

Université de Reims Champagne-Ardenne



Université Tunis El Manar

THÈSE

En vue de l'obtention du titre de

Docteur de l'Université de Reims-Champagne Ardenne et de l'Université de Tunis El Manar

Discipline : Mécanique et Energétique

Présentée par

Ahlem ARFAOUI OMRANI

ETUDE DE LA CONVECTION AUX PETITES ECHELLES : APPLICATION AU REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

Soutenance publique le 04 Décembre 2009, devant le jury :

G. POLIDORI	Professeur, Université de Reims	Examinateur
A. A. GUIZANI	Professeur, Centre de Recherches et	
	Technologies de l'Energie, Borj Cedria	Examinateur
O.FUDYM	MC-HDR, Ecole des Mines d'Albi	Rapporteur
F. GHMARI	MC-HDR, Ecole préparatoire Nabeul	Rapporteur
R. BEN MAAD	Professeur, Université Tunis el Manar	Directeur de Thèse
J. PADET	Professeur, Université de Reims	Directeur de Thèse
M. REBAY	Mc-HDR, Université de Reims	Co- Directeur de Thèse

Résumé

Durant ces dernières années, le besoin d'améliorer les techniques de refroidissement a élargie le champ de la recherche concernant le transfert thermique. Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour les systèmes de faible puissance et de densités de flux réduite. Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus appropriée dans la plupart des cas. Bien que le refroidissement de certains composants de forte puissance se fasse de plus en plus avec écoulement d'un liquide ou avec changement de phase, le refroidissement par écoulement d'air demeure encore très utilisé. Le refroidissement par air est la méthode traditionnelle la plus utilisé grâce à son moindre coût et sa fiabilité.

Malgré que les ventilateurs soient très utilisés pour extraire l'air de l'intérieur d'un boîtier électronique, il existe beaucoup de problèmes qui les laissent indésirable, à savoir : leur nuisance sonore, les vibrations qu'ils introduisent et que le manque d'espace pour les installer. Ce travail de thèse propose d'implanter des perturbateurs d'écoulement qui guident le flux d'air circulant vers les zones les plus critiques quand il n'y a pas assez de place pour installer un radiateur à ailettes ou un ventilateur sur le composant.

Nous menons ici une étude numérique et expérimentale afin d'analyser l'influence de certains paramètres liées aux déflecteurs (angle d'inclinaison, hauteur, longueur, distance entre les déflecteurs ...) sur le l'augmentation du transfert de chaleur et l'amélioration du refroidissement.

Abstract

The need for more efficient cooling techniques has become the subject of increasing research into heat transfer and flow characteristics in the last several years. It is well known that cooling of high power and large scale equipment requires higher heat dissipation, why the forced convection is the most appropriate in most. Although, the cooling of such high power system is often with liquid flow or change phase, the cooling air flow is still widely used. Air cooling is the traditionally method of cooling technology due to its availability in desired amounts, low cost and high reliability.

Although the fans are traditionally used for expelling warm air inside an electronic enclosure, there are number of reasons why fans are undesired. This includes noise, vibration and enough space. This these's work proposes to implement deflectors that guide the air flow to the most critical areas when there is enough space to introduce heat sinks fins or a fan on the component.

We developed here an experimental and numerical study to analyze the influence of some parameters related to deflector (the inclination angle, height, length, spacing between deflectors...) on enhancement of heat change and improving cooling.

REMERCIEMENTS

Ce travail de thèse à été réalisé dans le cadre d'une cotutelle entre l'Université de Reims et l'Université de Tunis. J'ai mené mes recherches au sein du laboratoire L.T.M du groupe de recherche GRESPI de l'Université de Reims, sous la direction du Professeur C. BISSIEUX à qui j'adresse mes sincères remerciements pour m'avoir accueilli dans le laboratoire.

Une autre partie de recherche a été menée au sein du laboratoire L.E.T.T.M du Département de Physique de la Faculté des Sciences de Tunis, sous la responsabilité scientifique du Professeur A. ELCAFSI à qui j'exprime ma profonde reconnaissance.

Je tiens en premier lieu à remercier très chaleureusement l'un de mes directeurs de thèse Jacques PADET, pour sa disponibilité et son indulgence et ses précieux conseils lucides qu'il a bien voulu me prodiguer en vue de réaliser ce travail.

*M*es remerciements vont également à mon deuxième directeur de thèse Rejeb BEN MAAD, pour m'avoir accordé sa confiance tout au long de cette thèse. Je lui suis reconnaissante de son soutien sans faille et de son optimisme constant quant à l'aboutissement de nos projets.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à mon co-directeur de thèse Mourad REBAY, qui a orienté mon travail avec ses instructions judicieuses et pertinentes qui n'a cessé de me fournir.

L'ambiance amicale et de bonne humeur au sein du laboratoire L.T.M sont en grande partie responsables de l'aboutissement de ce travail. Merci donc à : Catalin POPA, Stéphane FOHANNO, Fabien BEAUMONT, Hanane ZAIDI, Mohammed LACHI et Anh Dung TRAN LE.

En parallèle je souhaite adresser mes vives reconnaissances à tous les membres du Laboratoire L.E.T.T.M. Merci à M. HAMMAMI, Maître assistant à la Faculté de Sciences de Tunis, pour ses conseils et ses encouragements. Ma reconnaissance va également à : J. ZINOUBI, T. NAFFOUTI, A. BEN SAID, H.SAAFI pour leur aide en ce qui concerne le montage des essais expérimentaux réalisé en Tunisie. **J**'exprime toute ma gratitude à Guillaume POLIDARI et Amen Allah GUIZANI d'avoir accepte de participer à ce jury tout comme aux rapporteurs Olivier FUDYM et Faouzi GHMARI d'avoir pris le temps d'expertiser ce travail.

 J_e tiens à remercier particulièrement Chadi MAALOUF, Amel BOUDJABI, pour leur amitié et les moments très agréables passés ensemble.

Dans mes remerciements, je ne saurais oublier l'ensemble du personnel du GRESPI et du département Mesures Physiques de l'IUT de REIMS.

Je témoigne toute ma gratitude à toute ma famille et en particulier à mes parents, ma sœur Asma et mon frère Ahmed, mes amis de m'avoir soutenue et aidé pendant toute ma thèse et surtout pendant la rédaction.

C'est à mon époux Ziad que j'adresse mes remerciements les plus profonds, il a toujours cru en moi et sans lui je ne serais peut être pas arrivée là aujourd'hui. Je le remercie également pour son soutien indéfectible ainsi que sa patience à toute épreuve à mon égard.

Je remercie enfin toutes les personnes, qui, de près ou de loin, ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

Table des matières

Résumé	i
Remerciements	ii
Table des matières Nomenclature	iv x
Introduction générale	1

Chapitre I : Analyse bibliographique

I-1	Introduction	1	6
I-2	Problèmes o	le température des composants électroniques	7
I-3	Mécanisme	s de transfert de chaleur dans les systèmes	9
I-4	Evacuation	de chaleur par convection	9
Ι	-4-1 Conve	ection naturelle et mixte	10
Ι	-4-2 Conve	ection forcée	12
	<i>I-4-2-1</i> .	Refroidissement par liquide avec ou sans changement de phase	12
	<i>I-4-2-2</i> .	Refroidissement par air	17
I-5	Mécanismes	de transfert de chaleur dans les systèmes	26

Chapitre II : Description de l'outil numérique

II-1 Mod	lélisation du domaine physique	29
II-1-1	Présentation du préprocesseur GAMBIT	29
II-1-2	Maillage	31
II-1-3	Qualité du maillage	34
II-1-4	Conditions aux limites	36
II-2 Equations de bilans		37
II-2-1	Equation de continuité	37
II-2-2	Equation de Navier Stokes (bilan de la quantité de mouvement)	38

II-2-3	Equation de bilan de l'énergie	38
II-3 Méthe	ode et schéma de discrétisation	38
II-3-1	Simulation numérique du domaine physique étudié par Fluent	39
II	-3-1-1. Présentation du logiciel Fluent	39
II	-3-1-2. Méthode des volumes finis	39
II-3-2	Discrétisation	40
II-3-3	Linéarisation des équations discrétisées	41
II-3-4	Facteurs de sous-relaxation	42
II-3-5	Critère de convergence	42
II-4 Défin	ition du domaine fluide étudié	43
II-4-1	Choix du Solveur	45
II-4-2	Spécification du fluide et des matériaux utilisés	46
II-4-3	Initiation et convergence du calcul	46
II-4-4	Indépendance du maillage	46
II-5 Conc	lusion	47

Chapitre III : Dispositif expérimental et techniques de mesure

II-1	Description g	générale du montage	49
III-2	Système de déplacement		
III-3	Description of	du système générant l'écoulement	52
III-4	Anémométri	e à fil chaud et à fil froid	54
II	I-4-1 Anémo	métrie à courant constant : CCA	55
	<i>III-3-1-1</i> .	Mesure de la température	55
	<i>III-4-1-2</i> .	Technique de mesure adoptée	57
	<i>III-4-1-3</i> .	Préparation de la sonde	57
	<i>III-4-1-4</i> .	Etalonnage de la sonde à fil froid	58
II	III-4-2 Anémométrie à courant constant : CCA		60
	III-4-2-1.	Mesure de la vitesse	60
	<i>III-4-2-2</i> .	Préparation de la sonde et technique de mesure de la vitesse	61
	<i>III-4-2-3</i> .	Etalonnage de la sonde à fil chaud	61
III-5	Acquisition e	et traitement des données	62
III-6	Thermograph	nie infrarouge	63
II	I-6-1 Princip	e de la thermographie infrarouge	63

II	I-6-2 Banc de thermographie infrarouge	63
III-7	Visualisation de l'écoulement	65
III-8	Incertitudes de mesures	66
II	I-8-1 Incertitude sur la température	66
II	I-8-2 Incertitude sur la vitesse	67
III-9	Conclusion	68

Chapitre IV : Etude de l'écoulement dévié par un déflecteur transversal

IV-1	Introduction.		70
IV-2	Etude numér	ique	70
Г	V-2-1 Etude d	lu cas sans déflecteur	71
	IV-2-1-1.	Données générales	71
	<i>IV-2-1-2</i> .	Lignes de courant	71
	<i>IV-2-1-3</i> .	Champ dynamique	73
	<i>IV-2-1-4</i> .	<i>Température de surface de la plaque et du bloc</i>	74
	IV-2-1-5.	Variation du coefficient d'échange	75
Г	V-2-2 Influen	ce de l'angle d'inclinaison α d'un déflecteur transversal	76
	IV-2-2-1.	Etude de cas où $\alpha = 10^{\circ}$	76
	IV-2-2-2.	Etude de cas où $\alpha = 40^{\circ}$	70 Q1
	IV-2-2-3.	Comparaison des différents angles d'inclinaisons	01 86
Г	V-2-3 Influen	ce de la distance e'' entre le déflecteur et le bloc	00 05
	IV-2-3-1.	Données générales	95
	IV-2-3-2.	lignes de courant	95
	IV-2-3-3.	Champ dynamique	95
	IV-2-3-4.	<i>Température de surface de la plaque et du bloc</i>	90
	IV-2-3-5.	Variation du coefficient d'échange moyen	00
Г	V-2-4 Influen	ce de l'emplacement du déflecteur	99
	IV-2-4-1.	Lignes de courant	100
	IV-2-4-2.	Champ dynamique	100
	IV-2-4-3.	<i>Température de surface de la plaque et du bloc</i>	100
	IIV-2-4-4.	Variation du coefficient d'échange moyen	101
Г	V-2-5 Influen	ce de la vitesse d'entrée U_e	103
	IV-2-5-1.	Lignes de courant	103

IV-2-5-2. Variation du coefficient d'échange moyen	105
IV-2-5-3. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de	
Reynolds	106
IV-3 Etude expérimentale	108
IV-3-1 Visualisation de l'écoulement	109
IV-3-2 Cartographies thermiques	111
IV-3-3 Champs moyens et fluctuants	112
IV-3-3-1. Etude du cas sans déflecteur	113
<i>IV-3-3-2.</i> Etude du cas $\alpha = 30^{\circ}$	116
IV-3-4 Coefficient d'échange moyen	121
IV-4 Validation expérimentale du modèle 3D de l'écoulement dévié par	
un déflecteur transversal	122
IV-4-1 Lignes de courant et visualisation de l'écoulement	123
IV-4-2 Champs dynamiques	124
IV-4-3 Champs thermiques	127
IV-4-4 Température de surface du bloc et de la plaque	130
IV-4-5 Coefficient d'échange moven	132
IV-4-6 Conclusion	133

Chapitre V: Etude de l'écoulement dévié par deux déflecteurs longitudinaux

V-1	Introduction		135
V-2	Etude numé	rique	135
V	V-2-1 Influer	ce de l'angle d'inclinaison α ' des déflecteurs longitudinaux	135
	<i>V-2-1-1</i> .	Données générales	135
	<i>V-2-1-2</i> .	Etude du cas où $\alpha' = 10^{\circ}$	136
	<i>V-2-1-3</i> .	Comparaison des différents angles d'inclinaisons	140
V	V-2-2 Influer	ce de la distance e' entre les déflecteurs et le bloc	147
	<i>V-2-2-1</i> .	Introduction	147
	<i>V</i> -2-2-2.	Lignes de courant pour $\alpha' = 10^{\circ}$	148
	<i>V-2-2-3</i> .	Champ dynamique pour $\alpha' = 10^{\circ}$	148
	<i>V-2-2-4</i> .	Température au niveau de la surface du bloc pour $\alpha' = 10^{\circ}$	150
	<i>V-2-2-5</i> .	Variation du coefficient moyen d'échange pour $\alpha' = 10^{\circ}$	150
I	V-2-3 Influer	nce de l'entraxe a'	151

т	1 2 2 1		
V	-2-3-1.		151
V	/-2-3-2.	Champ dynamique pour $\alpha' = 10^{\circ}$	151
V	7-2-3-3.	Température au niveau de la surface du bloc pour $\alpha' = 10^{\circ}$	153
V	7-2-3-4.	Variation du coefficient local d'échange pour $\alpha' = 10^{\circ}$	153
V-2-4	Influen	ce de la hauteur H' des déflecteurs	154
V	/-2-4-1.	Introduction	154
V	/-2-4-2.	Lignes de courant	154
V	7-2-4-3.	Température au niveau de la surface du bloc pour $\alpha' = 10^{\circ}$	151
V	/-2-4-4.	Variation du coefficient local d'échange pour $\alpha' = 10^{\circ}$	155
V-2-5	Influen	ce de la longueur L' des déflecteurs	158
V-2-6	Influen	ce de la vitesse d'entrée U_e	150
V	/-2-6-1.	Lignes de courant	160
V	/-2-6-2.	Coefficient d'échange moyen et température moyenne de	100
		la surface du bloc	161
V	7-2-6-3.	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre	101
		de Reynolds	162
V-3 Etu	de expéri	mentale	162
V-3-1	Introdu	ction	164
V-3-2	Visuali	sation de l'écoulement	165
V-3-3	Cartogi	raphies thermiques	165
V-3-4	Champ	s moyens et fluctuants	167
V	/-3-4-1.	Champ dynamique pour $\alpha' = 10^{\circ}$	167
V	7-3-4-2.	Champ thermique pour $\alpha' = 10^{\circ}$	107
V	7-3-4-3.	Structures fluctuantes de l'écoulement	170
V-3-5	Coeffic	zient d'échange moven	173
V-4 Val	idation ex	xpérimentale du modèle 3D de l'écoulement dévié par	175
dei	ıx déflec	teurs longitudinaux	174
V-4-1	Champ	s dynamiques	174
V-4-2	Champ	s thermiques	174
V-4-3	Temné	rature de surface du bloc et de la plaque	1/0
V-4-4	Variati	on du coefficient d'échange moven	100
V_{-5} Cor	nclusion		103
, , , , , , , , , , , , , , , , , , , ,	101001011.	• • • • • • • • • • • • • • • • • • • •	10.5

Conclusion générale et perspectives	
Références bibliographiques	190
ANNEXES	196

Nomenclature

Notations latines

Symboles

Dénominations

<u>Unités</u>

a	diffusivité thermique	m²/s
<i>a</i> ′	entraxe entre les deux déflecteurs longitudinaux	m
$a^{\prime\prime}$	distance entre l'abscisse du bord d'attaque du déflecteur	m
	transversal et l'abscisse du bord d'attaque du bloc	
b	largeur du bloc	m
b'	longueur du bloc	m
C _p	capacité calorifique à pression constante	
E	tension délivrée par la sonde	V
ΔE	incertitude sur la tension délivrée par la sonde	V
e	épaisseur de la plaque	m
e_{max}	distance maximale entre le déflecteur transversal et le bloc	m
<i>e'</i>	distance entre les déflecteurs longitudinaux et le bloc	m
e'*	distance de référence entre les déflecteurs longitudinaux et le	m/°
	bloc : $e'^* = \frac{e'}{\alpha'}$	
<i>e''</i>	distance entre le déflecteur transversal et le bloc	m
h _a	coefficient d'échange sur la face arrière de la plaque	$Wm^{-2}K^{-1}$
h_{moy}	coefficient d'échange moyen	$Wm^{-2}K^{-1}$
h _{moy Num}	coefficient d'échange moyen numérique	$Wm^{-2}K^{-1}$
$h_{moy \ Exp}$	coefficient d'échange moyen expérimental	$Wm^{-2}K^{-1}$
h_x	coefficient d'échange local	$Wm^{-2}K^{-1}$
Н	hauteur du bloc	m
H'	hauteur des déflecteurs longitudinaux	m
$H^{\prime\prime}$	largeur du déflecteur transversal	m
I _d	taux de fluctuation dynamique $\left(I_d = \frac{\sqrt{U'^2}}{U_{moy}}\right)$	%

I _t	taux de fluctuation thermique $\left(I_t = \frac{\sqrt{T_e'^2}}{T_{moy} - T_a}\right)$	%
L	longueur de la plaque	m
L'	longueur des déflecteurs longitudinaux	m
$L^{\prime\prime}$	longueur du déflecteur transversal	m
1	largeur de la plaque	m
Nu	nombre de Nusselt moyen sur du bloc	
Nu_L	nombre de Nusselt moyen sur la plaque	
Pr	nombre de Prandtl	
Q _{ESA}	nombre de Skewness	
R ²	coefficient de corrélation	
Re _b	nombre de Reynolds à l'extrémité du bloc	
Re_L	nombre de Reynolds à l'extrémité de la plaque	
Re∞	nombre de Reynolds à la sortie de la buse de soufflage	
R_{ϕ}	résidus de convergence	
T _e	température de l'écoulement	°C
Т	température de surface du bloc	°C
ΔT	incertitude sur la température de surface du bloc	°C
T _a	température ambiante	°C
T _{max}	température maximale de la surface du bloc	°C
T _{emax}	température maximale de l'écoulement	°C
T_{moy}	température moyenne de la surface du bloc	°C
Τ'	fluctuation de la température de l'écoulement	°C
ΔT_{sonde}	incertitude sur la température déterminée par la sonde	°C
ΔT_{CIR}	incertitude sur la température déterminée par la caméra infrarouge	°C
U, V, W	composantes de la vitesse de l'écoulement suivant x, y et z	m/s
U', V', W'	fluctuations de la vitesse de l'écoulement suivant x, y et z	m/s
U_e	vitesse à l'entrée	m/s
Х	coordonnée longitudinale (depuis l'entrée)	m
у	coordonnée transversale (hauteur)	m
Z	coordonnée transversale (envergure)	m

Notations grecques

Symboles	Dénominations	<u>Unités</u>	
α	angle d'inclinaison du déflecteur transversal	o	
α'	angle d'inclinaison des déflecteurs longitudinaux	0	
θ	écart de température : $\theta = T_e - T_a$	°C	
β	coefficient de dilatation thermique du fluide		
σ	écart type sur la température $T_e: \sigma = \sum_{i=i}^{N} \frac{(T_e - T_{emoy})^2}{N}$	°C	
λ	conductivité thermique du fluide	$Wm^{-1}K^{-1}$	
ρ	masse volumique du fluide	Kg/m ³	
μ	viscosité dynamique du fluide	Pa.s	
ν	viscosité cinématique du fluide	m²/s	
φ	densité de flux dégagée par la résistance chauffante	W/m ²	
ϕ_{moy}	densité de flux moyenne	W/m ²	

Variables adimensionnelles

Symboles

Dénominations

<u>Unités</u>

a'*	entraxe adimensionnel entre les deux déflecteurs longitudinaux
a''*	distance adimensionnelle entre l'abscisse du bord d'attaque du
	déflecteur transversal et l'abscisse du bord d'attaque du bloc
e"*	distance adimensionnelle entre le déflecteur transversal et le bloc
H'*	hauteur adimensionnelle des déflecteurs longitudinaux
L'*	longueur adimensionnelle des déflecteurs longitudinaux

Introduction générale

Les avancées des techniques de gravure des circuits intégrés et l'évolution de l'électronique de puissance permettent d'avoir des composants de plus en plus petits. Depuis 20 ans, l'ensemble de ces technologies a été développé ouvrant la voie à de nouveaux champs d'application qui vont de la physique fondamentale à la micromécanique en passant par la biologie et la chimie. Bien que récents, ces domaines comptent déjà des réalisations impressionnantes.

Cette course vers la miniaturisation entraîne de sévères contraintes de fonctionnement pour ces composants, et notamment au niveau de la température de fonctionnement. Pour fonctionner correctement, les composants de puissance doivent avoir une température de jonction inférieure à une limite de fonctionnement spécifiée par le fabriquant.

L'étude du comportement thermique des composants électroniques et des assemblages de puissance tient aujourd'hui une place capitale dans la conception des fonctions électroniques soumises à environnement sévère. Un échauffement excessif dégrade les performances du composant, réduit sa durée de vie et peut provoquer la défaillance. L'étude du comportement thermique du composant aidera donc à prévoir sa fiabilité, sa durée de vie et l'évolution de ses performances dans le temps.

En effet, de nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur de tension, ...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Ainsi, l'évacuation de la chaleur est devenue le problème majeur à résoudre pour développer les composants miniaturisés et augmenter leur fréquence d'utilisation. Il est donc primordial de concevoir des systèmes énergétiques efficaces pour le refroidissement de ces composants afin d'éviter des surchauffes locales ou globales.

Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes classiques de refroidissement par convection naturelle et forcée avec des écoulements gazeux et liquides. Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour les systèmes de faible puissance et de densités de flux réduite. Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus appropriée dans la plupart des cas.

Le refroidissement par un liquide peut être soit monophasique (la température du fluide reste inférieure à la température de saturation), soit accompagné d'un échange thermique par ébullition. Toutefois, dans les deux cas on utilise un circuit hydraulique dans lequel circule un liquide caloporteur entraîné par une pompe qui emmagasine la chaleur au niveau du système à refroidir et la redistribue à un dissipateur.

Quoique le refroidissement de certains composants de forte puissance (microprocesseurs, diodes laser...) se fasse de plus en plus avec écoulement d'un liquide ou avec changement de phase, le refroidissement par écoulement d'air demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement est approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que le processeur des cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques.

Différentes solutions ont été adoptées pour augmenter l'efficacité d'un système de refroidissement à air :

La première consiste à greffer des ailettes offrant une plus grande surface de contact. En électronique de puissance, les dimensions des panneaux à ailettes sont en général proportionnelles aux capacités des modules chauffants. Cela conduit à concevoir des ailettes jusqu'à 100 mm de longueur et 5 mm d'épaisseur. Bien qu'il soit très répandu en microélectronique, le principe est toujours utilisé en électronique de puissance. Le principal inconvénient de cette technique est l'encombrement qu'elle introduit.

La deuxième solution pour augmenter l'efficacité d'un système de refroidissement à air, en particulier quand il n'y a pas assez de place pour installer un radiateur à ailettes ou un ventilateur sur le composant, consiste à implanter des déflecteurs qui jouent le rôle de dirigeants de l'écoulement d'air dans les boîtiers contenant les composants. Ces déflecteurs guident le flux d'air circulant dans le boîtier vers les zones les plus critiques sur les cartes. Ces solutions sont aussi préconisées lorsqu'il s'agit de refroidir des convertisseurs de courant ou de tension. Ces derniers peuvent générer des champs magnétiques qui perturbent le fonctionnement des pompes ou des ventilateurs s'ils étaient placés à proximité des composants.

C'est dans ce contexte que nous allons mener notre étude. L'objectif de ce travail de thèse consiste donc à étudier numériquement et expérimentalement l'influence de deux types de déflecteurs sur le transfert de chaleur et sur l'amélioration de refroidissement d'un élément chauffé de forme parallélépipédique.

Le présent manuscrit s'organise autour de cinq chapitres et une conclusion :

Faisant suite à cette introduction, le premier chapitre est consacré à une synthèse bibliographique concernant les problèmes d'évacuation de chaleur dus à la miniaturisation et les différentes méthodes de refroidissement adoptées.

Le deuxième chapitre présente le domaine d'étude et la description de l'outil numérique utilisé. Cette partie est suivie d'un rappel des équations qui régissent l'écoulement incompressible en régime laminaire. Enfin une analyse du choix du maillage, des conditions aux limites et des critères de convergence est détaillée pour un tel domaine.

Dans le troisième chapitre, nous décrivons le banc expérimental mis en place et les différentes techniques de mesures utilisées lors de cette étude. Nous exposerons les problèmes de métrologie et nous détaillerons les calculs d'incertitude pour certaines grandeurs physique.

Le quatrième chapitre propose une étude numérique et expérimentale sur l'influence de l'implantation d'un déflecteur transversal sur la structure de l'écoulement aux alentours d'un bloc chauffé et sur le transfert de chaleur.

Dans un premier temps, l'outil numérique mis en œuvre est décrit, en mettant l'accent sur l'influence de certains paramètres liés au déflecteur. Ainsi nous étudierons plus particulièrement son inclinaison, son emplacement par rapport au bloc ainsi que la distance entre sa face inférieure et la surface du bloc chauffé. La variation de ces paramètres nous permet d'une part d'observer les perturbations de l'écoulement et la création des vortex, d'autre part de déterminer les paramètres adéquats pour un meilleur refroidissement de l'élément chauffé.

Dans un second temps, nous exposerons l'ensemble des résultats expérimentaux menés lors de cette thèse, à savoir, les champs moyens et fluctuants de vitesse et de température (obtenus par anémométrie à fil chaud et à fil froid), la visualisation de la structure de l'écoulement (réalisée à l'aide d'un plan laser) et les cartographies thermiques (obtenues par caméra infrarouge).

La dernière partie de ce chapitre est consacrée à la validation de l'outil numérique.

Le cinquième chapitre traite numériquement l'influence d'une nouvelle configuration qui consiste à implanter longitudinalement deux déflecteurs en amont du bloc chauffé. Plusieurs paramètres feront l'objet d'une analyse détaillée à savoir : l'inclinaison des deux déflecteurs longitudinaux, leurs dimensions (hauteur et longueur), leur espacement ainsi que leur position par rapport au bord d'attaque du bloc.

Cette étude numérique sera suivie d'une interprétation des résultats expérimentaux (champs moyens et fluctuants de vitesse et de température, visualisation de la structure de l'écoulement et cartographies thermiques). Enfin, nous procèderons à la validation du modèle numérique.

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

Chapitre 1

Analyse bibliographique

I-1 Introduction

Suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. En conséquence, la chaleur à évacuer devient très importante dans le domaine de l'électronique. En effet, de nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur de tension, ...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs [1, 2].

Le besoin d'améliorer les techniques de refroidissement des composants électroniques à faible et à forte puissance a élargi le champ de la recherche concernant le transfert thermique au niveau de ces derniers, en particulier sur :

- la température maximale de jonction (au delà de laquelle il y a destruction du composant ou non fonctionnement),
- la résistance thermique de contact (exprimée en °C/W) qui quantifie la facilité d'évacuation du flux thermique du composant vers le boîtier ou le substrat,
- la capacité thermique qui chiffre "l'inertie" thermique d'un composant soumis à un régime transitoire.

Les technologies de la microélectronique développées depuis plusieurs décennies ont permis de réduire la taille des composants, et d'augmenter leur densité dans les circuits intégrés. Si, en 1958, il n'y avait qu'un seul transistor par circuit intégré, de nos jours, il y'en a des millions. Au début des années 80 et après avoir considérablement diminué les dimensions des composants, les électroniciens ont intégré sur une même plaque en silicium, les capteurs, les actionneurs, les éléments mécaniques, engrenages et moteurs.

Cet ensemble appelé MEMS (Micro Electro-Mechanical System) fait appel pour sa fabrication aux microtechnologies [3], qui permettent une production à grande échelle. Les années 90 ont été marquées par l'émergence des MEMS sur des marchés industriels de grands volumes comme l'automobile ou la péri-informatique. Des usines de semiconducteurs dédiés à la production de MEMS furent construites par des entreprises telles que Bosch ou Motorola. Aujourd'hui, l'offre des MEMS concerne des domaines aussi variés que la défense, le médical, l'électronique, les communications et l'automobile, ...

Il est à noter, qu'en 20 ans, l'évolution des MEMS a été extrêmement importante sur deux points essentiellement :

- Les niveaux d'intégration sont de plus en plus poussés et les systèmes sont de plus en plus complexes. La frontière entre micro-électronique et microsystèmes tend à s'estomper, l'industrie microélectronique s'enrichi par des fonctions initialement dévolues aux microsystèmes.
- Les MEMS sont partout. 90% des marchés des MEMS sont dans l'automobile (les capteurs de pression pour l'injection de carburant dans les cylindres d'un moteur, et également dans les roues pour détecter les crevaisons), les têtes d'injection d'imprimantes, la domotique... Mais d'autres secteurs très prometteurs pour les

MEMS sont en cours d'émergence. Il faut citer la biologie où les MEMS révolutionneront très probablement l'analyse biologique en permettant des millions de tests unitaires en moins d'une seconde. En optique, les microgyromètres équipent les caméras vidéo qui détectent les tremblements du cinéaste et commandent la correction automatique.

Depuis la naissance de ces dispositifs miniaturisés, disposer d'une source d'énergie suffisante est un challenge permanent. L'urgence et l'intérêt ont encore grandi dans les années 90-95 avec le développement des microsystèmes embarqués [4, 5], des microsystèmes répartis [6, 7], des systèmes de surveillance...

I-2 Problèmes de température des composants électroniques

L'augmentation de la fréquence de fonctionnement et l'explosion de projets de miniaturisation a engendré plusieurs problèmes dus à l'augmentation considérable du flux de chaleur généré par les composants électroniques. Si la chaleur n'est pas dissipée en temps voulu, la température de jonction sera supérieur à la température de fonctionnement maximale mentionnée par le constructeur, le contrôle thermique devient donc de plus en plus complexe.

M. REBAY et al. [8] ont montré par thermographie infrarouge que la température globale d'un microprocesseur ne reflète pas la topographie thermique réelle de la puce intégrée. Comme le montre la figure I-1, une partie dégage plus de chaleur que les autres. C'est ce que l'on appelle un point chaud (*"hotspot"*), représenté en rouge sur la figure. J. Donald et M. Martonosi [9] parlent d'une différence de température de l'ordre de 5 à 25°C, entre la température moyenne et le point le plus chaud. Ces pics de température risquent de causer de graves dégâts sur une zone précise du processeur.

L'influence de la température se manifeste sur :

- Les performances électriques : la température peut être une valeur limite au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti, des dérives des paramètres provoquent une diminution des performances pouvant aller jusqu'à la défaillance.
- Le packaging soumis à des gradients de température très importants. Il existe des températures critiques pour lesquelles se produisent des changements d'état, de structure physique. Le fluage et le relâchement des contraintes dans les matériaux sont accélérés par la température et peuvent conduire à des ruptures d'éléments.
- Les cycles thermiques, auxquels sont soumis des matériaux reliés entre eux et de coefficient de dilatation différent, induisent des forces très importantes qui peuvent conduire à une rupture instantanée ou créer une fatigue qui provoque une rupture à long terme.



(1): Image d'une carte mère
 (2): Thermographie infrarouge
 Fig I-1: Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu
 de fonctionnement [8]

Le packaging et la gestion thermique dans les équipements électroniques sont devenus des enjeux importants en raison de l'augmentation des niveaux de puissance et de la miniaturisation des dispositifs. Avec l'arrivée de conditionnements plus denses et des fréquences de fonctionnement plus élevées, le coût, la fiabilité et la taille ont été améliorés, mais, la gestion thermique n'a pas suivi suffisamment cette évolution.

L'évolution des techniques de refroidissement est étroitement liée à l'augmentation de la puissance thermique et de la complexité des circuits électroniques. La tendance de l'industrie électronique de dissiper plus de puissance dans de plus petits modules a créé des défis de gestion thermique croissants. La densité de flux atteint les 50 W/cm² dans les nouvelles générations de microprocesseurs, quant aux convertisseurs d'électronique de puissance leur volume s'est vu réduire d'une manière importante.

En effet, depuis l'apparition des IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistors), les convertisseurs sont capables de fonctionner à haute fréquence avec des densités de flux pouvant atteindre 400 W/cm² (un IGBT de taille 12 x 12 mm² peut dissiper 680W) tout en conservant des valeurs élevées de courant et de tension. Les diodes laser quant à elles dissipent 500 W/cm² et plus. De nos jours, les futures exigences thermiques sont soigneusement étudiées. La figure *I*-2 présente l'évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTS) et un conducteur Smart. Nous notons une augmentation considérable de la puissance thermique dissipée par les transistors. Nous remarquons également, une complexité de plus en plus importante de systèmes embarqués.



Fig I-2 : Evolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTS) et un conducteur Smart [56, 57, 58].

I-3 Mécanismes de transfert de chaleur dans les systèmes

Afin de maintenir sa température dans des limites où la performance et le fonctionnement ne sont pas compromis, le refroidissement d'un composant générant de la chaleur est essentiel. D'une manière générale, un transfert de chaleur a lieu par trois mécanismes qui sont la conduction, la convection et le rayonnement. En matière d'évacuation de chaleur par conduction, la technique des plaques de fibres de carbone orientées (conduction anisotrope) est incontestablement la plus performante, mais à ce jour réservée à l'aéronautique et au spatial pour une question de coût. Plus usuellement, la chaleur est transmise à l'air ambiant par des radiateurs et des ventilateurs.

Si la charge thermique imposée à l'air ambiant est trop importante, on confine cette chaleur directement dans un fluide caloporteur par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Le transfert de chaleur au fluide réfrigérant peut alors fonctionner soit en mode monophasique en utilisant un liquide ou un gaz (eau simple, eau + glycol, $CO_2...$), soit en mode diphasique (C₄ F₁₀ glace binaire (mélange d'eau, méthanol et glace)...)

I-4 Evacuation de chaleur par convection

En 1994, Kakaç, Yurucu and Hijikata [1] ont étudié différentes méthodes de refroidissement dans le but d'améliorer le transfert de chaleur. Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes traditionnelles de refroidissement par convection naturelle et forcée.

Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour les systèmes de faible puissance et de densités de flux réduite [10]. Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus appropriée dans la plupart des cas.

I-4-1 Convection naturelle et mixte

Parmi les travaux réalisés dans ce domaine, on peut citer l'étude menée par Icoz et Jaluria [11] qui ont fait une simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur. Leurs résultats montrent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement mais très peu d'effet sur le transfert de chaleur.

D'autres études numériques ont été faites sur des géométries élémentaires (canal vertical) pour déterminer le transfert de chaleur par convection naturelle [12, 13, 14].

Dans le but d'examiner les différents aspects des écoulements naturels laminaires et périodiques rencontrés dans les problèmes de refroidissement électronique, Kelkar [15] a mené une étude numérique dans un canal vertical. Sur l'une des parois, sont montés successivement des blocs chauffés. L'écoulement périodique ascendant s'alimente de l'air chaud généré par le premier bloc ce qui augmente la température de l'écoulement en passant d'un bloc à un autre.

