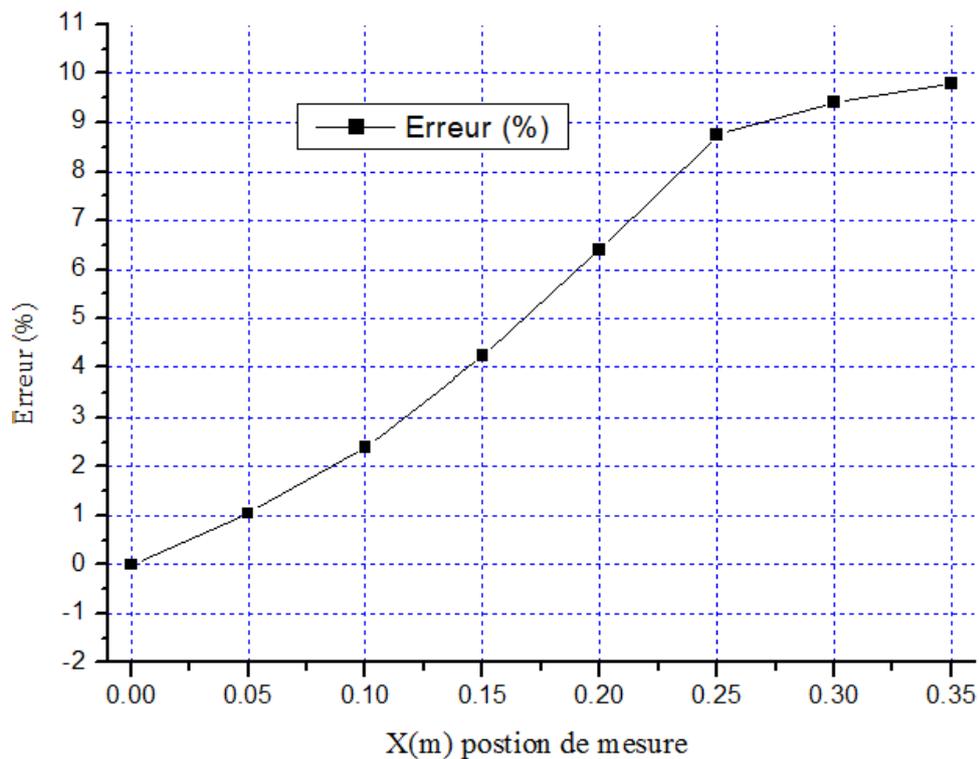


Figure IV.7. L'erreur trouvée entre la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh(ml)}$ pour 70VI.

La figure IV.7 montre que l'erreur entre les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh(ml)}$ pour 70V est plus faible pour les valeurs au début de l'ailette, cette erreur augmente avec l'augmentation de la distance entre la source chaude et le point de calcul, se que nous montre que le coefficient de convection est très important pour le calcul des températures dans les ailettes.

2^{em} Cas :

Dans cette partie nous avons calculé les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh(ml)}$, la température de l'ambiant qui a été $T_9 = 24.9^\circ\text{C}$, la

longueur de l'ailette était $l = 0.35\text{m}$ et le coefficient m a été calculé : $m = \sqrt{\frac{hp}{ka}} = 7.575$ pour 100 V

Table IV.5: les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$ pour 100VI.

X	Température calculées	$\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$	$\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$	Erreurs
0.0	71.00	1	1	0.00
0.05	57.80	0.684	0.689	2.28
0.10	48.30	0.468	0.477	4.36
0.15	41.20	0.340	0.335	5.36
0.20	37.10	0.236	0.241	8.16
0.25	33.80	0.193	0.183	8.55
0.30	32.00	0.146	0.151	8.93
0.35	31.4	0.146	0.140	9.01

