

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Abdelhamid Ibn Badis – Mostaganem
Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de génie mécanique

THESE

En Génie mécanique

Option : Mécanique énergétique

Présentée par

BERIACHE M'hamed

THEME

**Analyse numérique de la convection dans les conduits a
rangée de plaques chauffées**

Thèse soutenue le: 06 Décembre 2012

Devant le jury composé de :

SADOK Ahmed	Président	Professeur	UAB Mostaganem
ABIDAT Miloud	Examineur	Professeur	UST Oran
RETIEL Nouredine	Examineur	Maître de conférences	UAB Mostaganem
LOUKARFI Larbi	Examineur	Professeur	UHB Chlef
BETTAHAR Ahmed	Directeur de thèse	Professeur	UHB Chlef

Promotion 2012

Résumé :

L'évolution extrêmement rapide des technologies liées aux microprocesseurs, permet d'atteindre déjà plusieurs GHz tout en diminuant la taille des puces électroniques. Par conséquent, la densité de flux de chaleur dégagée par ces circuits étant en constante augmentation, ceci donne naissance à leur échauffement. Un des problèmes majeurs réside en l'évacuation et le transport de l'énergie dissipée par ces systèmes. Cette tendance de miniaturisation entraîne de sérieuses contraintes de fonctionnement pour ces composants, notamment au niveau de la température de fonctionnement. Cette thèse s'inscrit donc dans la logique de la simplification et de l'amélioration de la gestion thermique des composants électroniques de puissance. L'objectif de cette étude consiste en la modélisation thermique et hydrodynamique d'un système de refroidissement pour microprocesseur de micro-ordinateur de bureau. Le dit système est un radiateur à ailettes planes est soumis à un jet d'air impactant. Ceci étant, dans le but d'analyser les paramètres qui commandent ce mécanisme de refroidissement pour une éventuelle amélioration. Pour ce faire, la modélisation hydrodynamique et thermique ainsi que les conditions aux frontières imposées au système sont présentées. La résolution des équations gouvernantes est ensuite réalisée par code CFD Fluent et par un code de calcul développé sur la base d'un modèle numérique mis en place. Le code est fondé sur la méthode des différences finies. Cette étude a permis de bien cerner les atouts de l'outil numérique, à refléter et reproduire les phénomènes physiques y intervenant. Après avoir assuré l'étape de validation, le code a été exploité pour étudier l'effet des différents paramètres géométriques et dynamique sur les caractéristiques de l'écoulement et par conséquent sur l'amélioration du transfert de chaleur. La prédiction des performances hydrodynamiques et thermiques du dispositif de refroidissement montre bien que le Microprocesseur délivrant jusqu'à 80W de puissance, est convenablement refroidi par le radiateur étudié comme cela est indiqué par le constructeur. Nous avons constaté l'importance des caractéristiques géométriques et dynamiques dans l'amélioration des capacités de refroidissement du radiateur. On note à titre d'exemple, une amélioration globale de la résistance thermique du radiateur d'environ ~7% qui peut avoir lieu en augmentant la vitesse de refroidissement de 5 m/s jusqu'à 6m/s seulement. Par conséquent, les performances thermo-hydrodynamiques du radiateur peuvent être améliorées davantage, d'où le recours à cette technique simple et économique reste encore une solution privilégiée pour la gestion thermique des composants électronique de puissance.

Mots clés :

Convection forcée, refroidissement, composants électroniques, radiateur, jet d'air impactant, résistance thermique, perte de pression.

Abstract:

The rapid development of technologies related to microprocessors, already achieves several GHz, while reducing the size of microchips. Therefore, the flux density of heat generated by these circuits is constantly increasing, this gives birth to their heating. One major problem lies in the disposal and transport of the energy dissipated by these systems. This trend of miniaturization has serious operational constraints for these components, particularly at the operating temperature. This thesis is therefore a logical consequence of simplifying and improving the thermal management of power electronic components. The objective of this study consists of thermal and hydrodynamic modeling of a cooling system for microprocessor. The system is a heat sink of plate fins is subjected to an air jet impingement. In order to analyze the parameters those control the cooling mechanism for possible improvement. To do this, the thermal and hydrodynamic modeling and boundary conditions imposed on the system are presented. The resolution of governing equations is then performed by Fluent CFD code and a developed code based on the finite difference method. This study has clearly identified the advantages of numerical tools to reflect and reproduce the physical phenomena occurring in the heat sink. After securing the validation step, the code has been used to study the effect of different geometric parameters and dynamic characteristics of flow and therefore on improving the heat transfer. Predicting the performance of hydrodynamic and thermal cooling device shows that the microprocessor to deliver up to 80W of power is properly cooled by the heat sink as indicated by the manufacturer. We noted the importance of geometric and dynamic characteristics in enhancing the capacity cooling of the heat sink. For example, overall improvements in the thermal resistance of the radiator of $\sim 7\%$ which can occur by increasing the cooling rate of 5 m/s to 6m/s only. Therefore, the thermo-hydrodynamic performance of the heat sink can be further improved, hence the use of this simple and economic technique remains a preferred solution for thermal management of power electronics components.

Keywords:

Forced convection, cooling, electronic components, heat sink, air jet impinging, heat resistance, pressure drop.

ملخص:

التطور السريع للغاية للمعالجات الإلكترونية، و الذي بلغ عدة جيغاهرتز، بالإضافة إلى انخفاض حجم الرقائق أكثر فأكثر. جعل من كثافة الدفق الحراري المتولد من هذه الدوائر في تزايد مستمر، وهذا يسبب لها تسخيناً زائداً. أحد المشاكل الرئيسية تكمن في التخلص وتبديد الطاقة المنبعثة من النظم. هذه الدراسة تدرج في تبسيط وتحسين تسيير الطاقة الحرارية للعناصر الإلكترونية. هدفنا من هذه الدراسة هو اقتراح نمذجة حرارية والهيدروديناميكية لنظام تبريد المعالجات الدقيقة لكمبيوتر مكتبي. هذا النظام عبارة عن مصرف حراري بزعانف لوحية تخضع لسريان هواء اصطدامي. وذلك، لأجل تحليل العوامل التي تتحكم في آلية التبريد لتحسينات أكثر. للقيام بذلك، تم عرض نموذج الحرارة والهيدروديناميكية وشروط الحدود المفروضة على النظام. تم حل المعادلات ببرنامج CFD Fluent وبرنامج كمبيوتر آخر مطور على طريقة الفروق المتناهية. هذه الدراسة حددت بوضوح مزايا الأدوات الرقمية للمحاكاة وإعادة إنتاج الظواهر الفيزيائية التي تحدث عبر نظام التبريد. بعد تأمين خطوة التحقق من المصادقية، استخدم البرنامج لدراسة تأثير عوامل هندسية و ديناميكية مختلفة على ميزات المصرف الحراري، وبالتالي على تحسين تصريف الحرارة. توقعات أداء جهاز التبريد الهيدروديناميكية والحرارية دلت على أن المعالج الدقيق و هو يشغل بطاقة تصل إلى 80 واط، يتم تبريده بشكل صحيح بواسطة المصرف وذلك وفقاً لتوصيات الشركة المصنعة. لاحظنا أهمية الخصائص الهندسية والديناميكية في تعزيز كفاءة التبريد للمصرف الحراري. على سبيل المثال، التحسن العام في المقاومة الحرارية للتدفئة بـ 7% ~ يمكن أن يحدث من خلال زيادة سرعة التبريد من 5 م / ثانية إلى 6م/ثانية فقط. ولذلك، فإن زيادة تحسين الأداء الحراري و الهيدروديناميكي للمبرد ممكنة، وبالتالي فإن استخدام هذه التقنية البسيطة والاقتصادية لا يزال يمثل الحل المفضل للتسيير الحراري للمعاصر الإلكترونية.

كلمات البحث:

حمل حراري قسري، مركبات إلكترونية، مصرف حراري، سريان الهواء الإصطدامي، مقاومة حرارية، فقدان الضغط.

Dédicaces

A mes parents

A mon frère

A ma sœur

A ma femme et à mes petites

Layla & Hana

Et à toute ma famille.

Remerciements

Je tiens à exprimer mes vifs et sincères remerciements et ma reconnaissance à mon directeur de thèse le professeur Battahar Ahmed pour ses conseils, ses aides et sa motivation et pour m'avoir assuré les meilleures conditions pour mener à terme ce travail.

Je tiens à remercier le Professeur Hassan Naji de l'Université d'Artois en France, en qualité de co-directeur de thèse, pour m'avoir accueilli dans le laboratoire de mécanique de Lille ainsi de ses aides, conseils et soutien.

Mes remerciements vont aussi au professeur Larbi Loukarfi du Département de de mécanique, Université de Chlef, pour ses orientations, son soutien et ses recommandations et surtout de son aide pour avoir la bourse de finalisation de thèse en France.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à Melle Mokhtar Saidia Leila doctorante à l'université des sciences et de technologie d'Oran pour ça contribution à l'aboutissement de ce travail.

Ce travail de thèse à été réalisé dans le cadre d'une collaboration entre l'Université de Chlef et l'université des sciences et technologie de Lille.

J'adresse aussi mes sincères remerciements aux membres du jury de soutenance: Professeur Sadok Ahmed de l'Université de Mostaganem; Maître de conférences Retiel Noureddine de l'Université de Mostaganem; Professeur Abidat Miloud de l'Université des sciences et de technologie d'Oran; Professeur Loukarfi Larbi de l'Université de Chlef; de m'avoir fait l'honneur d'accepter de participer à mon jury de thèse.

Enfin, je ne serais conclure sans associer à ces remerciements tous les enseignants ainsi que le personnel de l'université de Chlef qui m'ont aidé et soutenu le long de ce travail.

Je témoigne toute ma gratitude à toute ma famille et en particulier à mes parents, ma soeur et mon frère, mes amis de m'avoir soutenu et aidé pendant toute ma thèse et surtout pendant mon séjour à Polytech'Lille en France.

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

Table des matières

Résumé	i
Abstract	ii
المخلص	iii
Dédicaces	iv
Remerciements	v
Table des matières	vi
Liste des figures	ix
Liste des tableaux	xiii
Nomenclatures	xiv
Introduction générale	01
Chapitre I: Revue bibliographique	
I. 1 L'échauffement des composants électroniques	06
I. 2. Mécanismes de transfert de chaleur dans les systèmes	08
I. 3. Evacuation de chaleur par convection	09
I. 3. 1 Convection naturelle et convection mixte	10
I. 3. 2 Convection forcée	12
I. 3. 2. 1. Refroidissement par liquide	12
I. 3. 2. 2. Refroidissement par air	15
I-3-2-2.a. Refroidissement passif	16
I-3-2-2.b. Refroidissement actif	18
I-3-2-2.c. Refroidissement par jets impactant	19
I. 4. Conclusion	35
Chapitre II: Modélisation hydrodynamique et thermique	
II.1. Présentation du cas d'étude	36
II.2. Contraintes du système	37
II.3. Description du modèle Physique	38
II.3.1. Modèle de l'écoulement	42
II.3.2. Modèle thermique	43

II.4. Paramètres de calcul	45
II.4.1. Coefficient de transfert de chaleur par convection (h)	45
II.4.2. Nombre de Nusselt (Nu)	46
II.4.3. Nombre de Prandtl (Pr)	47
II.4.4. Résistance thermique du radiateur (R_{th})	47
II.4.5. La chute de pression	48
II.5. Hypothèses simplificatrices	50
II.6. Mise en équations	52
II.7. Conditions aux limites	53
II.7.1. Conditions aux limites hydrodynamiques	53
II.7.2. Conditions aux limites thermiques	54
II.8. Conclusion	58

Chapitre III: Modélisation numérique

III. 1. Description de l'outil numérique Fluent	59
III.1.1. Modélisation du domaine physique	59
III.1.2. Présentation du préprocesseur GAMBIT	60
III.1.3. Maillage	60
III.1.4. Conditions aux limites	62
III.2. Equations de bilans	63
III.2.1. Equation de continuité	63
III.3. Présentation du logiciel Fluent	63
III.3.1. Méthode des volumes finis	64
III.3.2. Discrétisation	65
III.3.3. Linéarisation des équations discrétisées	66
III.3.4. Critère de convergence	67
III.4. Définition du domaine fluide étudié	68
III.4.1. Choix du Solveur	68
III.4.2. Spécification du fluide et des matériaux utilisés	70
III.4.3. Initiation et convergence du calcul	70
III.4.4. Indépendance du maillage	71
III.4.5. Fiabilité des résultats de calcul CFD	72
III.5. Modélisation du problème par la méthode des différences finies	72

III.5.1. Méthodologie de résolution	73
III.5.2. Maillage	73
III.5.3. Algorithme MAC	75
III.5.4. Discrétisation des équations	75
III.5.5. Solution du système des équations algébriques	85
III.5.6. Critère de convergence	86
III.5.7. Maillage	86
III.6. Conclusion	88

Chapitre IV: Résultats et discussions

IV. 1. Conditions de fonctionnement	89
IV. 2. Indépendance de la solution du maillage	90
IV.3. Résultats hydrodynamiques	91
IV.3.1 Champs et chute de pression	91
IV.3.2 La vitesse de l'écoulement	93
IV.4. Résultats thermiques	100
IV.5 Effets des paramètres géométriques et d'écoulement sur les performances du Radiateur	109
IV.5.1 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur la performance du radiateur	109
IV.5.2 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur les pertes de pression	111
IV.5.3 L'effet de la géométrie du radiateur sur le transfert thermique	112
IV.5.3.1 Effet de l'épaisseur de la base (h_b) sur le transfert de chaleur	113
IV.5.3.2 Effet de la hauteur de l'ailette (h_a) sur le transfert de chaleur	113
IV.5.3.3 Effet du nombre des ailettes ($nb_{ailettes}$) sur le transfert de chaleur	114
IV.5.3.4 Effet de la largeur du canal (l_c) sur le transfert de chaleur	115
IV.6 Effet de la vitesse d'écoulement sur la résistance thermique du radiateur	116
IV.7 Superposition des performances principales du radiateur	117
IV.8 Conclusion	118
<i>Conclusion générale et perspectives</i>	119

Références bibliographiques

Publications & travaux

LISTE DES FIGURES

Figure I.1:	Loi de Moore	07
Figure I.2:	Evolution de la dissipation thermique des microprocesseurs	08
Figure I.3:	Principe de la convection thermique	09
Figure I.4:	Les valeurs limites du flux thermique selon les techniques de refroidissement	10
Figure I.5:	Cycle de refroidissement liquide	12
Figure I.6:	Exemple de caloduc utilisé dans le refroidissement d'un Laptop	13
Figure I.7:	Principe de fonctionnement d'un caloduc	13
Figure I.8:	Modèle physique de Tuckerman et Pease	14
Figure I.9:	Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites	16
Figure I.10:	Un composant électronique surmonté d'un radiateur	17
Figure I.11:	Différentes configurations de radiateurs passifs	17
Figure I.12:	Configuration d'un ventirad	18
Figure I.13:	Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet	20
Figure I.14:	Technique de refroidissement par radiateur avec collecteur	22
Figure I.15:	Ecoulement parallèle dans un radiateur	23
Figure I.16:	Jet d'air impactant sur un radiateur	23
Figure I.17:	Schéma d'ensemble du Ventirad	26
Figure I.18:	Résistance thermique d'un radiateur en fonction du nombre et de l'épaisseur d'ailettes	29
Figure I.19:	Schéma du canal traité	30
Figure I.20:	Profil d'écoulement dans le canal traité	30
Figure I.21:	Comparaison des résultats du modèle avec les résultats expérimentaux	31
Figure I.22:	Les pertes de pression au niveau d'un radiateur : comparaison aux résultats expérimentaux	32
Figure I.23:	Validation de la résistance thermique avec des résultats expérimentaux	33
Figure II.1.	Configuration du radiateur et principe du refroidissement	37
Figure II.2.	Microprocesseur Intel® Pentium® 4	39
Figure II.3.	Schéma synoptique du modèle physique	40
Figure II.4.	Schéma et caractéristiques du modèle	40

Figure II.5.	Vue intérieure en 3D du radiateur suivant les axes de symétrie	42
Figure II.6.	Principe d'écoulement de l'air à travers un canal du radiateur	43
Figure II.7.	Illustration des échanges thermiques au niveau des ailettes du radiateur	43
Figure II.8.	Illustration de loi d'équilibre thermique à une frontière solide-fluide	44
Figure II.9.	La résistance thermique du radiateur	48
Figure II.10.	Configuration géométrique de l'écoulement en impact	49
Figure II.11.	Conditions aux limites hydrodynamiques imposées dans le canal d'écoulement	54
Figure II.12.	Schématisation des conditions aux limites thermiques extérieures	55
Figure II.13.	Conditions aux limites thermiques au niveau des parois internes	56
Figure II.14.	Schématisation des conditions aux limites thermiques au niveau de la base et aux cotés latéraux	57
Figure III. 1.	Interface du préprocesseur Gambit.	60
Figure III. 2.	Maillage uniforme et maillage non-uniforme (raffiné) du domaine de calcul.	61
Figure III. 3.	Conditions aux limites du domaine.	62
Figure III. 4.	Interface du code de calcul Fluent.	64
Figure III. 5.	Exemple de volume de contrôle élémentaire en 2D.	65
Figure III. 6.	Domaine du fluide étudié.	68
Figure III. 7.	Organigramme de calcul.	69
Figure III. 8.	Convergence des solutions.	70
Figure III. 9.	Vitesses axiales dans le canal pour différents maillages.	71
Figure III. 10.	Schéma de maillage décalé en 2D, (The Marker-and-Cell Grid) [72]	74
Figure III. 11.	Schéma de maillage décalé en 2D.	75
Figure III. 12.	Schéma de discrétisation des termes d'advection et de diffusion suivant l'axe des x.	76
Figure III. 13.	Schéma de discrétisation du terme pression suivant l'axe des x.	78
Figure III. 14.	Schéma de discrétisation des termes d'advection et de diffusion suivant l'axe des y.	79
Figure III. 15.	<i>Maillage par différences finies en 3D.</i>	82
Figure III. 16.	Organigramme de calcul.	84
Figure III. 17.	Organigramme de calcul global.	85
Figure III. 18.	Différents maillages adoptés.	87-88
Figure IV.1:	La différence de température ΔT (°C) en fonction du maillage	90
Figure IV.2:	Contours de la pression dynamique à travers le canal [CFD]	91

Figure IV.3:	Contours de la pression statique à travers le canal, [CFD Fluent].	92
Figure IV.4:	Contours de la pression statique relative à travers le canal, [code développé]	93
Figure IV.5:	Distribution de la vitesse au niveau du canal, [CFD Fluent]	94
Figure IV.6:	Profil de vitesse près de la paroi (base du radiateur), [CFD Fluent].	94
Figure IV.7:	Distribution de la vitesse au niveau du canal, [CFD Fluent].	95
Figure IV.8:	Champs de vitesse moyenne dans le canal, [CFD Fluent	96
Figure IV.9:	Champs de vitesse dans le canal, [code développé].	96
Figure IV.10:	Champ de vitesse verticale (v) dans un canal du radiateur, [CFD Fluent].	97
Figure IV.11:	Champ de la vitesse verticale (v), [code développé].	98
Figure IV.12:	Champs de vitesse longitudinale (u), [CFD Fluent].	98
Figure IV.13:	Champs de vitesse longitudinale (u), [code développé].	99
Figure IV.14:	Lignes de courant dans le canal, [CFD Fluent].	99
Figure IV.15:	Contours de température à la base du radiateur, [code développé]	100
Figure IV.16:	Distribution de température sur un radiateur Alpha PAL8952, [57].	101
Figure IV.17:	Contours de température à $x/d = W/2$ (aillette centrale), [code développé].	102
Figure IV.18:	Contours de température à $z/d = L/2$, (coupe transversale), [code développé].	102
Figure IV.19:	Contours de température dans un radiateur ($40 \times 54 \times 65 \text{mm}^3$), ($Q=80\text{W}$) [59].	103
Figure IV.20:	Profil de température suivant la longueur du radiateur	103
Figure IV.21:	Distribution de la température au niveau de l'aillette centrale, [code développé].	104
Figure IV.22:	Distribution 3D de la température dans le radiateur, [code développé].	105
Figure IV.23:	Distribution de la température dans le radiateur dans un radiateur ($82 \times 82 \times 81 \text{mm}^3$) ($Q=80\text{W}$) [59].	105
Figure IV.24:	Comparaison des performances thermiques de quelques radiateurs de la littérature.	107
Figure IV.25:	Comparaison des performances thermiques de notre radiateur et ceux de la littérature	107
Figure IV.26:	Variation transversale de la température de l'air de refroidissement dans le canal	108
Figure IV.27:	Variation longitudinale de la température de l'air de refroidissement dans le canal	109
Figure IV.28:	Effet du nombre de Reynolds d'écoulement sur le transfert de la chaleur	110
Figure IV.29:	Le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds d'écoulement	111

Figure IV.30:	Pressure drop through the mini-channel as a function of cooling velocity (V_0)	112
Figure IV.31:	Effet de l'épaisseur de la base sur le transfert de la chaleur.	113
Figure IV.32:	Résistance thermique en fonction de la hauteur de l'ailette du radiateur	114
Figure IV.33:	Résistance thermique en fonction du nombre des ailettes du radiateur	115
Figure IV.34:	Coefficient d'échange thermique convectif en fonction de la largeur du canal.	115
Figure IV.35:	Résistance thermique en fonction de la largeur du canal	116
Figure IV.36:	Résistance thermique en fonction de la vitesse de soufflage d'air	117
Figure IV.37:	La liaison des performances hydrodynamique et thermique	118

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1:	Comparaison des performances de deux radiateurs à microcanaux, un soumis à un écoulement d'air parallèle et l'autre est soumis à un jet d'air impactant.	24
Tableau II.1:	Classification des canaux suivant leurs diamètre hydraulique [60].	37
Tableau II.2:	Caractéristiques géométriques et dimensions du radiateur.	41
Tableau II.3:	Propriétés physiques de l'air [63].	41
Tableau IV.1:	Paramètres de fonctionnement de notre modèle.	89
Tableau IV.2:	Comparaisons du gradient de température pour les différents maillages.	90
Tableau IV.3:	Comparaison des performances thermiques de quelques radiateurs.	106

Nomenclature

Notations

<u>Symboles</u>	<u>Dénominations</u>	<u>Unités</u>
A	Aire	m^2
c_p	Chaleur massique à pression constante	$J/(kg.K)$
c	Vitesse du son	m/s
D_h	Diamètre hydraulique du canal	m
\bar{D}	Divergence	$1/s$
Δx	Pas en espace suivant l'axe ox	m
Δy	Pas en espace suivant l'axe oy	m
Δz	Pas en espace suivant l'axe oz	m
g	Accélération de pesanteur	m/s^2
H	Hauteur globale du radiateur	m
h	Coefficient de transfert de la chaleur par convection	$W/m^2.K$
h_a	Hauteur de l'ailette	m
h_b	Epaisseur de la base du radiateur	m
i, j, k	Indices d'espaces	
L	Longueur globale du radiateur	m
l_c	Largeur du canal	m
l_a	Epaisseur de l'ailette	m
\dot{m}	Flux massique	kg/s
n	Vecteur normal à la paroi	
$nb_{ailettes}$	Nombre d'ailettes	
P_m	Périmètre mouillé	m
p	Pression	Pa
p_∞	Pression atmosphérique	Pa
Q	Puissance du Microprocesseur	W
q	Flux thermique	W
q''	Densité du flux thermique	W/m^2

R_{th}	Résistance thermique	$^{\circ}C/W$
T	Température	$^{\circ}C, K$
t	Temps	s
u	Composante axiale de la vitesse	m/s
\tilde{u}	Valeur de vitesse axiale en temps avancé	m/s
v	Composante radiale de la vitesse	m/s
\tilde{v}	Valeur de vitesse radiale en temps avancé	m/s
V_0	Vitesse d'entrée	m/s
\vec{V}	Vecteur vitesse en un point, $\vec{V}(u, v, w)$	m/s
\dot{V}	Flux volumique	m^3/s
w	Composante de vitesse suivant l'axe z	m/s
x	Coordonnée cartésienne selon l'axe ox	m
y	Coordonnée cartésienne selon l'axe oy	m
z	Coordonnée cartésienne selon l'axe oz	m

Nombres sans dimensions

<u>Symboles</u>	<u>Dénominations</u>
Gr	Nombre de Grashof, $g\beta\Delta TL^3/\nu^2$
Ma	Nombre de Mach, V_0/c
Nu	Nombre de Nusselt, $h.D_h/\lambda$
Pr	Nombre de Prandtl, ν/α
Re	Nombre de Reynolds, $U.D_h/\nu$
Ra	Nombre de Rayleigh, $g\beta\Delta TL^3/(\nu\alpha)$

Notations grecques

<u>Symboles</u>	<u>Dénominations</u>	<u>Unités</u>
α	Diffusivité thermique, $\lambda/\rho.c_p$	$m^2.s^{-1}$
$\hat{\alpha}$	Coefficient	
β	Coefficient d'expansion thermique, $1/\lambda$	K^{-1}
$\bar{\beta}$	coefficient	m
δ	Distance franchie par la conduction	
Δ	Différence	
ε	Critère de convergence	
Γ	Frontière	
ξ	constante	
η	Efficacité de l'ailette	
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
ρ	Masse volumique de l'air	$kg.m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ω	Facteur de relaxation	

Indices et Exposants

<u>Symboles</u>	<u>Dénominations</u>
max	Maximum
e	Entrée
p	Parois
f	Relatif au fluide

Introduction

L'évolution de ces dernières années en terme de technologies de fabrication des composants électroniques permet à l'heure actuelle d'intégrer de milliers de transistors tout en continuant à diminuer la taille des puces. Par conséquent, la densité de flux de chaleur dissipée par ces composants croît constamment, entraînant des problèmes sévères d'évacuation et de transport de cette chaleur. Dans le domaine de l'électronique de puissance, les puissances ont tendance à dépasser quelques centaines de W/cm^2 [1]. Pour faire face à cela, de nombreuses solutions sont actuellement développées afin d'améliorer les transferts thermiques dans les systèmes électroniques.

La miniaturisation du volume et du poids des composants électroniques est devenu en effet un critère primordial. Les systèmes électroniques de puissance ont été parmi les premiers à suivre cette tendance. Cette évolution s'est traduite par des niveaux de puissance dissipée et des densités de flux thermiques très élevées.

Dans le domaine de la microélectronique, les circuits intégrés sont de plus en plus petits et de plus en plus performants. Comme l'avait prédit le co-fondateur de la société Intel Gordon Moore en 1965, le nombre de transistors par circuit intégré de même taille, double tous les dix huit mois, depuis leur apparition dans les années soixante. L'évolution extrêmement rapide des technologies liées aux microprocesseurs, permet d'atteindre déjà plusieurs GHz tout en diminuant la taille des puces électroniques. Par conséquent, la densité de flux de chaleur dégagée par ces circuits étant en constante augmentation, ceci donne naissance à leur échauffement. Un des problèmes majeurs réside en l'évacuation et le transport de l'énergie dissipée par ces systèmes. Les densités de chaleur dissipées par les microprocesseurs sont passées de $0,5 \text{ W}/\text{cm}^2$ dans les années quatre-vingt jusqu'à $40 \text{ W}/\text{cm}^2$ au début du 21^{ème} siècle. Les prédictions pour la fin de cette décennie sont encore plus sévères avec des flux de l'ordre de $250 \text{ W}/\text{cm}^2$ [1].

Cette tendance de miniaturisation entraîne de sérieuses contraintes de fonctionnement pour ces composants, 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 constructeur.

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

Dans ce contexte, le niveau d'efficacité des refroidisseurs associés à ces systèmes, a du être amélioré dans des proportions importantes. Malgré le développement du domaine de la thermique, ce sont encore à l'heure actuelle les performances de dissipation thermique du refroidisseur qui limitent le fonctionnement des systèmes électroniques. La gestion de la chaleur dans ces systèmes peut être assurée à partir du moment où le système de refroidissement assure l'extraction des énergies dissipées tout en diminuant la température du silicium à un niveau non destructif ($<100^{\circ}\text{C}$) [1].

En dehors de l'énergie déposée par un rayonnement, la chaleur produite dans un composant électronique a principalement pour origine la dissipation par effet Joule qui accompagne les déplacements internes de charges électriques. Indépendamment de la capacité thermique du composant en question, si on veut l'épargner d'une élévation de température excessive cette chaleur doit être évacuée. Le contrôle thermique, notamment le refroidissement et l'extraction de la chaleur, est un enjeu de plus en plus important dans un grand nombre d'applications industrielles. Il est donc essentiel 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 convections 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 faibles. 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, soit accompagné d'un échange thermique par changement de phase. 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 pour la redistribuer ensuite à un dissipateur.

Bien que 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 est approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que les processeurs pour micro-ordinateur, de cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques.

D'autre part, les avantages inhérents des radiateurs à canaux miniatures ont permis à ces systèmes d'occuper de plus en plus une place considérable dans les techniques de refroidissement à petites échelles. Les micro-technologies prennent de l'ampleur dans notre quotidien, par conséquent de nouveaux défis s'imposent à nous en matière de compréhension des écoulements dans les mini- et les micro-canaux.

Cette thèse s'inscrit donc dans la logique de la simplification et de l'amélioration de la gestion thermique des composants électroniques de puissance. C'est dans ce contexte que nous allons mener notre étude.

L'objectif de cette étude consiste en la modélisation thermique et hydrodynamique d'un système de refroidissement pour microprocesseur de micro-ordinateur de bureau. Ceci étant, dans le but d'analyser les paramètres qui commandent ce mécanisme de refroidissement. Un code de calcul en langage C++ est alors développé par la méthode des différences finies sur la base des modèles physique et mathématique établis, en vue de simuler l'écoulement du fluide et le transfert thermique conjugués dans le dispositif de refroidissement dans une perspective d'amélioration. Aussi, une simulation sur la base du CFD ANSYS-Fluent est menée pour l'étude de l'écoulement afin de confronter les résultats hydrodynamiques. De ce fait, les champs de vitesse, de pression et de température décrivant dans les détails le problème en question, sont analysés.

Le contenu de la thèse s'articule autour de quatre chapitres, une introduction générale et une conclusion générale.

En introduction, nous abordons tout d'abord la problématique de l'échauffement excessif des composants électroniques lié à leur développement ainsi qu'à miniaturisation de plus en plus accrue. Une présentation des différentes techniques de refroidissement est donnée tout en fixant les objectifs de la présente étude.

Le premier chapitre est consacré à la revue bibliographique concernant les problèmes d'évacuation de chaleur dus à la miniaturisation et est consacré également aux différentes méthodes de refroidissement adoptées. Le paramètre de résistance thermique est employé pour caractériser la performance du radiateur et facilite la comparaison et le choix du radiateur de ce dernier.

Le deuxième chapitre concerne l'application physique mise en œuvre. Une description de l'écoulement et des échanges thermiques liés au refroidisseur à ailettes planes soumis à un jet d'air impactant est faite. Aussi, les paramètres de performances du radiateur sont abordés. Les données du système, la modélisation hydrodynamique et thermique ainsi que les conditions aux frontières imposées au système sont présentées.

Dans le troisième chapitre, nous décrivons le modèle numérique mis en place et les différents aspects de la méthode numérique adoptée ainsi que sa mise en œuvre sur machine en phase de simulation. Aussi, les outils numériques employés en simulation y sont présentés. Une première partie a été consacrée à la simulation de l'écoulement dans le canal du radiateur par le biais de CFD Fluent. La deuxième partie consacrée à la simulation thermique et à la simulation dynamique, est réalisée à l'aide d'un code source développé en langage de programmation C++. Le code développé est soigneusement validé en comparant les résultats obtenus à ceux du code CFD Fluent ainsi qu'aux données disponibles de la littérature.

Dans le quatrième et dernier chapitre, les résultats numériques issus des simulations sont élaborés, présentés et discutés. Le modèle numérique est ensuite validé par les résultats expérimentaux de la littérature.

Enfin, on conclura ce travail par une conclusion générale suivit un ensemble de perspectives à retenir pour des développements futurs.

Chapitre I

Revue bibliographique

Suite aux progrès récents de la technologie, les composants électroniques deviennent de plus en plus puissants tout en diminuant de taille. Vu leurs fréquences de fonctionnement très élevées, certains composants présentent un fort dégagement de chaleur notamment 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 [2]. Leur surchauffe réduit leur durée de vie et peut provoquer des défaillances lors du fonctionnement. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs [2,3]. Le besoin d'améliorer les techniques de refroidissement des composants électroniques à faible et à forte puissance, a ouvert le champ de la recherche concernant le transfert thermique ces dernières années.

Les années 90 ont été marquées par l'émergence des MEMS (Micro Electro-Mechanical System) sur la microinformatique et sur l'automobile où des usines de semiconducteurs dédiés à la production de MEMS furent construites par des entreprises telles que Intel, Bosch ou Motorola.

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'enrichit par des fonctions initialement dévolues aux microsystèmes.
- Les MEMS sont partout, aucun domaine n'est épargné, ils sont introduits dans tous les secteurs de la vie moderne.

I. 1 L'échauffement des composants électroniques

Le courant qui passe dans les composants électroniques conduit à l'apparition d'une forte chaleur qui a tendance à se dissiper vers l'extérieur du composant. De ce fait, il est absolument nécessaire de tenir compte de la source génératrice de cette chaleur. En effet, tout composant électronique chauffe (à de rares exceptions près) et s'il est un semi-conducteur, il peut être détruit si sa température dépasse une valeur critique. A titre d'exemple, il vaut mieux ne pas excéder les 130°C pour des composants à base de Silicium [2].

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 générée n'est pas dissipée en temps voulu, la température de jonction sera supérieure à celle recommandée par le constructeur, le contrôle thermique devient donc de plus en plus complexe. Comme le nombre de transistors dans un circuit intégré double chaque deux années selon la loi de Moore (Figure I.1), la génération de la chaleur dans ce circuit augmente également [4]. Si on a par exemple un dispositif fonctionnant avec une vitesse de 500 MHz, ayant cinq millions de portes et une puissance d'énergie par porte égale à 0.15 μW , la dissipation de puissance dans un tel dispositif est 375W. Cette dissipation de puissance dans l'espace est une contrainte, dépassant parfois le seuil de l'imagination [5].

L'influence de la température se manifeste par:

- Les performances électriques : La température peut être une valeur limite au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti. Les dérives des paramètres électriques provoquent une diminution des performances du composant électronique pouvant aller jusqu'à la défaillance.
- Le packaging (encapsulation) soumis à des gradients de température très importants. Il existe des températures critiques auxquelles 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 coefficients de dilatation différents, induisent des forces très importantes qui peuvent conduire à une rupture instantanée ou créer une fatigue qui risque de provoquer une rupture à long terme.

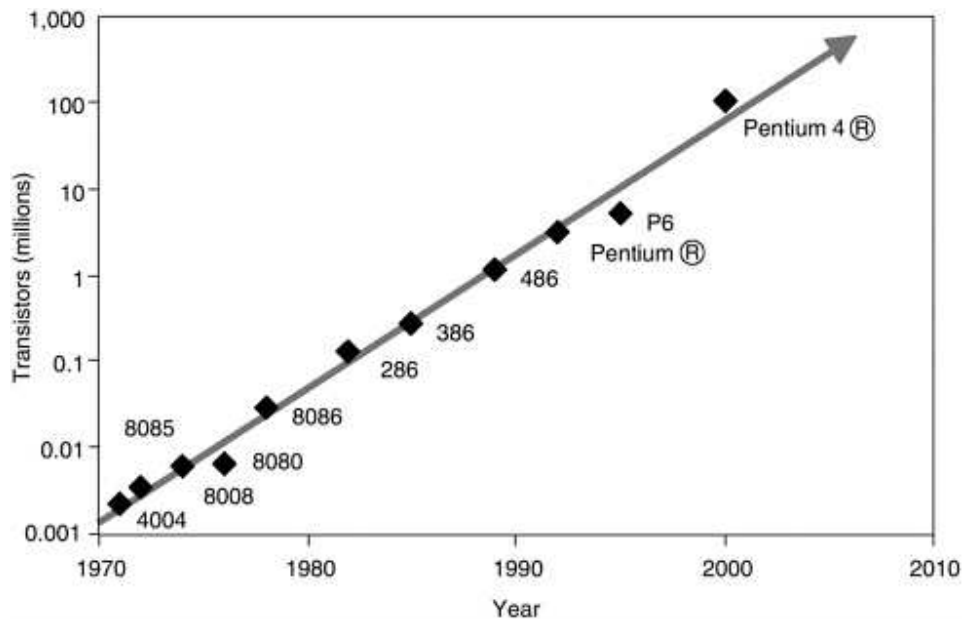


Figure I. 1: Loi de Moore [6].

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 des encapsulations plus denses avec des fréquences de fonctionnement plus élevées, le coût, la fiabilité et la taille des puces électroniques ont été améliorés. Mais la gestion thermique n'a pas suivi suffisamment cette évolution.

La figure I.2 présente l'évolution de la puissance thermique dissipée pour différentes générations de microprocesseurs (Intel, AMD, Power PC, etc...). Notons ici une augmentation considérable de la puissance thermique dissipée par les microprocesseurs au cours des deux dernières décennies.

En pratique, la dissipation de la chaleur, de l'ordre de 100 W, à l'air, dans un petit boîtier d'ordinateur est un problème de grande importance. Si un système d'évacuation de chaleur efficace n'est pas installé au sein de l'ordinateur, ce dernier souffrira de perte de performances et sa durée de vie sera sérieusement compromise voire raccourcie [8].

Tous ces défis ont imposé le besoin de changements impressionnants du processus de la conception et de la gestion thermique de la microélectronique. Dans les dernières décennies, beaucoup de nouvelles techniques ont été développées dans le domaine du refroidissement électronique. L'objectif est donc la recherche de systèmes de refroidissement plus performants.

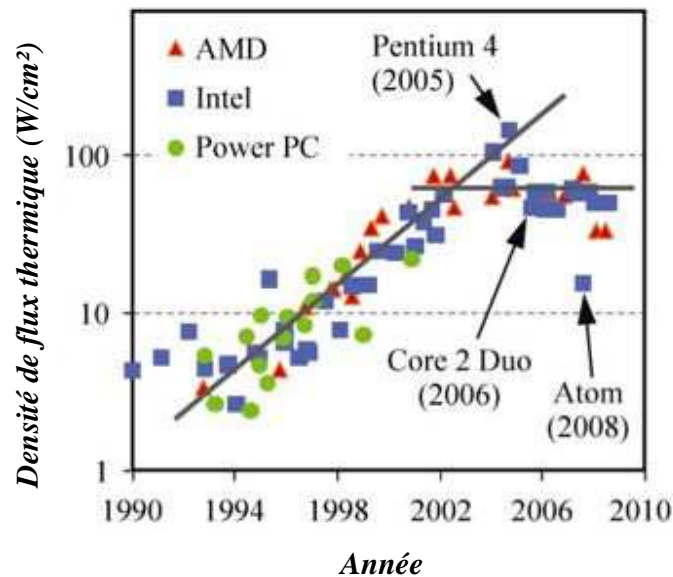


Figure 1. 2. Evolution de la dissipation thermique des microprocesseurs [7].

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. De nos jours, les futures exigences thermiques sont soigneusement étudiées.

I. 2. Mécanismes de transfert de chaleur dans les systèmes

Le refroidissement d'un composant générant de la chaleur est devenu impératif, afin de maintenir sa température dans des limites où la performance et le fonctionnement ne sont pas compromis. 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 reste à ce jour réservée à l'aéronautique et au spatial pour une question de coût [9]. 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, soit en mode diphasique.

Quand au transfert de chaleur par rayonnement, il consiste en un échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent. Il s'agit d'une émission de l'énergie interne; il s'agit donc d'un flux de chaleur émis par le corps considéré. En conséquence, contrairement à la convection et à la conduction, le transfert d'énergie par rayonnement ne nécessite pas obligatoirement la présence d'un milieu matériel.

I. 3. Evacuation de chaleur par convection

Le refroidissement par convection, occupe une place importante et demeure le mode le plus prisé dans de nombreuses applications.

La température de la puce est en grande partie conditionnée par l'échange thermique qui a lieu entre la paroi du composant et l'air ambiant. L'échange dans cette zone se fait par convection. C'est le mode d'échange de chaleur par le biais d'un fluide en mouvement. La figure I. 3. montre le schéma de principe de la convection entre un solide dont la température est T_1 et le milieu ambiant (fluide en mouvement) dont la température est T_2 .

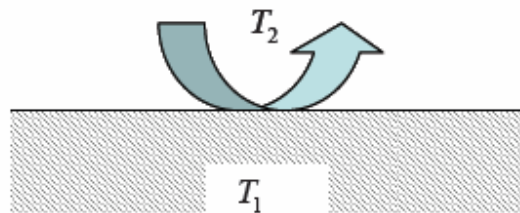


Figure I. 3. Principe de la convection thermique

Le flux de chaleur qui peut être échangé entre les deux milieux s'écrit de la façon suivante :

$$Q = h.A.(T_1 - T_2) \quad , \quad (I.1)$$

avec A la surface d'échange entre le solide et le fluide en m^2 et h le coefficient d'échange convectif qui s'exprime en $Wm^{-2}K^{-1}$.

D'après la relation I.1., il est clair de voir que h est inversement proportionnel à la différence de température entre le fluide et le solide. Le coefficient h dépend essentiellement des propriétés physiques du fluide utilisé et de la géométrie du solide. Sa valeur augmente si la conductivité thermique du fluide augmente.

Le problème de la convection est très complexe car le calcul résulte de deux phénomènes qui sont la conduction et le transport des particules à l'intérieur du fluide.

Si le mouvement du fluide est dû à une différence de températures, on parle de convection naturelle. Si ce mouvement est le résultat d'une action externe, on parle de convection forcée. Ainsi, le problème thermique est couplé à un problème de mécanique des fluides.

En 1994, Kakaç, Yurucu et Hijikata [2] 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 convections naturelle et forcée. Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour les systèmes de faible puissance et de densité 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 (figure I. 4.).

