

SPIM

Thèse de Doctorat



école doctorale sciences pour l'ingénieur et microtechniques
UNIVERSITÉ DE TECHNOLOGIE BELFORT-MONTBÉLIARD

**Etude numérique de la convection
forcée turbulente dans un dissipateur
thermique composé de plusieurs
rangées d'ailettes de différentes formes**

 **Rachid BOUCHENAF**



THÈSE en cotutelle présentée par

Rachid BOUCHENAF

Pour obtenir le Grade de

docteur de

l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard Doctorat

de troisième cycle (D-LMD) de l'Université Abou Bakr

Belkaid -Tlemcen

Filière : Génie mécanique

Option : Énergétique et Thermique Appliquée

Soutenue publiquement le 05 / 11 / 2016 devant le jury composé de :

M. Jean Félix DURASTANTI	Professeur	Univ de Paris-Est Créteil, FRANCE	Président
M. Said ABOUDI	Professeur	UTBM FRANCE	Directeur de thèse
M. Rachid SAIM	Professeur	Univ Tlemcen	Directeur de thèse
M. Driss NHARI	Professeur	CU Ain Temouchent, Algérie	Rapporteur
M. Olivier RIOU	MC HDR	Univ de Paris-Est, FRANCE	Examineur
M. Omar SEBBANE	MCA	Univ Tlemcen	Examineur
M. Mohammed AOUNEALLAH	Professeur	USTO, ORAN	Examineur
M. A. Nabil KORTI	Professeur	Univ Tlemcen	Examineur

Je remercie également tous les membres des deux laboratoires, enseignants, doctorants et personnels pour leur accueil et sympathies.

Enfin, à tous ceux et celles qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail, je dis merci.

RÉSUMÉ

Dans cette thèse, on présente une étude numérique de la convection forcée turbulente dans un dissipateur thermique muni d'une chicane transversale dans le by-pass. Le premier modèle est composé d'ailettes planes et le second consiste à ajouter des ailettes broches entre les ailettes planes. Les équations gouvernantes basées sur le modèle de turbulence $k-\omega$ SST sont discrétisées et résolues par la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE. Les résultats dynamiques sont présentés en termes de champs de vitesses, des profils de vitesses axiales dans des sections choisies ainsi que la perte de charge. L'étude thermique est présentée en termes de champs de température et de distribution du nombre de Nusselt. Un rapport entre les performances thermique et dynamique est présenté pour évaluer les différents dissipateurs thermiques.

Mots clés : ailettes, convection forcée, dissipateur thermique, écoulement turbulent, volumes finis.

Table des matières

<i>Remerciements</i>	<i>i</i>
<i>Résumé</i>	<i>ii</i>
<i>Table des matières</i>	<i>iii</i>
<i>Liste des figures</i>	<i>iv</i>
<i>Liste des Tableaux</i>	<i>v</i>
<i>Nomenclature</i>	<i>vi</i>

Introduction générale	1
------------------------------------	----------

Chapitre I

Etude Bibliographique

I.1 Introduction	3
I.2 Modes fondamentaux de transfert de chaleur dans les équipements électroniques..	4
I.2.1 Conduction	4
I.2.2 Convection	5
I.2.3 Rayonnement	6
I.2.4 Notion de résistance thermique.....	7
I.3 Modes et techniques de refroidissement des composants électroniques	8
I.3.1 Refroidissement par fluide	9
I.3.2 Refroidissement par dissipateur thermique.....	17
I.3.3 Refroidissement par microcanaux.....	39
I.3.4 Refroidissement par matériaux à changement de phase (solide ou liquide)	40
I.4 Conclusion.....	41

II.8.4. Performances des dissipateurs thermiques.....	54
---	----

Chapitre III

Résolution Numérique

III.1. Introduction	55
III.2. Méthode des volumes finis.....	55
III.3. Discrétisation de l'équation de transport.....	56
III.4. Principe du schéma de discrétisation UPWIND.....	59
III.5. Equation de transport discrétisée	61
III.6. Couplage vitesse pression-Algorithm SIMPLE.....	62
III.7. Sous relaxation et convergence	66
III.7.1. Sous relaxation.....	66
III.7.2. Critères de convergence.....	68

Chapitre IV

Résultats et Interprétations

IV.1. Introduction	69
IV.2. Génération du maillage- Préprocesseur GAMBIT	69
IV.3. Indépendance du maillage.....	73
IV.4. Validation des résultats numériques.....	75
IV.5. Effet de la position et de la hauteur de la chicane transversale.....	77
IV.5.1. Distribution des champs de vitesses	77
IV.5.2. Profils de vitesses dans des sections choisies	80

Liste des tableaux

Tableau I 1 Analogie thermique-électrique	8
Tableau I 2 Dimensions des dissipateurs thermiques étudiés.	25
Tableau I 3 Dimensions des dissipateurs thermiques étudiés [60].....	36
Tableau II 1 Dimensions des différentes formes ailettes broches.....	44
Tableau II 2 Dimensions du dissipateur à ailettes planes.....	46
Tableau II 3 Constants empiriques du modèles k- ϵ standard.....	50
Tableau III 1 Facteurs de sous relaxations	67
Tableau IV 1 Taux d'augmentation du coefficient de frottement	110

Liste des figures

Figure I .1 Nombre de composantes emballées sur une puce au cours des années.	3
Figure I .2 Evolution de la température d'un composant électronique avec le temps ...	4
Figure I .3 Conduction thermique.....	5
Figure I .4 Convection thermique	6
Figure I .5 Représentation schématique du transfert thermique par radiation	7
Figure I .6 Configuration étudié dans la référence [3]	9
Figure I .7 Schéma du domaine de calcul et des conditions aux limites utilisées dans [5].	10
Figure I .8 Canal horizontal contenant deux sources de chaleur, simulant deux composants électroniques.	10
Figure I .9 Canal avec des sources de chaleur localisées	11
Figure I .10 Schéma de la configuration étudiée dans [8]	11
Figure I .11 Canal vertical muni des blocs chauffés.....	12
Figure I .12 (a) Configuration géométrique, (b) Domaine de calcul.....	13
Figure I.13 Différentes configurations géométriques [12]	14
Figure I.14 Représentation schématique du système physique	15
Figure I .15 Schématisation du problème [16]	15
Figure I.16 Canal muni de blocks et de déflecteurs incurvés.....	16
Figure I.17 Géométries considérées, (a) sans turbulateur, (b) avec turbulateur.....	16
Figure I .18 Dissipateur à ailettes planes	14
Figure I .19 Schéma du dispositif expérimental	14
Figure I .20 Dissipateur à ailettes planes	20
Figure I.21 Configuration des ailettes solides et perforées	21
Figure I.22 (a) Éléments modulaires utilisés pour créer le dissipateur de chaleur, (b) Dissipateur thermique	21
Figure I .23 Schéma du radiateur.....	22
Figure I.24 Configuration des dissipateurs de chaleur testés	23
Figure I.25 Dissipateurs thermique, (a) ailettes planes, (b) ailettes broches.....	24
Figure I.26 Dissipateur à ailettes d'une hauteur non uniforme	24
Figure I .27 Dissipateurs à ailettes d'une largeur non uniforme	25
Figure I .28 Dissipateur thermique avec chicane transversale	26

Figure III .1 Volume de contrôle, a) 1D, b) 2D, c) 3D	56
Figure III .2 Principe du schéma UPWIND, (a) direction positive, (b) direction négative	60
Figure III .3 (a) Maillage décalé pour u_e , (b) Maillage décalé pour v_n	62
Figure III .4 Algorithme SIMPLE.....	66
Figure IV .1 Différents types de maillage (cas 2D).....	70
Figure IV .2 Détails du maillage utilisé dans le dissipateur à ailettes planes.....	71
Figure IV .3 Détails du maillage utilisé dans le dissipateur à ailettes planes muni d'ailettes broches cylindriques.....	72
Figure IV .4 Influence du maillage sur la vitesse axiale en amont de la chicane ($x=0.12$ m).....	73
Figure IV.5 Influence du maillage sur la vitesse axiale en aval de la chicane ($x=0.15$ m)	74
Figure IV.6 Influence du maillage sur la vitesse axiale de l'air à la hauteur $y=0.034$ m	74
Figure IV .7 Comparaison du nombre de Nusselt moyen avec les résultats expérimentaux de Zhang et al. [39]	75
Figure IV .8 Variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la position de la chicane transversale $Re = 2010$	76
Figure IV .9 Variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la position de la chicane transversale $Re=10180$	76
Figure IV .10 Contours de vitesse dans un dissipateur sans chicane transversale	78
Figure IV .11 Contours de vitesse dans un dissipateur avec chicane transversale.....	79
Figure IV .12 Sections sélectionnées.....	80
Figure IV .13 Profils de vitesses dans le plan médian ($z=0.011$ m) pour différentes positions x	81
Figure IV .14 Profils de vitesses dans le plan médian ($z = 0.011$ m) pour différentes hauteurs y	81

Figure IV .38	Effet du nombre d'ailettes sur le nombre de Nusselt moyen	107
Figure IV .39	Effet du nombre d'ailettes sur la perte de pression.....	108
Figure IV .40	Contours de vitesses, a) planes, b) planes-carrées, c) planes- cylindriques, d) planes-elliptiques, e) planes-Dropform.....	109
Figure IV .41	Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds et la hauteur de la chicane transversale H_s	111
Figure IV .42	Contours des températures, a) planes, b) planes-carrées, c) planes- cylindriques, d) planes-elliptiques, e) planes-Dropform.....	112
Figure IV .43	Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds	115
Figure IV .44	Performances des dissipateurs pour les différentes configurations géométriques étudiées.	118

Nomenclature

Nomenclature

Symbole

A	Surface [m ²]
a	Longueur de la corde [m]
b	Epaisseur de la base du dissipateur [m]
C _p	Chaleur spécifique [J/kgK]
d	Longueur de l'axe court, diamètre [m]
D _h	Diamètre hydraulique [m]
F ₁ , F ₂	Fonctions de mélange du modèle k- ω
f	Coefficient friction
f ₀	Coefficient friction dans un tube
H _B	Hauteur du by-pass [m]
H _f	Hauteur des ailettes [m]
H _s	Hauteur de la chicane transversale [m]
h	Coefficient du transfert convectif [W/m ² K]
k	Energie cinétique turbulente [m ² /s ²]
L _f	Longueur des ailettes [m]
N _f	Nombre des ailettes
Nu	Nombre de Nusselt
Nu _∞	Nombre de Nusselt dans un tube lisse
P	Pression [Pa]
ΔP	Différence de pression [Pa]
Pr	Nombre Prandtl
Pr _t	Nombre Prandtl turbulent

λ_f	Conductivité thermique du fluide [w/m.K]
λ_s	Conductivité thermique du solide [w/m.K]
ρ	Masse volumique [kg/m ³]
ν	Viscosité cinématique [m ² /s]
μ	Viscosité dynamique [kg/m.s]
μ_t	Viscosité dynamique turbulente [kg/m.s]
Ω	Taux de dissipation spécifique [m ² /s]
Σ	Constante de Stefan-Boltzmann (2.04x10 ⁻⁷ kJ / (h.m ² K ⁻⁴))
σ_{k1}, σ_{k1}	Constantes pour l'équation de l'énergie cinétique turbulente k
$\sigma_{\omega1}, \sigma_{\omega1}$	Constantes pour l'équation de dissipation spécifique ω
Φ	Variables dépendantes u, v, w, T, k et ω
Δx	Largeur du volume de contrôle suivant la direction x
Δy	Largeur du volume de contrôle suivant la direction y
Δz	Largeur du volume de contrôle suivant la direction z

Indices inférieurs et indices supérieurs

B	Base
In	Entrée
T	Turbulent
F	Ailette, fluide
m	Moyen

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Grâce aux progrès technologiques réalisés ces dernières années en électronique, les composants deviennent de plus en plus performants, de plus en plus petits et travaillent de plus en plus vite. En conséquence, les densités de puissance à évacuer deviennent très importantes dans de nombreux domaines de l'électronique.

En effet, aujourd'hui, les composants de puissance comme les microprocesseurs peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré et certains composants optoélectroniques sont capables d'engendrer des pertes supérieures à 1000 W/cm^2 . Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs, et par conséquent l'utilisation de systèmes de refroidissement plus performant est cruciale.

Tous les composants électroniques sont sensibles à la température ; leurs performances deviennent médiocres en dehors de certaines limites de température et peuvent être détruits si la température est largement en dehors de ce domaine de fonctionnement.

Aujourd'hui, il existe de nombreux systèmes de refroidissement basés principalement sur l'effet convectif monophasique qui répondent à la plus part des besoins de dissipation actuels. La technique classique la plus reconnue est le refroidissement par air, en raison de sa simplicité, sa facilité de mise en œuvre et son faible coût.

L'air est caractérisé par sa faible conductivité thermique, et pour améliorer le taux de refroidissement, plusieurs solutions sont proposées par les chercheurs comme l'insertion des obstacles dans la veine de l'écoulement d'air et le faire circuler sur les zones chaudes, ou bien l'installation de dissipateurs thermiques (radiateurs) pour augmenter la surface d'échange convectif.

Dans le premier chapitre de ce mémoire, on présente une synthèse bibliographique sur les modes de transfert de chaleur dans les composants électroniques (conduction, convection et rayonnement) et les techniques d'évacuation de la chaleur générée au cours de fonctionnement de ces composants. Le mode le plus couramment utilisé est la convection (forcée/naturelle) de l'air à travers le circuit électronique, ou à travers les dissipateurs thermiques dans le but d'augmenter la surface d'échange. D'autres modes de refroidissement existent tels que l'utilisation des matériaux à changement de phase (MCP) dans le cas où le refroidissement par convection n'est pas possible, et le refroidissement par microcanaux pour des petites surfaces de grosses puissances.

Le second chapitre est réservé pour la présentation du modèle physique et la formulation mathématique. Les équations gouvernantes (continuité, quantité de mouvement et énergie), le modèle de turbulence, les conditions aux limites ainsi que la formulation utilisée pour le calcul des performances du dissipateur sont présentés.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation de la procédure de la résolution numérique et à la discrétisation de l'équation générale transport par la méthode des volumes finis.

Dans le dernier chapitre, on présente d'abord une étude sur l'influence du maillage sur les résultats, suivie d'une validation du modèle en le confrontant à des travaux publiés sur des cas spécifiques. De nombreux résultats de simulations numériques sont ensuite présentés et interprétés, mettant ainsi en évidence comportement dynamique et thermique du système étudié et également ses performances.

Une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus et quelques perspectives futures qui peuvent être traitées par la suite, clôture ce mémoire.

Chapitre I
Etude Bibliographique

I.1. Introduction

La poursuite de la miniaturisation des systèmes électroniques a conduit à une augmentation spectaculaire de la quantité de chaleur produite par unité de volume. Comme le montre la figure I.1, le nombre de composants emballés dans une seule puce est augmenté d'une manière assez rapide.

La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Pour cette raison, des solutions technologiques de refroidissement sont envisagées telles que l'utilisation des matériaux ayant une conductivité thermique assez importante d'une part, et l'amélioration de l'échange thermique avec l'environnement d'autre part. L'insertion de dissipateurs thermiques et de micro canaux, et l'exploitation des matériaux à changement de phase permettent d'atteindre ces objectifs.

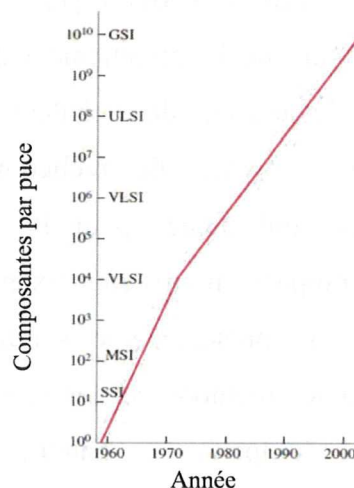


Figure I.1 Nombre de composants emballées sur une puce au cours des années

Yunus et Afshin [1].

