



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétiques

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :
Mr. Benacer Bousaria

Le : mercredi 10 juillet 2019

Etude de la convection forcée en régime laminaire sur une plaque plane chaude pour différents angles d'attaque.

Jury :

M.	Tarek Djoudi	MAA	Université de Biskra	Président
Dr.	Chawki Mahboub	MCB	Université de Biskra	Rapporteur
Dr.	Foued chabane	MCA	Université de Biskra	Examineur

DEDICACE

Je dédie ce présent mémoire

A mes chers parents qui ont toujours veillés sur moi,

A la famille Bousaria.

&

A tous mes amis : Walide, Ihabe, Imad, Lazhar.

*Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour
l'achèvement de ce modeste travail.*

Remerciements

Avant tout, je dois remercier Dieu le tout puissant qui m'a

Donné la force pour réaliser ce travail.

Le grand merci à mon encadreur Dr.Mahboub Chawki

Pour son aide durant la résolution de ce mémoire.

Je tiens également à remercier les membres du jury

M. Tarek djoudi et Dr.Abed Elhakim Ben Machiche pour l'honneur

Qu'ils m'ont accordé en acceptant de juger mon travail.

Je remercie aussi l'ensemble des enseignants du département de

Génie Mécanique, qui ont contribué à ma formation.

Table des Matières

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

Chapitre I : Etat de l'art

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

I.11.2	Couche limite thermique.....	13
I.12	Conclusion.....	14

Chapitre II : Revue de littérature

II.1	Introduction.....	15
II.2	Revue de littérature.....	15

Chapitre III : Etude expérimentale et modélisation

III.1	Introduction.....	21
III.2	Partie théorique.....	21
III.2.1	Description du problème et hypothèses.....	21
III.2.2	Bilan d'énergie.....	22
III.2.3	Coefficient de convection h_w	23
III.3	Partie expérimentale.....	23
III.3.1	Description et fabrication du dispositif expérimental.....	23
III.3.2	Instruments de mesure.....	25
III.3.3	Déroulements de l'expérimentation.....	26
III.4	Conclusion.....	27

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1	Introduction.....	28
IV.2	Résultats expérimentaux.....	28
IV.3	Effet de l'angle d'attaque.....	30
IV.4	Effet de l'angle de la vitesse du vent.....	31
IV.5	Comparaison avec la littérature.....	32
IV.6	Conclusion.....	34

	Conclusion générale.....	35
--	---------------------------------	-----------

	Références bibliographiques.....	36
--	---	-----------

Résumé

Liste de tableaux

III.1	Nombre de Biot en fonction de la vitesse de l'écoulement externe.....	22
IV.1	Variation de température moyenne de la plaque en fonction le temps et l'angle d'attaque pour $V_w = 1(\frac{m}{s})$	29
IV.2	Variation de température moyenne de la plaque en fonction le temps et l'angle d'attaque pour $V_w = 2.5(\frac{m}{s})$	29
IV.3	Variation de température moyenne de la plaque en fonction le temps et l'angle d'attaque pour $V_w = 5(\frac{m}{s})$	29

Liste de figures

I.1	Transfert de chaleur par conduction.....	5
I.2	Conduction dans une couche élémentaire de mur plan.....	6
I.3	Transfer par convection naturelle.....	7
I.4	Transfer de chaleur par convection.....	8
I.5	Transfer de chaleur par rayonnement.....	8
I.6	Variation de l'épaisseur et de la vitesse de la couche limite dynamique sur une paroi plane.....	13
I.7	Couche limite thermique sur une plaque plane.....	14
III.1	Dispositif expérimental.....	24
III.2	Canal divergent.....	24
III.3	Nid d'abeille.....	24
III.4	Support avec angle d'attaque ajustable et sondes de température.....	25
III.5	Plaque en acier inoxydable.....	25
III.6	Capteur thermique.....	25
III.7	Anémomètre à hélice.....	25
III.8	Décapeur thermique.....	26
III.9	Chronomètre.....	26
III.10	Système d'acquisition.....	26
III.11	Configuration Labview.....	26
IV.1	Photo prise du logiciel Labview lors de l'enregistrement des mesures.....	28
IV.2	Variation du coefficient de convection du vent en fonction de l'angle d'attaque pour différent vitesse d'écoulement	30
IV.3	Variation du coefficient de convection du vent en fonction de la vitesse d'écoulement pour différent angles d'attaque.....	31
IV.4	Corrélation linéaires du coefficient de convection du vent.....	32
IV.5	Corrélation loi de puissance du coefficient de convection du vent.....	33

Nomenclature

Lettre Latine

C_p	Capacité thermique	J/kg K
h_w	Coefficient de convection du vent	W/m ² K
R	Resistance thermique	m ² K/W
L	Longueur caractéristique de la plaque	m
m	Le mass de la matière	kg
q_V	Débit par unité de volume	
S	Surface de la plaque	m ²
T	Température de fluide	K
T_p	Température de la surface de la paroi	K
T_∞	Température du fluide à l'infini	K
V	Vitesse	m/s
V_c	Vitesse critique	m/s
V_w	Vitesse du vent	m/s

Lettre Grec

α	Angle d'attaque	(degré)
ε_p	Emissivité de la plaque	/
λ	Conductivités thermique	W/m K
ρ	Mass volumique	kg/m ³
ν	Viscosité cinématique de fluide	m ² /s
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m ² K ⁴
φ	Puissance de chaleur	W
φ_s	Source interne	W/m ³
e	L'épaisseur de la plaque	m

Nombre adimensionnels

Bi	Nombre de Biot	/
----	----------------	---

Nu	Nombre de Nusselt	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Re	Nombre de Reynolds	/
	L'épaisseur de la plaque (e)	0.0005(m)
	Conductivité thermique de la plaque (λ)	16.2 (W/m K)
	Emissivité de la plaque (ε_p)	0.1
	Capacité thermique (C_p)	500 (J/kg K)
	La mass volumique de la plaque	8000 (Kg/m ³)

Introduction générale

La consommation mondiale de l'énergie augmente malheureusement au détriment de l'environnement qui nous entoure. Les énergies renouvelables et en particulier le solaire devrait être la tendance en tenant compte de la sécurité de l'approvisionnement et de la protection de l'environnement; ce choix est motivé par le fait que la quantité d'énergie solaire reçue chaque jour par la planète est cinq fois supérieure à la totalité des consommations quotidiennes humaines [01].

L'un des systèmes les plus utilisés est le capteur solaire thermique plan qui est conçu pour absorber l'énergie solaire transmise par rayonnement, puis la transférer à un fluide caloporteur (gaz ou liquide) sous forme de chaleur. Une partie de l'énergie absorbée par le capteur sera perdue dans l'environnement ambiant par le mécanisme de convection. Le coefficient de convection dû au vent permet de quantifier cette chaleur perdue par convection entre la surface extérieure du capteur solaire et l'air en mouvement (vent) lorsque ceux-ci sont à des températures différentes. Fournir un modèle mathématique de ce coefficient aide beaucoup les ingénieurs pour effectuer des simulations des capteurs solaires et obtenir des résultats sans prendre de temps, d'effort ou d'argent [02].

L'objectif de notre travail est la détermination expérimentale du coefficient de convection sur une plaque plane chaude placée avec un angle d'attaque dans un écoulement uniforme en régime laminaire.

Ce mémoire est constitué d'une introduction générale; le premier chapitre est réservé pour l'état de l'art dont nous présentons des généralités sur le transfert de chaleur et les équations qui le régissent; dans le second chapitre nous effectuons une synthèse bibliographique de différents travaux sur le même sujet de ce mémoire; le troisième chapitre est divisé en deux parties, pratique et théorique; le quatrième chapitre est consacré pour les résultats obtenus et la discussion; finalement, les conclusions principales du présent travail sont résumées dans la conclusion générale.

Chapitre I

Etat de l'art

Chapitre I

Etat de l'art

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 spécifie que 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].

$$\varphi = h S (T_p - T_\infty) \quad (\text{I.1})$$

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 [8].

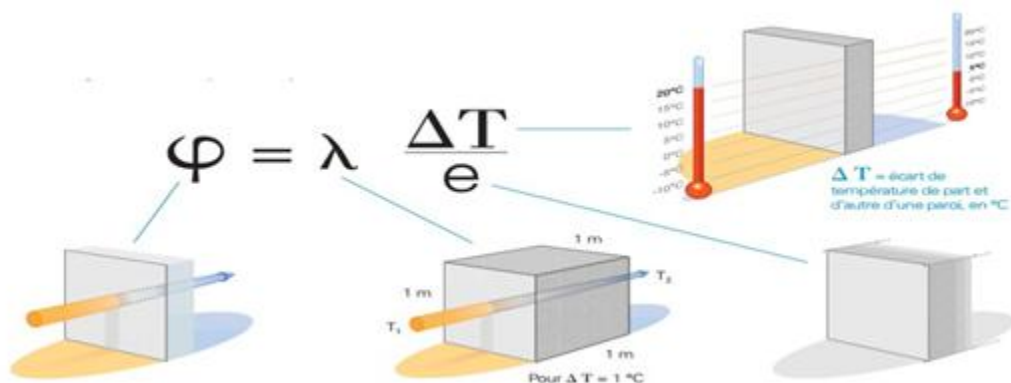


Figure I.1: Transfert de chaleur par conduction [3]

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.

$$\phi = -\lambda \text{grad}T \quad (\text{I.2})$$

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).