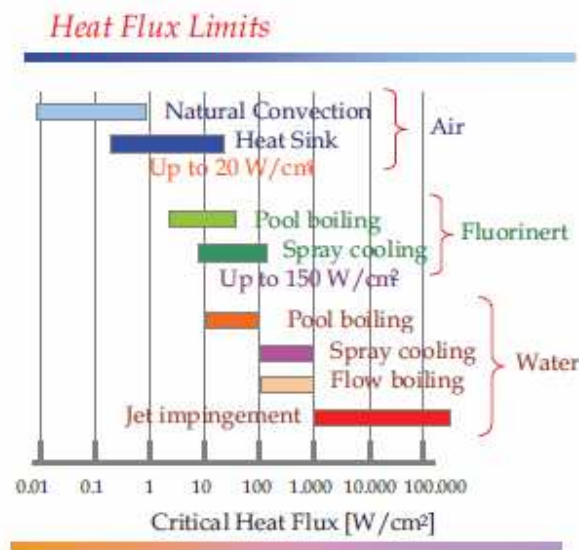


Figure I. 4. Les valeurs limites du flux thermique selon les techniques de refroidissement [11].

I. 3. 1 Convection naturelle et convection mixte

Parmi les travaux réalisés dans ce domaine, on peut citer l'étude menée par Icoz et Jaluria [12] qui ont présenté une conception de refroidissement des systèmes électroniques. Ils montrent que le maintien de la température des composants électroniques délivrant des valeurs extrêmes de flux de chaleur dans un intervalle acceptable est possible en ayant un écoulement d'air sous certaines valeurs du nombre de Reynolds.

Dans le but d'examiner les différents aspects des écoulements naturels laminaires et périodiques rencontrés dans les problèmes de refroidissement électronique, Kelkar [13] a mené une étude numérique dans un canal vertical. Sur l'une des parois où 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 [13] et a été insérée dans le code de calcul Fluent. De même, Fujii *et al.* [14] 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 $L=h.l$ 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 significatif.

Récemment, Desrayaud [15] 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 la 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 *et al.* [16] 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 ceux de l'expérience. Une bonne concordance a été notée avec le modèle 3D. Cependant, avec le modèle 2D, la température du substrat a été surestimé.

Plusieurs recherches ont été menées sur le refroidissement des modules chauffés en convection mixte. Kim *et al.* [17] 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.

I. 3. 2 Convection forcée

I. 3. 2. 1. Refroidissement par liquide

La convection forcée par liquide avec ou sans changement de phase, est la plus utilisée actuellement dans le refroidissement des composants. Elle peut être monophasique ou à double phase. Dans le domaine de l'électronique de puissance, l'utilisation de thermosiphons diphasiques ou de caloducs assistés par gravité, est largement répandue. La chaleur émise par le composant électronique est évacuée par un ou deux évaporateurs contre lesquels il est plaqué. La condensation est assurée ensuite par convection forcée d'air. Le schéma de la figure I.5. illustre le principe général d'une boucle de refroidissement liquide.

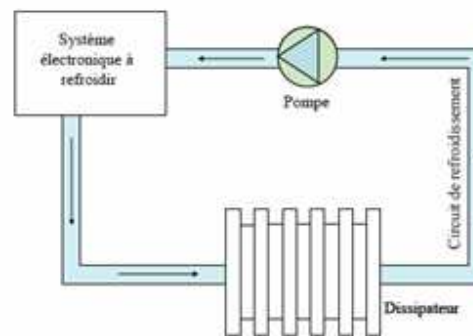


Figure I. 5. Cycle de refroidissement liquide [20].

Un caloduc est un système qui prélève de la chaleur en un point et la redistribue vers un autre grâce au changement de phase d'un fluide caloporteur. Le mouvement du fluide est effectué sans recours à une pompe ou autre artifice mécanique, voir figure I.6. Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Généralement il est composé de trois parties : l'évaporateur, le condensateur et la zone adiabatique. Le principe de fonctionnement des caloducs est représenté sur la figure I.7.

Au niveau de l'évaporateur, le liquide prend une forme gazeuse et va vers le condenseur où il reprend sa forme liquide. Il est alors ramené vers l'évaporateur grâce au réseau capillaire qui joue le rôle de moteur du caloduc. L'intérêt essentiel du principe caloduc est qu'il génère entre la zone d'évaporation (source chaude) et la zone de condensation (source froide) une différence de température très faible. On dit alors que le caloduc joue le rôle de court circuit thermique [20].

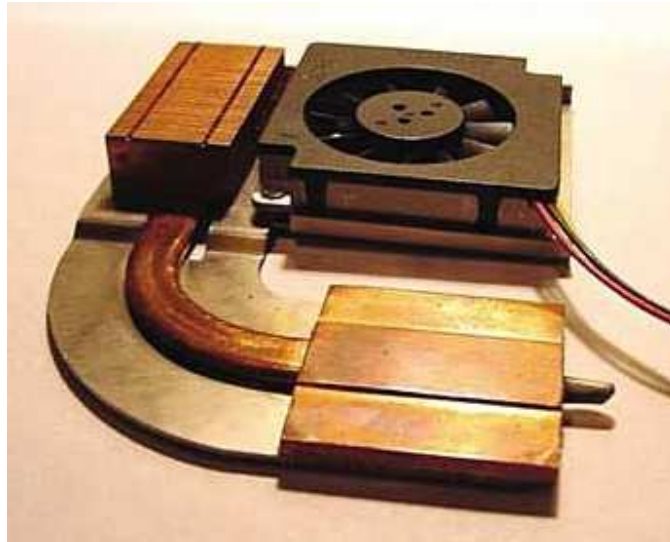


Figure I. 6. Exemple de caloduc utilisé dans le refroidissement d'un Laptop [20].

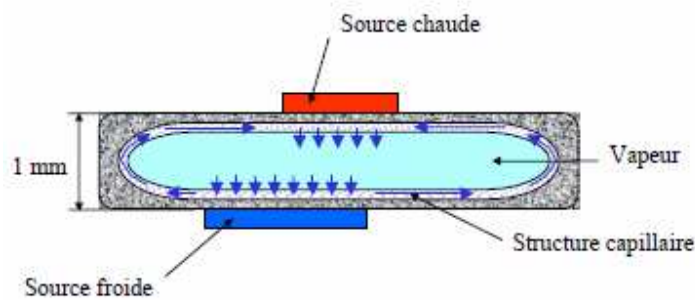


Figure I. 7. Principe de fonctionnement d'un caloduc

Le refroidissement par mini et micro canaux a aujourd'hui prouvé qu'il constitue un moyen très intéressant pour la gestion thermique de l'électronique de puissance. En effet, des densités de flux de chaleur de plusieurs centaines de W/cm^2 peuvent être évacuées grâce à cette technique. Les mini et microcanaux peuvent être de forme plus ou moins élaborée suivant l'effet recherché et suivant la technologie de fabrication utilisée. La forme des mini ou micro-canaux la plus simple est constituée par des canaux rectangulaires axiaux en parallèle. La figure I.8. présente le principe de cette technique où les canaux sont de forme rectangulaire. La puissance est imposée sur la surface et l'écoulement du fluide se fait dans les canaux entre les ailettes qui ont pour rôle d'augmenter la surface d'échange avec le fluide.

En pratique, on peut dire que, lorsque le débit est faible dans les canaux c'est-à-dire l'écoulement est en régime laminaire, le coefficient de transfert thermique est inversement proportionnel au diamètre hydraulique. Cela signifie donc que plus le canal est petit, plus le coefficient de transfert thermique est grand selon Garimella & Sobhan [21].

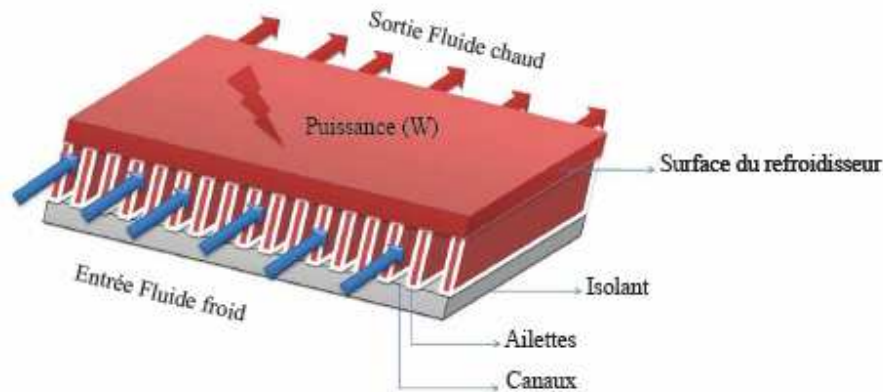


Figure I. 8. Modèle physique de Tuckerman et Pease [22].

Le concept de microcanaux a été introduit vers les années 80 par Tuckerman et Pease [22]. 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 en silicium de $1 \times 1 \text{ cm}^2$ de surface d'échange, composé de canaux et d'ailettes de 0.05 mm de largeur et de hauteur 0.3 mm , soit 50 canaux en tout. Ces microcanaux permettent une dissipation thermique de l'ordre de 790 W/cm^2 en assurant un écart de température maximal de 71°C entre le composant et l'eau de refroidissement. Leurs 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.

Cependant, les avantages de l'utilisation des micro-canaux sont gâchés par des pertes accrues de pression dues aux canaux miniaturisés, en plus des défis de fabrication. En utilisant l'analyse traditionnelle de fluides, Tuckerman et Pease ont déterminé qu'il y avait une dimension optimale du canal pour des différences de pression réalistes. Leur modèle (figure I.8.) a éprouvé une chute de pression de 2.14 bar avec un débit d'eau de 500 mL/mn . La résistance thermique de cet échangeur est donc de 0.089°C/W .

Avec ce résultat remarquable, il s'est avéré que cela fournirait une nouvelle solution à la gestion thermique de l'électronique de puissance à flux de chaleur élevé [22].

Au milieu des années quatre vingt dix, le développement de la microélectronique a fait augmenter le besoin en matière de dissipation thermique. Le refroidissement par micro et mini-canaux a été largement recherché académiquement et industriellement. Les micro-canaux ont été une option viable pour l'implémentation pratique. La question suivante pourrait se poser sur l'application des équations conventionnelles pour prédire la performance thermo-hydraulique de ces canaux miniature [22].

I. 3. 2. 2. Refroidissement par air

Malgré que 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 appelé 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 [23, 24].

Un certain nombre d'études ont été menées sur le transfert de chaleur par les gaz. Plusieurs techniques basées à la fois sur les méthodes actives et passives ont été proposées pour l'amélioration du refroidissement 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 dispositifs produisent le mélange dans l'écoulement et interrompent le développement de la couche limite thermique au niveau des puces chauffées, conduisant à l'amélioration du transfert de chaleur. Toutefois, la complexité de l'écoulement (zones de recirculation, zones de stagnation, et de décollement de l'écoulement) rend parfois la compréhension du comportement de l'écoulement et l'évolution de transfert de chaleur plus difficiles dans de tels systèmes.

Plusieurs chercheurs ont étudié l'amélioration de transfert de chaleur à la surface de blocs chauds. Jurban *et al.* [25] se sont penchés sur la convection forcée et la chute de pression dans une série de modules monocubiques de formes rectangulaire et carrée. Ils ont trouvé que l'utilisation des modules rectangulaires améliore mieux le transfert de chaleur que celle des modules carrés.

En 2006, Korichi *et al.* [26] 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 subi une amélioration de 48,5% lorsque le nombre de Reynolds passe de 50 à 500 et de 500 à 1000.

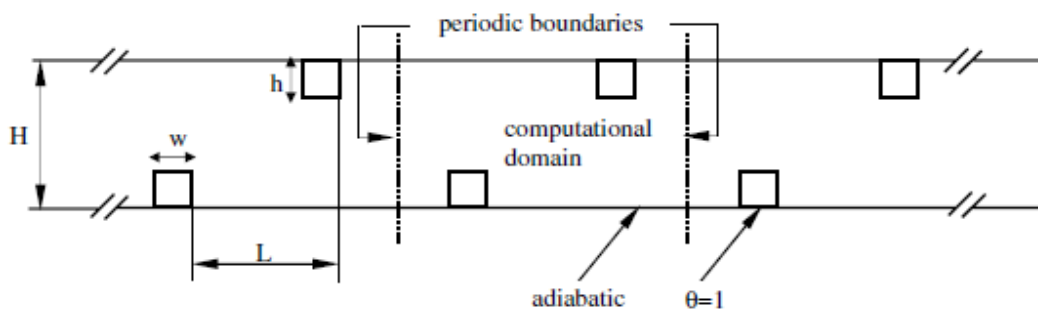


Figure I. 9. Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites [26].

I-3-2-2.a. Refroidissement passif

On entend par refroidissement passif si aucune pièce mécanique n'est en mouvement au sein du dispositif refroidisseur. Pour limiter l'augmentation en température de la paroi du composant, la surface du système de refroidissement vue depuis l'atmosphère est agrandie afin d'améliorer la surface d'échange d'une part et le coefficient de transfert d'autre part. Un simple radiateur (dissipateur) 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.10.). Il a été le premier système à être utilisé, au départ sur les microprocesseurs (par exemple le Pentium), à partir du moment où ceux-ci ont commencé à chauffer de manière trop importante. Son utilisation a évolué au fil du temps, pour refroidir certains processeurs graphiques, mémoire vive, etc...

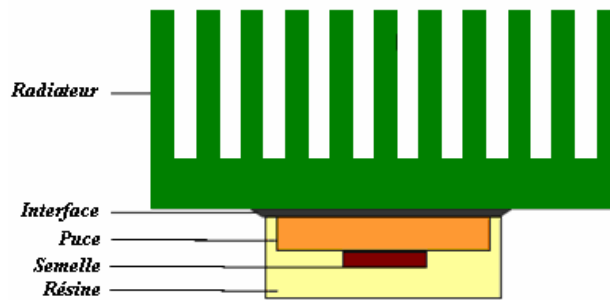


Figure I. 10. Un composant électronique surmonté d'un radiateur.

Les radiateurs à ailettes ou à aiguilles avec diverses configurations (figure I.11.), permettent d'obtenir des coefficients d'échange apparents de l'ordre de $300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

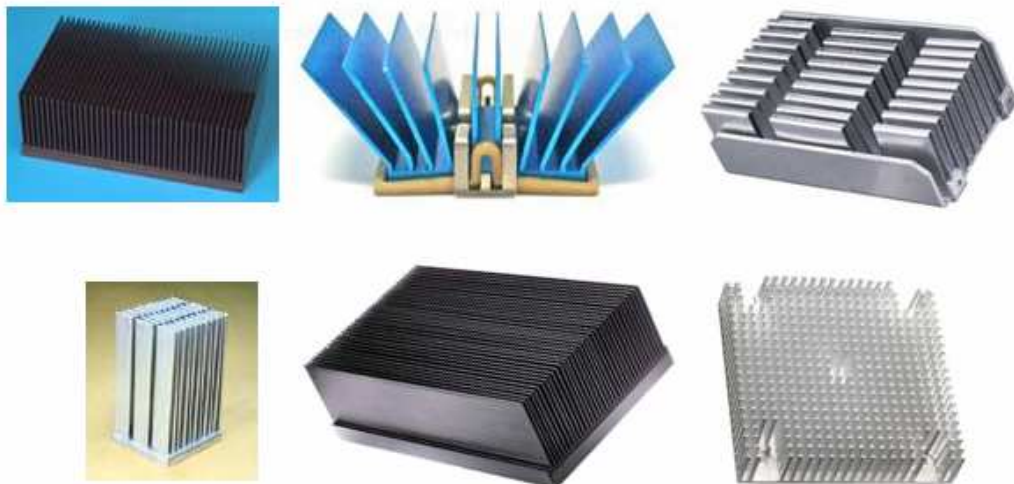


Figure I. 11. Différentes configurations de radiateurs passifs.

Les principaux avantages de cette technique de refroidissement sont le coût (surmontable) et la facilité de mise en œuvre. C'est donc la solution privilégiée dans la plupart des cas. Ce type de refroidisseurs peut être utilisé sans problème dans des applications à hautes températures, ses performances augmentant même avec la température. Néanmoins, il dispose de deux défauts importants. Le premier est la limitation en terme de densité de flux de chaleur dissipée par les composants, qui reste inférieure à $100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$. Le deuxième est qu'il est inadéquat pour les systèmes confinés (circulation d'air difficile) [20].

I-3-2-2.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 voie 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 d'augmenter le transfert thermique entre l'air et les ailettes du radiateur (figure I.12.). 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 inconvénients d'un refroidissement actif sont le bruit engendré par le ventilateur, ainsi que l'accumulation de poussière dans le boîtier de l'ordinateur.



Figure I. 12. Configuration d'un ventirad [27].

Iwasaki ; Ishizuka ; Iwasaki *et al* ont étudié les caractéristiques de refroidissement par convection forcée d'air d'une ailette plate compacte par simulations numériques. Leur calcul a montré que le coefficient de transfert thermique de la base de l'ailette était approximativement supérieur que la moitié de sa valeur pour l'ailette et qu'il y a un espacement optimal de l'ailette pour une résistance thermique donnée de l'ailette plate. En outre, ils ont proposé des corrélations empiriques pour le nombre de Nusselt et pour le facteur de frottement [28, 29].

Weisberg *et al.* fourniraient une image plus réaliste en résolvant numériquement un problème conjugué concernant le transfert de chaleur à deux dimensions avec un calcul simultané de la conduction de la chaleur dans le solide et de la convection thermique dans le fluide. Les distributions détaillées de la température, du flux de chaleur, du nombre de Nusselt le long d'une section du radiateur à microcanaux sont obtenues. Une hypothèse majeure est introduite par les mêmes auteurs, est que l'écoulement est complètement développé dans ce cas [30].

Fedorov et Viskanta développèrent un modèle à trois dimensions pour examiner le transfert de la chaleur conjuguée dans un radiateur à microcanaux. L'hypothèse d'écoulement complètement développé a été éliminée et le développement du champ de vitesse et de température a été considéré. Un modèle très complexe de transfert de la chaleur était obtenu, grâce aux effets combinés de conduction et de convection en trois dimensions. Ils ont noté que la température moyenne au niveau de la paroi du canal le long de la direction d'écoulement est presque uniforme sauf dans la région près de l'entrée du canal, où régnait un très grand gradient de température. Cependant, la plupart des études dans ce domaine rapportent que l'augmentation de la température de paroi le long de la direction d'écoulement est presque linéaire [31].

I-3-2-2.c. Refroidissement par jets impactants

Le refroidissement par jets est une solution très privilégiée dans diverses applications industrielles lorsque l'on cherche à extraire ou bien à apporter un flux de chaleur intense sur une surface (figure I.13). Dans le domaine de l'électronique, l'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants modernes, ainsi que le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions nouvelles et efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné. Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets impactants. Dans le cas des supercalculateurs, un jet de fluide diélectrique peut être utilisé en projection directe sur les éléments semi-conducteurs [32].

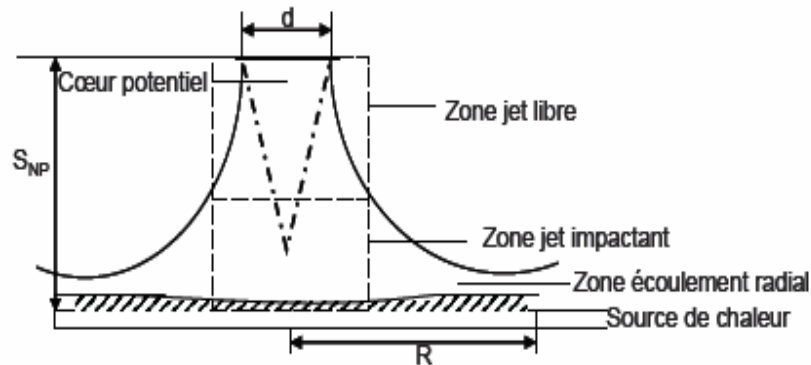


Figure I. 13 Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet [20].

Plusieurs études récentes ont confirmé que le comportement des microcanaux est presque similaire à celui des canaux conventionnels. Liu et Garimella ont montré que les corrélations conventionnelles offrent des prédictions fiables pour les caractéristiques d'écoulement laminaire dans des microcanaux à travers un diamètre hydraulique dans l'intervalle de $244\text{-}974\mu\text{m}$ [33].

Dans la littérature traitant les canaux à petite échelle, les coefficients de transfert de chaleur tendent d'être plus ou moins élevés que les corrélations classiques de transfert de chaleur. La déviation des coefficients classiques de transfert de chaleur peut être justifiée par les erreurs commises dans la mesure des dimensions des canaux ou aux incertitudes des mesures et d'acquisitions des températures [34].

Dans une étude faite par Holahan *et al.*, ces derniers ont présenté un modèle analytique de calcul des performances thermiques et de la chute de pression dans les radiateurs compacts à ailettes planes où l'écoulement est laminaire et parallèle aux ailettes. Ils ont adapté le coefficient de transfert thermique par convection en régime laminaire à partir des corrélations existantes traitant les plaques parallèles. Ils ont également développé en régime laminaire, un modèle de chute de pression qui était applicable pour des radiateurs à entrée et sortie latérales simples (SISE) et enfin pour des radiateurs à une entrée du haut et une sortie latérale complexe (TISE) de l'écoulement. Le modèle est présenté pour gérer des configurations d'écoulements arbitraires. Les résultats du modèle de chute de pression obtenus pour un radiateur (TISE), sont en bon accord avec les résultats expérimentaux et ceux du CFD selon les mêmes auteurs.

Ils ont également comparé les performances thermiques des radiateurs (SISE) et (TISE) et ont constaté que le SISE a montré de meilleures performances à la puissance de pompage élevée (>2 Watt). Par contre, à la puissance de pompage plus faible, les performances du (TISE) sont meilleures. Il faut souligner que la validité du modèle proposé par Holahan *et al.* est limitée à de faibles nombres de Reynolds allant de 100 à 1000 [35].

Dans une autre étude faite par Shwaish *et al.*, la performance thermique d'un radiateur à ailettes plates dentelées est évaluée pour une gamme de nombres de Reynolds, par simulations numériques tridimensionnelles de l'écoulement d'air au-dessus du radiateur. L'écoulement est considéré comme turbulent, hydrodynamiquement et thermiquement développé. Ils ont calculé les transferts de chaleur locale et globale ainsi que les paramètres d'écoulement tels que la distribution de la température dans l'ailette, le coefficient de transfert thermique, le nombre de Nusselt, la chute de pression et la température maximale du radiateur. Les résultats obtenus servent à optimiser le fonctionnement du radiateur, en étudiant les variations des paramètres de conception autour des configurations existantes. Ces paramètres sont la fragmentation des ailettes, la disposition des ailettes, la hauteur d'ailette, l'espacement de la dentelure, l'épaisseur d'ailette, l'espacement inter-ailette, l'épaisseur de la base d'ailette et l'espace de dégagement entre les bouts d'ailette et la paroi supérieure du canal qui enferme le radiateur. La température maximale est un paramètre important à considérer dans le classement des radiateurs pour la sécurité de l'équipement électronique et des jonctions. Ici, les calculs de la température maximale du radiateur indiquent un comportement intéressant de T_{\max} . La température maximale diminue avec la hauteur de l'ailette. L'influence de la hauteur de l'ailette sur le coefficient de transfert thermique moyen et sur la chute de pression est marginale pour une petite réduction de la hauteur. Cependant, cette influence devient plus grande pour plus de réduction de la hauteur, notamment sur la chute de pression qui grimpe jusqu'aux valeurs impraticables. Dans cette étude, les chercheurs ont observé que la dentelure de l'ailette plate n'est pas toujours une option bénéfique. Ils ont prouvé que l'ailette plate dentelée peut être remplacée par une ailette plate à surface lisse ayant la même performance thermique et moins chère à fabriquer et à maintenir [36].

Pak *et al* montrent que la résistance thermique optimale d'un radiateur à microcanaux avec collecteur (figure I.14.) pour une puissance de chaleur dégagée, allant de $0.02W$ à $1.2W$, est approximativement 35% inférieure que celle du radiateur à microcanaux avec écoulement parallèle.

Bien que le radiateur à microcanaux avec collecteur ait une performance de refroidissement élevée et une faible chute de pression, il est difficile de l'appliquer aux équipements électroniques compacts parce que le collecteur lui-même est plus grand que le radiateur à microcanaux [37]. De plus, Lee et Vafai ont comparé les pertes de charge d'un dissipateur thermique à ailettes planes soumises à un multi-jet impactant à celles d'un dissipateur de chaleur comparable dont les ailettes sont soumises à un écoulement parallèle. Ils ont constaté que le dissipateur thermique soumis à un multi-jet impactant présente des avantages avec un débit d'écoulement pour refroidissement très élevé et une perte de charge relativement faible devant celui soumis à un jet d'écoulement parallèle [38].

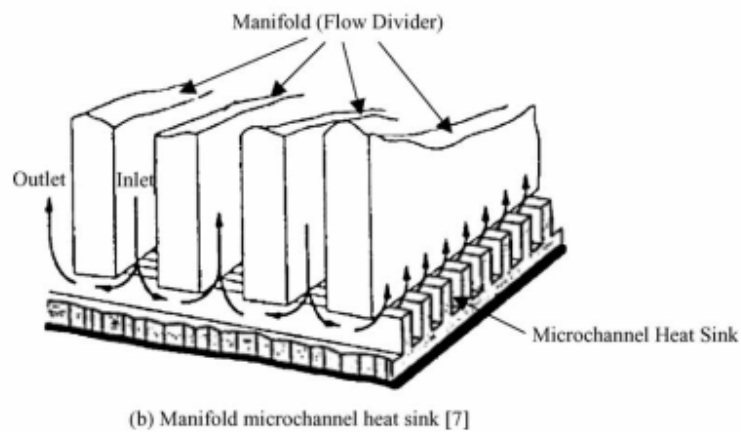


Figure I.14. Technique de refroidissement par radiateur avec collecteur [38].

Copeland *et al.* ont indiqué qu'un radiateur à microcanaux soumis à un écoulement parallèle (Fig. 1.15.) présente deux inconvénients: une chute de pression élevée due à la combinaison de la largeur étroite du canal et le débit élevé et puis une différence significative de température à l'intérieur du radiateur [39].

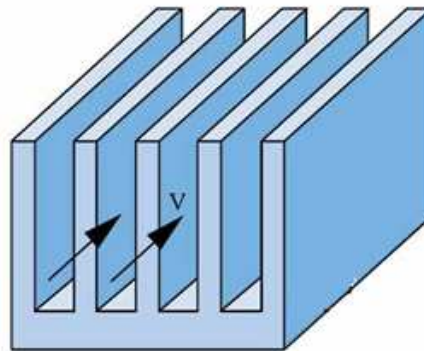


Figure 1.15. *Ecoulement parallèle dans un radiateur.*

En outre, le jet d'air impactant (Figure I.16.) a suscité une grande attention. Un jet impactant peut habituellement avoir comme conséquence le flux local de transfert thermique élevé dans la région du point de stagnation. Le taux d'évacuation de chaleur assuré par un jet impactant est comparable à celui assuré par un refroidissement par liquide [39].

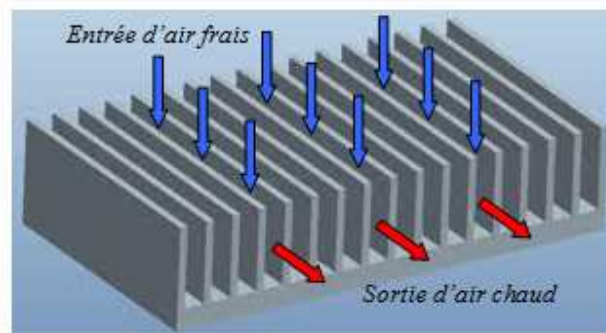


Figure 1. 16. *Jet d'air impactant sur un radiateur.*

Sur la base des études de Copeland *et al.* et celles de Pak *et al.*, Jang and Kim conduisaient une étude sur le transfert de chaleur et sur l'écoulement de fluide dans un radiateur à microcanaux soumis à un jet d'air impactant. Dans cette étude, les caractéristiques de l'écoulement de fluide et de transfert thermique d'un radiateur de microcanaux soumis à un jet impactant, sont expérimentalement étudiées. Afin d'évaluer la performance du radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant dans des conditions de puissance de soufflage fixes, la chute de pression à travers le radiateur et les distributions de la température à la base sont mesurées. Basés sur leurs résultats expérimentaux, ils montrent que le radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant réduit les deux inconvénients du radiateur à microcanaux avec écoulement parallèle [40].

Le tableau I. 1. montre que la différence de pression à travers le radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant est inférieure environ de 90.5 % à celle d'un radiateur avec un écoulement parallèle. Les deux radiateurs sont semblables et opèrent dans les mêmes conditions. Ce type de radiateur maintient un coefficient de transfert thermique élevé et enregistre une faible perte de pression, comparée au radiateur à microcanaux à écoulement parallèle [40].

	<i>Radiateur à microcanaux avec écoulement parallèle (Résultats numérique de Kim et al. [41])</i>	<i>Radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant (Résultats Expérimentaux de Jang and Kim[40])</i>
Géométrie	Hauteur du canal = 1.4 mm Largeur du canal = 200 mm Epaisseur d'ailette = 200 mm	Hauteur du canal = 1.4 mm Largeur du canal = 200 mm Epaisseur d'ailette = 200 mm
Différence de pression $Q=30 SLM$	4345.8 pa	409.8 pa
Différence de température $Q = 20 SLM$ Source de chaleur = 4.84 W/cm^2	12.9 °C	1.6 °C

Tableau I. 1. : Comparaison des performances de deux radiateurs à microcanaux, un soumis à un écoulement d'air parallèle et l'autre est soumis à un jet d'air impactant.

Ces résultats signifient que le radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant fournit un plus grand débit avec une faible différence de pression. Ceci est dû principalement au fait que le diamètre hydraulique à l'entrée du radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant est plus grand que celui du radiateur à microcanaux avec écoulement parallèle. La différence de la température à travers la base du radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant est 1.6°C, alors que la différence de la température à travers la base du radiateur à micro-canaux avec un écoulement parallèle est 12.9°C [40].

Kim *et al.* ont présenté une étude dans laquelle la résistance thermique du radiateur à microcanaux avec caractéristiques optimales soumis à un jet impactant est comparée à celle du radiateur à microcanaux optimisé soumis à un écoulement parallèle.

Il est montré en conclusion, que la performance de refroidissement assuré par un radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant dépasse d'environ 21% celle du radiateur à microcanaux avec écoulement parallèle sous les mêmes conditions de soufflage [41].

Hilbert *et al.* ont étudié une conception unique de radiateur, consistant en des ailettes intercalées, formant des canaux à un rapport d'aspect géométrique élevé (hauteur du canal/largeur du canal > 60 fois). Dans cette conception, la largeur du canal est égale à l'épaisseur de l'ailette, puisque chaque ailette est utilisée pour espacer le canal adjacent. De l'air soufflé de dessus heurte le centre du radiateur, l'écoulement étant laminaire. Une résistance thermique minimale a été enregistrée en fonction de l'épaisseur l_a de l'ailette, à diverses chutes de pression à travers le radiateur. Ce minimum de température s'est avéré pour $l_a = 0.0127\text{ cm}$ pour une chute de pression de 2500 Pa . À mesure que l'épaisseur augmente, la surface de l'ailette diminue alors que l'épaisseur de la couche limite augmente aussi, toutes les deux réduisent le transfert thermique. Aussi, si l_a augmente et dépasse l'optimum, la section d'écoulement diminue et le débit diminue à cause des frottements [42].

Azar et Tavassoli ont étudié l'effet des dimensions et du nombre d'ailettes sur la performance thermique d'un radiateur. On signale que le choix du radiateur dépend non seulement de sa résistance thermique, mais également du nombre d'ailettes qu'il possède et de la façon dont il est monté sur le composant électronique. Compte tenu des plus petites surfaces libres d'écoulement, la puissance requise pour pomper le fluide à travers les petits canaux, augmente beaucoup. De ce fait, des pressions très élevées sont requises pour maintenir l'écoulement à travers ces canaux. Des corrélations permettent de calculer la différence de pression ont été proposées pour les micros et les mini canaux [43].

Sathe et Sammakia ont présenté les résultats de l'étude d'un radiateur unique refroidi par de l'air impactant à rendement élevé. Une étude numérique détaillée sur la performance du radiateur a été menée et vérifiée par des données expérimentales. Dans cette étude, un jet rectangulaire se heurte sur un ensemble d'ailettes parallèles et puis tourne en croisant l'écoulement. Les effets de l'épaisseur de l'ailette, la largeur du canal, la forme de l'ailette et la différence de pression sur le transfert thermique ont été étudiés.

Ils ont constaté que la différence de pression est réduite en coupant les ailettes dans la zone centrale d'impact sans sacrifier le transfert thermique dû à une réduction au point de la zone stagnante. Une combinaison de l'épaisseur de l'ailette de l'ordre de 0.5 mm et des canaux de 0.8 mm avec une coupe centrale appropriée, a abouti à des valeurs des coefficients de transfert thermique dépassant les $1500\text{ W/m}^2\text{ K}$ et une chute de pression de moins de 100 N/m^2 [44]. Dans le même sens, des résultats numériques sont présentés à l'issue d'une étude récente menée par Shah *et al.*, sur la performance d'un radiateur soumis à un jet impactant, conçu pour un ventilateur spécifique utilisé pour un microprocesseur de bureau, comme le montre la figure I.17.

Un des objectifs de cette étude était d'examiner l'effet de la forme de l'ailette du radiateur, en particulier près du centre du radiateur sur la chute de pression et la température. L'analyse faite par les auteurs concernait plusieurs radiateurs à géométries d'ailettes différentes, toutes les ailettes sont planes, parallèles et présentent des suppressions de matériau proche du centre du radiateur (forme d'escalier).

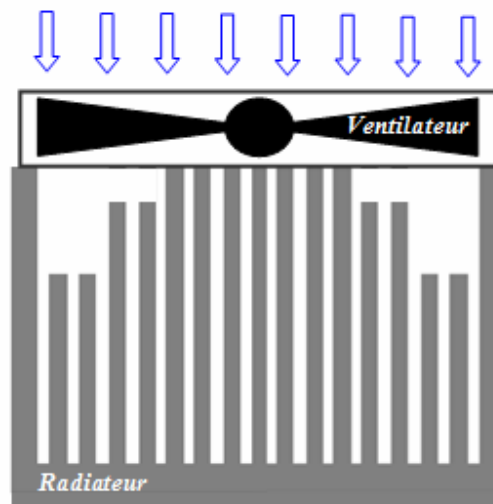


Figure I.17. Schéma d'ensemble du Ventirad [45].

Le gradient de pression au centre du radiateur, près de la base, tend à être substantiel, ce qui réduit de manière significative l'écoulement d'air et par conséquent le transport dans cette région. Le but de cette étude été d'évaluer la possibilité d'améliorer la performance du radiateur par l'amélioration des caractéristiques d'écoulement d'air près du centre du radiateur.

Les auteurs ont trouvé qu'une conception de radiateur type escaliers a pour résultat une faible augmentation de température comparée à un radiateur d'ailette parallèle intégrale. La différence de pression pour le même débit d'écoulement était considérablement inférieure que dans un radiateur standard (sans coupe) [45].

Guarino et Manno ont étudié le refroidissement d'un microprocesseur d'ordinateur de bureau. Le refroidissement est assuré par un jet impactant pour un faible nombre de Reynolds, $Re < 1500$ (écoulement laminaire). Le refroidissement par l'augmentation de la vitesse du jet s'est avéré ayant un effet de refroidissement plus fort que l'augmentation du diamètre de jet. La puissance du ventilateur utilisé pour assurer le jet impactant est inférieure à celle du ventilateur utilisé dans l'ordinateur original avec radiateur semblable à écoulement parallèle [46].

Maveety et Jung ont étudié le refroidissement à jet d'air impactant, d'un microprocesseur, sur un radiateur d'ailettes en forme de broches carrées dans des conditions turbulentes. Ils ont constaté que parmi diverses hauteurs d'ailettes broches (5×5 jusqu'à 13×13 ailettes), une hauteur optimale pour la rangée d'ailettes broches existe, soit 7×7 ailettes. Une augmentation de la hauteur d'ailette peut entraîner l'effet de refroidissement, en réduisant la résistance thermique totale. Cependant, au-delà d'une certaine valeur de la hauteur d'ailette (15 mm), la diminution de la résistance thermique du radiateur devient insignifiante [47].

Ryu et al. ont travaillé sur l'optimisation numérique des performances thermiques du radiateur à microcanaux. Ils proposent d'étudier le développement d'une procédure d'analyse tridimensionnelle et d'examiner les effets d'entrée sur les performances thermiques du radiateur à microcanaux. Ils ont trouvé que même si le radiateur à microcanaux présente des performances significatives en matière de refroidissement, il n'est pas toujours utilisé à cause de deux limitations: une différence de pression élevée due au diamètre hydraulique réduit du canal et une variation de température significative à travers le radiateur entre l'entrée et la sortie. Dans leur analyse, le fluide est supposé incompressible et l'écoulement considéré comme laminaire et complètement établi. Les équations de Navier-Stokes et de l'énergie sont utilisées pour modéliser l'écoulement. Une technique de recherche aléatoire est utilisée pour optimiser le microcanal. Les paramètres d'intérêts sont : le nombre de canaux, le rapport du canal, les dimensions du canal ainsi que la puissance de soufflage d'air. Ils ont conclu enfin que, parmi ces paramètres de conception divers, la largeur du canal apparaît la grandeur la plus cruciale pour révéler la performance du radiateur à microcanaux.

Ils ont trouvé que la forme optimale du canal reste relativement inchangée même si une variation du nombre de canaux est large et que les dimensions optimales et la résistance thermique ont une loi de dépendance de puissance sur la puissance pompée [48].

Chen honglong dans une étude récente, étudie comment peut-on avoir un rapport performance/volume élevé pour un refroidisseur de processeur donné. Pour ce faire, une simulation est réalisée pour un processeur AMD d'une vitesse en dessous de 1 GHz avec une puissance de 48 W, un radiateur classique en aluminium d'extrusion à l'aide du logiciel d'analyse thermique FLOTHERM. Il a fait une comparaison entre deux radiateurs, l'un en aluminium extrudé et l'autre en cuivre. L'étude visait l'effet de quelques paramètres qui favorisent d'avoir une température de jonction la plus basse, soit : le coefficient de transfert de chaleur, la vitesse d'écoulement, la conductivité thermique du matériau, l'efficacité de l'ailette et la longueur du radiateur. En conclusion, il trouve que l'augmentation de la longueur du radiateur n'est pas intéressante au delà d'une certaine limite où elle pourra avoir comme conséquences un excès de poids ainsi que des pertes de charge supplémentaires [49].

Biber and Fujol dans une autre étude, décrivent le processus d'optimisation d'un radiateur à ailettes parallèles, associé à un ventilateur destiné au refroidissement électronique. Les facteurs considérés sont l'épaisseur et la densité d'ailette, la hauteur d'ailette, la taille globale et la performance du radiateur. Les facteurs contraignants sont choisis pour un ventilateur tenant compte du poids, du coût et de la technologie de fabrication. Quelques conclusions sont faites sur ce sujet par les auteurs: la sensibilité au nombre d'ailettes diminue à mesure que le nombre d'ailette augmente, (figure I.18.). Tant que l'espace inter ailettes est large cela conviendrait à la perte de pression la plus basse.

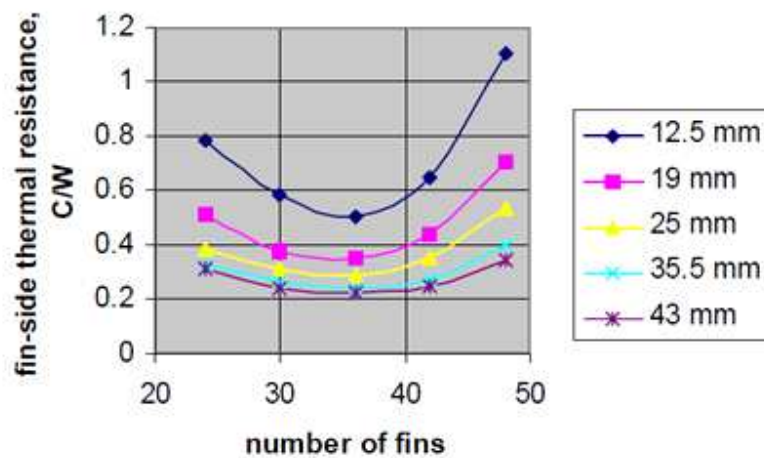


Figure 1.18. Résistance thermique d'un radiateur en fonction du nombre et de l'épaisseur d'ailettes [50].

L'augmentation du nombre d'ailettes produit une faible augmentation de pertes de pression et ce, pour des ailettes longues que pour des ailettes courtes. En plus, l'augmentation du nombre d'ailettes et de l'épaisseur d'ailette au delà d'une certaine limite, résulte en une amélioration négligeable sur les performances du radiateur [50].

Biber a effectué une étude numérique pour déterminer les pertes de charge d'un seul canal sous jet impactant avec une largeur d'entrée d'air variable (figures I.19. et I.20). Plusieurs dizaines de combinaisons de paramètres sont étudiées et des corrélations pour le coefficient moyen de perte de pression statique le long du canal, pour le nombre de Nusselt moyen du canal isotherme ont été proposées. Ces corrélations sont ensuite utilisées pour prédire les performances de 10 radiateurs de refroidissement avec jets impactants. Les radiateurs étudiés avaient entre 60 et 420mm de longueur et de 7 à 36mm de hauteur d'ailette. D'après l'auteur, pour 9 cas sur 10 étudiés, les corrélations de son modèle sur-estiment les performances thermiques d'environ 20% par rapport à l'expérience. Sachant que le modèle suppose l'écoulement à l'entrée uniforme alors que réellement celui-ci provient d'un ventilateur [51].

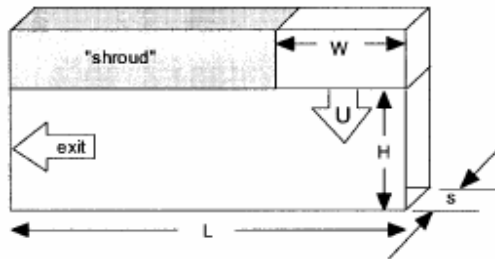


Figure I. 19. Schéma du canal traité [51].