Afin de calculer l'écoulement autour d'un seul bloc chauffé avec des conditions aux limites périodiques, une formulation mathématique avec décomposition du champ de température linéaire et périodique a été proposée dans ce cas par Kelkar [15] et a été insérée dans le code de calcul Fluent. De même, M. Fujii et al. [16] ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle d'un ensemble de circuits intégrés. Les équations de Navier-Stokes, l'équation de l'énergie et notamment l'équation de la chaleur dans les plaques ont été résolues en 2D avec un nombre de Grashof variant de 2.3×10^3 à 8.8×10^5 et un facteur de forme $L = \frac{l}{h}$ variant de 8 à 30. Les auteurs ont trouvé une correspondance entre les résultats numériques et expérimentaux sauf pour L = 30 où l'effet d'un écoulement 3D est signifiant.

Récemment, Desrayaud [17] a réalisé une étude paramétrique sur un système en 2D constitué de canaux parallèles avec une seule source de chaleur. Le système simule le refroidissement d'un ensemble de circuits imprimés (PCB) avec des modules chauffés placés à la surface des circuits. La solution a été calculée simultanément dans le solide (module et substrat) et dans les régions de fluide en tenant compte de la continuité de la température et du flux de chaleur aux interfaces solide-liquide.

En raison de limitation des modèles en 2D dans les applications électroniques, le cas classique de sources de chaleur a été ensuite exploré avec des modèles numériques en 3D. En 1995, Heindel, Ramadhyani et Incropera [18] ont développé des modèles 2D et 3D pour le calcul d'un écoulement naturel laminaire dans une cavité verticale contenant plusieurs sources chauffées placées sur l'une de ses parois. Les résultats numériques ont été comparés avec les mesures de la température de chauffe et la visualisation de l'écoulement. Une bonne concordance a été notée avec le modèle 3D. Cependant, le modèle 2D a surestimé la température du substrat.

Plusieurs recherches ont été menées sur le refroidissement des modules chauffés en convection mixte. Kim et al. [19] ont étudié numériquement la convection mixte dans un

canal contenant des sources de chaleur. Ils ont remarqué que les hypothèses trop simplificatrices ne sont pas appropriées pour simuler le refroidissement des équipements électroniques.

M.M Rahman et al. [20] ont mené une étude numérique en 3D sur le transfert de chaleur par convection mixte dans 4 modules chauffés implantés sur la surface d'une carte électronique (figure 1-3). Les modules sont exposés à deux types d'écoulement : un écoulement de convection forcée dans la direction horizontale et un écoulement de convection naturelle dans la direction verticale.



Fig I-3 : Schéma des 4 modules chauffés montés sur la plaque [20]

Les auteurs ont montré que la variation du nombre de Nusselt est fortement liée au nombre de Richardson (tableau1). Pour Ri ≤ 2.5 , ils ont constaté que les particules fluides se déplacent primordialement dans la direction de l'écoulement forcé (horizontal). Le mouvement vertical lié aux forces de flottabilité est limité aux zones stagnantes entre les modules 1, 2 ainsi que 3 et 4, où $Ri = Gr/(Re^2)$. avec Gr : nombre de Grashof

Richardson number (Ri)	Dimensionless time (7)	Heat source 1	Heat source 2	Heat source 3	Heat source 4
2.5	4	11.0346	10.5687	10.8693	9.7416
	16	11.1186	9.6771	10.9063	7.9958
	70	10.9122	8.8634	10.5552	6.9204
	100	10.8732	8.7510	10.5072	6.7752
100	4	15.5431	19.3094	14.8547	15.5083
	16	15.9400	19.2847	14.6082	15.4621
	70	16.0124	19.0688	14.5511	15.2151
	100	16.0140	19.0503	14.5476	15.1953
1000	4	26.8423	25.5942	24.4297	25.2938
	16	26.8948	25.6023	24.0761	24.7606
	70	28.8974	25.6704	23.9772	24.6673
	100	26.8983	25.6714	23.9735	24.6595

Table 1

Tableau 1 : Nombre de Nusselt pour 4 modules chauffés [20]

Par la suite, Icoz et Jaluria [21] ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. Dans cette approche, les données expérimentales ou de simulation numérique, notamment le nombre de Reynolds et la taille des composants, ont été utilisées pour obtenir une conception thermique acceptable et optimale.

De plus, Dogan et al. [22] ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur en bas et en haut. Ils ont montré que la force de buoyancy (flottabilité), le début de l'instabilité et l'amélioration du transfert de chaleur sont directement liés aux nombres de Grashof et de Reynolds.

I-4-2 Convection forcée

I-4-2-1. <u>Refroidissement par liquide avec ou sans changement de phase</u>

La méthode de refroidissement la plus utilisée actuellement est la convection forcée qui peut être simple ou à double phase. Dans le domaine de l'électronique de puissance, l'utilisation de thermosiphons diphasiques ou caloducs assistés par gravité est largement répandue. La chaleur émise par le semi-conducteur est évacuée par un ou deux évaporateurs contre lequel il est plaqué. La condensation est assurée par convection forcée d'air.

Le concept de microcanaux a été introduit vers les années 80 par Tuckerman et Pease [23]. Pour déterminer les performances de refroidissement des composants électroniques à l'aide d'un écoulement liquide à travers des microcanaux sans changement de phase, ils ont fabriqué un échangeur de 1cm² en silicium, composé de canaux et d'ailettes de 0,05mm de largeur et de hauteur 0,3mm, soit 50 canaux en tout. Ces microcanaux permettent une dissipation thermique de l'ordre de 800 W/cm². Ces résultats ont montré que le coefficient de transfert thermique d'un écoulement laminaire à travers les microcanaux est plus important que le coefficient de transfert thermique à travers les canaux de taille conventionnelle.

Plusieurs recherches ont été menées afin d'étudier le transfert thermique convectif monophasique en utilisant l'eau [24, 25, 26], l'eau ionisée [27, 28] et le méthanol comme fluide de fonctionnement.

En 1990, Pfahler et al. [29] ont continué cette étude, ils ont présenté des mesures du coefficient de frottement à partir des différentes études expérimentales sur des écoulements liquides dans trois canaux de faible section rectangulaire s'étalant de 80 à 7200 μ m. L'isopropanol (liquide polaire) était le premier liquide de fonctionnement. Leurs objectifs étaient de déterminer l'échelle de longueur en dessous de laquelle l'hypothèse de continuité n'est plus valable et de vérifier la concordance des équations de Navier-Stokes avec le comportement observé de l'écoulement. Ils ont montré que, pour les canaux larges, leurs observations coïncident avec les résultats déduits des équations de Navier-Stokes. Cependant, pour les canaux de taille plus faible, une déviation considérable est notée.

Pfahler et al. [30, 31] ont mené d'autres études pour mesurer le coefficient de frottement pour des écoulements liquides (alcool isopropyle, huile de silicone) circulant dans des tubes de faible taille à paroi en silicium d'épaisseur 0,5 à 50 μ m et ont montré que, pour l'alcool isopropyle, le coefficient de frottement dépendait des nombres de Nusselt et de Reynolds. Ils ont remarqué une diminution du coefficient de frottement due à la réduction de

la viscosité apparente du liquide avec la réduction des dimensions caractéristiques de l'écoulement.

Peng et Wang [32] ont également mené une étude expérimentale sur la convection forcée d'un écoulement d'eau et de méthanol dans des microcanaux à sections rectangulaires. Ils ont constaté que le transfert thermique en régime laminaire et dans la zone de transition est influencé par la taille du canal.



Fig I-4 : Géométrie d'un microcanal et emplacement du module chauffé [35]

Plus tard, Peng et Peterson [33, 34, 35] ont mené des recherches expérimentales sur le transfert thermique de convection forcée monophasique et les caractéristiques d'un écoulement d'eau dans des microcanaux rectangulaires (figur *I-4*) de petite taille, de diamètre hydraulique compris entre 0,133 - 0,367 mm et de différentes configurations géométriques. Ils ont montré l'influence de ces diamètres sur le transfert thermique. Ils ont noté, aussi, que la forme des canaux n'a pas d'influence sur les régimes d'écoulement (laminaire ou turbulent). Cependant, ils ont constaté que le transfert thermique, en régime laminaire, dépend du rapport du diamètre hydraulique sur la distance qui sépare les microcanaux.

En se basant sur les résultats déjà cités, Mala et Li [27] ont mené des études sur des tubes de différentes longueurs et de diamètre intérieur compris entre 50 et 254 μ m. Ils ont étudié l'effet de la double couche électrique (modèle décrivant la variation du potentiel électrique aux abords d'une surface) sur la surface solide, le transfert thermique et l'écoulement du liquide dans les microcanaux. Ils ont noté que la double couche électrique modifie les profils de vitesse et diminue la vitesse moyenne ce qui entraîne une augmentation de la chute de pression et une diminution du taux de transfert thermique.

Weilin, Mala et Dongqinq [36] ont étudié l'écoulement dans des microcanaux de section trapézoïdale dont les diamètres hydrauliques sont compris entre 51 et 169 μ m, et ont mis en évidence une différence significative entre les résultats expérimentaux et la théorie, qui va dans le même sens que les études précédentes. Ils proposent alors un modèle comportemental rugosité/viscosité afin d'interpréter ces différences.

Les questions fondamentales liées à la présence de l'ébullition nucléée et les caractéristiques de l'écoulement dans les microcanaux et les minicanaux en comparaison à ceux de taille conventionnelle (3 mm et plus) ont été abordées par S.G. Kandlikar [37]. Celuici a également étudié l'effet de la géométrie de l'échangeur de chaleur (figures *I-5*) sur l'amélioration du transfert de chaleur et de la chute de pression.

La figure *I*-6 illustre la comparaison d'un écoulement d'eau (200 kg/m²s dans des canaux de 2 x 4 mm²) avec une configuration à plusieurs canaux et une configuration à canal unique. Kandlikar a montré que le comportement oscillatoire à l'intérieur des canaux est primordial pour l'amélioration du transfert de chaleur. Il est à noter que le coefficient d'échange thermique est plus faible pour les microcanaux 1 x 1 mm² que pour les microcanaux de dimension 2 x 4 mm²

Récemment, Wu et Cheng [38] ont effectué des recherches expérimentales sur le transfert thermique convectif et sur la chute de pression de l'eau dé-ionisée dans plusieurs microcanaux de forme trapézoïdale en silicium ayant différents paramètres géométriques, rugosité de surface et des propriétés hydrophiles de paroi. Ils ont montré que le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement dépendent considérablement des différents paramètres géométriques : ils augmentent avec la rugosité de la paroi et ils diminuent corrélativement les propriétés hydrophiles de la paroi. De ce fait, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement, dans des microcanaux ayant des parois hydrophiles dures (parois en oxyde thermique) sont plus importants que ceux des microcanaux ayant des parois fragiles (parois en silicium). Wu et Cheng ont montré aussi que le nombre de Nusselt augmente quasilinéairement pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds (Re<100) et augmente plus lentement avec des valeurs du nombre de Reynolds comprises entre 100 et 1000.



Fig I-5 : Différentes géométries des microcanaux [37]



Fig I-6 : Comparaison du coefficient d'échange moyen dans différentes configurations [37]

Par la suite, Wu et Cheng [39, 40] ont développé plusieurs corrélations adimensionnelles pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement. Ils ont présenté l'évolution du flux de chaleur avec la puissance de pompage et la différence de température pour les différents microcanaux utilisés (figures I-7 et I-8). La comparaison de leurs résultats prouve que les paramètres géométriques ont un effet plus significatif sur la performance des microcanaux utilisés que l'effet apporté par la rugosité et les propriétés hydrophiles de la paroi.



Fig I-7 : Section d'essai [40]

Par ailleurs, plusieurs chercheurs se sont intéressés aux analyses numériques. Parmi eux, nous citons Morini [41]. Il a étudié numériquement le rôle du transfert visqueux d'un écoulement liquide dans des microcanaux. Un modèle basé sur la théorie conventionnelle est développé pour prédire l'effet de la dissipation visqueuse dans les microcanaux avec le changement de la section de ces derniers. Particulièrement Morini a analysé le rôle des propriétés thermophysiques et de la géométrie des microcanaux sur la dissipation visqueuse.



Fig I-8 : (a) Variation de la pression à l'entrée et à la sortie du canal,
(b) Mesure de la température de la paroi pour différents x/L [40]

Qu et Mudawar [42] se sont intéressés aussi aux écoulements liquides à travers les microtubes. Ils ont analysé numériquement un écoulement tridimensionnel et les performances liées au transfert thermique dans un microéchangeur rectangulaire formé par des couches de 1 cm² de silicium et utilisant l'eau comme fluide de fonctionnement. Les microcanaux utilisés ont une largeur de 57 μ m et une hauteur de 180 μ m et sont séparés par une paroi de 43 μ m d'épaisseur. Le code numérique basé sur la méthode des différences finies est validé en comparant les résultats trouvés avec les solutions analytiques et les

données expérimentales disponibles dans la littérature. Pour les microéchangeurs étudiés, ils ont constaté que l'élévation de la température dans le sens de l'écoulement à l'interface fluide-solide peut être supposée linéaire.

Les auteurs ont montré que l'augmentation de la conductivité thermique dans le matériau réduit la température à la surface de la base de l'échangeur, particulièrement à la sortie du canal. Il a été noté que la méthode des différences finies classique a apporté des simplifications pour modéliser le transfert thermique à l'intérieur des microéchangeurs.

Ryu et Kim [43] ont développé une procédure numérique tridimensionnelle pour la performance thermique de divers microéchangeurs et ils l'ont appliquée pour optimiser la conception des échangeurs. Le système des équations elliptiques qui régie l'écoulement et les champs thermiques a été résolu par la méthode des volumes finis. Il a été démontré que, parmi différentes variables de conception, la largeur et la hauteur du canal sont plus cruciales que d'autre sur les performances des échangeurs.

Différentes interprétations ont été détaillées pour expliquer certains changements de comportement et différentes questions ont été posées afin d'éclaircir ces contradictions ; à savoir les limite de validité d'utilisation des modèles élaborés pour les écoulements macroscopiques et leur application pour des écoulements microscopiques, la condition de continuité des milieux dans les microconduites, l'adhérence à la paroi, la nature du fluide circulant dans ces dernières.

I-4-2-2. <u>Refroidissement par air</u>

I-4-2-2.a Influence de la disposition des sources chaudes

Quoique le refroidissement de certains composants de forte puissance (microprocesseurs, diodes laser...) se fasse de plus en plus avec écoulement d'un liquide ou avec changement de phase, le refroidissement par écoulement d'air appelé aussi *aircooling*, demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement, peu coûteux, est bien approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que le processeur des cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques [44, 45].

Plusieurs études ont été menées sur le transfert de chaleur par les gaz. De nombreuses techniques basées à la fois sur les méthodes actives et passives ont été proposées pour l'amélioration dans certaines applications. Parmi ces méthodes, nous pouvons citer les générateurs de vortex (les ailettes, les ventilateurs...).

Les caractéristiques géométriques des générateurs de vortex jouent un rôle significatif dans le taux de transfert de chaleur. Ces perturbateurs augmentent le mélange dans l'écoulement et interrompent le développement de la couche limite thermique au niveau des composants chauffés, conduisant à l'amélioration du transfert de chaleur.

Toutefois, la complexité de l'écoulement (zones de recirculation, de décollement de l'écoulement) rend la compréhension de la structure de l'écoulement et l'évolution de transfert de chaleur plus difficile dans de tels systèmes.

Plusieurs chercheurs ont étudié l'amélioration de transfert de chaleur à la surface de blocs chauds. Jurban et al. [46] se sont penchés sur la convection forcée et la chute de

pression dans une série de modules monocubiques de forme rectangulaire et carrée. Leurs résultats ont montré que l'utilisation des modules rectangulaires améliore le transfert de chaleur plus que les modules carrés.

Meinders et Hanjalic [47] ont présenté une étude sur l'effet du placement de deux modules cubiques chauffés et exposés à un écoulement turbulent. Leurs résultats ont montré une grande variation dans la répartition du coefficient de transfert de chaleur local pour les différentes configurations utilisées. Toutefois, le coefficient de transfert moyen s'avère indépendant de l'emplacement des deux modules cubiques.



Fig I-9 : Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites [48]



Fig I-10 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds [48]

En 2006, Korichi et al. [48] ont mené une étude numérique en 2D sur un canal rectangulaire à l'intérieur duquel des obstacles sont implantés alternativement sur les parois inférieures et supérieures (figure I-9). Une attention particulière a été accordée à l'augmentation des flux de chaleur dans une gamme de nombres de Reynolds intermédiaires et faibles (50, 500, 1000) sans recourir à la turbulence.

Ces auteurs ont noté une amélioration du coefficient de transfert de chaleur de 123 %. Le nombre de Nusselt global a subit une amélioration de 48,5% lorsque le nombre de Reynolds passe de 50 à 500 et de 500 à 1000 (figure *I-10*).

I-4-2-2.b Refroidissement actif

Certes, les radiateurs permettent d'évacuer vers l'air ambiant la chaleur qu'ils produisent, mais dans certains cas, il n'existe pas de radiateur pour évacuer toute la chaleur produite (cas des amplificateurs de très grande puissance). De plus l'air ambiant doit être remplacé par de l'air froid s'il s'agit d'un écoulement dans un coffret. C'est pourquoi dans certains cas, on ne peut pas se contenter d'une évacuation de chaleur par méthode passive.

Par rapport au refroidissement passif, un ventilateur est ajouté au radiateur (formant ainsi un bloc souvent appelé ventirad) afin de créer un flux d'air sur celui-ci et donc de faciliter le transfert thermique entre l'air et les ailettes du radiateur (figure *I-11*). Ce système est devenu un standard pour le refroidissement des microprocesseurs, dans la mesure où la grande majorité de ceux-ci sont livrés avec un ventirad, ou au moins sont destinés à fonctionner avec. Les processeurs graphiques milieu de gamme et haut de gamme actuels en sont également munis, ainsi que la majorité des blocs d'alimentation. Les principaux défauts d'un refroidissement actif sont le bruit émis par le souffle du ventilateur, ainsi que l'accumulation de poussière dans l'ordinateur.



Fig I-11 : Configuration d'un ventirad [49]

S. W. Chang et al. [49] ont mené une étude expérimentale afin de déterminer les transferts de chaleur dans des canaux rectangulaires. Ces derniers sont fermés par deux parois opposées rugueuses, qui guident le passage de l'écoulement dans l'échangeur à ailettes placé sur des puces électroniques. Les mesures effectuées du transfert de chaleur au niveau des surfaces rugueuses montrent l'influence du facteur de forme L/B sur l'amélioration du coefficient de transfert moyen et local.

Les auteurs ont établi une loi empirique liant le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds faisant intervenir le facteur de forme L/B (figures I-12, I-13) :

$$\overline{Nu} = A\left\{\frac{L}{B}\right\} \times Re^{n\left(\frac{L}{B}\right)} = \left[0.0392 + 0.0151 \times \frac{L}{B} - 0.00015 \times \left(\frac{L}{B}\right)^2\right] \times Re^{0.7765 - 0.01507 \times \left(\frac{L}{B}\right) - 7.491E - 5 \times \left(\frac{L}{B}\right)^2}$$
[Eq.I-1]
$$\int \frac{40}{1000} \frac{1000}{1000} \frac{10$$

Fig I-12 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds [49]

Reynolds number (Re)



Fig I-13 : Variation du A et n en fonction du facteur de forme L/B [49] Nous reprendrons cette méthode dans les chapitres 4 et 5.

I-4-2-2.c Refroidissement passif

• Refroidissement par radiateur

Le refroidissement passif indique qu'aucune pièce mécanique n'est en mouvement. Un simple dissipateur (un radiateur) est fixé sur le composant à refroidir, afin d'augmenter la surface de contact avec l'air ambiant, et donc de faciliter la dissipation thermique (figure *I-14*). Il a été le premier système à être utilisé, au départ sur les microprocesseurs (par exemple le Pentium), à partir du moment où ils ont commencé à chauffer de manière trop importante. Son utilisation a évolué au fil du temps, pour refroidir certains processeurs graphiques, mémoire vive, ou encore les MOSFET sur la carte mère



Fig I-14 : différents types de dissipateurs passifs [50]

P. Y. Nizou, T. Tida [51] ont effectué une étude théorique dans une gamme de nombre de Prandtl allant de 4,8 à 10,4. Ils ont confirmé qu'il existe des différences notables entre la couche limite d'un jet pariétal et la couche limite classique. Les résultats obtenus dans la couche limite thermique ont permis de préciser les différences dont il convient de tenir compte pour traiter le problème de transfert de chaleur.

Des recherches à la fois expérimentales et analytiques sur le transfert de chaleur au sein des dissipateurs poreux caractérisés par des conduits circulaires ont été menées par Zhang et Huang [52]. Ils ont démontré qu'une telle structure possède une résistance à l'écoulement environ dix fois moins grande qu'un empilement de sphères, tandis qu'elle permet un transfert de chaleur global similaire. À résistance à l'écoulement égale, le transfert de chaleur obtenu est grandement supérieur.

Une étude numérique paramétrique détaillée de la convection forcée laminaire dans un canal horizontal muni d'un ensemble d'obstacles chauffés a été menée par P.C. Huang et K. Vafai [53].

Utilisation de déflecteurs

Z. Zhao [54] quant à lui, a établi une modélisation thermique d'un boitier de réseau de communication à large bande partitionné en deux modules empilés. Une plaque de circuit imprimé (PCB) est à l'intérieur de chaque module où un paquet de 16 blocs TBGA est monté en surface sur le circuit imprimé. Un échangeur à ailettes est placé sur chaque TBGA. Deux ventilateurs sont montés à la sortie de l'écoulement pour aspirer l'air ambiant dans le système (figure *I-15*).



Fig I-15 : Schéma du module [54]



Fig I-16 : Ecoulement du module avec déflecteur [54]

Fig I-17 : Température de l'écoulement du module avec déflecteur [54]

Z. Zhao a montré que le rayonnement a provoqué une augmentation du transfert de chaleur total d'environ 13% à travers les ailettes de l'échangeur et une augmentation de la puissance de dissipation totale pour les TBGA. Les simulations numériques appliquées en présence de déflecteurs, ont montré que la vitesse de l'écoulement près de la surface du module électronique (PCB) diminue à mesure qu'on s'approche du déflecteur. L'écoulement d'air est dirigé vers les ailettes de l'échangeur (figure *I-16*), ce qui provoque une diminution de la température maximale (figure *I-17*) de 107 °C (modèle sans déflecteurs) à environ 99 °C (modèle avec déflecteurs).

Thomas Stewart et David W. Stiver [55] ont présenté une comparaison entre une conception numérique et un prototype physique, comportant des déviateurs d'écoulement placés entre trois ventilateurs. L'ensemble est disposé à l'intérieur d'un serveur réseau composé de plusieurs modules (figure *I-18*).



Fig. I-18 : Modèle du serveur réseau 5U [55]

Cette étude a permis d'illustrer un processus pour l'optimisation de la conception des solutions générales de refroidissement en électronique. L'association des techniques DoE et de l'analyse CFD a été étudiée afin de trouver une méthode efficace qui peut s'appliquer à différents niveaux de la conception du serveur 5U (figure *I-19*). La technique permet l'évaluation rapide des variantes de conception nécessaires pour être compétitives sur le marché actuel. 15 facteurs listés dans le tableau suivant peuvent affecter la conception du modèle.


Fig. I-19 : Modèle du serveur réseau 5U et simulation du champ de vitesse [55]

I. Didarul et al. [56] ont élaboré une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement dans des conduits rectangulaires de 20 et 200 mm de hauteur, 230 mm de largeur et 784 mm de longueur. Des ailettes sont placées à l'intérieur du conduit. La première rangée d'ailettes est située à 200 mm de l'entrée du conduit (figure *I-20*). Les ailettes en aluminium sont rectangulaires de 20 mm de long, 5 mm d'épaisseur et de trois hauteurs, 5, 10 et 15 mm. Trois inclinaisons des ailettes ont été étudiées, à savoir 0°, 20°, 25°.



Fig. I-20 : Dispositif expérimental avec ailettes (dimensions en mm) [56]

L'étude a montré que l'angle d'inclinaison a une grande influence sur l'amélioration du transfert de chaleur et que parmi les angles d'inclinaison étudiés (0°, 20° et 25°), un angle de 20° est optimal (figure *I*-21).



Fig. I-21 : Influence de l'angle d'inclinaison sur le coefficient d'échange local pour H = 10 mm, W = 200 et U = 10 m/s [56]

L'influence d'un ensemble de micro-ailettes sur le transfert de chaleur et la chute de pression a été analysée par Y. Peles et al. [57] qui ont en outre établi une expression simplifiée pour la résistance thermique totale et l'ont validée expérimentalement (figure *I-22*). Il a été constaté que de très faibles résistances thermiques de contact sont obtenues en utilisant un échangeur à ailettes fines (figure *I-23*). Ils ont également montré que les valeurs de résistances thermiques sont comparables avec les données obtenues dans des microcanaux.



Fig. I-22 : Concept d'un échangeur à micro-ailettes [58]



Fig. I-23 : ΔT_{av} vs. q''(Q = 3.2 ml/mn. $\Delta p = 14.7$ kPa, $\varepsilon = 0.65$ et $w_2/L = 41$) [58]

I-5 Conclusion

Dans ce chapitre, plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes traditionnelles de refroidissement par convection naturelle et forcée avec des écoulements gazeux et liquides.

Les chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales pour mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique. Les résultats de leurs recherches sont parfois très dispersés, voir même contradictoires aussi bien pour les caractéristiques de l'écoulement que pour le transfert thermique. Certaines études mettent en évidence une augmentation des transferts thermiques. Plusieurs chercheurs attribuent cette augmentation à la réduction de la viscosité du liquide, d'autres la concèdent à la miniaturisation des dimensions

Différentes interprétations ont été détaillés pour expliquer certains changement de comportement et différentes questions ont été posées afin d'éclaircir ces contradictions à savoir les limite de validité d'utilisation des systèmes de plus en plus complexes.

Parmi les solutions qui ont été élaborées, nous citons l'utilisation de déviateurs de l'écoulement. C'est dans ce contexte que va être menée notre étude. En effet, l'une des solutions pour augmenter l'efficacité d'un système de refroidissement à air, en particulier quand il n'y a pas assez de place pour installer un radiateur à ailettes ou un ventilateur sur le composant, consiste à implanter des déflecteurs qui jouent le rôle de guides de l'écoulement d'air dans les boîtiers contenant les composants. Les déflecteurs permettent de dévier le flux d'air circulant dans le boîtier vers les zones les plus critiques sur les cartes. Les solutions évoquées sont aussi préconisées lorsqu'il s'agit de refroidir des convertisseurs de courant ou de tension. Ces derniers peuvent générer des champs magnétiques qui perturbent le fonctionnement des pompes ou des ventilateurs s'ils étaient placés à proximité des composants.

Chapitre 2

Description de l'outil numérique

Dans ce chapitre, nous présentons la modélisation d'un écoulement monophasique dévié par des déflecteurs insérés devant ou au-dessus de la surface d'un bloc chauffé. Deux parties seront détaillées :

- La première étape consiste à présenter les phases de la construction du modèle géométrique du système et la génération du maillage nécessaire à la simulation numérique.
- Dans la deuxième, nous établirons les équations de bilan régissant l'écoulement et nous présenterons la méthode des volumes finis utilisée par le logiciel Fluent afin de résoudre le système d'équations.

II-1 Modélisation du domaine physique

Avant de réaliser les simulations numériques, nous créons le modèle géométrique à l'aide du logiciel GAMBIT. Nous avons choisi une modélisation en 3D dans le but d'étudier le transfert convectif sur une plaque plane en PVC, placée à l'entrée d'un écoulement laminaire d'air. Sur cette plaque est monté un bloc en PVC chauffé par sa face arrière à l'aide d'un élément chauffant. Des déflecteurs de l'écoulement ont été implantés dans le domaine guidant ainsi le flux d'air de refroidissement vers le bloc chauffé :

- 1^{er} cas : les déflecteurs sont placés longitudinalement sur la plaque et en amont du bloc chauffé (figure II-1). Ils sont orientés par rapport à l'écoulement de manière à former un V inversé.
- 2^{ème} cas : un déflecteur (transversal) est placé en face du bloc chauffé et maintenu sur place par le biais de supports en PVC de faible dimension (figure II-2).

Vu la symétrie de la configuration, nous avons opté pour la modélisation de la moitié du domaine. En diminuant le nombre de mailles, nous avons ainsi réduit le temps de calcul.

II-1-1 Présentation du préprocesseur GAMBIT

GAMBIT permet à l'utilisateur de réaliser ou d'importer une géométrie, de générer des maillages plus ou moins complexes selon la géométrie adoptée. Le préprocesseur permet aussi de définir les conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul. Afin d'intégrer le domaine fluide au dessus de la plaque plane et autour des déflecteurs et du bloc chauffé, nous créons un bloc rectangulaire qui englobe toute la géométrie.



Fig.II-1 : Modèle géométrique dans le cas des déflecteurs longitudinaux



Fig.II-2 : Modèle géométrique dans le cas d'un déflecteur transversal

II-1-2 Maillage

Le choix du maillage est une étape cruciale de la simulation numérique. Il est donc important de bien choisir un maillage s'adaptant au mieux aux problèmes considérés.

GAMBIT peut utiliser différents types de maillages, à savoir : des maillages structurés, non structurés et hybrides (combinaison géométrique d'éléments de différentes natures). Un maillage structuré est généralement composé de cellules quadrilatérales en deux dimensions (2D ou maillage surfacique) et hexaédriques en trois dimensions (3D ou maillage volumique), tandis qu'un maillage non-structuré peut être composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D (fig.*II-3*) et hexaédriques ou tétraédriques en 3D.



Fig.II-3 : Représentation graphique d'un maillage structuré (a) et non structuré (b) généré par Gambit en 2D [60]

Dans un maillage hybride, les mailles proches des parois sont des quadrilatères en 2D et des hexaèdres en 3D. Les mailles du reste du domaine sont des triangles en 2D et des tétraèdres en 3D. Les cellules qui font les liaisons entre les hexaèdres et les tétraèdres sont des prismes ou des pyramides.

Il est nécessaire de raffiner le maillage près de la paroi, de telle sorte que la distance entre le premier nœud et la paroi soit inférieure à l'épaisseur de la sous couche visqueuse. Cette particularité ne concerne que le régime turbulent.

Les géométries du bloc chauffé et des déflecteurs inclinés (figures *II-1* et *II-2*) sont assez complexes. Il s'est avéré nécessaire de subdiviser le domaine à l'aide de GAMBIT qui repose sur une topologie multi-blocs, afin d'obtenir un maillage le plus orthogonal possible et d'utiliser simultanément le maillage hexaédrique et le maillage tétraédrique (figures *II-4* et *II-5*).

Afin d'optimiser le nombre de cellules, la qualité du maillage et le temps de calcul, le domaine fluide est découpé en trois volumes différents. Nous choisissons d'utiliser un maillage différent pour chacun des trois volumes retenus. Dans le volume intermédiaire



Fig.II-4 : Détails du maillage utilisé dans le cas d'un déflecteur transversal



Fig.II-5 : Détails du maillage utilisé dans le cas des déflecteurs longitudinaux

(autour du bloc chauffé), là où sont disposés les déflecteurs, nous avons utilisé un maillage non-structuré tétraédrique. Les deux autres volumes sont découpés à l'aide d'un maillage structuré hexaédrique. Cette répartition permet d'utiliser au maximum les mailles hexaédriques ayant certaines surfaces parallèles ou perpendiculaires à l'écoulement (figures *II*-4 et *II*-5). Ce choix permet de réduire les erreurs d'approximations engendrées par la discrétisation des équations de transport.

Un raffinement au niveau de la couche limite, au voisinage du bloc chauffé et aux alentours des déflecteurs a été pris en considération pour distinguer les différents aspects de l'écoulement à ces endroits et pour capter les forts gradients des grandeurs physiques recherchées. Un maillage relâché est adopté loin de la surface du bloc et des déflecteurs là où les gradients sont moins importants. Toutefois, on ne peut pas diminuer arbitrairement la différence de taille et de densité des mailles puisque le logiciel peut produire un maillage comportant des cellules tordues.

Il existe deux méthodes possibles pour réaliser le maillage sur GAMBIT:

- Soit avoir un volume et le mailler régulièrement sans avoir maillé les arêtes,
- Soit mailler partie par partie, c'est-à-dire utiliser le maillage défini sur les lignes pour mailler les surfaces et par la suite les volumes.

C'est le deuxième type de maillage que nous avons choisi.

II-1-3 Qualité du maillage

Avant d'entreprendre la simulation numérique de l'écoulement, il est nécessaire de vérifier les étapes suivantes :

- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier
- Maintenir une bonne qualité des éléments
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul)

La génération d'une bonne qualité de maillage est primordiale pour la stabilité et la précision du calcul numérique. Il faut donc minimiser les paramètres présentant des distorsions (skewness) et s'assurer de la résolution dans les régions présentant un fort gradient.

Le facteur de distorsion skewness se calcule de deux façons différentes [61] :

• Calcul basé sur le volume équilatéral applicable uniquement pour les éléments triangulaires ou tétraédriques (figure *II-6*).

$$\mathbf{Q}_{\mathbf{EAS}} = \frac{Taille_{\acute{elément optimal}} - Taille_{\acute{elément généré}}}{Taille_{\acute{elément optimal}}}$$
[Eq.II-1]

-34-



Fig.II-6 : Eléments équilatéraux d'un maillage

• Calcul basé sur la déviation angulaire applicable pour tout type d'élément.

$$\mathbf{Q}_{\mathbf{EAS}} = \left[\frac{\theta_{\max} - \theta_d}{180 - \theta_d}, \frac{\theta_d - \theta_{\min}}{\theta_d}\right]$$
[Eq.II-2]

où θ_{max} et θ_{min} sont les angles maximal et minimal respectifs entre les côtés de l'élément (figure *II*-7. $\theta_d = 60^\circ$ pour un élément triangulaire ou tétraédrique; $\theta_d = 90^\circ$ pour un élément quadrilatéral ou hexaédrique.



Fig.II-7 : Eléments présents dans un maillage

Le tableau *II-1* illustre la variation de la qualité des éléments de maillage en fonction de la valeur du facteur de distorsion **skewness** Q_{EAS} .

Il est à noter que les grandes valeurs de du facteur de distorsion induisent des erreurs de calcul et ralentissent considérablement le processus de convergence. Cependant, quelques distorsions peuvent être tolérées dans des régions à faible gradient.

La valeur maximale du skewness tolérée pour un maillage volumique doit être inférieure à 0.90. Toutefois, la valeur maximale du facteur de distorsion tolérée pour un maillage surfacique structuré ou non, hexaédrique ou tétraédrique doit être inférieure à 0.75.

Valeurs de skewness Q_{EAS}	Qualité du maillage
$Q_{EAS} = 0$	Parfaite
$0 < Q_{EAS} \le 0.25$	Excellente
$0.25 < Q_{EAS} \le 0.5$	Bonne
$0.5 < Q_{EAS} \le 0.75$	Correcte
$0.75 < Q_{EAS} \le 0.9$	Pauvre
$0.9 < Q_{EAS} < 1$	Mauvaise
$Q_{EAS} = 1$	Dégénérée

Tableau II-1 : Qualité du maillage en fonction du facteur de distorsion [61]

Parmi les règles qu'il faut adopter afin de s'assurer de la bonne qualité de maillage :

- Le changement dans la taille des éléments de maillage d'une zone maillée à une autre doit être graduel. La variation de la taille des éléments de deux zones adjacentes ne doit pas dépasser 20%.
- La limitation de l'allongement des cellules du maillage. Dans le but de s'assurer de la convergence du calcul et d'éviter l'instabilité du système, le rapport entre les dimensions d'une cellule ne doit pas dépasser 5/1.