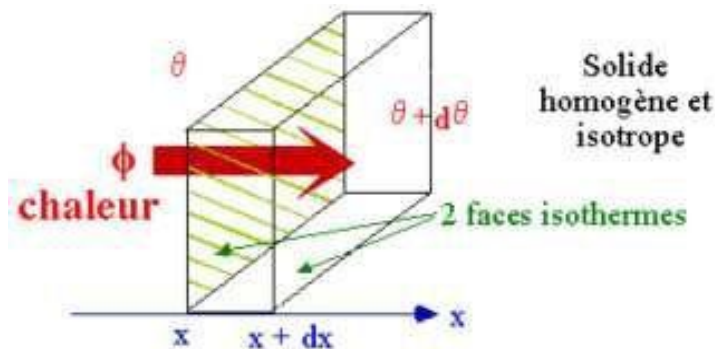


Figure I.2 : conduction dans une couche élémentaire de mur plan [3]

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].

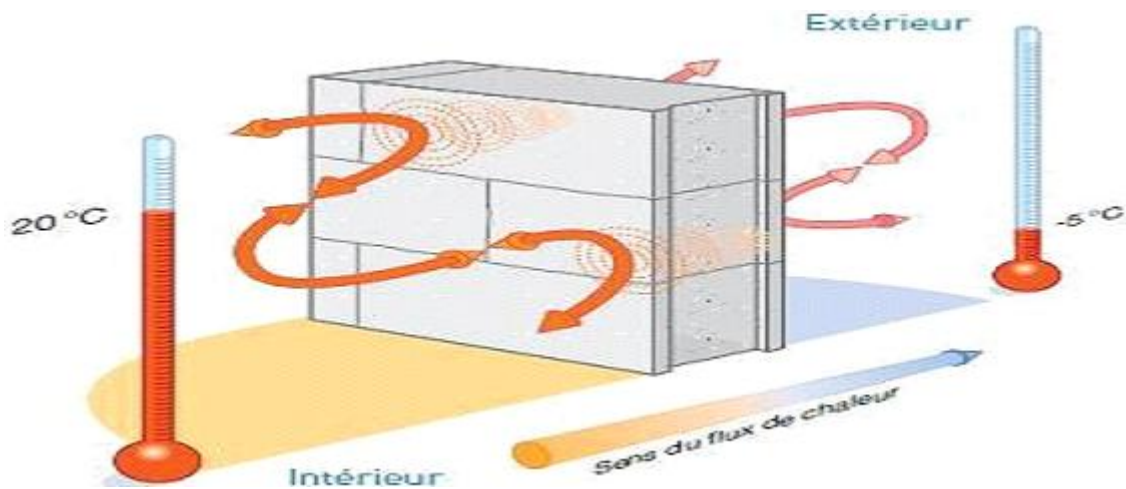


Figure I.4 : Transfert de chaleur par convection [3]

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].

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p s (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (I.3)$$

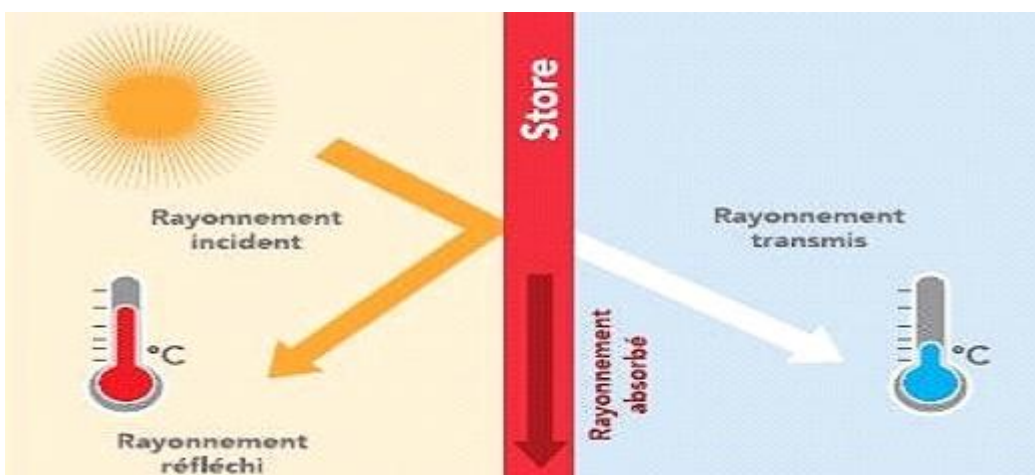


Figure I.5 : Transfert de chaleur par rayonnement [12]

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.

$$q = \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (I.4)$$

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.

$$\lambda = q \frac{e}{\Delta T} \quad (I.5)$$

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).

$$R = \frac{e}{\lambda} \quad (I.6)$$

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).

$$h = \frac{1}{R} \quad (I.7)$$

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].

$$C = C_p \times m \quad (I.8)$$

I.7. Le nombre de Biot

Le nombre de Biot est défini comme

$$Bi = \frac{h_w e}{\lambda} \quad (I.9)$$

Où e est la longueur selon la quelle la conduction se passe, h_w le coefficient de transfert de chaleur par convection et λ 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].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = \sum \rho q_v \quad (\text{I.10})$$

Equation d'énergie

L'équation de transport de la chaleur s'écrit comme suit :

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \lambda \nabla^2 T + \phi_s \quad (\text{I.11})$$

Equation de quantité de mouvement

$$\text{Suivant X : } \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + f_x \quad (\text{I.12})$$

$$\text{Suivant Y : } \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + f_y \quad (\text{I.13})$$

Soit un volume de contrôle donné, à chaque instant, le bilan de conservation d'énergie (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'épandant 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. Ecoulement 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/ν 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 R_e , le nombre de Reynolds : $R_e = V \frac{L}{\nu}$

C'est un nombre sans dimension, il caractérise l'écoulement. L'expérience montre qu'il n'est 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, interchangeable, 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.

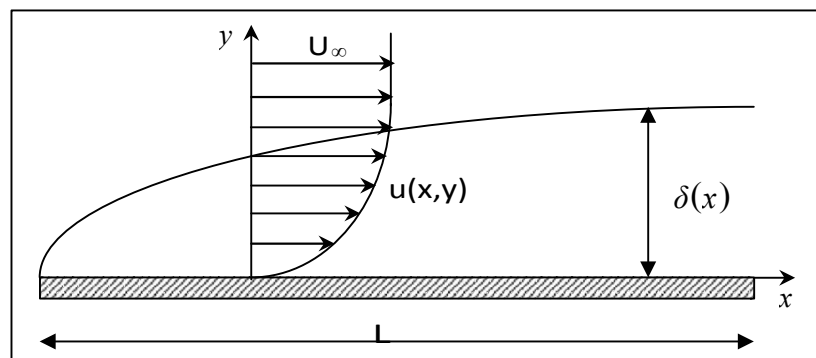


Figure I.6 : Variation de l'épaisseur et de la vitesse de la couche limite dynamique sur une paroi plane [19].

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].

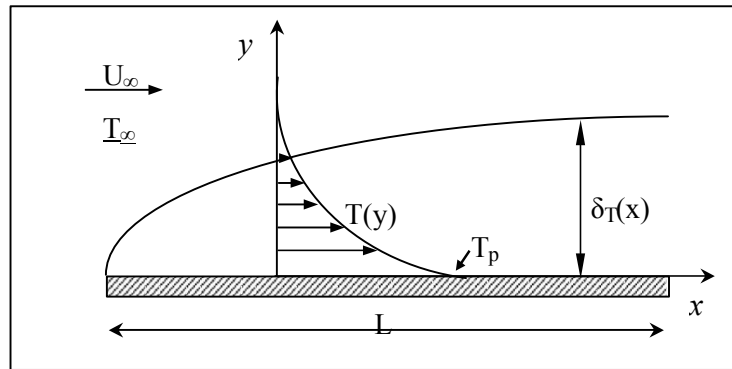


Figure I.7 Couche limite thermique sur une plaque plane [18].

I.12. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons faire quelques définitions sur le transfert de chaleur et d'équations que représentes le phénomène physique de cette étude expérimentale tous ce la va nous aidera dans les autres chapitres.

Chapitre II

Revue de

littérature

Chapitre II

Revue de littérature

II.1. Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter des études de recherche qui ont été faites pour le but de déterminer le coefficient de convection d'un écoulement externe sur une plaque plane chaude.