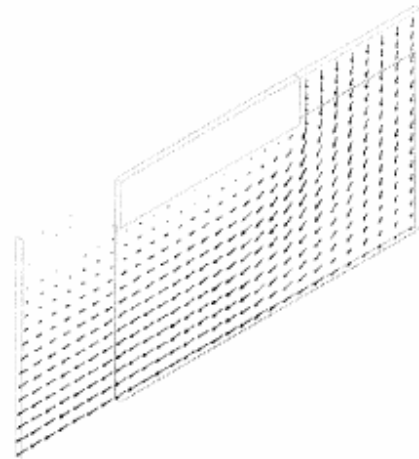
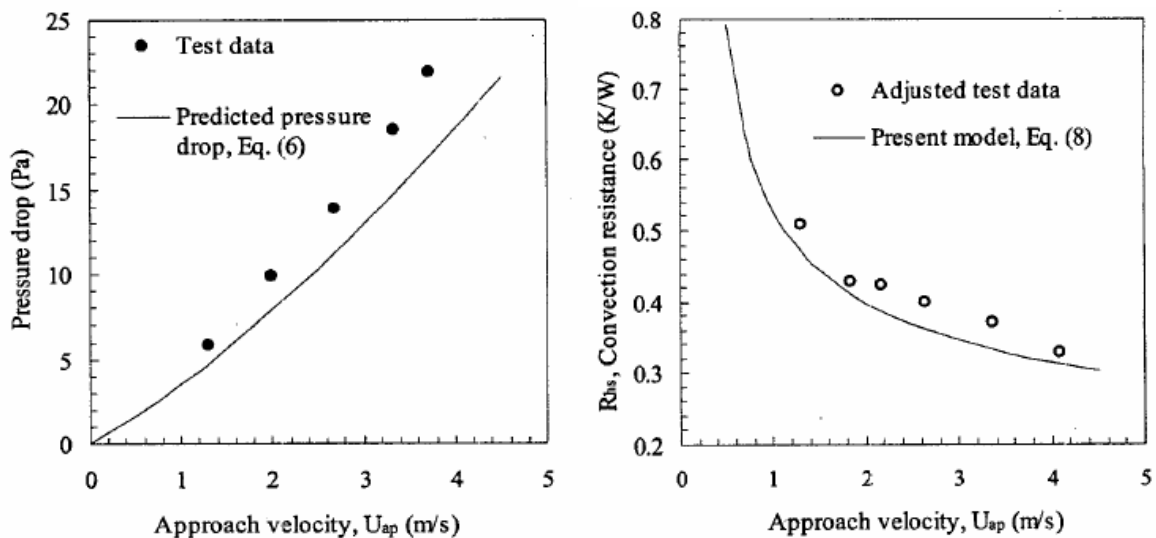


Figure I. 20 Profil d'écoulement [51].

Saini & Webb quant à eux, ont pris l'initiative de valider le modèle proposé dans la littérature par Biber pour la prédiction des pertes de charge et la résistance thermique, pour les dissipateurs de chaleur avec soit un écoulement parallèle au canal, soit un écoulement à un jet impactant. La validation a été faite en comparant les pertes de charge et la résistance thermique prédites par les modèles appropriés par la confrontation, avec ceux de l'expérience. Pour un écoulement parallèle, le modèle étudié sous-estime la résistance thermique dans la limite de 8% d'erreur par rapport aux résultats de l'expérience. Ce modèle se limitant aux écoulements laminaires sous-estime aussi les pertes de charge le long du radiateur en référence aux résultats issus de l'expérience d'environ 20%. Dans le cas du jet impactant, les pertes de charge et la résistance thermique prédites sont favorablement comparables aux résultats expérimentaux dans la limite des incertitudes acceptables du modèle (figure I. 21.). Les pertes de charge prédites varient entre 13 et 31% de moins que les valeurs expérimentales. Par contre, la résistance thermique de prévision est sur-estimée d'environ 11% par rapport à l'expérience sous les mêmes conditions de travail du radiateur [52].



(a) Pressure drop comparisons for duct flow case.

(b) Thermal resistance comparisons for duct flow case.

Figure. I. 21. Comparaison des résultats du modèle avec les résultats expérimentaux [52].

Par ailleurs, El-Sheikh and Garimella ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur en utilisant des radiateurs à ailettes brochées carrées avec jet d'air impactant. Dans ce travail, le coefficient de transfert de chaleur pour les radiateurs à ailettes plates et aussi pour les ailettes aiguilles, ne dépend pas étroitement du rapport hauteur du jet/largeur de buse du jet (H/d). Aussi, ils ont montré que le coefficient d'échange augmente lorsque le diamètre de la buse du jet diminue sous un débit d'air fixe. Ce paramètre est amélioré de 2,4 à 9,2 fois plus que celui d'un radiateur à ailettes planes. Ces résultats ont été corrélés en fonction du nombre de Reynolds [53].

Duan and Muzychka ont proposé un modèle simple pour les pertes de charge dans un radiateur à ailettes planes sous jet d'air impactant. Ce modèle est basé sur l'hypothèse que l'écoulement laminaire n'est pas complètement établi. Le modèle est ensuite validé par des mesures expérimentales sur des radiateurs, en variant la largeur du jet à l'entrée, l'espacement des ailettes, la hauteur des ailettes et la vitesse de l'écoulement. Ils ont trouvé que les prédictions du modèle proposé s'accordent avec les résultats expérimentaux pour un taux d'incertitudes n'excédant pas les 20% et ce pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1200 (figure I. 22.) [54].

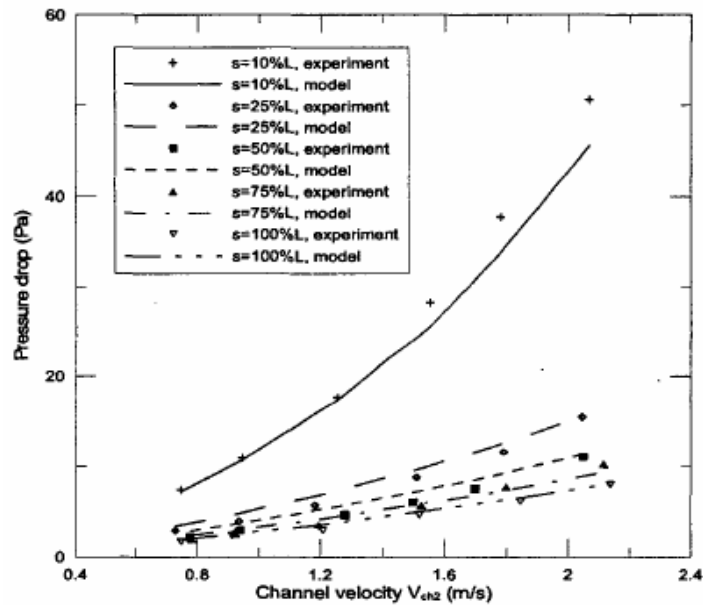


Figure I. 22. Les pertes de pression au niveau d'un radiateur-comparaison aux résultats expérimentaux [54].

Duan and Muzychka ont également mené une étude expérimentale sur les performances thermiques de quatre radiateurs sous jet d'air impactant. La largeur d'entrée du jet, l'espacement des ailettes, la hauteur d'ailette et la vitesse d'écoulement furent l'objet de cette étude. Ils ont développé un modèle pour la prédiction des performances thermiques pour radiateurs de refroidissement à ailettes planes soumis à jets impactant pour des fins de conception. Leurs résultats de prédiction pour la résistance thermique sont présentés sur la figure I.23 [55].

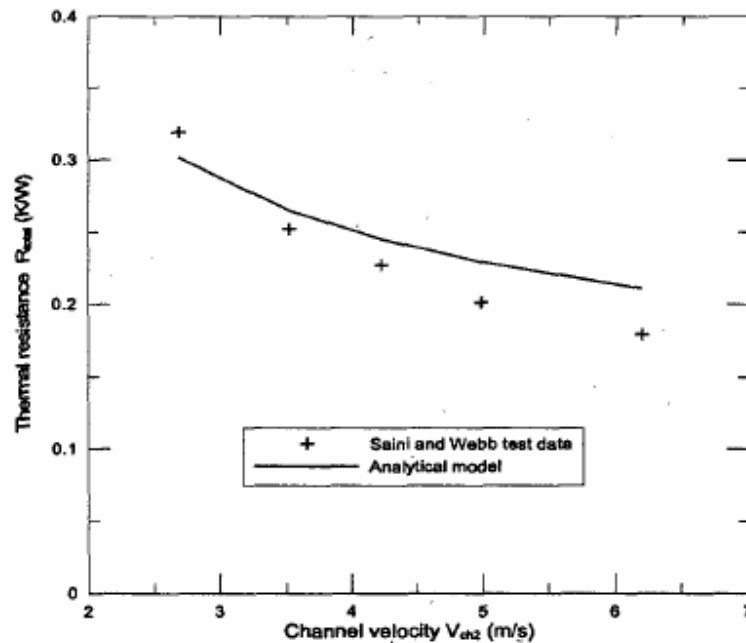


Figure I. 23. Validation de la résistance thermique avec des résultats expérimentaux [55].

Yang et Peng ont présenté une simulation numérique de radiateur à ailettes aiguilles soumis à un jet d'air impactant par le biais d'un code de calcul développé sur la base de la méthode des différences finies. Les paramètres de simulation sont le nombre de Reynolds, la largeur de l'ailette, la hauteur d'ailette et le nombre d'ailettes. Le radiateur est approché par un modèle poreux. Les résultats présentés ont montré que la résistance thermique s'améliore avec l'augmentation du nombre de Reynolds de l'écoulement. Aussi, augmenter la largeur ou la hauteur d'ailette pourrait diminuer la résistance thermique. L'effet géométrique d'ailette à des nombres de Reynolds faibles est plus important et plus significatif que dans le cas des nombres de Reynolds élevés [56].

Dans les dernières années et avec le développement des codes commerciaux (*Computational Fluid Dynamics (CFD)*), leur capacité de traiter de plus en plus des problèmes physiques complexes, parallèlement les calculateurs ont connu un développement drastique. Ces deux atouts ont rendu possible le recours à ce type d'outils très puissant afin de parvenir à améliorer davantage la conception des radiateurs de refroidissement électroniques.

Plusieurs recherches ont été menées afin d'étudier le transfert thermique convectif monophasique en utilisant l'outil CFD [24, 25, 26].

En 2007, Ozturk et Tari ont utilisé le code CFD Fluent pour caractériser les performances thermiques d'un boîtier d'ordinateur avec ventirad à l'intérieur. Trois types de radiateurs différents ont été modélisés, ensuite simulés. Des paramètres tels que l'efficacité thermique du radiateur, les modèles de turbulence, le rayonnement et la géométrie du radiateur ont été analysés en utilisant le code CFD Fluent et Icepak™. Après plusieurs simulations, quelques améliorations ont été proposées. Les résultats de la prédiction numérique CFD des trois radiateurs sont ensuite confrontés aux résultats expérimentaux de la littérature [57].

Plus tard, Arularasan and Velraj ont mené une étude paramétrique par le biais du CFD Fluent pour trouver la bonne combinaison des paramètres géométriques d'un radiateur aboutissant à des performances meilleures. 81 modèles de radiateurs à ailettes planes avec écoulement parallèle ont été créés et simulés via le code CFD pour déterminer les paramètres de sortie, telles que la température et la perte de pression. Une bonne configuration du radiateur est donc identifiée. Cette configuration permet au radiateur de fonctionner efficacement à une température moins élevée et une faible perte de pression avec un maximum d'échange thermique. Leurs résultats ont été favorablement validés par les résultats expérimentaux disponibles dans la littérature [58].

Récemment, Mohan and Govindarajan ont utilisé l'outil CFD (Icepak) pour modéliser le problème de refroidissement d'un ordinateur de bureau. Le nombre d'ailettes, leur disposition, le matériau de fabrication, l'épaisseur de l'ailette, l'épaisseur de la base du radiateur, tous ces paramètres sont étudiés pour améliorer le taux de dissipation de la chaleur du CPU. Des améliorations sur la conception du radiateur sont possibles par l'utilisation de l'outil CFD. Lorsque l'épaisseur de la plaque de base est variée de 2,5 mm à 5 mm et si elle est fabriquée en matériau, Composite Carbon-Carbon (CCC), plutôt que le cuivre ou l'aluminium, en conséquence, la résistance thermique du radiateur est diminuée et le radiateur acquiert une amélioration de près de 25% de performance en taux d'échange de chaleur.

Les auteurs trouvent qu'une très forte augmentation du nombre d'ailettes n'est pas une bonne solution pour diminuer la température du point chaud (hot spot) du radiateur, car cela empêcherait le passage de l'air pour atteindre la partie la plus chaude au centre du radiateur.

Dans ce travail, trois épaisseurs de base différentes ont été sélectionnées et analysées. Ensuite la conception optimale du radiateur qui donne le taux de transfert de chaleur le plus élevé est sélectionnée.

Si le radiateur est pris comme un élément dans un boîtier, on note que le champ de vitesse autour du radiateur est affecté par la présence d'autres composants à l'intérieur, ainsi que les parois latérales du châssis qui réorientent l'écoulement de l'air chaud vers le radiateur du microprocesseur. La fidélité des résultats de prédictions issus du modèle CFD est très bien vérifiée par des tests expérimentaux selon les mêmes auteurs ainsi qu'avec les résultats numériques de Ozturk et Tari (2007) [59].

I. 4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons essayé de recenser quelques articles pertinents de la littérature spécialisée, pour mieux cerner la problématique évoquée en introduction générale. 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 convections 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 ainsi que le 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 amélioration des transferts thermiques. Plusieurs chercheurs attribuent cette amélioration à la réduction de la viscosité du liquide, d'autres la concèdent à la miniaturisation des dimensions. Cette revue bibliographique, nous a permis également, de mettre en surbrillance l'importance de l'usage des micro et mini-canaux pour améliorer le refroidissement des puces électroniques. Parmi les solutions élaborées, nous citons l'utilisation du jet d'air impactant comme technique qui s'impose jusqu'à présent pour son efficacité, sa simplicité et son coût très bas. C'est dans ce contexte que va être menée la présente étude. En effet, l'une des solutions pour augmenter l'efficacité d'un système de refroidissement à air, en particulier dans les boîtiers d'ordinateurs de bureau, nous citons l'utilisation des jets d'air impactant. Ceci permet donc d'améliorer les performances du refroidisseur et donc augmenter la puissance dissipée par les composants électroniques.

Chapitre II

Modélisation hydrodynamique et thermique

Dans le premier chapitre nous avons présenté les différentes techniques utilisées dans le refroidissement des systèmes électroniques pour pouvoir l'améliorer et en développer une technique plus performante. Dans le présent chapitre, nous allons à faire l'étude théorique du refroidisseur à ailettes planes soumis à de jet d'air impactant, comme nous l'avons déjà vu dans le premier chapitre. L'étude complète des radiateurs englobe deux volets différents. Le premier volet est représenté par l'aspect hydraulique qui est basé sur l'écoulement de l'air. Le second volet consiste en l'étude des transferts thermiques. Le couplage de ces deux types de volets permet d'avoir un modèle gouvernant. Dans cette partie, une modélisation du dispositif de refroidissement est présentée. La configuration géométrique considérée est représentée sur la figure II.1. Nous présenterons la modélisation hydrodynamique et thermique ainsi que les conditions imposées aux frontières du domaine du dispositif de refroidissement qui nous servira par la suite à la simulation numérique du processus. Cette modélisation est basée sur les lois de la mécanique des fluides et celles du transfert de chaleur. Ensuite, à l'aide du modèle proposé, nous allons estimer les performances du prototype réel d'application. Les calculs adaptés à ce cas d'étude, seront également présentés.

II.1. Présentation du cas d'étude

Considérons le radiateur à ailettes planes à mini-canaux rectangulaires, présenté sur la figure II.1. et soumis à un jet d'air impactant à la base duquel est appliqué une source de chaleur. La puissance thermique Q dégagée au niveau du microprocesseur, est transmise par conduction vers le radiateur, ensuite dissipée du radiateur vers l'ambiance par convection forcée produite par l'air frais aspiré du haut vers le bas du radiateur, par le biais d'un ventilateur puis impacté sur les ailettes se trouvant à la base du radiateur.

L'air est ensuite chassé latéralement des deux côtés du radiateur. La densité du flux au niveau de la base est supposée uniforme.

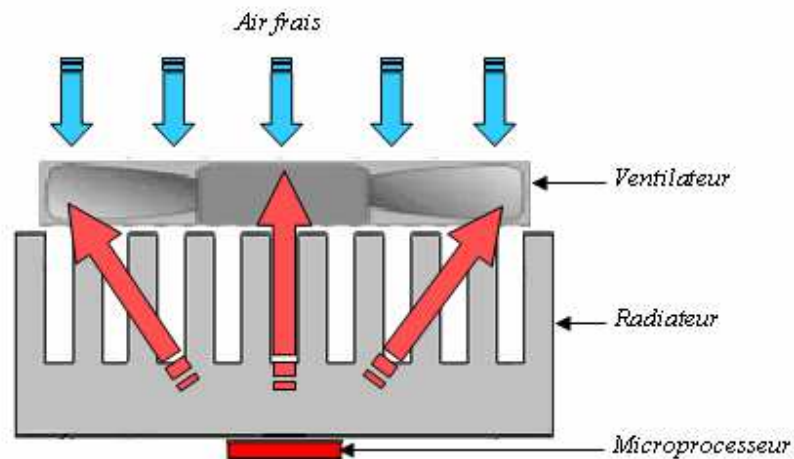


Figure II.1. Configuration du radiateur et principe du refroidissement.

Le terme "micro" est généralement utilisé là où le diamètre hydraulique est de l'ordre de dix à plusieurs centaines de micromètres, alors que le terme "mini" est attribué à un diamètre hydraulique de l'ordre de un à quelques millimètres. Kandlikar [60] propose (Tableau II.1) la classification suivante en fonction du diamètre hydraulique D_h pour les canaux:

Type du canal	Diamètre hydraulique (D_h)
Canaux conventionnels	$D_h > 3mm$
Mini-canaux	$200\mu m < D_h \leq 3mm$
Micro-canaux	$10\mu m < D_h \leq 200\mu m$

Tableau II.1. Classification des canaux suivant leurs diamètre hydraulique [60].

II.2. Contraintes du système

Lors de la conception d'un radiateur destiné au refroidissement électronique, un ensemble de contraintes devront être déterminées d'abord et qu'il faudrait prendre en compte. Les contraintes du système sont des paramètres qui sont hors de contrôle du concepteur. Dans notre cas d'étude, quelques contraintes sont énumérées et présentées comme suit:

(a) Chaleur à évacuer: La contrainte du système la plus importante est le taux de chaleur à évacuer. Il est généralement supposé être une valeur fixe. Celle-ci est en fait le taux de dissipation thermique maximale de la composante électronique, même si la dissipation de chaleur a un aspect transitoire. La chaleur dissipée est due à l'inefficacité de la composante électronique. C'est la différence entre l'entrée et la puissance électrique de sortie.

(b) La température maximale de fonctionnement: Elle est généralement déterminée par les propriétés du matériau du composant électronique. La plupart des composants qui ne sont pas spécifiquement conçus pour des applications militaires, ont une température maximale de fonctionnement inférieure à $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. La résistance thermique est calculée comme étant le rapport de la puissance dissipée par la puce sur la différence entre la température de fonctionnement maximale et la température ambiante. Un ordinateur utilisant un processeur avec 80Watt de taux de dissipation de chaleur et $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ de température de fonctionnement maximale dans une ambiante de $27\text{ }^{\circ}\text{C}$, a besoin d'un dissipateur thermique avec une résistance thermique de $0,66\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ au moins. Ce nombre devrait inclure la résistance thermique du matériau de l'interface thermique utilisée pour coller la source de chaleur et le radiateur et aussi la résistance thermique de la puce.

(c) Température ambiante: La résistance thermique est calculée en se référant à la température ambiante. Hors pour des milieux confinés, comme dans un boîtier d'ordinateur, l'air à l'intérieur du châssis est plus chaud que l'air extérieur, la température moyenne de l'air à l'intérieur du boîtier est utilisée pour les calculs.

(d) Le volume maximal de dissipateur de chaleur: C'est une autre contrainte lorsque l'espace limité autour des circuits est considéré. Pour les applications de convection forcée, la taille du ventilateur devrait également être envisagée. Un dissipateur thermique, de type *Alpha PAL 8045A*, occupe un volume total de $80 \times 80 \times 84\text{mm}^3$, y compris le ventilateur [57]. Pour les applications où le boîtier électronique n'a pas assez d'espace, des caloduc peuvent être utilisés pour évacuer la charge de la chaleur jusque là où plus d'espace serait disponible pour utiliser un dissipateur de chaleur important.

II.3. Description du modèle Physique

Le modèle physique de notre étude est schématisé dans la figure II.3. Ce modèle physique comprend un CPU (Central Processor Unit), un radiateur à ailettes planes surmonté d'un ventilateur axial, ces éléments constituent ensemble le système de refroidissement considéré, l'air est le fluide de caloporteur.

Dans la configuration présentée sur ces figures, un radiateur à mini-canaux rectangulaires est chauffé du fond avec la puissance générée par le CPU, Q , qui est absorbée par le radiateur et libérée à l'ambiance à travers les autres surfaces. Le radiateur est surmonté d'un ventilateur axial, qui souffle de l'air (fluide de refroidissement) à travers les ailettes du radiateur pour enlever la chaleur et la dégager dans l'ambiance avec une densité de flux volumique constant préalablement défini \dot{V} . L'air frais aspiré et soufflé sur le radiateur, se heurte aux mini-canaux suivant l'axe Oy puis sort latéralement suivant l'axe Ox par deux issues géométriquement identiques.

Une fois le flux volumique connu, la vitesse d'entrée d'air peut être facilement déduite en divisant le flux volumique \dot{V} par la surface d'entrée d'air A_e . De ce fait, le ventilateur sera défini par la vitesse d'air qu'il délivre à l'entrée des mini-canaux. Pour notre étude, et d'après les caractéristiques du ventilateur, la valeur de V_0 à l'entrée est prise égale à 5 m/s .

La puce à refroidir est un microprocesseur Pentium 4™ de Intel® (Figure II. 2.), opérant à 3GHz avec une puissance de 80W [61]. La chaleur est supposée générée à l'intérieur du microprocesseur qui peut être représentée par un flux de chaleur constant et uniforme au dessous de la base du radiateur.



P4. 3.0 GHz, Thermal Design Power 80 W, Max. Cover Temp. 70 °C.

Figure II.2 Microprocesseur Intel® Pentium® 4 [61].

La densité du flux de chaleur \dot{q} , est calculée par le rapport de la puissance de dissipation thermique Q sur la surface qu'occupe le CPU, A_{CPU} , suivant la formule suivante [62] :

$$\dot{q} = \frac{Q}{A_{CPU}} \quad (\text{II.1})$$

Pour notre étude, le microprocesseur est supposé être en contact direct et parfait (pas de résistance entre les deux) avec le radiateur. Cela signifie qu'il n'y a aucune couche additionnelle entre le processeur et le radiateur. Aussi, le modèle fonctionne sous une température ambiante T_∞ .

Le radiateur refroidisseur est fabriqué en Aluminium pure d'extrusion, le choix de l'aluminium est justifié par sa faible densité, $\rho = 2702 \text{ kg/m}^3$ et sa haute conductivité thermique, d'environ $237 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ [49].

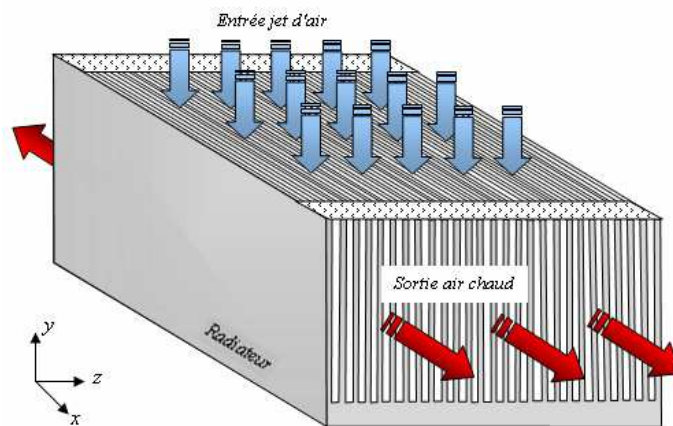


Figure II. 3. Schéma synoptique du modèle physique.

Les caractéristiques géométriques du radiateur sont présentées sur la figure II.4. et regroupées dans le Tableau II.1.

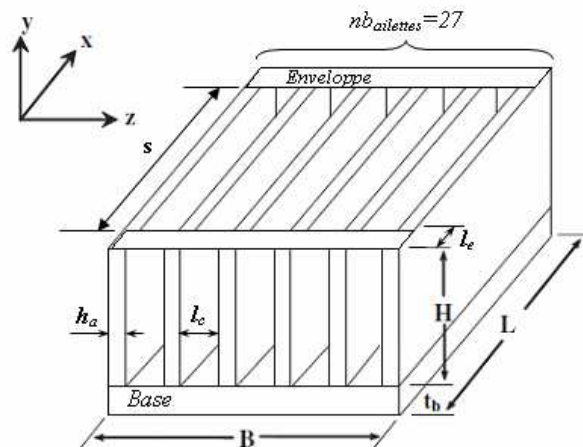


Figure II. 4. Schéma et caractéristiques du modèle.

Caractéristiques géométriques du radiateur		
Nombre des ailettes	nb_{ailettes}	27
Forme d'ailette		<i>Rectangulaire</i>
Largeur du radiateur	B	0.066 m
Hauteur de l'ailette	H	0.032 m
Longueur d'ailette	L	0.082 m
Épaisseur de la base	t_b	0.004 m
Largeur du canal	l_c	0.0015 m
Épaisseur de l'ailette	l_a	0.001 m
Largeur d'entrée du jet	s	0.068 m

Tableau II.2. Caractéristiques géométriques et dimensions du radiateur.

Le fluide refroidisseur utilisé dans notre étude est l'air, ses propriétés physiques à la température ambiante de travail $T_\infty=27^\circ\text{C}$ (300K) sont données dans le Tableau II.2

Propriétés physique de l'air (300 K)		
Densité,	ρ	1,1614 kg.m^{-3}
Chaleur spécifique,	c_p	1007 $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Conductivité thermique,	λ_f	0,0263 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Viscosité dynamique,	μ	$1,846 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
Viscosité cinématique,	ν	$1,589 \times 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$
Nombre de Prandtl,	Pr	0,707

Tableau II.3. Propriétés physiques de l'air [63].

Vu la géométrie du radiateur, le modèle physique peut être réduit en un quart de la taille globale, par raison de symétrie. Cette hypothèse simplificatrice permet de réduire nettement le temps de calcul. Les résultats obtenus peuvent être facilement étendus à la totalité du radiateur.

Une vue intérieure du radiateur en 3 dimensions le long des plans de symétrie est présentée dans la figure II.5.

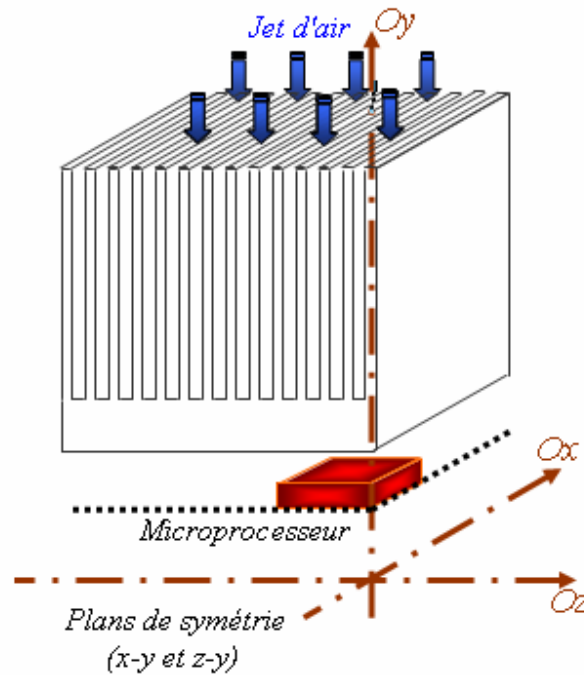


Figure II. 5. Vue intérieure en 3D du radiateur suivant les axes de symétrie.

Malgré que le radiateur puisse sembler géométriquement simple, le fluide qui traverse le champ des ailettes et le couplage thermique avec son entourage, crée un problème plutôt complexe. En fait, le radiateur refroidit le processeur en dissipant la chaleur dégagée le long des ailettes par le biais de la conduction de chaleur. Par la suite, l'air en mouvement, transporte la chaleur du radiateur par convection à l'ambiance. Il s'agit donc d'un problème mixte « conduction-convection ».

II.3.1. Modèle de l'écoulement

L'objectif est de refroidir un radiateur chaud. Le principe est simple, il s'agit de souffler l'air à une vitesse V_0 en dessus du radiateur. L'air ensuite, se répartit sur les mini-canaux du radiateur, sous forme de jet impactant.

L'écoulement d'impact est produit par collision du fluide avec les parois et à la base du conduit. L'illustration de cet impact d'écoulement est présentée sur la figure II.6.

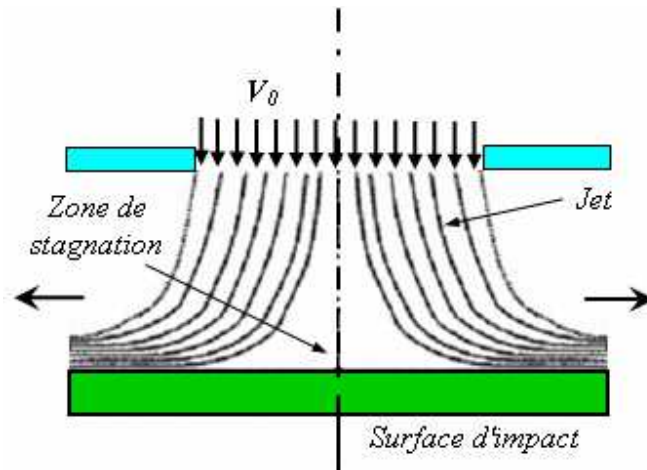


Figure II.6. Principe d'écoulement de l'air à travers un canal du radiateur.

II.3.2. Modèle thermique

Le transfert de chaleur au niveau du radiateur est un problème conjugué, combinant la conduction thermique dans la partie solide du radiateur et la convection côté fluide de refroidissement.

Si nous considérons un canal (Figure II.7), rectangulaire du radiateur, les échanges thermiques par convection forcée et par conduction sont à considérer afin de décrire le transfert de chaleur total qui apparaît sur ces surfaces.

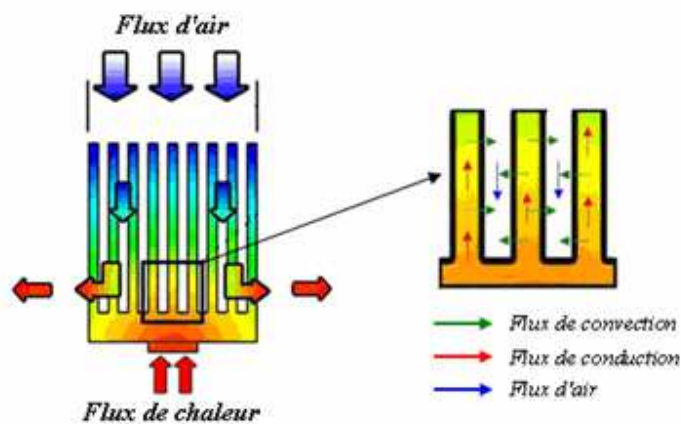


Figure II.7. Illustration des échanges thermiques au niveau des ailettes du radiateur.

Les deux modes de transferts de chaleur sont couplés par les continuités des températures et les flux de chaleur à l'interface solide-fluide (Figure II.7), et sont exprimés par les relations en la forme suivante :

$$T_{s,\Gamma} = T_{f,\Gamma} \quad (\text{II.2})$$

$$\dot{q}_{cond} = \dot{q}_{conv} \quad (\text{II.3})$$

$$-\lambda_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\Gamma} = h(T - T_{\infty}) \quad (\text{II.4})$$

Les paramètres T , T_{∞} , q_{cond} , q_{conv} , λ_s et h représentent respectivement la variable température, la température ambiante, le flux de chaleur conductif, le flux de chaleur convectif, la conductivité thermique du solide et le coefficient de transfert de chaleur.

L'équation II.3 exprime l'aspect conservatif du flux thermique échangé en zone de frontière solide-milieu ambiant. Le terme $h(T_{\infty} - T)$ est la loi de Newton de refroidissement, exprime le flux de la chaleur entre le milieu solide et l'environnement qui est dû aux convections forcées et/ou naturelles, T_{∞} étant la température ambiante.

La loi de Newton de refroidissement pour un corps se refroidissant par convection forcée, s'exprime comme étant la perte de chaleur, elle est proportionnelle à la différence de température entre le corps solide et son environnement. En d'autre terme, la quantité de chaleur perdue par le corps est équivalente à celle captée par son environnement, voir figure II.8.

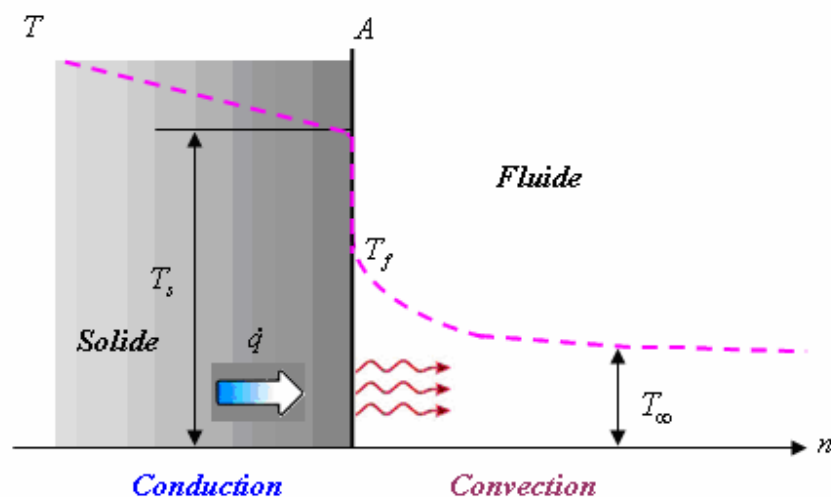


Figure II.8. Illustration de loi d'équilibre thermique à une frontière solide-fluide.

II.4. Paramètres de calcul

Des paramètres déterminants sont utilisés pour décrire les caractéristiques du transfert de chaleur et de l'écoulement de fluide au niveau du radiateur à mini canaux.

II.4.1. Coefficient de transfert de chaleur par convection (h)

La dissipation de chaleur dans notre modèle est principalement assurée par mode convectif, par le biais de l'air en interaction avec les ailettes du radiateur. Le flux de chaleur échangé par convection est proportionnel à la différence de température entre le radiateur et l'ambiance et d'un facteur multiplicateur appelé le coefficient de transfert thermique par convection. Ceci peut être formulé comme suit:

$$\dot{q} = A.h(T_p - T_\infty) \quad (\text{II.4})$$

Le coefficient d'échange de chaleur convectif h permet une formulation globale de l'échange de chaleur entre le fluide et les parois du canal. Il est très sensible aux petites variations dans les propriétés du fluide (conductivité thermique, viscosité dynamique, densité, chaleur spécifique), à certains paramètres hydrodynamiques tels que la vitesse d'écoulement du fluide considéré et le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent, établi ou en cours d'établissement) et aussi aux paramètres géométriques [62].

En fait, ces grandeurs ne sont pas nécessairement constantes à la surface. Aussi, le coefficient d'échange de chaleur par convection peut varier d'un point à un autre. La valeur de h dépend du degré de convection à travers la surface, soit une forte convection est caractérisée par un h élevé.

Dans l'analyse convective, le coefficient de transfert de chaleur h est souvent exprimé comme suit [64]:

$$h = \frac{\lambda_f}{D_h} Nu \quad (\text{II.5})$$

Où :

Nu : Le nombre de Nusselt

λ_f : La conductivité thermique du fluide (l'air),

D_h : Le diamètre hydraulique.

II.4.2 Nombre de Nusselt (Nu)

Le nombre de Nusselt est l'un des paramètres importants adimensionnels, sa détermination facilite l'analyse du transfert de chaleur. En effet, l'échange de chaleur entre une paroi solide et un fluide en mouvement, est caractérisé par le nombre de Nusselt. L'efficacité de refroidissement peut être déterminée comme une fonction du nombre de Nusselt [64] :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda_f} = \frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{\dot{q}}{(T_p - T_\infty)} \cdot \frac{D_h}{\lambda_f} \quad (\text{II.6})$$

Avec \dot{q} est le flux de chaleur constant, T_p est la température à la paroi, T_∞ est la température ambiante et λ_f est la conductivité thermique du fluide. Le nombre de Nusselt peut être vu comme le rapport de la conductivité équivalente de l'écoulement, $(h \cdot D_h)$, sur la conductivité réelle de l'air (λ_f).

Le nombre de Nusselt est dans la plupart des cas donné par des corrélations. Comme l'écoulement est laminaire, une corrélation pour l'écoulement laminaire à travers la surface d'une plaque plane est appliquée pour calculer le nombre du Nusselt [62-65] :

$$Nu = 0.664 \cdot (Re)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} \quad (\text{II.7})$$

Où:

Re : Le nombre de Reynolds;

Pr : Le nombre Prandtl.

Pour le cas de convection libre, où la circulation du fluide n'est pas forcée, le nombre de Nusselt est influencé par le nombre de Rayleigh Ra dont la convection naturelle dépend. Le nombre de Nusselt pour la convection naturelle laminaire sur une plaque verticale avec température uniforme sur la paroi, est donné par [63, 65]:

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} ; \quad (\text{II.8})$$

Où: $10^{-1} < Ra < 10^9$

Ra est donné par la formule suivante:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu \alpha} \quad (\text{II.9})$$

Les paramètres Gr , g , β , T_s , T_∞ , L , ν et α sont respectivement le nombre de Grashof, la gravité, le coefficient d'expansion, la température de la surface, la température ambiante, la longueur caractéristique de la plaque verticale, la viscosité cinématique de l'air et la diffusivité thermique. Dans le cas d'une plaque verticale, le diamètre hydraulique D_h est égal à la hauteur de la plaque, H .

II.4.3. Nombre de Prandtl (Pr)

C'est un nombre qui dépend essentiellement des caractéristiques physiques du fluide. Il représente le rapport de la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) sur la diffusivité thermique et est défini par :

$$Pr = \frac{\mu.c_p}{\lambda} \quad (\text{II. 10})$$

Les grandeurs μ , c_p et λ sont respectivement la viscosité dynamique, la chaleur spécifique à pression constante et la conductivité thermique de l'air. Nous pouvons dire que, pour un nombre de Prandtl élevé ($Pr \geq 1$), le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. C'est le cas de l'eau où le nombre de Prandtl varie entre 2 et 13. En revanche, un faible nombre de Prandtl ($Pr \leq 1$) indique que la conduction thermique est tellement bonne que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température. C'est le cas de l'air où le nombre de Prandtl est de l'ordre de 0,7.

II.4.4. Résistance thermique du radiateur (R_{th})

La caractéristique la plus importante d'un radiateur est sa résistance thermique. Elle est exprimée comme le rapport de la différence de température du composant électronique et celle de l'ambiance, sur la puissance dégagée par le processeur [17, 38]. Le concept de résistance thermique est schématisé sur la figure II. 9.

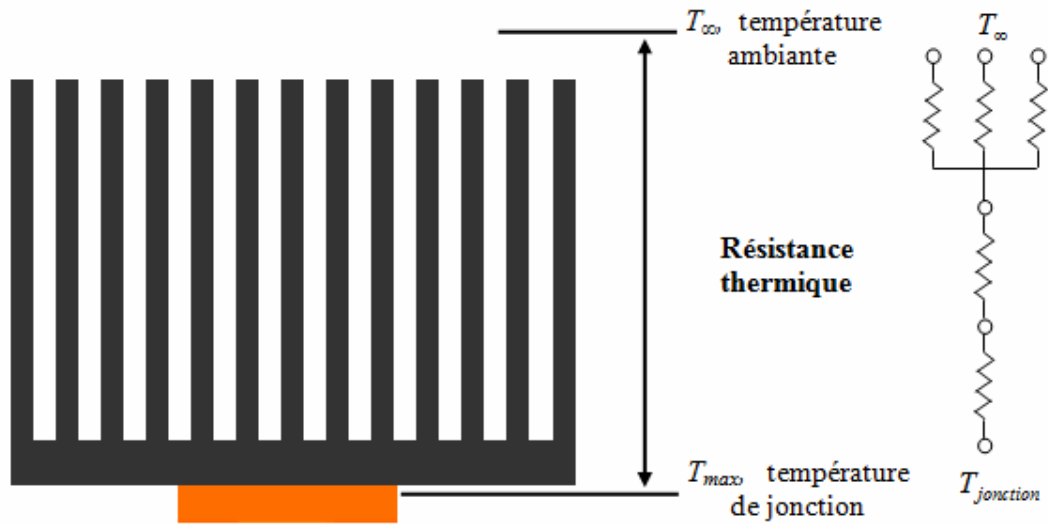


Figure II.9. La résistance thermique du radiateur.

La résistance thermique est exprimée par la relation suivante :

$$R_{th} = \frac{T_{jonction} - T_{\infty}}{Q} \quad (\text{II.11})$$

Où : T_{max} : La température maximale à la base du radiateur;

T_{∞} : La température ambiante;

Q : La puissance dégagée par le processeur.

La chaleur générée au niveau de la jonction est transmise par conduction à la base du radiateur, ensuite aux ailettes et finalement évacuée par convection forcée à l'ambiance.

II.4.5. La chute de pression :

La chute de pression est la caractéristique hydrodynamique qui détermine la puissance hydraulique à fournir pour faire circuler l'air ou le fluide d'une manière générale à travers le radiateur. Ce paramètre est sensé d'être minimisé au maximum pour épargner les pertes d'énergie fournie au système. Le modèle de prédiction des pertes de pression pour un conduit de radiateur soumis à un jet d'air impactant sera basé sur des corrélations d'écoulement laminaire généralement unidimensionnel, dans un canal. Vu l'aspect symétrique de notre modèle, nous allons étudier seulement un demi canal du radiateur. Un demi canal (Figure II.10) peut être considéré comme étant le raccordement de deux canaux, l'un est vertical et l'autre est horizontal.