Pour le cas de notre domaine d'étude, l'analyse de la qualité du maillage généré sous gambit, montre que 99,65 % des cellules ont un facteur de distorsion compris entre 0 et 0.25. Le 0,35 % restant est situé entre 0.25 et 0.5 avec une valeur maximale égale à 0.33. Ainsi, nous pouvons constater que le maillage que nous avons choisi est excellent dans sa totalité.

II-1-4 Conditions aux limites

Une fois que la géométrie et le maillage du domaine physique étudié sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites.

Le logiciel GAMBIT propose différents types de conditions aux limites. Nous en utilisons quatre : vitesse, conditions de parois, condition à la sortie et conditions de symétrie.

Puisque nous limitons le calcul à un demi domaine, la première condition aux limites de l'axe du système est une condition "symmetry".

- La condition à la limite au plafond du domaine est supposée être une surface libre, mais vu que Fluent ne résout pas les écoulements à surface libre, nous avons choisi la condition de symétrie,
- La deuxième condition limite "velocity inlet" correspond à une vitesse imposée à l'entrée du domaine,
- La troisième condition aux limites au niveau de la plaque, du bloc et des déflecteurs est de type "wall". C'est une condition de flux de quantité de mouvement nul. La vitesse est tangente à la paroi pour les cellules de voisinage,
- La quatrième condition "out flow" est utilisée lorsque l'écoulement est pleinement développé. Elle assure un gradient de vitesse nul suivant la normale. Cette condition n'est pas appropriée aux écoulements compressibles.



Les différentes conditions aux limites sont schématisées sur la figure II-8.

Fig.II-8 : Conditions limites du domaine

Après vérification du maillage, nous exportons le fichier depuis le préprocesseur GAMBIT vers le solveur FLUENT en format "msh" afin d'effectuer les simulations numériques tout en discrétisant les équations qui gouvernent l'écoulement.

II-2 Equations de bilans

La modélisation des écoulements vérifiant l'hypothèse des milieux continus (quelle que soit la nature du fluide et de l'écoulement) est fondée sur les équations de bilans.

II-2-1 Equation de continuité

Dans le cas d'un milieu continu, s'il n'y a ni apparition, ni disparition de matière au cours du mouvement, le flux de masse est alors nul à travers une surface fermée (théorème de la divergence).

L'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\nabla .(\rho \vec{V}) = 0$$
avec :
$$\left[\text{Eq.II-3} \right]$$

 ρ : masse volumique en kg/m⁻

 \vec{V} : vecteur vitesse.

II-2-2 Equation de Navier Stokes (bilan de la quantité de mouvement)

D'après la loi fondamentale de la mécanique, les forces appliquées à un système sont les sources de quantité de mouvement. Ces forces se divisent en deux catégories :

- Les forces de volume qui proviennent des forces extérieures : forces de pesanteur, forces d'Archimède (convection mixte et naturelle) et forces électromagnétiques (dans les fluides chargés électriquement).
- Les forces de surface : définies par le tenseur des contraintes.

Dans le cas où la viscosité dynamique μ est constante, l'équation de bilan de la quantité de mouvement s'écrit :

 $\nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \Delta \vec{V}$ [Eq.II-4] où p est la pression.

II-2-3 Equation de bilan de l'énergie

D'après le premier principe de la thermodynamique, les sources d'énergie appliquées au système sont formées par :

- la puissance des forces extérieures au domaine,
- le flux de chaleur fourni par le milieu extérieur à travers la surface,
- la puissance calorifique créée à l'intérieur du domaine (sources volumiques).

La distribution de température et le mouvement d'un fluide sont reliés par l'expression suivante :

$$\vec{V} \cdot \nabla T = \frac{1}{\rho C_p} \vec{V} \cdot \nabla p + \frac{\nu}{Pr} \Delta T$$
 [Eq.II-5]

avec :

v : viscosité cinématique du fluide

C_p : capacité calorifique à pression constante

Pr : nombre de Prandtl

Pour le modèle étudié, nous choisissons la forme la plus simplifiée de ces équations en tenant compte des hypothèses adaptées à notre système.

II-3 Méthode et schéma de discrétisation

La discrétisation des équations précédentes consiste à transformer ces équations différentielles en un ensemble d'équations algébriques en utilisant des approximations de

dérivées. Les méthodes utilisées au cours des résolutions numériques sont les différences finies, les éléments finis et les volumes finis.

II-3-1 Simulation numérique du domaine physique étudié par Fluent

II-3-1-1. Présentation du logiciel Fluent

Le calcul numérique a été effectué à l'aide du code de calcul "Fluent" 6.1. Le logiciel Fluent est un code CFD (Computational Fluid Dynamics) qui permet la prédiction des écoulements fluides par résolution des équations de bilan en se basant sur la méthode des volumes finis. Fluent permet de simuler tous les écoulements fluides, incompressibles ou compressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que les écoulements multiphasiques, la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques...

II-3-1-2. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis utilise des approximations d'intégrales. Toutefois, elle consiste à discrétiser le domaine de l'écoulement en une multitude de volumes de contrôle (hexaèdres, tétraèdres, prismes ...) qu'on appelle aussi cellules ou mailles. Ensuite, cette méthode permet d'effectuer des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sur tous les volumes ainsi que dans tout le domaine de calcul. Son avantage est qu'elle est conservative : tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans le volume voisin [62].

Les expressions des termes de source volumique et de diffusion varient en fonction des types d'équations résolues. Le terme de gradient de pression est inclus dans le terme source.

Il existe deux procédés de stockage des variables en utilisant la méthode des volumes finis. Dans le premier, les variables scalaires telle que la pression, la température, etc... sont calculées aux centre des cellules du maillage. En revanche, les variables vectorielles (composantes de la vitesse...) sont calculées sur les faces des volumes de contrôle. Ce procédé de stockage est appelé "maillage décalé".

Dans le second procédé, toutes les variables sont stockées au centre des cellules. Ce procédé est appelé "collocalisé". C'est le procédé utilisé par Fluent.

La méthode des volumes finis, applicable à toutes les géométries (simples ou complexes), facilite la linéarisation des termes dans les équations de conservation. Pour cela, il faut suivre des étapes primordiales pour la détermination du champ des variables dépendantes ϕ , à savoir :

- Définition du domaine d'étude et maillage des volumes correspondants,
- Intégration des équations de conservation sur chaque volume de contrôle,
- Discrétisation des différents termes de l'équation de transport,
- Affectation des conditions aux limites,
- Linéarisation des équations discrétisées,
- Résolution du système final par l'une des méthodes de résolution itérative, semi itérative ou directe.

- Présentation du champ approché de ϕ dans les points discrets du domaine étudié.

II-3-2 Discrétisation

Le théorème de Green-Ostrogradsky permet de transformer certaines intégrales de surface en intégrales de volume. L'ensemble des équations de transport des grandeurs caractéristiques de l'écoulement peuvent s'écrire sous la forme commune :

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t}_{\frac{Terme}{instationnaire}} + \underbrace{\nabla \cdot \rho \vec{V} \Phi}_{\frac{Terme \, de}{convection}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)}_{\frac{Terme \, de}{diffusion}} - \underbrace{\sum_{Terme \, source}}_{Volumique}$$
[Eq.II-6]

où Γ est le coefficient de diffusion.

Les expressions des termes de source volumique et de diffusion varient en fonction des types d'équations résolues. Le terme de gradient de pression est inclus dans le terme source.



Fig.II-9 : Exemple de volume de contrôle élémentaire en 2D

L'équation II-6 est appliquée à chaque volume de contrôle dans tout le domaine de calcul. Les valeurs discrètes du scalaire sont stockées aux centres des cellules (figure II-9). La discrétisation de l'équation (II-6) s'écrit sous la forme suivante :

$$\sum_{f}^{N \text{ faces}} \rho_f \vec{V}_f \Phi_f \vec{A}_f = \sum_{f}^{N \text{ faces}} \Gamma \left(\nabla \Phi \right)_n \vec{A}_f + S v$$
[Eq.II-7]

avec :

ϕ_f Valeur de ϕ transférée par	r convection à travers la face <i>f</i>
--	---

 A_f Aire de la face f

*N*_{faces} Nombre de faces qui entourent la cellule

 $\rho_f \vec{V}_f \vec{A}_f \qquad \text{Flux massique à travers la face } f$ $(\nabla \Phi)_n \qquad \text{Valeur de } (\nabla \Phi)_n \text{ perpendiculaire à la face } f$ $v \qquad \text{Volume du volume de contrôle}$

Les termes de l'équation (II-7) sont discrétisés de manières différentes. Pour les termes convectifs, Fluent propose plusieurs schémas de discrétisation, parmi lesquels nous citons :

- Le schéma amont du premier ordre : ce schéma permet une certaine stabilité dans les calculs. La valeur stockée au centre d'une cellule est égale à la moyenne de toutes les valeurs de la même cellule. Les valeurs aux niveaux des faces sont égales à celles des cellules se trouvant en amont. Il est à noter qu'un raffinement du maillage est nécessaire pour pouvoir utiliser ce schéma.
- Le schéma amont du second ordre : l'utilisation de cette méthode permet de minimiser la diffusion numérique. Le développement des calculs des valeurs aux centres des cellules est effectué en série de Taylor afin de calculer les valeurs aux faces. La valeur approchée d'une variable au niveau de la face dépend dans ce cas de la valeur au sein du volume des deux autres cellules en amont.
- Le schéma QUICK est un schéma d'ordre supérieur disponible dans Fluent. Il prend en compte le flux aux interfaces. Ce schéma est plus précis dans le cas d'un maillage structuré aligné avec le sens de l'écoulement. Néanmoins, il peut être utilisé avec les maillages bien raffinés, non structurés ou hybrides, dans les zones à forts gradients.

II-3-3 Linéarisation des équations discrétisées

La linéarisation de l'équation (II-7) peut être exprimée sous la forme :

$$a_p \Phi = \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + S_0$$

[Eq.II-8]

avec Φ :

= 1 pour l'équation de continuité,

= u, v, w pour l'équation de quantité de mouvement,

= h (enthalpie) pour l'équation d'énergie.

 a_p et a_{nb} sont les coefficients de linéarisation pour Φ et Φ_{nb} , nb : indique les cellules voisines.

Le nombre de cellules voisines est égal à six pour un maillage hexaédrique. Cependant, ce nombre de cellules voisines dépend de la topographie du maillage. Cette équation est décrite pour chaque cellule du maillage, ce qui permet de créer un système d'équations algébriques représenté sous forme de produit de matrices comprenant un grand nombre de coefficients nuls. Fluent résout ce système d'équation linéaires en utilisant la méthode itérative de Gauss-Seidel.

II-3-4 Facteurs de sous-relaxation

Les facteurs de sous-relaxation sont utilisés dans le cas des problèmes non linéaires. Il est nécessaire de contrôler le changement d'un paramètre du domaine fluide lors de la résolution numérique afin d'éviter la divergence du calcul numérique. Le critère de sous relaxation réduit le changement des paramètres durant chaque itération.

Dans le paragraphe précédent, nous avons linéarisé les équations de transport (Eq.II-8). En supposant que Φ_p^* et Φ_p sont deux solutions de l'équation II-8, nous pouvons écrire :

$$\Phi_{p} = \Phi_{p}^{*} + \alpha \left(\frac{\sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + S_{0}}{a_{p}} - \Phi_{p}^{*} \right)$$
[Eq.II-9]

où α est le facteur de sous-relaxation. Dans le logiciel Fluent, les facteurs de relaxation sont compris entre 0 et 1.

Dans notre cas, les valeurs de sous-relaxation sont données dans le tableau suivant :

	Pression	Quantité de mouvement	Energie	Densité
Modèle Iaminaire	0,3	0,7	1	1

Tableau II-2 : V	'aleurs par	défaut de	es facteurs	de sous	-relaxation
------------------	-------------	-----------	-------------	---------	-------------

II-3-5 Critère de convergence

A chaque itération, Fluent permet de juger de l'état de la convergence par le biais du calcul des résidus R_{ϕ} pour chaque variable (pression, composantes de vitesse, fractions massiques des composés...).

Par définition, R_{ϕ} peut s'écrire :

$$\mathbf{R}_{\phi} = \frac{\sum_{mailles} \left| \sum_{nb} a_{nb} \, \Phi_{nb} + S_0 - a_p \, \Phi_p \right|}{\sum_{mailles} a_p \, \Phi_p} < \varepsilon$$
[Eq.II-11]

Ces résidus nous renseignent sur le degré de déséquilibre de l'équation associée à chaque variable sur toutes les mailles du domaine. La convergence est déterminée à partir de ces résidus. Il est conseillé d'examiner d'une part, les résidus ainsi que leur évolution et d'autre part, les valeurs des quantités calculées. Le choix adéquat des conditions initiales permet d'atteindre une convergence accélérée et une solution stable.

II-4 Définition du domaine fluide étudié

Un des trois écoulements classiques est l'écoulement externe. Le fluide est en contact avec une paroi matérielle, mais illimité dans les autres directions. L'exemple le plus simple d'un écoulement externe est celui d'une plaque plane placée dans un écoulement de vitesse uniforme.

Au voisinage de la surface, il s'établit un gradient de vitesse. Ce gradient est dû au phénomène de viscosité : plus on s'approche de la paroi, plus le fluide est freiné, la vitesse étant nulle à la surface (condition d'adhérence à la paroi). La région de l'écoulement où se manifestent ces variations rapides de vitesse est appelée couche limite dynamique (figure *II-10*).

L'écoulement que nous étudions est supposé laminaire, permanent et incompressible pour un fluide newtonien. Nous supposons que le système ne dépend pas des forces de gravité. L'écoulement modélisé au cours de cette étude est tridimensionnel, avec un nombre de Reynolds à la sortie de la buse de soufflage $\operatorname{Re}_{\infty} = \frac{U_e \cdot x}{v} < 10^5$, où e est l'épaisseur de la plaque.



Fig.II-10 : Ecoulement de couche limite sur une plaque plane

Le tableau II-3 présente les valeurs du nombre de Reynolds et la gamme de vitesses utilisées pour notre étude.

<i>U_e</i> (m/s)	Re_buse
0,8	611
2	1529
3	2293
4	3057

Tableau II-3 : Gamme de vitesses utilisées et nombre de Reynolds de

la buse de soufflage

Dans le cadre des hypothèses simplificatrices présentées précédemment et en tenant compte de l'indépendance des propriétés physiques du fluide avec la température, les équations de transport s'écrivent comme suit :

- Equation de conservation de la masse

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0$$
 [Eq.II-12]

avec \vec{V} : (U, V, W)

- Equations de la conservation de la quantité de mouvement

Les variations de la densité volumique sont négligeables dans les forces volumiques de l'équation de quantité de mouvement. On obtient :

$$U\frac{\partial V}{\partial x} + V\frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2}\right)$$
[Eq.II-13]

$$U\frac{\partial V}{\partial x} + V\frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2}\right)$$
[Eq.II-14]

$$U\frac{\partial W}{\partial x} + V\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p^*}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2}\right)$$
[Eq.II-15]

- Equation de l'énergie

On néglige la production de la chaleur par frottement visqueux dans l'écoulement, ce qui permet d'écrire :

$$U\frac{\partial T}{\partial x} + V\frac{\partial T}{\partial y} + W\frac{\partial T}{\partial z} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)$$
[Eq.II-16]

La résolution des équations se fait au sein de chaque volume de contrôle selon l'algorithme suivant :

- Résolution de l'équation de conservation de la quantité de mouvement,
- Résolution de l'équation de conservation de la matière,
- Résolution des équations auxiliaires,
- Actualisation des propriétés physique du fluide,
- Vérification de la convergence,

L'organigramme représentatif de ce processus itératif, dans notre cas d'étude, est illustré par la figure II-11.

La résolution se fait pour toutes les cellules en même temps. Un solveur d'équation linéaire implicite en un point (Gauss-Seidel) est utilisé. La mise en place du modèle nécessite une série de simulations préliminaires. Nous présenterons dans cette partie les schémas de discrétisations utilisés, la convergence obtenue et le type de maillage choisi.



Fig.II-11 : Organigramme de calcul

II-4-1 Choix du Solveur

Deux types de solveurs existent dans Fluent :

- Le solveur découplé (Segregated) est le plus approprié pour les écoulements incompressibles, il résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie séparément.
- Le solveur couplé implicite ou explicite est plutôt réservé aux écoulements compressibles à grande vitesse ce qui lui donne un avantage pour le traitement des écoulements à forte interdépendance entre la pression, la densité et la température. Le solveur couplé permet la résolution simultanée des équations gouvernantes. Dans le cas des écoulements instationnaires, il est judicieux d'utiliser le solveur implicite.

Le choix de l'un des solveurs est basé sur la nature du problème étudié. La différence entre ces deux types de solveur réside dans la manière de résoudre les équations régissant l'écoulement.

Nous avons choisi le solveur découplé pour les simulations numériques dans le cas des deux domaines physiques que nous allons étudier (figures *II-1* et *II-2*).

II-4-2 Spécification du fluide et des matériaux utilisés

Dans le module "Define" de Fluent, on peut choisir le type du fluide (gaz ou liquide), les conditions d'opération (effet de la gravité et de la pression), les conditions aux limites...

Les matériaux et le fluide utilisés pour notre étude sont choisis à partir de la banque de données dans Fluent.

- Le fluide dans le domaine est l'air, nous avons précisé sa masse volumique et sa viscosité cinématique suivant les conditions expérimentales à une température de 16°C.
- Le matériau utilisé pour la plaque, le bloc et les déflecteurs est en PVC, nous avons ajouté ce matériau et ses propriétés physiques dans la base de données de Fluent.

II-4-3 Initiation et convergence du calcul

Avant de commencer les simulations numériques avec le logiciel Fluent, il faut fournir une solution initiale à partir de laquelle le logiciel commence le calcul. Le choix adéquat des conditions initiales permet d'atteindre une solution stable et une convergence accélérée. L'initialisation du calcul peut être effectuée à partir de l'entrée, de la sortie ou à partir du domaine en entier. Dans notre cas, nous avons choisi d'initialiser le calcul à partir du domaine en entier car nous connaissons la vitesse à l'entrée, la température de l'écoulement et le flux électrique du bloc chauffé.

La convergence du calcul est fixée par défaut dans Fluent à 10^{-3} . Ce critère ne satisfait pas forcement la qualité et la précision de la solution. Le logiciel arrête alors les itérations lorsque le résidu est stabilisé et inférieur à la valeur du critère de convergence par défaut.

Nous utiliserons les résidus normalisés pour juger de la convergence des calculs. Lorsque ces résidus sont de l'ordre de 10^{-3} , nous considérons que l'état de convergence est atteint

II-4-4 Indépendance du maillage

Un maillage de qualité est primordial. Le temps de calcul et la précision du résultat sont directement liés à la qualité du maillage. Si les résultats diffèrent de l'expérience, nous ne pouvons confirmer si cette différence est due au modèle physique non adéquat ou à la résolution numérique. Il est donc important d'obtenir un maillage le plus performant possible.

La figure *II.14* présente la vitesse horizontale sur le plan médian donnée pour différents nombres de mailles et à une distance y = 2 mm de la surface du bloc chauffé. Nous remarquons que plus le nombre des cellules est grand (cellules de petite taille), plus les

profils de vitesse axiale sont proches les uns des autres. Certes, le gain en précision est important, en revanche, le temps de calcul devient plus long à mesure qu'on augmente le nombre de mailles. Nous avons donc essayé de trouver un compromis entre le nombre de cellules et le temps de calcul. Nous remarquons sur la figure *II.14* que les profils de vitesse sont pratiquement confondus pour le maillage dont le nombre de cellules est \geq 705207. Ainsi, nous avons choisi un maillage ayant un nombre de mailles égal à 705207 pour le cas d'un déflecteur transversal et 534850 pour le problème avec déflecteurs longitudinaux.



Fig.II-14 : Vitesses axiales à une distance y = 2mm de la surface du bloc et pour différents nombres de mailles, $U_e = 0.8 \text{ m/s}$ (déflecteur transversal)

II-5 Conclusion

Dans ce chapitre, le but était de présenter la formulation du problème en commençant par détailler les méthodes utilisées dans la création et la génération du maillage du domaine physique. Par la suite, nous avons présenté le logiciel Fluent et la méthode de discrétisation par volumes finis. Enfin, nous avons établi les équations qui régissent l'écoulement ainsi que le domaine physique propres à notre cas d'étude.

Chapitre 3

Dispositif expérimental et techniques de mesure

Ce chapitre est consacré à la présentation du banc expérimental. Nous détaillons le principe de fonctionnement et les avantages du dispositif, en présentant ses différents systèmes de mesures et leurs étalonnages ainsi que le traitement du signal. Enfin, les incertitudes de mesures sont déterminées, afin de quantifier la précision de celles-ci.

III-1 Description générale du montage

Le dispositif expérimental, schématisé sur la figure *III-1*, est mis en place dans le but de déterminer, en régime stationnaire, l'influence des déflecteurs sur la distribution spatiale du coefficient d'échange de chaleur entre un élément chauffé et un écoulement d'air. Les différentes techniques de mesure utilisées au cours de cette étude afin d'explorer le champ thermique et le champ dynamique vont être présentées dans ce chapitre.

Une plaque plane (1) en PVC de dimensions 330mm x 260mm x 12mm est placée verticalement à la sortie d'un canal rectangulaire (2) de dimensions 300 x 100 mm. Le bord d'attaque de la plaque est biseauté pour éviter la création de phénomènes parasites. L'uniformité de l'écoulement est assurée par l'installation de nids d'abeilles et de grilles entre la sortie d'une soufflerie (5) et l'entrée du canal déjà cité. Sur la plaque plane est monté un bloc également en PVC (3) de dimensions 70mm x 50mm x 5mm, qu'on chauffe à l'aide d'une résistance chauffante placée entre sa face arrière et la surface de la plaque.

Des thermocouples de type chromel-alumel sont utilisés afin de déterminer la température dans le bloc chauffé (à 1mm de sa face arrière et à une distance de 10mm de son extrémité inférieure). Des cartographies thermiques des surfaces du bloc et de la plaque sont obtenues instantanément grâce à une Caméra Infrarouge FLIR SC1000 (6). Les mesures locales de température dans l'écoulement aux alentours du bloc chauffé sont obtenues à l'aide d'une sonde à fil froid (7). D'autre part, le champ dynamique est mesuré à l'aide d'une sonde à fil chaud (8). Afin de minimiser les perturbations apportées par le support de la sonde, cette dernière est introduite verticalement de telle sorte que son fil sensible soudé entre les deux broches soit perpendiculaire à la direction de l'écoulement.

Dans le but d'explorer les champs thermique et dynamique dans chaque section de l'écoulement, nous avons mis en place un dispositif de déplacement (9) suivant les trois directions horizontales et verticales.

Des déflecteurs en PVC (4) ont été implantés pour guider le flux d'air de refroidissement vers le bloc chauffé. Deux configurations ont été prises en considération :

- Dans la première configuration, nous avons placé un déflecteur transversal de longueur L", de hauteur H" = 15 mm et d'épaisseur 2 mm (Figure *III-2*) en face de la paroi du bloc chauffé. Ce déflecteur est maintenu sur la plaque à l'aide de supports en PVC de faibles dimensions.





Figure III-1: Dispositif expérimental

- Dans la deuxième configuration, on place deux déflecteurs longitudinaux de longueur L', de hauteur H' et d'épaisseur 2 mm sur la plaque PVC, en amont du bloc (Figure *III-3*);

Différentes inclinaisons des déflecteurs vont être étudiées pour les deux configurations.

III-2 Système de déplacement

Le système de déplacement de la sonde à fil chaud et de la sonde à fil froid opère suivant trois directions :

- Direction longitudinale : le système utilisé permet d'assurer un déplacement minimal de 0,02 mm ce qui accorde une bonne précision aux déplacements de la sonde et permet de s'approcher des parois au maximum,
- Direction transversale (hauteur) : le système utilisé permet d'assurer le même déplacement minimal de 0,02 mm que pour la direction longitudinale,
- Direction transversale (envergure) : le système utilisé permet d'assurer un déplacement minimal de la sonde de 0,04 mm ce qui constitue un pas suffisamment petit dans cette direction.



Fig.III-2 : Cas d'un déflecteur transversal



Fig.III-3 : Cas des déflecteurs longitudinaux

III-3 Description du système générant l'écoulement

La figure *III-4* présente le dispositif permettant de générer un écoulement laminaire de vitesse uniforme. A l'entrée de notre système, le dispositif est constitué d'une soufflerie constituée d'un ventilateur interne et d'un ensemble de grilles et nids d'abeilles suivi d'un convergent en plexiglas de faible épaisseur dont les caractéristiques techniques sont définies avec précision. Deux parois latérales en plexiglas délimitent l'écoulement du milieu extérieur. Une vanne de régulation assure la variation du débit d'air.

Afin de garantir un écoulement laminaire et uniforme au niveau du bord d'attaque de la plaque support, nous avons procédé à des essais préliminaires. En traçant les courbes de variation de la vitesse en fonction de x, nous avons pu estimer la hauteur précise du canal à partir de laquelle la vitesse de l'écoulement reste uniforme (figure *III-5*). Ces mesures de vitesse ont été obtenues à l'aide d'une sonde à fil chaud à température constante, préalablement étalonnée.

Nous remarquons sur la figure *III-5* que les profils de vitesse s'aplatissent et deviennent pratiquement uniformes à partir d'une distance x = 30 cm comptée à partir de la sortie du convergent (figure *III-4*).



Fig.III-4 : Schéma de la soufflerie et du canal



Fig.III-5 : Variation de la vitesse en fonction de x

Grâce à ces essais effectués sur la soufflerie, nous avons construit un canal en plexiglas de hauteur 30 cm que nous avons placé à la sortie du convergent. Nous avons ajouté, également, une superposition de grilles et de nids d'abeilles à l'entrée du canal. Ainsi nous avons pu obtenir un écoulement peu turbulent à vitesse uniforme. Le taux de turbulence selon la direction x est alors réduit de 17 % à 6 % (figures *III-6* et *III-7*).



Fig.III-6 : Signal brut de vitesse à l'entrée du canal sans grilles et nids d'abeilles



Fig.III-7 : Signal brut de la vitesse à l'entrée du canal avec grilles et nids d'abeilles

III-4 Anémométrie à fil chaud et à fil froid

Les mesures instantanées de température et de vitesse ont été réalisées respectivement, par anémométrie à fil froid et à fil chaud. Cette technique repose sur les propriétés de résistance électrique d'un fil conducteur en fonction de la température et de la vitesse de l'écoulement.

Une sonde se compose d'un fil très fin d'environ 3 mm de long, de 7,5 μ m de diamètre, tendu entre deux broches. Les broches sont droites ou coudées à 90° de manière à perturber le moins possible l'écoulement (figure *III-8*). Divers compromis entre résistivité,

conductivité thermique et robustesse mécanique conduisent à privilégier pour le fil des matériaux comme le tungstène, le platine ou certains alliages.



Fig.III-8 : Sondes simple et coudée

Pour l'analyse du signal, deux circuits électroniques sont principalement utilisés : l'anémomètre à courant constant, appelé CCA, et l'anémomètre à température constante, appelé CTA.

III-4-1 Anémométrie à courant constant : CCA

III-4-1-1. Mesure de la température

Les profils de température ont été déterminés par la technique d'anémométrie à courant constant. Cette technique est basée sur la variation de la résistance R_w d'un fil métallique fin parcouru par un courant constant, placé dans un écoulement.

Afin d'obtenir la mesure précise des fluctuations, on introduit la sonde dans un pont de Wheatstone représenté par la figure *III-9*. Dans ce circuit, les deux branches sont équilibrées et reçoivent donc chacune un courant $\frac{I_0}{2}$, où I_0 = Cte est le courant d'alimentation du pont.

Les performances de la technique d'exploitation du champ thermique à l'aide de la sonde à fil froid ont été détaillées que ce soit en convection naturelle [63,64] ou en convection forcée. Il a été montré que lorsque la sonde est alimentée par un courant faible de l'ordre de 1,2 mA, la résistance du fil devient sensible uniquement à la température.



Fig.III-9 : Circuit électronique utilisé en anémométrie à courant constant

Le principe de mesure de la température consiste à utiliser la propriété de la variation de la résistance électrique du fil en fonction de sa température qui elle-même dépend de la température de l'écoulement. Cette loi est donnée sous la forme suivante :

$$R_{w} = R_{0} [1 + \alpha (T - T_{0}) + \beta (T - T_{0})^{2}]$$
[Eq.III-1]

avec :

$$\begin{split} R_0 : \text{résistance du fil à la température de référence } T_0 ; \\ \alpha = 3.10^{\text{-3}}\,^{\circ}\text{C}^{\text{-1}} \text{ et }\beta \, \text{ de l'ordre de } 10^{\text{-6}}\,^{\circ}\text{C}^{\text{-2}} \text{ pour le platine ou le tungstène.} \end{split}$$

En général, α et β sont des coefficients qui caractérisent le métal utilisé pour le fil sensible. La détermination de R₀ et α s'effectue par un étalonnage dans une soufflerie à faible vitesse et de température variable.

La loi de variation de la résistance en fonction de la température peut être assimilée à une loi linéaire jusqu'à des températures de l'ordre de 400 °C [65].

La relation [III.1] devient :

$$\mathbf{R}_{w} = \mathbf{R}_{0} [1 + \alpha \mathbf{T}]$$
 [Eq.III-2]

Nous déduisons que la tension aux bornes du fil sensible, parcouru par un courant de 1,2 mA, est donnée par :

$$E_{w} = E_{0} [1 + \alpha T]$$

$$[Eq.III-3]$$

$$avec : E_{0} = R_{0} I$$

III-4-1-2. <u>Technique de mesure adoptée</u>

La sonde que nous avons utilisée pour mesurer le champ thermique est une sonde constituée, essentiellement, d'un fil sensible en platine de diamètre 7,5 μ m et de longueur 3mm. Les extrémités du fil sont soudées entre deux broches droites de longueur 4mm. Ces broches sont solidaires d'un corps cylindrique en céramique entouré d'une gaine en acier de diamètre 2mm et de longueur 5cm (Figure *III-10*). L'ensemble est branché à un support alimenté en courant.



Fig.III-10 : Câblage de la sonde

III-4-1-3. Préparation de la sonde

Au départ, le fil en platine est entouré par une gaine en argent de diamètre 0,1 mm (fil Wollaston). Le fil Wollaston est soudé aux broches à l'aide d'une pâte en argent et d'un fer à souder. Au cours de l'opération de soudure, il faut s'assurer que le fil est suffisamment tendu.

Avant de procéder à son étalonnage, la sonde subi différents traitements. Les étapes de ces traitements sont classées comme suit :

- Dénuder le fil en platine en enlevant la gaine d'argent qui l'entoure à l'aide d'une attaque chimique par l'acide nitrique dilué à 10%. Cette opération très délicate nécessite une attention et un suivi continu à l'aide d'un microscope afin de s'assurer du décapage total du fil.
- Dissoudre les traces d'acide nitrique résiduelles qui peuvent rester entre la gaine et le fil sensible ainsi que le nitrate d'argent déposé sur le fil. Pour cela, la sonde doit être rincée en la faisant séjourner un certain temps dans de l'eau distillée. Cette dernière opération peut être renouvelée si nécessaire.
- Appliquer un traitement thermique qui consiste à porter le fil sensible en platine soudé, décapé et lavé, au rouge, en lui appliquant un courant d'intensité égale à 60 mA. Cette étape permet de s'assurer de la stabilité de la structure cristalline du fil en platine. Un courant plus important casserait le fil.
- La quatrième étape consiste à vérifier la solidité de la sonde. Pour cela, la sonde est placée, pendant quelques jours, dans un écoulement turbulent.

III-4-1-4. Etalonnage de la sonde à fil froid

Pour pouvoir exploiter les signaux délivrés par la sonde, un étalonnage est nécessaire. Cela consiste à établir la loi de variation liant la tension délivrée par la sonde à la valeur de la température correspondante. L'étalonnage de la sonde de mesure est effectué dans une soufflerie cylindrique en plexiglas, comportant un ensemble de cinq filtres afin d'assurer l'uniformité de l'écoulement.

Le dispositif d'étalonnage de l'anémométrie à courant constant (CCA) est schématisé sur la figure *III-11* [66]. Outre les appareils classiques de mesure de tension électrique, l'installation se compose d'une soufflerie reliée à un compresseur sous une pression de 10 bars. L'air produit par le compresseur est acheminé dans des conduites vers le laboratoire d'utilisation.



Fig.III-11 : Dispositif d'étalonnage de la sonde à fil froid

Légende :

- 1 : Compresseur à air
- 2 : Vanne d'arrêt
- 3 : Humidificateur
- 4 : Vanne de réglage de débit (micrométrique)
- 5 : Echangeur-réchauffeur d'air
- 6 : Soufflerie
- 7 : Manomètre
- 8 : Thermocouple

Du réservoir du compresseur (1), l'air passe à travers un échangeur de chaleur à courants croisés (5) permettant de fixer sa température. La vanne micrométrique (4) permet de fixer l'écoulement d'air dans la soufflerie (6). La température de l'air dans la soufflerie est donnée à l'aide d'un thermocouple (8) (Chromel-Alumel). Un micro-manomètre (7) est relié à l'installation afin de mesurer la pression dans la soufflerie. En faisant chauffer l'air à l'intérieur de la soufflerie, nous avons prélevé les températures déterminées par le thermocouple et les tensions correspondantes du fil chaud.

La figure *III-12* présente un exemple de courbe d'étalonnage pour l'une des sondes que nous avons utilisées. Les grandeurs E_0 et α , citées auparavant [Eq.III-3], sont alors déterminées :

 $E_0 = 4,75 \text{ mV}$ et $\alpha = 4,21 \ 10^{-3} \text{ °C}^{-1}$ avec $R^2 = 0,998$: le coefficient de corrélation.



Fig.III-12 : Variation de la tension de la sonde à fil froid en fonction de la température

Les barres d'incertitudes sont tracées pour les deux axes. L'incertitude sur la tension est obtenue directement sur le voltmètre numérique telle que $\Delta E = 0,001$ mV. L'incertitude sur la température est obtenue directement par le thermocouple de type K telle que $\Delta T = 0,5$ °C. Ces barres montrent que toutes les mesures et toutes les valeurs calculées sont à l'intérieur du domaine d'incertitude.
III-4-2 Anémométrie à température constante : CTA

III-4-2-1. Mesure de la vitesse

Le schéma électronique de l'anémométrie à température constante (CTA) est illustré sur la figure *III-13*. Lorsque la vitesse du fluide augmente, le transfert thermique du fil chaud vers le fluide est accru et le fil a tendance à se refroidir. Pour le maintenir à température constante, il faut augmenter le courant de surchauffe. La résistance du fil variant avec sa température, la tension de déséquilibre du pont de Wheatstone est utilisée pour commander l'amplificateur qui délivre la tension de surchauffe. Le refroidissement du fil se fait par conduction, rayonnement et convection. Si la température du fil sensible n'excède pas 30°C, les effets du rayonnement sont négligés. Etant donné que le refroidissement par conduction est faible, la convection forcée, directement liée à la vitesse, reste la plus importante. La tension mesurée en sortie de l'amplificateur varie donc comme le flux de chaleur issu du fil et donc comme la vitesse du fluide.



Fig.III-13 : Circuit électronique utilisé en anémométrie à température constante

La quantité de chaleur cédée par le fil au fluide par unité de temps peut s'écrire :

En supposant que l'écoulement est bidimensionnel et que le nombre de Prandtl est égal à 1, King (1914) a proposé la loi :

$$\frac{RI^2}{R-R_0} = A + BU^{0.5}$$
[Eq.III-4]
avec

T_w : la température du fil sensible de la sonde,

 T_0 : la température du fluide environnant.