II.2. Revue de littérature

DEWITT et INCROPERA [20]

Le livre « Fundamentals of Heat and Mass Transfer » représente une référence dans le domaine de transfert de chaleur et de masse. Dans cette référence, on peut trouver tout un chapitre consacré pour les écoulements externes dans lequel les auteurs ont présenté en détail la théorie de la couche limite dynamique et thermique sur une plaque plane horizontale ; à l'aide de laquelle les équations de mouvement et d'énergie peuvent être simplifiées puis résolues pour avoir la distribution de la vitesse et de la température. Cela nous permet de déduire l'équation "la plus fameuse dans le domaine du transfert de chaleur" exprimant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl et servant de référence pour presque tous les travaux réalisés depuis:

$$\text{Nu} = 0.664 \text{Re}^{0.5} \text{Pr}^{0.33} \quad \text{Laminaire} \quad (\text{II.16})$$

$$\text{Nu} = 0.0293 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \quad \text{Turbulent} \quad (\text{II.17})$$

MOBTIL et BOUGEARD [21]

Cet article décrit deux techniques d'identification du coefficient d'échange local entre une plaque plane thermiquement mince et un écoulement d'air. La méthode expérimentale utilise une technique transitoire qui consiste à refroidir une plaque chauffée initialement à température uniforme, et à suivre l'évolution de sa température de surface au cours du

refroidissement à l'aide d'une caméra infrarouge. La détermination du coefficient d'échange à partir de données expérimentales est effectuée en utilisant deux techniques inverses : la première considère un coefficient d'échange constant durant l'expérience, et la seconde tient compte de sa variation dans le temps.

KUMAR et al [22]

Dans ce travail, les auteurs ont effectué des expériences contrôlées dans le laboratoire afin de déterminer le coefficient de transfert de chaleur entre la surface supérieure vitrée d'un capteur solaire plan et le vent en utilisant des chauffages électriques pour simuler le chauffage solaire et de grands ventilateurs industriels pour simuler le vent. En soustrayant le transfert de chaleur sur la face inférieure du capteur et le transfert de chaleur par rayonnement infrarouge, ils ont présenté les résultats obtenus sous forme d'une corrélation reliant le coefficient de transfert convectif avec la vitesse du vent :

$$h_w = 10.03 + 4.687V_w \quad (\text{II.1})$$

FRANCEY et PAPAIOANNO [23]

Les auteurs ont mesuré les pertes thermiques globales d'un capteur solaire plan placé dans une soufflerie, pour différents températures d'entrée, angles d'inclinaison et vitesses de vent. Les mesures sont comparées avec les résultats obtenus par des relations empiriques développées récemment. Ils ont conclu qu'il existe un bon accord avec l'expérience pour des vitesses de vent nulles ou faibles, alors que ces corrélations semblent sous-estimer les pertes thermiques lorsque la vitesse du vent dépasse environ 1 m/s.

ONUR [24]

Dans cet article, l'auteur a mené une étude expérimentale de la convection forcée provenant de la surface d'un modèle de capteur solaire plan (dont le plus petit mesurait $7,62 \times 10^{-2}$ m de longueur, $7,62 \times 10^{-2}$ m de largeur et $3,3 \times 10^{-2}$ m de profondeur ; et le plus grand avait $15,875 \times 10^{-2}$ m de longueur, $15,875 \times 10^{-2}$ m de largeur et $3,3 \times 10^{-2}$ m de profondeur) placé sur le toit incliné d'un modèle de maison résidentielle ; en s'attendant à ce que ces petites unités puissent représenter un capteur solaire plan. Les expériences ont été effectuées pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur moyens pour un écoulement d'air en convection forcée sur la surface du modèle qui était inclinée avec 30° et 45° par rapport à la direction de l'écoulement d'air loin du modèle. La vitesse du vent variait approximativement de 2,5 m/s à 15 m/s dont l'écoulement était laminaire. L'étude

conclut qu'une réduction des pertes de chaleur d'environ 15% est attendue pour un angle d'orientation de 180 °, et que ces pertes sont peu sensibles à l'angle d'inclinaison dont les corrélations suivantes sont obtenues :

$$\ln(\text{Nu}) = -0.565 + 0.524 \ln(\text{Re}) \quad \text{Pour } \alpha = 30^\circ \quad (\text{II.2})$$

$$\ln(\text{Nu}) = 0.065 + 0.466 \ln(\text{Re}) \quad \text{Pour } \alpha = 45^\circ \quad (\text{II.3})$$

PALYVOS [25]

D'après l'auteur les pertes thermiques dans l'air ambiant d'une surface de bâtiment ou d'un capteur solaire monté sur le toit représentent une partie importante du bilan énergétique global et dépendent fortement de la convection induite par le vent. Dans le but d'aider les concepteurs à bien choisir entre les corrélations disponibles dans la littérature du coefficient de convection externe due au vent pour une application spécifique, une discussion critique avec une tabulation appropriée sont présentées, sur la base de l'expression algébrique reliant le coefficient convectif avec la vitesse du vent et également de sa dépendance à la longueur caractéristique et la direction du vent. Par la suite et à partir de celles existantes, des corrélations moyennées simples utiles pour des estimations rapides sont produites :

$$h_w = 7.4 + 4 V_w \quad \text{Face au vent} \quad (\text{II.4})$$

$$h_w = 4.2 + 3.5 V_w \quad \text{Opposé au vent} \quad (\text{II.5})$$

RABADIYA et KIRAR [26]

Les auteurs ont mené une étude expérimentale pour déterminer le coefficient de pertes thermiques due au vent pour un capteur solaire plan, en raison des diverses équations disponibles (qui ne sont pas nécessairement en accord) et du manque d'une validation expérimentale de ces équations. Une évaluation comparative de diverses corrélations et des résultats expérimentaux est également présentée dans ce travail afin de dériver une corrélation non dimensionnelle plus réaliste du coefficient d'échange. Ce dernier est exprimé en termes du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl par la relation suivante :

$$\text{Nu} = 0.0723 \text{Re}^{0.773} \text{Pr}^{0.33} \quad (\text{II.6})$$

SARTORI [27]

Dans cet article, l'auteur a présenté diverses comparaisons entre les équations bien connues du transfert de chaleur par convection forcée sur une surface plane et particulièrement sur

les capteurs plans, dans le but d'arriver à un consensus sur lesquelles de telles équations sont effectuées avec plus de précision. En appliquant des principes fondamentaux, il a trouvé que telles équations consensuelles sont celles issues de la théorie de la couche limite qui ont tendance à représenter plus précisément le transfert de chaleur réel de toute surface plane soumise à la convection forcée. Et en prenant en compte le régime d'écoulements (laminaire/turbulent), la direction du vent et la décroissance du coefficient de convection le long de la surface, elles ont également montré un bon accord avec différents travaux expérimentaux. Par conséquent, il a proposé les équations suivantes :

$$h_w = 3.83 V_w^{0.5} L^{-0.5} \quad \text{Laminaire} \quad (\text{II.7})$$

$$h_w = 5.74 V_w^{0.8} L^{-0.2} \quad \text{Complètement turbulent} \quad (\text{II.8})$$

$$h_w = 5.74 V_w^{0.8} L^{-0.2} - 16.46 L^{-1} \quad \text{Mixte} \quad (\text{II.9})$$

DUFFIE et BECKMAN [28]

Le livre « Solar Engineering of Thermal Processes » représente une référence pour les ingénieurs travaillant sur l'énergie solaire et ses applications. Dans cette référence, les auteurs ont présenté une revue de littérature de toutes les équations régissant le transfert de chaleur dans les capteurs solaires y compris le transfert de chaleur dû au vent. Ils ont rapporté le travail de Sparrow et ses collaborateurs qui ont fait des études avec une soufflerie sur des plaques rectangulaires à diverses orientations et ont trouvé la corrélation suivante pour un nombre de Reynolds compris entre 2×10^4 et 9×10^4 :

$$\text{Nu} = 0.86 \text{Re}^{0.5} \text{Pr}^{0.33} \quad (\text{II.10})$$

Où la longueur caractéristique est quatre fois la surface de la plaque divisée par le périmètre de la plaque. Une autre fameuse équation est due à McAdams qui rapporte les données de Jurges pour une plaque de $0,5 \text{ m}^2$ sur laquelle le coefficient de convection est donné par l'équation suivante :

$$h_w = 5.7 + 4.8 V_w \quad (\text{II.11})$$

Selon Watmuff et ses collaborateurs, les effets de la convection naturelle et du rayonnement sont probablement inclus lors de la dérivation de l'équation (II.11), pour cette raison ils ont suggéré qu'elle doit prendre la forme suivant :

$$h_w = 2.8 + 3.0 V_w \quad (\text{II.12})$$

TEST et al [29]