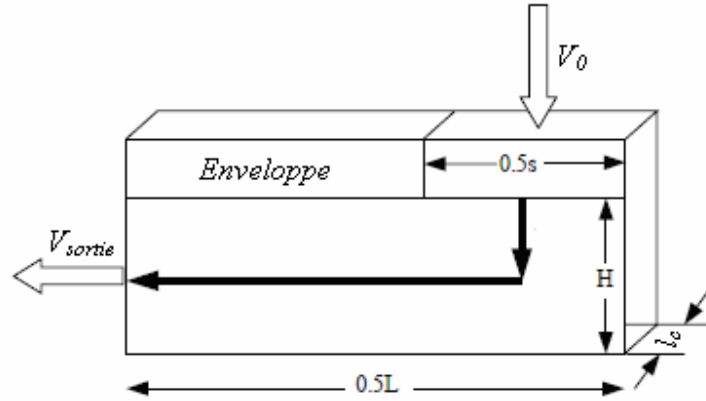


Figure II.10. Configuration géométrique de l'écoulement en impact [51].

Cette hypothèse est justifiable si l'on imagine une ligne de courant au milieu du slot du jet. Cette ligne de courant est bien approximée par une allure en forme de "L" de hauteur $0,5H$ (cf. figure II.10.) et de longueur $(0,5L - 0,25s)$ après un coude de 90° [51]. Par application de l'équation de Bernoulli, la fonction de perte de pression totale du modèle est donnée comme suit:

$$\Delta P = K \frac{1}{2} \rho V_0^2 \quad (\text{II.12})$$

K est le coefficient global de chute de pression, donné par la corrélation suivante [51]:

$$K \left(\frac{H}{s} \right)^2 = \left[(8.5 x_f^{0.25})^7 + (75 x_f^{1.05})^7 \right]^{1/7} \quad (\text{II.13})$$

Avec x_f est la longueur d'établissement de l'écoulement qui s'exprime:

$$x_f = \frac{L - s + H}{D_h \text{Re}} \frac{H}{s} \quad (\text{II.14})$$

La différence de pression statique entre l'entrée du canal $P_{\text{Entrée}}$ et la sortie du canal P_{Sortie} peut être déterminée par l'équation de Bernoulli comme suit [54]:

$$\Delta P = P_{\text{Entrée}} - P_{\text{Sortie}} + \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - V_s^2) \quad (\text{II.15})$$

II.5. Hypothèses simplificatrices

Les différentes hypothèses simplificatrices prises en compte pour la modélisation de l'écoulement et les échanges thermiques dans le radiateur sont présentées et discutées. Ces hypothèses sont fréquemment utilisées dans les modèles de la littérature [67].

- *Écoulement Newtonien,*

- *Les propriétés du fluide et celles du solide sont supposées constantes,*

- *L'écoulement résultant est supposé bidimensionnel (2D),*

- *L'écoulement et le transfert de chaleur sont stationnaires.* L'état physique du système change naturellement avec le temps (instable). En fait, quand le composant électronique (CPU) est mis en marche, la température du radiateur commence à augmenter progressivement, en raison de l'absorption de la chaleur générée du composant. Cette température commence ensuite à se stabiliser à un point où la chaleur générée sera égale à la chaleur déplacée par le système de refroidissement (Voir Figure II.9.). A ce moment là, on peut dire que le système fonctionne en régime permanent [62]. Dans cette étude, on s'intéressera seulement au régime permanent, c'est-à-dire :

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (\text{II.16})$$

- *L'écoulement est supposé laminaire.* Le régime d'écoulement est identifié sur la base du nombre de Reynolds qui est fonction de la vitesse d'entrée d'air et du diamètre hydraulique du radiateur et est défini par la relation suivante [63] :

$$\text{Re} = \frac{V_0 D_h}{\nu} = \frac{\rho V_0 D_h}{\mu} \quad (\text{II.17})$$

Avec,

V_0 : La vitesse d'entrée de l'air;

D_h : Le diamètre hydraulique du canal;

ν : La viscosité cinématique de l'air;

μ : La viscosité dynamique de l'air;

ρ : La masse volumique de l'air;

Le nombre de Reynolds définit la transition entre un écoulement laminaire et un écoulement turbulent. Dans un canal, les limites entre les différents régimes sont les suivantes [67]:

- $Re \leq 2300$: Régime laminaire
- $2300 \leq Re \leq 6000$: Régime transitoire
- $Re \geq 6000$: Régime turbulent.

Pour déterminer le nombre de Reynolds, on doit déterminer le diamètre hydraulique du canal par la formule suivante [67]:

$$D_h = \frac{4A}{P_m} = \frac{4 \cdot h_a \cdot l_c}{2 \cdot h_a + l_c} \quad (\text{II.18})$$

Avec A , P_m , h_a et l_c désignent respectivement la section du canal, le périmètre mouillé (voir Figure II.4.), la hauteur de l'ailette et la largeur du canal.

Le diamètre hydraulique pour notre radiateur à mini-canaux est,

$$D_h = \frac{4 \times 0.032(m) \times 0.0015(m)}{2 \times 0.032(m) + 0.0015(m)} = 0.0029m;$$

D'où le nombre Reynolds :

$$Re = \frac{5(m/s) \times 0.0029(m)}{1.589 \times 10^{-5} (m^2/s)} \approx 922;$$

$Re < 2500$ par conséquent, l'écoulement est donc laminaire.

- Le fluide est supposé incompressible ($\rho = \text{const.}$). Le fluide dans le cas de la présente étude est l'air. Toutefois, l'air est un fluide compressible, les effets de compressibilité sont ignorés compte tenu des faibles vitesses de fonctionnement. L'hypothèse de fluide incompressible est valide si le nombre de Mach est plus petit que 0.3. Le nombre de Mach est calculé comme suit [68] :

$$Ma = \frac{V_0}{c} \quad (\text{II.19})$$

V_0 est la vitesse de l'air à l'entrée ($V_0=5m/s$) et c est la célérité du son. La célérité du son dépend de la nature et de l'état du milieu dans lequel se propage le son. Dans l'air sec, à une température de 27°C, la célérité du son est égale à 348 m/s. La compressibilité du fluide peut être négligeable si $Ma \ll 0.3$ [68].

D'après les données de notre modèle. $Ma = \frac{5}{348} = 0.0143 \ll 0.3$. Alors, le nombre de Mach est très inférieur à 0.3, l'hypothèse de fluide incompressible est donc valide pour notre cas d'étude.

- **L'influence des forces visqueuses est négligeable.** A cause des faibles vitesses de circulation de l'air (~5m/s) [44].
- **Le transfert thermique par rayonnement est négligeable.** Le rayonnement est l'un des phénomènes important à prendre en considération lorsqu'il s'agit d'un système où les trois modes de transfert sont réunis. Dans notre étude, le rayonnement est dominé par une forte convection forcée ainsi que la conduction, d'où la négligence du rayonnement dans notre modèle [44].
- **Le ventilateur** est modélisé en un jet d'air en 2D, à vitesse d'entrée constante et uniforme, le modèle ne considère pas le moyeu du ventilateur.

II.6. Mise en équations

D'après le modèle physique décrit plus haut, les échanges thermiques et l'écoulement de l'air dans les canaux, sont gouvernés par l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie. En considérant toutes les hypothèses citées précédemment, ces équations régissant le modèle peuvent être exprimées comme suit :

- *L'équation de continuité*

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.20})$$

- *L'équation de mouvement*

- Pour le fluide, dans un écoulement bidimensionnel, l'équation de mouvement se présente sous la forme suivante:

Suivant l'axe Ox:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.21})$$

Suivant l'axe Oy:

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.22})$$

- Pour le solide, l'équation de mouvement prend la forme suivante:

$$\vec{V} = \vec{0} \quad (\text{II.23})$$

- L'équation de l'énergie

- Pour la partie fluide, l'équation de l'énergie se présente sous la forme:

$$\rho.c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.24})$$

- Pour la partie solide, l'équation de l'énergie se réduit à la forme:

$$\frac{\lambda_s}{\rho.c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (\text{II.25})$$

Avec ρ , λ_f , λ_s , μ , c_p , p , \vec{V} et T qui désignent respectivement la masse volumique du fluide, la conductivité thermique du fluide refroidisseur (l'air), la conductivité thermique du solide, la viscosité dynamique, la chaleur spécifique à pression constante, la pression du fluide, le vecteur vitesse et la température.

II.7. Conditions aux limites

II.7.1. Conditions aux limites hydrodynamiques

Les caractéristiques géométriques du radiateur considéré dans cette étude, nous permettent de tirer profit pour réduire davantage le temps de calcul. Comme présenté sur la figure II.2, les conduits sont tous identiques, par conséquent, l'écoulement fluide doit être le même dans tous les conduits, cela nous permet de limiter la simulation de l'écoulement à un seul canal. De plus, par raison de symétrie, seule une moitié du canal du radiateur est considérée, comme cela est montré sur la figure II.11.

(a) À l'entrée du canal:

A l'entrée du canal, un profil uniforme de vitesse est imposé, soit $v = V_0$

(b) Aux niveau des parois:

Pas de glissement aux parois, la vitesse est nulle aux parois solides internes:

$$u = v = 0$$

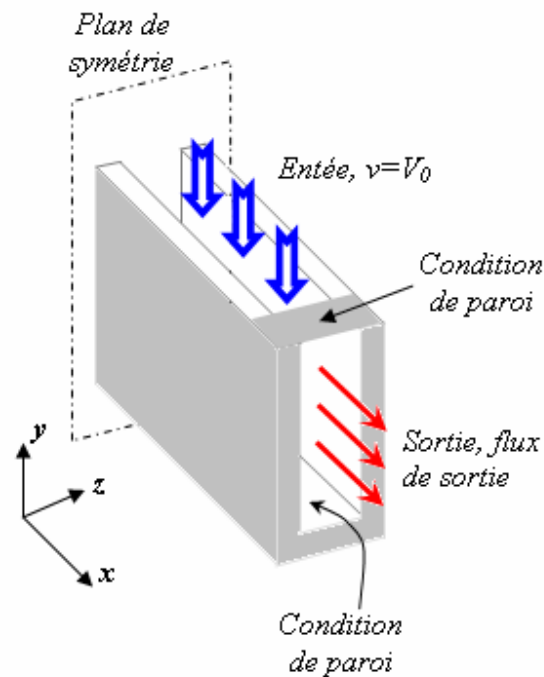


Figure II.11.: Conditions aux limites hydrodynamiques imposées dans le canal d'écoulement.

(c) À la sortie du canal:

Une condition aux limites de type écoulement à la sortie, est spécifiée à la sortie du canal, pour des simulations d'écoulement complètement développé :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0;$$

(d) Au niveau du plan de symétrie:

Pour les conditions aux limites au niveau du plan de symétrie, les gradients de vitesse à travers les plans de symétrie sont nuls, il admet donc une condition dite de symétrie ou condition miroir, exprimée par:

$$\frac{\partial u}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial n} = 0.$$

II.7.2. Conditions aux limites thermiques

Notre modèle impose qu'on rajoute aux conditions aux limites déjà fixées, d'autres conditions aux limites spécifiques au volet thermique, illustrées sur la figure II.12.

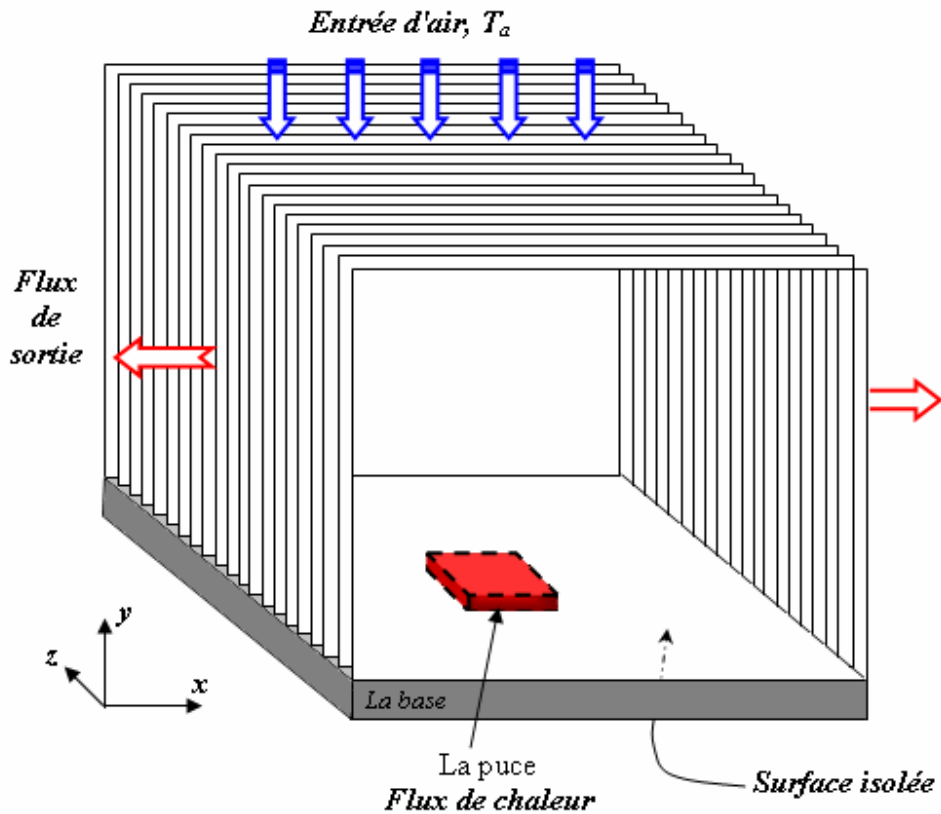


Figure II.12. Schématisation des conditions aux limites thermiques extérieures.

(a) À l'entrée du radiateur:

L'air soufflé sur le radiateur, est aspiré de l'intérieur du boîtier et non pas directement de l'ambiance. C'est pour cette raison que l'air à l'entrée est pris à une température T_∞ qui dépasse légèrement la température ambiante. A l'entrée des canaux, une température constante pour l'air est imposée, cette condition est de type **Dirichlet**,

$$T_{\text{Entrée}} = T_\infty ;$$

(b) Au niveau de la source de chaleur:

Au niveau de la surface du microprocesseur (CPU), (Figure II.12), un flux de chaleur uniforme \dot{q} est imposé, simulant l'écoulement de la chaleur à partir de la source chaude vers le corps du radiateur, la condition est de type **Neumann** :

$$\dot{q} = -\lambda_s \frac{\partial T}{\partial y} \quad (\text{II.26})$$

L'équation (II.26) stipule que la chaleur imposée se propage au radiateur à travers la base selon l'axe Oy . Le signe moins (-) dans l'équation (II.26) est une conséquence du fait que la chaleur est transférée dans le sens décroissant de la température [24, 42].

(c) Au niveau des parois internes:

A l'intérieur des conduits, les conditions aux limites mixtes (*condition de Robin*), sont imposées aux parois, elles expriment le transfert de chaleur par convection forcée à travers les ailettes (figure II.13.).

$$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma} = h(T - T_{\infty}) \quad (\text{II.27})$$

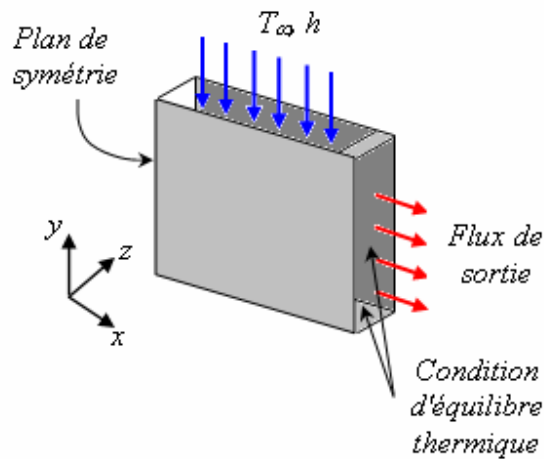


Figure II.13. Conditions aux limites thermiques au niveau des parois internes.

(d) À la sortie du radiateur:

A la sortie du radiateur, l'écoulement est supposé thermiquement complètement développé :

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (\text{II.28})$$

(e) À la base autour du microprocesseur:

La surface inférieure du radiateur entourant le microprocesseur est prise comme étant une surface isolée (Figure II.12), c'est-à-dire, au niveau de cette surface, il n'y a pas lieu d'avoir des échanges de chaleur, une condition aux limites adiabatique est appliquée:

$$\dot{q} = -\lambda_s A \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0 \quad (\text{II.29})$$

(f) Au niveau du plan de symétrie:

Au niveau du plan de symétrie, le flux échangé est considéré comme nul, il s'agit de condition aux limites miroir ou surface adiabatique:

$$-\lambda_s \cdot A \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (\text{II.30})$$

(g) Aux niveaux des cotés latéraux:

A niveaux des deux cotés latéraux, l'échange de chaleur avec le milieu ambiant est assuré par la libre circulation d'air (Figure II.14). A ce niveau, des conditions aux limites mixtes (**condition de Fourier**), sont imposées aux parois, elles expriment la continuité du flux thermique (équilibre thermique).

$$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma} = h(T - T_{\infty}) \quad (\text{II.31})$$

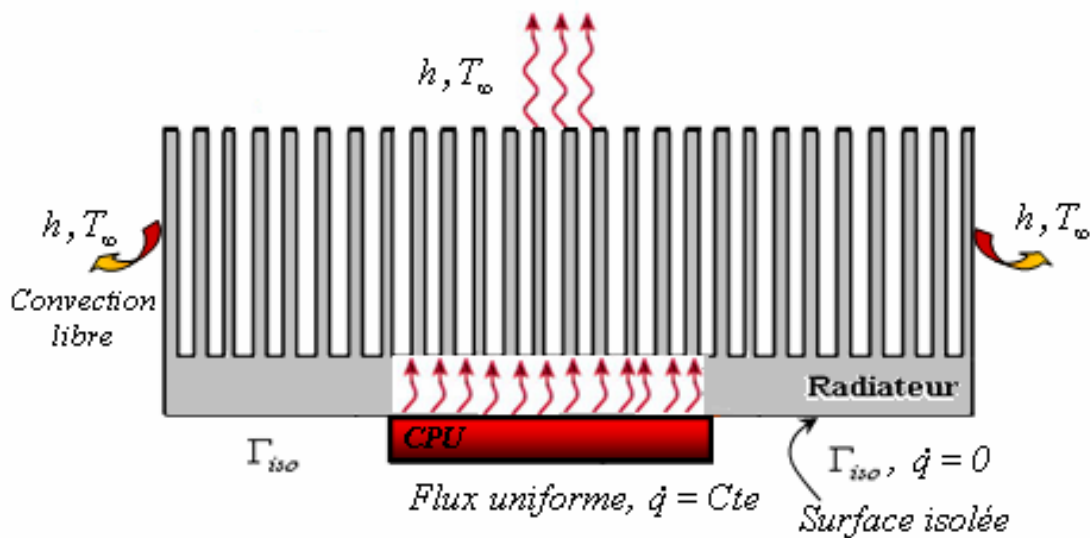


Figure II. 14. schématisation des conditions aux limites thermiques au niveau de la base et aux cotés latéraux.

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle physique de l'étude est présenté, décrivant le processus de refroidissement d'un microprocesseur par le biais de l'air forcé, appliqué à un radiateur à minicanaux rectangulaires. Les paramètres tels que le coefficient de transfert de chaleur par convection, la résistance thermique et les pertes de charge, ont été présentés afin d'évaluer les performances thermiques et hydrauliques du système (radiateur-jet impactant). Dans ce chapitre nous avons établi une modélisation mathématique du problème hydrodynamique et thermique d'un radiateur à ailettes planes soumis à un jet d'air impactant conçu pour le refroidissement du microprocesseur de bureau. Ainsi, les conditions aux limites spécifiées pour le modèle sont élaborées en détail.

Le chapitre suivant portera sur la modélisation numérique pour résoudre et simuler ces phénomènes. Grâce à ce modèle, nous pouvons prédire la puissance maximale que peut dissiper le radiateur pour un refroidissement sûr et sécurisé de la puce. Aussi, la prédiction des performances hydrauliques et thermiques est accessible.

Chapitre III

Modélisation Numérique

Ce chapitre est dédié à la modélisation numérique des écoulements ainsi qu'aux échanges thermiques qui ont lieu au niveau du radiateur à mini-canaux, décrit physiquement et mathématiquement dans le chapitre précédent. Dans une première partie, l'équation de continuité et les équations de quantités de mouvement sont résolues par la méthode des éléments finis, en utilisant le code CFD Fluent 6.3.26. Dans la deuxième partie de ce chapitre, on présentera une autre méthodologie de solution du problème, en détaillant la discrétisation des équations par différences finies, la sélection du maillage, et les conditions aux limites. Cette méthodologie a été mise en œuvre à travers le développement d'un code de calcul pour une modélisation numérique du modèle présenté au chapitre II. Le code développé nous permet de traiter les aspects hydrodynamiques et thermiques au niveau du radiateur de refroidissement.

III. 1. Description de l'outil numérique Fluent

Dans cette partie, nous présentons la modélisation d'un écoulement monophasique dans un canal du radiateur décrit dans le 2^{ème} chapitre. Deux étapes seront détaillées :

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

III.1.1. Modélisation du domaine physique

Avant de parler de simulations numériques, nous devons d'abord créer le modèle géométrique à l'aide du logiciel GAMBIT. Pour notre cas et vue la similarité de l'écoulement sur l'ensemble des mini-canaux, la simulation sera conduite sur un canal seulement. Aussi, compte tenu de la symétrie de la configuration, nous n'allons opérer que sur la moitié du canal d'écoulement, en choisissant une modélisation 2D sur l'écoulement.

L'écoulement de l'air est laminaire et le régime est stationnaire (chap.II, §5.). D'après ce qui précède, le temps de calcul est sensé être réduit.

III.1.2. Présentation du préprocesseur GAMBIT

Le logiciel GAMBIT permet à l'utilisateur de créer ou d'importer une géométrie, de générer des maillages plus ou moins complexes selon la géométrie adoptée (Figure III.1). Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage éventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur. Les options de génération de maillage de GAMBIT offrent une flexibilité dans le choix du maillage. On peut décomposer la géométrie traitée en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon, GAMBIT génère automatiquement un maillage non structuré qui s'adaptera au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés. Il peut générer des maillages complexes en deux ou trois dimensions. Le préprocesseur permet aussi de définir les conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul.

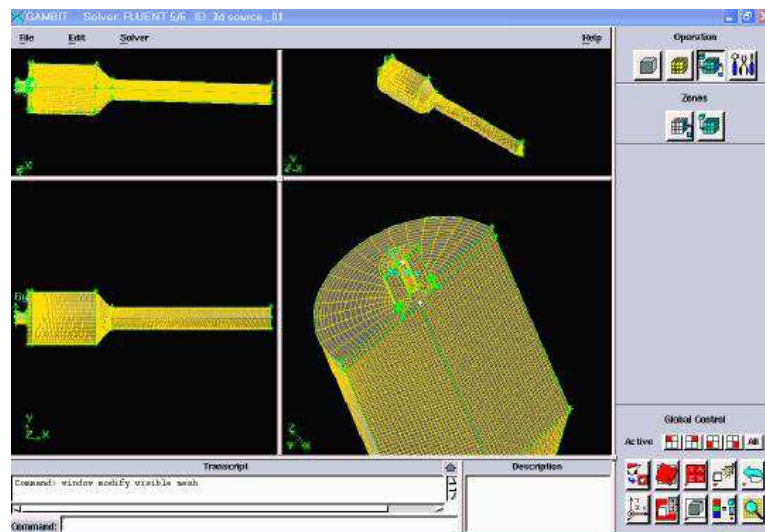


Figure III. 1. Interface du préprocesseur GAMBIT.

III.1.3. Maillage

Le choix du maillage est un paramètre important dans la simulation numérique. Il est donc essentiel de bien choisir un maillage qui s'adapte le mieux aux problèmes considérés. GAMBIT peut utiliser différents types de maillages, à savoir: des maillages structurés, des maillages non structurés et des maillages 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 et hexaédriques ou tétraédriques en 3D.

Un raffinement au niveau de la couche limite, au voisinage de la base du canal bloc a été pris en considération pour mieux suivre les forts gradients de vitesse et de pression à ces endroits. Un maillage relâché est adopté loin de la base du canal là où les gradients sont moins importants (Figure III.2.). 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.

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 des grandeurs physiques recherchées.

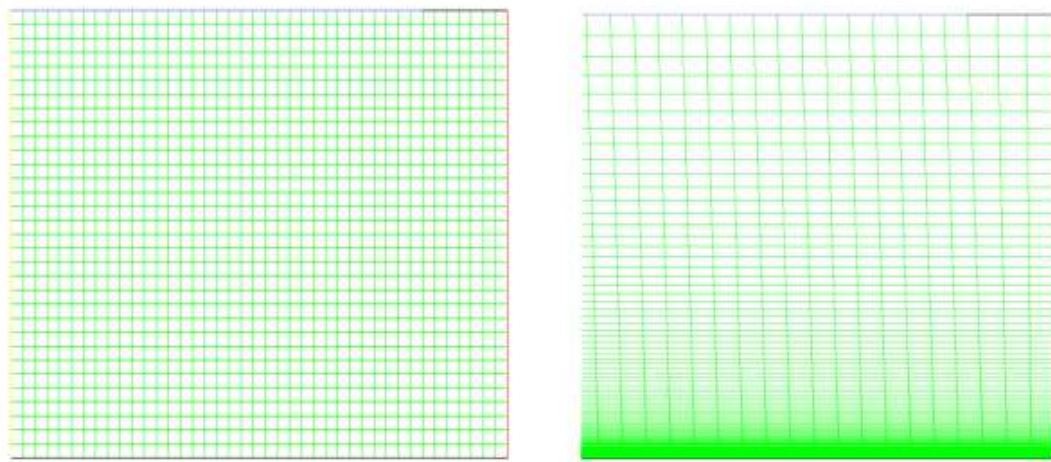


Figure III. 2. Maillage uniforme et maillage non-uniforme (raffiné) du domaine de calcul.

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.

III.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 utiliserons quatre: vitesse, conditions de parois, condition à la sortie et conditions de symétrie. Puisque nous limitons le calcul à une moitié du domaine de calcul, la première condition aux limites est imposée au niveau de l'axe de symétrie du modèle géométrique, cette condition est une condition "symétrie".

- La condition aux limites à l'entrée du canal est fixée comme condition "vitesse d'entrée",
- La deuxième condition aux limites est du type "paroi", correspond aux différentes parois du canal, à savoir la base et l'enveloppe,
- La troisième condition aux limites est du type "flux de sortie" et est utilisée lorsque l'écoulement est complètement établi. Elle assure un gradient de vitesse nul suivant la normale.

Les différentes conditions aux limites sont schématisées sur la Figure III. 3.

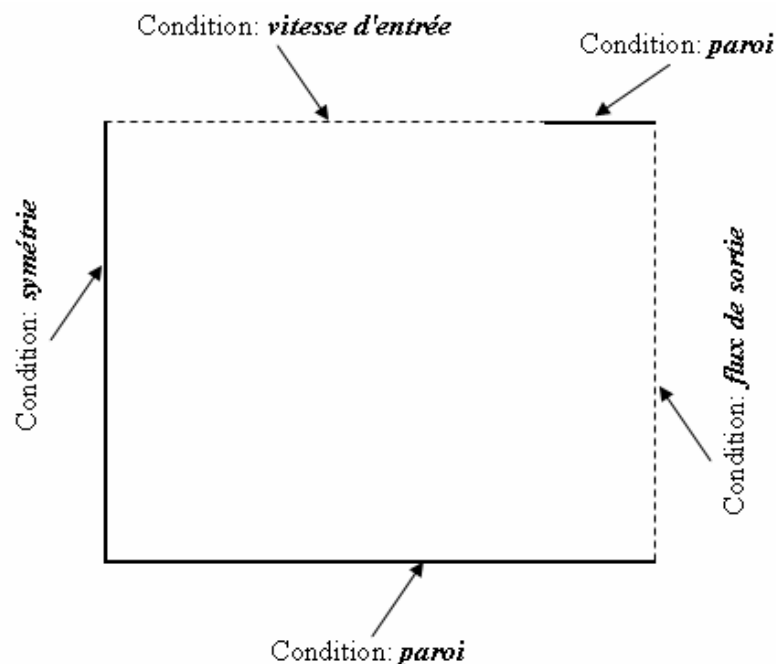


Figure III.3. Conditions aux limites du domaine.

III.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.

III.2.1. Equation de continuité

Dans le cas d'un milieu continu, s'il n'y a ni apport, ni perte 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 :

$$\nabla(\rho\vec{V})=0 \quad (\text{III.1})$$

avec :

ρ : masse volumique en kg/m^3

\vec{V} : vecteur vitesse.

III.2.2. Equation de Navier Stokes

D'après la loi fondamentale de la mécanique, les forces appliquées sur un système sont la source de quantité de mouvement. Dans le cas où la viscosité dynamique μ est constante, l'équation de bilan de la quantité de mouvement s'écrit :

$$\nabla \cdot (\rho\vec{V} \otimes \vec{V}) = \rho\vec{g} - \nabla p + \mu\Delta\vec{V} \quad (\text{III.2})$$

Où p est la pression.

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

III.3. Présentation du logiciel Fluent

Le calcul numérique hydrodynamique a été effectué à l'aide du code de calcul "Fluent" 6.3.26. 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 (Figure III. 4.), 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...

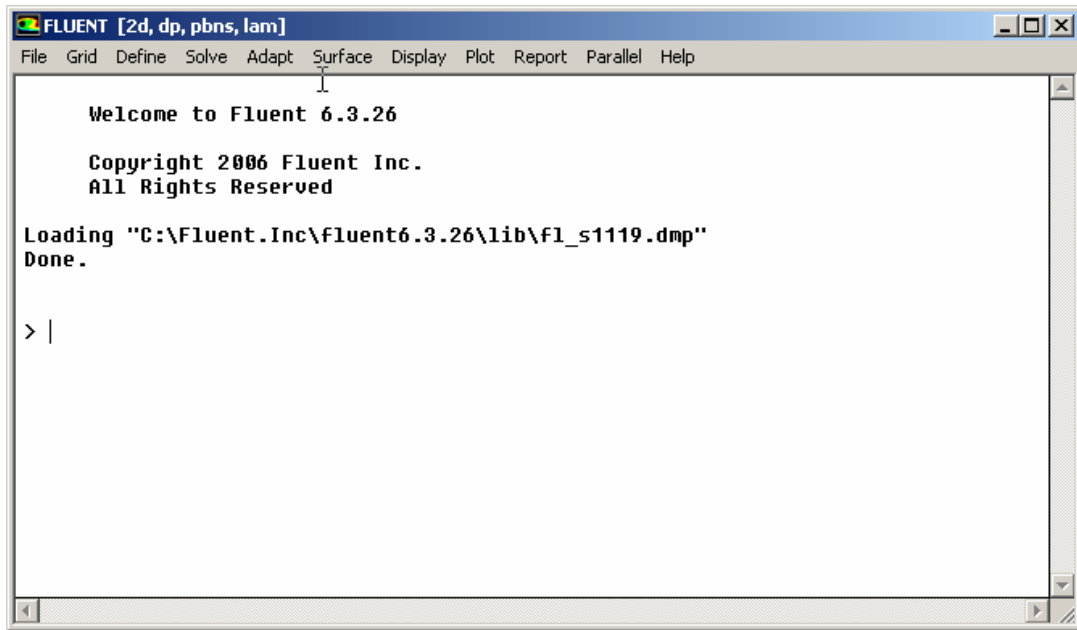


Figure III. 4. Interface du code de calcul Fluent.

III.3.1. 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 [71].

Les expressions des termes de source volumique et de diffusion varient en fonction des types d'équations à résoudre. 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 telles que la pression, la température, etc... sont calculées aux centres 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 dit "collocalisé" et 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 champs approché de ϕ dans les points discrets du domaine étudié.

III.3.2. Discrétisation

L'ensemble des équations de transport des grandeurs caractéristiques de l'écoulement s'écrivent sous la forme commune suivante :

$$\underbrace{\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t}}_{\text{Terme Instationnaire}} + \underbrace{\nabla \cdot \rho \vec{V} \Phi}_{\text{Terme de convection}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)}_{\text{Terme de diffusion}} - \underbrace{S_{\Phi}}_{\text{Terme source volumique}} \quad (\text{III-3})$$

où Γ est le coefficient de diffusion.

Le terme de gradient de pression est inclus dans le terme source.

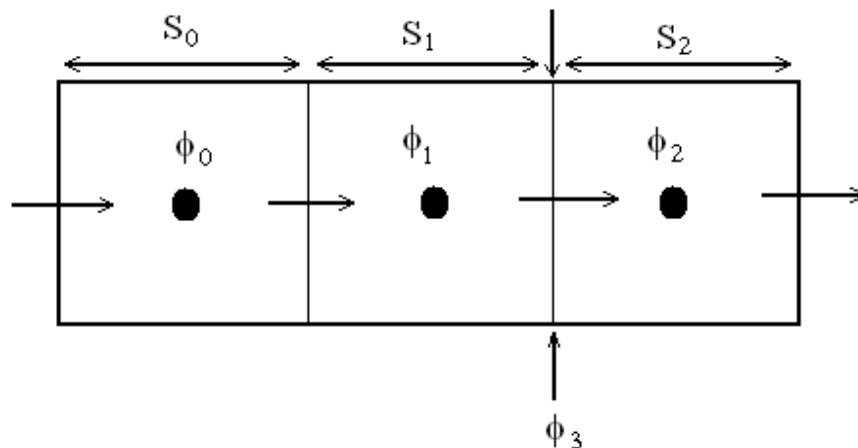


Figure III.5. Exemple de volume de contrôle élémentaire en 2D.

L'équation III.3. 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 III. 5.). La discrétisation de l'équation (III.3.) s'écrit sous la forme suivante :

$$\sum_f^{N \text{ faces}} \rho_f \vec{V}_f \Phi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N \text{ faces}} \Gamma (\nabla \Phi)_n \vec{A}_f + Sv \quad (\text{III.4})$$

avec:

Φ_f : valeur de Φ transférée par convection à travers la face f ,

A_f : aire de la face f ,

$N \text{ faces}$: nombre de faces qui entourent la cellule,

$\rho_f \vec{V}_f \vec{A}_f$: flux massique à travers la face f ,

$(\nabla \Phi)_n$: valeur de $(\nabla \Phi)_n$ perpendiculaire à la face f ,

v : volume de contrôle.

Les termes de l'équation (III.4.) 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 : Il 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 au niveau 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 ce schéma 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.

III.3.3. Linéarisation des équations discrétisées

La linéarisation de l'équation (III.4.) peut être exprimée sous la forme :

$$a_p \Phi = \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + S_0 \quad (\text{III.5})$$

avec:

$\Phi = 1$ pour l'équation de continuité,

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

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 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, présenté sous forme de produit de matrices comprenant un grand nombre de coefficients nuls. Fluent résout ce système d'équations linéaires en utilisant la méthode itérative de Gauss-Seidel.

III.3.4. 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 s'écrit:

$$R_\phi < \varepsilon \quad (\text{III.5.})$$

Les 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.

III.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 à 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).

L'écoulement que nous étudions est supposé laminaire, permanent pour un fluide incompressible et newtonien (Figure III.6.). Nous supposons que le système ne dépend pas des forces de gravité. L'écoulement modélisé au cours de cette étude est bidimensionnel, avec un nombre de Reynolds à la sortie de la buse de soufflage $Re = \frac{V_0 \cdot x}{\nu} < 10^5$, où x est la longueur d'établissement de l'écoulement.

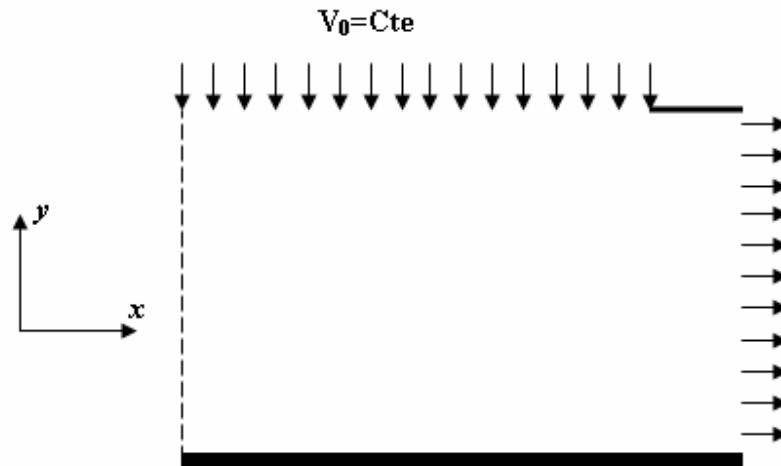


Figure III.6. Domaine du fluide étudié.

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,
- Actualisation des propriétés physiques du fluide,
- Vérification de la convergence,

L'organigramme représentatif du processus itératif, dans notre cas d'étude, est illustré par la (Figure III.7). 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.

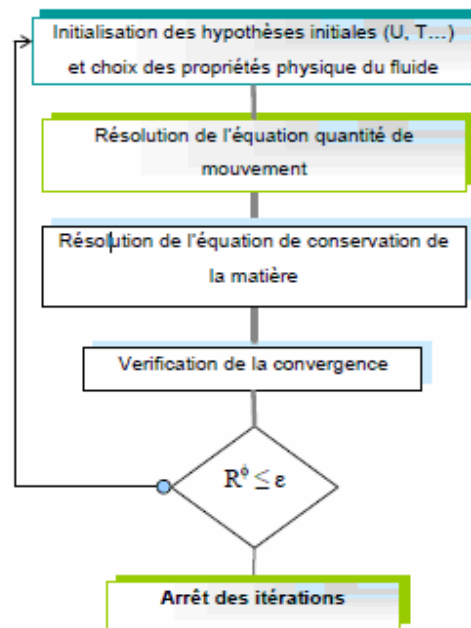


Figure III.7. Organigramme de calcul.

III.4.1. Choix du Solveur

Deux types de solveurs existent dans Fluent :

- Le solveur découplé (Pressure based) est le plus approprié pour les écoulements de fluides incompressibles, il résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie séparément.
- Le solveur couplé (Density based) implicite ou explicite est plutôt réservé aux écoulements de fluides 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 simuler l'écoulement à travers le demi-canal considéré (Figure III.3).

III.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...

L'air est le fluide utilisé pour notre étude est choisi par défaut à partir de la base de données dans Fluent. Nous avons précisé sa masse volumique et sa viscosité cinématique suivant les conditions expérimentales à une température de 27°C.

III.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 et la température de l'air à l'entrée du canal.

La convergence du calcul est fixée par défaut dans Fluent à 10^{-3} . Ce critère ne satisfait pas forcément 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, Figure III.8.

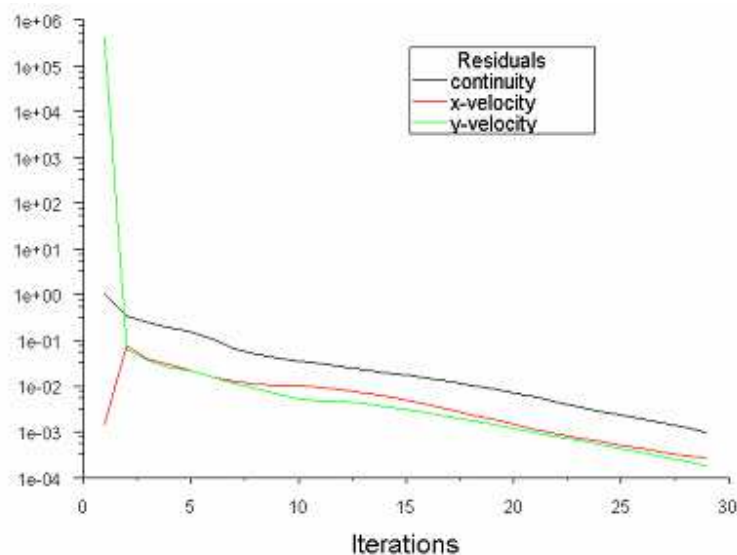


Figure III.8. Convergence des solutions.

III.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.

Il est évident que plus le nombre des cellules est grand (cellules de petite taille), plus les résultats (vitesses, pressions,...) sont proches les uns des autres. Certes, le gain en précision est important, en revanche, le temps de calcul devient plus long à mesure que l'on augmente le nombre de mailles. Dans une telle situation, il est toujours recommandé de chercher un compromis entre la qualité du maillage et le temps de calcul. Nous remarquons dans la Figure III.9. que les profils de vitesse sont pratiquement confondus pour le maillage dont le nombre de cellules est ≥ 854 . Ainsi, nous avons choisi un maillage ayant un nombre de mailles égal à 2451. Ce maillage permet d'avoir une bonne précision des résultats dans un temps très court.

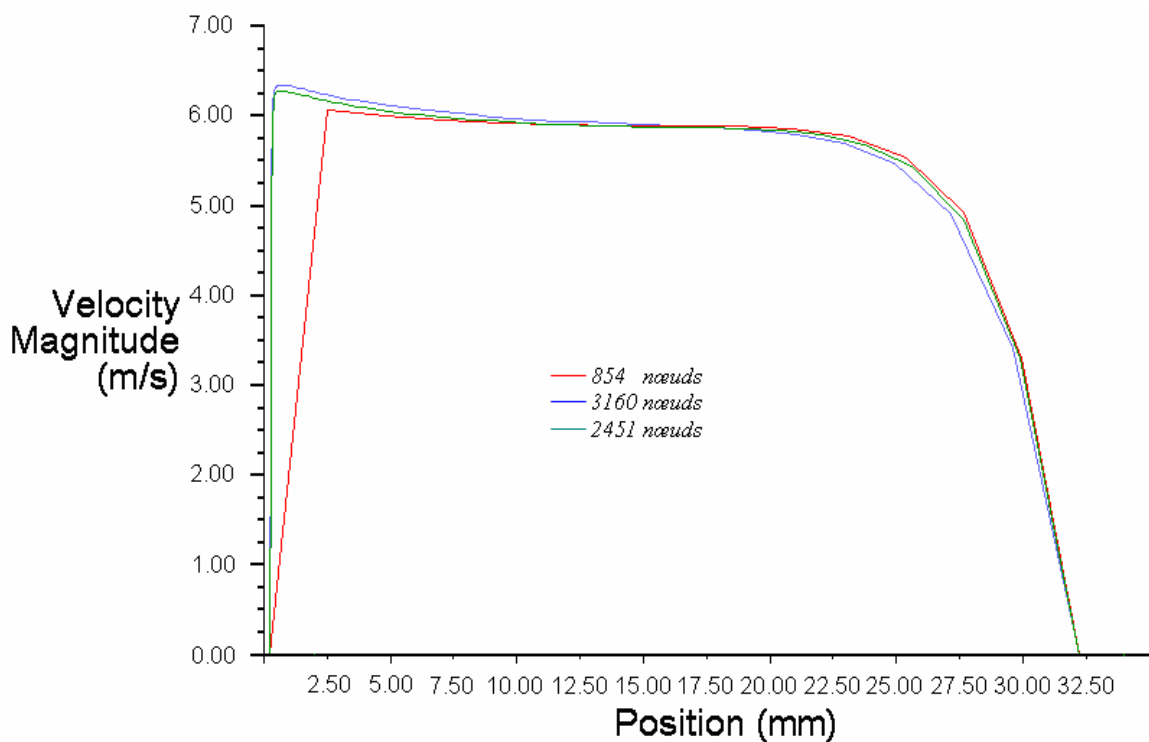


Figure III.9. Vitesses axiales dans le canal pour différents maillages.