Un dispositif électronique qui n'est pas en cours d'exécution est en équilibre thermique avec son environnement, et est donc à la température du milieu ambiant. Lorsque l'appareil est mise en marche, la température des composants commence à monter jusqu'à la température d'équilibre lorsque la chaleur générée est égale à la chaleur extraite par le mécanisme de refroidissement. À ce stade, le dispositif est dit avoir atteint les conditions d'exploitation stables.

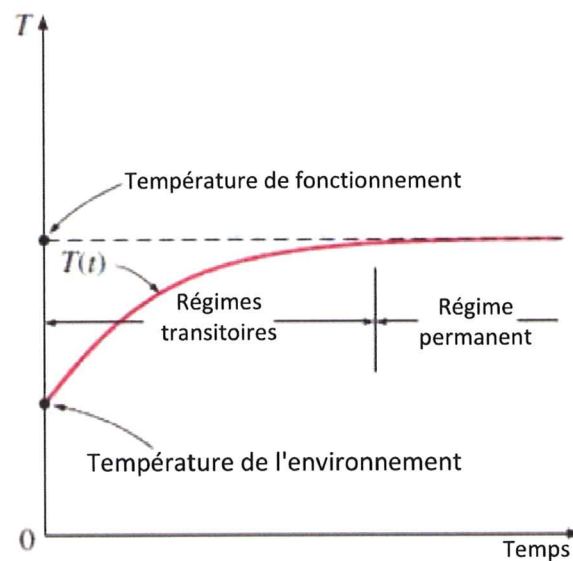


Figure I.2 Evolution de la température d'un composant électronique avec le temps

Yunus et Afshin [1]

Pour maintenir une température de fonctionnement nominale, l'implantation d'un système de refroidissement et d'évacuation de la chaleur est indispensable.

Dans ce contexte, plusieurs travaux de recherches de natures analytiques, numériques et expérimentales sont menés pour la conception des systèmes de refroidissement performants, compacts, moins coûteux et moins encombrants.

Dans ce premier chapitre, on présente une synthèse bibliographique sur les principaux travaux publiés sur les méthodes et les techniques de refroidissement de composants qui sont amenés à dissiper de la chaleur. Avant de décrire ces travaux, nous présentons un petit rappel sur les principaux modes de transfert de chaleur.

I.2. Modes fondamentaux de transfert de chaleur dans les équipements électroniques

I.2.1. Conduction :

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

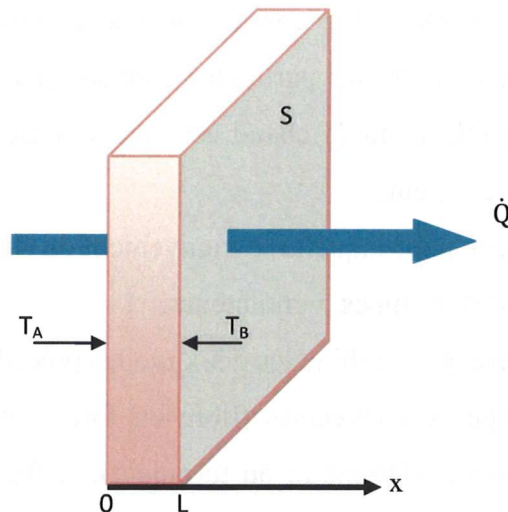


Figure I.3 Conduction thermique

Le transfert de chaleur par conduction obéit à la loi, bien connue, de Fourier :

$$\dot{\Phi} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (I.1)$$

Où :

Φ : flux de chaleur en watt (W)

λ : conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

dT : différence de température (K)

S : surface perpendiculaire au flux de chaleur (m^2)

L : épaisseur (m)

I.2.2. Convection :

La convection est l'échange de chaleur entre la surface d'un solide et un fluide en mouvement. Le déplacement de chaleur au sein d'un fluide se fait par le mouvement d'ensemble de ses molécules d'un point à un autre.

Dans le processus de convection, la chaleur se déplace comme toujours des zones chaudes vers les zones froides. Lorsque les molécules d'un fluide froid, tel que l'eau ou l'air, viennent au contact d'une paroi chaude, une partie de l'énergie de vibration animant les molécules superficielles du solide se communique aux molécules voisines du fluide. La quantité de chaleur ainsi transmise est proportionnelle à la différence de température solide-fluide.

On distingue :

- La convection **naturelle** qui a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et froides sous l'action de la pesanteur. En général, le fluide chaud est moins dense et a tendance à s'élever dans le champ de pesanteur.
- La convection **forcée** pour laquelle le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures (pompes, ventilateurs...)
- La convection **mixte** qui combine les deux modes précédents
- Quelque soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur transmis est décrit par la loi de **Newton** :

$$Q = h S (T_p - T_f) \quad \text{I.2}$$

h : coefficient de transfert convectif ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

S : surface d'échange (m^2)

T_p, T_f : température de paroi, de fluide (K)

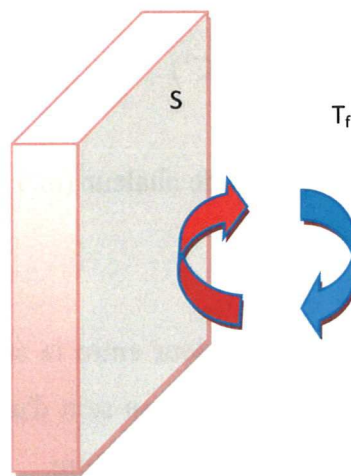


Figure I.4 Convection thermique

I.2.3. Rayonnement

Le rayonnement est un mode d'échange d'énergie à distance, qui se produit par émission et absorption de radiations électromagnétiques. L'échange thermique par rayonnement se fait suivant le processus :

- **Emission** : Il y a conversion de l'énergie fournie à la source en énergie électromagnétique.

- **Transmission** : L'énergie se transmet par propagation d'ondes électromagnétiques avec éventuellement absorption par le milieu traversé.

- **Réception** : il y a conversion du rayonnement électromagnétique incident en énergie thermique (absorption).

La loi de **Stefan-Boltzmann** permet de quantifier ces échanges. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation :

$$P = \varepsilon \sigma S T^4 \quad \text{I.3}$$

Avec :

ε : émissivité du corps

σ : constante de Stefan Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)

S : surface du corps (m^2)

T : température du corps (K)

Entre deux corps, la puissance échangée par rayonnement est donnée par :

$$P = \varepsilon \sigma S (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{I.4}$$

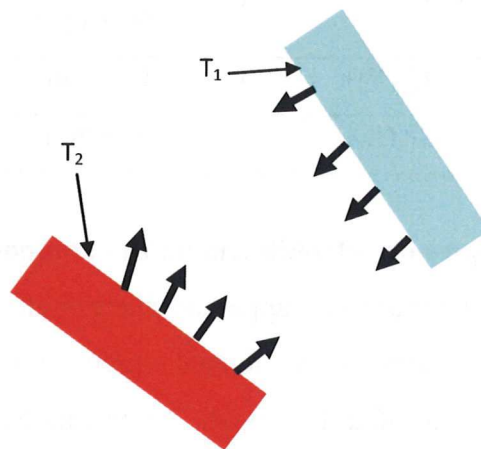


Figure I.5 Représentation schématique du transfert thermique par radiation.

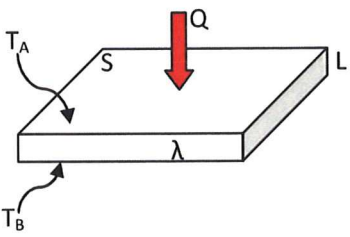
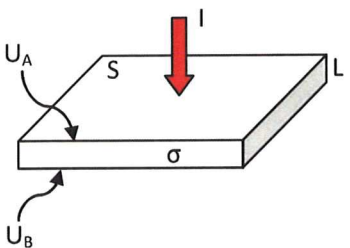
I.2.4. Notion de résistance thermique :

La résistance thermique est un paramètre qui quantifie le degré de difficulté opposé par le matériau à l'écoulement d'un flux de chaleur entre deux isothermes (T_A et T_B). Si on prend le cas de la conduction thermique unidimensionnelle, l'expression de la résistance thermique R_{th} (K/W) est donnée par :

$$R_{th} = \frac{L}{\lambda \cdot S} \quad \text{I.5}$$

Le tableau I.1 montre une analogie électrique-thermique, cas de la conduction thermique dans une plaque d'épaisseur L .

Tableau I.1 Analogie thermique-électrique.

thermique		électrique	
			
Résistance thermique	$R_{th} = \frac{L}{\lambda \cdot S} \text{ (K/W)}$	Résistance électrique	$R = \frac{L}{\sigma \cdot S} \text{ (}\Omega\text{)}$
Conductivité thermique	$\lambda \text{ (W/m.K)}$	Conductivité électrique	$\sigma \text{ (A/V.m)}$
Flux de chaleur	$Q \text{ (W)}$	Courant	$I \text{ (A)}$
Température	$T \text{ (K)}$	Tension	$U \text{ (V)}$

I.3. Modes et techniques de refroidissement des composants électroniques :

Le contrôle de la température des appareils électroniques est indispensable pour assurer un bon fonctionnement et une longue durée de vie. L'augmentation de la température peut causer la défaillance des composants électroniques. Dans ce contexte, plusieurs techniques de refroidissement sont introduites pour évacuer la chaleur générée au cours du fonctionnement des composants électroniques.

Pour choisir la technique de refroidissement, **Robertso [2]** a proposé huit facteurs qui doivent être pris en considération : la taille, le coût, l'efficacité thermique, le bruit, les vibrations, la maintenance, et les interférences électriques avec les composants de l'appareil électronique.

I.3.1. Refroidissement par fluide

Suite à sa simplicité, sa facilité de mise en œuvre et son faible coût, la convection forcée et naturelle de l'air est le mode le plus couramment utilisé pour refroidir les composants électroniques.

Dans les travaux de recherche cités ci-après, les composants électroniques sont généralement considérés comme des surfaces solides ou des volumes montés sur les parois d'un canal ou d'une cavité.

Yong et Vafai [3] a présenté une enquête détaillée sur le refroidissement par convection forcée d'un obstacle chauffé, monté sur la paroi d'un canal horizontal. Les paramètres étudiés sont la hauteur et la largeur de l'obstacle, le rapport des conductivités (fluide-solide) et le nombre de Reynolds. Les résultats montrent que la forme et le matériau de l'obstacle ont un effet significatif sur l'écoulement et le transfert de chaleur.

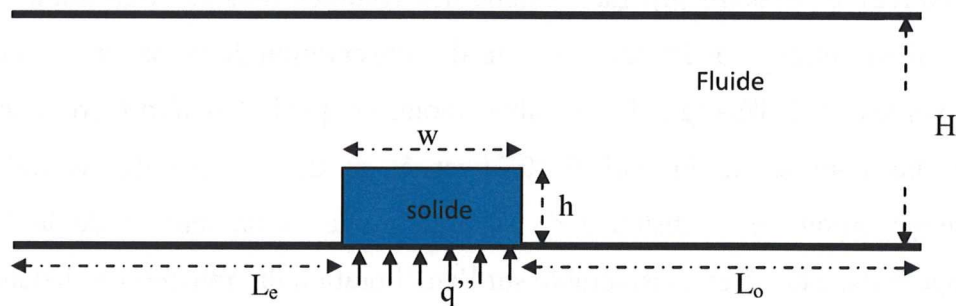


Figure I.6 Configuration étudiée dans la référence [3]

Webb et Ramadhyani [4] ont étudié la convection forcée dans un canal contenant des obstacles périodiquement répartis sur ses deux parois et soumis à des flux de chaleur constants. L'effet de nombres de Reynolds et de Prandtl et des paramètres géométriques sur le transfert de chaleur a été examiné. Les résultats obtenus ont montré la possibilité d'optimiser le transfert de chaleur et la perte de charge en faisant un choix approprié des paramètres géométriques du système.

Korichi et Oufer [5] ont élaboré une étude numérique de l'air s'écoulant en régime laminaire instationnaire dans un canal rectangulaire muni d'obstacles chauffés et montés périodiquement sur les deux parois. L'analyse des résultats a montré

l'existence d'un écoulement oscillatoire, et aussi de vortex qui contribuent à l'amélioration du transfert de chaleur.

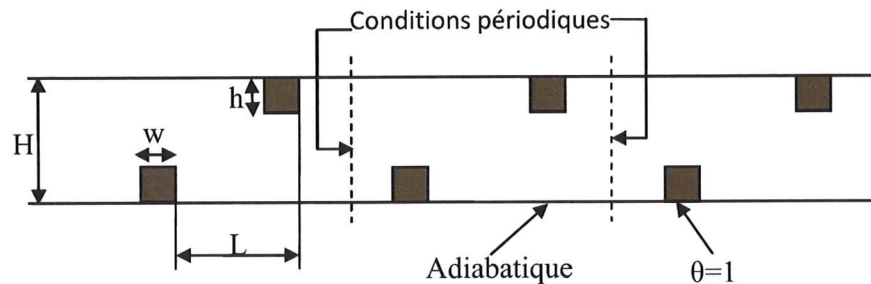


Figure I.7 Schéma du domaine de calcul et des conditions aux limites utilisées dans [5].

Une étude numérique de la convection mixte laminaire, en présence de deux sources de chaleur identiques, situées dans un canal horizontal bidimensionnel est menée par **Hamouche et Bessaïh** [6]. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER sont utilisés pour résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les résultats montrent que le transfert thermique augmente pour un nombre de Prandtl $Pr=0.71$ et 5 , et un nombre de Reynolds $Re=30$. L'augmentation de la distance de séparation, de la hauteur et de la largeur des composants, a un effet considérable sur l'amélioration du transfert de chaleur.

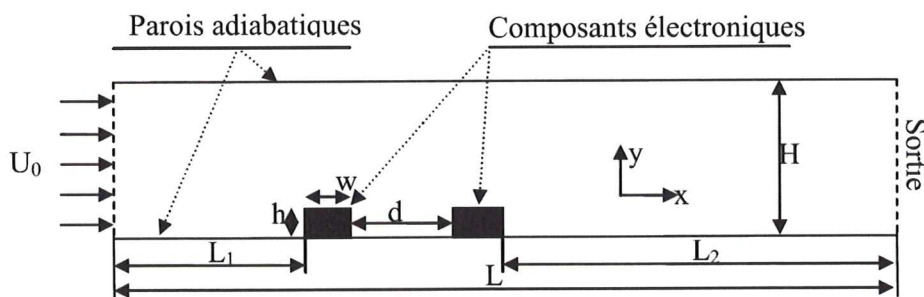


Figure I.8 Canal horizontal contenant deux sources de chaleur, simulant deux composants électroniques.

Alwadhi [7] a étudié le transfert de chaleur et l'écoulement dans un canal horizontal muni de trois obstacles rectangulaires attachés sur la paroi inférieure, avec une génération de la chaleur localisée (figure I.9). L'écoulement est supposé laminaire et le nombre de Reynolds variant entre 250 et 1000 . La méthode des éléments finis est

utilisée pour la résolution des équations de conservation. Sous certaines conditions, les résultats numériques obtenus ont montré que l'approche de la génération uniforme de la chaleur pourrait conduire à une erreur d'analyse significative.

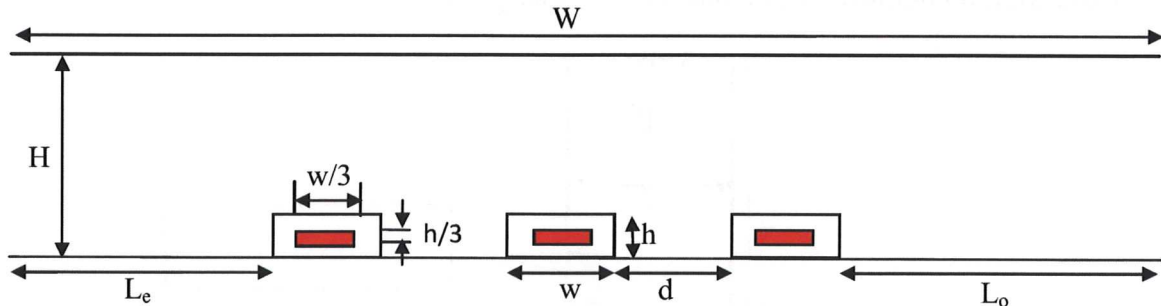


Figure I.9 Canal avec des sources de chaleur localisées.