Une étude expérimentale a été réalisée par les auteurs pour déterminer le comportement du transfert de chaleur sur la surface d'une plaque plane rectangulaire d'une longueur de 1.22 m, d'une largeur de 0,813 m, maintenue à température constante. Des fixations latérales spéciales ont été réalisées afin de maintenir un écoulement à peu près bidimensionnel sur le corps de largeur finie lorsqu'il est exposé à différentes directions du vent, dont l'angle d'attaque était de 40° ou plus. Ils ont montré que les valeurs du nombre de Stanton et de Reynolds mesurées dans l'environnement naturel sont plus élevées par rapport à celles de la soufflerie et celles prédites théoriquement. L'intensité de perturbation du vent était comprise entre 20 et 50% et elle est probablement liée à l'augmentation du transfert de chaleur car il s'est avéré que l'écoulement sur la plaque était laminaire. La régression linéaire des résultats expérimentaux donne la corrélation suivante :

$$h_w = (8.55 \pm 0.86) + (2.56 \pm 0.32) V_w \quad (\text{II.13})$$

SHARPLES et CHARLESWORTH [30]

Une série de mesures à grande échelle dans l'environnement naturel a été réalisée pour évaluer l'ampleur et la variabilité du transfert de chaleur par convection induit par le vent à partir d'une surface chauffée montée directement sur le toit en pente d'un bâtiment domestique. La plaque chauffée avait des dimensions similaires à celles d'un capteur solaire plan ($1,81 \times 0,89 \text{ m}^2$), ce qui donne une plage de nombres de Reynolds d'environ 1×10^5 à 5×10^5 . Le coefficient de transfert de chaleur par convection forcé mesuré h_w a été exprimé en fonction de la vitesse du vent V_w et de la direction du vent prévalant sur le site du bâtiment pendant les périodes de mesure. Pour une gamme de directions de vent, il a été constaté qu'une loi de puissance ou bien une relation linéaire entre h_w et V_w représentaient de manière adéquate les résultats expérimentaux. Certains effets abritant ont été observés lorsque la direction dominante du vent était derrière la plaque chauffée. Les valeurs de h_w mesurées dans cette étude étaient en bon accord avec les données dérivées des travaux antérieurs en soufflerie et sur le terrain.

TORGOT et ONUR [31]

Dans cette étude, des travaux expérimentaux et numériques en trois dimensions ont été réalisés par les auteurs pour déterminer le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection forcée sur une plaque plane rectangulaire. Des simulations numériques en trois dimensions ont été obtenues à l'aide d'un code commercial de CFD basé sur la méthode

des volumes finis (fluent 6.3). Les expériences ont été effectuées pour le transfert de masse en utilisant la technique de sublimation au naphthalène. Les auteurs ont présenté leurs résultats en termes de paramètres thermiques en utilisant l'analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse. Étant donné que les résultats expérimentaux et également numériques sont peu sensibles à la variation de l'angle d'attaque, une formule unique pour tous les angles d'attaque peut être donnée avec une précision de $\pm 12\%$:

$$\text{Nu} = 0.780 \text{ Re}^{0.5} \quad \text{Expérimentale} \quad (\text{II.14})$$

$$\text{Nu} = 0.861 \text{ Re}^{0.5} \quad \text{Numérique} \quad (\text{II.15})$$

Chapitre III

Etude expérimentale et Modélisation

Chapitre III

Etude expérimentale et Modélisation

III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter le dispositif expérimental utilisé dans cette étude et le processus détaillé de fabrication, le déroulement de l'expérimentation, les instruments de mesure et ainsi que le modèle mathématique régissant le transfert de chaleur à partir de la plaque chaude et la méthode permettant de déterminer le coefficient de transfert par convection h_w .

III.2. Partie théorique

III.2.1. Description du problème et hypothèses

Le problème en question concerne la convection thermique transitoire résultant d'un écoulement externe sur une plaque plane chauffée. L'hypothèse clé dans la technique adoptée pour estimer le coefficient de transfert de chaleur est l'approche de masse localisée (lumped-mass approach), ce qui signifie que la résistance thermique interne de la plaque est négligeable (c'est-à-dire que le flux de chaleur par conduction à l'intérieur est négligeable par rapport au flux de chaleur par convection à la surface de la plaque). La validité de l'hypothèse de masse localisée peut être vérifiée en calculant le nombre de Biot pour l'élément de test. Le nombre de Biot (Bi) est un nombre sans dimension utilisé dans les calculs de transfert thermique transitoire et défini par:

$$Bi = \frac{h_w e}{\lambda} \quad (\text{III.1})$$

Une valeur du nombre de Biot supérieure à l'unité signifie que la conduction de la chaleur à l'intérieur de l'élément est plus lente qu'à sa surface, et que les gradients de température

sont par conséquent non négligeables au sein de l'élément; et si le nombre de Biot est petit devant l'unité (plus précisément $Bi < 0.1$), cela signifie que la résistance interne est négligeable, et donc la température de l'élément peut être considérée comme uniforme pour étudier son évolution dans le temps. Le Tableau ci-dessous montre les valeurs obtenues du nombre de Biot après avoir mené les expérimentations.

Tableau III.1: Nombre de Biot en fonction de la vitesse de l'écoulement externe

V_w (m/s)	h_w (W/m ² K)	Bi
1.0	5.8359	0.000182
2.5	7.5972	0.000237
5.0	8.3562	0.000261

Du fait que $Bi < 0.1$ comme le montre le tableau (III 1), le transfert de chaleur par conduction peut être négligé dans le bilan d'énergie thermique de la plaque ($\varphi_{cd} = 0$).

III.2.2. Bilan d'énergie

En supposant a priori que l'approximation de masse localisée soit fondée sur le fait que la plaque est très mince avec un coefficient de conduction thermique relativement élevé de sorte que e/λ est très petit (i.e. Bi est très petit également), le principe de conservation d'énergie stipule que le taux de variation de la puissance thermique emmagasinée dans la plaque est égal à la puissance thermique échangée par convection et par rayonnement infrarouge entre la plaque et l'air ambiant:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Taux de variation} \\ \text{de la puissance} \\ \text{stockée} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Puissance échangée} \\ \text{par convection} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Puissance échangée} \\ \text{par rayonnement} \\ \text{infrarouge} \end{array} \right\}$$

Etant donné que la température de la plaque n'est pas uniforme, la plaque est divisée en 9 éléments identiques dont chacun est considéré se trouvant à température uniforme différente de celles des autres éléments; le bilan d'énergie du ième élément s'écrit alors sous la forme suivante:

$$-m c_p \frac{dT_i}{dt} = h_w S (T_i - T_\infty) + \sigma \varepsilon S (T_i^4 - T_\infty^4) \quad (\text{III.2})$$

En faisant la moyenne arithmétique de l'équation précédente pour les 9 éléments considérés, on obtient le bilan global suivant:

$$-mc_p \frac{d\bar{T}}{dt} = h_W S (\bar{T} - T_\infty) + \sigma \varepsilon S (\bar{T}^4 - T_\infty^4) \quad (\text{III.3})$$

Les propriétés physiques de la plaque sont prises constantes, et la dérivée de la température par rapport au temps peut être calculé soit par approximation en différences finies $\frac{\Delta T}{\Delta t}$, soit en réalisant une courbe de lissage des données puis en prenant la dérivée analytique de la fonction continue qui en résulte.

III.2.3. Coefficient de convection h_W

Afin de déterminer le coefficient de convection h_W , il est commode de réécrire l'équation précédente telle que:

$$-\rho e c_p \frac{d\bar{T}}{dt} - \sigma \varepsilon (\bar{T}^4 - T_\infty^4) = h_W (\bar{T} - T_\infty) \quad (\text{III.4})$$

On note le terme gauche de l'équation (III.4) par Y_k , et la différence de température dans le terme droit par X_k , donc on aura:

$$Y_k = h_W X_k \quad (\text{III.5})$$

Où l'indice k signifie que les variables X_k et Y_k sont évaluées à l'instant t_k . Etant donné que pour une vitesse de vent V_W et un angle d'attaque α fixes, le coefficient de convection h_W ne varie pas en fonction du temps, on peut le déterminer par la méthode des moindres carrés décrite dans le premier chapitre. Donc pour l'ensemble de coordonnées (X_k, Y_k) : le coefficient de convection peut être calculé à partir de l'expression suivante:

$$h_W = \frac{\sum_{k=1}^N X_k \times Y_k}{\sum_{k=1}^N X_k^2} \quad (\text{III.6})$$

Où N représente combien de fois les mesures ont été prises.

III.3. Partie expérimentale

III.3.1. Description et fabrication du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est constitué de trois parties: (i) une soufflerie pour générer l'écoulement d'air à différentes vitesses; (ii) un canal diverge de 1.62 m de longueur et de 0.8 m de diamètre est placé à la sortie de la soufflerie, dont un nid d'abeille (formé de centaines de tubes de petit diamètre) est fixé à la sortie du canal divergent pour créer un écoulement d'air uniforme et parallèle sur toute la surface, où on a placé un capteur thermique pour mesurer la température ambiante loin de la plaque; (iii) Une plaque plane en acier inoxydable et très mince (de 0.5 mm d'épaisseur et de surface carrée $0.51 \times 0.51 \text{ m}^2$) est placée au dessus d'une plaque en bois (de 24.4 mm d'épaisseur) qui sert à isoler

thermiquement la face inférieure de la plaque chaude. Toutes sont fixées sur un support avec un angle d'attaque ajustable. La distribution de température sur la plaque chaude est mesurée à l'aide de sondes thermiques connectées à un système d'acquisition de données (Figure III.1).