III.4.5. Fiabilité des résultats de calcul CFD

Les résultats obtenus par le code CFD Fluent ne sont valides qu'au degré de validité des modèles physiques (hypothèses simplificatrices...) ainsi que les conditions aux limites imposées. Ces résultats sont donc soumis à des erreurs de troncatures associées aux méthodes de discrétisation des équations du modèle (ici c'est le cas des volumes finis) et à l'algorithme de calcul de la solution, les erreurs d'arrondi, ainsi le choix du maillage, tous conduisent à compromettre l'exactitude des résultats numériques par CFD.

Le manque de précision lié aux calculateurs est aussi source de d'imprécision. Les résultats obtenus par CFD sont plus fiables :

- a) pour des écoulements laminaires plutôt que turbulents,
- b) pour des écoulements monophasiques plutôt que des écoulements multiphasiques,
- c) pour les écoulements non réactifs plutôt que les écoulements réactifs,
- d) pour des réactions chimiques simples plutôt que des réactions multiples,
- e) pour des fluides simples plutôt que des fluides complexes.

C'est pour ces raisons, que les résultats obtenus par CFD ont toujours besoins de validation par l'expérience. A défaut d'expérience, ils seront confrontés à des résultats ou à des résultats numériques déjà publiés.

III.5. Modélisation du problème par la méthode des différences finies

La méthode des différences finies est l'une des méthodes les plus utilisées dans la résolution numérique des problèmes d'écoulements de fluides et de transfert de chaleur et de masse. Cette méthode a ses propres avantages et ses propres inconvénients. Elle permet facilement la discrétisation des équations physiques ainsi que les conditions aux limites associées. Un autre avantage de cette méthode est qu'elle fournit une bonne compréhension du problème et facilite la modification des paramètres intervenant dans le modèle considéré, tels que des sources de chaleurs. Elle convient aussi aux géométries relativement simples. Sa simplicité de mise en oeuvre a fait d'elle un outil très prisé depuis les années 1970, elle fait l'essence de plusieurs codes de calculs.

La méthode des différences finies consiste également à discrétiser l'espace du domaine de calcul en une grille de points de calcul et à remplacer les dérivées partielles par des approximations numériques entre les points.

III.5.1. Méthodologie de résolution

Dans cette partie, on présentera la méthodologie de résolution pour le modèle présenté au chapitre II. Nous Nous présenterons également la discrétisation des équations, le maillage utilisé, les conditions aux limites ainsi que l'algorithme de résolution. La méthode sur laquelle nous nous sommes basé pour la résolution des équations du modèle adopté a été mise en œuvre à travers le développement d'un code de calcul capable de modéliser les aspects hydrodynamique et thermique du problème considéré. Cette méthodologie repose sur l'usage de la méthode de différences finies avec un maillage dit décalé (Marker-and-Cell (MAC) method) [72].

L'hypothèse des propriétés physiques constantes pour le solide et pour le fluide permet de découpler les équations hydrodynamiques de l'équation de l'énergie. Par conséquent, la résolution de l'équation de l'énergie s'effectue après la convergence du calcul hydrodynamique. La solution du problème est recherchée pour un régime d'écoulement laminaire.

III.5.2. Maillage

Dans cette étude, la méthode Marker-and-Cell (MAC) est utilisée pour définir les variables à travers le champ de l'écoulement [72]. Essentiellement la pression et la température sont définies au centre des volumes de contrôle primaire et les vitesses sont définies aux bords, centrés en leurs propres volumes de contrôle. Cette disposition de la grille est connue sous le nom de maillage décalé (voir figure III.10.).

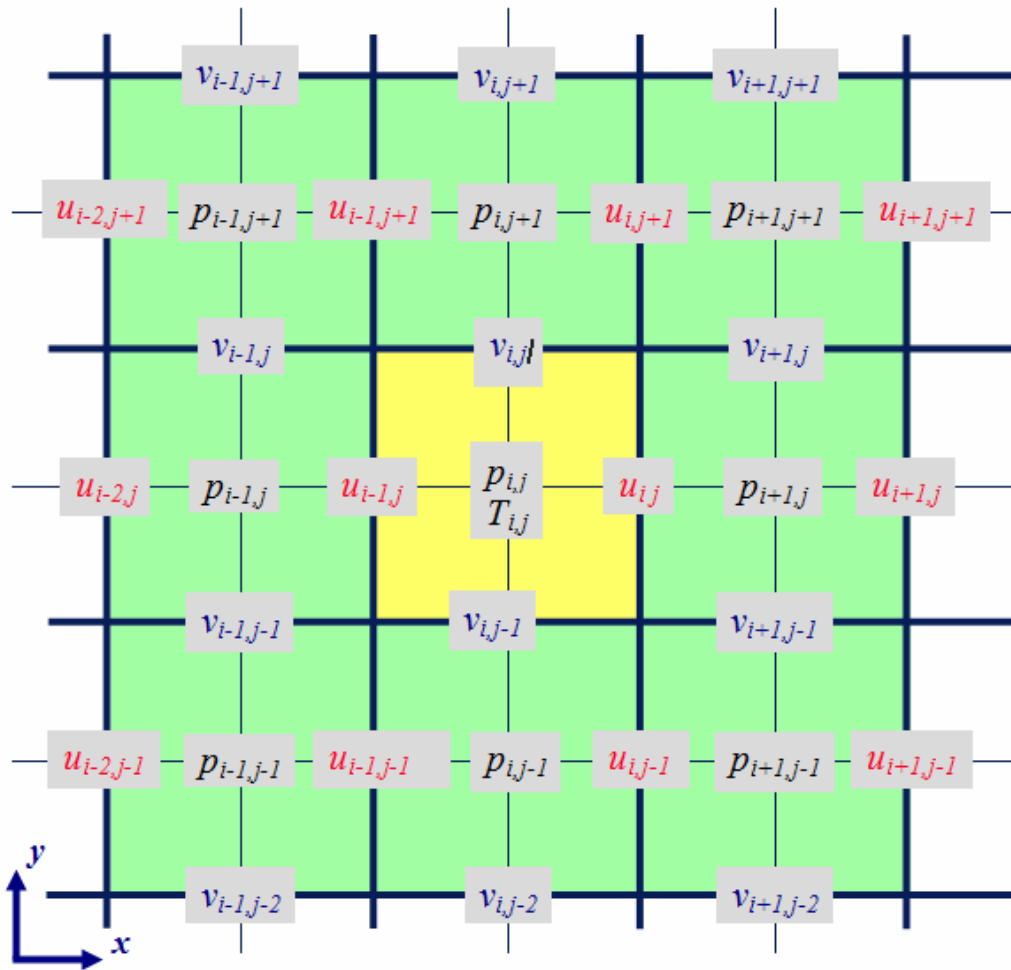


Figure III.10. Schéma de maillage décalé en 2D, (The Marker-and-Cell Grid) [72].

Le maillage décalé connu communément sous l'appellation (*Theo Marker-and-Cell Grid*) présente un avantage important et astucieux pour contourner les difficultés de notre problème, les composantes de vitesse sont définies exactement aux faces des volumes où elles sont nécessaires et aucune valeur moyenne n'est employée. Patankar (1980) discutait les avantages de cette disposition décalée en termes d'absence de « caractères instables » dans les champs de pression et de vitesse calculés [71]. Le maillage décalé est constitué d'une grille principale, sur laquelle on calcule la pression et la température. Une autre grille décalée vers la droite et vers le haut respectivement, est utilisée pour le calcul des vitesses horizontales et verticales (figures III.10., III.11.).

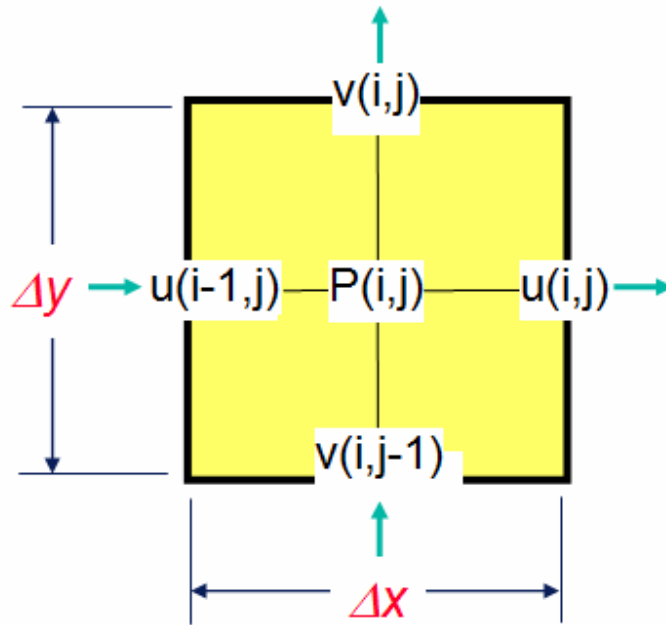


Figure III.11 Schéma de maillage décalé en 2D.

III.5.3. Algorithme MAC

Diverses méthodes d'approximations des équations de continuité et de mouvement sont développées et proposées dans la littérature. Pour notre étude, nous nous sommes basés sur une méthode largement utilisée, présentée par le Laboratoire de Los Alamos [72].

Vu la simplicité que présente cette technique proposée en régime variable, nous l'avons adopté pour résoudre les équations de continuité et de mouvement. Les résultats recherchés seront ceux qui correspondent au régime permanent. Après convergence et stabilité de la solution en régime permanent, on introduit les résultats finaux dans l'équation de l'énergie. Un autre avantage de l'algorithme MAC, c'est que les conditions aux limites de pression ne sont pas à définir.

III.5.4. Discrétisation des équations

La représentation par différences finies de l'équation de continuité par la relation (II.20), est donnée comme suit:

$$\frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j} - v_{i,j-1}}{\Delta y} = 0 \quad (\text{III.6})$$

Pour $\Delta x = \Delta y = h$, l'équation devient:

$$u_{i,j} - u_{i-1,j} + v_{i,j} - v_{i,j-1} = 0 \quad (\text{III.6})$$

L'équation de mouvement est donnée comme suit:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = - \underbrace{\frac{\nabla P}{\rho}}_{\text{Pression}} - \underbrace{u \cdot \nabla u}_{\text{Advection}} + \underbrace{\alpha \nabla^2 u}_{\text{Diffusion}} \quad (\text{III.7})$$

Cette équation peut être discrétisée par des différences finies pour former des équations explicites pour les composantes de vitesse. La relation (III.7), peut être réécrite comme suit :

$$u^{n+1} = u^n + \Delta t (-A_{i,j}^n + D_{i,j}^n) + \frac{\Delta t}{\rho} \nabla P_{i,j} \quad (\text{III.8})$$

avec: $A_{i,j}^n$ et $D_{i,j}^n$ sont les termes d'advection et de diffusion respectivement.

Discrétisons les différents termes de l'équation de mouvement suivant l'axe des x , terme par terme, suivant le schéma de la Figure III. 12.

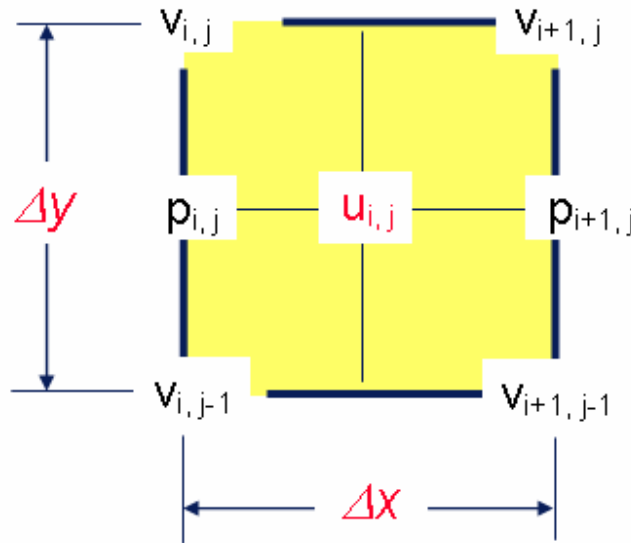


Figure III. 12. Schéma de discrétisation des termes d'advection et de diffusion suivant l'axe des x .

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)_n^{n+1} = \frac{u_{i,j}^{n+1} - u_{i,j}^n}{\Delta t} \quad (\text{III.9})$$

$$A_{i,j}^n = \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right]_{i,j}^n = \frac{(u_{i+1,j}^n)^2 - (u_{i,j}^n)^2}{\Delta x} + \frac{(uv)_{i,j}^n - (uv)_{i,j-1}^n}{\Delta y} \quad (\text{III.10})$$

$$\begin{aligned} \text{Avec: } (u_{i+1,j}^n)^2 &= \left(\frac{1}{2} (u_{i,j}^n + u_{i+2,j}^n) \right)^2 \\ (u_{i,j}^n)^2 &= \left(\frac{1}{2} (u_{i-1,j}^n + u_{i+1,j}^n) \right)^2 \\ (uv)_{i,j}^n &= \left(\frac{1}{2} (u_{i,j-1}^n + u_{i,j+1}^n) \right) \left(\frac{1}{2} (v_{i-1,j}^n + v_{i+1,j}^n) \right) \\ (uv)_{i,j-1}^n &= \left(\frac{1}{2} (u_{i,j}^n + u_{i,j-2}^n) \right) \left(\frac{1}{2} (v_{i-1,j-1}^n + v_{i+1,j-1}^n) \right) \end{aligned}$$

On obtient donc:

$$\begin{aligned} A_{i,j}|_x &= \frac{1}{4\Delta x} \left[(u_{i,j}^n + u_{i+1,j}^n)^2 + \bar{\alpha} |u_{i,j}^n + u_{i+1,j}^n| (u_{i,j}^n - u_{i+1,j}^n) - (u_{i-1,j}^n + u_{i,j}^n)^2 - \bar{\alpha} |u_{i-1,j}^n + u_{i,j}^n| (u_{i-1,j}^n - u_{i,j}^n) \right] \\ A_{i,j}|_y &= \frac{1}{4\Delta y} \left[(v_{i,j}^n + v_{i+1,j}^n) * (u_{i,j}^n + u_{i,j+1}^n) + \bar{\alpha} |v_{i,j}^n + v_{i+1,j}^n| * (u_{i,j}^n - u_{i,j+1}^n) \right] \\ &\quad - \frac{1}{4\Delta y} \left[(v_{i,j-1}^n + u_{i+1,j-1}^n) * (u_{i,j-1}^n + u_{i,j}^n) + \bar{\alpha} |v_{i,j-1}^n + v_{i+1,j-1}^n| * (u_{i,j-1}^n - u_{i,j}^n) \right] \end{aligned}$$

Et

$$D_{i,j}^n = \alpha \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)_{i,j} = \alpha \left(\frac{u_{i+1,j}^n - 2u_{i,j}^n + u_{i-1,j}^n}{\Delta x^2} + \frac{u_{i,j+1}^n - 2u_{i,j}^n + u_{i,j-1}^n}{\Delta y^2} \right) \quad (\text{III.11})$$

On pose:

$$u_{i,j}^t = u_{i,j}^n + \Delta t (-A_{i,j}^n + D_{i,j}^n) \quad (\text{III.12})$$

Donc;

$$\begin{aligned} u_{i,j}^{n+1} &= u_{i,j}^t - \Delta t \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{i,j} \\ u_{i,j}^{n+1} &= u_{i,j}^t - \frac{\Delta t}{\rho \Delta x} (p_{i+1,j} - p_{i-1,j}) \quad (\text{III.13}) \end{aligned}$$

L'équation (III.13) est la solution approchée de la composante u de vitesse par des différences finies explicites.

Pour la pression, la solution $p_{i,j}$ peut être obtenue de la résolution de l'équation de Poisson, voir le schéma de discrétisation sur la Figure III.13.

$$\nabla^2 p_{i,j} = \frac{\rho}{\Delta t} \nabla u_{i,j}^t \quad (\text{III.14})$$

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \right)_{i,j} = \frac{\rho}{\Delta t} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)_{i,j}^t \quad (\text{III.15})$$

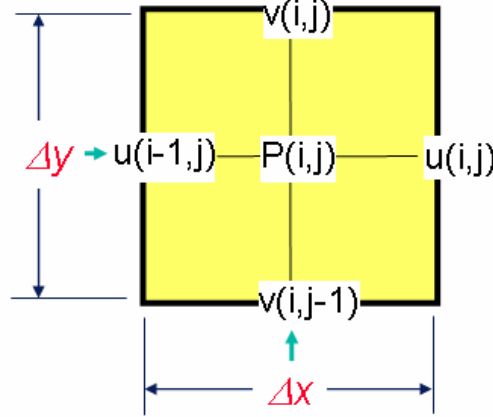


Figure III. 13. Schéma de discrétisation du terme pression suivant l'axe des x.

$$\frac{p_{i+1,j} - 2p_{i,j} + p_{i-1,j}}{\Delta x^2} + \frac{p_{i,j+1} - 2p_{i,j} + p_{i,j-1}}{\Delta y^2} = \frac{\rho}{\Delta t} \left(\frac{u_{i+1,j}^t - u_{i-1,j}^t}{\Delta x} + \frac{v_{i,j+1}^t - v_{i,j-1}^t}{\Delta y} \right) \quad (\text{III.16})$$

Si $\Delta x = \Delta y$, la relation (III.16) devient:

$$p_{i+1,j} + p_{i,j+1} + p_{i-1,j} + p_{i,j-1} - 4p_{i,j} = \frac{\rho \cdot h}{\Delta t} (u_{i+1,j}^t - u_{i-1,j}^t + v_{i,j+1}^t - v_{i,j-1}^t) \quad (\text{III.17})$$

La solution de l'équation de pression est :

Par itération simple:

$$p_{i,j} = \frac{1}{4} (p_{i+1,j} + p_{i-1,j} + p_{i,j+1} + p_{i,j-1}) - \frac{\rho \cdot h}{4\Delta t} (u_{i+1,j}^t - u_{i-1,j}^t + v_{i,j+1}^t - v_{i,j-1}^t) \quad (\text{III.18})$$

Par la méthode de sur relaxation, Successive-Over-Relaxation (SOR):

$$p_{i,j} = \beta \left(\frac{1}{4} (p_{i+1,j} + p_{i-1,j} + p_{i,j+1} + p_{i,j-1}) - \frac{\rho \cdot h}{4\Delta t} (u_{i+1,j}^t - u_{i-1,j}^t + v_{i,j+1}^t - v_{i,j-1}^t) \right) + (1 - \beta) p_{i,j} \quad (\text{III.19})$$

Suivant l'axe des y (Figure III. 14), on a :

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right)_n^{n+1} = \frac{v_{i,j}^{n+1} - v_{i,j}^n}{\Delta t}, \quad (\text{III.20})$$

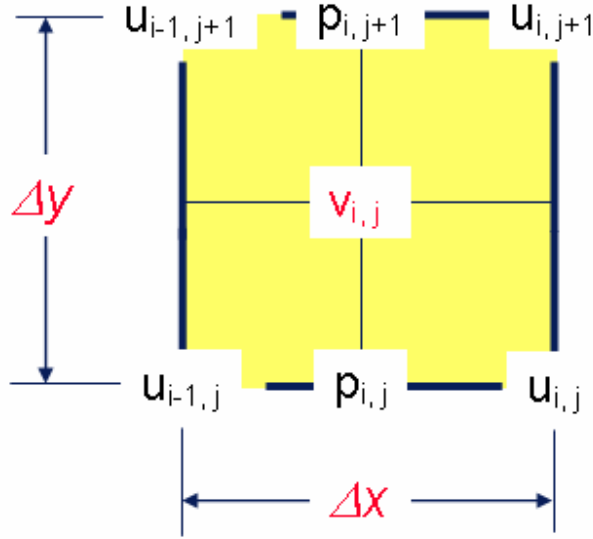


Figure III. 14. Schéma de discrétisation des termes d'advection et de diffusion suivant l'axe des y.

$$A_{i,j}^n = \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right]_{i,j}^n = \frac{(uv)_{i,j}^n - (uv)_{i-1,j}^n}{\Delta x} + \frac{(v_{i,j+1}^n)^2 - (v_{i,j}^n)^2}{\Delta y} \quad (\text{III.21})$$

Avec :

$$(v_{i,j+1}^n)^2 = \left(\frac{1}{2} (v_{i,j+1}^n + v_{i,j}^n) \right)^2$$

$$(v_{i,j}^n)^2 = \left(\frac{1}{2} (v_{i,j}^n + v_{i,j-1}^n) \right)^2$$

$$(uv)_{i,j}^n = \left(\frac{1}{2} (u_{i,j+1}^n + u_{i,j-1}^n) \right) \left(\frac{1}{2} (v_{i-1,j}^n + v_{i+1,j}^n) \right)$$

$$(uv)_{i-1,j}^n = \left(\frac{1}{2} (u_{i-1,j+1}^n + u_{i-1,j-1}^n) \right) \left(\frac{1}{2} (v_{i,j}^n + v_{i-2,j}^n) \right)$$

Pour le terme diffusif, on écrit :

$$D_{i,j}^n = \alpha \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)_{i,j}^n = \alpha \left(\frac{v_{i+1,j}^n - 2v_{i,j}^n + v_{i-1,j}^n}{\Delta x^2} + \frac{v_{i,j+1}^n - 2v_{i,j}^n + v_{i,j-1}^n}{\Delta y^2} \right) \quad (\text{III.22})$$

La solution de la composante v de vitesse peut être établie avec la même procédure décrite précédemment pour la composante u .

$$v'_{i,j+1} = v^n_{i,j+1} + \Delta t (-A^n_{i,j+1} + D^n_{i,j+1}) \quad (\text{III.23})$$

En introduisant le terme de pression, on obtient la solution suivante pour la composante v :

$$v^{n+1}_{i,j+1} = v'_{i,j+1} - \frac{\Delta t}{\rho \cdot \Delta y} (p_{i,j+1} - p_{i,j}) \quad (\text{III.24})$$

La solution pour les composantes de vitesse u et v est explicite, autrement dit la solution est recherchée en temps $n+1$ sur la base de la solution en temps n pour chaque point (i, j) . Le choix de la méthode explicite, nous oblige à faire quelques restrictions sur le pas du temps, pour assurer la stabilité du schéma numérique.

Le pas Δt est choisi selon le critère suivant:

$$\Delta t = \min(\Delta t_1, \Delta t_2), \text{ avec: } \Delta t_1 = \zeta \min \left\{ \frac{\Delta x}{|u_{\max}|}, \frac{\Delta y}{|v_{\max}|} \right\} \text{ et } \Delta t_2 = \frac{1}{2v} \left\{ \frac{1}{\Delta x^2}, \frac{1}{\Delta y^2} \right\}$$

Avec, $1.2 < \zeta < 1.5$

Avant d'entamer la discrétisation de l'équation de conservation de l'énergie, nous rappelons que pour la partie fluide, l'équation de l'énergie est donnée par la relation (II.24) et pour la partie solide par l'équation (II.25). Nous commençons par la partie fluide:

Discrétisation du terme advection suivant l'axe des x :

$$A_{i,j}|_x = u \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{i,j} \quad (\text{III.25})$$

$$A_{i,j}|_x = \frac{1}{2\Delta x} \left[u_{i,j} (T_{i,j} + T_{i+1,j}) + \hat{\alpha} |u_{i,j}| (T_{i,j} - T_{i+1,j}) - u_{i-1,j} (T_{i-1,j} + T_{i,j}) - \bar{\alpha} |u_{i-1,j}| (T_{i-1,j} - T_{i,j}) \right] \quad (\text{III.26})$$

Discrétisation du terme advection suivant l'axe Oy :

$$A_{i,j}|_y = v \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{i,j} \quad (\text{III.27})$$

$$A_{i,j}|_y = \frac{1}{2\Delta y} \left[v_{i,j} (T_{i,j} + T_{i,j+1}) + \hat{\alpha} |v_{i,j}| (T_{i,j} - T_{i,j+1}) - v_{i-1,j} (T_{i-1,j} + T_{i,j}) - \bar{\alpha} |v_{i-1,j}| (T_{i-1,j} - T_{i,j}) \right]$$

Où $\bar{\alpha}$ est un coefficient qui détermine la quantité de différentiation avant (upstream) pour chaque cellule, il est basé sur le pas du temps, les pas des espaces et la vitesse. Plus précisément, $\bar{\alpha}$ doit être environ 1,5 fois plus grand que la valeur maximale de:

$$\left| \frac{u\Delta t}{\Delta x} \right| \text{ où } \left| \frac{v\Delta t}{\Delta y} \right| \quad (\text{III.28})$$

Selon Hirt, Nichols et Romero [72].

Discrétisation du terme diffusif pour la partie fluide:

$$D_{i,j}|_{\text{fluide}} = \frac{\lambda_f}{\rho \cdot c_p} \left[\frac{T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}}{\Delta x^2} + \frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{\Delta y^2} \right] \quad (\text{III.29})$$

La solution de l'équation de conservation de l'énergie est approchée par:

$$T_{i,j}^{\text{Nouvelle}} = T_{i,j}^{\text{ancienne}} + \Delta t \cdot \left[A_{i,j}|_x + A_{i,j}|_y + D_{i,j} \right] \quad (\text{III.30})$$

Pour la partie solide, les termes vitesses s'annulent. Ce qui donne:

$$D_{i,j}|_{\text{solide}} = \frac{T_{i+1,j,k} - 2T_{i,j,k} + T_{i-1,j,k}}{\Delta x^2} + \frac{T_{i,j+1,k} - 2T_{i,j,k} + T_{i,j-1,k}}{\Delta y^2} + \frac{T_{i,j,k+1} - 2T_{i,j,k} + T_{i,j,k-1}}{\Delta z^2} \quad (\text{III.31})$$

De la relation (III.31), la température recherchée d'un nœud interne du radiateur est donnée par:

$$T_{i,j,k} = \frac{\frac{T_{i-1,j,k}}{R_{i-1,j,k}} + \frac{T_{i+1,j,k}}{R_{i+1,j,k}} + \frac{T_{i,j-1,k}}{R_{i,j-1,k}} + \frac{T_{i,j+1,k}}{R_{i,j+1,k}} + \frac{T_{i,j,k-1}}{R_{i,j,k-1}} + \frac{T_{i,j,k+1}}{R_{i,j,k+1}}}{\frac{1}{R_{i-1,j,k}} + \frac{1}{R_{i+1,j,k}} + \frac{1}{R_{i,j-1,k}} + \frac{1}{R_{i,j+1,k}} + \frac{1}{R_{i,j,k-1}} + \frac{1}{R_{i,j,k+1}}} \quad (\text{III.32})$$

Avec $R_{i,j,k}$ c'est les résistances thermiques de conduction entre les nœuds du solide, voir Figure

III. 15. Les résistances thermiques peuvent être données comme suit [64, 74] :

$$R_{i-1,j,k} = \frac{\Delta x}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta y}{2} \cdot \Delta z}; \quad R_{i+1,j,k} = \frac{\Delta x}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta y}{2} \cdot \Delta z};$$

$$R_{i,j+1,k} = \frac{\Delta y}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta z}; \quad R_{i,j-1,k} = \frac{\Delta y}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta z};$$

$$R_{i,j,k+1} = \frac{\Delta z}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta y}; \quad R_{i,j,k-1} = \frac{\Delta z}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta y}$$

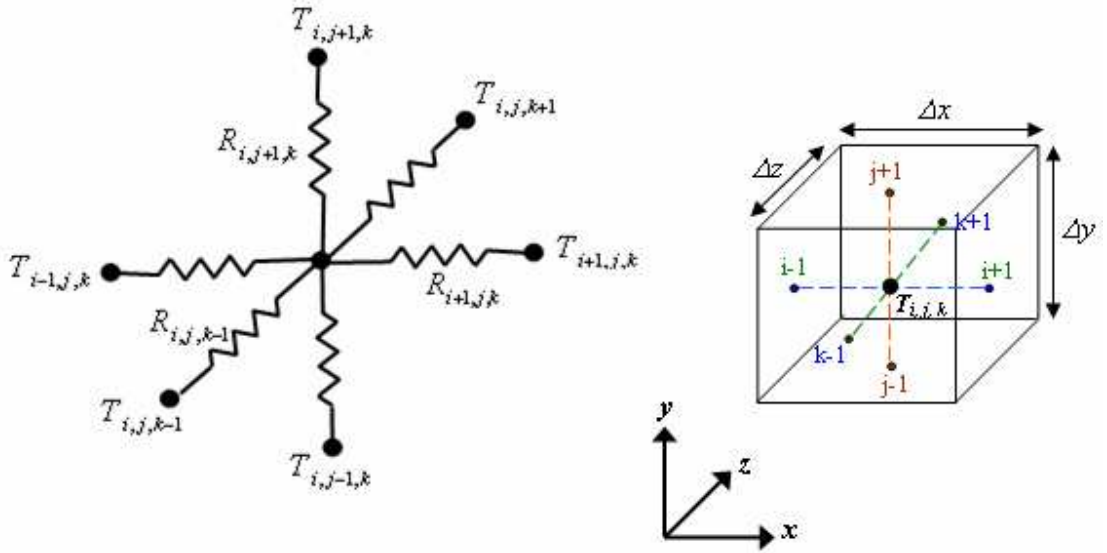


Figure III.15 Maillage par différences finies en 3D.

Les équations (III.13) et (III.24) nous fournissent les nouvelles vitesses. Il se peut que ces nouvelles vitesses satisfont ou non l'équation de continuité (Eq. de conservation de masse). La divergence en masse (l'erreur en masse) (D) à chaque maille peut être calculée par l'équation de continuité comme suit:

$$D = \frac{1}{\Delta x} (u_{i,j}^{t+1} - u_{i-1,j}^{t+1}) + \frac{1}{\Delta y} (v_{i,j}^{t+1} - v_{i,j-1}^{t+1}) \quad (III.33)$$

Comme le fluide est supposé incompressible, la valeur de D doit être inférieure à une certaine valeur prescrite pour assurer que les valeurs des composantes de vitesses obtenues satisfont l'équation de continuité. Si $|D|$ est supérieur à la valeur acceptée, la pression de la cellule (ou maille) doit être corrigée par la relation suivante.

$$\Delta p = -\bar{\beta} D \quad (III.34)$$

avec,

$$\bar{\beta} = \frac{\omega}{2\Delta t} \left(\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta y)^2} \right)^{-1} \quad (III.35)$$

Où ω est le facteur de relaxation ($1 < \omega < 2$), utilisé pour accélérer le processus de convergence de la pression.

Les nouvelles valeurs de vitesses à la nouvelle itération peuvent être corrigées par les équations suivantes:

$$u_{i,j \text{ Nouvelle}} = u_{i,j \text{ précédente}} + \frac{\Delta p \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (\text{III.36})$$

$$u_{i-1,j \text{ Nouvelle}} = u_{i-1,j \text{ précédente}} + \frac{\Delta p \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (\text{III.37})$$

$$v_{i,j \text{ Nouvelle}} = v_{i,j \text{ précédente}} + \frac{\Delta p \cdot \Delta t}{\Delta y} \quad (\text{III.38})$$

$$v_{i,j-1 \text{ Nouvelle}} = v_{i,j-1 \text{ précédente}} + \frac{\Delta p \cdot \Delta t}{\Delta y} \quad (\text{III.39})$$

La divergence de masse des nouvelles composantes de vitesse est à nouveau calculée par l'équation (III.33). Un processus continu de correction des champs de pression et des vitesses est réalisé jusqu'à ce que la valeur de $|D|$ devienne inférieure à une valeur acceptable (de l'ordre de 10^{-6}). Un diagramme schématisant l'algorithme du processus de calcul est donné en Figure III.16.

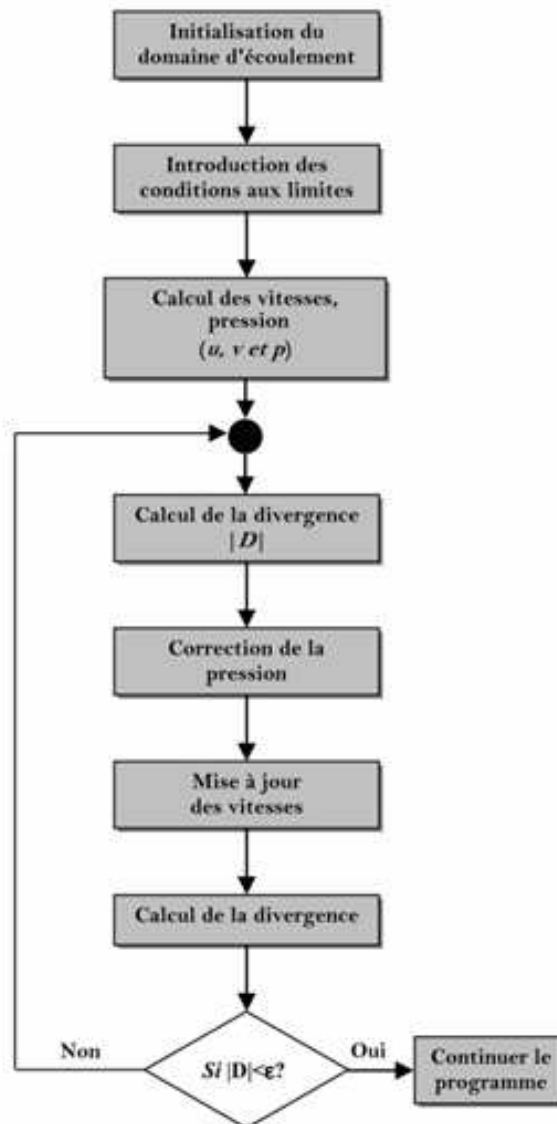


Figure III.16. Organigramme de calcul.

Après avoir calculé les champs de vitesse, de pression dans le milieu fluide, nous allons exploiter les résultats obtenus pour déterminer le champ de température dans le milieu solide du corps du radiateur ainsi qu'au niveau du fluide (Figure III.17). Le champ de température dans le radiateur est lié à celui du fluide. Par conséquent, l'équation de conservation de l'énergie doit être résolue simultanément dans le corps du radiateur et dans le fluide.

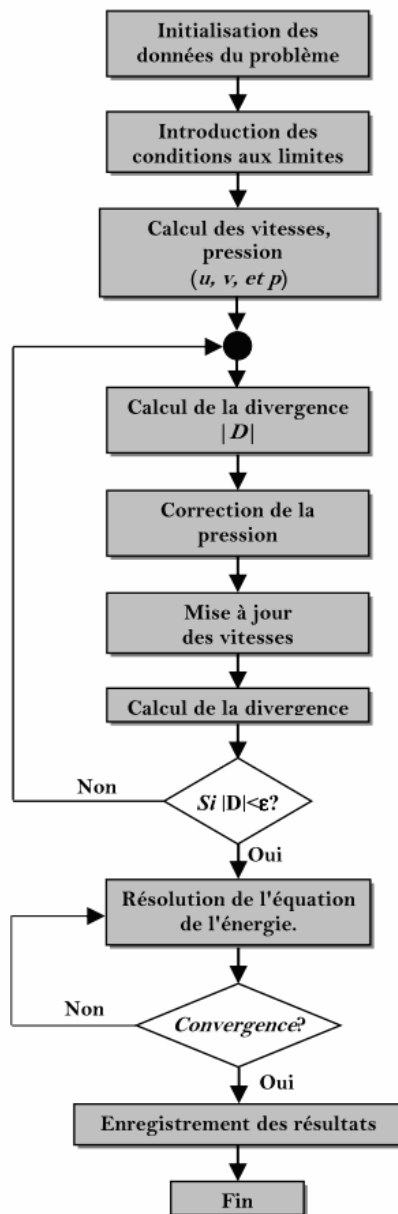


Figure III.17. Organigramme de calcul global.

III.5.5. Solution du système des équations algébriques

Comme vu précédemment, la discrétisation des équations de notre modèle aboutit à un système d'équations algébriques, représentées par les relations (III.13), (III.19), (III.24), (III.30) et (III.32). La résolution d'un tel système nécessite le recours à une méthode itérative. Dans le cas de la présente étude, nous appliquons la méthode itérative de Gauss-Seidel.

III.5.6. Critère de convergence

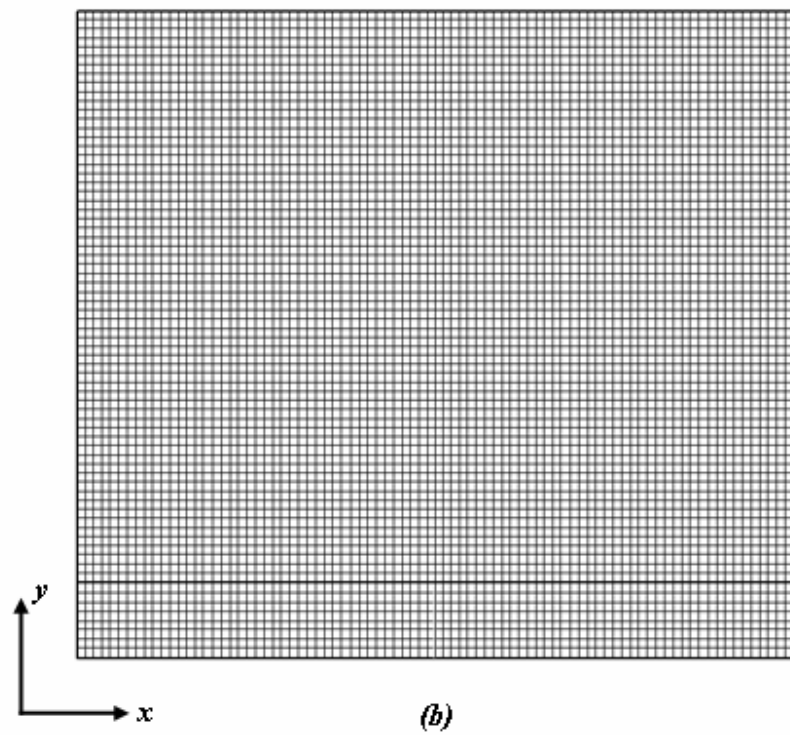
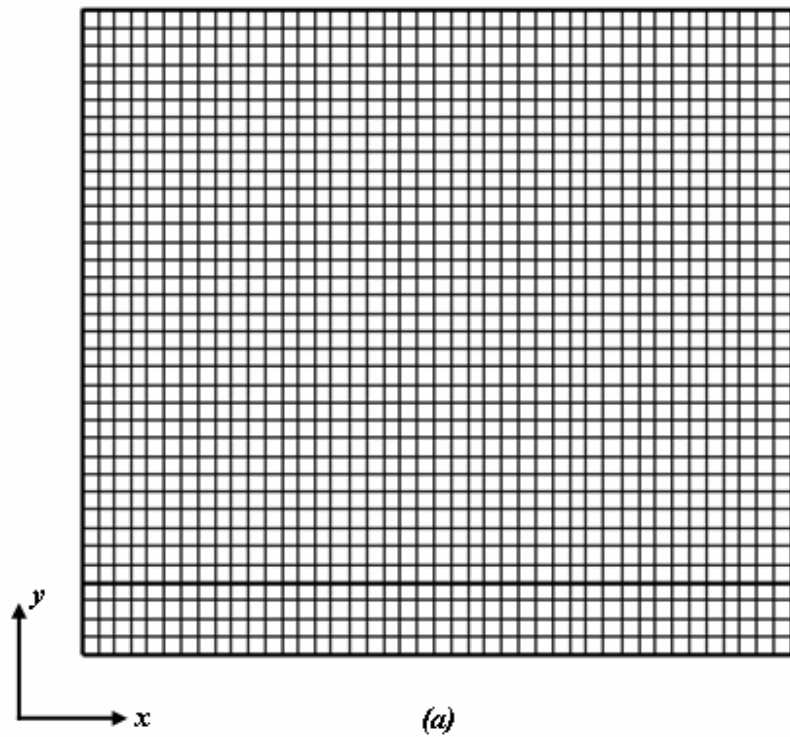
Une procédure est dite convergente si l'erreur commise sur la solution tend à décroître au cours des itérations. Elle converge lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur la solution, selon un critère prédéfini par l'opérateur. Ce critère, lorsqu'il est satisfait, est donc utilisé pour arrêter le processus de calcul itératif. Le processus de convergence dépend principalement du type et du raffinement du maillage utilisé, ainsi que de la précision requise. Le critère de convergence utilisé par le code de calcul repose sur le résidu de l'équation de continuité D. Le résidu correspond à la somme sur toutes les mailles, des erreurs effectuées sur l'équation discrétisée. Par définition:

$$D = \sum_{i,j} |D|_{i,j} \quad (\text{III.40})$$

Le critère de convergence (ε) est fixé à 10^{-6} pour le résidu de l'équation de continuité (la divergence de masse D). Pour la variable température, le critère de convergence est fixé à $|T_{i,j,k}^{n+1} - T_{i,j,k}^n| \leq 10^{-3}$.

III.5.7. Maillage

Un maillage uniforme est utilisé le long des directions de la largeur, de la longueur et de la hauteur du radiateur. Des simulations avec différentes grilles plus raffinées sont employées pour tester l'indépendance de la solution du maillage (voir Figure III.17). Pour des raisons de clarté, seule la vue longitudinale du conduit est schématisée en 2D.