Avec les matériaux généralement utilisés pour le fil sensible, on peut admettre une variation linéaire de la résistance avec la température :

$$R_{w} = R_{0} [1 + \alpha (T_{w} - T_{0})]$$
[Eq.III-5]

La tension de déséquilibre du pont est alors une mesure de la vitesse : $E_w^2 = A + BU^n$ [Eq.III-6]

III-4-2-2. Préparation de la sonde et technique de mesure de la vitesse

Nous avons utilisé pour les mesures du champ dynamique une sonde à fil chaud de mêmes caractéristiques que la sonde à fil froid. Nous avons procédé aux mêmes traitements pour la préparation de la sonde (paragraphes III-4-1-2 et III-4-1-3). Cependant l'étalonnage de la sonde à fil chaud a été effectué dans la soufflerie qui nous a servi pour notre étude (paragraphe 4).

III-4-2-3. Etalonnage de la sonde à fil chaud

Le signal délivré par la sonde à fil chaud n'est exploitable que si on procède à un étalonnage permettant de le relier à la vitesse de l'écoulement. Un étalonnage de la sonde dans un écoulement à grande vitesse est nécessaire. Pour cela, nous avons introduit la sonde à fil chaud ainsi qu'un tube de Pitot droit et de diamètre 2mm dans la soufflerie déjà présentée au paragraphe III-3. Le tube de Pitot est par la suite placé dans l'écoulement au même niveau que la sonde à fil chaud à une distance de 2 mm de cette dernière (figure *III-14*).



Fig.III-14 : Dispositif d'étalonnage de la sonde à fil chaud

La figure *III-15* présente la variation de E_w^2 en fonction de $U^{1/2}$ pour l'une des sondes que nous avons utilisée au cours de notre étude expérimentale.

Nous remarquons que cette variation obtenue suit la loi de KING :

$$E^{2} = E^{2}_{0} + B * U^{1/2}$$
[Eq.III-7]
avec $E^{2}_{0} = 3,11$ et $B = 0,9$



Fig.III-15 : Variation du carré de la tension E_w en fonction de la racine de la vitesse de l'écoulement

Les barres d'incertitudes sont tracées pour les deux axes. L'incertitude sur la tension est obtenue directement sur le voltmètre numérique telle que $\Delta E = 10^{-3}$ V. L'incertitude sur la vitesse sera détaillée dans le paragraphe III-8-2.

III-5 Acquisition et traitement des données

Les signaux, provenant des sondes (fil chaud et fil froid) sont transmis et stockés sur un ordinateur via un système de contrôle et d'acquisition. Ce système est formé :

- D'un voltmètre intégrateur à microprocesseur, qui donne en temps réel une évaluation des tensions moyennes et de leurs écart types. Cette évaluation permet de vérifier la validité du signal.
- D'une carte d'aquisition "FASTLAB" multifonctions composée d'un module de conversion Analogique-Numérique 12 bits avec un temps de conversion de 12,5 μm et d'un module de conversion à deux voies Numérique-Analogique 12 bits.

Un programme de traitement statistique des données permet de calculer successivement les valeurs moyennes de vitesse et les moments d'ordre multiple. Ces moments permettent une caractérisation de l'écoulement fluctuant par l'intermédiaire des intensités de turbulence, des facteurs d'aplatissement et de dissymétrie.

Les valeurs moyennes des différents signaux sont données par:

$$\overline{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} X_i, \text{ avec } N = 20000$$
[Eq.III-8]

où X_i est la valeur instantanée, \overline{X} est la valeur moyenne et N le nombre d'échantillons relevés.

Afin de caractériser l'écoulement fluctuant, l'étude des taux de turbulence est nécessaire. Les taux de fluctuation thermique et dynamique permettent d'apporter plus d'informations sur les caractéristiques de l'écoulement (voir chapitres 4 et 5).

$$\mathbf{I}_{d} = \frac{\sqrt{U'^{2}}}{U_{moy}}$$
[Eq.III-9]

$$I_{t} = \frac{\sqrt{T_{e}^{2}}}{T_{emoy} - T_{a}}$$
[Eq.III-10]

III-6 Thermographie infrarouge

et

III-6-1 Principe de la thermographie infrarouge

La thermographie Infrarouge est une technique qui permet de mesurer sans contact la température et ses variations temporelles et spatiales sur la surface d'un objet. Lorsqu'un objet est sollicité thermiquement il émet un rayonnement infrarouge plus au moins intense selon sa température.

La gamme de rayonnements thermiques s'étend de 0,4 à 30 μ m mais les moyens d'analyses infrarouges opèrent généralement dans la bande 3 à 15 μ m.

Les relevés de thermographie permettent d'obtenir, au moyen d'une caméra sensible aux rayonnements infrarouges, une image mettant en évidence les variations de la température à la surface de l'objet.

III-6-2 Banc de thermographie infrarouge

Afin de déterminer les cartographies thermiques des surfaces du bloc chauffé et de la plaque, nous avons utilisé la thermographie infrarouge (figure *III-16*). Le système utilisé est composé essentiellement :

- D'une caméra infrarouge,
- D'un ordinateur de grande capacité,

- D'une interface de traitement de données ThermaCam Researcher.



Fig.III-16 : Banc de Thermographie Infrarouge

La caméra utilisée est de type FLIR SC1000. Le système d'imagerie thermique infrarouge dispose d'une gamme de mesure de température entre -40 °C et 1500 °C avec une précision de mesure de ± 2 % de la gamme de mesure.

Cette caméra, de haute performance, est équipée d'un plan focal infrarouge. C'est une caméra matricielle de 256x256 éléments à haut rendement quantique (> 70 %) avec une réponse spectrale de 3,4 μ m à 5 μ m. La SC1000 est équipée d'un système d'intégration instantanée variable de 1 μ s à 10ms et d'une vitesse d'images par seconde allant jusqu'à 50 images/s en mode pleine vitesse.

Le système d'acquisition est conçu pour transformer une image captée dans le domaine infrarouge en fonction de la luminance de l'objet observé, en une image visible. Les cartographies thermiques sont stockées et traitées en temps réel grâce au logiciel "ThermaCam Researcher" qui permet:

- De traiter les images statiques,
- De traiter des vidéos et les données infrarouges en temps réel,
- De traiter et d'analyser les données numériques infrarouges à très grande vitesse.

III-7 Visualisation de l'écoulement

Pour la visualisation de l'écoulement, nous avons utilisé une technique d'illumination de l'écoulement par plan Laser. Grâce aux propriétés optiques du Laser, il est possible de réaliser une nappe de lumière extrêmement fine et intense qui est mise à profit pour une observation bidimensionnelle des écoulements.



Fig.III-17 : Dispositif de visualisation de l'écoulement

Le système de visualisation que nous avons adopté au sein du laboratoire comprend (Fig.III-17) :

- Un Laser He-Ne 35mW,
- Un diffuseur de fumée (une vapeur de glycol dosée de sorte à s'approcher des caractéristiques de l'air) sans dépôt ni odeur, d'un débit de 28 m³ par seconde, est placé à l'entrée du système. Ainsi, la fumée dégagée passe par aspiration dans la

soufflerie et grâce aux grilles et aux nids d'abeilles de cette dernière, elle est introduite sans perturber l'écoulement.

- Une caméra numérique permet de filmer l'écoulement au niveau du bloc et des éléments perturbateurs.

III-8 Incertitudes de mesures

Quelque soit le système de mesure utilisé, la vraie valeur d'une grandeur physique ne peut qu'être approchée. Elle est toujours pondérée d'un intervalle de tolérance représentant les incertitudes de mesure. Les mesures expérimentales ne peuvent donc être considérées comme valables que dans un domaine plus ou moins restreint et avec une précision plus ou moins grande. Nous détaillons dans ce paragraphe les incertitudes absolues ou relatives pour les différentes grandeurs mesurées directement ou indirectement. Ces incertitudes prennent en compte les erreurs aléatoires et systématiques dues aux capteurs eux-mêmes ainsi qu'à l'étalonnage.

III-8-1 Incertitude sur la température

Lors de l'étalonnage de la sonde, la température de l'air chauffé dans la soufflerie a été déterminée par un thermocouple de type K. En se référant à la notice du fabriquant, $\Delta T = 0.5$ °C.

L'incertitude sur la température lors des mesures est déterminée à partir de l'incertitude sur la tension aux bornes du fil sensible de la sonde :

$$T = \frac{(E - Ct_0)}{\alpha}$$
 [Eq.III-11]

avec $Ct_0 = \alpha E_0$

$$\frac{\Delta T_{sonde}}{T} = \frac{\Delta E}{E - Ct_0}$$
[Eq.III-12]

La tension E est déterminée à l'aide d'un voltmètre numérique, son incertitude absolue est égale à 10⁻³ mV. Nous obtenons alors $\frac{\Delta T_{sonde}}{T} = 0,14$ %.

Pour notre étude, l'incertitude que nous allons retenir est $\Delta T_{sonde} = 0.5$ °C.

Toutefois, l'incertitude sur l'écart de température
$$\theta = T - T_a$$
 peut s'écrire :

$$\Delta \theta = \frac{\Delta T_{sonde}}{(T - T_a)} \theta$$
[Eq.III-13]

L'incertitude sur la température surfacique déterminée par la caméra infrarouge est donnée par le constructeur telle que $\frac{\Delta T_{CIR}}{T_{CIR}} = 2 \%$.

III-8-2 Incertitude sur la vitesse

Lors de l'étalonnage, la vitesse de l'écoulement a été déterminée par un tube de Pitot relié à un manomètre.

Pour un fluide incompressible, l'équation de BERNOULLI nous donne une expression de la pression totale au point d'arrêt du tube de Pitot :

$$p_t = p_s + \frac{1}{2} \rho U^2$$
 [Eq.III-14]

où :

ρ est la masse volumique de l'air,

p_s est la pression statique,

pt est la pression totale.

Ce qui nous donne :

$$U = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$
[Eq.III-15]

avec $\Delta p = p_t - p_s$

La différence de pression peut s'exprimer à l'aide de la hauteur manométrique ΔH d'eau mesurée, telle que : $\Delta p = \rho_{eau} g \Delta H$

Ainsi, la vitesse peut s'écrire :

$$U = \sqrt{\frac{2\rho_{eau}\,\Delta H}{\rho}} \approx 4\,\sqrt{\Delta H}$$
[Eq.III-16]

Sachant que l'incertitude sur la hauteur manométrique est déterminée directement sur le manomètre, l'incertitude sur la vitesse dépend des valeurs de la vitesse.

$$\Delta U = \frac{I}{2} \Delta (\Delta H) . U$$
 [Eq.III-17]

Le tableau III-1 présente les variations de $\frac{\Delta U}{U}$ en fonction des vitesses que nous avons choisi pour l'étude expérimentale.

Ue (m/s)	∆U/U (%)		
0,8	11		
2	3		
3	1,1		
4	1		

Tableau III-1 : Variation des incertitudes relatives sur la vitesse

L'incertitude théorique sur les vitesses de l'écoulement, déterminées par la sonde lors des mesures, est calculée à partir de l'équation *III-5* :

$$E^{2} = E^{2}_{0} + B * U^{1/2},$$
 [Eq.III-18]
Ln (E² - E₀²) = $\frac{1}{2}$ Ln U, [Eq.III-19]
 $\frac{\Delta U}{U} = \frac{4\Delta E}{E^{2} - E_{0}^{2}}$ [Eq.III-20]
 $\frac{\Delta U}{U} = 0,2 \%$ [Eq.III-21]

Nous retenons pour la suite de l'étude expérimentale, les incertitudes du tableau III-1 relatives à la vitesse de l'écoulement.

III-9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le montage expérimental mis en place. Ensuite nous avons décrit les différentes techniques de mesures employées pour la détermination de la température, la vitesse et la structure globale de l'écoulement. Enfin, nous avons déterminé les incertitudes de mesure liées aux grandeurs physiques mesurées.

Chapitre 4

Etude de l'écoulement dévié par un déflecteur transversal

IV-1 Introduction

Nous présentons, dans ce chapitre, l'influence de l'implantation d'un déflecteur transversal sur l'écoulement. La plaque est placée à l'entrée d'un écoulement d'air de vitesse uniforme. Sur cette plaque est monté un bloc chauffé (composant électronique). Les déflecteurs sont maintenus au dessus de la surface du bloc chauffé et fixés sur la plaque isolante à l'aide de supports de faibles dimensions, guidant ainsi le flux d'air de refroidissement vers le bloc.

Dans une première partie, nous présentons l'étude numérique relative à l'influence du déflecteur transversal sur l'aspect de l'écoulement et sur le transfert de chaleur aux alentours du bloc chauffé.

Dans la seconde partie, nous présentons, en premier lieu, la visualisation de l'écoulement perturbé par l'implantation du déflecteur. En second lieu, nous détaillons l'étude expérimentale des champs moyens et fluctuants de la vitesse et de la température.

IV-2 Etude numérique

Pour la modélisation numérique, nous avons utilisé le code de calcul Fluent qui adopte la méthode des volumes finis pour résoudre les équations de Navier-Stokes et de l'énergie dans le domaine d'étude.

Ce travail a été effectué en 4 étapes afin de déterminer l'influence de quatre paramètres (figure *IV-1*) sur la structure de l'écoulement et sur l'échange convectif, à savoir :

- 1- L'inclinaison α du déflecteur transversal,
- 2- La distance e'' entre la face inférieure du déflecteur et la surface du bloc,
- 3- La distance a'' entre le bord d'attaque du déflecteur et le bord d'attaque du bloc,
- 4- La vitesse d'entrée U_e de l'écoulement d'air.

Nous avons choisi, pour la suite une vitesse incidente $U_e = 0.8$ m/s, une densité de flux de chaleur à la base du bloc $\varphi = 1400$ Wm⁻² et un coefficient d'échange convectif sur la face arrière de la plaque h_a égal à 5 Wm⁻²K⁻¹.



Fig.IV-1 Schéma du domaine avec déflecteur transversal

IV-2-1 Etude du cas sans déflecteur

IV-2-1-1. Données générales

Nous étudions, dans un premier temps, l'écoulement le long d'une plaque plane sur laquelle est fixé un bloc chauffé de longueur b', de largueur b et de hauteur H. Ceci va constituer un cas de référence pour nous permettre ensuite de mettre en évidence l'influence du déflecteur sur l'écoulement et le transfert de chaleur.

IV-2-1-2. Lignes de courant

La représentation des lignes de courant dans le plan médian (z = 0) est illustrée sur la figure *IV*-2. Ces lignes de courant montrent la présence d'une zone de recirculation en amont du bloc, qui est de petite taille par rapport à la hauteur du bloc. En aval du bloc, on observe une structure tourbillonnaire d'axe parallèle à z (voir aussi figure *IV*-2).



Fig.IV-2 : Lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian



Fig. IV-3 : Lignes de courant de l'écoulement dans le plan horizontal à y = -3 mmde la surface du bloc

Sur la figure *IV-3* nous présentons les lignes de courant de l'écoulement dans le plan xoz pour une ordonnée y = -3 mm (l'origine des y étant à la surface du bloc). On observe bien le rouleau tourbillonnaire en amont du bloc, qui s'étale tout au long du bord d'attaque et disparaît en s'approchant des faces latérales. Par ailleurs, en aval du bloc, nous notons l'existence de trois structures tourbillonnaires : deux rouleaux contrarotatifs perpendiculaires à la direction de l'écoulement, sont séparés par un rouleau d'axe transversal déjà repéré sur la figure *IV-2* dont la hauteur n'excède guère celle de l'obstacle.

Cette analyse est confirmée par la figure *IV-4*, qui illustre les vecteurs vitesse dans différentes régions. On retrouve en fait les mêmes caractéristiques classiques de l'écoulement autour d'un obstacle parallélépipédique (rouleau amont et sillage).



Fig.IV-4 : Vecteurs vitesse en aval du bloc chauffé dans les plans x0y situés respectivement à z = 0 (plan médian) ; z = 20 mm ; z = 30 mm ; z = 35 mm

IV-2-1-3. Champ dynamique

Sur la figure *IV-5*, nous présentons la vitesse de l'écoulement le long de la plaque dans le plan médian (z = 0 mm) et ceci à différentes distances y au-dessus de la surface du bloc. Cette figure montre trois évolutions différentes :

- En amont du bloc chauffé (x < 0), la vitesse est peu affectée, sauf au voisinage immédiat de la paroi,
- Au niveau du bloc ($0 \le x \le 50$), nous remarquons une chute de la vitesse près de la paroi. Cela est dû au décollement de l'écoulement au niveau du bord d'attaque non profilé du bloc. A partir de l'ordonnée y = 6 mm, la vitesse tend vers la valeur de la vitesse incidente U_e ,

- En aval du bloc et à partir de la distance x = 50 mm, la vitesse se rapproche progressivement de celle de l'écoulement général.



Fig.IV-5 : Champ de vitesse dans le plan médian (z = 0) (le bord d'attaque de la plaque est situé à x = -140 mm)

IV-2-1-4. Température de surface de la plaque et du bloc

Sur la figure *IV-6*, est présentée l'évolution de la température surfacique de la plaque et du bloc en fonction de l'abscisse x (figure *IV-1*) pour différentes positions, à savoir : z = 0 (plan médian); 10 ; 15 ; 20 ; 25 et 30 mm. Nous constatons également, comme dans le cas précédent, trois évolutions différentes.

En amont du bloc, et sous l'effet de la conduction, la température de surface de la plaque support augmente et présente un pic très accentué au bord d'attaque du bloc. Ce pic est dû à l'effet conjugué de la zone de recirculation et du décollement de la couche limite en amont.

Dans la deuxième zone, la température continue à augmenter et atteint un pic à x = 35 mm ($T_{max} = 46^{\circ}$) pour chuter, dans la troisième zone, et tendre vers la température du milieu ambiant. L'échauffement de la plaque en aval du bloc est dû également à la conduction longitudinale de la chaleur.



Fig.IV-6 : Variation de la température de surface de la plaque et du bloc pour différentes coordonnées transversales z

IV-2-1-5. Variation du coefficient d'échange



Fig.IV-7 : Variation du coefficient d'échange local h_x pour différentes coordonnées transversales z

La figure *IV*-7 présente la variation du coefficient local d'échange h_x pour différentes coordonnées transversales z. Au niveau du bloc, ce coefficient diminue fortement quand x augmente après un pic au bord d'attaque du bloc d'environ 40 Wm⁻²K⁻¹ pour z = 0 mm. Ceci est dû au décollement de la couche limite en amont du bloc. En s'éloignant du plan central, nous constatons que le pic perd de son importance. Sur la figure, les courbes h_x se dissocient à mesure que x augmente, ce qui signifie qu'en plus de sa dépendance de la coordonnée axiale x, le coefficient d'échange dépend aussi de la coordonnée transversale z. La chaleur produite à la base du bloc diffuse latéralement dans ce dernier, et est extraite en majeure partie par l'écoulement d'air sur la face supérieure, mais aussi par l'écoulement sur les faces latérales.

IV-2-2 Influence de l'angle d'inclinaison α d'un déflecteur transversal

Afin de déterminer l'influence d'un déflecteur transversal sur la distribution spatiale du coefficient d'échange de chaleur, nous avons d'abord fait varier son inclinaison par rapport à la verticale ($\alpha = 10^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $\alpha = 30^\circ$, $\alpha = 40^\circ$ et $\alpha = 45^\circ$), le déflecteur est placé au niveau du bord d'attaque du bloc chauffé (a'' = 0).

Pour cette étude, la largeur et la longueur du déflecteur sont fixées, telle que :

- H'' = 1,5 cm,
- L'' = 10 cm,

La longueur du déflecteur est choisie supérieure à la celle du bloc chauffé afin d'éviter les perturbations près des bords d'attaques du bloc.

Nous allons détailler dans les paragraphes IV-2-2-1 et IV-2-2-1 les cas où $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 40^{\circ}$. Ensuite, nous mènerons une étude comparative de tous les cas déjà cités.

IV-2-2-1. Etude de cas où $\alpha = 10^{\circ}$

IV-2-2-1.a Lignes de courant

La figure *IV-8* présente les lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian. Nous observons une déviation de l'écoulement crée par l'inclinaison du déflecteur. L'écoulement dévié vers le centre de la surface du bloc écrase la couche limite. Nous constatons aussi que la zone de recirculation en aval du bloc est moins importante que celle observée dans le cas sans déflecteur (figure *IV-2*).



Fig.IV-8 : *Lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian* ($\alpha = 10^{\circ}$)

Sur les figures *IV-9* et *IV-10*, nous apercevons l'existence de rouleaux contrarotatifs en amont du bloc. Ces structures sont liées entre elles créant ainsi une enveloppe qui élargit la zone sillage. Toutefois, sur la figure *IV-10* le rouleau tourbillonnaire est formé à une distance x plus en retrait que celle observée sur la figure *IV-3* (cas sans déflecteur) de sorte que l'échappement des structures tourbillonnaires se fait plus en amont du bord d'attaque. De plus, ces derniers perdent du volume en s'éloignant de la zone centrale pour disparaître à partir de z = 25 mm.

Sur la figure *IV-9*, nous remarquons la quasi-disparition de la zone centrale de recirculation observée en aval du bloc chauffé. En effet, les deux rouleaux contrarotatifs latéraux se chevauchent, bloquant ainsi l'alimentation de la zone centrale par le haut.



Fig. IV-9: Ligne de courant dans le plan y = - 3 mm (y = 0 à la surface du bloc) (α = 10°)



Fig. IV-10 : Evolution spatiale des vortex en amont et en aval du bloc ($\alpha = 10^{\circ}$ *)*

IV-2-2-2.b Champ dynamique

Les figures *IV-11 (a)* et *(b)* présentent les distributions axiales de la vitesse dans le plan médian pour différentes positions y au dessus de la surface du bloc chauffé.

Sur la figure IV-11 (a), pour des valeurs de y inférieures à e'' nous observons trois évolutions différentes :

- En amont du bloc chauffé (x < 0), nous remarquons une diminution de la vitesse pour les différents profils de vitesse. Cette diminution est due à l'effet conjugué de l'écoulement dévié par l'inclinaison du déflecteur et des rouleaux contrarotatifs en amont du bloc,
- Pour $0 \le x \le 50$ et au niveau du bloc, nous remarquons une augmentation de la vitesse près de la paroi du bloc chauffé (U = 0,78 m/s pour une position y = 2mm et à une distance x = 20 mm). En effet, l'inclinaison du déflecteur transversal implique une réduction de la section de passage de l'air qui à son tour va réduire l'épaisseur de la couche limite et retarder l'apparition d'un décollement éventuel,
- En aval du bloc (x > 50), la vitesse tend vers la valeur imposée à mesure que x augmente.

Nous retrouvons ces trois zones sur la figure IV-11 (b), pour des valeurs de y supérieures à e'' (e'' = 14,7 mm). Toutefois, la vitesse diminue aux alentours du déflecteur mais augmente par la suite en fonction de x avant d'atteindre une valeur constante.



(a) (en dessous du déflecteur)



(b) (au-dessus du déflecteur)

Fig.IV-11 (a) et (b) : Distributions axiales de la vitesse dans le plan médian ($\alpha = 10^{\circ}$ *)*

IV-2-2-1.c Température de surface de la plaque et du bloc

La figure *IV-12* présente la variation de la température surfacique du bloc et de la plaque (en amont et en aval du bloc) en fonction de x et à différentes positions : z = 0; 10; 15; 20; 25 et 30 mm.

Pour x < 0, la température de la plaque augmente et atteint un pic (T =31 °C dans le plan médian) à x = 0.

Au niveau du bloc 0 < x < 50, la température augmente progressivement et passe par un maximum (T = 42 °C dans le plan médian) à x = 35 mm, puis diminue quand x augmente. En comparant avec la figure *IV-6*, nous remarquons que la présence du déflecteur transversal permet de diminuer la température surfacique du bloc et d'augmenter également l'échange convectif.

En revanche, nous remarquons la réduction du pic à x = 50 mm par rapport au cas sans déflecteur. Ceci est dû essentiellement, à l'écoulement frais qui alimente l'aval du bloc et qui est généré par les deux rouleaux contrarotatifs latéraux (figure *IV-9*).



Fig.IV-12: Variations de la température de surface de la plaque et du bloc pour différentes coordonnées transversales $z (\alpha = 10^{\circ})$

IV-2-2-1.d Variation du coefficient d'échange convectif

Les variations du coefficient d'échange local en fonction de x sont représentées sur la figure IV-13. Un premier aperçu montre que h_x dépend peu de z.

En amont du bloc, nous notons des valeurs faibles du coefficient d'échange local avec une augmentation progressive à partir de x = -2 mm.

Au niveau de la surface du bloc ($0 \le x \le 50$), le coefficient d'échange local h_x est maximal à x = 0 mm pour toutes les coordonnées transversales z et diminue par la suite au fur et à mesure que x augmente ($h_x = 30 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$). Néanmoins, la valeur maximale de h_x est

inférieure à celle relevée dans le cas d'un bloc chauffé sur une plaque plane ($h_x = 38 \text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}$). Ceci est dû au retrait des rouleaux contrarotatifs en amont du bloc (figures *IV-10* et *IV-11*) qui ne s'échappent plus sur le bord d'attaque mais plutôt à une abscisse x < 0. En effet, pour le cas sans déflecteur, les échappements répétitifs des structures tourbillonnaires au niveau du bord d'attaque du déflecteur permettent d'alimenter cette zone là en air frais.

En aval du bloc, nous apercevons une valeur maximale du coefficient d'échange local de la plaque à une abscisse x = 55 mm (h_x = 5 Wm⁻²K⁻¹) avant de diminuer à mesure que x augmente.



Fig.IV-13 Variation du coefficient d'échange local h_x pour différentes coordonnées transversales z ($\alpha = 10^\circ$)

IV-2-2-2. <u>Etude du cas où $\alpha = 40^{\circ}$ </u>

IV-2-2-2.a Lignes de courant

Afin de pouvoir distinguer l'influence de la forte inclinaison du déflecteur sur la structure de l'écoulement, nous représentons, sur la figure *IV-14*, les lignes de courant de l'écoulement pour une inclinaison $\alpha = 40^{\circ}$.

Nous remarquons que la zone de faible circulation en amont du bloc a gagné du volume par rapport au cas précédent. La forte inclinaison du déflecteur a introduit une grande perturbation de l'écoulement qui s'étale plus en aval. Nous notons aussi la présence de zones de recirculation en aval du déflecteur qui s'étendent jusqu'à l'extrémité du bloc et qui contribuent à réduire l'épaisseur de la couche limite à la surface du bloc.

Toutefois, en aval du bloc, nous notons la présence d'une zone de recirculation de grande taille qui dépasse la hauteur du bloc et qui est la conséquence du décollement de l'écoulement à partir de x = 20 mm.



Fig.IV-14 : Lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian ($\alpha = 40^{\circ}$ *)*

Sur la figure *IV-15*, nous notons une forte perturbation en amont du bloc. Cependant, à son aval la zone de recirculation centrale (observée précédemment) a disparu laissant place aux rouleaux contrarotatifs latéraux qui se chevauchent et créent par la suite une multitude de tourbillons de tailles différentes.



Fig. IV-15 : Ligne de courant dans le plan y = - 3 mm (y = 0 à la surface du bloc) (α = 40°)

Par ailleurs, la figure *IV-16* montre que les rouleaux contrarotatifs créés en amont du bloc sont plus importants que ceux des cas précédents (figures *IV-3, IV-9, IV-10*). Ceci est dû à la pression exercée par la forte inclinaison du déflecteur. En effet, l'écoulement dévié par le déflecteur va comprimer ces vortex en les empêchant de s'échapper vers le haut.



Fig. IV-16 : Evolution spatiale des vortex en amont et en aval du bloc ($\alpha = 40^{\circ}$ *)*

IV-2-2-2.b Champ dynamique

Les figures *IV-17 (a) et (b)* présentent les distributions axiales de la vitesse dans le plan médian et pour différentes positions y au-dessus de la surface du bloc. Nous notons la présence de trois évolutions différentes :

- Dans la première zone (x < 0), la vitesse diminue à cause de la zone de recirculation présente en amont du bloc,
- Dans la deuxième zone (0 ≤ x ≤ 50), une augmentation considérable de la vitesse est constatée près de la paroi à y = 2 mm. Nous notons un maximum de la vitesse à x = 25mm (U = 0,94 m/s). Cependant à partir de y = 4 mm, nous observons une régression des profils de vitesse due à la forte inclinaison du déflecteur,
- Dans la troisième zone (x > 50), nous notons une diminution de la vitesse qui fini par osciller autour de la valeur 0,1 m/s. L'augmentation de l'angle d'inclinaison α crée des zones de recirculation et des tourbillons contrarotatifs qui inter-réagissent entre eux provoquant ainsi la formation d'une multitude de structures de petite taille emportées par l'écoulement.

Nous notons, sur figure *IV-17 (b)*, une chute de la vitesse dans la deuxième et la troisième zone causée par l'inclinaison très importante de α .





(b) (au-dessus du déflecteur)

Fig.IV-17 (a) et (b) : Distributions axiales de la vitesse dans le plan médian ($\alpha = 40^{\circ}$ *)*

IV-2-2-2.c Température de surface de la plaque et du bloc

Dans ce paragraphe, nous nous intéressons à la variation de la température de la surface du bloc chauffé lorsque l'inclinaison du déflecteur est égale à 40° (*figure IV-18*).

En amont du bloc, la température de la plaque augmente sous l'effet de la conduction et atteint un pic à x = 0 ($T_{max, plaque} = 30$ °C à z = 0). Ce pic est moins important que pour le cas précédent ($T_{max, plaque} = 32$ °C à z = 0). Ceci est dû aux rouleaux tourbillonnaires de grande taille en amont du bloc (figure *IV-16*).

Au niveau du bloc, nous décelons deux comportements différents. Pour x < 25 mm, la température du bloc est plus faible qu'avec un déflecteur incliné de 10°. Par ailleurs, la température augmente de manière sensible pour 25 < x < 50.

En aval du bloc, la température de la plaque est élevée sous l'effet de la conduction et diminue au fur et à mesure que x augmente.



Fig.IV-18 Variations de la température de surface de la plaque et du bloc pour différentes coordonnées transversales $z (\alpha = 40^{\circ})$

IV-2-2-2.d Variation du coefficient d'échange convectif

Les variations du coefficient d'échange local h_x en fonction de x et pour différentes coordonnées transversales, sont représentées sur la figure *IV-19*. Nous constatons également trois évolutions différentes.

En amont du bloc, le coefficient d'échange local au niveau de la plaque augmente progressivement et atteint une valeur maximale à x = -2 mm (h_x = 14 Wm⁻²K⁻¹ à z = 0).

Au niveau du bloc ($0 \le x \le 50$), nous constatons que les courbes sont très voisines et que le coefficient d'échange local h_x dépend peu des coordonnées transversales z. Globalement le coefficient d'échange local est sensiblement plus élevé que dans le cas précédent.

En revanche, en aval du bloc, le coefficient d'échange local est faible est avoisine les 5 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ avant de diminuer à mesure que x augmente.



Fig.IV-19 Variation du coefficient d'échange local h_x pour différentes coordonnées transversales z ($\alpha = 40^\circ$)

IV-2-2-3. Comparaison des différents angles d'inclinaisons

Nous venons de présenter de façon détaillée les cas $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 40^{\circ}$. Nous allons les compléter par trois cas, à savoir : $\alpha = 20^{\circ}$ et $\alpha = 30^{\circ}$ et $\alpha = 45^{\circ}$. Une étude comparative de ces différents cas va nous permettre de mettre en évidence l'influence de l'inclinaison du déflecteur transversal sur le refroidissement du bloc chauffé et sur la distribution spatiale du coefficient d'échange de chaleur.

IV-2-2-3.a Lignes de courant

La figure *V*-20 présente les lignes de courant dans le plan horizontal à une distance y = -3 mm pour les cas suivants : $\alpha' = 20^{\circ}$ (a, b) ; $\alpha' = 30^{\circ}$ (c, d) ; $\alpha' = 45^{\circ}$ (e, f).

Ces lignes de courant ainsi que celles présentées dans les paragraphes *IV-2-2-1.a et IV-2-2-2.a* montrent que les rouleaux tourbillonnaires qui se forment en amont du bloc chauffé prennent du volume lorsque l'angle l'inclinaison du déflecteur augmente.



Figure IV-20 : Lignes de courant à z = 0 (figures a, c et e) et à y = -3 mm (figures b, d et f) avec $\alpha = 20^{\circ}$ (a, b), $\alpha = 30^{\circ}$ (c, d) $\alpha = 45^{\circ}$ (e, f)

Nous retrouvons, en aval du déflecteur incliné, les deux vortex contrarotatifs créés par le recollement de l'écoulement séparé au niveau du bord d'attaque du déflecteur. Ces vortex sont d'autant plus importants que l'angle d'inclinaison est grand.

Toutefois, en aval du bloc, les lignes de courant illustrent une grande perturbation de l'écoulement dans cette zone. Ces structures interagissent entre elles et se chevauchent donnant ainsi naissances à d'autres structures tourbillonnaires de taille différente (figures V-15, V-20 (d) et (f)).

IV-2-2-3.b Champ de température

La figure *IV-21* présente la répartition de température à surface du bloc et de la plaque plane pour :

- Le cas sans déflecteur,
- Les cas $\alpha = 10^{\circ}$, 20° , 30° , 40° et 45° .

Pour le cas sans déflecteur, le maximum de température est localisé dans la zone centrale du bloc chauffé (45°C). Les températures élevées recouvrent une zone importante de la surface du bloc. Cette zone se réduit et devient de plus en plus petite à mesure que α augmente. Cependant, nous notons, pour les cas $\alpha = 40^{\circ}$ et 45° (*figure IV-21 (e) et (f)*), une élévation de la température vers le bord aval du bloc (x = 25 mm). Cette augmentation de la température est due à la forte inclinaison du déflecteur qui fait obstruction dans cette zone.

Pour une vue complète des températures de surface, les figures IV-22 et IV-23 présentent les distributions de température sur les parois transversales (amont et aval) du bloc, pour les différents cas étudiés. Nous observons une diminution de la température des parois transversales du bloc à mesure que α augmente.





Fig.IV-21 : Contours de température à la surface du bloc et de la plaque pour les cas: sans déflecteur (a), $\alpha = 10^{\circ}$ (b), $\alpha = 20^{\circ}$ (c), $\alpha = 30^{\circ}$ (d), $\alpha = 40^{\circ}$ (e) et $\alpha = 45^{\circ}$ (f)

La température maximale en amont du bloc, pour le cas d'une marche ascendante chauffée (figure IV-22(a)), est égale à 36°C contre une valeur maximale de 32 °C pour le cas d'un déflecteur incliné de 40° (figure IV-22(f)). Cette diminution est attribuée aux rouleaux contrarotatifs en amont du bloc déjà observés par les lignes de courant. En effet la formation et l'échappement de ces structures tourbillonnaires vont augmenter l'échange convectif avec la paroi chauffée.

La figure *IV-23* montre aussi une diminution de la température sur la paroi en aval du bloc. Cette diminution est due aux perturbations introduites par l'inclinaison du déflecteur, favorisant l'interaction entre les deux vortex latéraux en aval du bloc.



IV-2-2-3.c Champ dynamique

Les distributions axiales de la vitesse dans le plan médian et à une distance y = -3 mm sont représentées sur la figure *IV-24* pour les différents cas étudiés. Au niveau de la surface du bloc, nous remarquons que la vitesse augmente à mesure que α augmente (jusqu'à $\alpha = 40^{\circ}$).