Pour le test T9 = température ambiante = 24.9°C

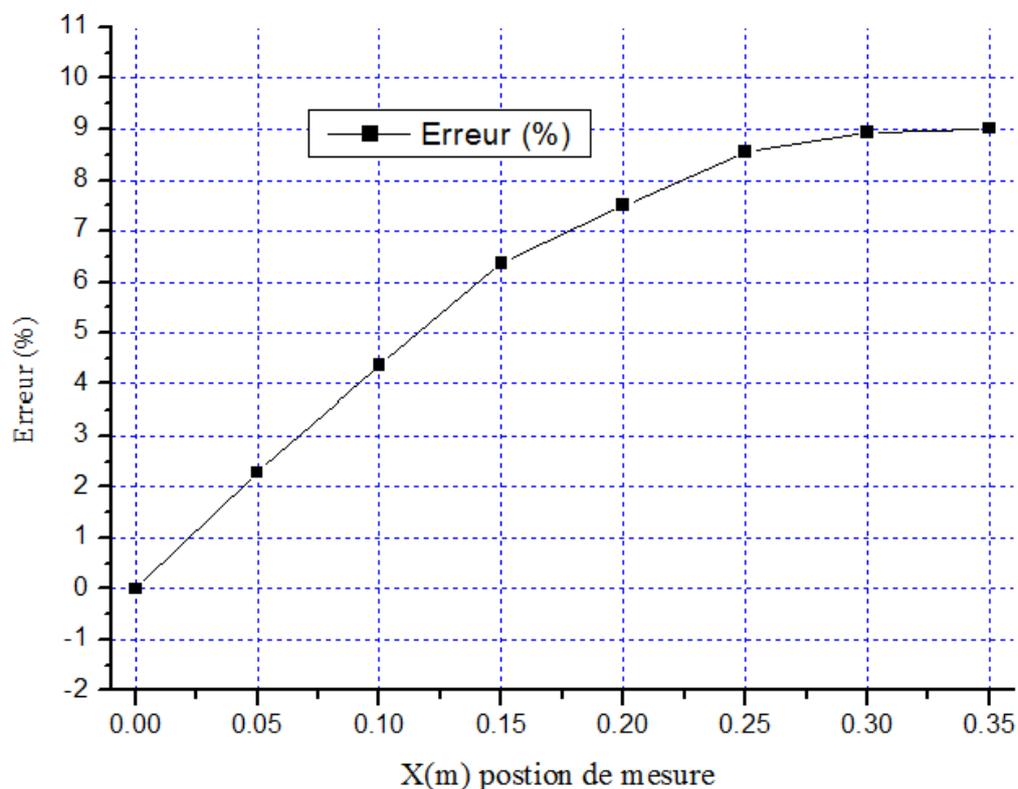


Figure IV.8. L'erreur trouvée entre la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh (ml)}$ pour 100VI.

La figure IV.8 montre que l'erreur entre les valeurs trouvées par la formule $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ et celles

trouvées par la formule $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh ml}$ pour 100V est plus faible pour les valeurs de distance 'x' au début de l'ailette, cette erreur augmente avec l'augmentation de la distance entre la source chaude et le point de calcul, se que nous montre que le coefficient de convection est très important pour le calcul des températures dans les ailettes.

Pour cette ce cas de tension de 100V, l'erreur n'a pas dépassé 9%, donc elle est mieux que le 1cas où l'erreur atteinte 10%.

Il est nécessaire de calculer les valeurs qui se répètent dans cet exemple, du fait que le coefficient de transfert de chaleur global de la barre h , n'est pas connu.

Les résultats antérieurs indiquent le résultat final de plusieurs calculs répétés, considérant une valeur de m et donc déterminant l'erreur résultante.

On suggère de commencer avec une valeur initiale de lecture de m= 6.62.

Par conséquent pour T2, T4 et T8

$$\begin{aligned} - \text{Pour } T_2 &= \frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a} = \frac{36 - 18.3}{43.3 - 18.3} = 0.695 \\ - \text{Pour } T_4 &= \frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a} = \frac{28.4 - 18.3}{43.3 - 18.3} = 0.404 \\ - \text{Pour } T_8 &= \frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a} = \frac{23.6 - 18.3}{43.3 - 18.3} = 0.212 \end{aligned}$$

Voici les valeurs à obtenir pour la première boucle de calcul $\frac{\cosh m(1-x)}{\cosh ml}$

En conséquent pour les positions de T2, T4 et T8 avec m=7.4

$$\begin{aligned} - \text{Pour la position } T_2 &= \frac{\cosh m(1-x)}{\cosh ml} = \frac{\cosh 7.4(0.35 - 0.05)}{\cosh(6 \times 0.35)} = 0.6949 \\ - \text{Pour la position } T_4 &= \frac{\cosh m(1-x)}{\cosh ml} = \frac{\cosh 7.4(0.35 - 0.15)}{\cosh(6 \times 0.35)} = 0.3469 \\ - \text{Pour la position } T_8 &= \frac{\cosh m(1-x)}{\cosh ml} = \frac{\cosh 7.4(0.35 - 0.35)}{\cosh(6 \times 0.35)} = 0.1492 \end{aligned}$$

Pour un meilleur ajustement, la valeur de m doit être changée.