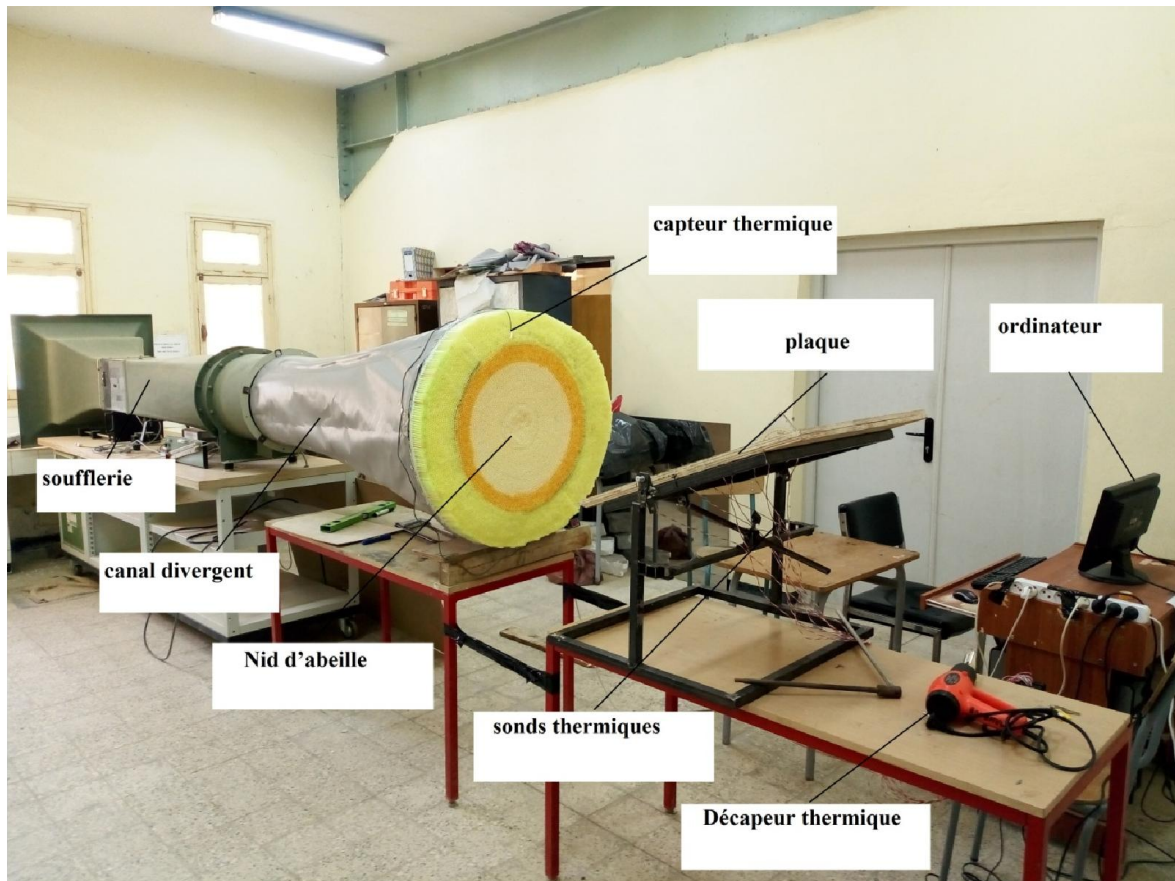


Figure III.1 : Dispositif expérimental



Figure III.2 : Canal divergent



Figure III.3 : Nid d'abeille



Figure III.4 : Support avec angle d'attaque ajustable et sondes de



Figure III.5 : Plaque en acier inoxydable

III.3.2. Instruments de mesure

Pour réaliser l'expérience et mesurer les grandeurs physiques (vitesse et température) figurant dans le bilan thermique de la plaque chaude, nous avons utilisé plusieurs instruments, à savoir, un capteur thermique (digital température panel TP3, à 0.1 résolution) pour mesurer la température ambiante de l'écoulement d'air juste au niveau du nid d'abeille (Figure III.6) ; un anémomètre à hélice (KIMO) pour mesurer la vitesse uniforme de l'air au niveau du nid d'abeille (Figure III.7); un décapeur thermique à air chaud jusqu'à 550°C qui permet de chauffer la plaque d'inox (Figure III.8).



Figure III.6 : Capteur thermique



Figure III.7 : Anémomètre à hélice



Figure III.8 : Décapeur thermique



Figure III.9 : Chronomètre

des capteurs thermiques (sonde PT100 soUPLE adhésive sortie 4 fils non blindés, [0°C180°C] et donné quatre chiffres après virgule) connectés à une boîte d’acquisition de données multifonction Ni US B6210, donnant des résultats en chiffres et aussi sous forme de graphes à l’aide du logiciel LabView (Figure III.10 III.11).



Figure III.10 : Système d’acquisition

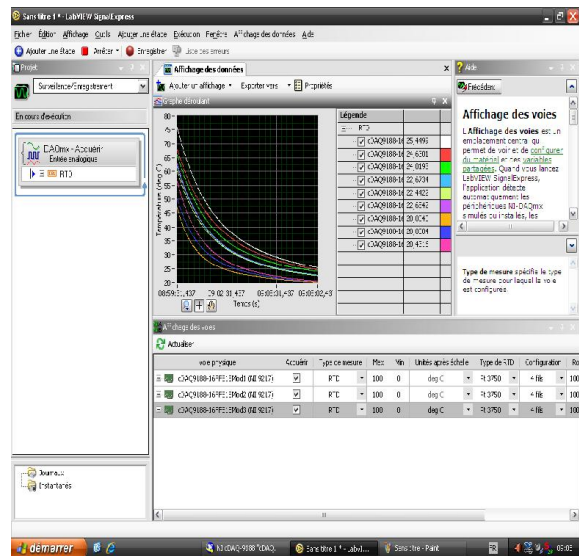


Figure III.11: Configuration LabView

III.3.3. Déroulement de l'expérimentation

D'abord chauffer la plaque à environ 110-120 °C avec l'air chaud du décapeur thermique. Allumez simultanément la soufflerie et réglez sa vitesse avec l'anémomètre à hélice. Puis mettre rapidement la plaque chauffée à un angle d'attaque fixe dans l'écoulement d'air fourni par la soufflerie. Noter la température de chaque élément de la plaque et la température ambiante à intervalles de temps réguliers (2 min). L'expérience a été réalisée avec trois valeurs de vitesse d'air de 1, 2.5 et 5 m/s qui assurent d'être en régime d'écoulement laminaire; et avec un angle d'attaque variant de 0 à 90° avec un pas de 15°.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, le dispositif que nous avons réalisé et l'analyse théorique que nous avons poursuivie nous permettront de déterminer le coefficient de convection sous différentes conditions puis d'établir une corrélation pour ce dernier dont la fiabilité dépend du matériel utilisé et de l'exécution de l'expérimentation.

Chapitre IV

Résultats et discussion

Chapitre IV

Résultats et discussion

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats expérimentaux concernant la convection forcée transitoire sur une plaque plane chaude inclinée pour différentes conditions, ainsi que les modèles empiriques du coefficient de convection dû au vent que nous en avons obtenu à l'aide d'un code de calcul développé sous Matlab.

IV.2. Résultats expérimentaux

Après avoir chauffé la plaque et l'exposer à un écoulement d'air en régime laminaire, elle commence à refroidir au cours du temps, dont la température est mesurée chaque 2 minutes pendant 20 minutes dans neuf points, et affichée sur l'écran de l'ordinateur (voir Figure IV.1); cela est pour un angle d'attaque et une vitesse d'écoulement bien déterminés. La variation de la température moyenne de la plaque lors de son refroidissement est présentée ci-dessous sous forme de tableaux.