En effet, à mesure que α augmente, la section entre le bloc et le déflecteur se réduit d'où l'augmentation de la vitesse au dessus de la surface du bloc. Nous notons une valeur de 0,92 m/s pour le cas $\alpha = 40^{\circ}$ et à une distance x = 25 mm. Nous remarquons que l'écart est de 120 % entre ce cas et le cas sans déflecteur. En effet, l'écoulement dévié par l'inclinaison du déflecteur va comprimer la couche limite formée sur la surface du bloc et par conséquent augmenter la vitesse dans cette zone.



Cependant, pour $\alpha = 45^{\circ}$, la vitesse diminue, ce qui permet de penser que $\alpha = 30^{\circ}$ ou 40° représente un angle optimum pour le transfert thermique ce qui sera vérifié par la suite.

Fig.IV-24 : Distributions axiales de la vitesse dans le plan médian et à une ordonnée y = 2 mm (sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° ; 45°)

La situation sans déflecteur correspond à un écoulement sur une plaque plane présentant une marche ascendante chauffée de hauteur finie. Dans ce cas, la vitesse diminue légèrement par l'effet du décollement de l'écoulement à partir du bord d'attaque du bloc et de la couche limite formée sur sa surface (à une distance x = 25 mm, U = 0,42 m/s).

IV-2-2-3.d Température de la surface de la plaque et du bloc

Nous représentons sur la figure *IV-25* la variation de la température surfacique du bloc chauffé et de la plaque dans le plan médian en fonction de x pour différentes valeurs de α . Nous observons une diminution de la température quand α augmente. Par exemple, pour le cas sans déflecteur la température maximale (à x = 35 mm) est égale à 46,2 °C. En revanche, quand α = 30°, T_{max} = 40°C et quand α = 40°, T_{max} = 40,3 °C. L'écart de température entre le modèle sans déflecteur et celui avec de déflecteur est de 6 °C ce qui permet de confirmer l'influence du déflecteur transversal sur le refroidissement du bloc.

Toutefois, quand $\alpha = 45^{\circ}$, nous notons une augmentation de la température sur l'ensemble du bloc ce qui confirme que $\alpha = 30^{\circ}$ ou $\alpha = 40^{\circ}$ constitue l'inclinaison optimale.

Certes, la température maximale locale (point chaud) peut être une valeur limite audelà de laquelle le fonctionnement d'un composant [8, 9] n'est plus garanti et la diminution des performances peuvent aller jusqu'à la défaillance. Mais, la température moyenne de la surface chauffée peut être également un paramètre qu'il faut prendre en considération.



Fig.IV-25 : Variation de la température surfacique dans le plan médian (sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° ; 45°)

Dans le cas de notre étude la variation de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc en fonction de α va nous permettre d'identifier l'inclinaison optimale. Sur la figure IV-26 la température moyenne est maximale ($T_{moy} = 32,4$ °C) pour le cas sans déflecteur. Ensuite, en présence du déflecteur, la température moyenne de la surface du bloc diminue et passe par un minimum de 27,7 °C ($\alpha = 30^\circ$) avant d'augmenter et atteindre 30°C lorsque $\alpha = 45^\circ$.

Par conséquent, nous pouvons conclure que $\alpha = 30^{\circ}$ représente l'inclinaison optimale.



Fig.IV-26 : Variation de la température moyenne T_{moy} de surface du bloc en fonction de α



IV-2-2-3.e Variation du coefficient d'échange convectif

Fig.IV-27 : Variation du coefficient d'échange dans le plan médian (sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° ; 45°)

Sur la figure *IV-27* sont représentées les variations du coefficient d'échange local h_x en fonction de x, pour les cas avec et sans déflecteur. Nous remarquons que le coefficient d'échange augmente à mesure que l'angle d'inclinaison augmente. La déviation de l'écoulement vers le centre de la surface du bloc introduite par le déflecteur transversal, provoque globalement une augmentation du coefficient d'échange local sauf au voisinage du bord d'attaque du bloc, en raison des rouleaux contrarotatifs qui s'échappent latéralement lorsque le déflecteur est incliné (voir figures *IV-15* et *IV-16*).

Le coefficient d'échange moyen h_{moy} sur l'ensemble du bloc est un paramètre essentiel. Le Tableau 1 présente sa valeur en fonction de l'angle d'inclinaison α .

Il est à noter que l'amélioration du transfert convectif moyen h_{moy} par rapport au cas sans déflecteur, est de 42 % quand $\alpha = 30^\circ$, de 45 % quand $\alpha = 40^\circ$ et de 32 % quand $\alpha = 45^\circ$.

α (°)	Sans déflecteur	10	20	30	40	45
$\begin{array}{c} h_{moy} \\ (Wm^{-2} K^{-1}) \end{array}$	16,4	20,7	21,5	23,3	23,7	21,6

Tableau 1 : Influence de l'angle d'inclinaison des déflecteurs sur la variation de h_{moy}

Avec la géométrie utilisée (H'' = 1,5 cm, L'' = 10 cm et a'' = 0 cm), nous constatons que $\alpha = 40^{\circ}$ représente un optimum pour le transfert de chaleur global, ce qui n'était pas le cas de la température moyenne T_{moy} . Nous notons un écart type $\sigma = 7,7$ °C. Par conséquent, nous pouvons conclure de l'existence de deux inclinaisons optimales.

Le choix de l'une ou l'autre repose en fait sur les besoins de l'utilisateur :

- Si l'amélioration que nous souhaitons apporter vise à homogénéiser la température du bloc et la maintenir dans des limites où la performance et le fonctionnement ne sont pas compromis, alors notre choix se portera sur un déflecteur incliné de 30° ($\sigma = 4,2$ °C).
- Cependant, si l'échange convectif est le paramètre essentiel et que l'homogénéisation de la température n'est pas nécessaire, alors notre choix se portera sur un déflecteur incliné de 40°.

Dans le cadre de notre étude, nous cherchons à homogénéiser la température du bloc chauffé afin de garantir sa fiabilité. Pour cela nous nous intéresserons au premier cas où $\alpha = 30^{\circ}$.

IV-2-3 Influence de la distance e'' entre le déflecteur et le bloc

IV-2-3-1. Données générales

Dans cette partie, nous allons étudier l'influence de la distance *e''* entre le bord de fuite du déflecteur et le bloc sur la structure de l'écoulement et sur l'échange convectif. Nous présenterons alors les variations de la vitesse, de la température et du coefficient d'échange h_x en fonction de la distance adimensionnelle *e''** pour l'angle $\alpha = 40^\circ$ et avec la géométrie déjà utilisée (H'' = 1,5 cm, L'' = 10 cm, *et a'' = 0* cm).

$$e^{''*} = \frac{e^{''}}{e_{\max}},$$
 [Eq.IV-1]

avec e_{max} est la distance maximal à partir de laquelle l'influence du déflecteur est négligeable. On pose $e_{max} = 1,3$ cm pour $\alpha = 40^{\circ}$.



IV-2-3-2. lignes de courant


Fig.IV-28 : Lignes de courant à z = 0 (figures a, c et e) et à y = -3 (figures b,d et f) avec $e''^* = 0,5$ (a, b), $e''^* = 0,75$ (c, d) et $e''^* = 1(e, f)$

La figure *IV-28* illustre les lignes de courant, pour un angle d'inclinaison $\alpha = 40^{\circ}$, dans le plan médian et dans le plan horizontal à une ordonnée y = - 3mm. Nous retrouvons dans tous les cas les trois structures tourbillonnaires en aval du bloc chauffé. Lorsque la section $e^{"*}$ diminue les deux rouleaux contrarotatifs latéraux cèdent leur place à la zone centrale de recirculation

IV-2-3-3. Champ dynamique

La figure *IV-29* présente la distribution axiale de la vitesse en fonction de x dans le plan médian.

- En amont du bloc, la vitesse augmente lorsque $e^{"*}$ augmente. Cette augmentation peut être expliquée du fait que les rouleaux contrarotatifs prennent du volume lorsque $e^{"*}$ croit (figure *IV-29*).
- Cependant, au niveau du bloc la vitesse augmente lorsque e^{i^*} diminue $U_{max} = 0.92$ m/s à x = 25 mm et pour $e^{i^*} = 0.26$. En effet, la réduction de la section de passage de l'air réduit l'épaisseur de la couche limite en retardant l'apparition d'un décollement éventuel ce qui a favorisé l'augmentation de la vitesse dans cette zone.
- En aval du bloc, nous notons une chute très importante de la vitesse, pour les faibles valeurs de e^{i*} , due à l'inclinaison du déflecteur qui fait obstruction à l'écoulement créant ainsi une grande perturbation dans cette zone.



Fig.IV-29 : Distributions axiales de la vitesse pour différentes distances adimensionnelles $e^{''*}$ ($\alpha = 40^{\circ}$)

IV-2-3-4. Température de surface de la plaque et du bloc

La figure *IV-30* présente la variation de la température surfacique dans le plan médian et pour différentes valeurs e''^* : 1; 0,75; 0,5 et 0,26.

Pour x allant de 0 à 50 mm, la température augmente et passe par un maximum (égale à 42 °C pour $e''^* = 1$), puis diminue quand x augmente.

Ce maximum perd de son importance quand e'' diminue. En effet, la réduction de la section de passage de l'air augmente la vitesse au niveau du bloc et par conséquent permet de baisser la température de sa surface.

Toutefois, la variation de la température moyenne en fonction de e'' permettra de quantifier cet écart.

Sur la figure *IV-31*, la température moyenne T_{moy} diminue, passe par un minimum à $e''^* = 0,26$ et augmente par la suite lorsque e''^* augmente quelque soit l'inclinaison α du déflecteur. L'augmentation de la distance adimensionnelle e^{i^*} induit la disparition de l'effet du déflecteur sur la structure de l'écoulement au voisinage du bloc chauffé. D'où l'augmentation de sa température moyenne.

Cependant les valeurs les plus faibles de la température moyenne sont obtenues pour $\alpha = 30^{\circ}$ avec un minimum de 27,7 °C à $e''^* = 0,26$.



Fig.IV-30 : Variation de la température de surface dans le plan médian pour différentes sections e''^{*}($\alpha = 40^{\circ}$)



Fig.V-31 : Variation de la température moyenne T_{moy} de surface du bloc pour différentes valeurs e''* (sans déflecteur, $\alpha = 10^{\circ}$; 20° ; 30° ; 40° ; 45°)

IV-2-3-5. Variation du coefficient d'échange moyen

Nous représentons sur la figure *IV-32* la variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la distance adimensionnelle e''^* pour les différents cas de α . Nous observons une augmentation de h_{moy} avant de passer par un maximum à $e''^* = 0,26$ environ pour les deux angles d'inclinaison. Quand $e''^* > 0,26$, h_{moy} diminue et tend à se stabiliser.



Fig.IV-32 : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de e''*(sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° ; 45°)

IV-2-4 Influence de l'emplacement du déflecteur

Nous présentons dans cette partie, l'influence de l'emplacement du déflecteur sur la structure de l'écoulement. Pour cela, nous avons étudié les variations du champ de vitesse de l'écoulement ainsi que celles de la température surfacique et du coefficient d'échange en fonction de la variable a'', qui représente la distance entre les abscisses du bord d'attaque du déflecteur et du bloc. Pour des raisons pratiques, nous avons utilisé la variable sans dimension a''^* , telle que :

$$a''^* = \frac{a''}{b}$$
. [Eq.IV-2]

Nous choisissons, dans cette partie, la même configuration géométrique avec une distance adimensionnelle $e''^* = 0.26$.

IV-2-4-1. Lignes de courant

Afin de mettre en évidence l'influence de la variable adimensionnelle a''^* sur la structure de l'écoulement, nous avons représenté les lignes de courant dans le plan médian et pour différentes valeurs a''^* (figure *IV-33*).

Nous remarquons que la zone de recirculation en aval du bloc est de plus en plus importante quand a''^* augmente. Cependant, à partir de $a''^* = 0,2$, nous observons un décollement de l'écoulement à la surface du bloc avec l'apparition de zones de recirculation sur la première moitié.

Nous observons également une régression de la structure tourbillonnaire en amont du bloc.



Fig.IV-33: Lignes de courant à z = 0, avec $a^{"*} = -0,2(a)$; 0,2(b); 0,4(c) et 0,5(d)

IV-2-4-2. Champ dynamique

Sur la figure *IV-34* sont illustrées les variations axiales de la vitesse à une position y = 2 mm au dessus de la surface du bloc et pour différents emplacements du déflecteur. Nous



constatons l'existence de deux extremums de vitesse qui se déplacent dans le sens des x quand $a^{''*}$ augmente.

Fig.IV-34 : Distributions axiales de la vitesse pour différents emplacements du déflecteur $(\alpha = 40^{\circ})$

Pour $a''^* = 0,2$, le minimum de la vitesse est égal à 0,42 m/s à une distance de 10 mm en amont du bloc. Cependant, pour $a''^* = 0,5$, le minimum de vitesse (0,1 m/s) est observée à une distance x = 18 mm. Cette translation est due à l'effet conjugué du décollement de la couche limite et des rouleaux contrarotatifs qui sont formés en amont du bloc. L'interaction entre les deux engendre une série de vortex de petite taille au voisinage de la surface du bloc (figure *IV-34*). Ce minimum est également le minimum absolu de la vitesse pour l'ensemble des positions envisagées.

Toutefois, le maximum de vitesse varie peu avec a''^* , mais il est translaté vers les valeurs élevées de x quand a''^* augmente avec un maximum noté à $a''^* = 0$.

IV-2-4-3. Température de surface de la plaque et du bloc

Sur la figure *IV-35*, nous remarquons que jusqu'à $a''^* = 0,2$ les valeurs maximales de température T_{max} sont observées à vers x = 35 mm et se déplacent vers x = 15 mm quand a''^* est supérieure à 0,2 mm. Les plus faibles valeurs de T_{max} se rencontrent quand $0,2 < a''^* < 0,2$. En représentant la variation de la température moyenne de surface du bloc chauffé en fonction a''^* , nous remarquons que la valeur minimale de la température est obtenue pour $a''^* = 0$.

Sur la figure *IV-36*, la température moyenne T_{moy} diminue en fonction de a''^* et atteint un minimum à $a''^* = 0,2$ ($T_{moy} = 27,7$ °C pour $\alpha = 30^\circ$) avant d'augmenter à nouveau à mesure que a''^* augmente. L'augmentation de cette distance adimensionnelle a''^* engendre la disparition progressive de l'effet des déflecteurs sur la structure de l'écoulement au voisinage du bloc chauffé. D'où l'augmentation de sa température moyenne.



Fig.IV-35 : Variations de la température de surface pour différents emplacements du déflecteur ($\alpha = 40^\circ$)



Fig.IV-36 : Variation de la température moyenne T_{moy} de surface du bloc pour différentes valeurs a''* (sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° ; 45°)

IIV-2-4-4. Variation du coefficient d'échange moyen



Fig.IV-37 : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la section a''^* (sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° ; 45°)

Dans ce paragraphe, nous déterminons les variations du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la distance adimensionnelle a''^* et pour différents angles d'inclinaison α' , à savoir $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° et 45° .

Sur la figure *IV-37*, nous notons une augmentation du coefficient d'échange moyen h_{moy} marquée par un maximum à une distance adimensionnelle $a''^* = 0$ avant de diminuer par la suite à mesure que a''^* augmente. Ce maximum est observé pour les différentes inclinaisons étudiées. Néanmoins, la variation globale de h_{moy} est maximale pour un angle d'inclinaison $\alpha = 40^{\circ}$.

IV-2-5 Influence de la vitesse d'entrée U_e

Dans cette partie, nous faisons varier la vitesse à l'entrée de la plaque afin d'établir la relation entre le nombre de Nusselt Nu et le nombre de Reynolds Re_b .

Nous rappelons les paramètres retenus pour cette étude :

- H'' = 10 cm,
- L'' = 1,5 cm,
- $\varphi = 1400 \text{ Wm}^{-2}$
- $h_a = 5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

- $a''^* = 0$,

- $e''^* = 0,26.$

IV-2-5-1. Lignes de courant

Les lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian sont étudiée pour différentes vitesse d'entrée U_e .

Sur la figure *IV-38*, nous présentons les lignes de courant pour l'inclinaison $\alpha = 30^{\circ}$. Pour $U_e = 0.8$ m/s, nous distinguons deux structures tourbillonnaires en aval du déflecteur (figure *IV-38* (a)). Ces structures changent de forme et s'allongent à mesure que U_e augmente.

En aval du bloc, les lignes de courant illustrent une perturbation de l'écoulement dans cette zone de plus en plus importante quand U_e augmente. Ces structures interagissent entre elles et se chevauchent donnant ainsi naissances à d'autres structures tourbillonnaires de taille différentes.

Par ailleurs, les rouleaux contrarotatifs créés en amont du bloc semblent perdre de leur volume quand U_e augmente.





Fig.IV-38 : Lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian pour $U_e = 0.8$; 2 ; 3 ; 4 m/s ($\alpha = 30^\circ$)

IV-2-5-2. Variation du coefficient d'échange moyen

Dans cette partie, nous présenterons le cas sans déflecteur ainsi que les deux cas extrêmes $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 40^{\circ}$

Le Tableau 2 présente les valeurs du coefficient d'échange moyen h_{moy} sur l'ensemble de la surface du bloc, pour différentes vitesses U_e . Il est à noter que h_{moy} est maximum pour α = 40° quelle que soit la vitesse U_e à l'entrée. Toutefois, le coefficient d'échange est globalement meilleur quand U_e augmente. En effet, dans le cas où $\alpha = 40^\circ$, l'amélioration apportée par le déflecteur est de 45 % pour $U_e = 0.8$ m/s, et de 95% pour $U_e = 4$ m/s. Ce qui correspond à une diminution de la température moyenne de 5,5 °C pour $U_e = 0.8$ m/s, et 9,6 °C pour $U_e = 4$ m/s.

$U_e(m/s)$	0,8	2	3	4
α (°)				
Sans déflecteur	16,4	22	23,7	26,7
10	21,3	33,5	39,7	43,4
40	23,7	39,2	46,8	52,4

Tableau 2 : Variation de h_{moy} en fonction de la vitesse U_e et pour les cas : sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$, $\alpha = 40^\circ$



Fig.IV-39 : Distributions axiales de la vitesse dans le plan médian à y = 2 mm

Toutefois, l'augmentation du coefficient de l'échange est liée au fait que la vitesse au voisinage de la surface a augmenté considérablement pour $U_e = 4$ m/s (figure *IV-39*). Au niveau de la surface du bloc et pour une ordonnée y = 2 mm, nous notons une amélioration de la vitesse moyenne de l'ordre de 115 % lorsque le déflecteur est incliné de 40°.

IV-2-5-3. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

Nous présentons, dans cette partie, les variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds dans le but de d'établir une loi empirique reliant ces deux paramètres.

Dans le cas d'une plaque plane de longueur L placée dans un écoulement, le nombre de Nusselt moyen Nu peut s'écrire en fonction du nombre de Reynolds Re_L à l'extrémité de la plaque :

N_{uL} = A Pr^{1/3} Re_L^m [Eq.IV-3] Nous allons néanmoins chercher à voir si nos résultats peuvent encore être exprimés sous la forme précédente. Pour cela, nous nous inspirons des travaux de Shyy Woei Chang et al. [49] qui ont établi une loi empirique liant le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds, telle que :

$$\overline{Nu} = A \left\{ \frac{L}{B} \right\} \times Re^{n \left\{ \frac{L}{B} \right\}} =$$

$$=$$

$$\left[0.0392 + 0.0151 \times \frac{L}{B} - 0.00015 \times \left(\frac{L}{B} \right)^2 \right] \times Re^{0.7765 - 0.01507 \times (\frac{L}{B}) - 7.491E - 5 \times (\frac{L}{B})^2}$$

$$[Eq.IV-4]$$

avec B est distance entre deux ailettes du radiateur.

Vu la complexité de notre géométrie et comme la structure de l'écoulement dépend de la position et de l'inclinaison du déflecteur, les paramètres A et m de l'équation IV-3 vont obligatoirement dépendre de l'angle α . L'équation s'écrit alors :

$$N_{u} = A(\alpha) \operatorname{Pr}^{1/3} \operatorname{Re}_{b}^{m(\alpha)}$$
[Eq.IV-5]

où Re_b est le nombre de Reynolds au bord de fuite du bloc chauffé.

Tout d'abord sur la figure *IV-40* sont présentées les variations de N_u en fonction du nombre de Reynolds Re_b pour les différents angles α , à savoir : 0°, 10°, 20°, 30° et $\alpha = 40^{\circ}$. Nous observons une augmentation du nombre de Nusselt Nu avec le nombre de Reynolds et cela quelque soit l'angle α . Il est à noté que le nombre de Nusselt Nu augmente quand α augmente.



Fig. IV-40 : Influence de l'angle d'inclinaison α sur la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

Par la suite, nous avons représenté, sur la figure *V*-41, les variations de A et m en fonction de l'angle α et nous avons recherché une régression linéaire pour chacune des deux fonctions. Une approximation de degré 2 est satisfaisante. On obtient alors :

$$m (\alpha) = -5.10^{-5} \alpha^2 + 3,6.10^{-3} \alpha + 0,43$$

$$A (\alpha) = 1,72.10^{-4} \alpha^2 - 0,01 \alpha + 0,56$$
[Eq.IV-5]
[Eq.IV-6]

Par conséquent, la loi empirique du nombre de Nusselt moyen s'écrit :

$$N_{\rm u} = (1,72.10^{-4} \,\alpha^2 - 0,01 \,\alpha + 0,56) \, {\rm Pr}^{1/3} \, {\rm Re}^{(-5.10^{-5} \,\alpha^2 + 3,6.10^{-3} \,\alpha + 0,43)}$$
 [Eq.IV-7]



Fig. IV-41 : Variation des paramètres A et m en fonction de α

IV-3 Etude expérimentale

Dans cette partie, nous étudions expérimentalement la structure de l'écoulement dévié vers la surface du bloc par le déflecteur transversal et le transfert de chaleur qui en résulte. L'exploration des champs moyens et fluctuants de vitesse et de température va permettre de déterminer respectivement l'influence de l'inclinaison du déflecteur sur la structure de l'écoulement. D'autre part, l'analyse des cartographies obtenues par caméra infrarouge va permettre, pour sa part, de mieux cerner l'influence de l'inclinaison du déflecteur sur le refroidissement du bloc chauffé.

Les conditions expérimentales choisies pour cette étude sont les suivantes :

- $T_e = 16,7 \ ^{\circ}C$
- $\varphi = 1400 \text{ Wm}^{-2}$
- U = 0.8; 2; 3; 4 m/s
- La géométrie utilisée est telle que :
- H'' = 10 cm,
- L'' = 1,5 cm,
- $a''^* = 0$,
- La distance entre le bord d'attaque du déflecteur et celui du bloc est égale à 1,5 cm, ce qui nous donne différentes valeurs de e''^* , à savoir :
 - $e''^* = 0,26 \text{ pour } \alpha = 40^\circ$

- $e''^* = 0.33$ pour $\alpha = 30^\circ$
- $e''^* = 0.4$ pour $\alpha = 20^\circ$
- $e''^* = 0,45 \text{ pour } \alpha = 10^\circ$

IV-3-1 Visualisation de l'écoulement

Afin de se faire une idée globale sur la structure de l'écoulement aux alentours du bloc chauffé et du déflecteur, nous avons commencé cette étude par une visualisation dans le plan médian dont le principe a été exposé au paragraphe III-7 du chapitre 3.

Les photos *IV-1* à *IV-4* montrent le comportement de l'écoulement pour différents angles d'inclinaison du déflecteur, à savoir : $\alpha = 10^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $\alpha = 30^\circ$ et $\alpha = 40^\circ$ et pour une vitesse incidente $U_e = 0.8$ m/s.

Sur les photos IV-1(a) et (b), nous constatons que l'air qui alimente l'écoulement est confiné entre la surface du bloc chauffé et le déflecteur. Un décollement de la couche limite amont est visible. Nous notons également la présence d'une zone de sillage fine qui atteint des valeurs élevées de x. Cette zone disparaît à fur et à mesure que α augmente (photos IV-2-IV-4).

Sur les photos IV-2(a) et (b), nous remarquons l'apparition d'une zone de recirculation en aval du déflecteur qui prend du volume à mesure que α augmente (photos IV-3 et IV-4). Nous notons par la même occasion, la disparition progressive de la zone de recirculation en aval du bloc chauffé quand α augmente.

Cependant, sur les photos *IV-3* et *IV-4*, nous remarquons l'apparition d'un rouleau contrarotatif en amont du bloc qui prend du volume quand α augmente. Ce rouleau est formé par l'effet conjugué de l'écoulement dévié par le déflecteur et l'écoulement décollé au niveau du bord d'attaque du bloc.

Nous apercevons, en outre, sur photo IV-4(b) un décollement vers l'extrémité aval du bloc, dû à la forte inclinaison du déflecteur.



Photo IV-1 (*a*) : $\alpha = 10^{\circ}$

Photo IV-1 (b) : $\alpha = 10^{\circ}$



Photo IV-2 (a) : $\alpha = 20^{\bullet}$





Photo IV-3 (*a*) : $\alpha = 30^{\bullet}$

Photo IV-3 (b) : $\alpha = 30^{\circ}$



Photo IV-4 (a) : $\alpha = 40^{\circ}$

Photo IV-4 (b) : $\alpha = 40^{\circ}$

Compte tenu de ces constatations, nous pouvons noter l'existence de trois zones de structures différentes le long de l'écoulement. En conséquence, nous avons effectué nos mesures de vitesse et de température dans 15 sections droites couvrant les trois zones et variant de x = -30 mm jusqu'à x = 80 mm.

IV-3-2 Cartographies thermiques

Dans cette partie, nous présentons les cartographies thermiques sur la surface du bloc chauffé et de la plaque réalisées par thermographie infrarouge (voir paragraphe III-6 du chapitre 3).

La photo *IV-5* représente la cartographie infrarouge de la surface du bloc et de la plaque dans le cas d'un écoulement sur une marche ascendante sans présence d'éléments perturbateurs. Nous remarquons qu'en l'absence du déflecteur, la température est plus élevée sur toute la surface du bloc, avec un maximum vers l'extrémité supérieure. Cependant, lorsqu'on insère le déflecteur transversal, nous observons une diminution de la température dans la partie amont du bloc (photo *IV-6*). Nous pouvons noter que plus l'angle d'inclinaison du déflecteur est important, plus la température de la surface du bloc diminue et tend à s'homogénéiser (photos *IV-7* et *IV-8*).

Néanmoins, sur la photo *IV-9*, nous décelons une légère augmentation de la température surtout vers l'extrémité supérieure du bloc, ce qui permet de dire que $\alpha = 30^{\circ}$ est l'inclinaison optimale pour un refroidissement maximal de la surface du bloc. Nous distinguons également sur les photos une propagation de la chaleur dans la plaque plane par conduction.

La comparaison avec les résultats numériques sera effectuée dans le paragraphe IV-4 de ce chapitre.



Photo IV-5 : Cartographie (sans déflecteur)

Photo IV-6 : Cartographie ($\alpha = 10^{\circ}$)



Photo IV-7 : Cartographie ($\alpha = 20^{\circ}$)

Photo IV-8 : Cartographie ($\alpha = 30^{\circ}$)



Photo IV-9 : Cartographie ($\alpha = 40^{\circ}$)

IV-3-3 Champs moyens et fluctuants

Les mesures locales de température et de vitesse de l'écoulement ont été réalisées par anémométrie à fil chaud et à fil froid dont le principe a été exposé au paragraphe III-4 du chapitre 3.

IV-3-3-1. Etude du cas sans déflecteur

IV-3-3-1.a Champs moyens

Pour la distribution de la vitesse, nous choisissons de limiter les mesures expérimentales à y = 15 mm à partir duquel la vitesse est quasiment égale à celle de l'écoulement général.

La figure *IV-42* illustre la distribution selon x de la composante verticale de la vitesse de l'écoulement pour six ordonnées y différentes. Nous distinguons trois évolutions différentes, à savoir : en amont, en aval et au niveau du bloc.

En amont du bloc la vitesse est constante pour chaque profil de vitesse avec une légère augmentation au voisinage immédiat du bloc.

Au niveau du bloc la vitesse augmente quand y augmente et se stabilise à partir de y = 10 mm.



En aval du bloc la vitesse augmente et se stabilise à partir de y = 10 mm.

Fig.IV-42 : Distributions de la vitesse dans le plan médian (cas sans déflecteur)



Fig.IV-43 : Distributions moyenne temporelle dans le plan médian (cas sans déflecteur)

Les distributions selon x de la température près de la surface du bloc sont représentées sur la figure *IV-43*.

Dans la première zone en amont du bloc, la température est uniforme mais subit une légère augmentation à partir de x = -10 mm due à la zone de recirculation crée par la marche ascendante. La deuxième zone, au voisinage de la surface du bloc, est caractérisée par une augmentation de la température de l'air qui atteint un maximum vers x = 50 mm (T_e = 25,5 °C pour y = 2 mm). Cette évolution du champ thermique est due à l'éffet conjugué de la couche limite formée sur la surface et du décollement de l'écoulement amont. Ensuite, nous observons, dans la troisième zone (x > 50 mm) une diminution progressive de la température.

IV-3-3-1.b Champs fluctuants

Afin de mieux connaître la structure de l'écoulement, l'étude des taux de turbulence permet d'apporter plus de détails sur les distributions des fluctuations de température et de vitesse dans l'écoulement.

Taux de fluctuation dynamique

Les interactions entre l'écoulement ascendant dévié par les déflecteurs et les zones de recirculation créées au niveau du bloc peuvent être décelées grâce à l'étude des taux de fluctuation dynamique.

Sur la figure *IV*-44, nous représentons l'évolution du taux de fluctuation dynamique I_d en fonction de x et pour différentes ordonnées y.



Fig.IV-44 : Evolution du taux de fluctuation dynamique I_d dans le plan médian (cas sans déflecteur)

Pour y = 10 et 15 mm, nous notons une intensité de turbulence constante qui est celle de l'écoulement incident. Nous remarquons qu'au voisinage immédiat de la surface du bloc (y = 2), le taux de fluctuation dynamique I_d est constant dans la première zone (x < 0), puis il passe par un maximum à x = 10 mm (I_d = 32 %). La valeur élevée du taux de fluctuation indique une forte interaction entre l'écoulement ascendant et l'écoulement décollé au niveau du bord d'attaque du bloc formant ainsi un rouleau contrarotatif qui s'échappe dans cette zone. Ce rouleau de faible taille excède la hauteur du bloc de 2mm seulement puisque le maximum de taux de fluctuation n'est observé que pour l'ordonnée y = 2 mm.

Taux de fluctuation thermique

Sur la figure *IV-45* est donnée la répartition du taux de fluctuation thermique I_t en fonction de x et pour différentes ordonnées y. Pour les régions les plus proches de la surface du bloc, nous observons trois extremums : deux maximums et un minimum. Les deux maximums sont relevés à x = 0 mm et x = 50 mm environ ($I_t = 11$ % et $I_t = 12.5$ % pour y = 6 mm) et indiquent l'interaction entre l'écoulement d'air frais et l'air chaud dégagé par le bloc.



*Fig.IV-45 : Evolution de l'intensité de fluctuation thermique I*_t dans le plan médian (cas sans déflecteur)

IV-3-3-2. Etude du cas $\alpha = 30^{\circ}$

IV-3-3-2.a Champs moyens

• Champ dynamique

Les figures *IV-46 (a), IV-46 (b) et IV-46 (c)* présentent les variations de la vitesse axiale pour différentes ordonnées y au-dessus de la surface du bloc.

Dans la zone située entre le bloc et le déflecteur (0 < y < 8 mm, figure IV-46 (a)), la vitesse augmente quand y augmente et passe par un maximum avant de diminuer. Cette diminution est due à l'effet de l'inclinaison du déflecteur.



(a)



(b)



Fig.IV-46 Distribution axiale de la vitesse dans le plan médian ($\alpha = 30^{\circ}$)

Dans la deuxième zone (8 mm < y < 18 mm, figure *IV-46 (b)*), la vitesse est plus faible. L'écoulement d'air est totalement ralenti par l'effet de l'inclinaison du déflecteur.

Plus loin, au-dessus du déflecteur au dessus du déflecteur (y > 18, *IV-46 (c)*) la vitesse augmente sensiblement et atteint un maximum de 1 m/s à x = 30 mm et pour une ordonnée y 24 mm. Cette zone correspond au recollement de l'écoulement décollé au niveau du bord d'attaque du déflecteur.

• Champ thermique

La figure *IV-47* présente la Distribution moyenne temporelle dans le plan médian pour différentes ordonnées y. La température augmente quand x augmente et atteint une valeur maximale à environ x = 50 mm quelque soit l'ordonnée y. la valeur maximale observée est obtenue pour y = 2 mm ($T_{emax} = 21$ °C). En comparant ce cas avec le cas précédent (sans déflecteur) nous remarquons une diminution de la température de l'écoulement d'air confiné entre le déflecteur et le bloc. En effet, l'inclinaison du déflecteur a guidé l'écoulement d'air vers la surface.



Fig.IV-47 : *Distribution moyenne temporelle dans le plan médian* ($\alpha = 30^{\circ}$)

IV-3-3-2.b Champ fluctuant

• Taux de fluctuation dynamique

Sur les figures *IV-48* (*a*) et (*b*), sont représentées les variations du taux de fluctuation dynamique I_d pour différentes valeurs de y dans le plan médian.

- Nous pouvons constater qu'en amont du bloc, I_d est constante est égale à environ 7 % pour l'ensemble des ordonnées y, ce qui correspond au taux de fluctuation de l'écoulement incident et avoisine les 7 %.
- Au voisinage immédiat de la surface du bloc (y = 2 mm), nous observons trois extremums, deux maximums et un minimum. Les deux maximums relevés à environ x = 0 mm et x = 60 mm (I_d = 22,5 % et I_d = 28 %) indiquent l'interaction respective entre l'écoulement ascendant et le rouleau contrarotatif en amont du bloc et entre l'écoulement ascendant et la zone de recirculation formée en aval du bloc. Toutefois, le maximum observé à x = 0 mm disparaît progressivement lorsque y augmente, tandis ce que celui en aval du bloc demeure important. Cela et du à la perturbation induite par la forte inclinaison du déflecteur (photo *IV-3*).

Cependant, nous notons un maximum de taux de fluctuation aux alentours de x = 40 mm pour les ordonnées y = 18 mm et y = 20 mm indiquant une interaction entre l'écoulement à forte vitesse et les zones de recirculation qui se forment en aval du déflecteur (photo *IV*-3(b)).



Fig.IV-48 : Evolution du taux de fluctuation dynamique I_d dans le plan médian ($\alpha = 30^\circ$)

Taux de fluctuation thermique

La figure *IV-49* présente l'évolution du taux de fluctuation I_t dans le plan médian pour différentes ordonnées y. Nous observons, au voisinage immédiat de la surface du bloc (y = 2

mm), une augmentation de I_t lorsque x augmente avec un maximum de taux de fluctuation détecté aux alentours de x = 40 mm. Cela indique une interaction entre l'écoulement d'air frais et l'air chaud dégagé par la surface du bloc vers son extrémité supérieure.



Fig.IV-49 : Evolution du taux de fluctuation thermique I_t dans le plan médian ($\alpha = 30^\circ$)

IV-3-4 Coefficient d'échange moyen

Pour les différents cas étudiés, nous avons déterminé le coefficient d'échange moyen h_{moy} au niveau de la surface du bloc chauffé à l'aide d'un fluxmètre à couche mince.

Le fluxmètre est d'épaisseur 0,4 mm et de même dimension que la surface du bloc chauffé. La sensibilité du fluxmètre est de 0,495 μ V/(W/m²). En utilisant la formule classique, nous pouvons calculer le coefficient d'échange moyen h_{moy} entre la plaque et l'écoulement ascendant :

$$h_{moy} = \frac{\varphi_{moy}}{T_{moy} - T_a}$$
[Eq.IV-8]

T_{moy} est déterminée à l'aide de la technique de thermographie infrarouge

La figure *IV-50* présente les variations du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la vitesse d'entrée U_e et pour les différents cas étudiés.