Bakkas et al. [8] ont mené une étude bidimensionnelle stationnaire de la convection naturelle laminaire dans un canal horizontal. La paroi supérieure est maintenue à une température constante ; la paroi inférieure, supposée adiabatique est munie de blocs rectangulaires dont les surfaces libèrent un flux de chaleur constant. L'air est utilisé comme fluide de travail ($Pr=0.7$). Les paramètres étudiés sont le nombre de Rayleigh ($10^2 \leq Ra \leq 6.10^2$) et la hauteur relative des blocs ($1/8 \leq B=h'/H' \leq 1/2$). L'espacement entre les blocs est maintenu constant. Les résultats obtenus montrent l'existence de différents types de solutions pour lesquelles le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement en dépendent de manière significative.

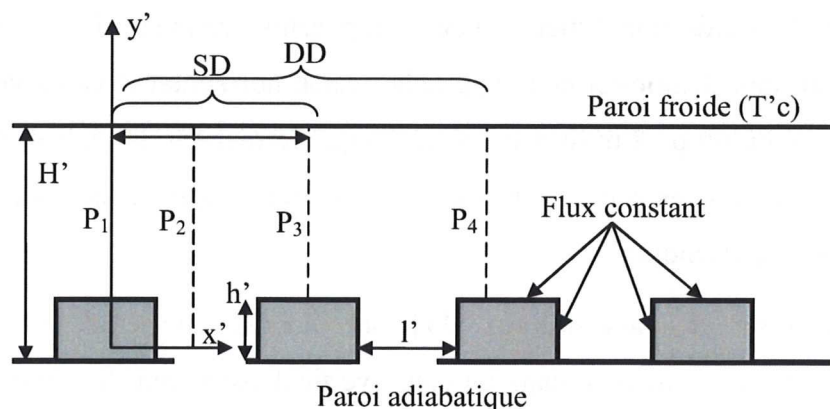


Figure I.10 Schéma de la configuration étudiée dans [8]

Le refroidissement par convection mixte turbulente de l'air des blocs chauffés dans un canal vertical est élaboré par **Harnane et Bessaih [9]**. Les parois du canal sont

adiabatiques. L'approche numérique est basée sur la technique des volumes finis. Le code FLUENT est appliqué pour intégrer les équations sur chaque volume de contrôle. Une description détaillée de l'écoulement autour des blocs a été présentée et la distribution du nombre de Nusselt local est analysée.

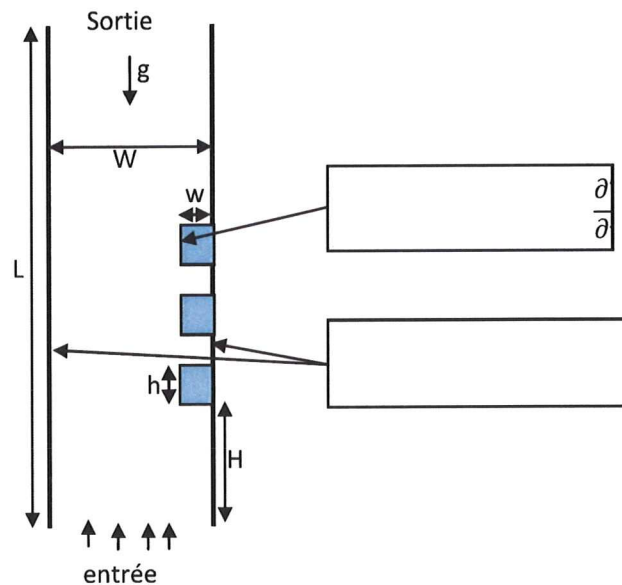


Figure I.11 Canal vertical muni des blocs chauffés

Icoz et Jaluria [10] ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. La conception est basée sur les données expérimentales ou de modélisation numérique, notamment, le nombre de Reynolds et la dimension des composants. Deux configurations simples ont été étudiées pour démontrer cette approche (canal horizontal et canal verticale). Cette étude montre qu'on peut utiliser les résultats qui permettent de réaliser des géométries adéquates et optimales dans le but d'avoir le meilleur dispositif de refroidissement des composants électroniques.

Madhusudhana et Narasimham [11] ont élaboré une étude numérique de la convection mixte conjuguée dans un canal vertical contenant des sources de chaleur. La disposition et la génération de la chaleur des sources sont identiques. Les équations régissantes sont discrétisées en utilisant l'approche des volumes finis sur un maillage décalé. Des études paramétriques sont réalisées en faisant varier les nombres de Grashof de 10^4 à 10^7 , et de nombre de Reynolds de 0 à 1500, avec de l'air comme

fluide de travail. Pour les paramètres considérés, les résultats ont montré que la chaleur transférée au fluide par l'intermédiaire de la conduction de la chaleur du substrat est de l'ordre de 41 à 47% de la dissipation de la chaleur provoquée par les sources.

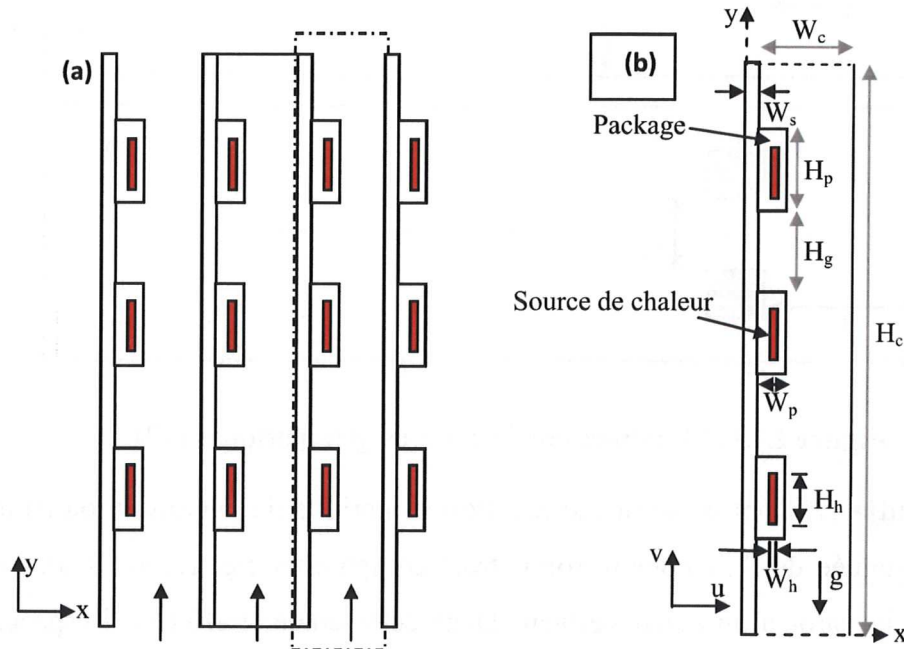


Figure I.12. (a) Configuration géométrique, (b) Domaine de calcul

Wang et Jaluria [12] ont étudié le transfert de chaleur conjugué dans une conduite rectangulaire tridimensionnelle munie de deux sources de chaleur. Le nombre de Grashof est fixé à 10^6 et le fluide utilisé est de l'air. Les résultats ont montré que le nombre de Reynolds, l'arrangement spatial des sources de chaleur et le rapport des conductivités thermiques, $K=K_s/K_{air}$, ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur.

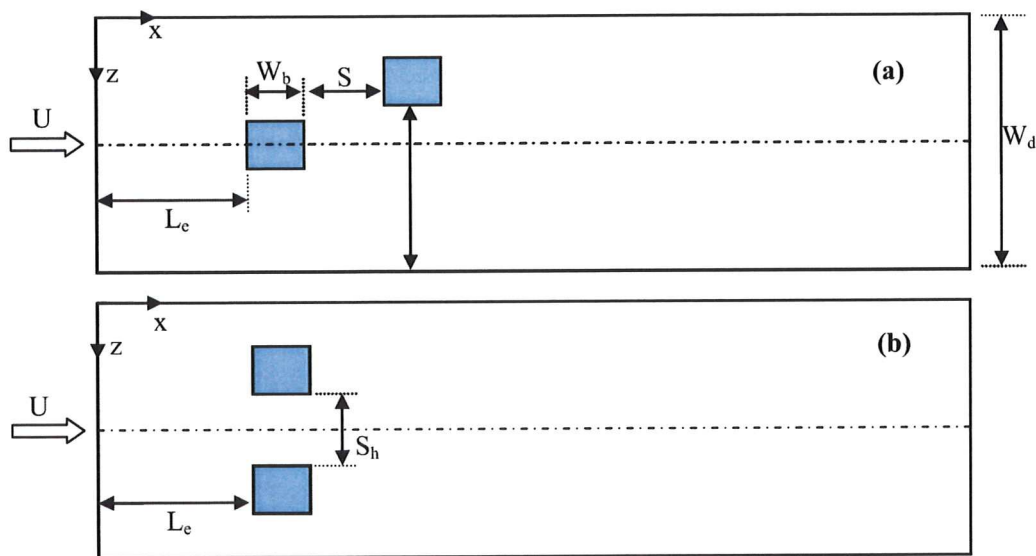


Figure I.13 Différentes configurations géométriques [12]

Bessaih et kadja [13] ont mené une simulation numérique de la convection naturelle forcée et conjuguée de l'air pour refroidir trois composants électroniques identiques attachées sur la paroi d'un canal vertical. Dans cette étude, l'effet de l'espacement entre les composants et le dysfonctionnement d'un composant sont examinés, afin de donner des suggestions qualitatives qui peuvent améliorer la conception thermique des assemblages des circuits imprimés.

Une étude expérimentale du transfert de chaleur convectif à travers quatre composants électroniques attachés sur la paroi d'un canal vertical est réalisée par **Bhowmik et al. [14]** L'eau est utilisée comme fluide de refroidissement pour un régime d'écoulement laminaire. Le nombre de Reynolds varie entre 40 à 2220 et le flux de chaleur entre 0.1 et 0.6 W/cm². Les résultats montrent que le coefficient du transfert convectif est fortement affecté par la variation du nombre de Reynolds.

Yeong et Jen [15] ont étudié numériquement la convection forcée dans un canal horizontal muni de blocs avec génération de la chaleur. L'écoulement et les caractéristiques thermiques sont examinés en fonction de la hauteur des blocs, l'espacement entre les blocs et le nombre de Reynolds.

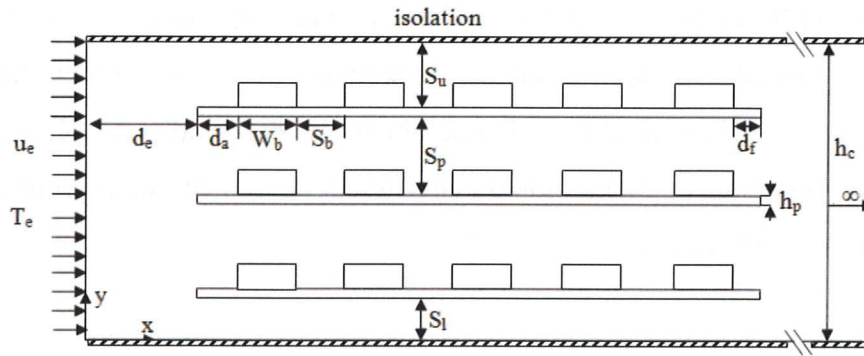


Figure I.14 Représentation schématique du système physique

Seo et al. [16] ont effectué une investigation numérique des caractéristiques du transfert de chaleur dans un canal contenant deux blocs chauffés (figure I.15). A l'entrée du canal, l'écoulement est supposé oscillatoire $U=U_0(1+A \sin \omega \tau)$, avec une température uniforme. Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante T_H . Les résultats indiquent que la recirculation des écoulements, derrière les blocs situés en aval et entre les blocs, est affectée substantiellement par les nombres de Reynolds et de Strouhal, ($St=f_H/U_0$, f étant la fréquence des oscillations), par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

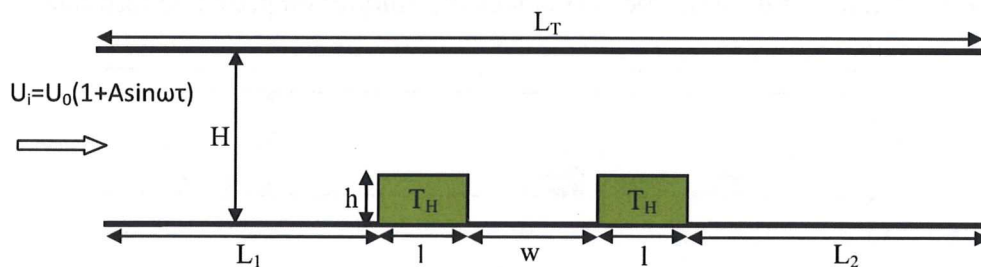


Figure I.15 Schématisation du problème [16]

Dans les travaux cités précédemment, le fluide de refroidissement peut ne pas refroidir toutes les surfaces chaudes des composants électroniques. Pour cette raison, des chercheurs ont proposé l'insertion des déflecteurs (turbulateurs, inverseurs) dans la veine de l'écoulement des fluides. Ces déflecteurs servent à guider le fluide dans les zones chaudes et le forcent à circuler entre les composants. Parmi les travaux existant dans la littérature, nous citons :

Luviano et al [17] ont fait une analyse comparative de l'écoulement et du transfert de chaleur dans un canal horizontal formé par deux plaques munies de blocs chauffants et de déflecteurs incurvés pour diriger l'écoulement, et un canal sans déflecteurs. Les résultats ont montré une augmentation du coefficient de transfert de chaleur comparé à celui obtenu sans déflecteurs.

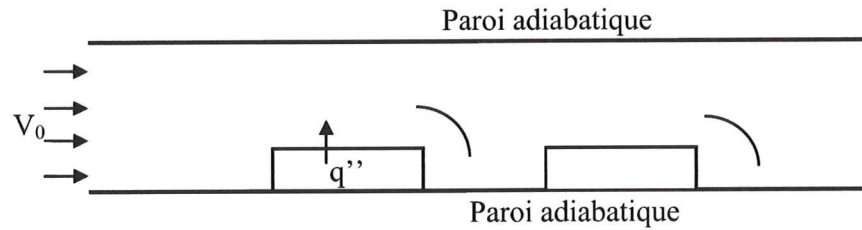


Figure I.16 Canal muni de blocks et de déflecteurs incurvés

Shiang et Horng [18] ont étudié le champ d'un écoulement turbulent et l'amélioration de transfert de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal avec des blocs chauffés montés sur la paroi inférieure. Un turbulateur rectangulaire a été monté dans le canal pour améliorer le transfert de chaleur. Trois rapports (largeur/hauteur=0.25, 0.5 et 1.0) du turbulateur ont été étudiés pour un nombre de Reynolds fixé à 5000. Les résultats ont montré une nette amélioration des performances thermiques en présence turbulateur.