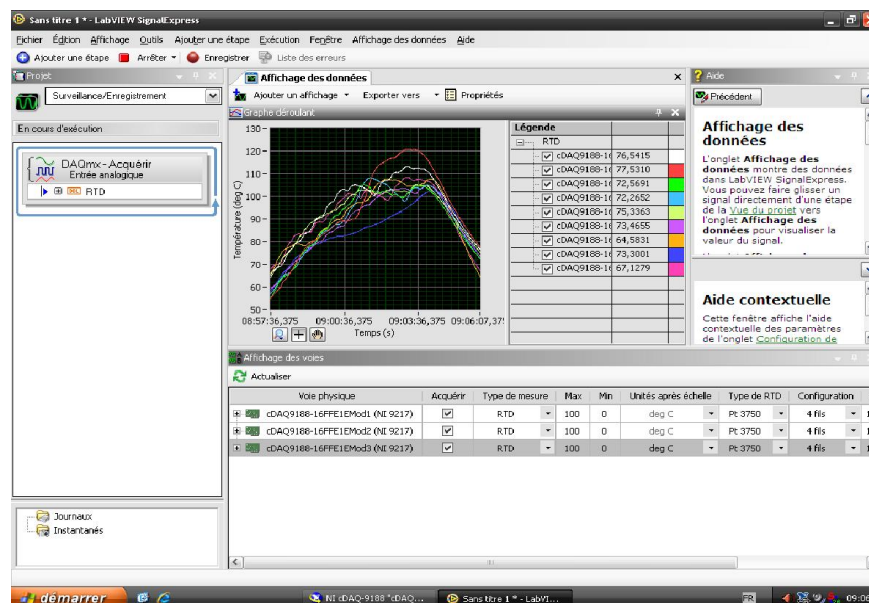


Figure IV.1: Photo prise du logiciel LabView lors de l'enregistrement des mesures

Tableau IV.1 : Variation de la température moyenne de la plaque en fonction du temps et de l'angle d'attaque pour $V_w = 1 \left(\frac{m}{s}\right)$

α (°)	Temps (min)										
	00	02	04	06	08	10	12	14	16	18	20
00	64.94	46.50	37.86	33.04	23.30	27.86	26.32	25.15	24.22	23.47	22.87
15	67.52	52.13	42.27	36.66	30.00	29.42	28.51	27.07	25.9	24.95	24.17
30	71.45	51.81	42.36	36.97	33.41	30.82	28.96	27.51	23.78	25.40	24.59
45	68.01	47.73	38.31	33.96	30.98	28.97	27.80	26.30	25.37	24.62	23.99
60	68.05	48.56	39.75	34.89	31.94	29.88	28.34	27.20	26.25	25.44	24.80
75	69.41	49.33	40.29	35.38	32.37	30.30	28.77	27.54	26.56	25.79	25.16
90	70.10	50.76	41.69	36.69	33.56	31.36	29.70	28.51	27.42	26.55	25.83

Tableau IV.2 : Variation de la température moyenne de la plaque en fonction du temps et de l'angle d'attaque pour $V_w = 2.5 \left(\frac{m}{s}\right)$

α (°)	Temps (min)										
	00	02	04	06	08	10	12	14	16	18	20
00	59.82	37.69	30.55	26.99	24.97	23.62	22.70	22.01	21.50	21.13	20.91
15	60.88	41.16	33.16	29.10	26.70	25.14	24.05	23.27	22.70	22.19	21.86
30	61.02	41.75	33.87	29.85	27.49	25.99	24.91	24.08	23.50	25.70	22.74
45	56.39	43.75	33.69	30.05	27.98	26.55	25.48	24.74	24.03	23.49	23.17
60	66.43	41.00	33.47	29.62	27.96	26.68	25.78	25.16	24.57	24.29	24.01
75	59.52	40.85	33.94	30.56	28.64	27.23	26.37	25.74	25.09	24.81	24.48
90	60.70	42.22	34.70	30.65	28.80	27.48	26.84	26.37	25.58	25.06	25.05

Tableau IV.3 : Variation de la température moyenne de la plaque en fonction du temps et de l'angle d'attaque pour $V_w = 5 \left(\frac{m}{s}\right)$

α (°)	Temps (min)										
	00	02	04	06	08	10	12	14	16	18	20
00	51.57	34.05	27.55	24.32	22.48	21.85	20.37	19.60	19.06	18.77	18.42
15	54.09	36.18	30.31	25.82	23.82	22.63	21.62	20.94	20.45	20.06	19.70
30	51.49	34.37	28.32	25.50	23.87	22.82	22.08	21.52	21.11	20.83	20.95
45	51.66	34.82	28.97	26.20	24.61	23.54	22.76	22.23	21.83	21.50	21.24
60	55.27	36.89	30.83	27.69	25.92	24.77	23.91	23.26	22.68	22.37	22.18
75	52.36	35.95	30.09	27.48	25.97	24.99	24.14	23.58	23.16	22.77	22.61
90	52.95	36.16	30.48	27.73	26.36	25.27	24.45	23.91	23.44	23.20	22.94

IV.3. Effet de l'angle d'attaque

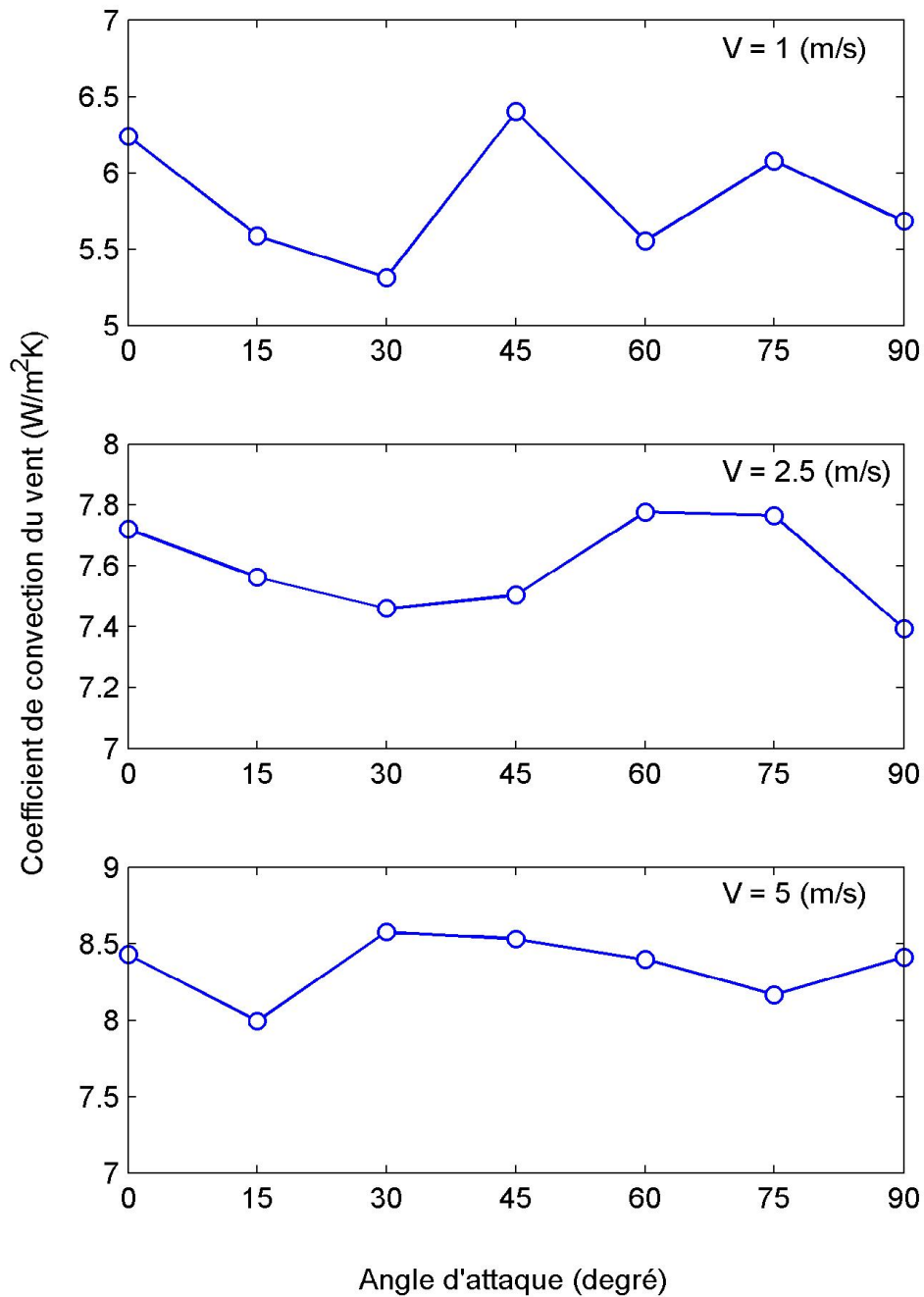


Figure IV.2 : Variation du coefficient de convection du vent en fonction de l'angle d'attaque pour différentes vitesses d'écoulement

A partir des résultats présentés dans la figure (IV.2) nous remarquons que l'angle d'attaque n'a pas un effet considérable sur le coefficient de convection du vent, et ceci est vrai pour toutes les vitesses considérés dans cette étude. Nous pouvons remarquer également que l'écart entre la valeur maximale et minimale du coefficient de convection est égal ou

inférieur à 1 ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) environ. La valeur moyenne du coefficient de convection est égale à 5.8359, 7.5972 et 8.3562 ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) pour une vitesse d'écoulement égale à 1, 2.5 et 5 (m/s) respectivement. On peut clairement observer des fluctuations dans les courbes de h_W vs. α (en particulier dans la première courbe), mais on ne peut pas déterminer définitivement à quoi ces fluctuations sont attribuées; bien qu'elles sont probablement causées par les erreurs de mesure.