Cosh m(1 - x) dans cette équation, réduire la valeur de m fera augmenter la valeur de Cosh ml.

En conséquent si on essaie avec la valeur 6.0 pour les mêmes thermocouples, les résultats seront :

$$- \text{Pour la position } T_2 = \frac{\cosh m(1-x)}{\cosh ml} = \frac{\cosh 6.0(0.35 - 0.05)}{\cosh(6 \times 0.35)} = 0.7498$$

- Pour la position $t_4 = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml} = \frac{\cosh 6.0(0.35 - 0.15)}{\cosh (6 \times 0.35)} = 0.4369$
- Pour la position $T_8 = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml} = \frac{\cosh 6.0(0.35 - 0.35)}{\cosh (6 \times 0.35)} = 0.2413$

En comparant les valeurs avec celles de $\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a}$ sur les mêmes positions, il est évident que m a été réduit trop fort, et donc la meilleure valeur de m se situe entre 7.4 et 6.0.

Si l'itération suivante est prise comme $\frac{7.4+6.0}{2} = 6.7$ et la valeur de m est trop élevée par conséquent la répétition suivante devra se situer entre 6.7 et 6.0 prise comme :

$$\frac{6.7+6.0}{2} = 6.35.$$

Par ailleurs, si la valeur de m est trop faible, par conséquent la valeur devra se trouver entre 7.4

Et 6.7 et la répétition suivante devra être $\frac{7.4+6.7}{2} = 7.05$.

A l'aide de cette méthode et des calculs progressifs une valeur de m peut se déterminer par le degré d'exactitude requis.

Les exemples ci-dessus proviennent des données des températures prises sur t_2 , t_4 et T_8 . On peut utiliser plus ou moins de points, cependant le degré d'exactitude atteint augmentera si l'on augmente la quantité de points.

Après avoir déterminé m comme un degré d'exactitude raisonnable, les erreurs entre les équations sont minimisées. L'équation peut se réécrire de la manière suivante et les valeurs prévues de t calculées.

$$\frac{T_x - T_a}{T_1 - T_a} = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml}$$

$$T_x = \left(\frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml} \right) (T_1 - T_a) + T_a$$

Par conséquent pour T_7 l'exemple No1:

$X=0.30m$, $t_a=18.3$, $l=0.35$, m (depuis l'itération)=6.624

$$T_x = \left(\frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml} \right) (T_1 - T_a) + T_a$$

$$T_x = \left(\frac{\cosh 6.24(0.35 - 0.30)}{\cosh (6.624 \times 0.35)} \right) (49.00 - 24.9) + 24.9$$

$$T_x = 29.85^\circ\text{C}$$

Cela se rapproche avec la valeur enregistrée 29.85°C

IV.6. Conclusions :

Dans ce chapitre, nous avons effectué une étude théorique suite par une étude expérimentale sur une ailette cylindrique, et nous avons trouvé une convergence entre les résultats numériques et expérimentaux, pour les deux cas de puissance que nous avons adoptés.

Nous avons constaté une très forte convergence entre les résultats de laboratoire et les résultats obtenus par la méthode des volumes finis, lorsque nous avons comparé les résultats à l'aide de cette méthode.

Nous avons conclu que la méthode des volumes finis donne de meilleurs résultats, ce qui justifie sa plus grande utilisation dans les programmes de simulation.

Perspectives :

Nous avons terminé une étude basée sur le sujet des ailettes, leur importance et son étude théorique et numérique.