Fig.IV-50 : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction U_e (sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°)

Sur cette figure, nous notons une augmentation du coefficient d'échange moyen h_{moy} avec la vitesse de l'entrée U_e . Il est à noter que h_{moy} est toujours plus élevé pour $\alpha = 40^\circ$ et ceci quelle que soit la vitesse d'entrée U_e .

L'amélioration du transfert convectif moyen h_{moy} par rapport au cas sans déflecteur, est de plus en plus importante quand U_e augmente. A titre d'exemple :

Pour $\alpha = 10^{\circ}$, l'amélioration est de 27 % quand $U_e = 0.8$ m/s, de 58 % quand $U_e = 2$ m/s et de 63 % quand $U_e = 4$ m/s.

Pour $\alpha = 40^{\circ}$, l'amélioration est de 47 % quand $U_e = 0.8$ m/s, de 91 % quand $U_e = 2$ m/s et de 100 % quand $U_e = 4$ m/s.

Par ailleurs, pour $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 20^{\circ}$ et à partir de $U_e = 3$ m/s, h_{moy} varie peu avec U_e

V-4 Validation expérimentale du modèle 3D de l'écoulement dévié par un déflecteur transversal

Nous présentons dans cette partie la validation du modèle numérique de l'écoulement dévié par un déflecteur transversal. La comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux va porter sur les champs moyens, la température de surface du bloc et le coefficient d'échange moyen.

Les conditions expérimentales choisies pour cette étude sont les suivantes :

- $\varphi = 1400 \text{ Wm}^{-2}$
- U = 0.8; 4 m/s
- La géométrie utilisée est telle que :
- H'' = 10 cm,
- L'' = 1,5 cm,
- $a''^* = 0$,
- La distance entre le bord d'attaque du déflecteur et celui du bloc est égale à 1,5 cm, ce qui correspond à :
 - $e''^* = 0,26$ pour $\alpha = 40^\circ$,
 - $e''^* = 0.33$ pour $\alpha = 30^\circ$,
 - $e''^* = 0.4$ pour $\alpha = 20^\circ$,
 - $e''^* = 0,45$ pour $\alpha = 10^\circ$.

Les inclinaisons du déflecteur qui vont être étudiées dans cette partie sont : $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 40^{\circ}$.

IV-4-1 Lignes de courant et visualisation de l'écoulement

Nous procédons dans cette partie à une comparaison de la structure de l'écoulement obtenue par l'étude numérique et l'étude expérimentale.

Sur les figures *IV-51* et *IV-52*, nous apercevons la zone de recirculation en aval du bloc. Suite à la faible inclinaison du déflecteur, les zones de recirculation en aval du déflecteur sont quasiment inexistantes.

En outre, sur les figures *IV-53* et *IV-54* ($\alpha = 40^{\circ}$), nous remarquons la présence du rouleau contrarotatif en amont du bloc. Nous observons également la coexistence de deux zones de recirculation de grande taille en aval du déflecteur. En effet, la forte inclinaison du déflecteur a introduit une grande perturbation de l'écoulement qui s'étale à des valeurs élevées de x.



Fig.IV-51 : Lignes de courant dans le plan médian ($\alpha = 10^{\circ}$)

Fig.IV-52 : Visualisation de l'écoulement dans le plan médian ($\alpha = 10^{\circ}$)



Fig.IV-53 : Lignes de courant dans le plan médian ($\alpha = 40^\circ$)

Fig.IV-54 : Visualisation de l'écoulement dans le plan médian ($\alpha = 40^\circ$)

IV-4-2 Champs dynamiques

Les figures *IV-55 et IV-56* illustrent la comparaison des distributions axiales numériques et expérimentales de la vitesse pour une inclinaison de 10° et deux vitesses d'entrée $U_e = 0.8$ et 4 m/s.

Les barres d'incertitudes sont tracées pour les deux axes. L'incertitude sur la distance est obtenue directement sur un réglet telle que $\Delta L = 0.5$ mm. L'incertitude sur la vitesse a été déjà détaillée dans le chapitre 3, paragraphe III-8-2.



(a)



Fig.IV-55 : *Distributions axiales de la vitesse pour* $\alpha = 10^{\circ}$ *et* $U_e = 0.8$ m/s

Sur la figure *IV-55 (a)* (y =2 mm), nous notons un écart maximal de 9 % entre le résultat numérique et le résultat expérimental. En outre, sur les figures *IV-55 (b)* et (c) l'écart est inférieur et à 7 %.

Les écarts trop élevés pour les faibles vitesses sont dus aux erreurs de mesures introduites lors de l'étalonnage ($\frac{\Delta U}{U} = 11\%$, pour $U_e = 0.8$ m/s, voir paragraphe III-8-2).

Toutefois, pour les vitesses élevées (4 m/s), nous notons une concordance entre les résultats numérique et expérimental avec un écart qui ne dépasse pas les 4 %.



(a)



(b)



Fig.IV-56 : Comparaison des distributions numérique et expérimentale de la vitesse dans le plan médian pour $\alpha = 10^{\circ}$ et $U_e = 4$ m/s

IV-4-3 Champs thermiques

Les figures *IV-57* et *IV-58* présentent une comparaison des distributions axiales numériques et expérimentales de l'écart de température θ avec l'écoulement incident, pour les deux inclinaisons $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 40^{\circ}$ avec une vitesse d'entrée $U_e = 0.8$ m/s. Nous remarquons que la correspondance entre les deux est assez satisfaisante, avec un écart qui atteint une valeur maximale de 1.3 ± 0.4 °C en aval du bloc et pour $\alpha = 40^{\circ}$.

Rappelons que $\theta = T_e - T_a$.

où T_a est la température ambiante.

Les barres d'incertitudes sont tracées pour les deux axes. L'incertitude sur la distance est obtenue directement sur un réglet telle que $\Delta L = 0.5$ mm. L'incertitude sur l'écart de température a été détaillée dans le chapitre 3, paragraphe III-8-1.







Fig.IV-57 : Comparaison des champs thermiques moyens numérique et expérimental dans le plan médian pour $\alpha = 10^{\circ}$ et $U_e = 0.8$ m/s







Fig.IV-58 : Comparaison des champs thermiques moyens numérique et expérimental dans le plan médian pour $\alpha = 40^{\circ}$ et $U_e = 0.8$ m/s

IV-4-4 Température de surface du bloc et de la plaque

Dans cette partie, nous comparons les résultats obtenus par cartographie infrarouge et les résultats numériques.

Les figures *IV-59* et *IV-60* présentent les écarts de températures θ de surface du bloc et de la plaque pour deux coordonnées transversales : z = 0 (plan médian) et z = 20 mm pour les cas $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 40^{\circ}$.

Concernant les mesures réalisées par caméra infrarouge, nous devons signaler qu'une partie de la surface du bloc n'est pas accessible puisqu'elle est cachée par le déflecteur. Nous remarquons une bonne concordance entre les profils expérimentaux et les profils numériques dans toutes les régions. Cependant, nous observons un écart élevé près des bords du bloc de (environ 6.7 ± 0.7 °C).

En analysant les figures IV-59 et IV-60 ainsi que les photos extraites des cartographies (photos IV-5- IV-9), nous constatons, pour les mesures expérimentales, l'existence de deux pics à x = -2 mm et x = 52 mm. Cependant, pour les résultats numériques, les deux pics sont observés à x = 0 mm et x = 50 mm.

Les cartographies thermiques ne permettent pas de déterminer la température de la plaque à x = 0 et x = 50 contrairement aux résultats numérique. Pour cela, les écarts de température notés aux bords du bloc n'ont pas une importance réelle.





Fig.IV-59 : Température de surface du bloc et de la plaque $\alpha = 10^{\circ}$ et $U_e = 0.8$ m/s



(a)


Fig.IV-59 : Température de surface du bloc et de la plaque $\alpha = 40^{\circ}$ et $U_e = 0.8$ m/s

IV-4-5 Coefficient d'échange moyen

Nous notons dans le tableau IV-3 les valeurs du coefficient d'échange moyen h_{moy} obtenues par la méthode numérique et les mesures fluxmétriques pour différentes vitesses U_e et pour le cas sans déflecteur et le cas d'une inclinaison $\alpha = 40^{\circ}$.

	$\alpha = 40^{\circ}$		Sans déflecteur	
U_e	h _{moy Exp}	h _{moy Num}	h _{moy Exp}	h _{moy Num}
(m/s)	$(Wm^{-2}K^{-1})$	$(Wm^{-2}K^{-1})$	$(Wm^{-2}K^{-1})$	$(Wm^{-2}K^{-1})$
0,8	21,5	23,7	15	16,4
2	37,1	39,2	19,7	22
3	44,8	46,8	21,5	23,7
4	50,7	52,4	24,8	26,7

Tableau IV-3 : Comparaisons des coefficients d'échange moyens expérimentaux et numériques (déflecteur transversal)

Comparées aux résultats numériques, les mesures du fluxmètre s'avèrent concluantes. L'écart est d'autant plus faible que la vitesse U_e augmente. Pour $\alpha = 40^\circ$, on passe d'un écart de 10 % pour une vitesse de 0,8 à un écart de 4 % lorsque la vitesse est égale à 4 m/s.

IV-4-6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude numérique et une étude expérimentale afin de caractériser l'influence de l'implantation d'un déflecteur transversal sur le transfert convectif à la surface d'un bloc en PVC chauffé.

- Nous avons commencé par mettre en évidence l'influence de l'angle d'inclinaison du déflecteur sur l'amélioration du refroidissement du bloc et l'amélioration de l'échange convectif dans l'étude numérique. Nous avons montré que le coefficient d'échange moyen est optimum pour $\alpha = 40^{\circ}$. Cependant, si nous nous intéressons à l'homogénéisation de la température de surface du bloc, nous avons montré que 30° est une inclinaison optimale.
- Ensuite, nous avons étudié l'influence de la distance adimensionnelle e''^* sur la structure de l'écoulement et sur l'échange convectif. Nous avons réalisé que l'augmentation de cette distance a induit une légère diminution du coefficient d'échange convectif. Il est à noter que la distance optimale e''^* est égale à 0,26.
- En outre, nous avons étudié l'emplacement a'' du déflecteur toujours dans le but d'améliorer le refroidissement du bloc chauffé et d'améliorer le coefficient d'échange global. Nous avons montré que la distance adimensionnelle $a''^* = 0$ est la distance optimal pour un maximum d'échange convectif.
- La dernière partie de l'étude numérique, nous avons établi une loi empirique qui relie le nombre de Nusselt au nombre du nombre de Reynolds qui dépend aussi de l'inclinaison α du déflecteur.

Après avoir détaillé l'étude numérique en passant en revue tous les paramètres susceptibles d'améliorer le coefficient d'échange moyen, nous avons réalisé des mesures qui ont permis de valider les résultats numériques.

- Dans un premier temps nous avons réalisé une visualisation de la structure de l'écoulement afin de mieux cerner l'effet des déflecteurs sur la structure globale de l'écoulement.
- Dans un deuxième temps, nous avons étudié les champs moyens et fluctuants.
- Enfin, nous avons associé les cartographies thermiques déterminées par thermographie infrarouge aux mesures de flux relevées par fluxmètre, dans le but de déterminer le coefficient d'échange moyen et le comparer aux résultats numérique.

Chapitre 5

Etude de l'écoulement dévié par deux déflecteurs longitudinaux

V-1 Introduction

Dans le chapitre IV, nous avons montré l'intérêt d'un déflecteur transversal placé au dessus de l'élément chauffant pour le refroidissement de ce composant.

Toutefois, dans certains cas, des problèmes pratiques de montage peuvent rendre cette disposition inappropriée. En outre, on doit se demander si d'autres systèmes de déflexion ne seraient pas plus efficaces.

C'est pourquoi nous étudions maintenant la qualité du refroidissement obtenu avec deux déflecteurs longitudinaux fixés sur le socle de l'élément chauffant.

Une comparaison entre les deux dispositions sera présentée en conclusion de ce chapitre.

V-2 Etude numérique

Dans cette partie, nous présentons l'étude numérique d'un écoulement monophasique dévié par des déflecteurs longitudinaux insérés en V sur la plaque et devant le bloc chauffé (Figure *V-1*).

Afin de déterminer l'influence de certains paramètres sur l'écoulement et l'échange convectif, nous avons réparti ce travail en cinq étapes, consacrées à :

- 1) L'inclinaison α' des deux déflecteurs longitudinaux,
- 2) La hauteur H' des deux déflecteurs,
- 3) La longueur L' des deux déflecteurs,
- 4) L'entraxe a' entre les bords des déflecteurs,
- 5) La distance e' entre les bords de fuite des déflecteurs et le bord d'attaque du bloc chauffé,
- 6) Enfin, la vitesse U_e de l'écoulement d'air.

V-2-1 Influence de l'angle d'inclinaison α ' des déflecteurs longitudinaux

V-2-1-1. Données générales

Afin de déterminer l'influence de l'orientation des déflecteurs longitudinaux sur la structure de l'écoulement, par conséquent sur le refroidissement du bloc chauffé et sur la distribution spatiale du coefficient d'échange de chaleur, nous avons fait varier l'angle d'inclinaison par rapport à la direction x ($\alpha' = 5^\circ$, $\alpha' = 10^\circ$, $\alpha' = 20^\circ$, $\alpha' = 30^\circ$ et $\alpha' = 40^\circ$).

Pour cette étude, nous avons choisi une vitesse incidente $U_e = 0.8$ m/s, c'est pour cette vitesse que l'erreur est la plus grande (tableau III-1), une densité de flux de chaleur à la base du bloc $\varphi = 1400$ Wm⁻² et un coefficient d'échange convectif sur la face arrière h_a égal à 5 Wm⁻²K⁻¹. De même, nous avons fixé certains paramètres, à savoir :

- 1) H' = 2cm,
- 2) L' = 2 cm,
- 3) L'entraxe a' = 5 cm,
- 4) La distance e' = 1 cm,



Fig.V-1 : Schéma du domaine avec les déflecteurs longitudinaux

V-2-1-2. <u>Etude du cas où $\alpha' = 10^{\circ}$ </u>

V-2-1-2.a Lignes de courant

La représentation graphique des lignes de courant au niveau du plan horizontal y = 3 mm au dessous de la surface du bloc (figure *V*-2) montre la présence d'une seule zone de recirculation en aval du bloc chauffé. Cette zone de recirculation forme un rouleau contrarotatif qui s'étale sur toute la largeur du bloc. Un autre rouleau de diamètre beaucoup plus faible s'observe sur la face amont. Nous remarquons aussi l'absence de zones de recirculation sur les faces latérales du bloc.

Sur la figure *V-3*, les lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian permettent de retrouver les deux rouleaux signalés ci-dessus. On note que la zone de recirculation en aval est de grande taille mais n'excède pas la hauteur du bloc.

Par ailleurs, nous observons un décollement de l'écoulement sur la face supérieure du bloc, au niveau de son bord d'attaque.



Fig.V-2 : Lignes de courant de l'écoulement dans le plan y = -3(y = 0 à la surface du bloc)



Fig.V-3 : Lignes de courant de l'écoulement dans le plan médian

V-2-1-2.b Champ dynamique

La figure V-4 présente les distributions axiales de la vitesse sur le plan médian pour différentes positions y au dessus de la surface du bloc chauffé. Nous observons la diminution de la vitesse pour les faibles valeurs de y en s'approchant de la surface du bloc (U = 0,32 m/s pour une position y = 2mm et à une distance x = 35mm). Cette diminution est due à la couche

limite établie sur la surface du bloc. A mesure que y augmente et à partir de y = 15 mm, la vitesse atteint la valeur U = 0,95 m/s, puis décroît lentement vers la vitesse ascendante U_e = 0,8 m/s.



Fig.V-4 : Distributions axiales de la vitesse sur le plan médian

V-2-1-2.c Température au niveau de la surface de la plaque et du bloc

La figure V-5 présente la variation de la température surfacique du bloc et de la plaque en fonction de x et ceci pour différentes positions z, à savoir : z = 0 (plan médian); 10 ; 15 ; 20 ; 25 ; 30 et 35 cm (bord du bloc). Nous constatons trois évolutions différentes.

En amont du bloc (entre x = -20 et x = 0), la température de la plaque augmente sous l'effet de la conduction et atteint un pic à x = 0 (T = 30 °C sur le plan médian).

Au niveau du bloc 0 < x < 50, la température augmente progressivement et passe par un maximum (T = 43 °C sur le plan médian) vers x = 35 mm, puis diminue quand x augmente. Cependant, nous constatons une différence dans les évolutions de la température surfacique du bloc en fonction de z. La température dans la zone centrale du bloc (z = 0) est plus élevée que près des bords latéraux. Ceci est du à la présence des déflecteurs longitudinaux placés sur la plaque. En effet, la forme V inversée crée par ces déflecteur permet de guider le flux d'air frais vers le bloc chauffé et précisément vers ses bords latéraux.

En aval du bloc la température diminue considérablement et l'écart de température en fonction de z est réduit.



Fig.V-5 : Variation de la température de la surface du bloc chauffé pour différentes coordonnées transversales

V-2-1-2.d Variation du coefficient local d'échange convectif

Les variations du coefficient local d'échange h_x en fonction de x et pour différentes coordonnées transversales, sont représentées sur la figure V-6. Nous constatons également trois évolutions différentes.

En amont du bloc, le coefficient local d'échange au niveau de la plaque est faible, il avoisine les 5 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Au niveau du bloc ($0 \le x \le 50$), nous observons un pic à x = 0. Le rouleau contrarotatif créé en amont du bloc favorise un échange convectif important à ce niveau. Par ailleurs, le pic perd de son importance à mesure que z augmente. Ceci est dû aux déflecteurs longitudinaux qui perturbent l'écoulement près des bords latéraux.

En revanche, en aval du bloc, le coefficient local d'échange au niveau de la plaque diminue est avoisine les 5 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.



Fig.V-6 : Variation du coefficient local d'échange h_x pour différentes coordonnées transversales

V-2-1-3. Comparaison des différents angles d'inclinaisons

Dans cette partie, nous présentons les différents cas étudiés (sans déflecteur, $\alpha' = 5^{\circ}$, $\alpha' = 10^{\circ}$, $\alpha' = 20^{\circ}$, $\alpha' = 30^{\circ}$ et $\alpha' = 40^{\circ}$) afin de déterminer l'influence de l'angle d'inclinaison α' sur le refroidissement du bloc chauffé et sur la distribution spatiale du coefficient d'échange de chaleur.

V-2-1-3.a Lignes de courant

Suite à l'implantation des déflecteurs longitudinaux sur la plaque et en amont du bloc chauffé, la structure de l'écoulement subit des modifications par rapport au cas sans déflecteur. La figure V-7 présente les lignes de courant au plan horizontal à une distance y = 2 mm au dessous de la surface du bloc pour les cas suivant : $\alpha' = 5^{\circ}$ (a, b) ; $\alpha' = 10^{\circ}$ (c, d) ; $\alpha' = 20^{\circ}$ (e, f) ; $\alpha' = 30^{\circ}$ (g, h) et $\alpha' = 40^{\circ}$ (i, j).

Pour $\alpha' < 30^{\circ}$, nous notons l'existence d'un rouleau tourbillonnaire en amont du bloc qui perd de son importance à mesure que α' augmente. Toutefois, en aval du bloc, nous observons une zone de recirculation transversale qui s'étale sur toute la largeur du bloc formant ainsi un rouleau contrarotatif de grande taille.

Par ailleurs, nous avons noté dans le chapitre précédent et pour le cas sans déflecteur (figure *IV-3*) la présence de trois zones de recirculation sur le flanc aval du bloc : deux rouleaux contrarotatifs latéraux séparés par un rouleau transversal central. Ici, l'absence de ces structures est due à la présence des déflecteurs qui fait obstruction à la création de zones tourbillonnaires.

Cependant, pour $\alpha' \ge 30^\circ$, nous remarquons la disparition du rouleau tourbillonnaire en amont du bloc. Par ailleurs, en aval, nous notons la reformation de zones de recirculation sur les faces latérales du bloc chauffé. En effet, suite à la forte inclinaison des déflecteurs, un écoulement tourbillonnaire se crée de part et d'autre des déflecteurs et est entraîné vers l'aval par l'écoulement.





Fig. V-7 : Lignes de courant de l'écoulement à y = -2 avec : $\alpha' = 5^{\circ}(a, b)$; $\alpha' = 10^{\circ}(c, d)$; $\alpha' = 20^{\circ}(e, f)$; $\alpha' = 30^{\circ}(g, h)$ et $\alpha' = 40^{\circ}(i, j)$

V-2-1-3.b Champ thermique

Sur la figure *V*-8 sont présentés les champs de température de la surface du bloc ainsi qu'à la surface de la plaque plane et ceci pour :

- Le cas sans déflecteur,
- Les cas suivants : $\alpha' = 5^\circ$, 10° , 20° , 30° et 40° .

Pour le cas sans déflecteur, le maximum de température est localisé dans la zone centrale chauffée (45°C). Nous notons une diminution de la température de la surface du bloc lorsque les déflecteurs sont implantés avec un optimum observé pour le cas où $\alpha' = 10^{\circ}$. Cependant, nous notons, pour $\alpha = 40^{\circ}$ (figure *IV-21* (f)), une élévation de la température dans la zone centrale due à la forte inclinaison des déflecteurs.



Fig.V-8 : Champs de température des surfaces du bloc et de la plaque pour le cas : sans déflecteur (a) et les cas : $\alpha' = 5^{\circ}(b)$ *; 10° (c) ; 20° (d) ; 30° (e) ; 40° (f)*

V-2-1-3.c Champ dynamique

Les figures V-9 et V-10 présentent les distributions axiales de la vitesse à z = 0 mm et z = 3 mm et à une distance y = 2 mm au dessus de la surface du bloc. Les deux déflecteurs formant un V inversé ont permis de diriger l'écoulement vers la surface du bloc. Nous observons une diminution de la vitesse au-dessus de cette surface à mesure que l'angle α' augmente. Sur la figure V-10, nous notons une valeur de 0,53 m/s pour le cas de $\alpha' = 10^{\circ}$ et à une distance x = 35 mm contre une valeur de 0,35 m/s pour le cas sans déflecteurs.

Par ailleurs une forte inclinaison des déflecteurs induit une perturbation de l'écoulement en amont du bloc bloquant le passage de l'écoulement. Ainsi, une diminution considérable de la vitesse au-dessus de la surface du bloc est observée pour $\alpha' = 40^{\circ}$. Par exemple pour une ordonnée transversale z = 30 mm et à une distance x = 30 mm la vitesse U = 0,26 m/s.



Fig.V-9 : Distributions axiales de la vitesse sur le plan médian à une position y = 2 mm(cas sans déflecteurs, $\alpha' = 5^{\circ}$; 10° ; 20° ; 30° ; 40°)



Fig.V-10 : Distributions axiales de la vitesse à z = 30 mm et à une position y = 2 mm (cas sans déflecteurs, $\alpha' = 5^{\circ}$; 10° ; 20° ; 30° ; 40°)

V-2-1-3.d Température au niveau de la surface de la plaque et du bloc

Sur la figure *V-11* sont présentées les variations de la température surfacique du bloc chauffé et de la plaque sur le plan médian en fonction de x et pour les différentes valeurs de α' . Nous notons une diminution de la température suite à l'implantation des déflecteurs longitudinaux. Pour le cas sans déflecteur la température maximale est située à x = 35 mm (T = 46,2 °C) à la même position et pour des déflecteurs inclinés à 10°, la température maximale est de 42,5 °C.

Par ailleurs, pour $\alpha' > 10^\circ$, la température augmente sur l'ensemble du bloc.

En raisonnant sur la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc, nous avons pu mettre en évidence un angle d'inclinaison optimum. La figure V-12 illustre la variation de T_{moy} en fonction de l'angle d'inclinaison α' . Pour le cas sans déflecteurs, la température moyenne est égale à 32,4 °C. En présence des déflecteurs, la température moyenne diminue et passe par un minimum de 30,5 °C ($\alpha' = 10^\circ$) avant d'augmenter et d'atteindre 33,2°C.



Fig.V-11 : Variation de la température surfacique du bloc et de la plaque sur le plan médian et (cas sans déflecteurs ; \alpha' = 5^\circ ; 10° ; 20° ; 30° et 40°)



Fig.V-12 : Variation de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc en fonction de α'

V-2-1-3.e Variation du coefficient local d'échange convectif

La figure V-13 présente les variations du coefficient d'échange local h_x sur le plan médian et en fonction de x et pour les cas avec et sans déflecteur. Nous notons une diminution du coefficient d'échange h_x en fonction de x. Cette diminution est due au décollement de la couche limite au niveau de la surface du bloc.

Toutefois, la déviation de l'écoulement par les déflecteurs vers le centre de la surface du bloc, a introduit une augmentation globale de h_x en fonction de l'angle d'inclinaison α' .

Afin d'évaluer l'amélioration du transfert convectif sur l'ensemble du bloc, nous avons présenté les valeurs du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de l'angle d'inclinaison α' . Il est à noter que h_{moy} est maximum pour $\alpha' = 10^{\circ}$. En effet, l'amélioration du transfert convectif est de 20 % par rapport au cas sans déflecteurs. Avec la géométrie utilisée (H' = 2 cm, L' = 2 cm, a' = 5 cm et e' = 1cm), nous pouvons conclure que $\alpha' = 10^{\circ}$ représente un optimum pour le transfert de chaleur global à la surface du bloc.



Fig.V-13 : Variation du coefficient d'échange sur le plan médian et pour les cas : sans déflecteur, $\alpha' = 5^{\circ}$; 10° ; 20° ; 30° et 40°

α' (°)	Sans déflecteur	5	10	20	30	40
$\frac{h_{moy}}{(Wm^{-2} K^{-1})}$	16,4	18,8	19,7	18,5	17,7	16,8

Tableau V-1 : Influence de l'angle d'inclinaison des déflecteurs sur la variation de h_{moy}

V-2-2 Influence de la distance e' entre les déflecteurs et le bloc

V-2-2-1. Introduction

L'étude de la variation de la distance e' entre les déflecteurs et le bloc permettra de déterminer la section optimum pour un échange convectif maximum et un refroidissement maximum. Nous présentons dans la partie suivante les variations de la vitesse, de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc et du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la distance de référence $e'^* = \frac{e'}{\alpha'}$ et cela avec la géométrie déjà utilisée (H' = 2 cm, L' = 2 cm *et a'* = 5 cm).

V-2-2-2. Lignes de courant pour $\alpha' = 10^{\circ}$

La figure V-14 représente les lignes de courant dans le plan z = 2, pour le cas d'un angle d'inclinaison $\alpha' = 10^{\circ}$ et pour différentes valeurs e'^* . Nous remarquons pour les différents cas l'existence d'une zone de recirculation en aval du bloc chauffé. Cependant, en amont du bloc et à partir de $e'^* = 1.10^{-3}$ m/°, l'écoulement au niveau des bords latéraux autorise un passage le long des faces latérales favorisant ainsi l'échange convectif dans cette zone.



Fig.V-14 : Lignes de courant à z = 2 pour le cas $\alpha' = 10^{\circ}$ avec $e^{i*} = 0.5.10^{-3}$ (a) ; 1. 10^{-3} (b) ; 2.10^{-3} (c) ; 3. 10^{-3} m/° (d)

V-2-2-3. Champ dynamique pour $\alpha' = 10^{\circ}$

Dans cette partie, nous présentons la distribution axiale de la vitesse en fonction de x dans le plan médian et ceci pour différentes valeurs e'^* . Sur la figure V-15, nous remarquons que la vitesse est globalement plus élevée pour $e'^* = 1.10^{-3}$ m/° et plus faible pour $e'^* = 3.10^{-3}$ m/°, où nous notons un minimum de 0,4 m/s à une position x = 40 mm. Donc, à mesure que e'^* diminue, l'effet des déflecteurs longitudinaux sur la vitesse axiale diminue.



Fig.V-15 : Distributions axiales de la vitesse pour différentes distances e'^{*} ($\alpha' = 10^{\circ}$)

Cependant, en représentant les variations de la vitesse sur le plan z = 30 mm (près du bord d'attaque du bloc), sur la figure *V-16*, nous remarquons que la vitesse est globalement faible pour $e'^* = 0,05$ m/°. En effet, à mesure que e'^* augmente l'écoulement d'air frais s'échappe vers les faces latérales et au niveau des bords d'attaque du bloc chauffé (figure *V-14*).



Fig.V-16 : Distributions de la vitesse sur le plan z = 30 mm et pour différentes distances e'^* ($\alpha' = 10^\circ$)

V-2-2-4. <u>Température au niveau de la surface du bloc pour $\alpha' = 10^{\circ}$ </u>



Fig.V-17 : Variation de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc pour différentes valeurs $e'^* (\alpha' = 10^\circ)$

La figure *V-17* présente la variation de la température moyenne de la surface du bloc chauffé et cela pour différents valeurs e^{i^*} .

La température moyenne T_{moy} diminue et atteint un minimum de 30,5 °C à $e^{*} = 10^{-3}$ avant d'augmenter à nouveau pour atteint une valeur de 32,3 °C à $e^{*} = 3.10^{-3}$ m/°. L'augmentation de la distance de référence e^{*} engendre la disparition de l'effet des déflecteurs sur la structure de l'écoulement au voisinage du bloc chauffé. D'où l'augmentation de sa température moyenne.

V-2-2-5. <u>Variation du coefficient moyen d'échange pour $\alpha' = 10^{\circ}$ </u>

Dans cette partie, nous allons déterminer les variations du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la distance adimensionnelle e^{i*} et pour les différents angles d'inclinaison α' suivants : $\alpha' = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40° .

Sur la figure *V-18*, nous notons une augmentation du coefficient d'échange moyen h_{moy} marquée par un maximum à une distance adimensionnelle $e^{i*} = 10^{-3}$ m/°. Ce maximum est observé pour les différents angles d'inclinaison étudiés. Toutefois, la variation globale de h_{moy} est maximale pour un angle d'inclinaison $\alpha' = 10^\circ$, ce qui permet de confirmer que l'angle $\alpha' = 10^\circ$ est un angle optimum pour obtenir un maximum d'échange convectif.



Fig.V-18 : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} *en fonction de la distance de référence e'*^{*} ($\alpha' = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°)

V-2-3 Influence de l'entraxe a'

V-2-3-1. Introduction

Dans cette partie, nous étudierons l'incidence de la variation de l'entraxe *a'* entre les bords de fuite des deux déflecteurs sur la structure de l'écoulement et l'échange convectif. Pour ce qui suit, nous allons présenter les variations de la vitesse, de la température moyenne de la surface du bloc et du coefficient d'échange moyen en fonction de la distance adimensionnelle $a'^* = \frac{a'}{b}$ et cela en considérant la géométrie déjà utilisée (H' = 2 cm, L' = 2 cm, *et e'** = 10⁻³ m/°).

V-2-3-2. Champ dynamique pour $\alpha' = 10^{\circ}$

Pour un angle d'inclinaison $\alpha' = 10^{\circ}$, nous représentons sur les figures *V-19* et *V-20* les distributions de la vitesse en fonction de x à une position y = 2 mm au dessus de la surface du bloc chauffé dans le plan médian (z = 0) et le plan z = 35 mm et cela pour différentes valeurs a'^* .



Fig.V-19 : Distributions axiales de la vitesse dans le plan médian pour différentes valeurs a'^* ($\alpha' = 10^\circ$), y = -2 mm



Fig.V-20 : Distributions de la vitesse sur le plan z = 35 mm et pour différentes valeurs a'^* ($\alpha' = 10^\circ$), y = -2 mm

Sur la figure V-19, nous constatons dans le plan médian une très faible influence de a'^* entre x = 0 et 50 mm. La zone centrale du bloc chauffé est affectée partiellement par l'espacement des déflecteurs. Cependant, la figure V-20 présente un autre aspect du champ

dynamique. En effet, les vitesses, pour les différentes valeurs a'^* , varient considérablement suite aux perturbations apportés par l'écartement des déflecteurs.

Nous observons, sur la même figure, que pour $a'^* = 1,2$, la vitesse est globalement plus élevée que les autres cas, ce qui peut contribuer à l'augmentation du l'échange convectif au niveau des bords d'attaque du bloc.

V-2-3-3. <u>Température au niveau de la surface du bloc pour $\alpha' = 10^{\circ}$ </u>

Sur la figure V-21 sont représentées les variations de la température moyenne de la surface du bloc pour différents valeurs a'^* . La température moyenne est de 31,2 °C à $a'^* = 0,6$; elle diminue et atteint un minimum de 30°C à $a''^* = 1,2$ avant d'augmenter à nouveau. Nous remarquons que le refroidissement de la surface du bloc est meilleur avec un entraxe adimensionnel $a''^* = 1,2$.

V-2-3-4. Variation du coefficient local d'échange pour $\alpha' = 10^{\circ}$

La figure *V*-22 illustre la variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de a'^* pour différents angles d'inclinaison à savoir : $\alpha' = 10^\circ$; $\alpha' = 20^\circ$; $\alpha' = 30^\circ$ et $\alpha = 40^\circ$. Nous notons une augmentation de h_{moy} lorsque a'^* avec un maximum observé à $a'^* = 1,2$.

Nous remarquons que pour les différents angles d'inclinaison les valeurs maximales de h_{moy} sont notées à $a'^* = 1,2$ (h_{moy} = 20,4 Wm⁻²K⁻¹ pour $\alpha' = 10^\circ$ et h_{moy} = 19 Wm⁻²K⁻¹ pour $\alpha' = 30^\circ$). Nous pouvons ainsi dire que l'entraxe adimensionnel $a'^* = 1,2$ est une valeur optimale pour un échange convectif moyen maximum. De plus nous remarquons que l'angle d'inclinaison $\alpha' = 10^\circ$ est un angle optimum.



Fig.V-21 : Variation de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc pour différentes valeurs a'^* ($\alpha' = 10^\circ$)



Fig.V-22 : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de l'entraxe adimensionnel a'^{*} ($\alpha' = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°)

V-2-4 Influence de la hauteur H' des déflecteurs

V-2-4-1. Introduction

Afin d'étudier l'influence de la hauteur H' des déflecteurs sur l'échange convectif et par conséquent sur le refroidissement du bloc chauffé, nous présentons les variations de la vitesse, de la température moyenne et du coefficient d'échange moyen en fonction de la hauteur adimensionnelle ${H'}^* = \frac{H'}{H}$ et cela en considérant les paramètres suivants de géométrie étudiée : L' = 2 cm, $a'^* = 1,2$ et $e'^* = 10^{-3}$ m/°.

V-2-4-2. Lignes de courant

La figure *V-23* présente les lignes de courant au plan horizontal à une distance y = 2 mm au dessous de la surface du bloc pour différentes hauteurs adimensionnelles H^* des déflecteurs, à savoir : $H^* = 2$ (a); $H^* = 4$ (b); $H^* = 6$ (c) et $H^* = 8$ (d)

Pour $H^* = 2$, nous observons une zone de recirculation en aval du bloc qui perd de son importante à mesure que H^* augmente. Nous remarquons également sur la figure V-23(a) dirigé vers le bloc chauffé formant ainsi un V. Cette forme d'écoulement disparait progressivement avec l'augmentation de H^* . En effet, à mesure que H^* augmente l'écoulement est divisé par les déflecteurs éliminant ainsi la formations de structures tourbillonnaires. Ces structures d'air frais permettent d'extraire plus de chaleur du bloc chauffé.