IV.4. Effet de la vitesse du vent

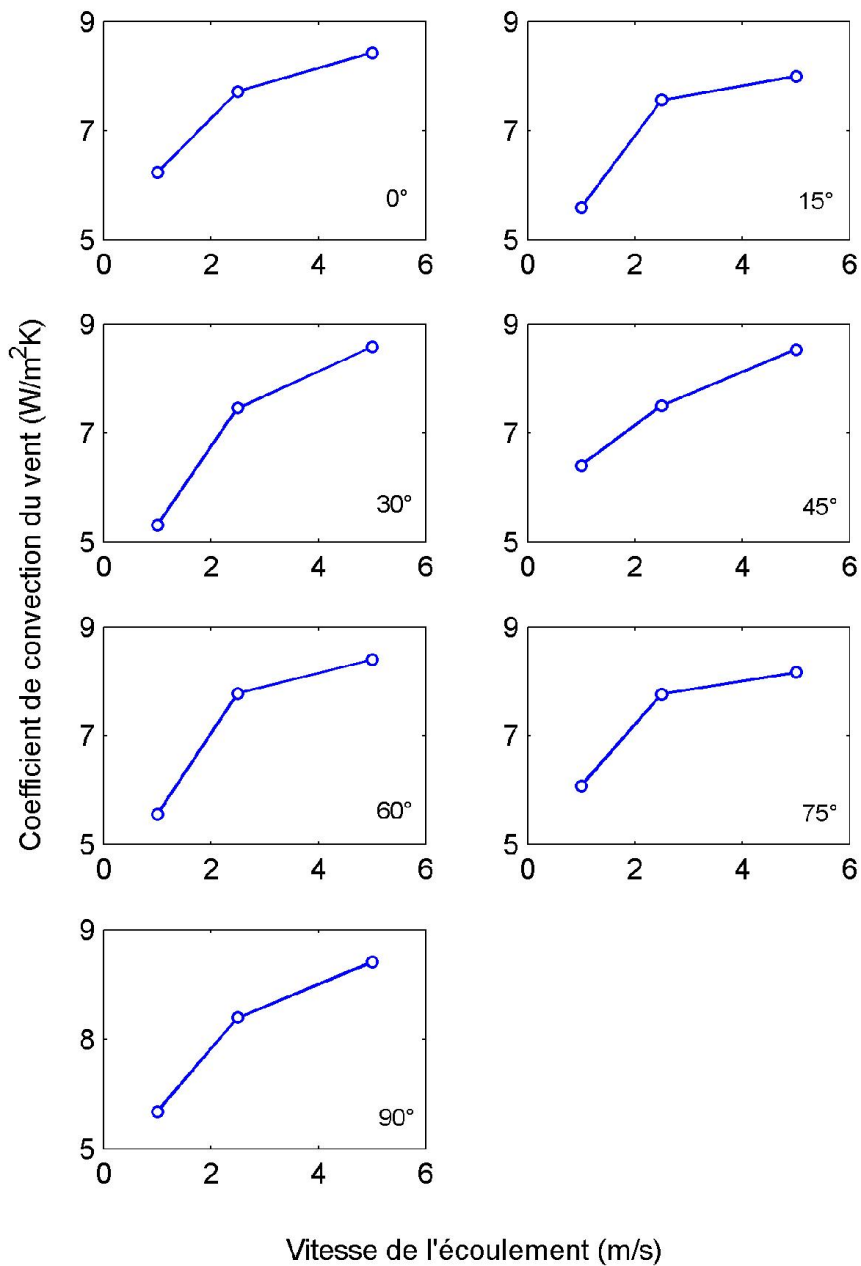


Figure IV.3 : Variation du coefficient de convection du vent en fonction de la vitesse d'écoulement pour différents angles d'attaque

La figure (IV.3) montre l'effet de la vitesse du vent sur le coefficient de convection h_w pour différents angles d'attaque. Comme prévu, le coefficient de convection augmente avec l'augmentation de la vitesse du vent; dont la loi de variation semble presque identique pour toutes les angles d'attaque, comme observé précédemment dans la figure (IV.2).

IV.5. Comparaison avec la littérature

L'objectif principal de tel étude est de fournir une relation empirique liant le coefficient de convection h_w et la vitesse du vent (de l'air) V_w en se basant les résultats expérimentaux obtenus, afin de permettre aux ingénieurs de mener des études théoriques de conception ou de performance des systèmes énergétiques sans aller vers le choix expérimental coûteux. Dans la littérature, nous pouvons souvent trouver le coefficient de convection exprimé en fonction de la vitesse du vent comme une fonction linéaire ($h_w = aV_w + b$) ou encore sous forme d'une loi de puissance dite de type couche limite ($Nu = CRe^n Pr^m$) (Chapitre 2); et cela nous permettra d'effectuer une comparaison.

A l'aide du logiciel OriginPro8, nous pouvons proposer à partir des résultats expérimentaux les deux corrélations suivantes:

$$h_w = 0.59676V_w + 5.57229 \quad (IV.1)$$

$$Nu = 15.1160 Re^{0.20779} Pr^{0.33} \quad (IV.2)$$

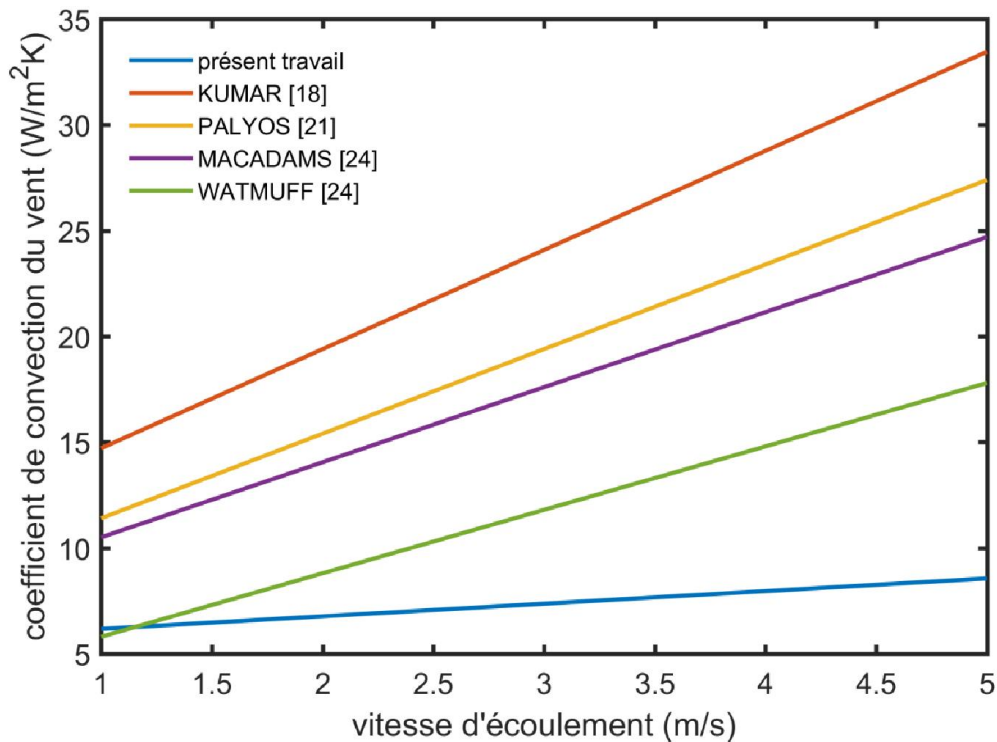


Figure IV.4 : Corrélations linéaires du coefficient de convection du vent

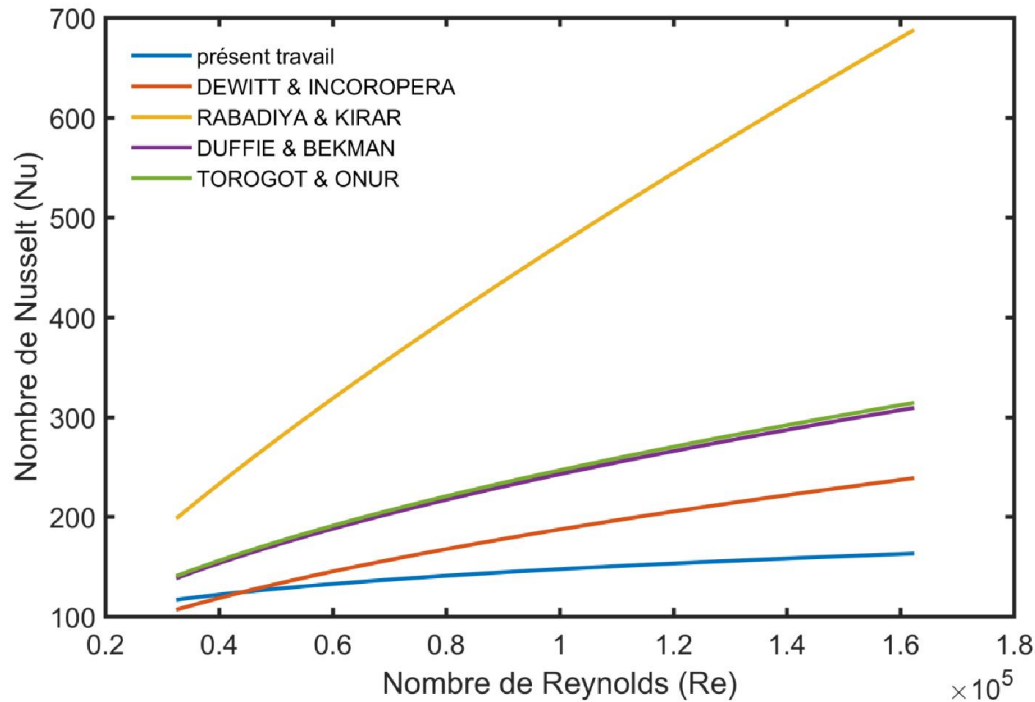


Figure IV.5 : Corrélations loi de puissance du coefficient de convection du vent

Etant donné que l'angle d'attaque ne montre aucun effet notable sur le coefficient de convection h_w , il est évident que ce paramètre ne figure pas dans les corrélations précédentes, comme beaucoup de chercheurs ont suggéré. Toutefois, cela ne peut pas être confirmé à 100% sur la base de cette étude en raison de l'incertitude de nos résultats.