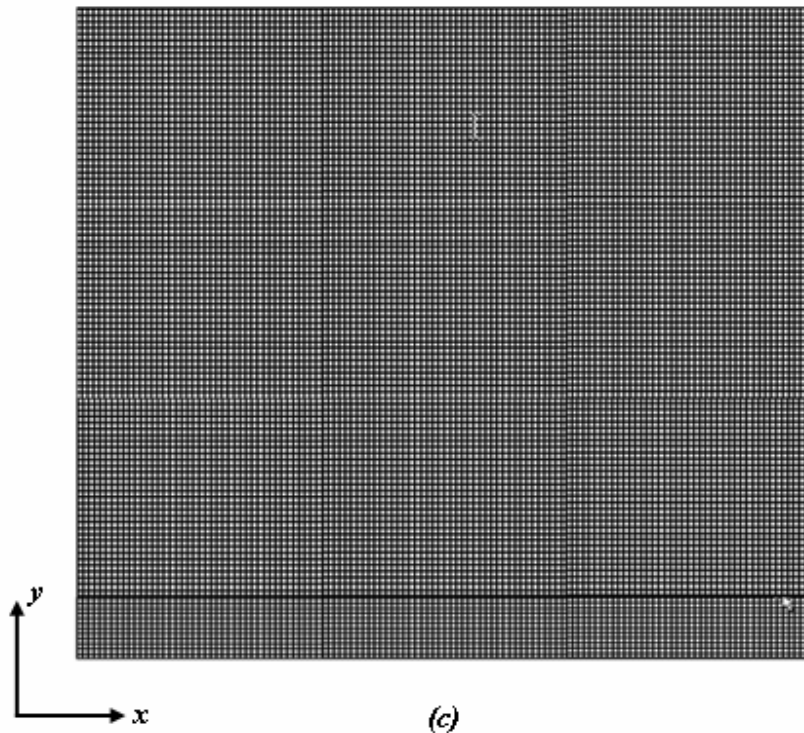


Figure III.17. Différents maillages adoptés.

Les maillages utilisés dans la présente étude sont (a): $41 \times 36 \times 66$ nœuds, (b): $83 \times 75 \times 133$ nœuds et (c): $247 \times 217 \times 519$ nœuds (Figure III.17).

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre, et dans une première partie, nous avons présenté le préprocesseur GAMBIT et le logiciel FLUENT et la méthode de discrétisation par la méthode des volumes finis. 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. Enfin, nous avons établi les équations qui régissent l'écoulement ainsi que le domaine physique propres à notre cas d'étude. La résolution par CFD fluent est ensuite réalisée. La deuxième partie est consacrée à la formulation du problème par la méthode des différences finies, la discrétisation, le maillage du domaine physique et la méthode de résolution des équations algébriques. Un algorithme de calcul est établi pour la résolution des équations gouvernantes. Enfin, la résolution par code développé est effectuée.

Chapitre IV

Résultats et Discussions

Nous présentons dans ce chapitre les résultats hydrodynamiques et thermiques obtenus des simulations menées sur le radiateur de refroidissement, par CFD Fluent ainsi que par le code développé sous les conditions d'usage de notre modèle. De plus, une étude paramétrique est effectuée sur la base des résultats obtenus. Ensuite, ces résultats sont analysés et discutés. Enfin, La comparaison de nos résultats et leur validation est faites avec les résultats antérieurs.

IV. 1. Conditions de fonctionnement

Le modèle considéré dans notre étude est un Microprocesseur Intel[®] Pentium 4[®] (Figure II. 2) dont la fréquence d'horloge est de 3GHz ayant une puissance de 80Watts. Les simulations conduites lors du présent travail sont basées sur les données du modèle présenté en Chapitre II ainsi que les données de fonctionnement réel lors de l'exploitation. L'ensemble des données de fonctionnement du modèle est donné dans le tableau IV.1.

<i>Paramètre</i>	<i>Valeur</i>	<i>Unité</i>	<i>Description</i>
T_{∞}	27	°C	Température ambiante.
Q	80	W	Puissance délivrée par le processeur.
A_{CPU}	35×35	mm ²	Surface du CPU.
A_{Die}	14×16	mm ²	Surface de la matrice du CPU.
V_0	5	m.s ⁻¹	Vitesse de l'air délivré par le ventilateur
h	161	W.m ⁻² K ⁻¹	Coefficient d'échange de chaleur par convection forcée, éq. (2.23 - 2.25).
h	10	W.m ⁻² K ⁻¹	Coefficient d'échange de chaleur par convection naturelle (cotés non ventilés), [45].

Tableau IV.1. Paramètres de fonctionnement de notre modèle.

Les échanges par convection forcée au sein du radiateur sont caractérisés par un coefficient d'échange de chaleur par convection h moyenné traduisant de manière empirique le transfert de chaleur par convection.

Ce coefficient h est donné par les relations (II. 5) et (II.7). Pour les échanges par convection libre qui ont lieu sur les deux cotés latéraux du radiateur, ce coefficient est tiré de [45, 62, 63, 64].

IV. 2. Indépendance de la solution du maillage

Le choix du maillage a une grande influence sur la précision des résultats et le temps de calcul, afin de tester son effet sur les résultats, nous avons conduis nos simulation pour 3 types de maillage. Les maillages utilisés dans la présente étude sont (a): $41 \times 36 \times 66$ noeuds, (b): $83 \times 75 \times 133$ noeuds et (c): $247 \times 217 \times 519$ noeuds (cf. §.III.5.7).

<i>Maillage (NI×NJ×NK)</i>	<i>Différence de température (ΔT)</i>
$41 \times 36 \times 66$	22°C
$83 \times 75 \times 133$	19°C
$247 \times 217 \times 519$	18°C

Tableau IV.2. Comparaisons du gradient de température pour les différents maillages.

En examinant les écarts effectués sur les valeurs de différence de température Figure IV.1, le choix s'est fait sur le maillage $83 \times 75 \times 133$ noeuds qui assure un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul.

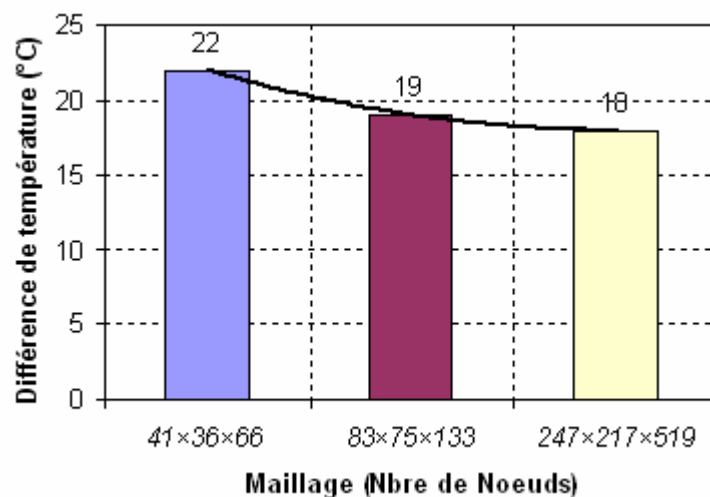


Figure IV.1 La différence de température ΔT (°C) en fonction du maillage.

En plus de ce qui précède comme validation du code le code de calcul développé a été validé en affrontant nos résultats de simulations à divers résultats expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature, comme nous allons le montrer dans les paragraphes suivants.

IV.3. Résultats hydrodynamiques

Les principaux paramètres hydrauliques recherchés comprennent les champs de vitesse, champs de pression statique, champs de pression dynamique et la chute de pression au niveau du canal du radiateur, ces grandeurs sont présentées et analysées.

IV.3.1 Champs et chute de pression

Il est très intéressant de déterminer la répartition de pression à travers le radiateur, parce que sans une pression suffisante à l'entrée du canal, la circulation d'air à travers les canaux du radiateur ne peut être assurée.

Dans la configuration géométrique de notre modèle, l'air de refroidissement est soufflé du haut centre du radiateur et le quitte par ses deux côtés latéraux. Il est à signaler que notre objectif est de minimiser la différence de pression Δp dans le canal d'écoulement pour des raison de refroidissement ainsi que d'économie d'énergie. La répartition de la pression dynamique dans le plan longitudinal X-Y est représentée sur la figure IV.2.

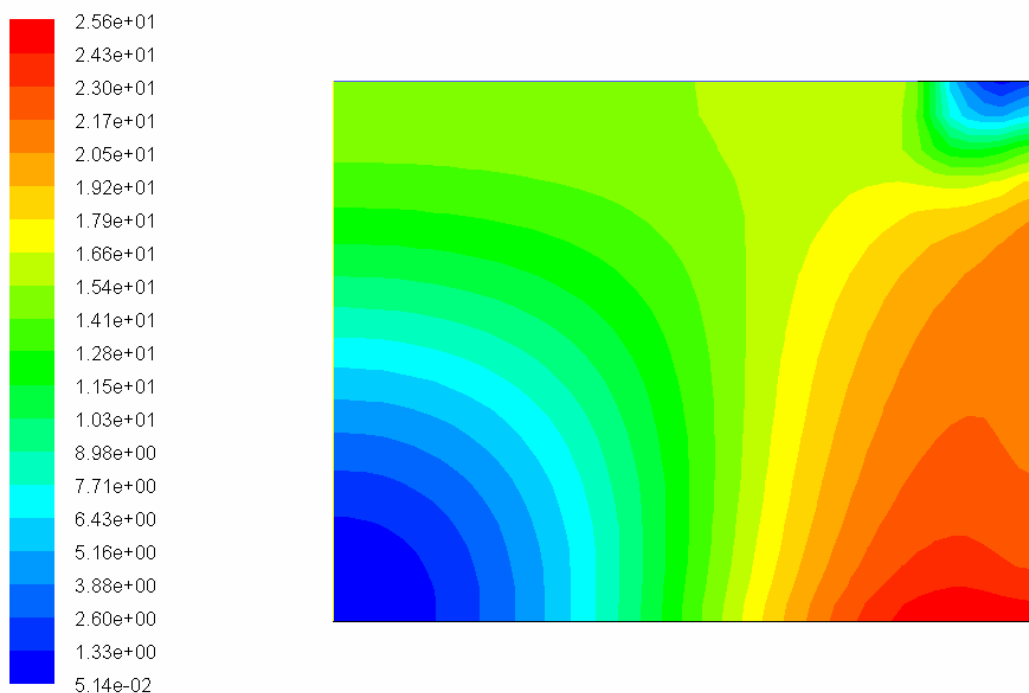


Figure IV.2 Contours de la pression dynamique à travers le canal [CFD].

D'après la figure IV.2, la pression dynamique est très faible au niveau de la zone d'impact de l'écoulement (zone de stagnation), ce qui purement naturel et répond aux lois de la physique des écoulements. Par contre à la sortie du canal, cette même pression est croissante et atteint ces valeurs maximales ceci s'explique par l'absence de résistance à l'écoulement dans le sens de sortie.

Les figures IV.3 et IV.4 montrent la distribution de la pression statique à travers le canal du radiateur (plan X-Y). La pression statique augmente progressivement de l'entrée du canal en allant vers le point de stagnation au centre tout en contrariant la résistance croissante à l'écoulement pour y atteindre le fond du canal, et elle décroît dès que l'écoulement change de sens en se dirigeant vers la sortie du canal. Une différence de pression statique minimale est localisée à la sortie du canal où la vitesse est la plus élevée, ceci explique que la résistance de l'écoulement est limitée au centre du radiateur, ce qui empêche un bon refroidissement autour du point de stagnation. D'après les résultats de la pression, la chute de pression varie dans un intervalle ($\Delta p = 60 \div 85$), la circulation de l'air le long du canal est efficacement assurée. Par conséquent, un bon échange thermique peut avoir lieu.

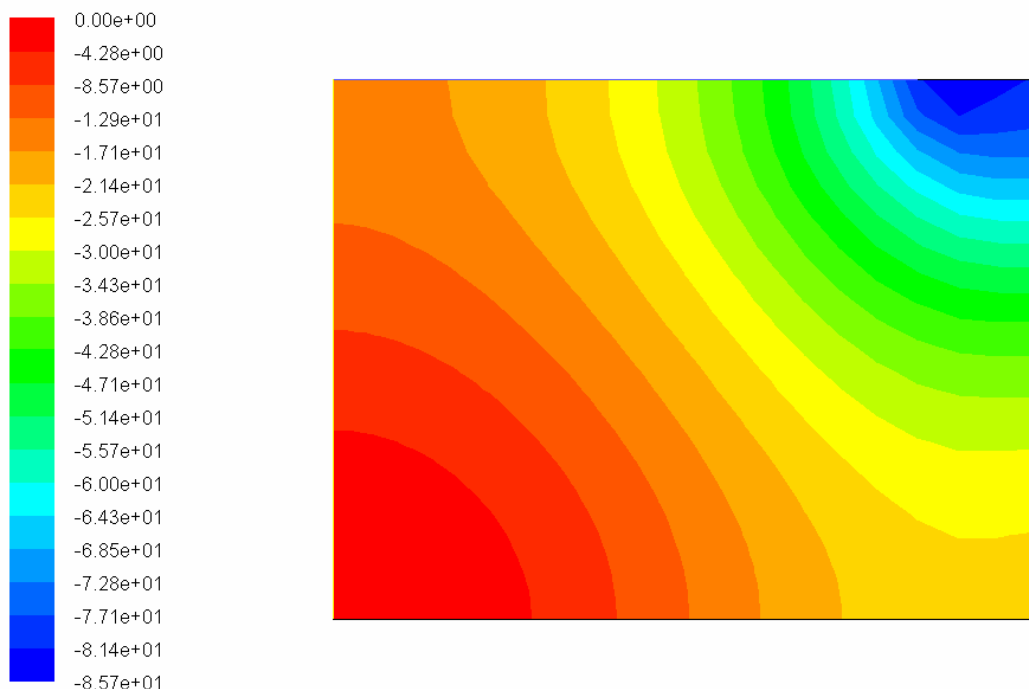


Figure IV.3 Contours de la pression statique à travers le canal, [CFD Fluent].

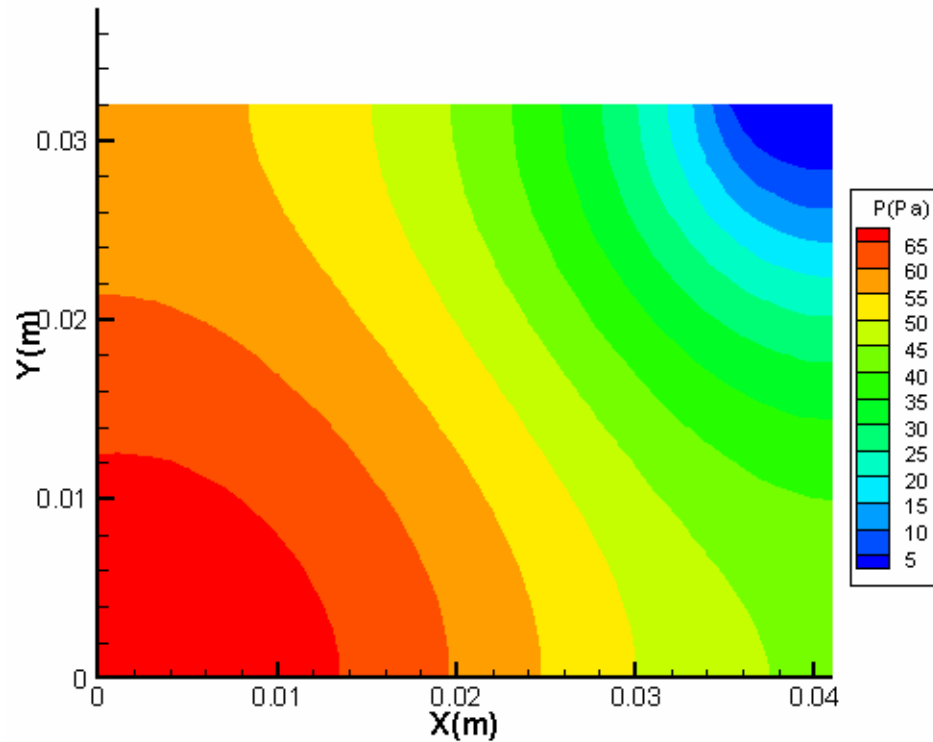


Figure IV.4 Contours de la pression statique relative à travers le canal, [code développé].

IV.3.2 La vitesse de l'écoulement

L'écoulement de l'air dans le canal est un exemple de jet impactant d'air (Figure I.5., Figure IV.6 et Figure IV.7). En effet, les données indiquent que le jet heurte le centre du canal du radiateur puis se divise sur deux directions suivant l'axe ox , voir figure IV.7. Dans la direction transversale, cette structure rencontre le vortex correspondant au jet voisin dans le plan médian ($x/d = L/2$), le fluide quitte la paroi et se déplace dans le sens Ox transversalement à la direction de propagation de la chaleur. Cette conception est très efficace du fait que l'écoulement en bas du canal présente un accroissement de la vitesse près de la base du canal où les températures sont élevées et nécessite d'être bien refroidies.

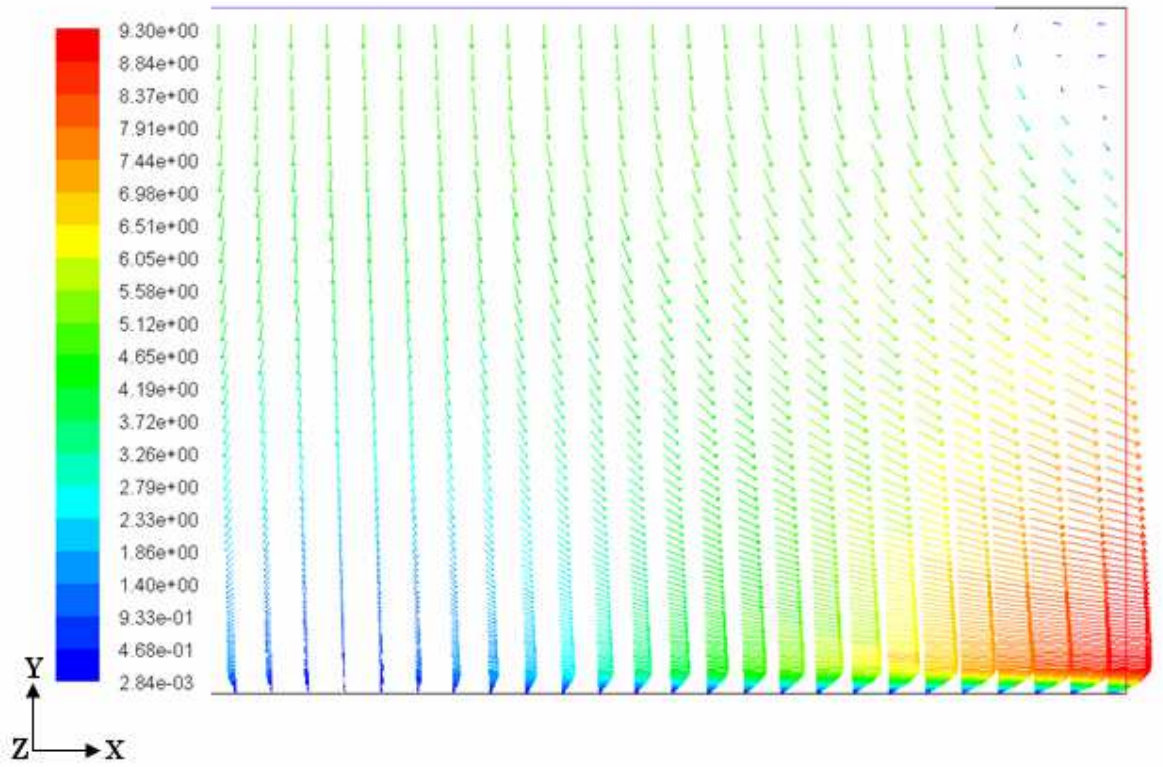


Figure IV. 5 Distribution de la vitesse au niveau du canal, [CFD Fluent].

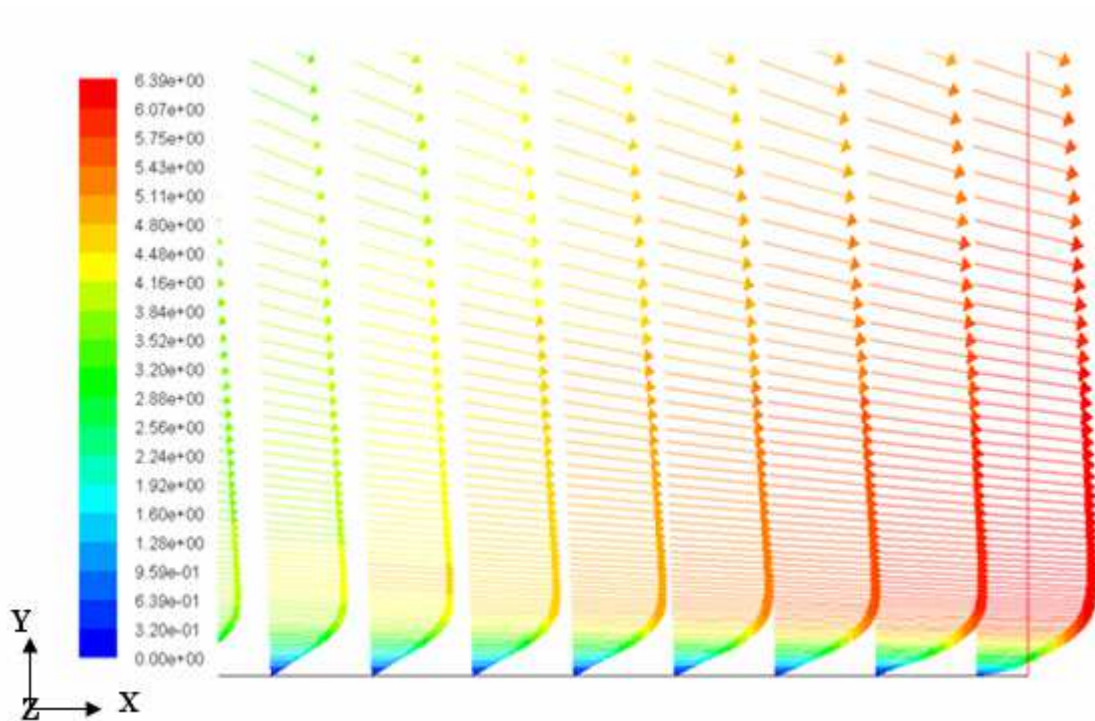


Figure IV.6 Profil de vitesse près de la paroi (base du radiateur), [CFD Fluent].

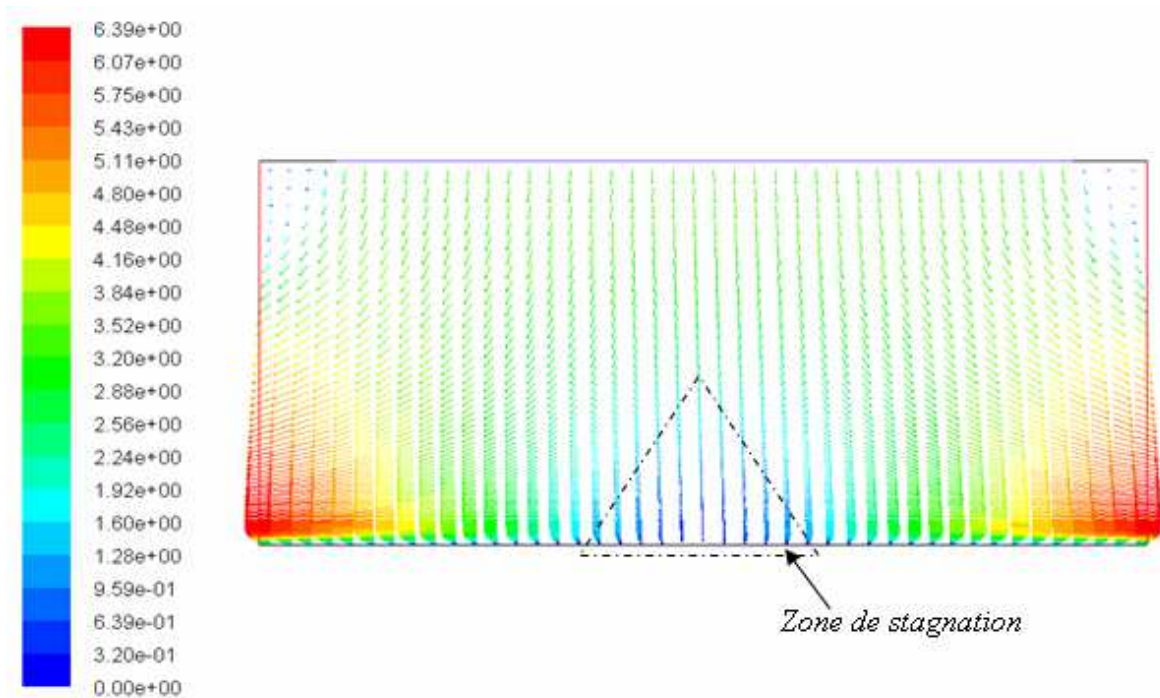


Figure IV.7 Distribution de la vitesse au niveau du canal, [CFD Fluent].

Les champs des vitesses moyennes au niveau du canal du radiateur sont présentés sur les figures IV.8 et IV.9. Les résultats montrent clairement que la vitesse de l'écoulement de l'air ralentit en allant vers la base et présentant un point d'arrêt au centre de la base du radiateur. Ceci est dû à la grande différence de pression statique entre l'entrée et la base du radiateur ainsi qu'à l'impact frontale de l'air à la base. Après que l'écoulement heurte la base, on remarque que la vitesse de l'air augmente de nouveau à la sortie inférieure du radiateur cette augmentation s'explique par l'absence d'obstacle et de moindre résistance à l'écoulement dans le sens de sortie. Les vitesses à la sortie basse du canal dépassent la vitesse à l'entrée, cela explique le phénomène de la couche limite qui est très favorable dans notre cas puisqu'il augmente l'évacuation de la chaleur au niveaux de la base du radiateur. Ces conclusions sont en excellent accord avec celles de Biber [51].

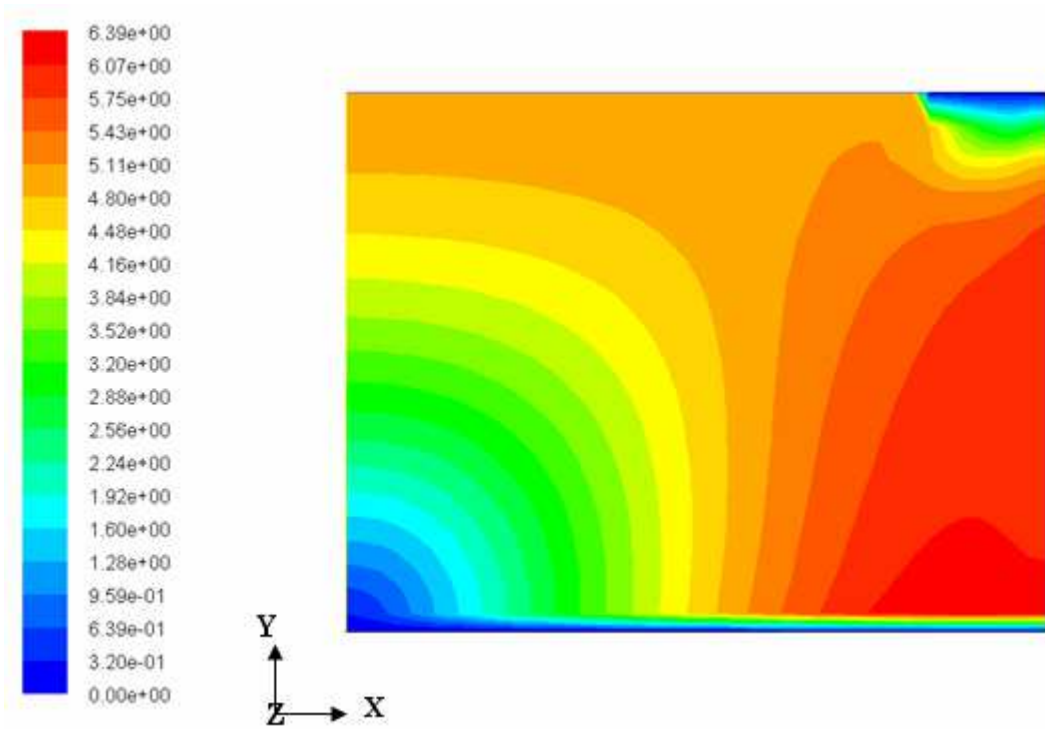


Figure IV.8 Champs de vitesse moyenne dans le canal, [CFD Fluent].

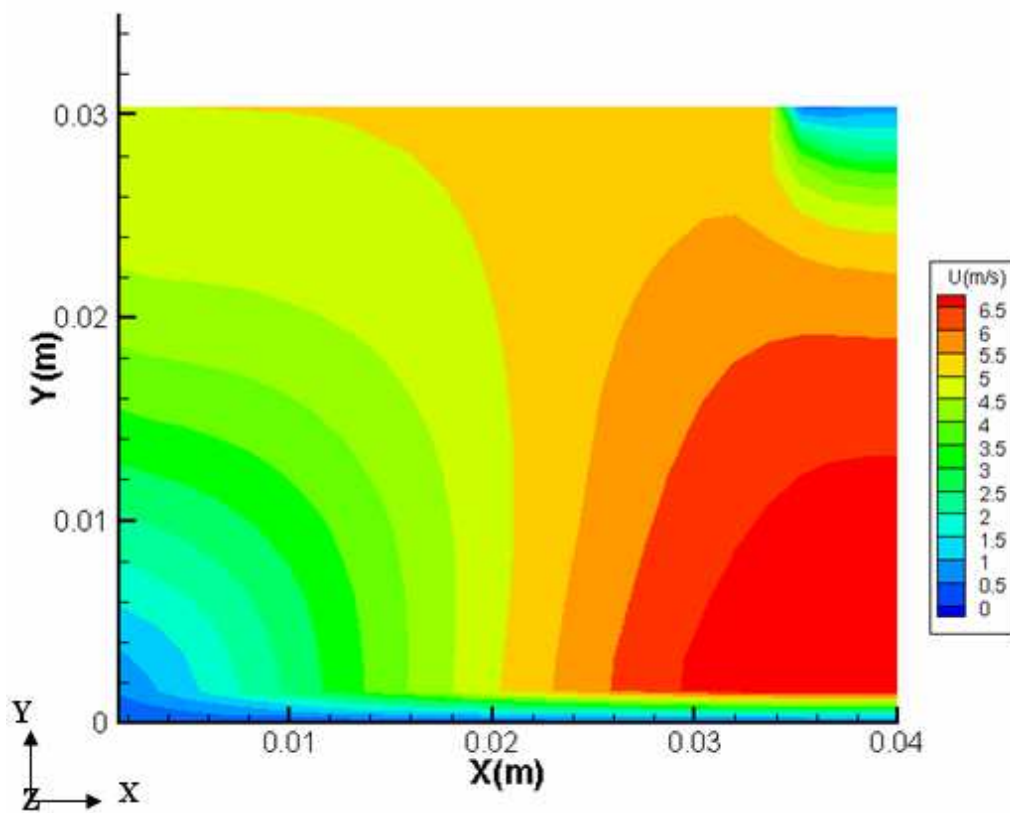


Figure IV.9 Champs de vitesse dans le canal, [code développé].

Les résultats de la vitesse à travers le canal, figures IV.8 et IV.9, peuvent être comparés à ceux de la pression dynamique, figure IV.2. Les deux paramètres fournissent le même modèle de distribution, cependant ils possèdent des quantités différentes. Cela signifie que les deux grandeurs sont proportionnelles l'un à l'autre.

Les résultats obtenus pour ces deux paramètres suite aux simulations par le code développé et par CFD Fluent présentent un très bon accord.

La composante verticale de la vitesse est présentée dans les figures IV.10 et IV.11, on remarque que suivant l'axe du jet, les résultats montrent la décélération progressive de l'écoulement en se rapprochant de la base du canal ou il y a bien à une zone morte (faible vitesse) due à la collision du fluide aux parois du canal ainsi qu'à l'impact avec la base, ce décroissement de vitesse défavorise la dissipation de chaleur dans le sens vertical surtout près du point de stagnation.

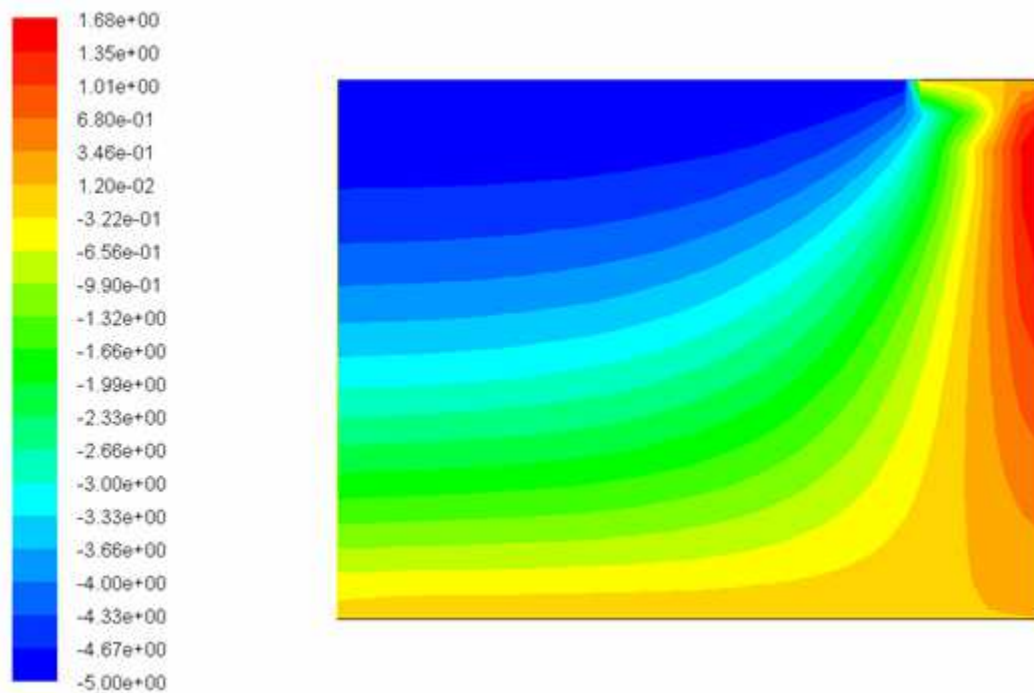


Figure IV. 10 : Champ de vitesse verticale (v) dans un canal du radiateur, [CFD Fluent].

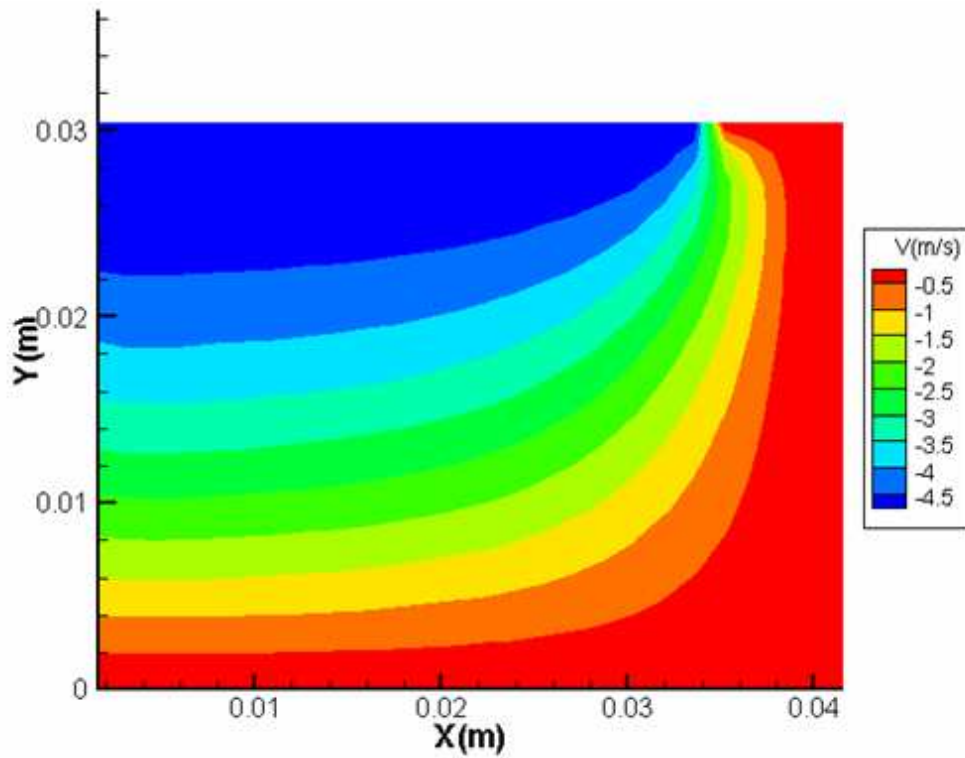


Figure IV. 11 Champ de la vitesse verticale (v), [code développé].

Par ailleurs, la composante de vitesse horizontale représentée dans les figures IV.12 et IV.13 au bien suite au changement de direction du jet après impact. Cette vitesse croit rapidement dans le sens de sortie du canal et atteint des valeurs plus élevées que celles à l'entrée. L'écoulement de l'air est donc accéléré, le transfert de chaleur est par conséquent amélioré.

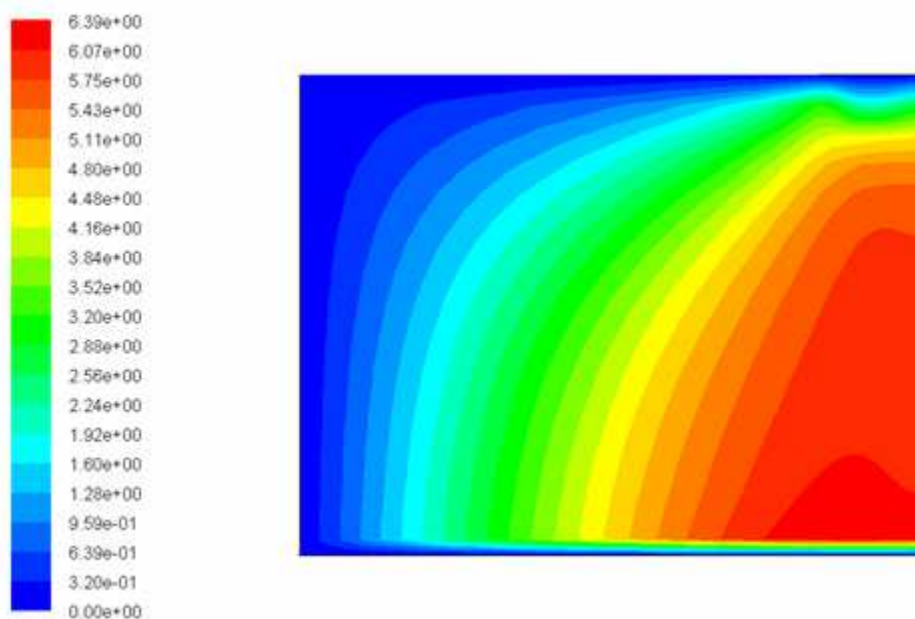


Figure IV. 12 Champs de vitesse longitudinale (u), [CFD Fluent].

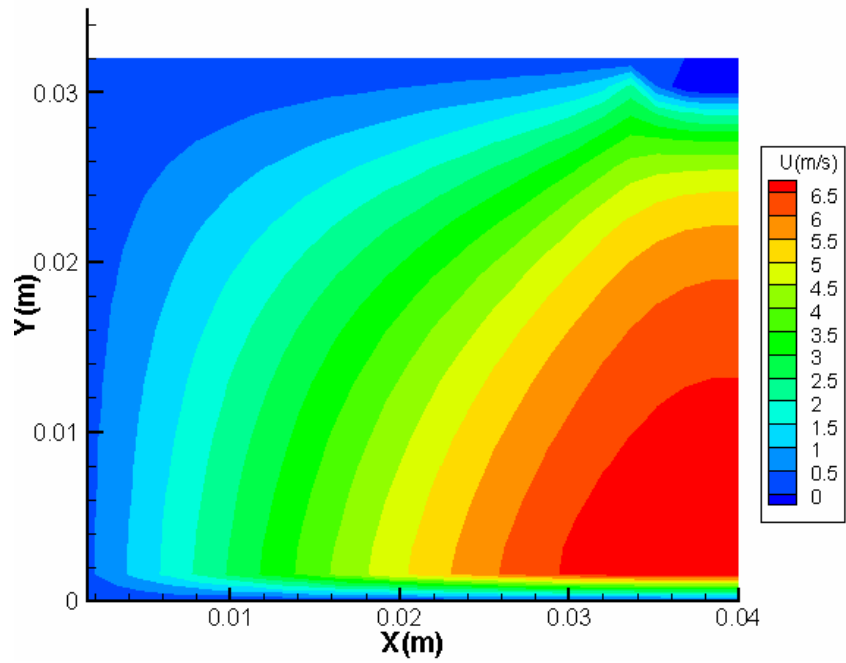


Figure IV.13 Champs de vitesse longitudinale (u), [code développé].

La figure IV.14 illustre les lignes du courant de l'écoulement au niveau du canal d'intérêt.

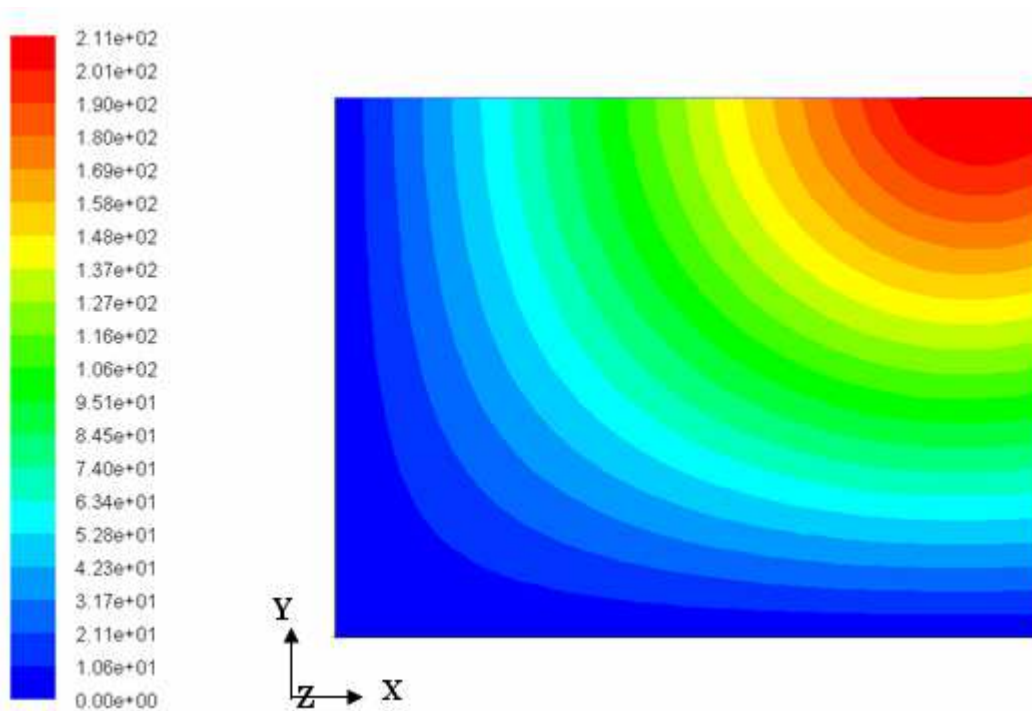


Figure IV.14 Lignes de courant dans le canal, [CFD Fluent].