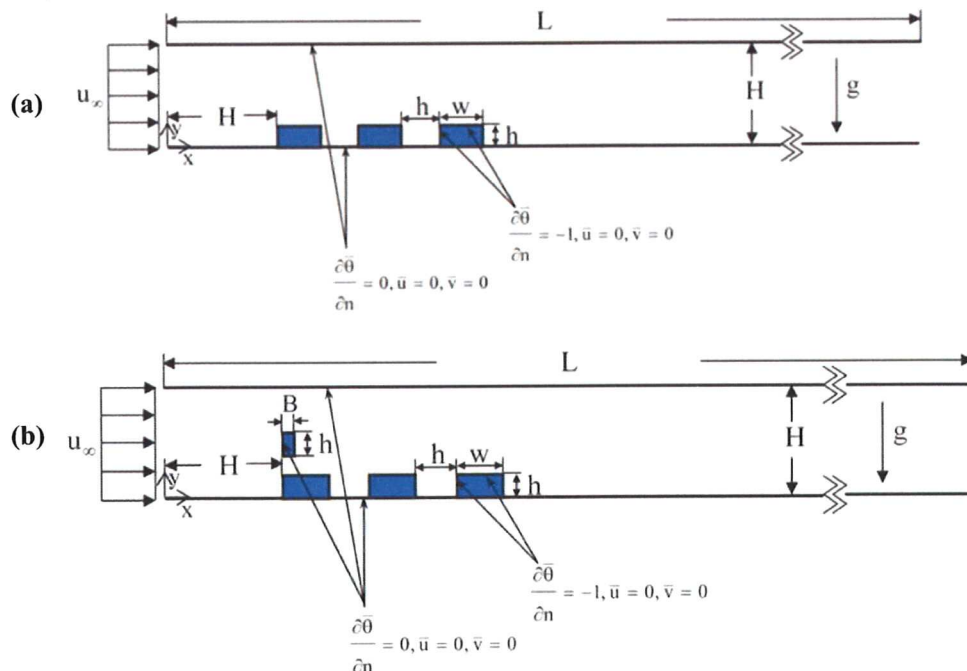


Figure I.17 Géométries considérées, (a) sans turbulateur, (b) avec turbulateur

I.3.2. Refroidissement par dissipateur thermique

Dès qu'un composant électronique est traversé par un courant électrique, il a tendance à produire de la chaleur (pertes par effet Joule). Cette chaleur n'est généralement pas perceptible avec des composants qui sont traversés par de faibles courants, mais elle est nettement perceptible avec des composants où circulent plusieurs ampères.

Pour des composants à faible puissance, il suffira de laisser faire la nature pour que la chaleur soit évacuée dans l'air ambiant (convection naturelle).

Mais parfois, la chaleur est produite plus vite qu'elle n'est évacuée, et le composant chauffe de plus en plus. Dans ce cas, il va falloir aider le composant à évacuer la chaleur plus vite qu'elle n'est produite. On utilise pour cela un dissipateur appelé aussi radiateur ou refroidisseur.

Le fonctionnement d'un dissipateur est simple : il consiste à augmenter la surface du composant en contact avec l'air, améliorant ainsi l'évacuation de la chaleur.

Deux critères sont à prendre en compte pour le choix d'un dissipateur : la forme du dissipateur et la résistance thermique.

Pour déterminer et sélectionner une conception optimale d'un dissipateur thermique à ailettes planes, **Arularasan et Velraj [19]** ont effectué des simulations numériques par le code CFD Fluent sur 81 dissipateurs. Dans cette étude, les paramètres géométriques tels que la hauteur et l'épaisseur des ailettes, l'épaisseur de la base et l'espace entre les ailettes sont variés. La longueur des ailettes et la largeur du dissipateur sont maintenues constantes. La comparaison entre la température de la base, la résistance thermique et la perte de pression dans les différents dissipateurs montre que la configuration optimale est celle qui correspond à 48 mm de hauteur, 1.6 mm d'épaisseur, 8 mm de base du dissipateur et 4 mm pour l'espace entre les ailettes.

Yuan [20] a étudié l'effet de la largeur et de la hauteur d'un canal rectangulaire sur les performances d'un dissipateur thermique à ailettes planes ; en utilisant le code CFD Fluent. Les résultats numériques sont vérifiés par comparaison avec un test expérimental du modèle.

Deans et al. [21] ont proposé une nouvelle approche pour la conception thermique des grands dissipateurs thermiques utilisés dans l'électronique de puissance. Cette méthode est soutenue par les résultats d'un vaste programme expérimental. Cette adaptation exige l'élaboration et l'évaluation d'une capacité de chaleur équivalente à décrire l'énergie menée le long de l'ailette. Cette méthode est initialement utilisée pour évaluer le coefficient de convection entre l'ailette et l'air de refroidissement. La corrélation trouvée pour décrire les résultats a été utilisée dans une analyse inverse pour prévoir et comparer les valeurs expérimentales de la résistance thermique du dissipateur.

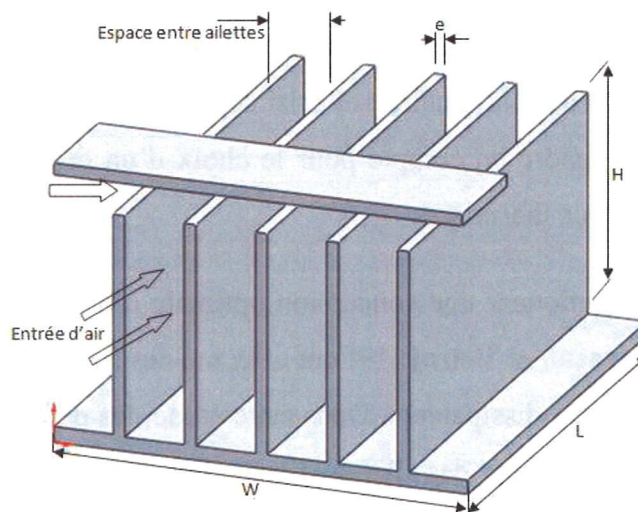


Figure I.18 Dissipateur à ailettes planes

La résistance thermique et la perte de pression d'une série de 25 dissipateurs thermiques à ailettes planes ont été examinées expérimentalement par **Hung et Shung [22]**. Les résultats montrent que la perte de pression augmente quand le nombre de Reynolds, la largeur et la hauteur des ailettes augmentent. Pour une largeur constante des ailettes, les dissipateurs thermiques qui ont les plus hautes ailettes sont les plus performants.

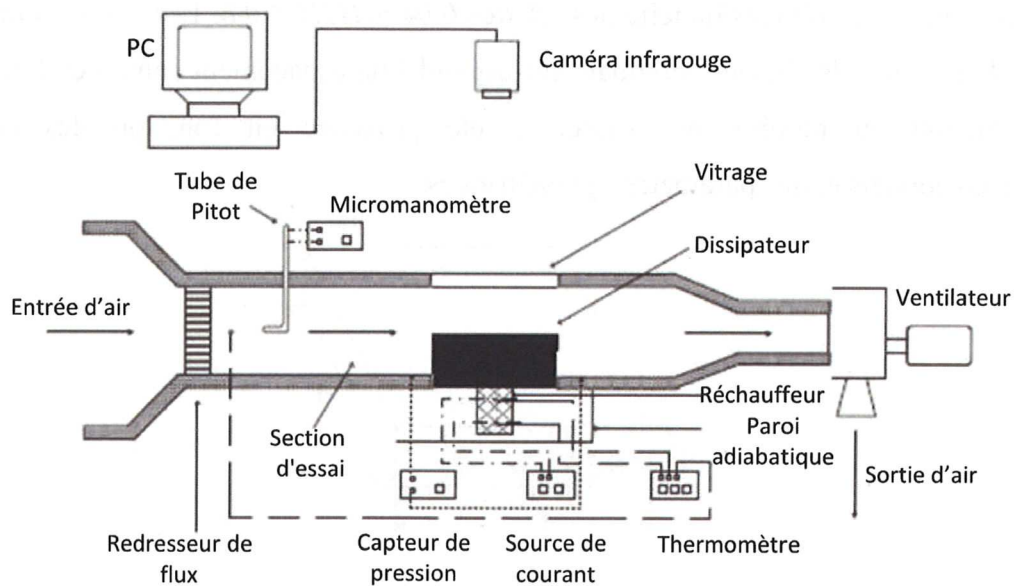


Figure I.19 Schéma du dispositif expérimental

Jonsson et Palm [23] ont étudié le comportement dynamique et thermique de neuf dissipateurs thermiques. Dans cette étude, les auteurs examinent l'effet du type d'ailettes, leur orientation (en ligne ou en quinconce), leur hauteur et le by-pass. La corrélation proposée par **Jonsson et Palm [24]** est modifiée, et une estimation de la fraction de débit d'air total qui passe à travers le dissipateur est effectuée dans les cas où le dissipateur est situé dans un canal avec by-pass.

La modélisation des performances thermo-hydrauliques de 42 dissipateurs thermique a été effectuée expérimentalement par **Jonsson et Moshfegh [25]**. Une corrélation empirique en fonction de la hauteur, de la largeur du canal, de la hauteur et de l'épaisseur des ailettes et de la distance entre ailettes est développée pour la prédiction du nombre de Nusselt et la perte de pression.

Dans un autre travail, une étude paramétrique expérimentale a été menée par **Dogan et Sivrioglu [26]** pour examiner les effets de l'espacement et de la hauteur des ailettes longitudinales sur le transfert de chaleur par convection mixte. Les paramètres expérimentales de cette étude sont la vitesse d'entrée ($0.15 \leq u_{in} \leq 0.16 \text{ m/s}$) qui correspond un nombre de Reynolds $Re=1500$, le nombre de Rayleigh $3.10^7 \leq Ra \leq 8.10^8$, le nombre de Richardson $0.4 \leq Ri \leq 5$, l'espacement adimensionnel $0.04 \leq S/H \leq$

5 et la hauteur adimensionnelle des ailettes $0.04 \leq H_f/H \leq 0.8$. Les résultats montrent que le transfert de chaleur maximale correspond à un espacement entre 8 et 9 mm. Une corrélation du nombre de Nusselt a été proposée en fonction des nombres adimensionnels et des paramètres géométriques.

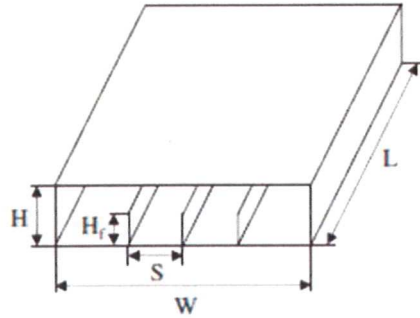


Figure I.20 Dissipateur à ailettes planes

Shaeri et Yaghoubi [27] ont proposé une étude numérique tridimensionnelle du transfert de chaleur en convection forcée à partir d'une rangée d'ailettes solides et perforées montées sur une paroi plane (Figure I.12). Les équations de Navier-Stokes et le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ (RNG) sont résolues par la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE, pour prévoir les paramètres d'écoulement. Les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur sont présentées pour un nombre de Reynolds compris entre 2×10^4 et 2×10^4 et un nombre de Prandtl $Pr = 0.71$. Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur est plus important dans le cas des ailettes perforées.

Dans le premier chapitre de ce mémoire, on présente une synthèse bibliographique sur les modes de transfert de chaleur dans les composants électroniques (conduction, convection et rayonnement) et les techniques d'évacuation de la chaleur générée au cours de fonctionnement de ces composants. Le mode le plus couramment utilisé est la convection (forcée/naturelle) de l'air à travers le circuit électronique, ou à travers les dissipateurs thermiques dans le but d'augmenter la surface d'échange. D'autres modes de refroidissement existent tels que l'utilisation des matériaux à changement de phase (MCP) dans le cas où le refroidissement par convection n'est pas possible, et le refroidissement par microcanaux pour des petites surfaces de grosses puissances.

Le second chapitre est réservé pour la présentation du modèle physique et la formulation mathématique. Les équations gouvernantes (continuité, quantité de mouvement et énergie), le modèle de turbulence, les conditions aux limites ainsi que la formulation utilisée pour le calcul des performances du dissipateur sont présentés.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation de la procédure de la résolution numérique et à la discrétisation de l'équation générale transport par la méthode des volumes finis.

Dans le dernier chapitre, on présente d'abord une étude sur l'influence du maillage sur les résultats, suivie d'une validation du modèle en le confrontant à des travaux publiés sur des cas spécifiques. De nombreux résultats de simulations numériques sont ensuite présentés et interprétés, mettant ainsi en évidence comportement dynamique et thermique du système étudié et également ses performances.

Une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus et quelques perspectives futures qui peuvent être traitées par la suite, clôture ce mémoire.

Chapitre I
Etude Bibliographique

I.1. Introduction

La poursuite de la miniaturisation des systèmes électroniques a conduit à une augmentation spectaculaire de la quantité de chaleur produite par unité de volume. Comme le montre la figure I.1, le nombre de composants emballés dans une seule puce est augmenté d'une manière assez rapide.

La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Pour cette raison, des solutions technologiques de refroidissement sont envisagées telles que l'utilisation des matériaux ayant une conductivité thermique assez importante d'une part, et l'amélioration de l'échange thermique avec l'environnement d'autre part. L'insertion de dissipateurs thermiques et de micro canaux, et l'exploitation des matériaux à changement de phase permettent d'atteindre ces objectifs.

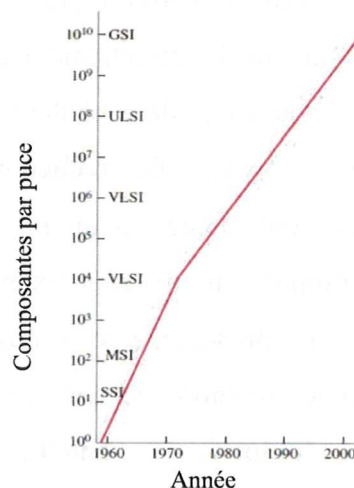


Figure I.1 Nombre de composants emballées sur une puce au cours des années

Yunus et Afshin [1].

Un dispositif électronique qui n'est pas en cours d'exécution est en équilibre thermique avec son environnement, et est donc à la température du milieu ambiant. Lorsque l'appareil est mise en marche, la température des composants commence à monter jusqu'à la température d'équilibre lorsque la chaleur générée est égale à la chaleur extraite par le mécanisme de refroidissement. À ce stade, le dispositif est dit avoir atteint les conditions d'exploitation stables.

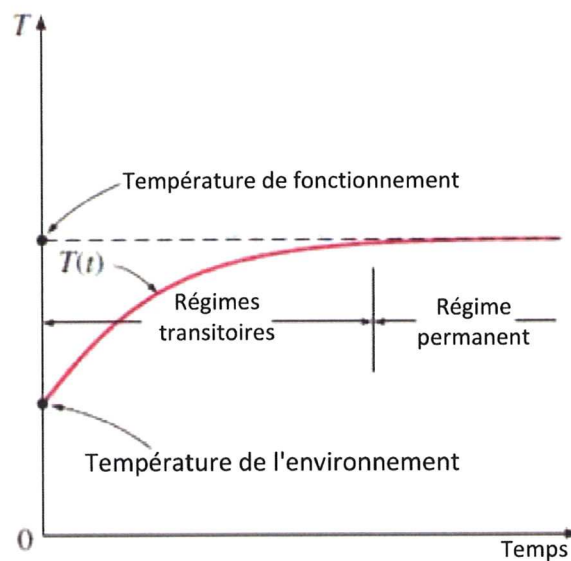


Figure I.2 Evolution de la température d'un composant électronique avec le temps

Yunus et Afshin [1]

Pour maintenir une température de fonctionnement nominale, l'implantation d'un système de refroidissement et d'évacuation de la chaleur est indispensable.

Dans ce contexte, plusieurs travaux de recherches de natures analytiques, numériques et expérimentales sont menés pour la conception des systèmes de refroidissement performants, compacts, moins coûteux et moins encombrants.

Dans ce premier chapitre, on présente une synthèse bibliographique sur les principaux travaux publiés sur les méthodes et les techniques de refroidissement de composants qui sont amenés à dissiper de la chaleur. Avant de décrire ces travaux, nous présentons un petit rappel sur les principaux modes de transfert de chaleur.

I.2. Modes fondamentaux de transfert de chaleur dans les équipements électroniques

I.2.1. Conduction :

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

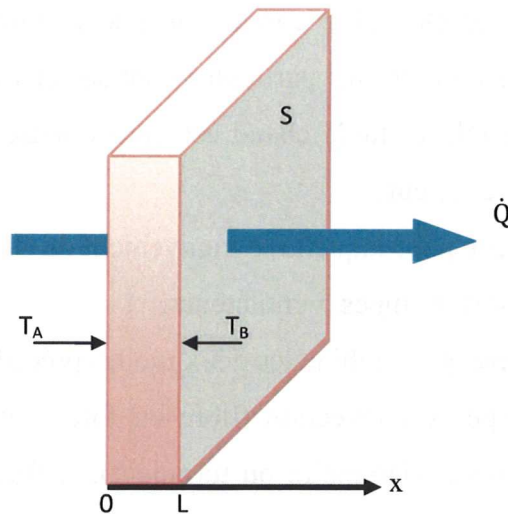


Figure I.3 Conduction thermique

Le transfert de chaleur par conduction obéit à la loi, bien connue, de Fourier :

$$\dot{\Phi} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (I.1)$$

Où :

Φ : flux de chaleur en watt (W)

λ : conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

dT : différence de température (K)

S : surface perpendiculaire au flux de chaleur (m^2)

L : épaisseur (m)

I.2.2. Convection :

La convection est l'échange de chaleur entre la surface d'un solide et un fluide en mouvement. Le déplacement de chaleur au sein d'un fluide se fait par le mouvement d'ensemble de ses molécules d'un point à un autre.