La figure (IV.4) montre la variation du coefficient de convection en fonction de la vitesse du vent selon plusieurs corrélations linéaires. La figure (IV.5) montre également la variation du coefficient de convection en terme du nombre de Nusselt avec la vitesse du vent en terme du nombre de Reynolds selon plusieurs corrélations de type couche limite. La première remarque qu'on peut tirer à partir des ces figures c'est bien que les différentes corrélations considérées dans cette comparaison produisent différents résultats avec parfois un écart énorme, surtout pour des vitesses d'air relativement élevées; Il est donc très difficile de comparer ces corrélations entre elles avec toute objectivité.

Nous pouvons constater des figures (IV.4) et (IV.5) que les corrélations proposées dans ce travail tendent à sous-estimer le coefficient de convection du vent en comparaison avec les autres corrélations, notamment lorsque la vitesse du vent augmente. Il est fort possible que cela est attribué à l'erreur commise lors de la mesure de la vitesse de l'air. Cependant, on

peut clairement observer que nos résultats sont relativement les plus proches de ceux fournis par la théorie de la couche limite qui sert de référence pour la validation des travaux théoriques et expérimentaux selon Sartori [23].

IV.6. Conclusion

Malgré les erreurs, incertitudes et les carences en matière d'équipement, les résultats obtenus dans ce travail sont acceptables (en partie au moins) et cela en se basant sur les résultats de la théorie de la couche limite.

Conclusion générale

Ce travail est consacré à une étude expérimentale du phénomène de la convection forcée transitoire en régime laminaire sur une plaque plane chaude pour différents angles d'attaque. Ce phénomène est très important car il peut avoir lieu dans plusieurs systèmes de conversion thermique, tels que les capteurs solaires plans. Une approche de masse localisée est considérée dans ce travail afin de déterminer le coefficient d'échange thermique par convection forcée h_w ; dont les expériences ont été réalisées au niveau du Hall Technologique du Département de Génie Mécanique à l'Université de Biskra.

L'étude menée a abouti aux résultats suivants:

1. Il y a un grand désaccord entre les différents résultats disponibles dans la littérature de sorte qu'il est pratiquement impossible de savoir laquelle des corrélations proposées est la plus précise;
2. Les résultats ne montrent aucun effet significatif de l'angle d'attaque sur le coefficient de convection du vent;
3. Bien que les erreurs de mesure et l'effet de l'environnement ne soient pas négligeables, les résultats obtenus dans cette étude sont en partie en accord avec ceux issus de la théorie de la couche limite;
4. Les résultats de cette étude ont été utilisés pour développer des corrélations (linéaire et loi de puissance) que nous ne recommandons pas d'utiliser jusqu'à ce que des expériences plus sophistiquées soient menées.

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 kasdi merbah 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. JIJ. 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> (date de 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> (date de 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 récursive 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).

Référence bibliographique

- [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] T. L. BERGMAN, A S. LAVINE, F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT. Fundamentals of heat and mass transfer. 7^{ème} edition. John Wiley & Sons (2011).
- [21] M. MOBTIL, D. BOUGEARD. Estimation expérimentale de coefficient d'échange local sur une plaque plane thermiquement mince par thermographie infrarouge. Congrès SFT (2009).
- [22] S. KUMAR, V. B. SHARMA, T. C. KANDPAL, S. C. MULLICK. Wind induced heat losses from outer cover of solar collector. Renewable Energy 10, 613-616 (1997).
- [23] J. L. A. FARNCY, J. PAPAIOANNOU. Wind Related heat losses of a flat-plate collector. Solar Energy 35, 15-19 (1985).
- [24] N. ONUR. Forced convection heat transfer from a flat-plate model collector on roof of a model house. Wairme- und Stoffibertragung 28, 141-145 (1993).
- [25] J. A. PALYVOS. Survey of wind convection coefficient correlation for building envelope energy systems modeling. Applied thermal engineering 28, 801-808 (2008).
- [26] A.V. RABADIYA, R. KIRAR. Comparative Analysis of Wind Loss Coefficient (Wind Heat Transfer Coefficient) For Solar Flat Plate Collector. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering 2, 463-468. September. (2012).
- [27] E. SARTOR. Convection coefficient équations for forced air flow over flat surfaces. Solar Energy 80, 1063–1071 (2006).
- [28] J. DUFFIE, W. BECKMA. Solar Engineering of Thermal Processes. 4^{ème} edition. New York : Wiley, (2013).
- [29] F.L TEST, R.C. LESSAMAN, A JOHARY. Heat Transfer During Wind Flow over Rectangular Bodies in the Natural Environment. International Journal of heat Transfer 103, 262-267 (1981).
- [30] S. SHARPLES, P. S. CHARLESWORTH. Full-scale measurements of wind-induced convective heat Transfer from a roof-mounted flat plate solar collector. Solar Energy 62, 69–77 (1998).

Référence bibliographique

[31] O.TURGUT, N. ONUR. Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat Transfer on solar collector surfac. Int communication in heat end mass Transfer 36, 274-279 (2009).

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو تحديد معامل الحمل الحراري للرياح h_w تجريبيا عن طريق تسخين صفيحة معدنية مائلة (الزاوية تتغير من 0° إلى 90°) و تعريضها لتيار هوائي متجانس (سرعة الهواء تتغير من 1 م/ثا إلى 5 م/ثا) ثم تسجيل تغير درجة حرارتها بدلالة الزمن لمدة 20 د. تم استعمال معادلة حفظ الطاقة الحرارية للصفحة لإدخال المعطيات التجريبية من أجل استنتاج قيمة معامل الحمل الحراري للرياح و ذلك بالاستعانة بطريقة المربعات الدنيا. النتائج لم تظهر تأثيرا ملحوظا لزاوية الهجوم، و بالمقارنة مع نتائج دراسات سابقة أظهرت نتائجنا توفيقا مقبولا إلى حد ما مع تلك المتحصل عليها من نظرية الطبقة الحدية، و لكنها أظهرت تباينا واضحا مع الدراسات الأخرى.

الكلمات المفتاحية : معامل الحمل الحراري للرياح ، صفيحة معدنية مائلة، الطبقة الحدية، طريقة المربعات الدنيا.

Résumé

L'objectif de cette étude est de déterminer expérimentalement le coefficient de convection dû au vent h_w en chauffant une plaque métallique inclinée (l'angle varie de 0° à 90°) et en l'exposant à un écoulement d'air uniforme (la vitesse de l'air varie de 1 m/s à 5 m/s) puis en enregistrant la variation de sa température en fonction du temps pendant 20 min. L'équation de conservation de l'énergie thermique de la plaque a été utilisée pour introduire les données expérimentales afin de déduire la valeur du coefficient de convection dû au vent à l'aide de la méthode des moindres carrés. Les résultats ne montrent pas un effet significatif de l'angle d'attaque; et en comparaison avec les résultats des études antérieures, nos résultats montrent un accord acceptable avec ceux obtenus avec la théorie de la couche limite, mais ils montrent une différence notable avec les autres études.

Mots clés : coefficient de convection dû au vent ; plaque métallique inclinée; couche limite; méthode des moindres carrés.

Abstract

The aim of this study is to determine experimentally the wind convection coefficient h_w by heating an inclined metal plate (the angle varies from 0° to 90°) and exposing it to a uniform airflow (the air velocity varies from 1 m/s to 5 m/s) and then recording its temperature variation during a time period of 20 min. The plate thermal energy conservation equation was used to introduce the experimental data in order to obtain the value of the wind convection coefficient using the least squares method. The results do not show a significant effect of the angle of attack; and in comparison with the results of previous studies, our results show an acceptable agreement with those obtained with the boundary layer theory, but they show a significant difference with the other studies.

Key words : wind convection coefficient; inclined metal plate; boundary layer; least squares method.