Lorsque les moyens seront disponibles nous pouvons réaliser de nombreux études expérimentaux sur les applications de ces ailettes comme le refroidissement par air ou par liquide, espérons d'ajouter quelque chose de nouvea

Conclusion générale :

Dans ce mémoire, nous avons effectué une étude numérique utilisant les formules théoriques qui gouverne les ailettes suite par une étude expérimentale sur une ailette cylindrique, et nous avons ajouté une étude numérique par la méthode des volumes finies. Pour l'étude expérimentale nous avons mis l'ailette cylindrique sous deux puissances, la première accompagne une tension de 70V et la deuxième accompagne une tension de 100V. Nous avons trouvé une convergence entre les résultats numériques et expérimentaux, pour les deux cas de puissance que nous avons adoptés. Nous avons constaté une très forte convergence entre les résultats expérimentaux et les résultats obtenus par la méthode des volumes finis, lorsque nous avons comparé les résultats à l'aide de cette méthode. Nous avons conclu que la méthode des volumes finis donne de meilleurs résultats, ce qui justifie sa plus grande utilisation dans les programmes de simulation.

Référence bibliographique

- [1] M. B. HADJ. Modélisation et Etude Expérimentation d'un Capteur Solaire non Vitré et Perforé. Mémoire de master, de Tlemcen. 06 juillet (2011).
- [2] A. BENKHELIFA. Optimisation d'un capteur solaire plan. Revue des Energies Renouvelables 62, 13-18 (1998).
- [3] L. ABDALLAH, B. TAREK, Etude expérimentale des transferts thermiques dans un local muni d'un isolant à base végétale. Mémoire de master, Université kasdimerbah d'Ouargla (2017).
- [4] J. A. DUFFIE et W. A. BECKMAN, Solar Energy Thermal Processes. 2^{ème} édition Wiley Inter Science. New York, (1974).
- [5] J. Lu. BATTAGLIA, A. KUSIAK, J. R. PUIGGALI. Introduction aux transfert thermique. Dunod, Paris (2010).
- [6] A. HADDAD. Transferts thermiques un cours de base pour les étudiant en cycle de graduation, Dar-El-Djazairia, Alger, (2001).
- [7] B. GRANDJEAN. Cours « Transfert de chaleur » 1, (2013).
- [8] RATHJE, A. KENNETH, M. LATI. JIJI. Heat conduction with melting or freezing in a corner. Journal of Heat Transfer 93 (1), 101-109 (1971).
- [9] S. BENZAADA, M. T. BOUZIANE. Cours. <https://docplayer.fr/19014578-bensaada-m-t-bouziane-transfert-de-chaleur>(datede consultation le 16/02/2019).
- [10] E. ZIDI. Modélisation et simulation d'écoulement de fluide multi constituants en milieu poreux .Mémoire de Magistère, Université Biskra. (2004).
- [11] F. DOUMENC. Cours « Eléments de thermodynamique et thermique ». Université Pierre et Marie Curie. Année (2009/2010).
- [12] Y. HATTAB. Cours « rayonnement solaire». (2015/2016).
- [13] <https://www.google.com/search?client=firefoxbd&q=nombre+de+biot>(datede consultation le 06/02/2019).
- [14] F. AZIEZ, simulation numérique de la convection naturelle sur une plaque plane horizontale. Mémoire de master. Université de Bistra (2017/2018).
- [15] A. Maddi, A. GUESSOU, D. BERKANI, O. BELKINA. Etude de la méthode des moindres carrés réursive et application au signal de parole. In 3rd International Conférence. 17-21 (March, 2005).
- [16] G. KIBAUD. Convection laminaire et convection turbulente. La Houille Blanche 1, 12-18 (1957).

- [17] S. BENTHAMI. Modélisation numérique d'un four électrique à convection forcée
Thèse de doctorat. Université du Québec à Trois-Rivières, (2004).
- [18] O. BULLIARD-SAURET. Étude expérimentale de l'Intensification des transferts
thermiques par les ultrasons en convection forcée. Thèse de doctorat. Université Grenoble
Alpes. (07/08/2007).
- [19] H. BERKANE. Influence de l'effet thermique sur les caractéristiques de la couche
limite laminaire sur une paroi lisse. Mémoire de master. Université de Biskra
(04/05/2005).
- [20] ULLMAR et KALMAN 1989 Heat transfer studies of a porous heat sink characterized
by straight circular ducts, International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [21] ULLMAR et KALMAN 1989 Heat transfer studies of a porous heat sink characterized
by straight circular ducts, International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [22] P.A.Hilton H112E Manuel d'utilisation et de maintenance "Module de transfert de
chaleur sur surface étendue "ULLMAR et KALMAN 1989 Heat transfer studies of a porous
heat sink characterized by straight circular ducts, International Journal of Heat and Mass
Transfer.