Dans le processus de convection, la chaleur se déplace comme toujours des zones chaudes vers les zones froides. Lorsque les molécules d'un fluide froid, tel que l'eau ou l'air, viennent au contact d'une paroi chaude, une partie de l'énergie de vibration animant les molécules superficielles du solide se communique aux molécules voisines du fluide. La quantité de chaleur ainsi transmise est proportionnelle à la différence de température solide-fluide.

On distingue :

- La convection **naturelle** qui a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et froides sous l'action de la pesanteur. En général, le fluide chaud est moins dense et a tendance à s'élever dans le champ de pesanteur.
- La convection **forcée** pour laquelle le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures (pompes, ventilateurs...)
- La convection **mixte** qui combine les deux modes précédents
- Quelque soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur transmis est décrit par la loi de **Newton** :

$$Q = h S (T_p - T_f) \quad \text{I.2}$$

h : coefficient de transfert convectif ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

S : surface d'échange (m^2)

T_p, T_f : température de paroi, de fluide (K)

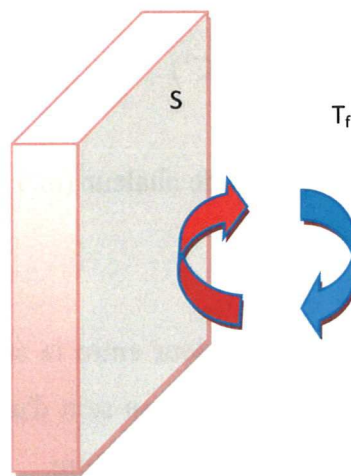


Figure I.4 Convection thermique

I.2.3. Rayonnement

Le rayonnement est un mode d'échange d'énergie à distance, qui se produit par émission et absorption de radiations électromagnétiques. L'échange thermique par rayonnement se fait suivant le processus :

- **Emission** : Il y a conversion de l'énergie fournie à la source en énergie électromagnétique.

- **Transmission** : L'énergie se transmet par propagation d'ondes électromagnétiques avec éventuellement absorption par le milieu traversé.

-**Réception** : il y a conversion du rayonnement électromagnétique incident en énergie thermique (absorption).

La loi de **Stefan-Boltzmann** permet de quantifier ces échanges. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation :

$$P = \varepsilon \sigma S T^4 \quad \text{I.3}$$

Avec :

ε : émissivité du corps

σ : constante de Stefan Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)

S : surface du corps (m^2)

T : température du corps (K)

Entre deux corps, la puissance échangée par rayonnement est donnée par :

$$P = \varepsilon \sigma S (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{I.4}$$

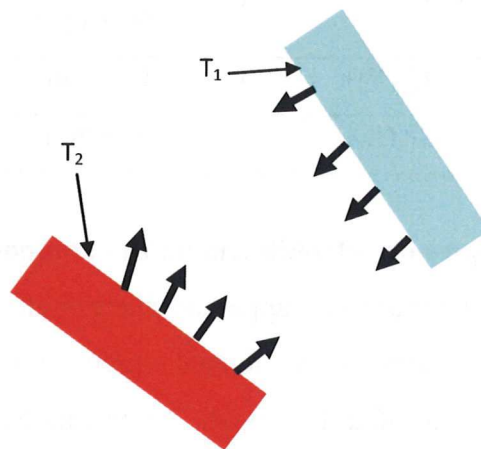


Figure I.5 Représentation schématique du transfert thermique par radiation.

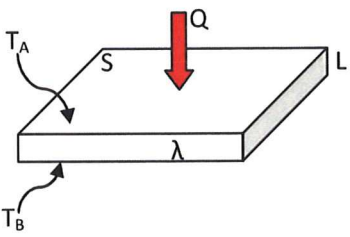
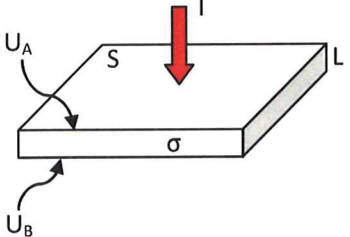
I.2.4. Notion de résistance thermique :

La résistance thermique est un paramètre qui quantifie le degré de difficulté opposé par le matériau à l'écoulement d'un flux de chaleur entre deux isothermes (T_A et T_B). Si on prend le cas de la conduction thermique unidimensionnelle, l'expression de la résistance thermique R_{th} (K/W) est donnée par :

$$R_{th} = \frac{L}{\lambda \cdot S} \quad \text{I.5}$$

Le tableau I.1 montre une analogie électrique-thermique, cas de la conduction thermique dans une plaque d'épaisseur L .

Tableau I.1 Analogie thermique-électrique.

thermique		électrique	
			
Résistance thermique	$R_{th} = \frac{L}{\lambda \cdot S} \text{ (K/W)}$	Résistance électrique	$R = \frac{L}{\sigma \cdot S} \text{ (}\Omega\text{)}$
Conductivité thermique	$\lambda \text{ (W/m.K)}$	Conductivité électrique	$\sigma \text{ (A/V.m)}$
Flux de chaleur	$Q \text{ (W)}$	Courant	$I \text{ (A)}$
Température	$T \text{ (K)}$	Tension	$U \text{ (V)}$

I.3. Modes et techniques de refroidissement des composants électroniques :

Le contrôle de la température des appareils électroniques est indispensable pour assurer un bon fonctionnement et une longue durée de vie. L'augmentation de la température peut causer la défaillance des composants électroniques. Dans ce contexte, plusieurs techniques de refroidissement sont introduites pour évacuer la chaleur générée au cours du fonctionnement des composants électroniques.

Pour choisir la technique de refroidissement, **Robertso [2]** a proposé huit facteurs qui doivent être pris en considération : la taille, le coût, l'efficacité thermique, le bruit, les vibrations, la maintenance, et les interférences électriques avec les composants de l'appareil électronique.

I.3.1. Refroidissement par fluide

Suite à sa simplicité, sa facilité de mise en œuvre et son faible coût, la convection forcée et naturelle de l'air est le mode le plus couramment utilisé pour refroidir les composants électroniques.

Dans les travaux de recherche cités ci-après, les composants électroniques sont généralement considérés comme des surfaces solides ou des volumes montés sur les parois d'un canal ou d'une cavité.

Yong et Vafai [3] a présenté une enquête détaillée sur le refroidissement par convection forcée d'un obstacle chauffé, monté sur la paroi d'un canal horizontal. Les paramètres étudiés sont la hauteur et la largeur de l'obstacle, le rapport des conductivités (fluide-solide) et le nombre de Reynolds. Les résultats montrent que la forme et le matériau de l'obstacle ont un effet significatif sur l'écoulement et le transfert de chaleur.

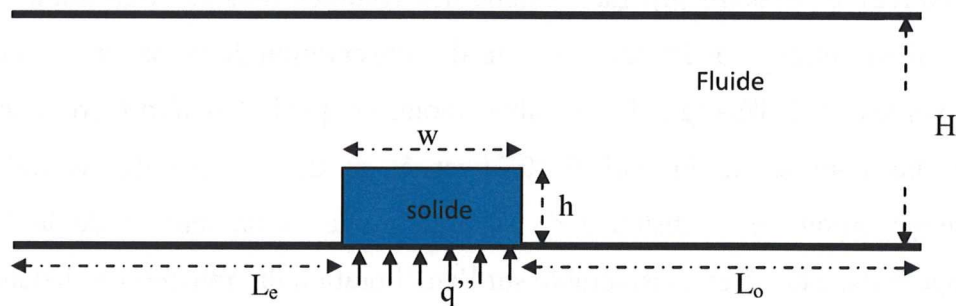


Figure I.6 Configuration étudiée dans la référence [3]

Webb et Ramadhyani [4] ont étudié la convection forcée dans un canal contenant des obstacles périodiquement répartis sur ses deux parois et soumis à des flux de chaleur constants. L'effet de nombres de Reynolds et de Prandtl et des paramètres géométriques sur le transfert de chaleur a été examiné. Les résultats obtenus ont montré la possibilité d'optimiser le transfert de chaleur et la perte de charge en faisant un choix approprié des paramètres géométriques du système.

Korichi et Oufer [5] ont élaboré une étude numérique de l'air s'écoulant en régime laminaire instationnaire dans un canal rectangulaire muni d'obstacles chauffés et montés périodiquement sur les deux parois. L'analyse des résultats a montré

l'existence d'un écoulement oscillatoire, et aussi de vortex qui contribuent à l'amélioration du transfert de chaleur.

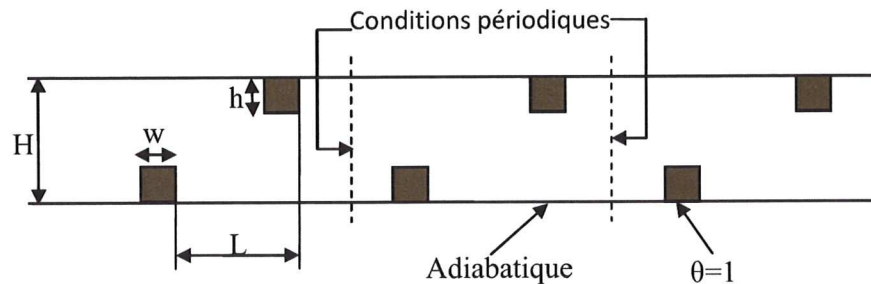


Figure I.7 Schéma du domaine de calcul et des conditions aux limites utilisées dans [5].

Une étude numérique de la convection mixte laminaire, en présence de deux sources de chaleur identiques, situées dans un canal horizontal bidimensionnel est menée par **Hamouche et Bessaïh** [6]. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER sont utilisés pour résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les résultats montrent que le transfert thermique augmente pour un nombre de Prandtl $Pr=0.71$ et 5 , et un nombre de Reynolds $Re=30$. L'augmentation de la distance de séparation, de la hauteur et de la largeur des composants, a un effet considérable sur l'amélioration du transfert de chaleur.

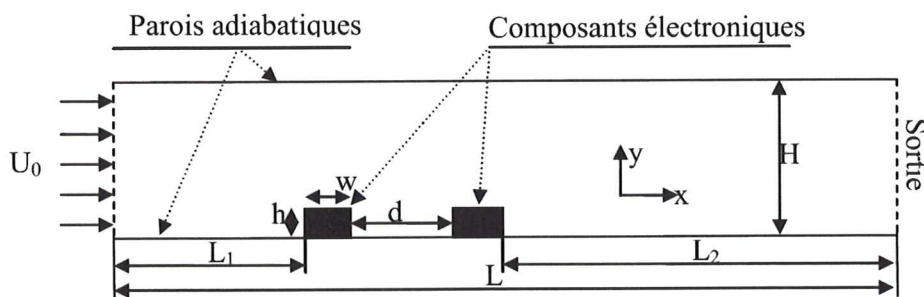


Figure I.8 Canal horizontal contenant deux sources de chaleur, simulant deux composants électroniques.

Alwadhi [7] a étudié le transfert de chaleur et l'écoulement dans un canal horizontal muni de trois obstacles rectangulaires attachés sur la paroi inférieure, avec une génération de la chaleur localisée (figure I.9). L'écoulement est supposé laminaire et le nombre de Reynolds variant entre 250 et 1000 . La méthode des éléments finis est

utilisée pour la résolution des équations de conservation. Sous certaines conditions, les résultats numériques obtenus ont montré que l'approche de la génération uniforme de la chaleur pourrait conduire à une erreur d'analyse significative.

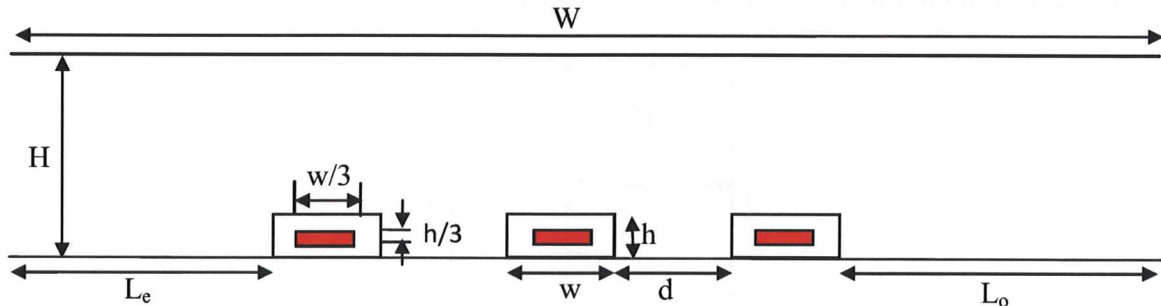


Figure I.9 Canal avec des sources de chaleur localisées.

Bakkas et al. [8] ont mené une étude bidimensionnelle stationnaire de la convection naturelle laminaire dans un canal horizontal. La paroi supérieure est maintenue à une température constante ; la paroi inférieure, supposée adiabatique est munie de blocs rectangulaires dont les surfaces libèrent un flux de chaleur constant. L'air est utilisé comme fluide de travail ($Pr=0.7$). Les paramètres étudiés sont le nombre de Rayleigh ($10^2 \leq Ra \leq 6.10^2$) et la hauteur relative des blocs ($1/8 \leq B=h'/H' \leq 1/2$). L'espacement entre les blocs est maintenu constant. Les résultats obtenus montrent l'existence de différents types de solutions pour lesquelles le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement en dépendent de manière significative.

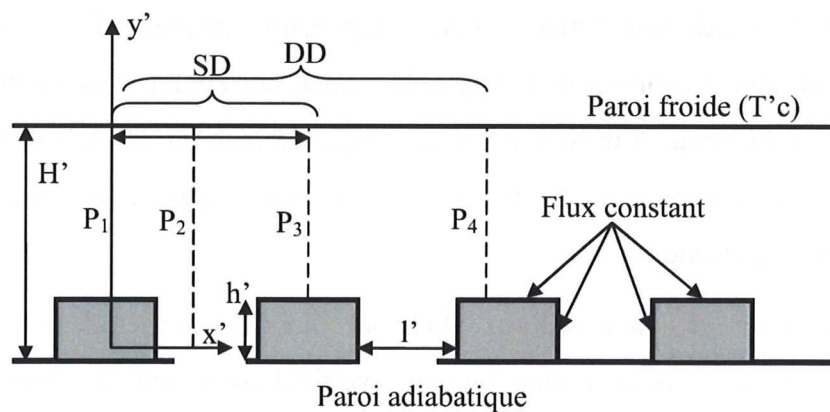


Figure I.10 Schéma de la configuration étudiée dans [8]

Le refroidissement par convection mixte turbulente de l'air des blocs chauffés dans un canal vertical est élaboré par **Harnane et Bessaih [9]**. Les parois du canal sont

adiabatiques. L'approche numérique est basée sur la technique des volumes finis. Le code FLUENT est appliqué pour intégrer les équations sur chaque volume de contrôle. Une description détaillée de l'écoulement autour des blocs a été présentée et la distribution du nombre de Nusselt local est analysée.