IV.4. Résultats thermiques

Dans l'objectif de déterminer les caractéristiques thermiques du radiateur à mini-canaux, les répartitions de température à différents niveaux du radiateur sont présentées. Les résultats numériques de la distribution de température dans le radiateur à mini-canaux sont montrés dans les (Figures IV.15-25).

Les résultats de la distribution de température à travers la base du radiateur est donnée par la figure IV.16. Le point le plus chaud est localisé au centre de la base du radiateur, figure IV.17, ce qui est du premièrement à la présence de la source de chaleur à ce niveau et deuxièmement parce que le fluide refroidisseur présente la plus faible circulation à cet endroit. Il est remarqué aussi, que la base du radiateur emmagasine la plus grande quantité de chaleur. Ces résultats numériques issus du code développés sont comparables à ceux des figures IV.16 et IV.19. correspondantes aux travaux de Ozturk and Tari [57] et Mohan and Govindarajan [59] respectivement.

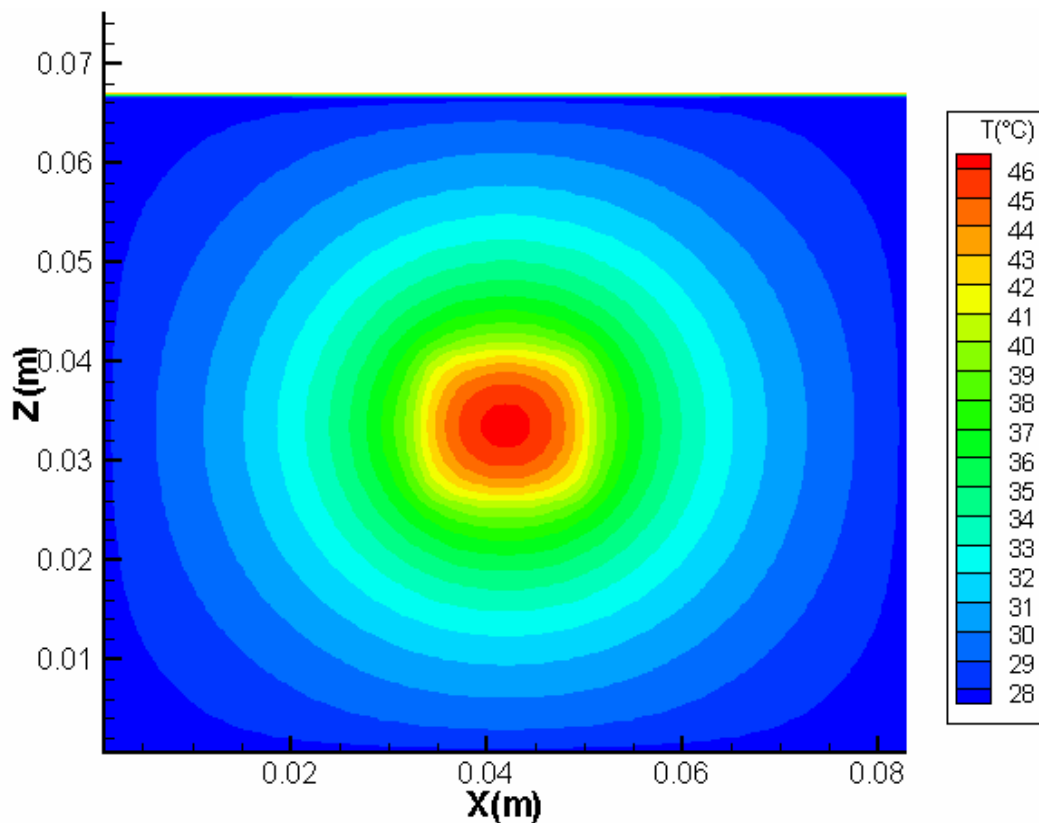


Figure IV.15 : Contours de température à la base du radiateur, [code développé].

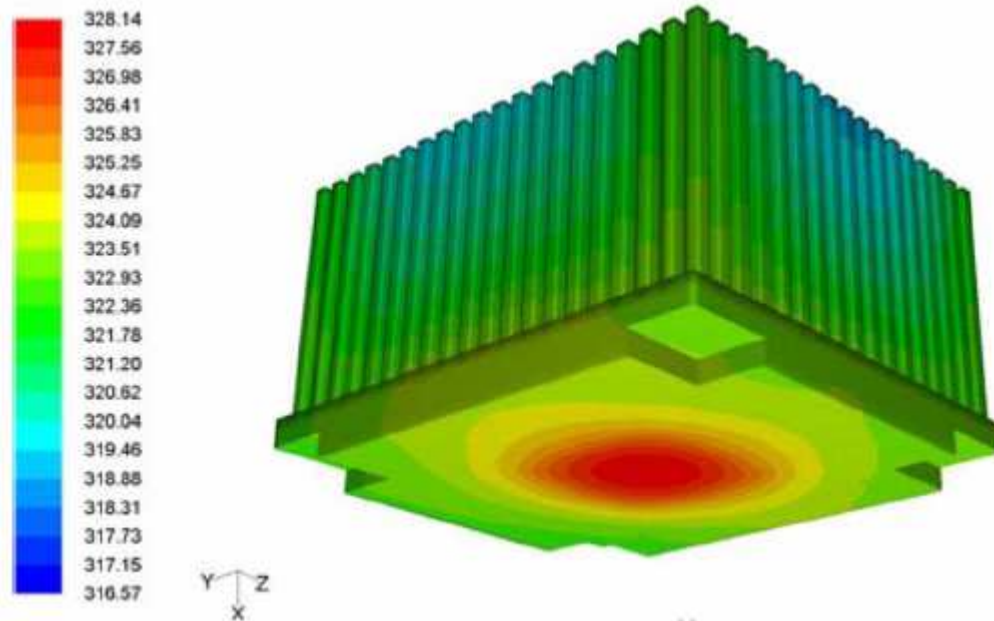


Figure IV. 16 Distribution de température sur un radiateur Alpha PAL8952, [57].

La figure IV.17 illustre les contours de température au niveau de l'ailette centrale du radiateur. Quand à la figure IV.18, elle illustre les contours de la température à une coupe transversale ($L/2$) au centre du radiateur. Les ailettes du radiateur dissipent la chaleur générée comme c'est montré dans les deux sens longitudinal et transversal respectivement, il parait que la longueur d'ailette au delà d'une certaine limite (38 mm) ne serve pas à abaisser la température (Figure IV. 20) et par conséquent, on peut la réduire pour réduire les dimensions du radiateur. Par contre, suivant la largeur du radiateur, la température présente des gradients important jusqu'à la limite, ce qui signifie que la chaleur peut être dissipée davantage selon la largeur. Les résultats obtenus sont comparables à ceux de Mohan and Govindarajan [59], voir figure IV.19.

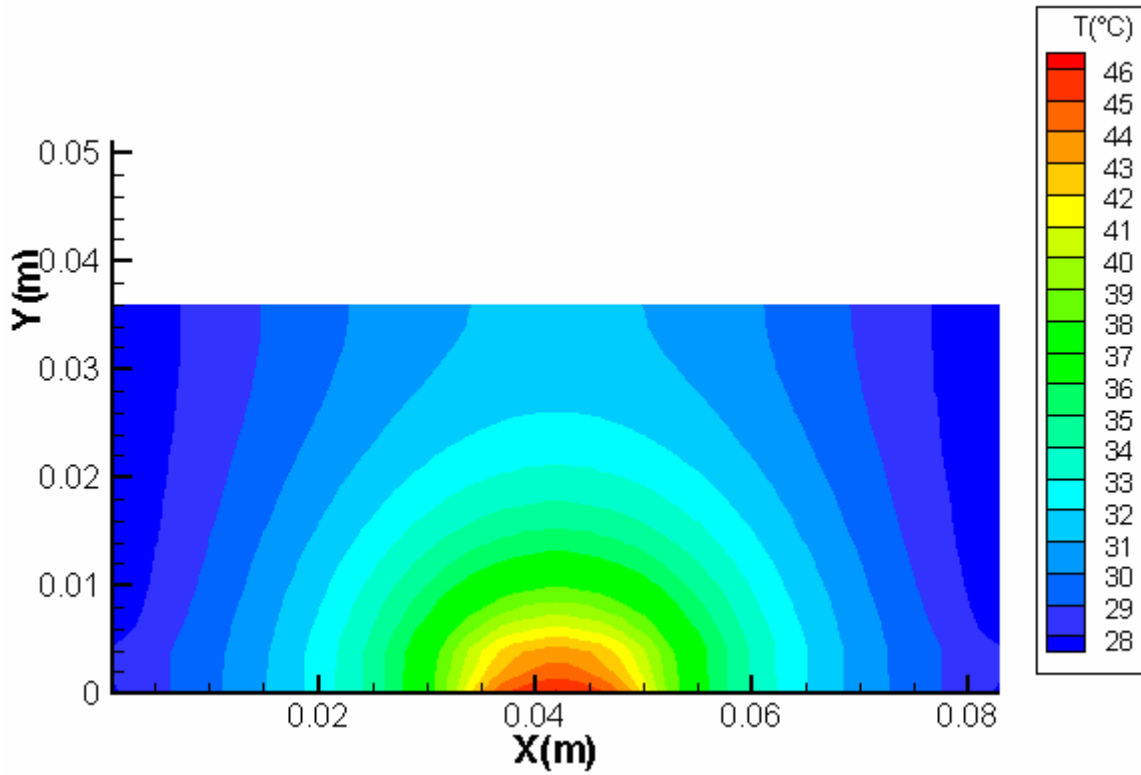


Figure IV.17 Contours de température à $x/d = W/2$ (ailette centrale), [code développé].

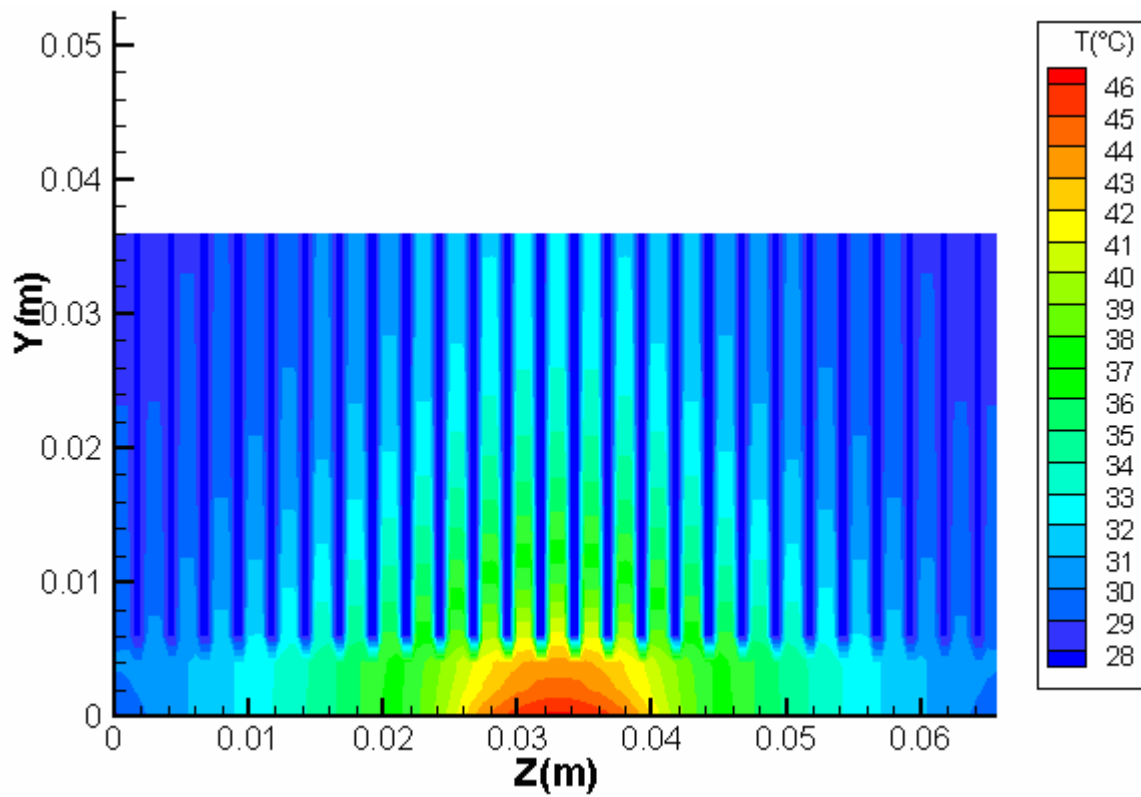


Figure IV.18 Contours de température à $z/d = L/2$, (coupe transversale), [code développé].

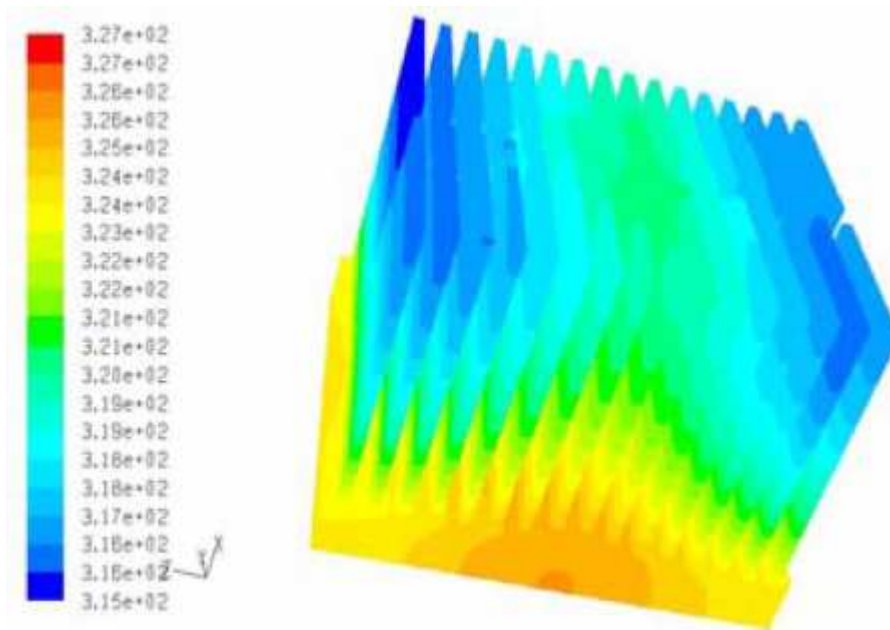


Figure IV.19 Contours de température dans un radiateur ($40 \times 54 \times 65 \text{mm}^3$), ($Q=80 \text{W}$) [59].

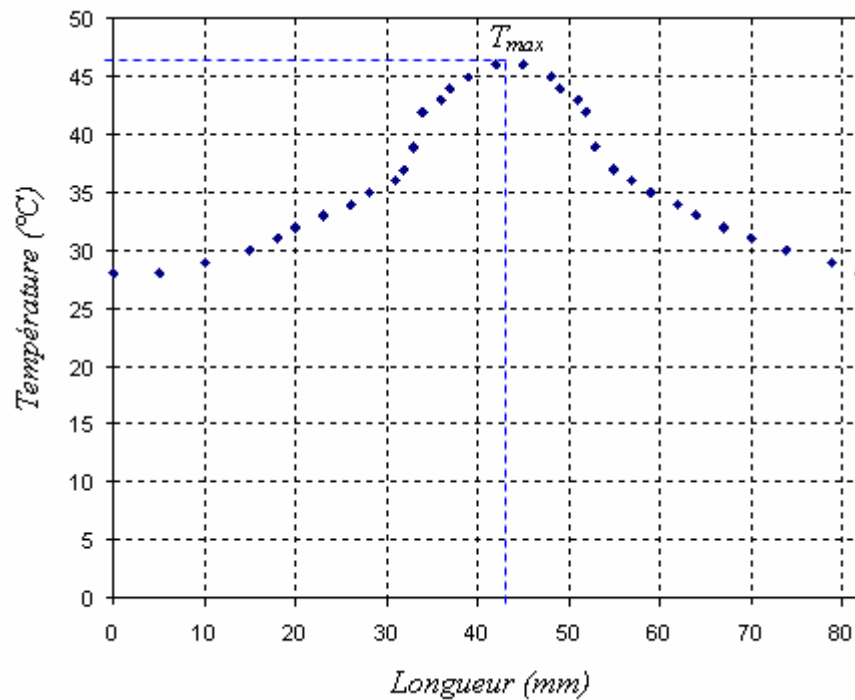


Figure IV. 20 Profil de température suivant la longueur du radiateur.

La figure IV.21 montre la distribution locale de température dans l'ailette centrale du radiateur (une section en coupe dans le plan Y- Z à $x = 0$). Comme présenté, le gradient de température dans l'ailette est linéaire et reflète le transfert de chaleur conductif dans le corps de l'ailette.

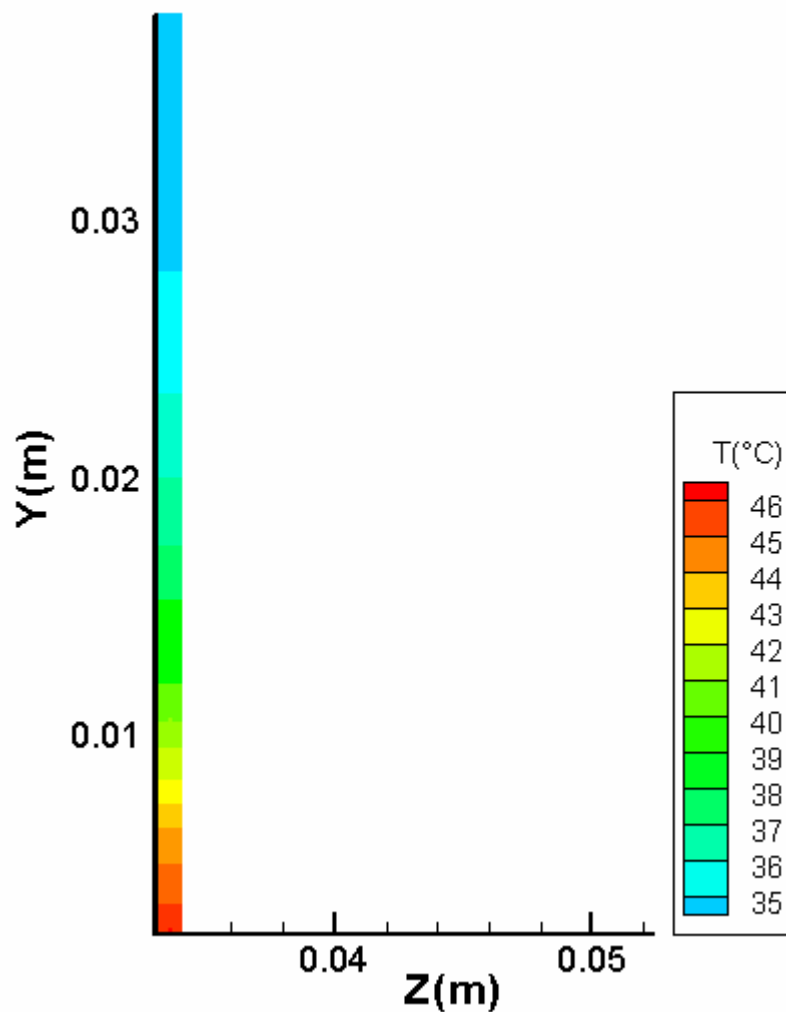


Figure IV.21 Distribution de la température au niveau de l'ailette centrale, [code développé].

La température de l'ailette augmente de façon continue dans la direction de flux en enregistrant la valeur la plus élevée sur la surface inférieure ailette-base et la plus basse valeur est au sommet de l'ailette.

Au niveau des ailettes, les températures de surfaces sont inférieures aux températures à l'intérieur. Parce que, la chaleur provient de l'intérieur et se dissipe vers le milieu ambiant.

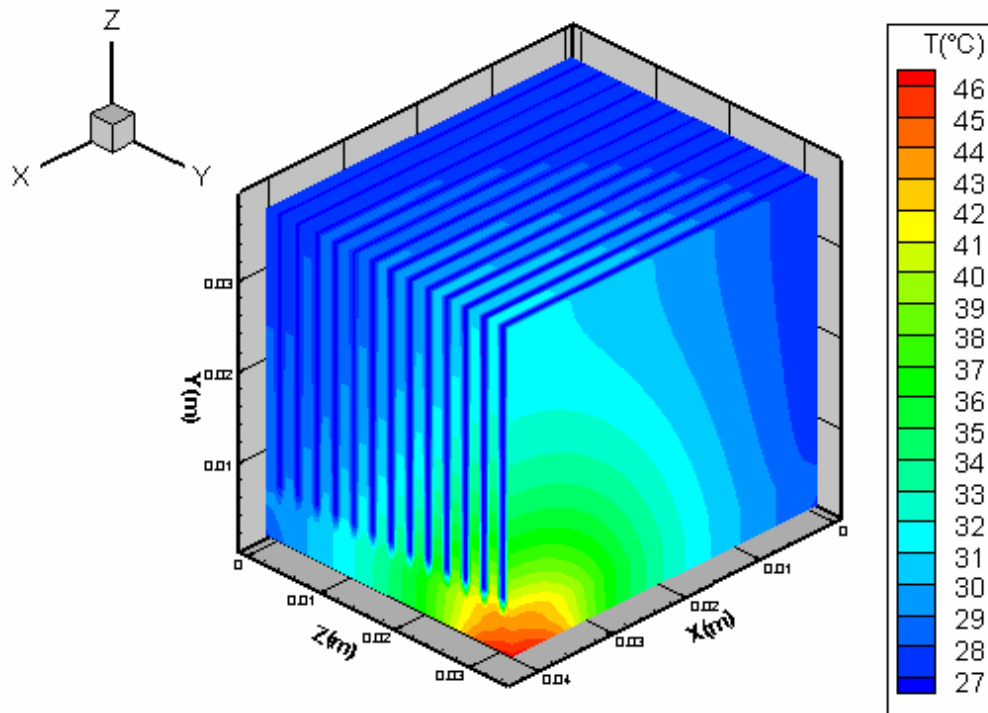


Figure IV.22 Distribution 3D de la température dans le radiateur, [code développé].

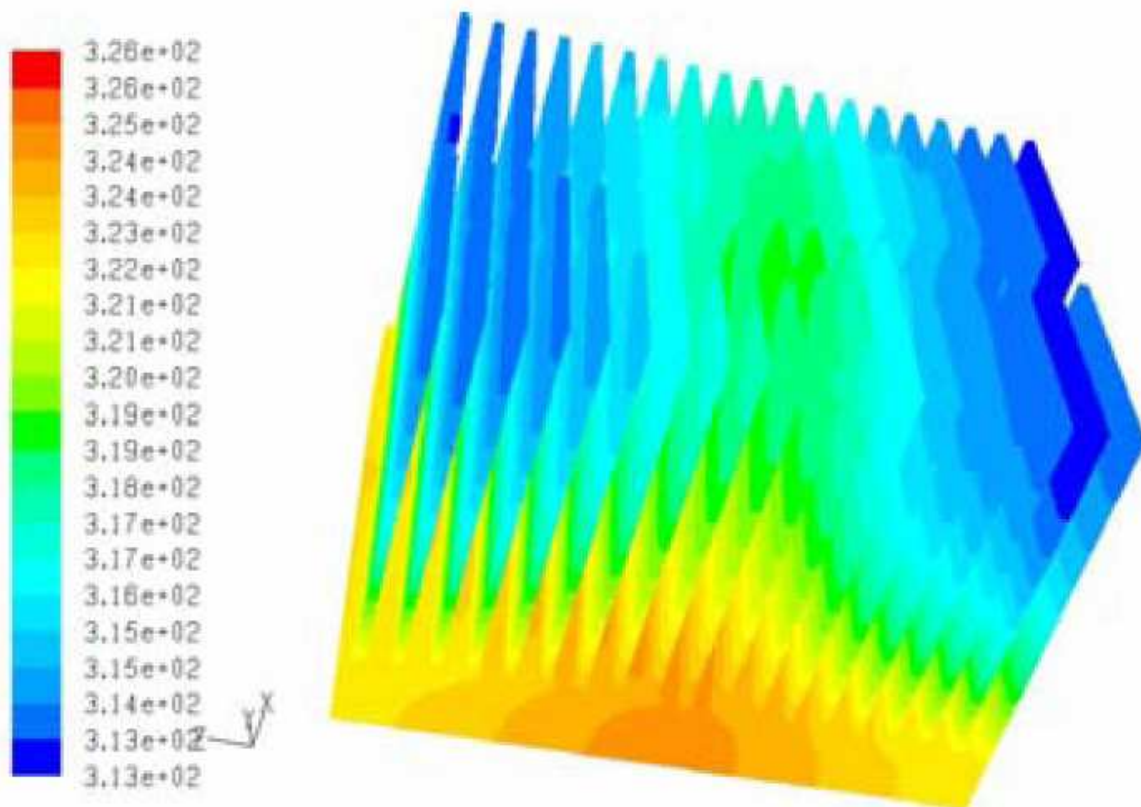


Figure IV.23 Distribution de la température dans le radiateur dans un radiateur ($82 \times 82 \times 81 \text{ mm}^3$), ($Q=80 \text{ W}$) [59].

Pour la distribution de température, les gradients de températures sont faibles sur le radiateur à cause de la haute conductivité thermique d'aluminium. En effet, les résultats montrent que la chaleur se dissipe de façon efficace du radiateur et l'écart de température varie au niveau du radiateur de 28°C à 46°C (Figure IV.22).

Les résultats de la distribution de température présentent un pic (T_{max}) au niveau de la jonction (source de chaleur) ce qui est évident mais aussi des forts gradients de température au centre du radiateur où il y a lieu à une pauvre circulation d'air suite à l'impact de l'air à la base en cette zone. Le gradient de température source/air est de 19°C , donc une résistance thermique de $0,2375^{\circ}\text{C/W}$.

Les résultats obtenus sont en bonne concordance avec ceux de la littérature, voir figures IV.24 et IV.25 et le tableau IV.3.

D'après les résultats obtenus, nous pouvons conclure que le CPU en question est bien refroidi sur la base des indications fixées par le constructeur Intel® (P4, 3Ghz, 80 W), $T_{max} < 70^{\circ}\text{C}$ [61].

	Vitesse (m/s)	Q(W)	$\Delta T (^{\circ}\text{C})$	$R_{th} (^{\circ}\text{C/W})$	$T_{\infty} (^{\circ}\text{C})$
<i>Chyi-Tsong Chen et al.</i> [1]	1.23	30	7.1683	0.2389	25
<i>Shih and Liu</i> [27]	1.05	30	7.2171	0.2433	25
<i>Culham and Muzychka</i> [78]	1.21	30	7.1885	0.2373	25
<i>Présente étude</i>	5	80	19	0.2375	27
<i>Présente étude*</i>	5	80	25	0.3125	35
<i>Intel® Design Guide</i> [61]		75	27	0.36	38
<i>Hwa-Chong Tien</i> [79]		80	31.25	0.39	35

Tableau IV.3 Comparaison des performances thermiques de quelques radiateurs.

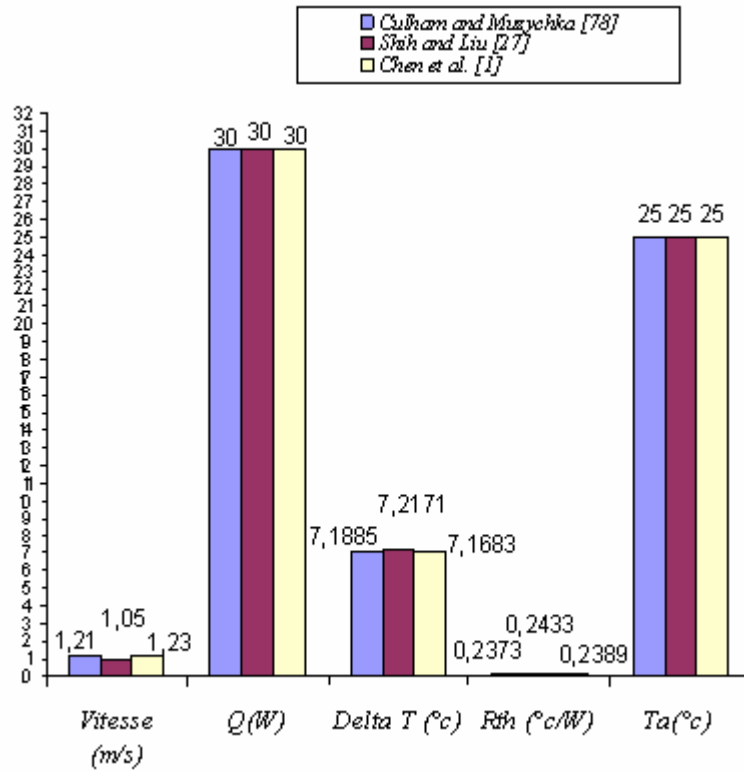


Figure IV.24 Comparaison des performances thermiques de quelques radiateurs de la littérature.

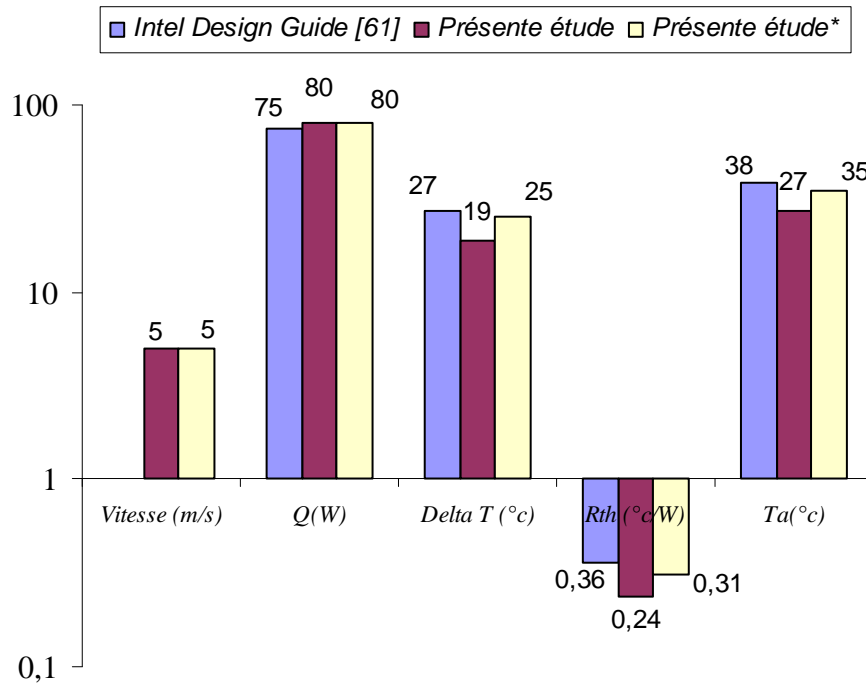


Figure IV.25 Comparaison des performances thermiques de notre radiateur et ceux de la littérature.

La figure IV.26 présente la distribution de température de l'air à travers le canal central du radiateur. Comme c'est montré, la température de l'air refroidisseur est le résultat de contraintes hydrodynamiques signalées précédemment c.-à-d. que l'air se chauffe progressivement en se dirigeant du haut vers le fond du canal du radiateur ou est chauffé au maximum au niveau du centre du canal (zone de stagnation, source de chaleur). En cette zone, l'air présente des forts gradients de température.

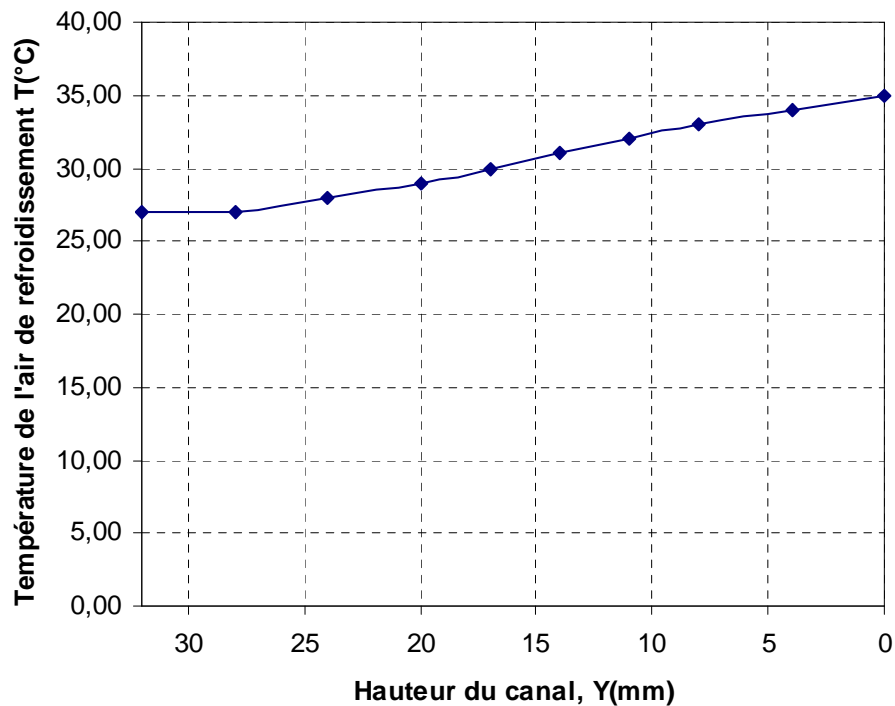


Figure IV. 26 Variation transversale de la température de l'air de refroidissement dans le canal.

Dans la figure IV.27, est représentée la variation de la température de l'air du centre du radiateur vers la sortie. L'air quitte le radiateur avec une température minimale de 28.5°C qui est nettement supérieure à la température ambiante.

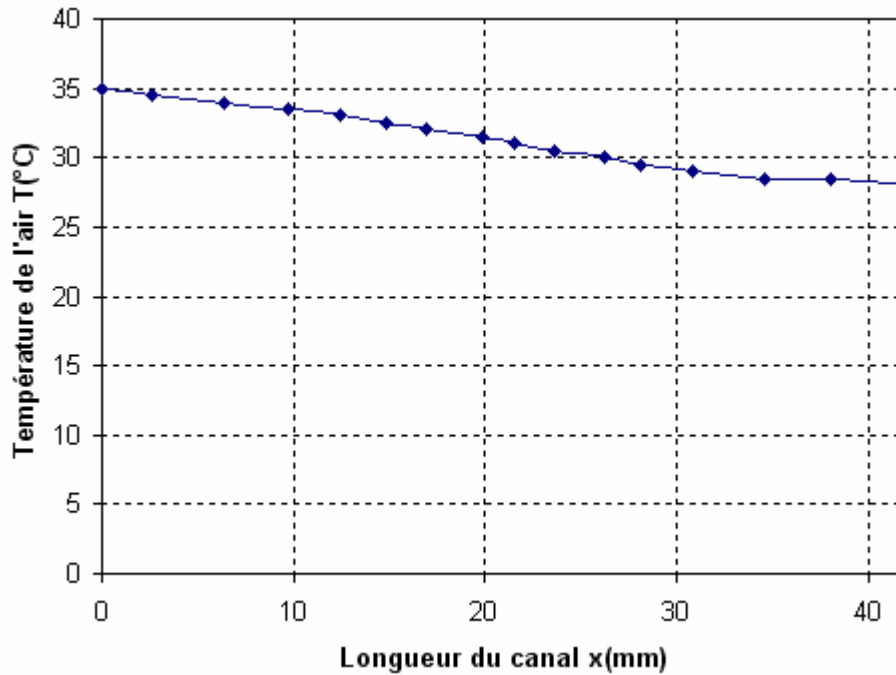


Figure IV. 27 Variation longitudinale de la température de l'air de refroidissement dans le canal.

IV.5 Effets des paramètres géométriques et d'écoulement sur les performances du radiateur

Pour évaluer l'effet des différents paramètres hydrodynamiques et géométriques sur les performances du radiateur, une étude paramétrique a été réalisée.

IV.5.1 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur la performance du radiateur

L'influence du nombre de Reynolds de l'écoulement sur l'échange de chaleur au niveau du radiateur est évaluée et analysée numériquement. La simulation est effectuée en évaluant le coefficient de transfert de la chaleur pour des différents nombres de Reynolds d'écoulement, Re .

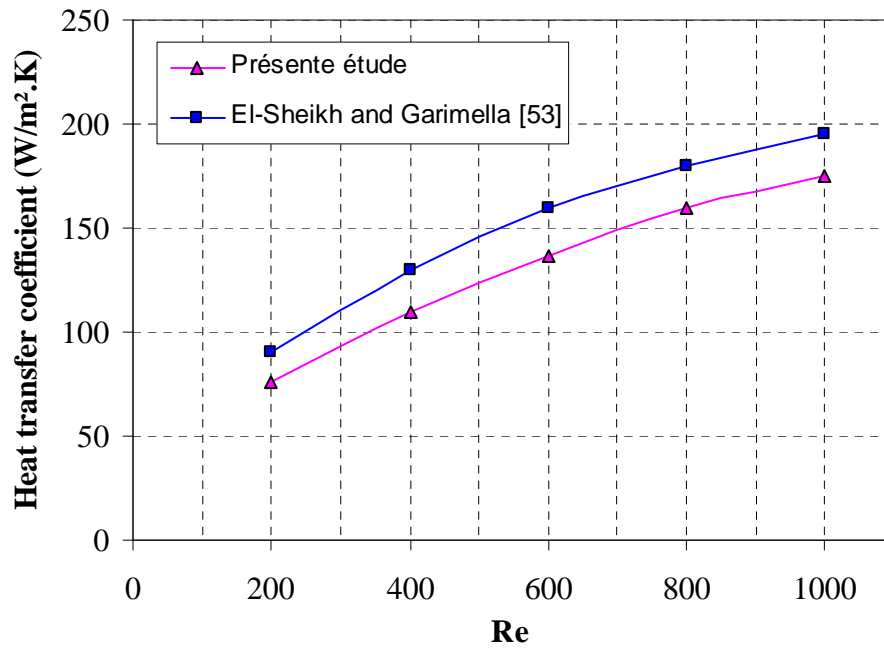


Figure IV.28 : Effet du nombre de Reynolds d'écoulement sur le transfert de la chaleur.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection forcée, adopté dans cette étude est une corrélation du nombre de Nusselt ($\lambda_f \cdot Nu / D_h$), qui est à son tour dépendant du type du radiateur. Le nombre de Nusselt pour les radiateurs à plaques planes est fonction de la vitesse d'écoulement du jet (Re), les propriétés du fluide (Pr) et le diamètre hydraulique du radiateur (D_h), Eq. (II.7).

D'après la figure IV.28, les échanges thermiques assurés par le radiateur sont favorisés par l'accroissement du nombre de Reynolds de l'écoulement de refroidissement. Par conséquent, un nombre de Reynolds élevé cause l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur (h) par convection. Les résultats obtenus pour un intervalle de Nombre de Reynolds de 200 à 1000 présentent un bon accord avec les résultats de El-Sheikh and Garimella [53]. La différences entre les résultats prédits et ceux de l'expérience pour le coefficient de transfert de chaleur convectif h , est généralement inférieure à 13.5%. Cet écart est peut être du à notre approche numérique adoptée d'une part et aux incertitudes expérimentales pour El-Sheikh and Garimella [53] d'une autre part.

D'autres part, le nombre de Nusselt est aussi un bon indicateur d'échange thermique de part sa définition. Le nombre de Nusselt (Nu) moyen du radiateur de refroidissement est une fonction du nombre de (Re), elle est présentée sur la Figure IV.29, Pour l'intervalle considéré dans la présente étude, le nombre de Nusselt croit avec

l'accroissement du nombre de Reynolds (Re). Toutefois, une augmentation plus élevée du nombre de Reynolds (Re) sera au détriment d'une plus grande puissance de soufflage nécessaire, et par conséquent un déficit en plus en performance. Les résultats obtenus par simulation présentent la même allure que ceux de Teertstra *et al.* [77] en présentant un écart net comme présenté sur la figure IV.29 et ce est du d'après notre interprétation à la différence entre notre radiateur et celui sur lequel à travaillé Teertstra *et al.* [77]. Il faut noter que la tendance du dit graphe est la même dans la quasi-totalité des articles de la littérature.

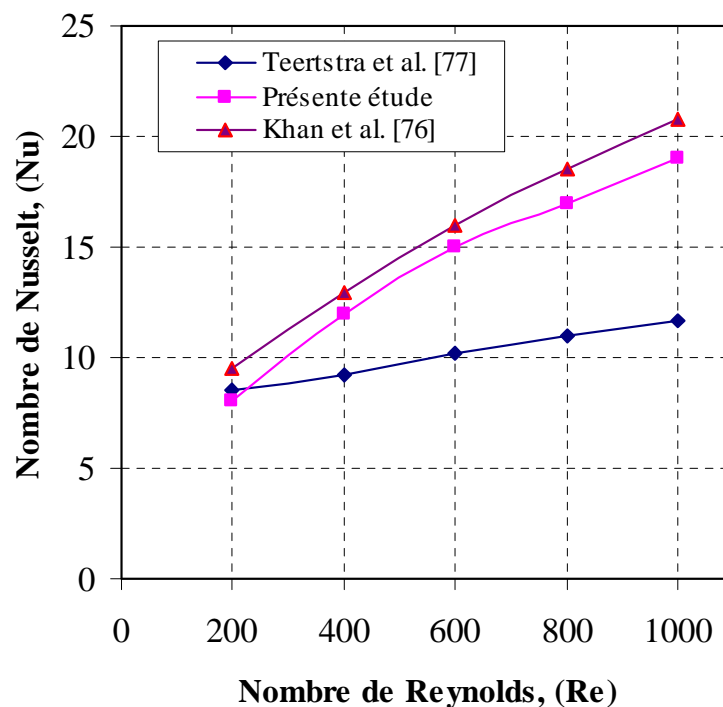


Figure IV.29 Le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds d'écoulement.