Fig.V-23 : Lignes de courant sur le plan horizontal (y = -2) et pour $H'^* = 2$ (a) ; $H'^* = 4$ (b) ; $H'^* = 6$ (c) et $H'^* = 8$ (d)

V-2-4-3. <u>Température au niveau de la surface du bloc pour $\alpha' = 10^{\circ}$ </u>

Les champs de température de la surface du bloc et la surface de la plaque sont présentés sur la figure *V-24* pour différentes valeurs de H'^* , à savoir : 1 ; 2 ; 4 ; 6. Nous observons une localisation de température élevée dans la zone centrale du bloc chauffé.

Cependant, pour $H'^* = 2$, nous remarquons une baisse globale de la température de la surface du bloc et une réduction de la zone chauffée (figure *V-24 (b)*). Toutefois, à mesure que H'^* augmente, la température de la surface du bloc augmente.



Fig.V-24 : Champs de température des surfaces du bloc et de la plaque $(H'^* = 1 (a); H'^* = 2 (b); H'^* = 4 (c) et H'^* = 6 (d))$

La figure V-25-*a* qui représente les variations de la température moyenne de la surface du bloc pour différents valeurs H'^* , vient confirmer les champs de température de la figure V-24. En effet, le cas de $H'^* = 2$ représente un cas optimum avec une température moyenne minimale égale à 29,4 °C. Par ailleurs, le maximum de T_{moy} est obtenu pour $H'^* = 8$ ($T_{moy} = 30,6$ °C).



Fig.V-25-a : Variation de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc pour différentes valeurs $H'^*(\alpha' = 10^\circ)$





Fig.V-25-b : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la hauteur adimensionnelle ${H'}^*$ ($\alpha' = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°)

La figure *V*-25-*b* illustre les variations du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de H'^* pour différents angles d'inclinaison à savoir : $\alpha' = 10^\circ$; $\alpha' = 20^\circ$; $\alpha' = 30^\circ$ et $\alpha = 40^\circ$. Nous notons une augmentation de h_{moy} lorsque H'^* augmente, avec un maximum observé à $H'^* = 2$ pour les différents angles d'inclinaison α' ($h_{moy} = 21,1$ Wm⁻²K⁻¹ pour $\alpha' = 10^\circ$ et $h_{moy} = 19,5$ Wm⁻²K⁻¹ pour $\alpha' = 40^\circ$).

Pour $H'^* > 2$, h_{moy} diminue considérablement. Cette diminution est très marquée pour $\alpha' = 40^{\circ}$. En effet, l'augmentation excessive de la hauteur des déflecteurs introduit une obstruction au passage de l'écoulement transversal.

V-2-5 Influence de la longueur L' des déflecteurs

Nous consacrons cette partie à l'étude de l'influence de la longueur des déflecteurs L' sur la structure de l'écoulement. De ce fait, nous choisissons la géométrie suivante : $H'^* = 2$, $a'^* = 1,2 \ et \ e'^* = 10^{-3} \text{ m/}^{\circ}$.

Sur les figures V-26 et V-27, sont présentées les variations de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc et du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la longueur adimensionnelle $L'^* = \frac{L'}{H'}$.



Fig.V-26 : Variation de la température moyenne T_{moy} de la surface du bloc en fonction de la longueur adimensionnelle L'^* ($\alpha' = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°)



Fig.V-27 : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} *en fonction de la longueur adimensionnelle* L'^* ($\alpha' = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°)

Nous observons sur la figure V-26, les mêmes allures de variations de température moyenne T_{moy} pour les différents angles d'inclinaison α' . T_{moy} diminue et se stabilise à partir de $L'^* = 2$. Parallèlement, nous notons une augmentation du coefficient d'échange moyen h_{moy} lorsque L'^* augmente (figure V-27). Pour $L'^* \ge 2$ l'augmentation est moins marquée ($h_{moy} = 21,2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ pour $\alpha' = 10^\circ$ et $h_{moy} = 19,7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ pour $\alpha' = 40^\circ$). Nous pouvons déduire que l'effet de la longueur des déflecteurs sur le refroidissement de la surface du bloc et sur l'échange convectif perd de son importance. En conséquence, nous pouvons choisir $L'^* = 2$ comme paramètre optimum.

En effet, l'augmentation excessive de L'^* n'est pas favorable dans le cas où nous disposons de plusieurs composants chauffés sur la plaque

V-2-6 Influence de la vitesse d'entrée U_e

Dans cette partie, nous étudions l'influence de la vitesse à l'entrée de la plaque afin d'établir une relation entre le nombre de Nusselt Nu et le nombre de Reynolds Re.

Les paramètres retenus pour cette étude sont les suivants :

- $H'^* = 2$,
- $L'^* = 2$,
- *a'** = 1,2,
- $e'^* = 10^{-3} \text{ m/}^\circ$.

V-2-6-1. Lignes de courant

Dans cette partie nous comparons le cas $U_e = 4$ m/s au cas 0,8 m/s qui a été déjà décrit au paragraphe V-2-1-2. La figure V-28 présente les lignes de courant sur le plan horizontal y = -2 mm et sur le plan médian pour les angles d'inclinaison $\alpha' = 10^\circ$ et $\alpha' = 40^\circ$ et pour une vitesse d'entrée $U_e = 4$ m/s. Nous observons, pour les deux cas (figures V-28 (*a*) et V-28 (c)) la présence de trois zones de recirculations en aval du bloc. Deux zones de recirculation sont formées par l'enveloppe de l'écoulement latéral. Ces deux zones sont séparées par une fine zone de recirculation transversale formée par l'écoulement ascendant.

Nous notons également sur la figure V-28 (c) le recollement de l'écoulement séparé par les déflecteurs. En effet, suite à la vitesse élevée de l'entrée ($U_e = 4 \text{ m/s}$) l'écoulement dévié par les bords d'attaque se recolle au niveau de la zone centrale du bloc chauffé. Cela va permettre d'augmenter l'échange convectif au niveau des bords d'attaque et des bords latéraux du bloc chauffé.

Les figures V-28 (b) et V-28 (d) montrent que la zone de recirculation centrale disparait lorsque α' augmente. Cependant nous remarquons l'inexistence de la zone de recirculation en amont du bloc déjà observée pour les faibles vitesses d'entrée (figures V-3 et V-7).



Fig.V-28 : Lignes de courant sur le plan horizontal (y = -2) et sur le plan médian ($\alpha' = 10^{\circ}(a, b)$ et $\alpha' = 40^{\circ}(c, d)$)

V-2-6-2. <u>Coefficient d'échange moyen et température moyenne de la</u> <u>surface du bloc</u>

Nous consignons dans les tableaux V-2 et V-3 les valeurs de la température moyenne T_{moy} et du coefficient d'échange moyen h_{moy} de la surface du bloc, pour différentes vitesses U_e .

Le refroidissement de la surface du bloc (tableau V-2) est globalement meilleur dans le cas d'un angle d'inclinaison de 10°, l'écart de la température moyenne T_{moy} entre ce cas et le cas sans déflecteurs est d'environ 4°C.

Sur le tableau V-3, nous notons une amélioration du coefficient d'échange moyen h_{moy} quel que soit l'angle d'inclinaison α' . Il est à noter que h_{moy} est maximum pour $\alpha' = 10^{\circ}$ et ceci quelle que soit la vitesse d'entrée U_e .

$\begin{array}{c} \alpha' \ (^{\circ}) \\ U_e \ (m/s) \end{array}$	Sans déflecte urs	10	40
0,8	32,4	29,4	31,6
2	31,6	28,1	30,1
3	30,8	27,3	29,3
4	29,5	25,7	28,1

Tableau V-2 : Variation de T_{moy} en fonction de la vitesse U_e et pour les cas : sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$, $\alpha = 40^\circ$

$\alpha'(^{\circ})$ U _e (m/s)	Sans déflecteurs	10	40
0,8	16,4	21,2	19,5
2	21,9	28,4	26,9
3	23,8	31,8	30,6
4	26,7	34,5	33,3

Tableau V-3 : Variation de h_{moy} en fonction de la vitesse U_e et pour les cas : sans déflecteur, $\alpha = 10^\circ$, $\alpha = 40^\circ$

Par ailleurs, pour $\alpha' = 40^{\circ}$, nous remarquons une augmentation considérable du coefficient d'échange moyen h_{moy} à partir de $U_e = 3$ m/s. L'amélioration apportée par les déflecteurs est de 28,6 % pour $U_e = 3$ m/s. Nous avons observé auparavant (figure V-28 (c)) que l'écoulement à grande vitesse dévié par les bords d'attaque des déflecteurs est entraîné par l'écoulement ascendant et se recolle par la suite au niveau de la zone central du bloc chauffé, ce qui permet plus d'échange avec le bord d'attaque, le bord de fuite et les bords latéraux du bloc chauffé.

V-2-6-3. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

La géométrie choisie pour notre étude est plus complexe que dans le cas d'une plaque plane placée dans écoulement. Par conséquent, nous allons chercher une loi empirique qui relie le nombre de Nusselt Nu au nombre de Reynolds Re_b. Pour cela, nous nous inspirons des travaux de Shyy Woei Chang et al. [49]. Pour une position donnée, la structure de l'écoulement dépend de l'inclinaison α' des deux déflecteurs. Par conséquent, la loi qui relie le nombre de Nusselt moyen sur le bloc au nombre du nombre de Reynolds va dépendre également de l'angle α' . Ce qui permet d'écrire :

$$Nu = f(Re_{b}, \alpha')$$
 [Eq.V-1]

Nous présentons sur la figure *V-29* les variations du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents angles α' , à savoir : 0°, 10°, 20°, 30°, 40°. Nous constatons que le nombre de Nusselt moyen Nu diminue lorsque α' augmente. Il est à noter que quel que soit l'angle α' , l'équation de Nu peut s'écrire :

$$Nu = D(\alpha') Pr^{1/3} Re_b^{n(\alpha')}$$
[Eq.V-2]

Nous avons ensuite représenté, sur la figure *V-30*, les variations de $D(\alpha')$ et $n(\alpha')$ en fonction de l'angle α' et nous avons recherché une régression linéaire pour chacune de ces deux fonctions. Une approximation de degré 2 est satisfaisante. On obtient alors :

$$\begin{array}{l} D(\alpha') = 5.10^{-5} \alpha'^2 - 0.051 \alpha' + 0.91 \\ n(\alpha') = -4.10^{-5} \alpha'^2 + 3.8.10^{-3} \alpha' + 0.57 \end{array}$$
 [Eq.V-3]
[Eq.V-4]



Fig. V-29 : Influence de l'angle d'inclinaison α' sur la variation du nombre de Nusselt moyen

Par conséquent, la loi empirique du nombre de Nusselt moyen s'écrit :

Nu =
$$(5.10^{-5} \alpha'^2 - 0.051 \alpha' + 0.91) Pr^{1/3} Re^{(-4.10-5 \alpha'2 + 3.8.10-3 \alpha' + 0.57)}$$
 [Eq.IV-5]



Fig. V-30 : Variation des paramètres D et n en fonction de α'

V-3 Etude expérimentale

V-3-1 Introduction

Cette partie va être effectuée en trois étapes :

- Dans la première étape, nous présenterons la visualisation de l'écoulement et les cartographies thermiques sur la surface du bloc chauffé et de la plaque déjà présentés dans les paragraphes III-6 et III-7.
- Dans une deuxième étape, nous exploiterons les mesures instantanées de température et de vitesse de l'écoulement réalisées par l'anémométrie à fil chaud et à fil froid (paragraphe 5 du chapitre 3).
- Enfin, nous présenterons les variations du coefficient d'échange mesuré par un fluxmètre placé sur la surface du bloc chauffé.

Les conditions expérimentales choisies sont les suivantes :

- $T_a = 17,5 \ ^{\circ}C$
- $\varphi = 1400 \text{ Wm}^{-2}$
- U = 0.8; 2; 3; 4 m/s

- La géométrie utilisée est telle que :
- $H'^* = 2$,
- $L'^* = 2$,
- $a'^* = 1$,
- La distance entre le déflecteur et le bloc est égale à 1 cm, ce qui ce qui correspond à :
 - $e'^* = 4.10^{-3} \text{ m/}^{\circ} \text{ pour } \alpha = 40^{\circ}$
 - $e'^* = 3.10^{-3} \text{ m/}^\circ \text{ pour } \alpha = 30^\circ$
 - $e'^* = 2.10^{-3} \text{ m/}^\circ \text{ pour } \alpha = 20^\circ$
 - $e'^* = 1.10^{-3} \text{ m/}^\circ \text{ pour } \alpha = 10^\circ$

V-3-2 Visualisation de l'écoulement

La visualisation de l'écoulement est réalisée dans le but d'étudier la structure de l'écoulement suite aux perturbations induites par l'implantation des déflecteurs sur la plaque. Nous présentons les cas suivants :

- L'angle d'inclinaison $\alpha' = 10^{\circ}$ et la vitesse d'entrée $U_e = 0.8$ m/s (photos V-1 et V-3),
- L'angle d'inclinaison $\alpha' = 40^{\circ}$ et la vitesse d'entrée $U_e = 0.8$ m/s (photos V-2 et V-4),
- L'angle d'inclinaison $\alpha' = 10^{\circ}$ et la vitesse d'entrée $U_e = 4$ m/s (photo V-5),
- L'angle d'inclinaison $\alpha' = 40^{\circ}$ et la vitesse d'entrée $U_e = 4$ m/s (photo V-6).

La photo V-1 montre l'existence d'une structure tourbillonnaire en amont du bloc chauffé. Cette zone perd de son importance lorsque $\alpha' = 40^{\circ}$. Cependant, la zone de recirculation observée en aval du bloc est de plus en plus grande avec l'augmentation de α' (photo V-2).



Photo V-1 : $\alpha' = 10^{\circ}$, $U_e = 0.8 \text{ m/s}$

Photo V-2 : $\alpha' = 40^{\circ}$, $U_e = 0.8 \text{ m/s}$



Photo V-3 : $\alpha' = 10^{\circ}$, $U_e = 0.8 \text{ m/s}$ (y = 0)



Photo V-4: $\alpha' = 40^{\circ}, U_e = 0.8 \text{ m/s}$ (y = 0)

La photo V-3 montre une légère perturbation de l'écoulement due à la présence des déflecteurs. Cette perturbation est illustrée par la zone sombre sur la photo V-3. Par ailleurs, nous observons une grande perturbation de l'écoulement sur la photo V-4. En effet, les déflecteurs positionnés sur la plaque avec un angle de 40° font obstruction au passage de l'écoulement, créant ainsi des zones mortes.

Pour les grandes vitesses, les photos V-5 et V-6 illustrent une disparition de la structure tourbillonnaire déjà observée en amont du bloc chauffé (photos V-1 et V-2). Le flux dévié par les déflecteurs est aussitôt emporté par l'écoulement général ce qui diminue les perturbations en amont du bloc. Toutefois, nous remarquons que la zone de recirculation prend du volume sans pour autant excéder la hauteur du bloc.



Photo V-5 : $\alpha' = 10^{\circ}$, $U_e = 4 \text{ m/s}$

Photo V-6 : $\alpha' = 40^{\circ}, U_e = 4 \text{ m/s}$

V-3-3 Cartographies thermiques

Nous présentons maintenant les cartographies thermiques de la surface du bloc chauffé et celle de la plaque pour les cas suivants :

-
$$\alpha' = 10^{\circ}$$
 et $U_e = 0.8$ m/s (photos V-7),

- $\alpha' = 40^{\circ}$ et $U_e = 0.8$ m/s (photos V-8),

Nous remarquons que la température est élevée sur toute la surface du bloc hormis près des bords latéraux. Néanmoins, sur la photo V-8, la température est plus élevée avec un maximum vers l'extrémité.

Pour $\alpha' = 10^{\circ}$, nous notons en aval du bloc une température plus élevée que pour $\alpha' = 40^{\circ}$. Ceci peut être expliqué du fait que la forte inclinaison des déflecteurs longitudinaux dirige l'air frais vers l'aval du bloc chauffé créant ainsi des structures tourbillonnaires latérales qui s'échappent en aval.



Photo V-7 : $\alpha' = 10^{\circ}$



V-3-4 Champs moyens et fluctuants

Les mesures instantanées de température et de vitesse de l'écoulement ont été réalisées par anémométrie à fils chaud et à fil froid (paragraphe III-4 du chapitre 3).

Compte tenu de la géométrie choisie, nous avons effectué nos mesures dans trois zones différentes (en amont, au-dessus du bloc, en aval) décrivant l'évolution de l'écoulement. En conséquence, 15 sections couvrant les trois zones ont été choisies (trois sections en amont, six sections au dessus du bloc et sections en aval). Les positions des différentes sections d'étude varient entre x = -30 mm et x = 80 mm.

Dans ce qui suit, nous allons présenter les champs moyens et fluctuants pour l'inclinaison optimale $\alpha' = 10^{\circ}$.

V-3-4-1. Champ dynamique pour $\alpha' = 10^{\circ}$

Pour la distribution de la vitesse, nous choisissons de limiter les mesures expérimentales à un niveau y = 15 mm à partir duquel la vitesse est quasiment égale à celle de l'écoulement général.



Fig. V-31 : Distributions de la vitesse dans le plan médian


Fig. V-32 : Distributions de la vitesse sur le plan z = 30 mm

Les figures *V-31* et *V-32* présentent les évolutions de la vitesse de l'écoulement dans le plan médian (z = 0 mm et z = 30 mm) et ceci à différentes ordonnées y au-dessus de la surface du bloc. Nous notons sur les deux figures trois évolutions différentes :

- En amont du bloc chauffé (x < 0), la vitesse est peu affectée, sauf au voisinage immédiat de la paroi du bloc,
- Au niveau du bloc (0 ≤ x ≤ 50), nous remarquons une chute de la vitesse près de la paroi due à la couche limite crée. Cependant, pour les deux coordonnées transversales z = 0 et z = 3, nous observons des variations différentes très marquées près de la paroi du bloc (y =2). Cet écart est du à la présence des déflecteurs. A proximité des déflecteurs la vitesse est augmentée ce qui favorise un maximum de refroidissement près des bords latéraux du bloc,
- En aval du bloc et à partir de la distance x = 50 mm, la vitesse se rapproche progressivement de celle de l'écoulement général.

V-3-4-2. Champ thermique pour $\alpha' = 10^{\circ}$

Pour la distribution de la température, nous nous limiterons à un niveau y = 8 mm au-dessus de la surface du bloc à partir duquel la température avoisine celle de l'écoulement général.



Fig. V-33 : Distributions moyennes temporelles de la température dans le plan médian

Les figures V-33 et V-34 présentent les distributions moyennes temporelles de la température sur le plan médian et le plan z = 3. Nous constatons, comme dans le cas précédent, trois évolutions différentes.

- En amont du bloc chauffé, la température est uniforme et correspond à la température de l'écoulement ascendant mais augmente légèrement pour y = 2 à partir de x = -10 mm. Cette augmentation est due à la zone de recirculation créée par la marche ascendante.
- Au niveau de la deuxième zone (au voisinage de la surface du bloc), la température de l'air augmente avec x et atteint un maximum à x = 40 mm ($T_e = 26,2$ °C pour y =2 et z = 0). L'évolution du champ thermique est due à l'augmentation de la température de l'extrémité du bloc. Cependant, à y = 2 mm et z = 0, la variation de température est plus faible que près des bords latéraux. Cet écart est du à la déviation de l'écoulement par les déflecteurs.
- La troisième zone (x > 50 mm) est caractérisée par une diminution progressive de la température.



Fig. V-34 : Distributions moyennes temporelles de la température dans le plan z = 30 mm

V-3-4-3. Structures fluctuantes de l'écoulement

Afin de caractériser l'écoulement fluctuant, l'étude des taux de fluctuation permet d'apporter plus de détails sur les distributions des fluctuations de température et de vitesse dans l'écoulement.

V-3-4-3.a Taux de fluctuation dynamique

Les interactions entre l'écoulement ascendant dévié par les déflecteurs et les zones de recirculation créées au niveau du bloc peuvent être décelées grâce à l'étude des taux de fluctuation dynamique.



Fig.V-35 : Evolution du taux de fluctuation dynamique longitudinal I_d dans le plan z = 0



Fig.V-36 : Evolution du taux de fluctuation dynamique longitudinal I_d dans le plan z = 30 mm

Sur les figures V-35 et V-36 sont représentées les variations du taux de turbulence dynamique longitudinal I_d pour différentes ordonnées y. En amont du bloc, le taux de fluctuation est aux alentours de 7 %, ce qui correspond au taux de l'écoulement incident. A

mesure que x augmente, I_d augmente et atteint un maximum à x = 10 mm ($I_d = 27$ % à y = 2 et z = 3) avant de chuter. La valeur élevée du taux de fluctuation indique une forte interaction entre l'écoulement ascendant et le rouleau contrarotatif formé en amont du bloc (Photo *V-1*). Le rouleau contrarotatif est entraîné par l'écoulement ascendant et s'échappe au niveau de la surface du bloc à x = 10 mm.

Par ailleurs, nous observons un deuxième maximum à x = 60 mm expliqué par l'interaction entre l'écoulement et la zone de recirculation en aval du bloc.

V-3-4-3.b Taux de fluctuation thermique

Les taux de fluctuation thermiques permettent de déterminer les interactions entre l'écoulement ascendant frais et l'air chaud dégagé par la surface du bloc chauffé.

Les figures V-37 et V-38 représentent les variations du taux de fluctuation thermique longitudinal I_t pour différentes ordonnées y. Nous distinguons les trois zones déjà citées auparavant.

- En amont du bloc chauffé, le taux de fluctuation thermique correspond au taux de fluctuation de l'écoulement incident et avoisine les 7 %.
- Pour les régions les plus proches de la surface du bloc, nous observons trois extremums, deux maximums et un minimum. Les deux maximums relevés à x = 0 mm et x = 50 mm (I_t = 22,5 % et I_t = 15 % pour y = 2 mm et z = 0) indiquent l'interaction entre l'air frais qui alimente la surface du bloc et l'air chaud qui se dégage de ce dernier. Toutefois, la valeur minimale du taux de fluctuation indique peu de mélange dans cette région.



Fig.V-37 : Evolution du taux de fluctuation thermique It dans le plan médian



Fig.V-38 : *Evolution du taux de fluctuation thermique* I_t *dans le plan* z = 30 *mm*

V-3-5 Coefficient d'échange moyen

A l'aide d'un fluxmètre à couche mince, nous avons pu déterminer le coefficient d'échange moyen h_{moy} au niveau de la surface du bloc chauffé.

En utilisant la formule classique, nous pouvons calculer le coefficient d'échange moyen h_{moy} entre la plaque et l'écoulement ascendant :

$$h_{moy} = \frac{\varphi_{moy}}{T_{moy} - T_a}$$
[Eq.V-6]

T_{moy} est déterminée à l'aide de la technique de thermographie infrarouge

La figure V-39 présente les variations du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction de la vitesse d'entrée U_e et pour les différents cas étudiés.

Sur cette figure, nous notons une augmentation du coefficient d'échange moyen h_{moy} avec la vitesse de l'entrée U_e . Il est à noter que h_{moy} est toujours plus élevée pour $\alpha' = 10^\circ$, et ceci quelle que soit la vitesse d'entrée U_e .

L'amélioration du transfert convectif moyen h_{moy} par rapport au cas sans déflecteur, est de plus en plus importante quand U_e augmente. A titre d'exemple :

Pour $\alpha' = 10^\circ$, l'amélioration est de 31 % quand $U_e = 0.8$ m/s, de 38 % quand $U_e = 2$ m/s et de 42 % quand $U_e = 3$ m/s.

Pour $\alpha' = 40^\circ$, l'amélioration est de12 % quand $U_e = 0.8$ m/s, de 30 % quand $U_e = 2$ m/s et de 36 % quand $U_e = 3$ m/s.



Fig.V-39 : Variation du coefficient d'échange moyen h_{moy} en fonction U_e

V-4 Validation expérimentale du modèle 3D de l'écoulement dévié par deux déflecteurs longitudinaux

Nous tenons dans cette partie, à comparer l'étude numérique de l'écoulement dévié par les déflecteurs longitudinaux et l'analyse expérimentale réalisée. Dans cet objectif, la comparaison va porter sur les champs moyens, la température de la surface du bloc et le coefficient d'échange moyen dans le cas où $\alpha' = 10^{\circ}$ et où la vitesse d'entrée $U_e = 0.8$ m/s et 4 m/s.

V-4-1 Champs dynamiques

Comme nous le constatons, les profils de vitesse expérimentaux et numériques ont globalement les mêmes allures avec cependant certains écarts. Les écarts sont d'autant plus importants que la vitesse de l'écoulement est faible, mais restent très acceptables.

Les barres d'incertitudes sont tracées pour les deux axes. L'incertitude sur la distance est obtenue directement sur un réglet telle que $\Delta L = 0,5$ mm. L'incertitude sur la vitesse a été déjà détaillée dans le chapitre 3, paragraphe III-8-2.

Pour une vitesse de 0,8 m/s (figure V-40), nous décelons un écart global d'environ 6 % avec des maximums notés aux niveaux du bord d'attaque et du bord de fuite du bloc. Pour une vitesse de 4 m/s (figure V-41), ces écarts ne dépassent pas les 4 % avec des écarts plus élevés notés au voisinage immédiat du bord d'attaque et du bord de fuite du bloc.

En effet, au niveau du bord d'attaque du bloc l'effet conjugué du décollement de l'écoulement et de l'échappement du rouleau contrarotatif en amont du bloc est source d'une surestimation de la mesure de la vitesse puisque de la sonde à fil froid intègre toute les composantes de la vitesse sans tenir compte de leur sens.











Fig.V-40 : Comparaison des distributions numérique et expérimentale de la vitesse dans le plan médian pour $U_e = 0,8$ m/s et y = 2(a); y = 4 (b); y = 6 (c)



(a)



(b)



Fig.V-41 : Comparaison des distributions numérique et expérimentale de la vitesse dans le plan médian pour $U_e = 4$ m/s et y = 2(a); y = 4 (b); y = 6 (c)

V-4-2 Champs thermiques

Pour faciliter la comparaison des mesures expérimentales et des résultats numériques des champs thermiques, nous présentons ci-dessus les distributions moyennes temporelles de la variation de température $\theta = T_e - T_a$, où T_a est la température ambiante.

Sur les figures V-42 et V-43, les barres d'incertitudes sont tracées pour les deux axes. L'incertitude sur la distance est obtenue directement sur un réglet telle que $\Delta L = 0,5$ mm. L'incertitude sur l'écart de température a été détaillée dans le chapitre 3, paragraphe III-8-1. Nous remarquons que les écarts entre les valeurs numériques et expérimentales de la température sont réduits lorsque la vitesse de l'écoulement s'élève.

En amont du bloc l'écart est très faible et augmente à partir de x = -10 mm. Les écarts les plus élevés sont obtenus pour l'ordonnée y = 2 mm. Au niveau du bloc chauffé, nous notons un écart maximal de 1,6 °C à une distance x = 10 mm. Cet écart est réduit en aval du bloc. En l'occurrence, l'écart ne dépasse pas 0,7 °C lorsque la vitesse de l'écoulement est de 4 m/s. La correspondance est donc assez satisfaisante.



(a)



Fig.V-42 : Comparaison des champs thermiques moyens numérique et expérimental dans le plan médian pour $U_e = 0.8 m/s$ et y = 2(a); y = 4 (b)







Fig.V-43 : Comparaison des champs thermiques moyens numérique et expérimental dans le plan médian pour $U_e = 4$ m/s et y = 2(a); y = 4 (b)

V-4-3 Température de surface du bloc et de la plaque

Dans cette partie, nous comparons les résultats obtenus par cartographie infrarouge et numériquement. Les figures V-44 et IV-45 présentent les températures θ de surface du bloc et de la plaque dans le plan médian pour deux vitesse d'entrée, à savoir : $U_e = 0.8$ m/s et 4 m/s.

Tout d'abord, nous remarquons une bonne concordance entre les profils expérimentaux et les profils numériques lorsque la vitesse de l'écoulement est élevée. Nous notons un écart moyen de 0,7 °C. Cependant nous décelons, près des bords d'attaque et de fuite du bloc, un écart très important de l'ordre de 8 °C.

En analysant les figures V-44 et V-45 ainsi que les photos extraites des cartographies, nous constatons, pour les mesures expérimentales, l'existence de deux pics à x = -2 mm et x = 52 mm. Toutefois, pour les résultats numériques, les deux pics sont observés à x = 0 mm et x = 50 mm.

Les cartographies thermiques ne permettent pas de déterminer la température de la plaque à x = 0 et x = 50 contrairement aux résultats numériques. Pour cela, les écarts de température notés aux bords du bloc n'ont pas une importance réelle.



(a)



(b)

Fig.V-44 : Température de surface du bloc et de la plaque $\alpha' = 10^{\circ}$ et $U_e = 0.8$ m/s



(a)



(b)

Fig.V-45 : Température de surface du bloc et de la plaque $\alpha' = 10^\circ \mbox{ et } U_e = 4 \mbox{ m/s}$

V-4-4 Variation du coefficient d'échange moyen

Nous consignons dans le tableau V-4 les valeurs du coefficient d'échange moyen h_{moy} obtenues par la méthode numérique et les mesures déterminées par fluxmètre pour différentes vitesses U_e et pour l'angle optimal $\alpha' = 10^\circ$.

	$\alpha' = 10^{\circ}$			Sans déflecteur		
$U_e(m/s)$	h _{moy Exp} (Wm ⁻² K ⁻¹)	$\begin{array}{c} h_{moy \ Num} \\ (Wm^{-2}K^{-1}) \end{array}$	Ecart relatif (%)	$\begin{array}{c} h_{moy \ Exp} \\ (Wm^{-2}K^{-1}) \end{array}$	$\begin{array}{c} h_{moy \ Num} \\ (Wm^{-2}K^{-1}) \end{array}$	Ecart relatif (%)
0,8	19	21,2	11,6	15	16,4	9,3
2	26,7	28,4	6,4	19,7	22	11,7
3	30,5	31,8	4,3	21,5	23,7	10,2
4	33,1	34,5	4,2	24,8	26,7	7,7

Tableau V-4 : Comparaisons des coefficients d'échange moyens expérimentaux et numériques

Comparés aux résultats numériques, les mesures du fluxmètre s'avèrent concluantes. L'écart est d'autant plus faible que la vitesse U_e augmente. Pour $\alpha' = 10^\circ$, on passe d'un écart de 11,6 % pour une vitesse de 0,8 à un écart de 4 % lorsque la vitesse est égale à 4 m/s. Cependant, pour le cas sans déflecteur l'écart est de 7,7 % lorsque $U_e = 4$ m/s.

D'une façon générale, l'accord entre les mesures expérimentales et les résultats numériques sont bons malgré le modèle numérique simple que nous avons choisi. Parmi les sources d'erreur, nous pouvons citer :

- La fiabilité du fluxmètre : En effet, le constructeur ne donne aucune indication sur la marge d'erreur du fluxmètre, quoique, nous avons testé sa fiabilité en produisant plusieurs expériences dans les mêmes conditions (chauffage du bloc, vitesse de l'écoulement,...). Les résultats sont à moins de 2%.
- Une autre source d'erreur est dans les sondes à fil chaud et à fil froid. Pour les faibles vitesses, la marge d'erreur s'élève à 3 %, de plus, en étant incapables de différencier les vitesses négatives et positives, les sondes surestiment les vitesses dans les zones de recirculation et les zones de retour de l'écoulement.

V-5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude numérique et une étude expérimentale afin de caractériser l'influence de l'implantation des déflecteurs longitudinaux sur le transfert convectif à la surface d'un bloc en PVC chauffé.

- Tout d'abord, nous avons étudié l'influence de l'angle d'inclinaison des déflecteurs sur l'amélioration du refroidissement du bloc et par conséquent sur l'amélioration de l'échange convectif. Nous avons montré que le coefficient d'échange moyen est optimum pour $\alpha' = 10^{\circ}$. Pour des angles d'inclinaison plus importants, le blocage de

l'écoulement réduit d'une façon importante le coefficient de convection aux niveaux des bords latéraux du bloc chauffé.

- Par la suite, nous avons étudié l'influence de l'augmentation de la hauteur des déflecteurs. Ainsi, nous avons réalisé que son augmentation a induit une légère diminution du coefficient d'échange convectif, et que la hauteur optimale ne doit pas excéder 2 fois la hauteur du bloc.
- L'écartement des déflecteurs entres eux a été l'objet d'une étude numérique, toujours dans le but d'améliorer le refroidissement du bloc chauffé. Nous avons constaté qu'il fallait que l'écartement entre les déflecteurs soit supérieur à la largeur du bloc afin d'éviter l'obstruction de l'écoulement.
- D'autres paramètres ont été étudié à savoir la longueur des déflecteurs et leurs emplacement par rapport au bloc.

Tous ces paramètres réunis, nous ont permis d'améliorer le coefficient d'échange moyen de 28 % par rapport au cas sans déflecteur et de pouvoir réduire la température moyenne du bloc de 4 $^{\circ}$ C.

La dernière partie de l'étude numérique a été de retrouver une loi empirique qui relie le nombre de Nusselt au nombre du nombre de Reynolds. Notre étude nous a permis d'établir une loi qui fait intervenir l'angle d'inclinaison α '.

Après avoir détaillé l'étude numérique en passant en détail tous les paramètres susceptibles d'améliorer le coefficient d'échange moyen, nous avons réalisé des mesures qui ont permis de compléter l'étude numérique.

Dans un premier temps nous avons réalisé une visualisation de la structure de l'écoulement afin de mieux cerner l'effet des déflecteurs sur la structure globale de l'écoulement.

Dans un deuxième temps, nous avons associé les cartographies thermiques déterminées par thermographie infrarouge aux mesures de flux relevées par fluxmètre, dans le but de déterminer le coefficient d'échange moyen et le comparer aux résultats numérique. L'écart ainsi obtenu est de 5 % lorsque la vitesse de l'écoulement est élevée.

Conclusion générale et perspectives

Ce travail de thèse a été consacré à l'étude du refroidissement d'un élément chauffé par déflexion de l'air.

Une analyse bibliographique a permis d'établir un bilan des résultats numériques et expérimentaux concernant les problèmes liés à la surchauffe de certains composants de puissance et nous a aidés à répertorier les différentes méthodes de refroidissement de tels composants ainsi que leurs limites d'utilisation.

Il a été décidé de mettre à profit les capacités prédictives d'un outil numérique de simulation d'un écoulement sur une plaque plane présentant une marche ascendante de hauteur H, pour étudier la structure de l'écoulement et l'évolution du transfert de chaleur.

Afin de s'assurer de la fiabilité des résultats obtenus avec le code de calcul Fluent, nous avons présenté et exploré l'outil numérique utilisé en passant par une analyse du choix du maillage, des conditions aux limites et des critères de convergence . Les capacités de l'outil numérique ont ensuite pu être évaluées par une démarche de validation avec une série de mesures effectuée lors de la thèse.

Ce travail a permis de mieux cerner les aptitudes de l'outil numérique à reproduire les phénomènes physiques intervenant (zones de recirculation, zone de décollement de l'écoulement, vortex latéraux générés). Une fois cette étape de validation satisfaite, le code a été exploité pour étudier l'effet de l'implantation de déviateurs sur la structure de l'écoulement et sur l'amélioration du transfert de chaleur.

Dans la première partie, nous avons étudié l'influence d'un déflecteur transversal placé en face du bloc chauffé sur l'augmentation du transfert de chaleur et par conséquent sur le l'amélioration du refroidissement.

Nous avons mis en évidence l'influence de l'angle d'inclinaison du déflecteur sur l'amélioration du refroidissement du bloc et l'amélioration de l'échange convectif. Nous avons montré que le coefficient d'échange moyen est optimum pour $\alpha = 40^{\circ}$.