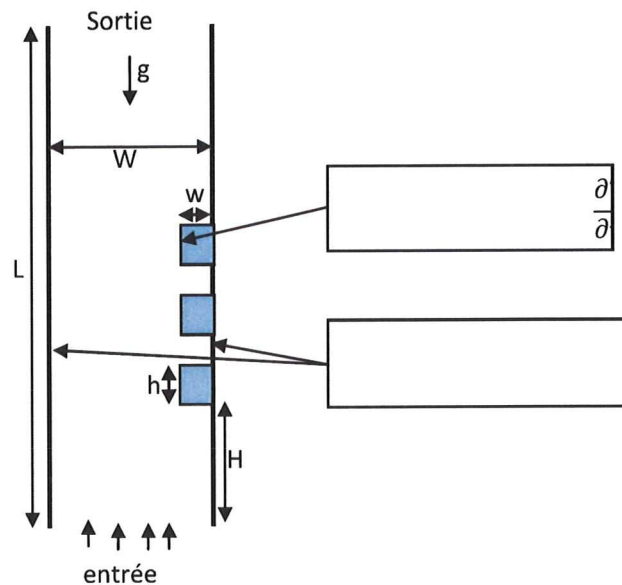


Figure I.11 Canal vertical muni des blocs chauffés

Icoz et Jaluria [10] ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. La conception est basée sur les données expérimentales ou de modélisation numérique, notamment, le nombre de Reynolds et la dimension des composants. Deux configurations simples ont été étudiées pour démontrer cette approche (canal horizontal et canal verticale). Cette étude montre qu'on peut utiliser les résultats qui permettent de réaliser des géométries adéquates et optimales dans le but d'avoir le meilleur dispositif de refroidissement des composants électroniques.

Madhusudhana et Narasimham [11] ont élaboré une étude numérique de la convection mixte conjuguée dans un canal vertical contenant des sources de chaleur. La disposition et la génération de la chaleur des sources sont identiques. Les équations régissantes sont discrétisées en utilisant l'approche des volumes finis sur un maillage décalé. Des études paramétriques sont réalisées en faisant varier les nombres de Grashof de 10^4 à 10^7 , et de nombre de Reynolds de 0 à 1500, avec de l'air comme

fluide de travail. Pour les paramètres considérés, les résultats ont montré que la chaleur transférée au fluide par l'intermédiaire de la conduction de la chaleur du substrat est de l'ordre de 41 à 47% de la dissipation de la chaleur provoquée par les sources.

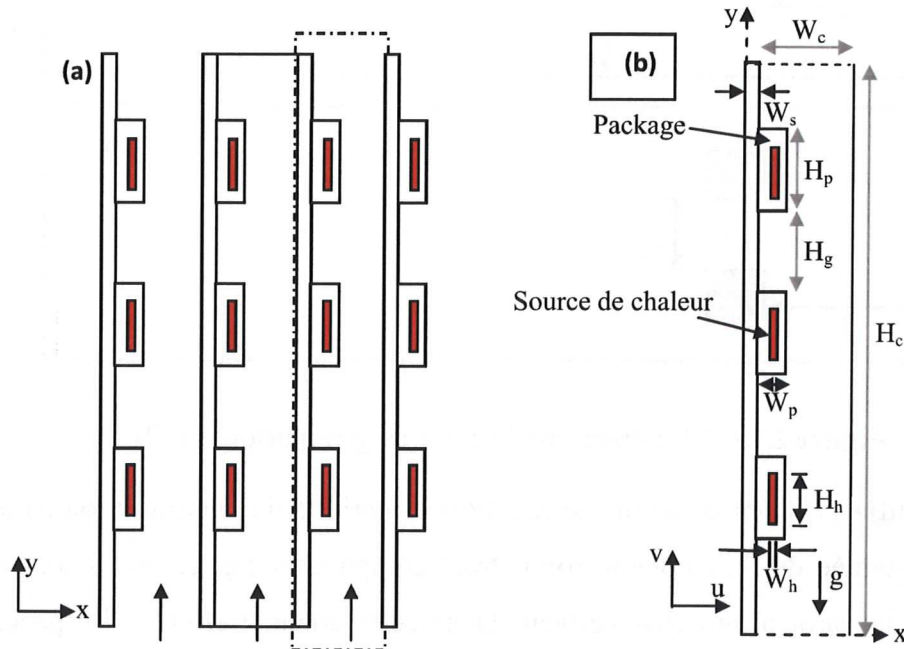


Figure I.12. (a) Configuration géométrique, (b) Domaine de calcul

Wang et Jaluria [12] ont étudié le transfert de chaleur conjugué dans une conduite rectangulaire tridimensionnelle munie de deux sources de chaleur. Le nombre de Grashof est fixé à 10^6 et le fluide utilisé est de l'air. Les résultats ont montré que le nombre de Reynolds, l'arrangement spatial des sources de chaleur et le rapport des conductivités thermiques, $K=K_s/K_{air}$, ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur.

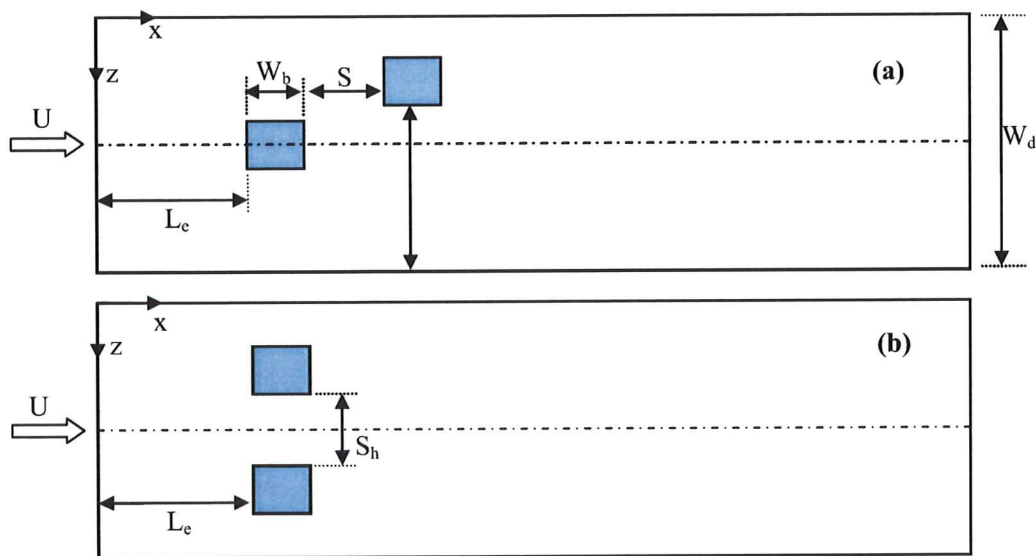


Figure I.13 Différentes configurations géométriques [12]

Bessaih et kadja [13] ont mené une simulation numérique de la convection naturelle forcée et conjuguée de l'air pour refroidir trois composants électroniques identiques attachées sur la paroi d'un canal vertical. Dans cette étude, l'effet de l'espacement entre les composants et le dysfonctionnement d'un composant sont examinés, afin de donner des suggestions qualitatives qui peuvent améliorer la conception thermique des assemblages des circuits imprimés.

Une étude expérimentale du transfert de chaleur convectif à travers quatre composants électroniques attachés sur la paroi d'un canal vertical est réalisée par **Bhowmik et al. [14]** L'eau est utilisée comme fluide de refroidissement pour un régime d'écoulement laminaire. Le nombre de Reynolds varie entre 40 à 2220 et le flux de chaleur entre 0.1 et 0.6 W/cm². Les résultats montrent que le coefficient du transfert convectif est fortement affecté par la variation du nombre de Reynolds.

Yeong et Jen [15] ont étudié numériquement la convection forcée dans un canal horizontal muni de blocs avec génération de la chaleur. L'écoulement et les caractéristiques thermiques sont examinés en fonction de la hauteur des blocs, l'espacement entre les blocs et le nombre de Reynolds.

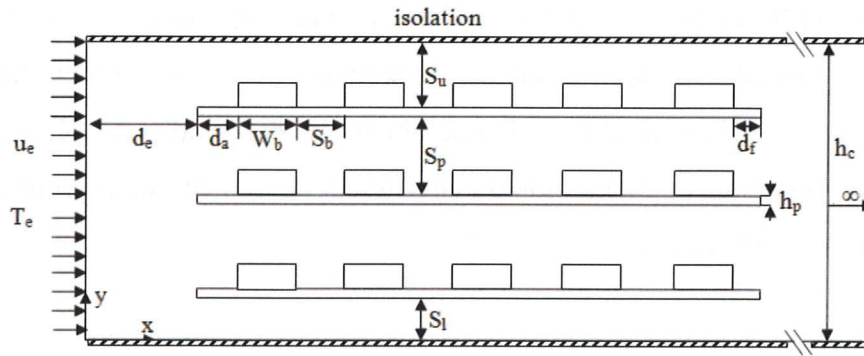


Figure I.14 Représentation schématique du système physique

Seo et al. [16] ont effectué une investigation numérique des caractéristiques du transfert de chaleur dans un canal contenant deux blocs chauffés (figure I.15). A l'entrée du canal, l'écoulement est supposé oscillatoire $U=U_0(1+A \sin \omega \tau)$, avec une température uniforme. Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante T_H . Les résultats indiquent que la recirculation des écoulements, derrière les blocs situés en aval et entre les blocs, est affectée substantiellement par les nombres de Reynolds et de Strouhal, ($St=f_H/U_0$, f étant la fréquence des oscillations), par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

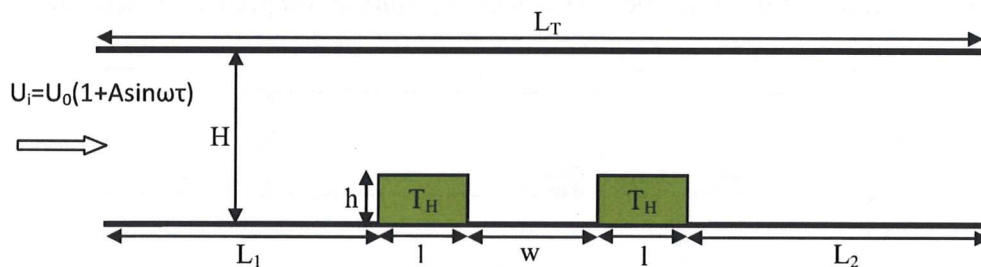


Figure I.15 Schématisation du problème [16]

Dans les travaux cités précédemment, le fluide de refroidissement peut ne pas refroidir toutes les surfaces chaudes des composants électroniques. Pour cette raison, des chercheurs ont proposé l'insertion des déflecteurs (turbulateurs, inverseurs) dans la veine de l'écoulement des fluides. Ces déflecteurs servent à guider le fluide dans les zones chaudes et le forcent à circuler entre les composants. Parmi les travaux existant dans la littérature, nous citons :

Luviano et al [17] ont fait une analyse comparative de l'écoulement et du transfert de chaleur dans un canal horizontal formé par deux plaques munies de blocs chauffants et de déflecteurs incurvés pour diriger l'écoulement, et un canal sans déflecteurs. Les résultats ont montré une augmentation du coefficient de transfert de chaleur comparé à celui obtenu sans déflecteurs.

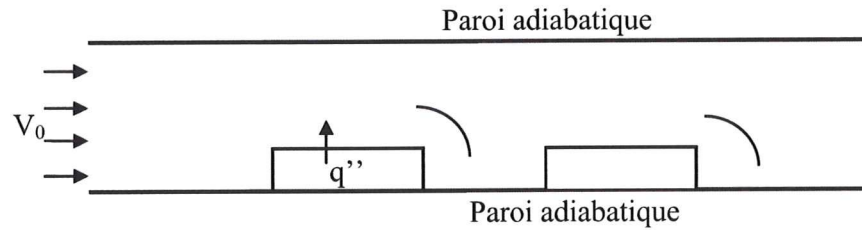


Figure I.16 Canal muni de blocks et de déflecteurs incurvés

Shiang et Horng [18] ont étudié le champ d'un écoulement turbulent et l'amélioration de transfert de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal avec des blocs chauffés montés sur la paroi inférieure. Un turbulateur rectangulaire a été monté dans le canal pour améliorer le transfert de chaleur. Trois rapports (largeur/hauteur=0.25, 0.5 et 1.0) du turbulateur ont été étudiés pour un nombre de Reynolds fixé à 5000. Les résultats ont montré une nette amélioration des performances thermiques en présence turbulateur.

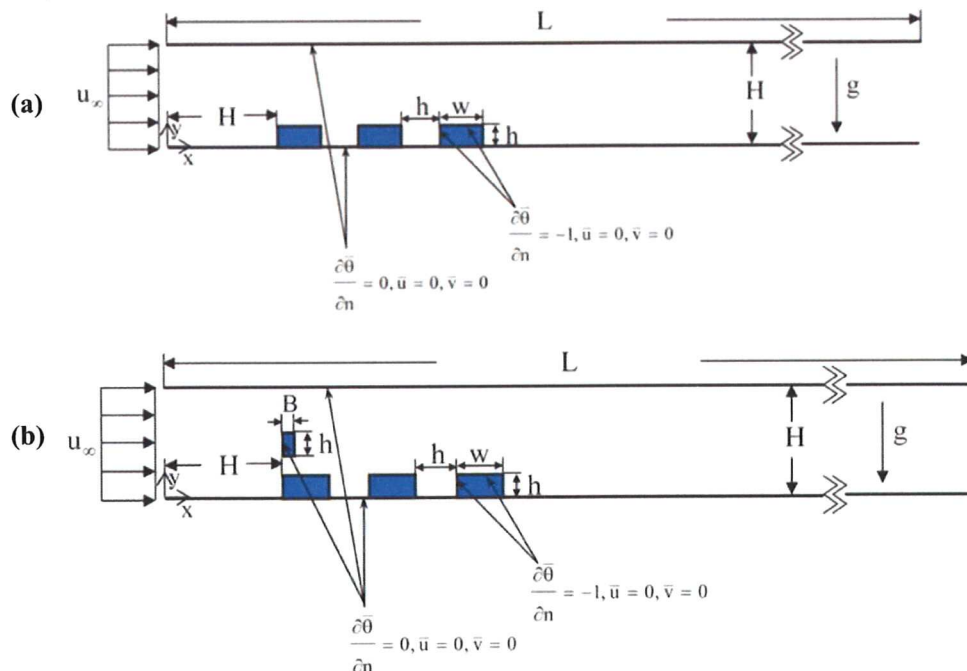


Figure I.17 Géométries considérées, (a) sans turbulateur, (b) avec turbulateur

I.3.2. Refroidissement par dissipateur thermique

Dès qu'un composant électronique est traversé par un courant électrique, il a tendance à produire de la chaleur (pertes par effet Joule). Cette chaleur n'est généralement pas perceptible avec des composants qui sont traversés par de faibles courants, mais elle est nettement perceptible avec des composants où circulent plusieurs ampères.

Pour des composants à faible puissance, il suffira de laisser faire la nature pour que la chaleur soit évacuée dans l'air ambiant (convection naturelle).

Mais parfois, la chaleur est produite plus vite qu'elle n'est évacuée, et le composant chauffe de plus en plus. Dans ce cas, il va falloir aider le composant à évacuer la chaleur plus vite qu'elle n'est produite. On utilise pour cela un dissipateur appelé aussi radiateur ou refroidisseur.

Le fonctionnement d'un dissipateur est simple : il consiste à augmenter la surface du composant en contact avec l'air, améliorant ainsi l'évacuation de la chaleur.

Deux critères sont à prendre en compte pour le choix d'un dissipateur : la forme du dissipateur et la résistance thermique.

Pour déterminer et sélectionner une conception optimale d'un dissipateur thermique à ailettes planes, **Arularasan et Velraj [19]** ont effectué des simulations numériques par le code CFD Fluent sur 81 dissipateurs. Dans cette étude, les paramètres géométriques tels que la hauteur et l'épaisseur des ailettes, l'épaisseur de la base et l'espace entre les ailettes sont variés. La longueur des ailettes et la largeur du dissipateur sont maintenues constantes. La comparaison entre la température de la base, la résistance thermique et la perte de pression dans les différents dissipateurs montre que la configuration optimale est celle qui correspond à 48 mm de hauteur, 1.6 mm d'épaisseur, 8 mm de base du dissipateur et 4 mm pour l'espace entre les ailettes.

Yuan [20] a étudié l'effet de la largeur et de la hauteur d'un canal rectangulaire sur les performances d'un dissipateur thermique à ailettes planes ; en utilisant le code CFD Fluent. Les résultats numériques sont vérifiés par comparaison avec un test expérimental du modèle.