IV.5.2 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur les pertes de pression

Pour différentes valeurs de la vitesse d'entrée d'air, V_0 , la différence de pression Δp est évaluée. Elle représente la résistance à l'écoulement. Les résultats obtenus sont représentés sur la figure IV.30. Une augmentation de la vitesse se traduit par une augmentation de la différence de pression. De ce fait, la différence de pression de l'air dans le canal du radiateur à mini-canaux dépend de l'écoulement de celui-ci. C'est-à-dire que le facteur de frottement est supérieur pour des vitesses élevées. Par conséquent, une grande différence de pression à travers les canaux est à éviter afin d'avoir une bonne circulation d'air.

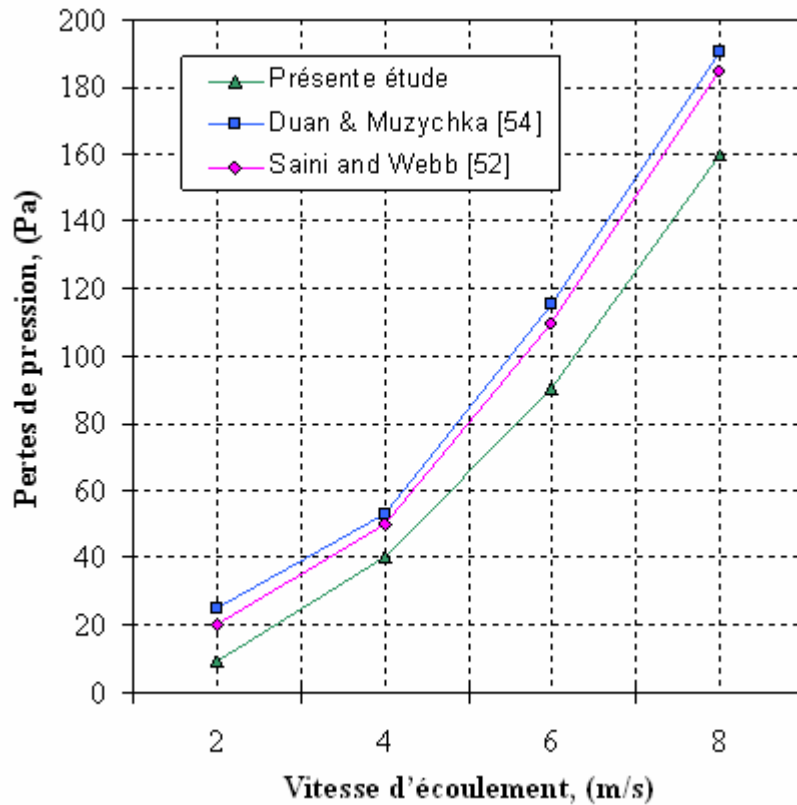


Figure IV. 30 Les pertes de pression à travers le mini canal en fonction de la Vitesse d'écoulement (V_0)

Les pertes de pression issues de la simulation sont comparables avec ceux obtenues expérimentalement par Saini and Webb [52] ainsi qu'à ceux obtenus par Duan and Muzychka [54] comme le montre la figure IV.30. Globalement, les résultats sont en bon accord, l'écart enregistré entre notre résultats de simulation et ceux de l'expérience ne dépasse pas les 26.75% ce qui est acceptable. Cette déviation est peut être due aux hypothèses adoptées dans le présent travail et aussi celui de Duan and Muzychka [54] et éventuellement aux incertitudes de l'expérimentation pour Saini and Webb [52].

IV.5.3 L'effet de la géométrie du radiateur sur le transfert thermique

L'effet de quelques paramètres géométriques du radiateur à mini-canaux sur le transfert de chaleur est étudié. L'approche suivie consiste à varier un paramètre et fixer le reste et voir son effet sur les performances du radiateur.

Les paramètres étudiés sont: l'épaisseur de la base, hauteur de l'ailette, nombre des ailettes et la largeur du canal.

IV.5.3.1 Effet de l'épaisseur de la base (h_b) sur le transfert de chaleur

Afin d'étudier l'effet de l'épaisseur de la base du radiateur à mini-canaux, l'épaisseur de la base a été décrémentée et incrémentée respectivement en gardant les autres paramètres géométriques constants.

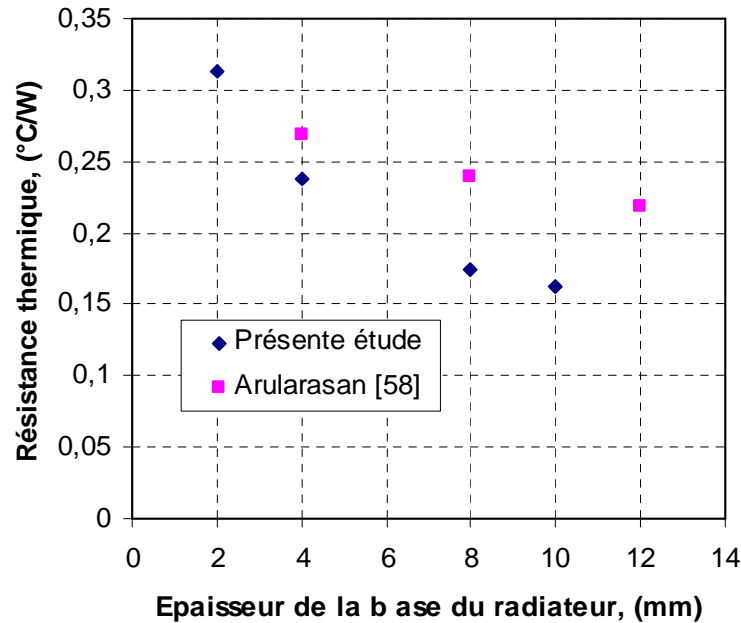


Figure IV.31 Effet de l'épaisseur de la base sur le transfert de la chaleur.

La figure IV.31 montre la résistance thermique en fonction de l'épaisseur de la base du radiateur. Cette figure prouve que la résistance thermique diminue continuellement pour des valeurs croissantes de l'épaisseur de la base du radiateur. Au delà de certaines valeurs d'épaisseur ($\geq 8\text{mm}$), l'amélioration en performance est négligeable. Nos résultats numériques sont comparés à ceux d'Arularasan [59], un écart est enregistré et ceux d'après nous est du aux différences de caractéristiques entre notre radiateur et celui d'Arularasan, mais en terme de tendance, on enregistre un bon accord des résultats.

IV.5.3.2 Effet de la hauteur de l'ailette (h_a) sur le transfert de chaleur

La figure IV.32 montre que la longueur d'ailette peut contribuer à améliorer les échanges thermiques suite à la croissance de la surface d'échange, mais au-delà de certaine valeur, ce gain en performance est inversé par une mauvaise circulation d'air causée par l'élévation excessive de la hauteur.

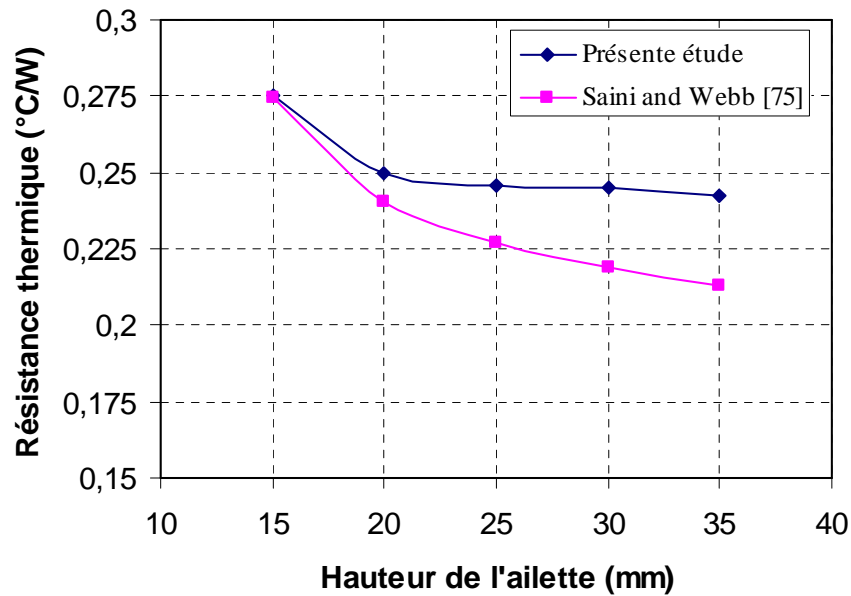


Figure IV.32 Résistance thermique en fonction de la hauteur de l'ailette du radiateur.

L'analyse ci-dessus montre simplement que l'augmentation de la hauteur du radiateur ne pourrait pas améliorer nettement les performances du radiateur. Par conséquent, la hauteur totale du radiateur doit être considérée avec les limitations d'espace du boîtier abritant le radiateur lors de l'augmentation de la hauteur d'ailette.

IV.5.3.3 Effet du nombre des ailettes ($nb_{ailettes}$) sur le transfert de chaleur

Avec l'augmentation en nombre des ailettes une augmentation dans le flux de chaleur est remarquée (Figure IV.33).

D'après la figure IV.33, on observe qu'en augmentant le nombre des ailettes, la résistance thermique s'améliore davantage.

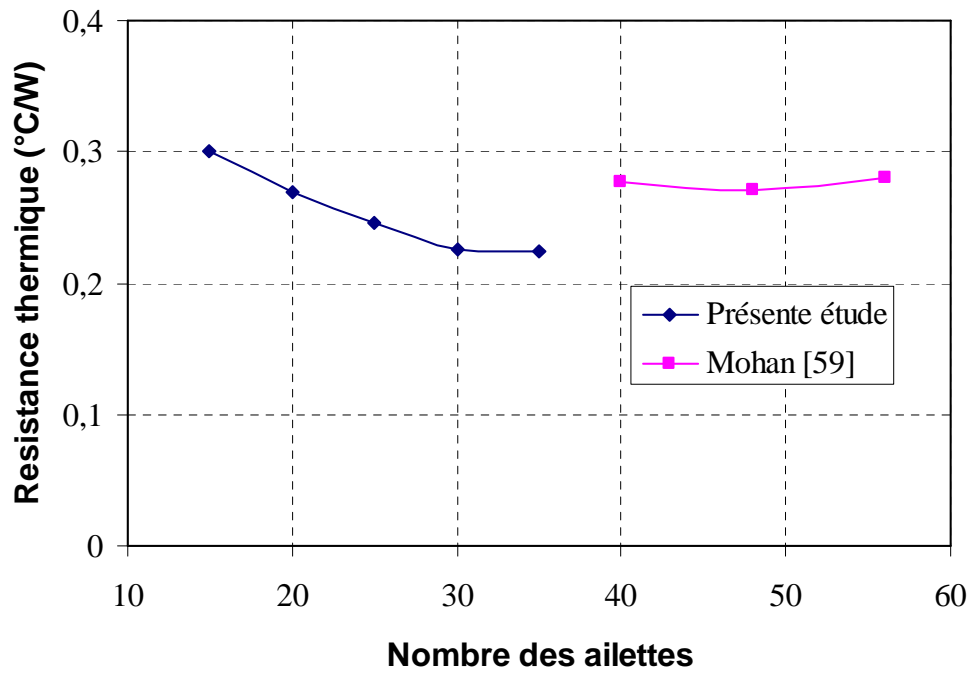


Figure IV.33 Résistance thermique en fonction du nombre des ailettes du radiateur.

IV.5.3.4 Effet de la largeur du canal (l_c) sur le transfert de chaleur

La largeur du canal est un indice d'influence directe sur la surface d'échanges convectifs (Eq. (II.7.)), figure IV.34.

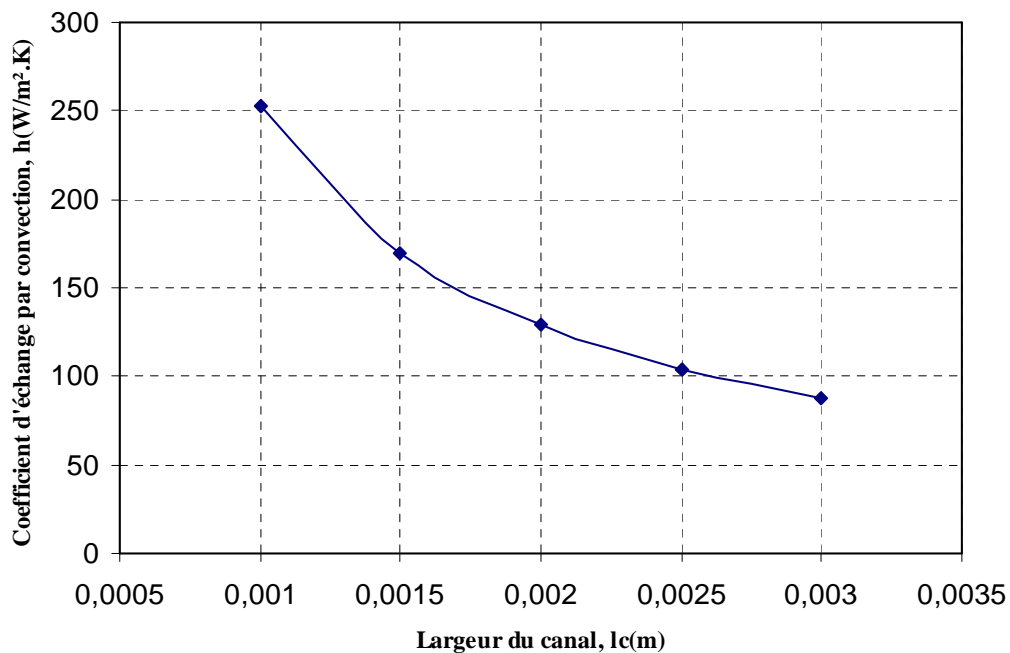


Figure IV.34: Coefficient d'échange thermique convectif en fonction de la largeur du canal.

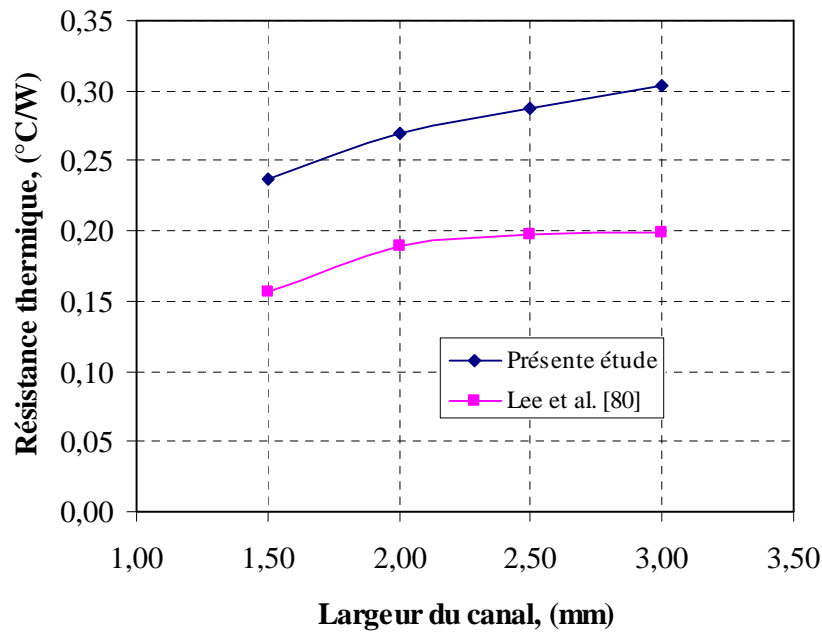


Figure IV.35 Résistance thermique en fonction de la largeur du canal.

La largeur du canal représente l'espace inter-ailettes. La figure IV.35 présente l'influence de la largeur du canal sur la résistance thermique. Les résultats obtenus reflètent l'effet négatif de l'abaissement de la largeur du canal sur les performances thermiques. Cette dégradation en performances est causée par la forte résistance à l'écoulement d'air créée par le rétrécissement de la section d'écoulement. Aussi, un élargissement excessif du canal réduit nettement la surface d'échange, ce qui dégrade les échanges thermiques cela est conforté par les résultats présentés par Lee *et al.* [80]. Il est donc nécessaire de rechercher une largeur de canal optimale.

IV.6 Effet de la vitesse d'écoulement sur la résistance thermique du radiateur

La figure IV.36. montre que si la vitesse d'écoulement est augmentée, la résistance thermique décroît en favorisant la dissipation de chaleur. Mais, cette amélioration est ensuite freinée au-delà d'une certaine vitesse d'écoulement, cela est d'après nous est lié à l'effet à l'augmentation des pertes de charges sur cette performance. Pour juger de la validité de nos résultats pour la résistance thermique du radiateur, une comparaison avec les résultats expérimentaux de Saini et Webb [52], et ceux issus du modèle analytique de Duan et Muzychka [55]. Globalement, la tendance des résultats numérique est très bonne.

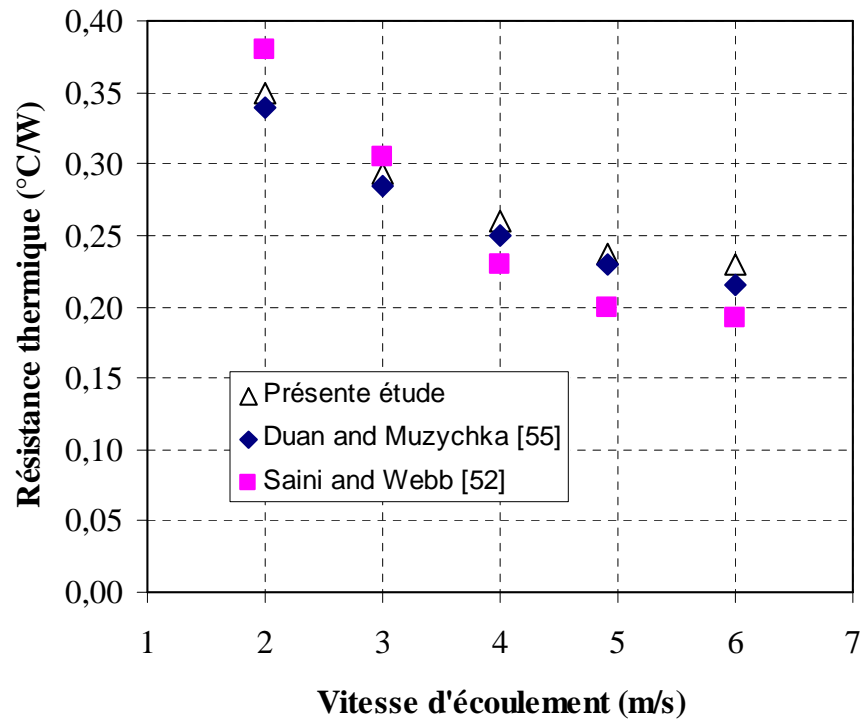


Figure IV.36 Résistance thermique en fonction de la vitesse d'écoulement de l'air.

IV.7 Superposition des performances principales du radiateur

Dans l'objectif de synchroniser les performances thermique (R_{th}) et hydrodynamique (Δp) du radiateur considérées comme indicateurs principaux de performance, la figure IV. 37. a été tracée. Nous remarquons qu'en superposant les deux courbes relatives aux deux caractéristiques, ces résultats montrent qu'il existe un potentiel pour l'optimisation de la vitesse d'écoulement pour améliorer le transfert de chaleur tout en ayant la plus faible perte de pression et par conséquent une faible consommation énergétique du ventilateur de soufflage. Cependant, la figure IV.37, nous révèle que l'optimal des deux indicateurs de performances représentés correspond à une vitesse légèrement inférieure à celle avec le ventilateur tourene.

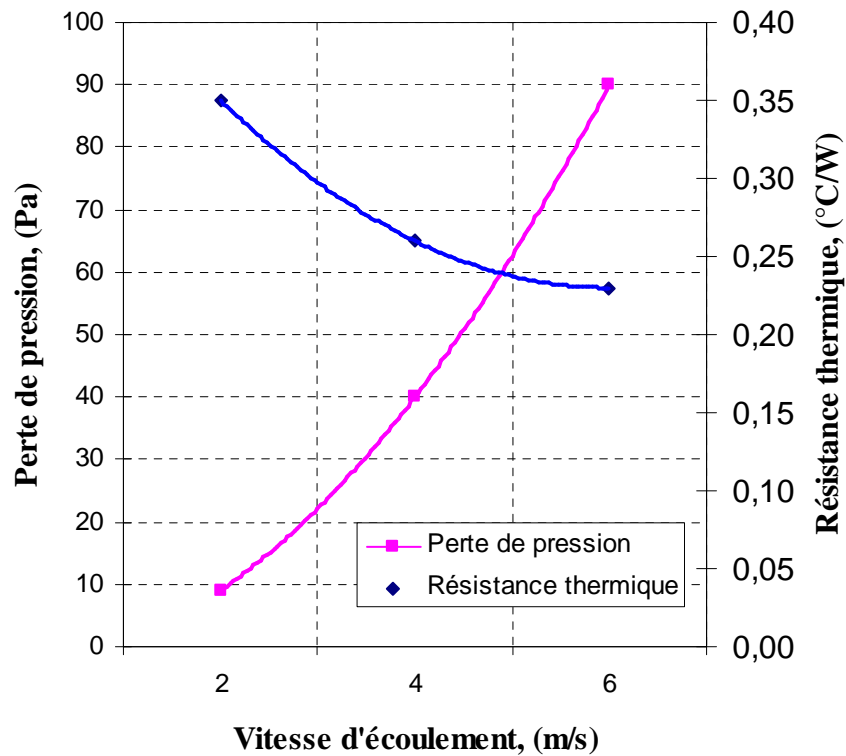


Figure IV.37 La liaison des performances hydrodynamique et thermique.

IV.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats de notre étude numérique afin de caractériser le radiateur refroidisseur étudié sous les paramètres de fonctionnement.

Dans un premier temps nous avons présenté les résultats de l'hydrodynamique pour mieux cerner la structure globale de l'écoulement et l'analyser pour voir son effet sur le transfert de chaleur.

Dans un deuxième temps, nous avons présentés la cartographie thermique du radiateur et nous l'avons interprété en association avec les données thermiques et la structure de l'écoulement de l'air de refroidissement.

Toutefois, lors des simulations, nous avons fait varier plusieurs paramètres pour voir leur influences sur les performances du radiateur de refroidissement. Une étude d'optimisation complémentaire détaillée serait donc nécessaire pour des recommandations plus fiables pour le développement industriel de nouveaux types de radiateurs de refroidissement de puces électroniques. Enfin, Les résultats numériques obtenus semblent satisfaisants et en bon accord avec la littérature et par conséquent, le code de calcul développé est valide pour la caractérisation des radiateurs de refroidissement pour puces électroniques soumis à jet d'air impactant.

Conclusion générale et Perspectives

Ce travail de thèse a été consacré à l'étude de refroidissement d'un Microprocesseur d'ordinateur de bureau par l'usage d'un radiateur à ailettes planes soumis à un jet d'air forcé.

Une revue bibliographique nous a permis d'établir un bilan des résultats expérimentaux et numériques concernant les problèmes liés à la surchauffe des composants électroniques de puissance et nous a aidé à répertorier les différentes méthodes de refroidissement de tels composants ainsi que leurs limites d'utilisation.

Il a été procédé de mettre à profit les capacités prédictives et de caractérisation d'un outil numérique de simulation d'un écoulement sur un radiateur à ailettes planes formant une rangée de plaques chauffées par le bas, pour étudier le comportement de l'écoulement, ainsi l'évolution du transfert de chaleur.

Afin de valider et assurer la fiabilité des résultats obtenus par le code CFD Fluent, ainsi que le code développé, 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 l'affrontement de l'ensemble des résultats obtenus aux résultats disponibles dans la littérature.

Cette étude a permis de bien cerner les atouts de l'outil numérique, à refléter et reproduire les phénomènes physiques y intervenant. Après avoir assuré l'étape de validation, le code a été exploité pour étudier l'effet de plusieurs paramètres géométriques et dynamique sur les caractéristiques de l'écoulement et par conséquent sur l'amélioration du transfert de chaleur.

Les résultats numériques obtenus puis discutés, sont globalement en bon accord avec les résultats expérimentaux et numériques rapportés par la littérature.

Cependant, l'écart entre le modèle numérique et les résultats de la littérature s'élève à environ 27% dans les cas les plus défavorables. Cela est dû nous semble-t-il aux différences qui existent entre notre modèle et ceux de la littérature ainsi qu'aux hypothèses simplificatrices adoptées de part et d'autre, en plus des erreurs induites par la discrétisation numérique.

Les résultats numériques obtenus montrent bien que le Microprocesseur délivrant jusqu'à 80W de puissance, est convenablement refroidi par le radiateur étudié comme cela est indiqué par le constructeur. Cela reflète d'un autre côté la performance du design du dispositif de refroidissement.

D'après l'analyse des résultats d'une manière globale, les performances thermo-hydrodynamiques peuvent être améliorées si on arrive à réduire la résistance à l'écoulement au niveau de la zone de stagnation ou celui-ci est ralenti par l'impact et par conséquent le transport de chaleur est affecté.

Dans ce sens, on suggère de faciliter l'écoulement par l'élimination d'une portion de la matière au centre du radiateur, la différence de pression sera faible et la vitesse augmente par conséquent, le transport de chaleur s'améliore davantage.

A l'issue de la présente étude, nous avons constaté l'importance des caractéristiques géométriques et dynamiques qui jouent un rôle significatif dans l'amélioration des capacités de refroidissement du radiateur. On note une amélioration globale de la résistance thermique du radiateur d'environ ~7% qui peut avoir lieu en augmentant la vitesse de refroidissement de 5 m/s jusqu'à 6m/s seulement.

Nous avons également remarqué que l'augmentation de la vitesse de l'écoulement et un choix adéquat de la largeur du canal, apporte une nette amélioration du coefficient d'échange et par conséquent un bon refroidissement.

Perspectives

Plusieurs travaux, concernant la simulation numérique du refroidissement des éléments de puissances par convection d'air forcée, sont à envisager en perspectives de cette thèse.

- Comme perspective qui s'impose, il est à envisager de poursuivre ce travail par une étude d'optimisation des performances du radiateur ;
- Des expériences soigneuses sont nécessaires pour valider les résultats obtenus du code de calcul et de CFD, pour fournir des informations pratiques pour améliorer et enrichir l'étude;
- Il est très intéressant également d'étudier l'avantage de l'élimination du matériau au niveau de la zone de stagnation, ainsi l'effet de turbulence sur l'amélioration du transfert convectif et par conséquent sur la température du CPU ;
- Etendre la présente étude au régime instationnaire pour un bon contrôle de l'augmentation de la température lors de la mise en marche et jusqu'à la stabilisation au régime permanent.

Références bibliographiques

- [1] Chyi-Tsong Chen, Ching-Kuo Wu, Chyi Hwang. "Optimal Design and Control of CPU Heat Sink Processes". National Science Council of Taiwan (Roc), 2000.
- [2] S. Kakaç, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, Cooling of Electronic Systems, Kluwer Academic Publishers, Boston, Massachusetts, 1994.
- [3] M.M. Mohammed, "Air cooling characteristics of uniform square modules array for electronic device heat sink", Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 26, (2006), pp. 486-493.
- [4] A., Tanaka, M. Mori H. Inoue, "3300 High power IGBT modules with high reliability for traction applications", Power Conversion, pp. 191-199, 1997.
- [5] M. Ivanova, "Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs.", Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2005.
- [6] Intel™ Corporation. 2007, "Moore's Law," Available online at: <http://www.intel.com/research/silicon/mooreslaw.htm>
- [7] L. Menager, B. Allard, C. Martin, D. Tournier et V. Bley, "New Bonding Technologies for Power Packages/modules, State of the Art, Recommandations", ISP3D group, CNRS, France (2006).
- [8] S.C. Lin, C.A. Chou. "Blockage effect of axial-flow fans applied on heat sink assembly." Applied Thermal Engineering, 24 (2004) pp. 2375–2389.
- [9] A. Arfaoui Omrani, "Etude de la convection aux petites échelles: application au refroidissement des composants électroniques", Thèse de doctorat, Université de Reims-Champagne Ardenne et de l'université de Tunis El Manar, 2009.
- [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] G. Pautsch. "Thermal Challenges in the Next Generation of Supercomputers", Proceeding of CoolCon MEECC Conference, pp. 1-83, Arizona, (2005), Publisher ACM New York, NY, USA.
- [12] 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.

- [13] 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.
- [14] M. Fujii, S. Gima, T. Tomimura, X. Zhang., "Natural convection to air from an array of vertical parallel plates with discrete and protruding heat sources", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.17, (1996), pp. 483-490.
- [15] 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, (2007), pp. 469-482.
- [16] 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", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.16, (1995), pp. 501-510.
- [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* Vol. 35, (1992), pp. 2941-2952.
- [20] M. Tawk, "Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un fluide conducteur électrique." Thèse de doctorat, Université de Grenoble, 2011.
- [21] S.V. Garimella, C.B., Sobhan, "Transport in microchannels—a critical review." *Annual Review of Heat Transfer*, Vol. 13, (2003), pp. 1–50.
- [22] D. Tuckerman, R., Pease, High-performance heat sinking for VLSI. *Electron Device Letters*, IEEE, Vol. 2(5), 1981, pp. 126-129.
- [23] J. L. Yang, H. Li, Wang, "2-dimensional CFD simulation and correlation development for optimization of fin heat sinks in electronic cooling", *Journal of Thermal Science*, Vol.10, (2001), pp. 363-371.
- [24] C.W. Leung, H.J. Kang, S.D. Probert, "Horizontal simulated printed circuit board assembly in fully developed laminar flow convection", *Applied Energy*, Vol. 56, (1997), pp. 71-91.
- [25] B.A., Jurban, S.A., Swiety, M.A., Hamdan, "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, (1996), pp. 3519–3529.
- [26] A., Korichi L. Oufar, "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, (2006), pp. 4191–4199.

- [27] C. J. Shih and G. C. Liu, optimal design methodology of plate-fin heat sinks for electronic cooling using entropy generation strategy. *IEEE transactions on components and packaging technologies*, vol. 27 (3), (2004), pp. 551-559.
- [28] H. Iwasaki, M. Ishizuka, "Forced Convection Air Cooling Characteristics of Plate Fins for Notebook Personal Computers", in *Proc. ITherm Conf.*, vol. 2. (2000), pp. 21–26.
- [29] H. Iwasaki, T. Sasaki, M. Ishizuka, "Cooling Performance of Plate Fins for Multichip Modules", *IEEE transactions on components, packaging, and manufacturing technology-part A*, Vol.18 No.3 (1995).
- [30] A. Weisberg, H. H. Bau, J.N. Zemel, "Analysis of microchannels for integrated cooling", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 35 (10), (1992), pp. 2465–2474.
- [31] A. G. Fedorov, R. Viskanta, "Three-dimensional conjugate heat transfer in the microchannel heat sink for electronic packaging", *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol. 43, (2000) pp. 399-415.
- [32] P. Marty, "Le Refroidissement par Jets Fluides: Bilan des Recherches et Applications Récentes", *10^{ème} Journées Internationales de Thermique (JITH 2001), La Marsa, Tunisia*. *Revue des Energies Renouvelables*, pp.193-200.
- [33] D. Liu, S. V. Garimella. "Analysis and optimization of the thermal performance of microchannel heat sinks". *International Journal for Numerical Methods in Heat & Fluid Flow*, Vol.15 (1), (2005), pp. 7-26.
- [34] N. Caney, P. Marty, J. Bigot. "Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel", *Applied thermal engineering*, Vol. 27, (2007), pp. 1715-1721.
- [35] M. F., Holahan, S. S., Kang, and A., Bar-Cohen, "A Flow Stream Based Analytical Model for Design of Parallel Plate Heat Sinks," *ASME Proceedings of the 31st National Heat Transfer Conference (HTD-Vol. 329)*, Houston, TX, Vol. 7, 1996, pp. 63-71.
- [36] I. K., Shwaish, C. H., Amon, J. Y., Murthy. "Thermal/Fluid performance evaluation of serrated plate fin heat sinks". *Inter society conference on thermal phenomena*. *ITherm 2002*, San Diego. pp. 267-274.
- [37] B. C. Pak, W. C. Chun, B. J. Baek, D. Copeland, Forced air cooling by using manifold microchannel heat sinks, *Adv. Electro. Pack.* 2 (1997) 1837–1842.
- [38] D.Y. Lee, K. Vafai, Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications, *Int. J. Heat Mass Transfer* 42 (1999) 1555–1568.
- [39] D, Copeland, M, Behnia, W. Nakayama, "Manifold microchannel heat sinks: isothermal analysis". *IEEE Trans Compon, Packag, Manuf Technol Part A* 20, (1997), pp.96–102.
- [40] S. P. Jang, S. J. Kim, Fluid flow and thermal characteristics of a microchannel heat sink subject to an impinging air jet. *Journal of heat transfer*, 127 (2005), pp. 770-779.

- [41] D. K. Kim, S. J. Kim, J.K. Bae., Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009) 3510–3517
- [42] C. Hilbert, S. Sommerfeldt, O. Gupta and D. J. Herrell, “High performance air cooled heat sinks for integrated circuits,” *IEEE Transaction on components, hybrids and manufacturing technology*, (1990), Vol. 13, No. 4.
- [43] K. Azar and B. Tavassoli. "How Much Heat can be extracted from a heat sink." *Electronics Cooling*. Vol. 5 (2003), pp. 1-9.
- [44] S.B. Sathe and B.G. Sammakia, “An analytical study of the optimized performance of an impingement heat sinks”, *Journal of electronic packaging*, Vol. 126 (2004), pp. 528-534.
- [45] A. Shah, B.G. Sammakia, H. Srihari, K., Ramakrishna, “A numerical study of the thermal performance of an impingement heat sink-fin shape optimization”. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, Vol. 27 (4), (2004), pp. 710–717.
- [46] R. Guarino, P. Manno, “Characterization of Laminar Jet Impingement Cooling in Portable Computer Applications,” *IEEE T. Compon. Pack. T.*, Vol.25, (2002), pp. 337-346.
- [47] J. G. Maveety, H. H. Jung, "Heat transfer from square pin-fin heat sinks using air impingement cooling", *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, Vol. 25 (3), (2002), pp. 459-469.
- [48] 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, (2003), pp.1553–1562
- [49] Chen Honglong. "High performance/volume ratio CPU cooler design with FLOTHERM simulation." Kwo-Ger Metal Technology Co, 2006.
- [50] C.R., Biber, and S., Fijol, “Fan-plus-Heatsink “Optimization” – Mechanical and Thermal Design with Reality”, *Proceedings of the International Systems Packaging Symposium*, pp. 285-289, 1999.
- [51] C. R., Biber, 1997. “Pressure drop and heat transfer in an isothermal channel with impinging flow,” *IEEE Trans. Compon., Packag. Manuf. Technol., Part A*, 20 (4), pp. 458–462.
- [52] M. Saini and R. L. Webb, “Validation of models for air cooled plane fin heat sinks used in computer cooling,” in *Proc. I Therm*, 2002, pp. 243–250.
- [53] H. A. El-Sheikh, S. V. Garimella, “Heat transfer from pin-fin heat sinks under multiple impinging jets.” *IEEE Transactions on advanced packaging*, Vol. 23 (1), (2000), pp.113-120.

- [54] Z.P, Duan, Y.S., Muzychka, "Impingement air cooled plate fin heat sinks Part I- Pressure drop model." IEEE Transactions, Inter Soc. Conf. on Therm. Phenom. (2004), pp. 429-435.
- [55] Z.P, Duan, Y.S., Muzychka, "Impingement air cooled plate fin heat sinks Part II- Thermal resistance model." IEEE Transactions, Inter Soc. Conf. on Therm. Phenom. (2004), pp. 436- 443.
- [56] Y. T. Yang, H. S. Peng, "Numerical study of pin-fin heat sink with un-uniform fin height design", International journal of heat and mass transfer 51 (2008), pp. 4788-4796.
- [57] E. Ozturk, I. Tari, "CFD modeling of forced cooling of computer chassis", Engineering applications of computational fluid mechanics, vol. 1, No. 4, (2007), pp. 304-313.
- [58] R. Arularasan, R. Velraj, "CFD analysis in heat sink for cooling of electronic devices", International journal of the computer, the internet and management, Vol. 16. No.3 (2008), pp. 1-11.
- [59] R. Mohan and P. Govindarajan, "Experimental and CFD analysis of heat sinks with plate for CPU cooling." Journal of mechanical science and technology, Vol. 25 (8), (2011), pp. 2003-2012.
- [60] S. G. Kandlikar, "Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels", Experimental thermal and fluid science, vol. (26), (2002), pp.389-407.
- [61] Intel® Corporation, Intel® Pentium® 4 processor on 90 nm process thermal and mechanical design guidelines, Design Guide, 2004.
- [62] A. Yunus Çengel. "Heat Transfer: A practical approach". McGraw-Hill, 2003.
- [63] P. Frank Incropera, P. David Dewitt. "Fundamentals of Heat and Mass Transfer". Third edition, John Wiley & Sons, New York, 1996.
- [64] J. P. Holman. "Heat Transfer". McGraw-Hill Book Company, New York, SI Metric Edition, 1996.
- [65] D. P. Kulkarni, D. K. Das, "Analytical and numerical studies on microscale heat sinks for electronic applications", Applied Thermal Engineering, Vol.25, (2005), pp.2432-2449.
- [66] H. Albakhit, A. Fakheri. "A hybrid approach for full numerical simulation of heat exchangers". ASME Heat Transfer Summer Conference, San Francisco, CA, USA July 17-22, 2005.
- [67] Coetzer, C.B., and Visser, J.A., "Compact Modeling of Forced Flow in Longitudinal Fin Heat Sinks with Tip Bypass", ASME Journal of Electronic Packaging, Vol. 125, 2003, pp. 319-324.
- [68] R. L. Panton, "Incompressible Flow". John Wiley & Sons Inc, Seconde édition révisée, 1996.

- [69] Gambit 2.2.30 User's Guide (2006)
- [70] Fluent User's Guide, Release 6.3.26. Fluent Inc., 2006.
- [71] S. Patankar, "Numerical heat transfer and fluid flow." Hemisphere Publisher. Corp., 1980.
- [72] C.W., Hirt, B.D. Nichols, N.C. Romero. "SOLA - A Numerical Solution Algorithm for Transient Fluid Flows." Report LA-5852, Los Alamos Scientific Laboratory. (1975).
- [73] F. H. Harlow and J. E. Welch "Numerical Calculation of Time Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface", Phys. Fluids 8, (1965), pp. 2182-2190.
- [74] M. Beriache, "Simulation numérique de la conduction de chaleur en 03 dimensions par la méthode des différences finies en régimes permanent et variable". Thèse de magister, Université de Chlef, Algérie 2004.
- [75] M. Saini and R. L. Webb "Heat Rejection Limits of Air Cooled Plane Fin Heat Sinks for Computer Cooling." IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, vol. 26 (1), (2003), pp. 71-79.
- [76] W. A. Khan, J. R. Culham and M. M. Yovanovich, "The Role of Fin Geometry in Heat Sink Performance". Transactions of the ASME, Journal of Electronic Packaging, Vol. 128, (2006), pp. 324-330.
- [77] P., Teertstra, J.R., Culham and M.M., Yovanovich, "Analytical Modeling of Forced Convection in Slotted Plate Fin Heat Sinks". Future Challenges in Electronics Cooling, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Nashville, TN, Nov. 15-20, 1999.
- [78] J. R., Culham, and Y. S. Muzychka "Optimization of plate fin heat sinks using entropy generation minimization". IEEE Trans. Comp. and Packag. Tech., Vol. 24, (2001), pp.159-165.
- [79] H. C. Tien, and W. D. Huang, "Simulation and assessment of air impingement cooling on squared pin-fin heat sinks applied in personal computers". Journal of Marine Science and Technology, Vol. 13, (1), (2005), pp. 20-27.
- [80] S. H. K. Lee, S. K. Chu, C. C. C. Choi, Y. Jaluria. "A Numerical Study on the Cooler Optimization Conventional Heat Sink vs. Vapor Chamber". Thermal Management & Technology Symposium, Austin, Texas, US 25-26 September, 2008.

Publications & Travaux

Encadrement de mémoire d'ingénieur :

"Simulation numérique de la convection forcée dans un radiateur de refroidissement, Application : refroidissement d'un processeur P4", 2008.

Encadrement de mémoire de Magister :

"Simulation numérique de la convection forcée dans un conduit à rangée de plaques chauffées". 2009.

Communications Internationales (Proceedings avec comité de lecture)

M. Beriache, L. Saidia Mokhtar, A. Bettahar "Caractérisation numérique des performances hydrauliques et thermiques d'un radiateur à minicanaux soumis à un jet d'air impactant". Actes du 10^{ème} Congrès Français de Thermique, ISSN: 1258-164X, ISBN: 978-2-905267-73-3, Volume 1, Ed. Société Française de thermique SFT2010, le Touquet, 25 au 28 Mai 2010, France.

http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user3775/documents/actes/Congres_2010/communications/227.pdf

1. **M. Beriache**, H. Naji, A. Bettahar, L. Loukarfi, L. Mokhtar Saïdia, Numerical investigation of a heat sink for cooling of power components. 10^{ème} Congrès de Mécanique de Oujda, 19-22 avril 2011, Oujda-Maroc.
2. **M. Beriache**, L. Loukarfi, H. Maameur "Application of the methods of thermal resistances to the numerical calculation of the unsteady heat conduction in 2-D", 17th French Congress of Mechanics, Paris, France, August 29 – September 2, 2005.
3. H. Mahmoudi, N. Spahis, **M. Beriache**, S. Sulaiman « Solar greenhouse desalination by humidification and dehumidification of air for arid coastal regions », 2^{ème} Séminaire National sur l'eau et l'Environnement, Bechar, Algérie, 12 & 13 Novembre 2005.

International Journal (ISI-Thomson Journal)

- [1] **M'hamed Beriache**, Hassan Naji, Ahmed Bettahar, Leila Mokhtar Saïdia, "Computation of thermal and hydraulic performances of minichannel heat sink with an impinging air jet for computer cooling." Acta Polytechnica Hungarica. Vol. 9 (2), (2012), pp. 139-153. <http://www.uni-obuda.hu/journal/Issue34.htm>