Cependant, nous avons constaté que l'homogénéisation de la température de surface du bloc n'est pas tout à fait assurée pour cette inclinaison. En effet, nous avons décelé une grande différence entre la température moyenne et la température maximale (point chaud) avec un écart type $\sigma = 7.7$ °C. La meilleure homogénéisation est obtenue pour une inclinaison $\alpha = 30^{\circ}$ avec un écart type $\sigma = 4.2$ °C.

Nous avons, par la suite, étudié l'influence de deux autres paramètres, à savoir : l'emplacement du déflecteur par rapport au bloc ainsi que le sillage entre eux sur la structure de l'écoulement. Nous avons noté une modification des structures tourbillonnaires crées en amont et en aval du bloc. Lorsque les deux paramètres augmentent, les tourbillons amont perdent de leur volume. Par ailleurs, la zone de recirculation aval subi une grande perturbation. Ces paramètres réunis ont permis d'améliorer le coefficient de transfert convectif moyen de 45 % par rapport au cas sans déflecteur. Nous avons constaté également que la température moyenne de la surface du bloc a diminué de 6 °C.

En variant la vitesse d'entrée de 0,8 m/s à 4 m/s, nous avons constaté que le coefficient d'échange est globalement meilleur quand U_e augmente. L'amélioration apportée par le déflecteur transversal atteint les 95% ($\alpha = 30^\circ$) pour une vitesse d'entrée $U_e = 4$ m/s par conséquent une diminution de la température moyenne de 10 °C avec une homogénéisation globale de la surface du bloc avec un écart type $\sigma = 2,6$ °C.

Le présent travail s'est également intéressé à l'influence de deux déflecteurs implantés longitudinalement sur la plaque plane en amont du bloc chauffé et orientés de manière à former un V inversé par rapport à l'écoulement ascendant.

L'étude a montré que l'angle d'inclinaison des deux déflecteurs a une grande influence sur l'amélioration du transfert de chaleur et que parmi les angles d'inclinaison étudiés, un angle de 10° est optimal. En outre, nous avons constaté qu'une hauteur du déflecteur, correspondant au double de la hauteur du bloc, est suffisante et qu'au-dessus de laquelle l'échange convectif est peu affecté.

Un autre paramètre a été analysé à savoir l'écartement des deux déflecteurs. Nous avons constaté qu'il fallait garantir un minimum de sillage entre ces derniers et le bloc afin de favoriser le passage de l'écoulement vers ses surfaces latérales. Le contraire induit une perturbation et un blocage de l'écoulement dans ces régions.

Tous les paramètres étudiés numériquement nous ont permis d'améliorer le coefficient d'échange moyen de 28 % par rapport au cas sans déflecteur et de pouvoir réduire la température moyenne du bloc de 4 °C. Néanmoins, nous avons noté un écart significatif entre la température moyenne de la surface du bloc et sa température maximale ($\sigma = 10,5$ °C).

Le troisième volet de cette étude numérique a été consacré à la détermination du nombre de Nusselt dans le but de caractériser les transferts thermiques. Nous avons pu établir une loi empirique qui relie le nombre de Nusselt au nombre du nombre de Reynolds et à l'inclinaison des déflecteurs pour chacun des modèles de refroidissement étudiés.

La validation des modèles numériques a été effectuée suite à une étude expérimentale que nous avons réalisée. Cette étude s'est appuyée principalement sur des mesures de champs moyens et fluctuants par anémométrie à fil chaud et à fil froid ainsi que les mesures de températures surfaciques par thermographie infrarouge. L'un des principaux apports de cette étude est justement l'obtention de champs de vitesse et de température instantanés dans différents plans de l'écoulement. Ils ont permis d'obtenir une description plus fine de la structure de l'écoulement. Une fois moyennés ces champs instantanés ont pu être comparés aux résultats numériques. Parallèlement, la visualisation de l'écoulement a permis de vérifier les formes des vortex crées aux alentours du bloc suite à l'implantation des déflecteurs. Enfin, une série de mesures du coefficient d'échange a été déterminé à l'aide d'un fluxmètre à couche mince.

Les données expérimentales ainsi traitées sont en bon accord avec les résultats numériques et cela pour les vitesses élevées (à partir de 2 m/s). Cependant, pour les faibles vitesses l'écart entre le modèle numérique et les résultats expérimentaux s'élève à 10 %

Parmi les sources d'erreur, nous pouvons citer :

- La fiabilité du fluxmètre : En effet, le constructeur ne donne aucune indication sur la marge d'erreur du fluxmètre, quoique, nous avons testé sa fiabilité en produisant

plusieurs expériences dans les mêmes conditions (chauffage bloc, vitesse de l'écoulement,...). Les résultats sont à moins de 2%.

- Une autre source d'erreur est dans les sondes à fil froid. Pour les faibles vitesses, la marge d'erreur s'élève à 12 %, de plus, en étant incapable de différencier les vitesses négatives et positives, les sondes surestiment les vitesses dans les zones de recirculation et les zones de formation de vortex.

Le modèle numérique adopté pour le travail de thèse semble peu satisfaisant pour les faibles vitesses.

A l'issu de la présente étude, nous avons constaté l'importance des caractéristiques géométriques des déflecteurs qui jouent un rôle significatif dans le refroidissement de l'élément chauffé. Ces perturbateurs augmentent le mélange dans l'écoulement et interrompent le développement de la couche limite thermique au niveau des composants chauffés, conduisant à l'amélioration du transfert de chaleur.

Nous avons également remarqué que le déflecteur transversal apporte une nette amélioration du coefficient d'échange et une diminution considérable de la température (figure *VI-1*).



Fig. VI-1 : Variation du coefficient d'échange pour les cas : sans déflecteur, déflecteur transversal et déflecteurs longitudinaux

Plusieurs travaux futurs, concernant la simulation numérique des écoulements tridimensionnels déviés par déflecteurs, sont à envisager en perspectives de cette thèse.

- Comme perspective immédiate, Il est à envisager de poursuivre la réflexion sur la modélisation et de compléter notre étude par une comparaison avec d'autres modèles de simulations en turbulence afin d'améliorer les anomalies au bord d'attaque et au bord de fuite du bloc chauffé.

- Il sera également judicieux d'étudier l'influence de plusieurs déflecteurs transversaux sur l'amélioration du transfert convectif et sur l'homogénéisation de la température du bloc.
- Il sera utile de modifier la forme des déflecteurs afin de prédire son influence dans le cas où le bloc chauffé est cylindrique.

Références bibliographiques

- [1] S. Kakaç, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, **Cooling of Electronic Systems**, Kluwer Academic Publishers, Massachusetts, 1994.
- [2] M.M. Mohammed, Air cooling characteristics of uniform square modules array for electronic device heat sink, J. App. Thermal Engineering, 26, pages: 486-493, 2006.
- [3] A.A. Berlin, K.J. Gabriel, **Distributed MEMS: New Challenges for Computations**, IEEE Computationnal Sciences & Engineering, pages :12-16, 1997.
- [4] G. Poulin, E. Sarraute, F. Costa, Generation of electrical energy for portable devices: Comparative study of an electromagnetic and a piezoelectric system, Sensors and Actuators A: Physical, Volume 116, 3, 29, pages 461-471, 2004.
- [5] L. Cao, S. Mantell, D. Polla, **Design and simulation of an implantable medical drug delivery system using microelectromechanical systems technology**, Sensors and Actuators A: Physical, Volume 94, 1-2, pages: 117-125, 31, 2001.
- [6] **Distributed Micro-Electro-Mechanical Systems Processing Environment**, http://www.darpa.mil/mto/mems/summaries/Projects/The_13.html
- [7] J. Hill, R. Szewczyk, et al, System Architecture Directions for Networked Sensors, ACM 9th Int. Conf on Architectural Support for Programming Language, ACM Sigplan Notices, vol 35, pages : 93-105, 2000.
- [8] M. Rebay, S. Kakaç, R. Ben Maad, J. Padet, Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficient in Electronic Air-Cooling, Int. Journal of Transport Phenomena, Vol. 11, pages :185-196, 2009.
- [9] J. Donald et M. Martonosi. Temperature-aware design issues for SMT and CPM architectures
- [10] M. K.Subha, R. M. John, **Optimization of Elliptical Fin Heat sink Design in Forced Convection: Single and Multiple Heat Sink**, Interpack, pages : 350-369, 2003.
- [11] T. Icoz and Y. Jaluria, Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, Numerical Heat Transfer, Part A 48, pages: 831-847, 2005.
- [12] W. Aung, Heat transfer in a electronic systems with emphasis on asymmetric heating, Bell Syst. Tech. J. 52, pages: 907-925, 1973.
- [13] J.R. Bodoia, J.F. Osterle, **The development of free convection between heated vertical plates**, J. Heat Transfer 84, pages: 40-44, 1962.
- [14] H.H. Chu, W.S.Churchill, The development and testing of a numerical method for computation of laminar natural convection in enclosures, Comuters and Chimical Eng., Vol.1, pages: 101-102, 1977.

- [15] K. M. Kelkar, D. Choudhury, Numerical prediction of periodically fully developed natural convection in a vertical channel with surface mounted heat generating blocks, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.5, pages: 1133-1145, 1993.
- [16] M. FujiiS. GimaT. TomimuraX. Zhang., Natural convection to air from an array of vertical parallel plates with discrete and protruding heat sources, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.17, pages: 483-490, 1996.
- [17] G. Desrayaud, A. Fichera and G. Lauriat, Natural convection air-cooling of a substrate-mounted protruding heat source in a stack of parallel boards, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.28., pages: 469-482, 2007.
- [18] T.J. Heindel, S. Ramadhyani, F. P. Incropera, Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 1 — two- and three-dimensional model validation, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.16, pages: 501-510, 1995.
- [19] S. Y. Kim, H. J. Sung and J. M. Hun, Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 35, pages: 2941-2952, 1992.
- [20] Muhammad M. Rahman, Jagannath Raghavan, **Transient response of protruding** electronic modules exposed to horizontal cross flow, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 20, pages: 48-59, 1999.
- [21] T. Icoz and Y. Jaluria, **Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs**, Journal of Electronic Packaging 126, pages: 465-470, 2004.
- [22] A. Dogan, M. Sivrioglu and S. Baskaya, Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, International Communications in Heat and Mass Transfer 32, pages: 1244-1252, 2005.
- [23] D. B. Tuckerman and R. F. W. Pease, **High-performance heat sinking for VLSI**, IEEE Electron Device Letters, vol. EDL- 2, pages: 126-129, 1981
- [24] M. Richter, R. Linnemann and P. Wolas, **Robust design of gas and liquid** micropumps, Sensors and Actuators A, vol. 68, pages: 480-486, 1998.
- [25] T. Fujiwara, O. Kitoh et T. Tsuda, **Original Effect of applied parallel Electric Field on Electroosmotic Flow in donut channel**, Chromatography, Vol.23, pages: 25-31, 2002.
- [26] M. Stehr, S. Messner, H. Sandmaier and R. Zengerlle, The VAMP a new device for handling liquid or gases, Sensors and Actuators A, vol. 57, pages: 153-157, 1996.
- [27] G. M. Mala and D. Li, Flow characteristics of water in microtubes, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 20, pages: 142-148, 1999.

- [28] Q. Weilin, G. M. Mala and L. Dongqing, Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pages: 353-364, 2000.
- [29] J.Pfahler, J. Harley and H. Bau, Liquid transport in micron and submicron channels, Sensors and Actuators A, vol. 21, pages: 431-434, 1990.
- [30] J. Pfahler, J. Harley, H. Bau and J. N. Zemel, **Gas and liquid flow in small channels**, ASME, New-York, vol. DSC-32, pages: 49-60, 1991.
- [31] J.Pfahler, Liquid transport in micron and submicron size channels, Thèse Université de Pennsylvanie, 1992.
- [32] X.F. Peng, B. X. Wang, Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pages: 3421-3427, 1993.
- [33] X.F. Peng, G.P. Peterson et B.X. Wang, **Heat transfer characteristics of water** flowing through microchannels, Experimental Heat Transfer 7, pages: 265 283, 1994.
- [34] X. F. Peng and G. P. Peterson, Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 39, pages: 2599-2608, 1996.
- [35] G. P. Peterson, Boiling nucleation and two-phase flow patterns in forced liquid flow in microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pages: 4797-4810, 2005.
- [36] Q. Weilin, M. Mala and L. Dongqing, Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pages: 353-364, 2000.
- [37] Satish G. Kandlikar, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 26, pages: 389-407, 2002.
- [38] H. Y. Wu et P. Cheng, Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios, Int. J. Heat and Mass Transfer 46, pages: 2519- 2525, 2003.
- [39] H.Y. Wu, P. Cheng, Visualization and measurements of periodic boiling in silicon microchannels, Int. J. Heat and Mass Transfer 46, pages : 2603–2614, 2003.
- [40] H.Y. Wu, P. Cheng, **Boiling instability in parallel silicon microchannels at different heat flux**, Int. J. Heat and Mass Transfer 47, pages : 3631–3641, 2004.
- [41] Morini G.L., Laminar liquid flow through silicon microchannels, Journal of fluids engineering, Vol. 126, pages 485-489, 2004.

- [42] W. Qu, I. Mudawar, Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pages 3973-3985, 2002.
- [43] J. H. Ryu, D. H Choi., S. J. Kim, Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pages 1553-1562, 2003.
- [44] J. Yang, L. Wang and H. Li, 2-dimensional CFD simulation and correlation development for optimisation of fin heatsinks in electronic cooling, J. Thermal Science, 10, pages: 363-371, 2001.
- [45] C.W. Leung, H.J. Kang and S.D. Probert, Horizontal simulated printed circuit board assembly in fully developed laminar flow convection, Applied Energy, Vol. 56, pages: 71-91, 1997.
- [46] Jurban, B.A., Swiety, S.A., Hamdan, M.A., Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.39, pages: 3519–3529, 1996.
- [47] Meinders, E.R., Hanjalic', K., Experimental heat transfer from inline and staggered configurations of two wall mounted cubes, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.45, pages: 465–482, 2002.
- [48] Korichi A., Oufer L., **Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles**, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.46, pages: 4191–4199, 2006.
- [49] S. W. Chang, L. M. Su, T. L. Yang, S. F. Chiou, Enhanced heat transfer of forced convective fin flow with transverse ribs, International Journal of Thermal Sciences, Vol.43, pages: 185-200, 2004.
- [50] Design For Manufacturability Of Forced Convection Air Cooled Fully Ducted Heat Sinks, Electronics cooling
- [51] Nizou P. Y., Tida T., Transferts de chaleur et de quantité de mouvement dans les jets pariétaux plans turbulents Heat and momentum transfer in plane turbulent wall jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, pages 1187-1200, 1995.
- [52] Zhang H. Y., Huang X. Y., Heat transfer studies of a porous heat sink characterized by straight circular ducts, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pages : 1593-1603, 2001.
- [53] Huang P.C., Vafai K., **Heat transfer enhancement through control of thermal dispersion effects**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 48, pages : 2172-2185, 2005.

- [54] Z. Zhao, Thermal design of a broadband communication system with detailed modeling of TBGA packages. Microelectronics Reliability 43, pages: 785–793, 2003.
- [55] T. Stewart, D.W. Stiver, Thermal Optimization of Electronic Systems Using Design of Experiments Based on Numerical Inputs, Twentieth annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, San José US, N°20, pages: 135-142, 2004.
- [56] I. Md. Didarul, O. Kenyu, Y. Minoru, S. Izuru, **Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern**, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 31, pages 367-379, 2007.
- [57] D. Derosiaux, www.presence-pc.com: Les-waterblocks-a-microstructures, 2004.
- [58] Y. Peles, A. Koşar, C. Mishra, C. Kuo, B. Schneider, Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pages : 3615-3627, 2005
- [59] R.Viswanath, V. Wakharakar, A. Watwe, and V. Lebonheur. **Thermal performance** challenges from silicon to system. Intel Technology journal Q3, 2000.
- [60] Fluent User's Guide, Release 6.1. Fluent Inc., 2003.
- [61] Gambit 2.2.30 User's Guide (2006)
- [62] S. Patankar, Numerical heat transfer and fuid flow. **Hemisphere Publ. Corp.**, pages : 210, 1980.
- [63] K. Son, Contribution à l'étude de la zone de transition et de la zone de turbulence établie dans un écoulement de convection naturelle sur une plaque verticale isotherme, Thèse de Doctorat d'Etat, Université de Poitiers (1977).
- [64] D. K. Son, M. Stage et J. Coutanceau, Transfert de chaleur entre un fil anémométrique court et un écoulement permanent à faible vitesse, Revue Générale de Thermique, N°168, 1975.
- [65] J. M. Agator, Contribution à l'étude de la structure turbulente d'un panache thermique à symétrie axiale- Interaction du panache avec son environnement limité, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers (1983).
- [66] R.Ben Maad, Etude d'un écoulement de convection naturelle dans un canal vertical chauffé, Thèse de Doctorat d'Etat, Université de Tunis II- Faculté des sciences de Tunis (1995).

ANNEXES

Les moments d'ordre 3 et 4 sont présentés sous leurs formes adimensionnelles et sont appelés respectivement facteurs de dissymétrie et d'aplatissement, notés F_d et F_a donnés par :

$$F_{d} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} (Xi - \overline{X})^{3}}{[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} (Xi - \overline{X})^{2}]^{3/2}}$$

et

$$F_{a} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} (Xi - \overline{X})^{4}}{[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} (Xi - \overline{X})^{2}]^{2}}$$

Afin de caractériser l'écoulement fluctuant, l'étude des facteurs d'aplatissement F_a et de dissymétrie F_d est nécessaire. En effet, l'étude de ces facteurs permet une comparaison de la loi de densité de probabilité régissant la distribution des fluctuations de température et de vitesse dans l'écoulement avec la loi idéale de Gauss, pour laquelle on a $F_a = 3$ et $F_d = 0$.

Les figures 1 et 2 présentent les variations des facteurs d'aplatissement et de dissymétrie dynamique sur le plan médian et à une position y = 2mm. Nous remarquons que le facteur d'aplatissement est > à 3 dans sa globalité indiquant la dominance de l'écoulement à grande vitesse. Les valeurs négatives du facteur de dissymétrie confirment cette hypothèse. Cependant, pour le cas où $\alpha = 0^{\circ}$, nous remarquons que des valeurs de facteur d'aplatissement avoisinant 3 et celles du facteur de dissymétrie oscille autour de la valeur 0. Cet aspect montre l'existence d'interaction entre l'écoulement à grande vitesse et la couche limite formée sur la surface du bloc.

Pour le cas où $\alpha = 0^{\circ}$, nous remarquons un comportant différents des autres cas. Le facteur d'aplatissement F_{at} avoisine la valeur 3 tandis que le facteur de dissymétrie F_{dt} avoisine la valeur 0 indiquant une équiprobabilité avec la loi idéale de Gauss. Ce qui traduit une interaction entre l'écoulement d'air frais et l'air chaud dégagé par le bloc.

Toutefois pour $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 20^{\circ}$, nous notons deux maximums à x = -10 mm et x = 50 mm, qui disparaissent avec une inclinaison plus importante du déflecteur. Ces deux maximums traduisent une interaction entre l'air frais et l'air chaud du à la formation et l'échappement des rouleaux contrarotatifs formés en amont et en aval du bloc chauffé. Par

ailleurs, les valeurs négatives du facteur de dissymétrie F_{dt} dans la partie au dessus du bloc indiquent l'apport de l'air frais à cette zone.



Fig.1 Evolution du facteur d'aplatissement dynamique F_{dt} sur le plan médian à une position y = 2 mm et pour les cas : $\alpha = 0^\circ$; $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°



Fig.2 Evolution du facteur de dissymétrie dynamique F_{dd} sur le plan médian à une position y = 2 mm et pour les cas : $\alpha = 0^\circ$; $\alpha = 10^\circ$; 20° ; 30° ; 40°



Fig.3 : Evolution du facteur d'aplatissement thermique F_{at} sur le plan médian à une position y = 2 mm et pour les cas : $\alpha = 0^{\circ}$; $\alpha = 10^{\circ}$; 20° ; 30° ; 40°



Fig.4 : Evolution du facteur de dissymétrie thermique F_{ad} sur le plan médian à une position y = 2 mm et pour les cas : $\alpha = 0^{\circ}$; $\alpha = 10^{\circ}$; 20° ; 30° ; 40°

Simulation numérique du refroidissement d'un composant électronique par déflection d'un écoulement d'air

Ahlem ARFAOUI^{1,2,*}, Mourad REBAY¹, Rejeb BEN MAAD² et Jacques PADET¹

¹ laboratoire UTAP-Thermomécanique, Faculté des sciences, BP 1039, 51687 Reims, France

² Laboratoire d'Energétique et Transferts Thermique et Massique, Faculté des sciences, 2092 Manar II, Tunisie

(auteur correspondant : ahlem.arfaoui@etudiant.univ-reims.fr)

Résumé –Dans le but d'étudier le refroidissement à air des composants nous présentons ici une étude numérique du transfert convectif sur une plaque plane placée à l'entrée d'un écoulement laminaire d'air de vitesse uniforme. Sur cette plaque est monté un bloc en céramique à l'intérieur duquel est incrusté un élément chauffant, simulant ainsi un circuit intégré parallélépipédique sur une carte électronique. Des déflecteurs ont été implantés sur la plaque, en amont du bloc, pour guider le flux d'air de refroidissement vers le bloc. Les résultats mettent en évidence l'influence de l'angle d'inclinaison et de la hauteur sur l'amélioration de l'échange convectif à l'interface céramique-air.

h

Nomenclature

a Coté du blo	c en Zircone, m
---------------	-----------------

- épaisseur des déflecteurs, m е
- Η Hauteur du bloc en Zircone, m

coefficient de convection, $Wm^{-2}K^{-1}$ température, K H'Hauteur des déflecteurs, m

1. Introduction

Les avancées des techniques de gravure des circuits intégrés et l'évolution de l'électronique de puissance permettent d'avoir des composants de plus en plus petits. Par conséquent, les flux de chaleur à évacuer ne cessent de s'élever. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. L'amélioration de leur refroidissement aidera donc à augmenter leur fiabilité [1, 2].

Quoique le refroidissement de certains composants de forte puissance (microprocesseurs, diodes laser...) se fait de plus en plus avec écoulement d'un liquide ou avec changement de phase, le refroidissement par écoulement d'air demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement, peu coûteux, est bien approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que le processeur des cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques [3, 4].

L'une des solutions pour augmenter l'efficacité d'un système de refroidissement à air, en particulier quand il n'y a pas assez de place pour installer un radiateur à ailettes ou un ventilateur sur le composant, consiste à implanter des déflecteurs qui jouent le rôle de

dirigeants de l'écoulement d'air dans les boîtiers contenant les composants. Ces déflecteurs guident le flux d'air circulant dans le boîtier vers les zones les plus critiques sur les cartes [4, 5]. Ces solutions sont aussi préconisées lorsqu'il s'agit de refroidir des convertisseurs de courant ou de tension. Ces derniers peuvent générer des champs magnétiques qui perturbent le fonctionnement des pompes ou des ventilateurs entraînants les fluides de refroidissement s'ils étaient placés à proximité des composants.

2. Modélisation

Nous présentons ici une étude numérique par volumes finis du transfert convectif sur une plaque plane en PVC d'épaisseur égale à 5 mm, placée à l'entrée d'un écoulement laminaire d'air de vitesse 5 m/s (Figures 1 et 2). Sur cette plaque est monté un bloc en céramique (zircone) de 5x5 cm² et de 0,5 cm de hauteur, à l'intérieur duquel est incrusté un élément chauffant de 1x1 cm² (simulant une puce électronique). L'élément est placé au centre du bloc (x = y = 2,5 cm et z = 2,5 mm). Des déflecteurs ont été implantés sur la plaque de PVC, en amont du bloc de zircone, guidant ainsi le flux d'air de refroidissement vers celui-ci. Ils sont placés à une distance arbitraire de 1 cm du bloc et sont de hauteur H'. Afin de déterminer, en régime stationnaire, l'influence des déflecteurs sur la distribution spatiale du coefficient d'échange de chaleur, nous avons fait varier l'angle d'inclinaison de : $\alpha = 0^{\circ}$ (sans déflecteur), $\alpha=10^{\circ}$, $\alpha=30^{\circ}$ et $\alpha=45^{\circ}$. Nous avons également fait varier leur hauteur, nous avons considéré : H' = H ; H' = 2H et H' = 4H.



Figure 1 : Schéma du dispositif (vue de dessus)

Figure 2 : Schéma du dispositif (vue de face)

Nous avons utilisé le code de calcul Fluent. Il s'agit d'un solveur utilisant la méthode de volumes finis pour résoudre les équations de Navier-stokes et de l'énergie dans le domaine d'étude. Le couplage aux différentes interfaces solide-solide et solide-air est assuré par les égalités des flux et des températures de part et d'autre de ces interfaces. En utilisant le préprocesseur GAMBIT, nous avons réalisé la géométrie en 3D de la moitié du domaine de calcul, de hauteur 20cm, vu la symétrie du modèle. Le maillage de l'ensemble est composé d'un maillage structuré hexaédrique pour sa globalité (90x30x30). Seul le maillage aux niveaux des déflecteurs est non-structuré en tétraédrique (10x20x30). La petite maille est de dimensions 1mm x 2mm x 2mm

3. Résultats et discussions

3.1. Influence de l'angle d'inclinaison

3.1.1. Variation du coefficient d'échange convectif

Sur la figure 3, les courbes en continu représentent le cas sans déflecteurs ($\alpha = 0^{\circ}$) et les courbes en discontinu sont associées au cas où les déflecteurs seraient positionnés suivant un angle $\alpha = 10^{\circ}$. On s'intéresse au transfert de chaleur sur les surfaces les plus critiques sur la carte. Les courbes représentent donc le coefficient de convection sur la surface du bloc en Zircone à différentes positions : y = 0 (bord du bloc en zircone); 0,5 ; 1 ; 1,5 ; 2 ; et 2,5 cm (milieu du bloc).

La situation où $\alpha = 0^{\circ}$ correspond à un écoulement sur une plaque plane présentant une marche ascendante de hauteur H. Le coefficient d'échange au dans ce cas, diminue légèrement quand x augmente (figure 3). Au passage du bloc en céramique, l'écoulement se sépare et se décolle à partir du bord d'attaque (figure 6-a). Lorsque l'on est en présence d'un écoulement séparé, la région de recollement est une région de transfert de chaleur maximum ; par contre celle de la séparation est une région dans laquelle le coefficient d'échange diminue. Ces effets atténuent les fortes valeurs que pourrait prendre le coefficient h_x près du bord d'attaque du bloc en zircone si celui-ci n'était pas surélevé par rapport à la surface de la plaque de PVC.



Figure 3 : Variation du coefficient d'échange pour différentes coordonnées transversales



Figure 4 : Variation de la température à la surface du bloc en Zircone

Quand $\alpha = 10^{\circ}$, quel que soit y, le coefficient d'échange est plus élevé que dans le cas sans déflecteurs, localement près du bord d'attaque (x faible). Il diminue rapidement quand x augmente. Il passe d'environ 37 au bord d'attaque du bloc à des valeurs proches de 20 à sa sortie. En faisant varier y, nous constatons que les courbes sont très voisines pour les faibles valeurs de x, elles se dissocient à mesure que x augmente. Ce qui signifie qu'en plus de sa dépendance de la coordonnée axiale x, le coefficient d'échange dépend aussi de la coordonnée transversale y : il est plus élevé proche de y = 0 qu'au centre (y = 2,5 cm). La déviation de l'écoulement vers le centre de la surface du bloc introduite par les déflecteurs, provoque donc une augmentation globale du coefficient d'échange. Cette augmentation

contrebalance la diminution du coefficient due au décollement de la couche limite. Une comparaison avec les résultats de la littérature n'est pas possible ici, car ces dernières sont établies pour des situations où la condition thermique (flux ou température uniforme) est appliquée à l'interface fluide-solide. Or, dans notre étude, le flux est généré dans un volume de 10x10x1 mm³ situé au centre du bloc en céramique et non sur l'interface avec l'air. De plus, la visualisation du flux et de la température sur la surface du bloc de zircone montre que celle-ci n'est pas uniforme (Figure 4).



Figure 5-a : Variation de h dans le cas d'une configuration sans déflecteurs







Figure 5-b : Variation de h dans le cas où $\alpha = 10^{\circ}$



Figure 5-d : Variation de h dans le cas où $\alpha = 45^{\circ}$

La figure 4 illustre l'évolution de la température surfacique en fonction de x sur le bord (y = 0) et sur le milieu du bloc (y = 2,5 cm) pour $\alpha = 0$ et $\alpha = 10^{\circ}$. Quel que soit l'angle α , la température augmente, passe par un maximum, puis diminue quand x augmente. Elle est maximale entre x = 2 et x= 3 cm. Un calcul, avec Fluent, de l'épaisseur de la couche limite se développant sur la plaque de PVC ($\delta = 4.92 \times \text{Re}_x^{-1/2}$ [6]) montre que celle-ci est égale à 3,1 mm à l'endroit où le bloc est placé. L'effet conjugué de cette couche limite ainsi que du décollement de l'écoulement provoque des tourbillons qui modifient la structure de l'écoulement sur la surface du bloc, et par conséquent, le champ de température surfacique.

Les variations du coefficient d'échange en fonction de x, pour les 4 angles d'inclinaison α étudiés, sont représentées sur les figures 5a-5d. Nous apercevons une différence dans les évolutions de h_x aussi bien en fonction de α qu'en fonction de y. Quel que soit α , le coefficient d'échange dans la zone centrale du bloc de zircone (y = 2 et y = 2,5 cm) est plus faible que celui près la zone du bord (y = 0 et y = 0,5 cm). La chaleur produite dans le
centre du bloc diffuse latéralement dans ce dernier, et est extraite en partie par l'écoulement d'air sur la face supérieure. Cependant, au niveau du bord, la chaleur est aussi évacuée par l'écoulement d'air sur la face latérale.

En outre, nous observons deux légères stagnations de h_x : la première se situe à l'entrée du bloc (au alentours de x = 0,7 cm) et la deuxième au centre du bloc (en x=2,5 cm). La deuxième, présente pour α différent de 0, peut s'expliquer par l'augmentation de la température surfacique en s'approchant de la zone centrale du bloc (voir graphe 4). Cependant, la première pourrait être due à l'effet conjugué du rouleau transversal crée par les déflecteurs et le rouleau longitudinal dû à la marche inhérente au bloc. Pour $\alpha = 0$, le coefficient d'échange h_x est constant entre x = 0cm et x = 2,5cm, puis il diminue pour x > 2,5cm.

Le Tableau 1 présente les valeurs du coefficient d'échange moyen (h_{moy}) sur toute la surface du bloc, en fonction de l'angle d'inclinaison α . Il est à noter que h_{moy} est maximum quand $\alpha = 10^{\circ}$. Par rapport à $\alpha = 0^{\circ}$, l'amélioration du transfert convectif est de 38% pour $\alpha = 10^{\circ}$, de 30% pour $\alpha = 30^{\circ}$ et de 29% pour $\alpha = 45^{\circ}$. Les lignes de courant, représentées sur les figures 6a-6d montrent que l'augmentation excessive de α crée une zone de re-circulation en aval du bloc de céramique, bloquant ainsi l'écoulement et diminuant par conséquent le coefficient d'échange.

α (°)	0	10	30	45
$h_{moy}(Wm^{-2} K^{-1})$	17,5	24,3	22,9	22,6

Tableau 1 : Influence de l'angle d'inclinaison des déflecteurs sur la variation de h_{moy}

3.1.2. Lignes de courant



Figure 6-a : *Ligne de courant pour la configuration sans déflecteurs*



Figure 6-b : *Ligne de courant pour la configuration avec déflecteurs* ($\alpha = 10^{\circ}$)





Figure 6-c : *Ligne de courant pour la configuration avec déflecteurs* ($\alpha = 30^{\circ}$)

Figure 6-d : *Ligne de courant pour la configuration avec déflecteurs* ($\alpha = 45^{\circ}$)

La représentation graphique des lignes de courant au niveau du plan horizontal (z = 0.5 cm, soit sur la surface du bloc en Zircone) montre la présence des zones de recirculation (Figure 6-a, 6-b, 6-c et 6-d). Pour $\alpha = 0$, nous observons la présence de deux zones de recirculation. Ces dernières sont formées à partir de l'enveloppe de vitesse crée de part et d'autre des parois du bloc en Zircone et de sa surface (Figure 6-a). En effet, au passage d'un élément perturbateur, l'écoulement se sépare et apparaît en aval des obstacles de zones de faibles vitesses du tourbillon secondaire. En présence des déflecteurs, l'écoulement est perturbé, nous notons une division des zones de circulation (Figure 6-b) qui laisse la place à la formation des tourbillons (Figure 6-c et Figure 6-d).

3.2. Influence de la hauteur des déflecteurs, H'

Les Figures 7-a et 7-b représentent le coefficient d'échange au milieu du bloc avec $\alpha = 10^{\circ}$ et $\alpha = 45^{\circ}$ pour 3 valeurs de H' : H, 2H et 4H. Pour un angle d'inclinaison faible ($\alpha = 10$), h_x diminue lorsque x augmente. A l'entrée du bloc, il est aussi élevé que H' est élevé. Mais cette tendance s'inverse à partir du milieu du bloc ; h_x devient plus faible pour 4H que pour 2H et H. Cependant, le comportement du coefficient d'échange est totalement différent pour $\alpha = 45^{\circ}$ (figure 7-b). Pour H' = H, h_x diminue quand x augmente. h_x diminue à l'entrée puis augmente au milieu du bloc et diminue de nouveau lorsque H' = 2H. Enfin, pour H' = 4H, h_x augmente à partir du bord d'attaque jusqu'au milieu du bloc puis diminue. Ces différences dans les variations de h avec x peuvent être attribuées aux multiples interactions entre les tourbillons créés par l'effet de marche ascendante avec ceux crées par les déflecteurs.



Figure 7-a : Variation de h au niveau de la zone centrale du bloc en Zircone ($\alpha = 10^\circ$)



Figure 7-b : Variation de h au niveau de la zone centrale du bloc en Zircone ($\alpha = 45^{\circ}$)

4. Conclusion

Nous avons présenté une étude numérique pour caractériser l'influence de l'angle de déflection de l'écoulement d'air ainsi que la hauteur des déflecteurs sur le transfert convectif à la surface d'un bloc en céramique contenant un élément chauffé. On montre que le coefficient d'échange moyen est optimum pour $\alpha = 10^{\circ}$. Pour des angles d'inclinaison plus importants, le blocage de l'écoulement en aval du bloc chauffé réduit d'une façon importante le coefficient de convection. L'augmentation de la hauteur des déflecteurs a induit des tourbillons qui inter-réagissent avec ceux formés par la marche ascendante. Ces tourbillons peuvent réduire d'une façon importante le coefficient d'échange.

Références

- [1] S. Kakaç, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, *Cooling of Electronic Systems*, Kluwer Academic Publishers, Boston, Massachusetts, 1994.
- [2] M.M. Mohammed, Air cooling characteristics of uniform square modules array for electronic device heat sink, *J. App. Thermal Engineering*, 26 (2006), 486-493
- [3] J. Yang, L. Wang and H. Li, 2-dimensional CFD simulation and correlation development for optimisation of fin heatsinks in electronic cooling, *J. Thermal Science*, 10 (2001), 363-371
- [4] C.W. Leung, H.J. Kang and S.D. Probert, Horizontal simulated printed circuit board assembly in fully developed laminar flow convection, *Applied Energy*, 56 (1997), 71-91
- [5] T. Stewart and D. W. Stiver, Thermal Optimization of Electronic Systems Using Design of Experiments Based on Numerical Inputs, *Proc. SEMI-THERM 2004*, March 9-11, 2004, San Jose CA, USA, papier n°14
- [6] M. Rebay, J. Padet et S. kakaç Refroidissement d'une mico-structure par convection laminaire forcée », Proc. Congrès SFT 2005, Reims 30 mai-2 juin, 2005, 525-530