Deans et al. [21] ont proposé une nouvelle approche pour la conception thermique des grands dissipateurs thermiques utilisés dans l'électronique de puissance. Cette méthode est soutenue par les résultats d'un vaste programme expérimental. Cette adaptation exige l'élaboration et l'évaluation d'une capacité de chaleur équivalente à décrire l'énergie menée le long de l'ailette. Cette méthode est initialement utilisée pour évaluer le coefficient de convection entre l'ailette et l'air de refroidissement. La corrélation trouvée pour décrire les résultats a été utilisée dans une analyse inverse pour prévoir et comparer les valeurs expérimentales de la résistance thermique du dissipateur.

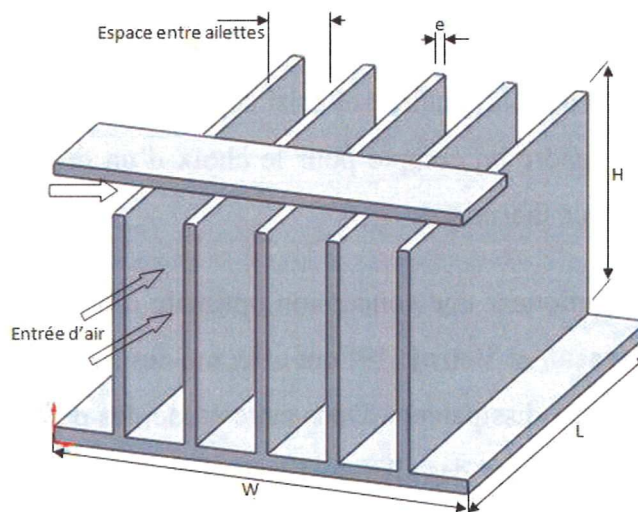


Figure I.18 Dissipateur à ailettes planes

La résistance thermique et la perte de pression d'une série de 25 dissipateurs thermiques à ailettes planes ont été examinées expérimentalement par **Hung et Shung [22]**. Les résultats montrent que la perte de pression augmente quand le nombre de Reynolds, la largeur et la hauteur des ailettes augmentent. Pour une largeur constante des ailettes, les dissipateurs thermiques qui ont les plus hautes ailettes sont les plus performants.

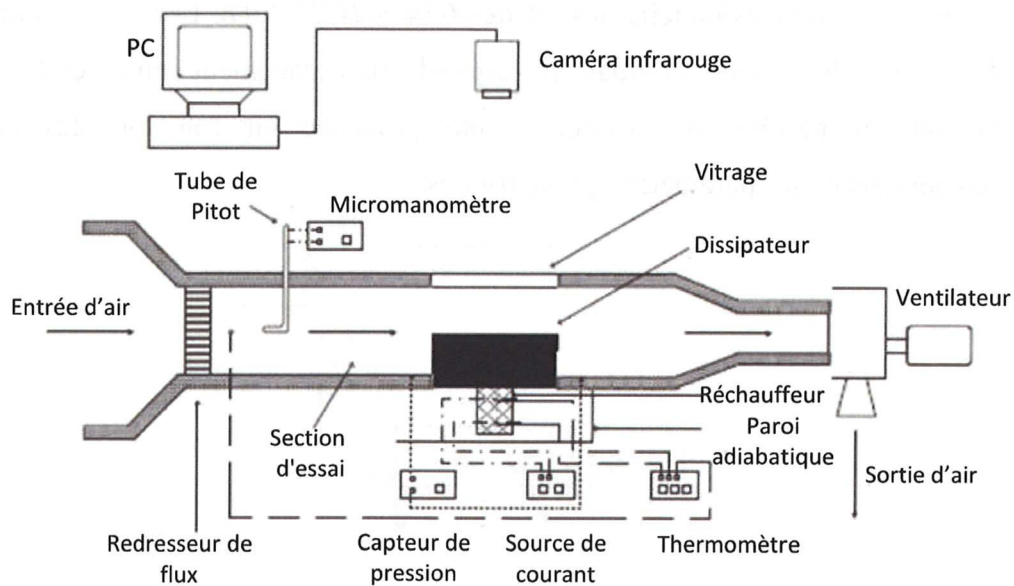


Figure I.19 Schéma du dispositif expérimental

Jonsson et Palm [23] ont étudié le comportement dynamique et thermique de neuf dissipateurs thermiques. Dans cette étude, les auteurs examinent l'effet du type d'ailettes, leur orientation (en ligne ou en quinconce), leur hauteur et le by-pass. La corrélation proposée par **Jonsson et Palm [24]** est modifiée, et une estimation de la fraction de débit d'air total qui passe à travers le dissipateur est effectuée dans les cas où le dissipateur est situé dans un canal avec by-pass.

La modélisation des performances thermo-hydrauliques de 42 dissipateurs thermique a été effectuée expérimentalement par **Jonsson et Moshfegh [25]**. Une corrélation empirique en fonction de la hauteur, de la largeur du canal, de la hauteur et de l'épaisseur des ailettes et de la distance entre ailettes est développée pour la prédiction du nombre de Nusselt et la perte de pression.

Dans un autre travail, une étude paramétrique expérimentale a été menée par **Dogan et Sivrioglu [26]** pour examiner les effets de l'espacement et de la hauteur des ailettes longitudinales sur le transfert de chaleur par convection mixte. Les paramètres expérimentales de cette étude sont la vitesse d'entrée ($0.15 \leq u_{in} \leq 0.16 \text{ m/s}$) qui correspond un nombre de Reynolds $Re=1500$, le nombre de Rayleigh $3.10^7 \leq Ra \leq 8.10^8$, le nombre de Richardson $0.4 \leq Ri \leq 5$, l'espacement adimensionnel $0.04 \leq S/H \leq$

5 et la hauteur adimensionnelle des ailettes $0.04 \leq H_f/H \leq 0.8$. Les résultats montrent que le transfert de chaleur maximale correspond à un espacement entre 8 et 9 mm. Une corrélation du nombre de Nusselt a été proposée en fonction des nombres adimensionnels et des paramètres géométriques.

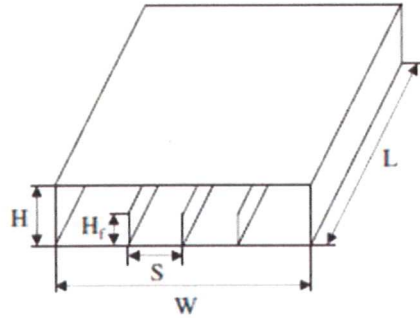


Figure I.20 Dissipateur à ailettes planes

Shaeri et Yaghoubi [27] ont proposé une étude numérique tridimensionnelle du transfert de chaleur en convection forcée à partir d'une rangée d'ailettes solides et perforées montées sur une paroi plane (Figure I.12). Les équations de Navier-Stokes et le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ (RNG) sont résolues par la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE, pour prévoir les paramètres d'écoulement. Les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur sont présentées pour un nombre de Reynolds compris entre 2×10^4 et 2×10^4 et un nombre de Prandtl $Pr = 0.71$. Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur est plus important dans le cas des ailettes perforées.

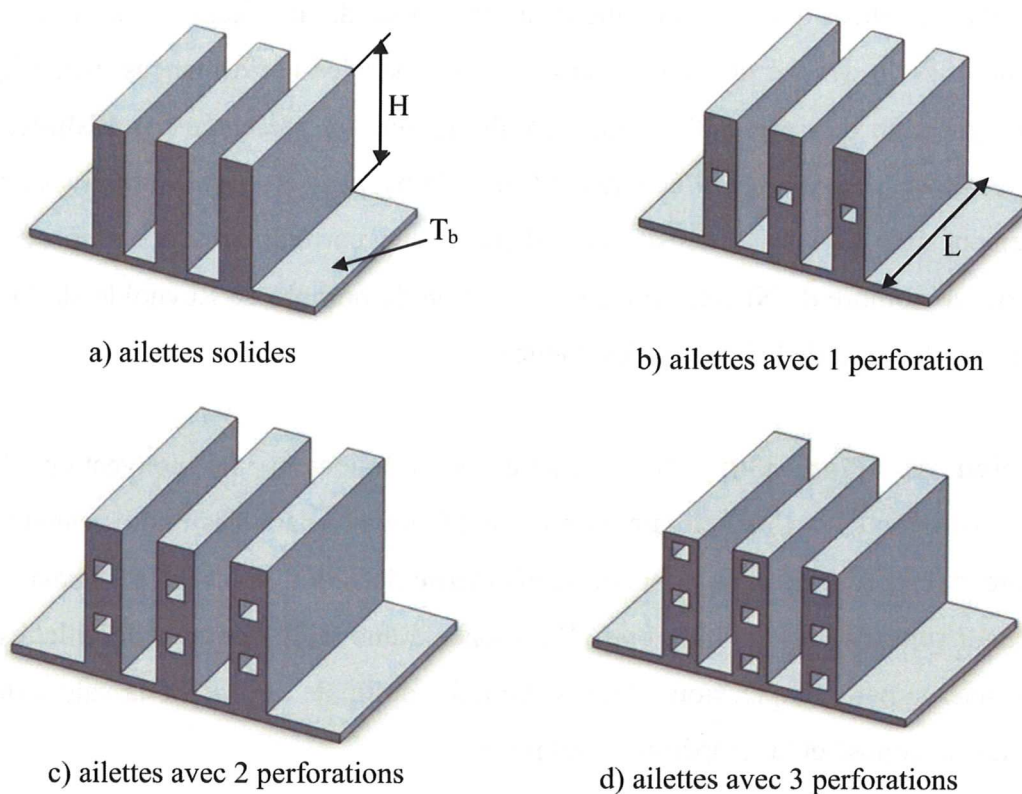


Figure I. 21 Configuration des ailettes solides et perforées.

Les performances d'un dissipateur de chaleur commercial composé de canaux avec des murs ondulés ont été étudiées expérimentalement par **Marco et al. [28]**. Les influences du flux de chaleur imposé (uniforme et non uniforme) et de l'espace entre le dissipateur et le ventilateur sont examinées. La distribution de la vitesse dans les canaux et la résistance thermique globale sont présentées et analysées.

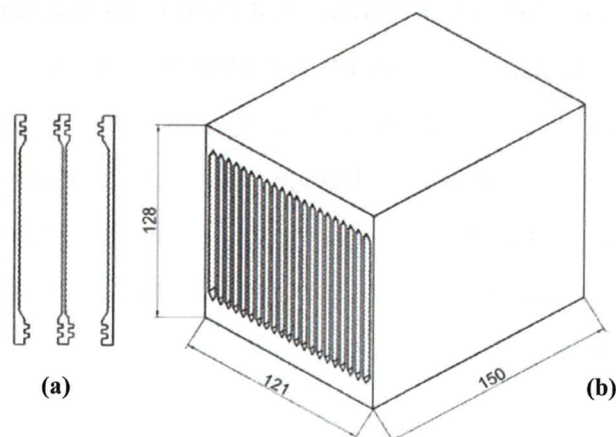


Figure I.22 (a) Éléments modulaires utilisés pour créer le dissipateur de chaleur,
(b) Dissipateur thermique

Une analyse théorique et expérimentale de l'effet de la vitesse d'un écoulement turbulent, de la densité des ailettes et du by-pass sur les performances dynamique et thermique d'un dissipateur thermique en aluminium est présentée par **Elshafei [29]**. Les résultats montrent que l'écoulement dans le by-pass et la perte de pression sont largement affectés par la densité des ailettes. Une corrélation a été proposée pour calculer le nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds, de l'espace entre les ailettes et de la hauteur des ailettes.

Fangjun et Ping [30] ont étudié numériquement la convection forcée tridimensionnelle de l'eau circulant en régime laminaire dans des micros canaux d'un radiateur (Figure I.15). Les effets de la géométrie des ailettes sur les performances du radiateur sont étudiés. Ils ont montré l'existence d'une taille optimale des ailettes pour minimiser la perte de pression, et que cette taille optimale dépend de la valeur du flux de chaleur imposé et la température des parois.

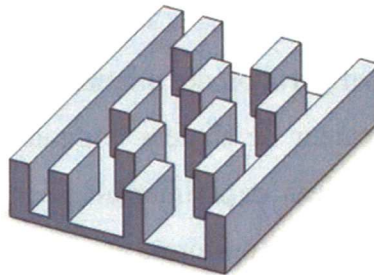


Figure I.23 Schéma du radiateur

Tae et Sung [31] ont étudié expérimentalement l'effet des découpes transversales sur les performances thermiques d'un dissipateur thermique (figure I.24). La taille des découpes varie entre 0.5 mm et 10 mm. Les résultats expérimentaux montrent que, parmi les paramètres de conception, la longueur de découpe transversale a l'influence la plus significative sur les performances thermiques des dissipateurs. Sur la base des résultats expérimentaux, des corrélations du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt ont été proposées.

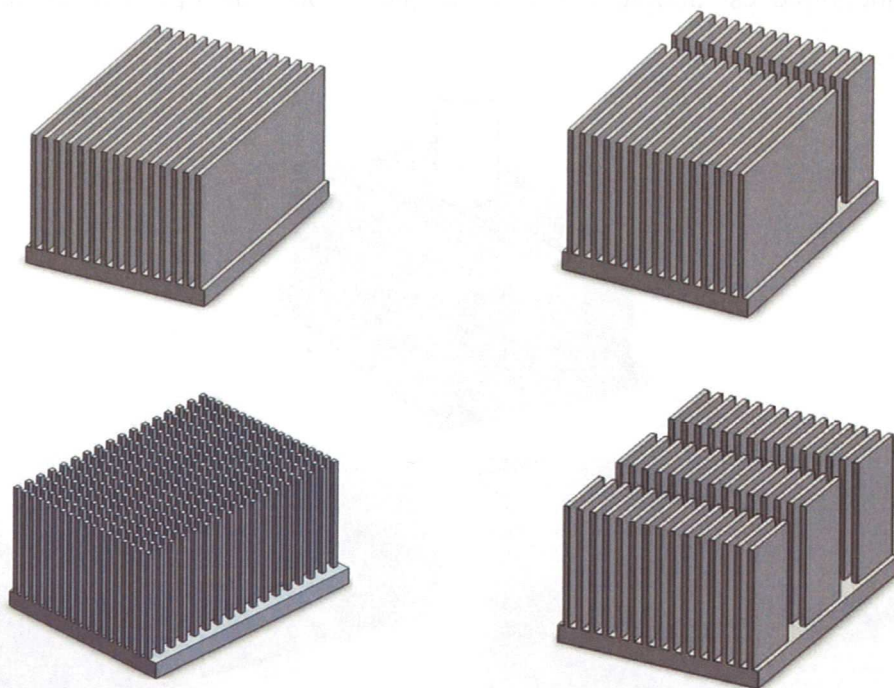


Figure I.24 Configuration des dissipateurs de chaleur testés

Kim et al [32-33] ont fait une étude comparative des performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques couramment utilisés dans l'industrie des équipements électroniques : la plaque à ailettes et les dissipateurs de chaleur à ailettes broche. Pour la comparaison des dissipateurs de chaleur, des études expérimentales sont réalisées pour différents débits et largeurs de canaux. A partir des données expérimentales, ils ont proposés un modèle de prédiction de la chute de pression et de la résistance thermique.

Une étude expérimentale et numérique a été réalisée par **Ramy [34]** pour comprendre l'influence de la présence d'une chicane transversale et de sa position sur les performances thermique et dynamique d'un dissipateur à ailettes de forme carrée. La variation du nombre de Nusselt et du coefficient de friction a été obtenue en fonction de certains paramètres tels que le nombre de Reynolds et la position de la chicane transversale. Les résultats montrent que la présence de la chicane améliore le transfert de chaleur. Une approche d'évaluation des performances basée sur une puissance de

pompage identique est adoptée, et montre que la position optimale de la chicane transversale est $x/L=0.43$.

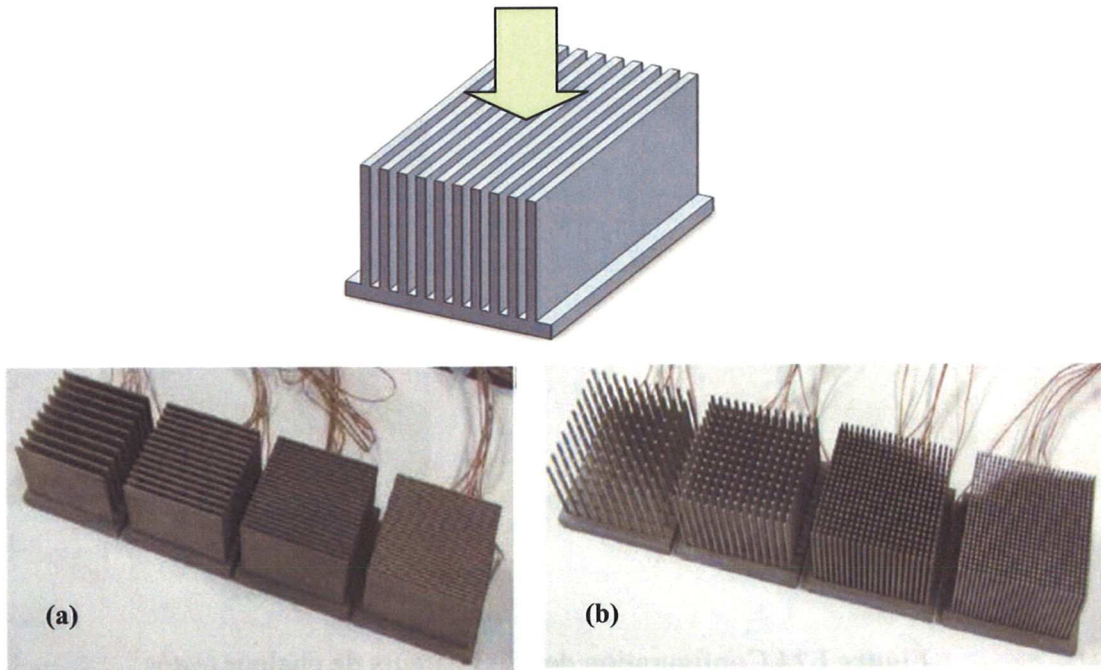


Figure I.25 Dissipateurs thermique, (a) ailettes planes, (b) ailettes broches

Yue et Huan [35] ont présenté des simulations numériques de 12 dissipateurs thermiques composés d'ailerres d'une hauteur non uniforme. Les équations gouvernantes sont discrétisées par la méthode des différences finies, et le couplage vitesse-pressure est résolu par l'algorithme SIMPLEC. Pour décrire la structure et le comportement turbulent, le modèle $k-\epsilon$ est utilisé pour modéliser la turbulence. Les auteurs constatent qu'il y a une conception adéquate des hauteurs non uniformes qui pourrait diminuer la température de jonction et accroître l'amélioration des performances thermiques simultanément.

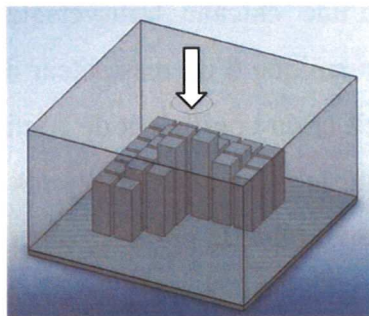


Figure I.26 Dissipateur à ailettes d'une hauteur non uniforme

Yue et Huan [36] ont examiné numériquement les effets de la forme des ailettes d'un dissipateur sur ses performances thermiques. Les paramètres de l'étude comprennent cinq nombre de Reynolds ($Re=5000-25000$), trois hauteurs ($H=35, 40, 45 \text{ mm}$) et cinq types d'ailettes en fonction des largeurs w_i ($i=1-5$). Les résultats montrent que l'accroissement du nombre de Nusselt diminue progressivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les effets des dimensions des ailettes sur le nombre de Nusselt, aux nombres de Reynolds élevés, sont plus significatifs que celle à faibles nombres de Reynolds.

Tableau I.2 Dimensions des dissipateurs thermiques étudiés.

Types	Largeurs des ailettes				
	w_1 (mm)	w_2 (mm)	w_3 (mm)	w_4 (mm)	w_5 (mm)
Type-1	2.0	2.0	9.0	9.0	9.0
Type-2	5.0	5.0	7.0	7.0	7.0
Type-3	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2
Type-4	8.0	8.0	5.0	5.0	5.0
Type-5	11.0	11.0	3.0	3.0	3.0

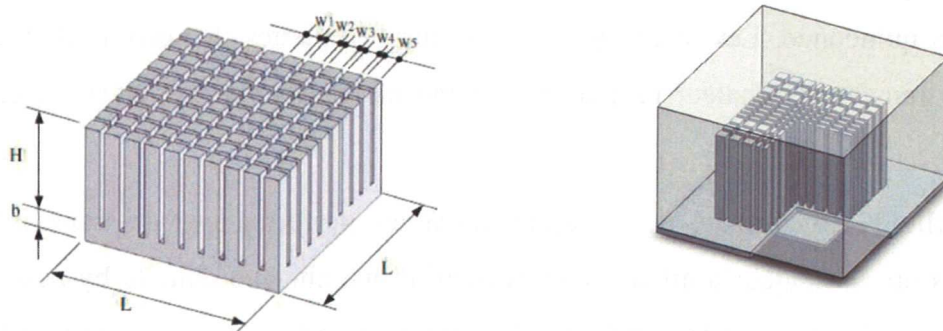


Figure I.27 Dissipateurs à ailettes d'une largeur non uniforme

Hung et al. [37] ont étudié numériquement les performances thermo-hydrauliques d'un dissipateur thermique à ailettes planes, en insérant une chicane transversale dans le by-pass. L'influence de la largeur, de la hauteur, du nombre d'ailettes et du nombre de Reynolds est étudiée avec et sans chicane transversale. La comparaison entre les deux cas montre que l'ajout de la chicane force l'écoulement à circuler entre les ailettes, ce qui améliore le transfert thermique, accompagné d'une perte de pression.

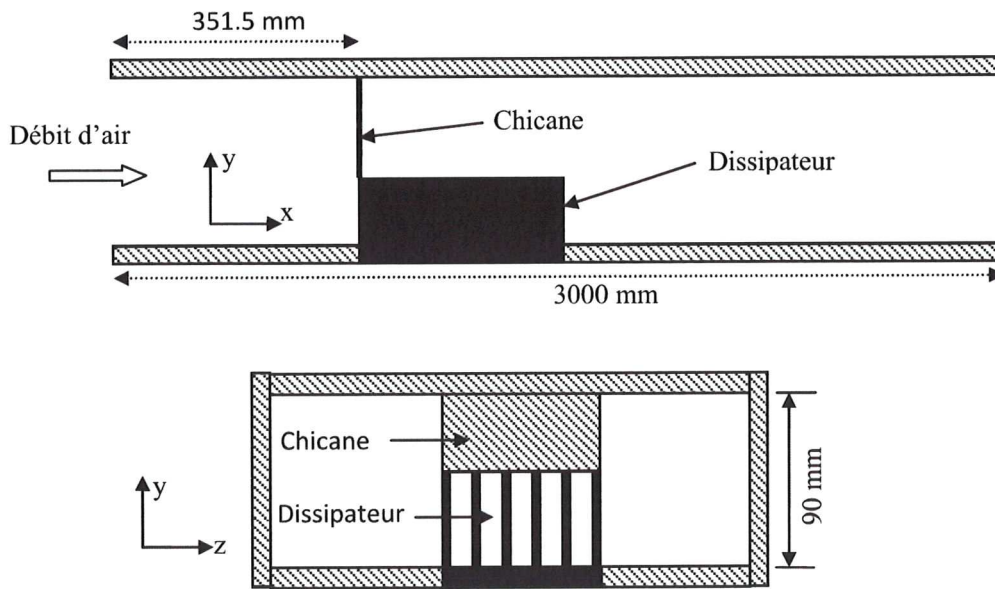


Figure I.28 Dissipateur thermique avec chicane transversale

Qing et al. [38] ont mené une étude expérimentale pour examiner le transfert de chaleur et la perte de pression dans un canal muni d'ailettes de section elliptique disposées en quinconce. Les résultats montrent que les ailettes de section elliptique assurent un transfert de chaleur un peu plus grand par rapport aux ailettes à section circulaire.

Zhang et al. [39] ont étudié expérimentalement les performances du transfert de chaleur dans un dissipateur à ailettes planes muni d'une chicane dans le by-pass. Le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de friction ont été obtenus sous la variation de certains paramètres tels que le nombre de Reynolds, la hauteur et la position de la chicane et la puissance de chauffage imposée. Sous une puissance de pompage et une perte de pression identiques, la hauteur et la position de la chicane ont été analysées. Les résultats expérimentaux indiquent que le transfert de chaleur augmente quand la hauteur de la chicane augmente. En se basant sur les résultats expérimentaux, des corrélations ont été proposées pour le nombre de Nusselt et le coefficient de friction.

Baris et al. [40] ont présenté une étude expérimentale et une modélisation numérique d'un dissipateur thermique composé d'ailettes de section carrée et disposées en ligne. L'effet de la hauteur et de l'espacement entre les ailettes est étudié. La pression et la résistance thermique globale ont été mesurées en fonction du nombre de Reynolds et

de la hauteur du by-pass. Les résultats indiquent qu'il y a un bon accord entre les prévisions des températures sur le modèle et les données expérimentales.

En se basant sur le travail de **Baris et al. [40]**, **Ramy [41]** a étudié l'influence et l'optimisation de la position d'une chicane transversale dans le by-pass. Le code numérique est validé par la comparaison des résultats numériques et expérimentaux. L'ajout de la chicane transversale conduit à une amélioration du transfert de la chaleur, et une augmentation de la résistance thermique. La distribution de la température est plus uniforme pour les positions adimensionnelles 1/3 et 2/3. La position optimale est atteinte pour $x/L = 0.43$ pour des puissances de pompes identiques (figure I.29).

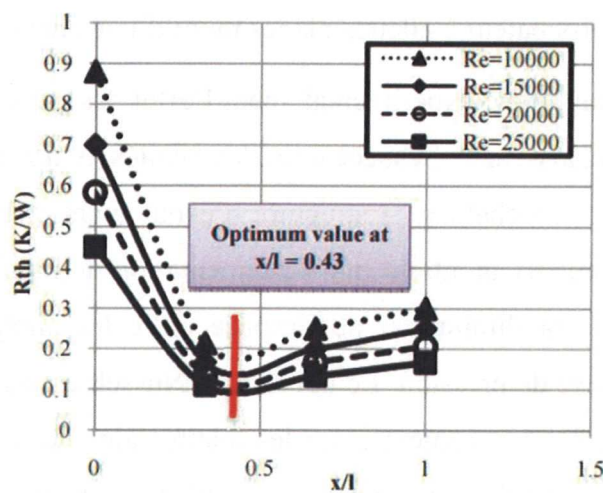


Figure I.29 Distribution de la résistance thermique avec la position de chicane pour différents nombres de Reynolds [41]

Les caractéristiques thermiques et hydrauliques d'un dissipateur thermiques à ailettes planes muni d'une chambre à vapeur sur la base sont examinées expérimentalement par **Hung et Ming [42]**. Les performances du dissipateur sont déterminées en fonction de la variation de l'épaisseur, de la hauteur et du nombre des ailettes ainsi que du nombre de Reynolds. Les résultats indiquent que la température de la surface de la chambre est effectivement réduite par l'ajout de la chicane transversale.

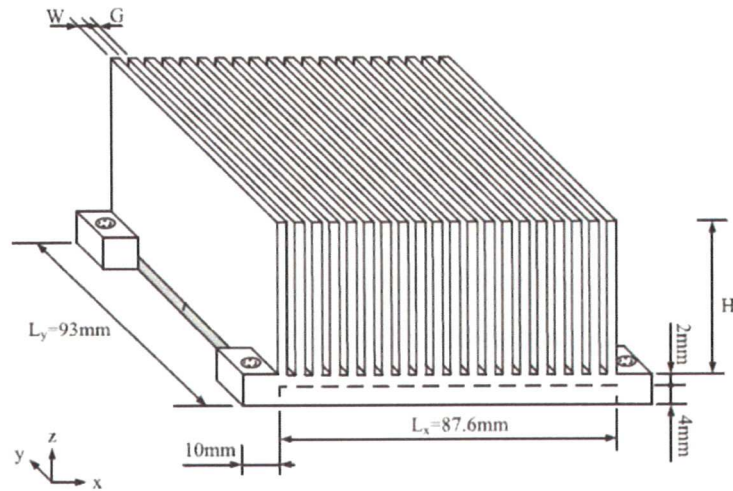


Figure I.30 Dissipateur à ailettes planes muni d'une chambre à vapeur

El-Sayed et al [43] ont étudié expérimentalement l'effet des paramètres géométriques tels que la hauteur, l'épaisseur et l'espace entre les ailettes, le nombre des ailettes et le by-pass sur le transfert de chaleur, la structure d'écoulement et la perte de pression. Les résultats expérimentaux montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds, la hauteur des ailettes et la diminution de l'espace entre les ailettes provoquent une augmentation de la perte de pression. Le nombre de Nusselt est aussi proportionnel au nombre de Reynolds, à l'espacement entre les ailettes ainsi qu'à leur épaisseur. Les auteurs proposent une formule empirique pour calculer le nombre de Nusselt moyen :

$$Nu_m = 5.734146(Re_L)^{0.42422} \left(\frac{W}{L}\right)^{0.214171} \left(\frac{H}{W}\right)^{-0.36263} \left(\frac{t}{W}\right)^{0.15250885} \quad \text{I.6}$$

Où : $24.649 \leq Re_L \leq 189.462$; $3 \text{ mm} \leq t \leq 9 \text{ mm}$; $23 \text{ mm} \leq H \leq 92 \text{ mm}$; $10 \text{ mm} \leq W \leq 42 \text{ mm}$; $L=150 \text{ mm}$.

Pour la même surface et pour une puissance de pompage fixe, les dissipateurs elliptiques possèdent la plus petite résistance thermique dans le cas d'un arrangement en quinconce.

Par rapport aux nombreuses investigations sur les autres types d'ailettes, il y a peu de recherches sur les dissipateurs à ailettes coniques dans la littérature.

Paisarn et Anusorn [48] ont proposé une étude numérique et expérimentale pour analyser les caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement à travers un dissipateur à ailettes coniques soumis à un flux de chaleur sur la base ($0.91-3.64 \text{ kW/m}^2$). Deux configurations ont été examinées selon la disposition des ailettes, à savoir en ligne et en quinconce, 16 et 17 respectivement (figure I.32). Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ est utilisé pour simuler les caractéristiques de transfert de chaleur pour des nombres de Reynolds compris entre 1000 et 9000. Les résultats obtenus présentent un accord raisonnable avec des données mesurées expérimentalement.

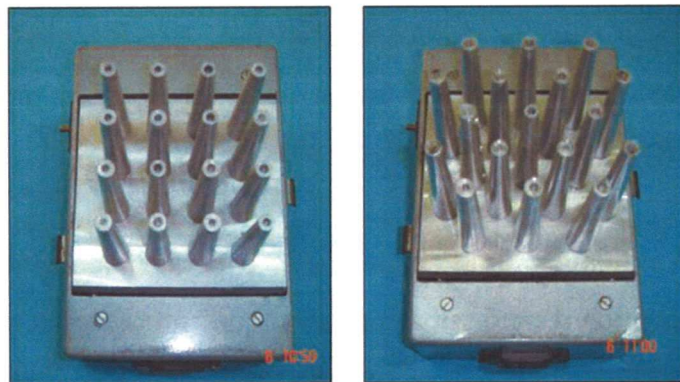


Figure I.32 Dissipateurs coniques [48]

Sara [49] a élaboré une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et la perte de charge dans un canal contenant des ailettes de section carrée, et disposées en quinconce. L'analyse des performances a été faite sous une puissance de pompage constante et plusieurs rapports de clairance (C/H) et de distance entre les ailettes (S_x/D). Les résultats montrent que l'utilisation des ailettes de section carrée peut conduire à l'amélioration du transfert de la chaleur.

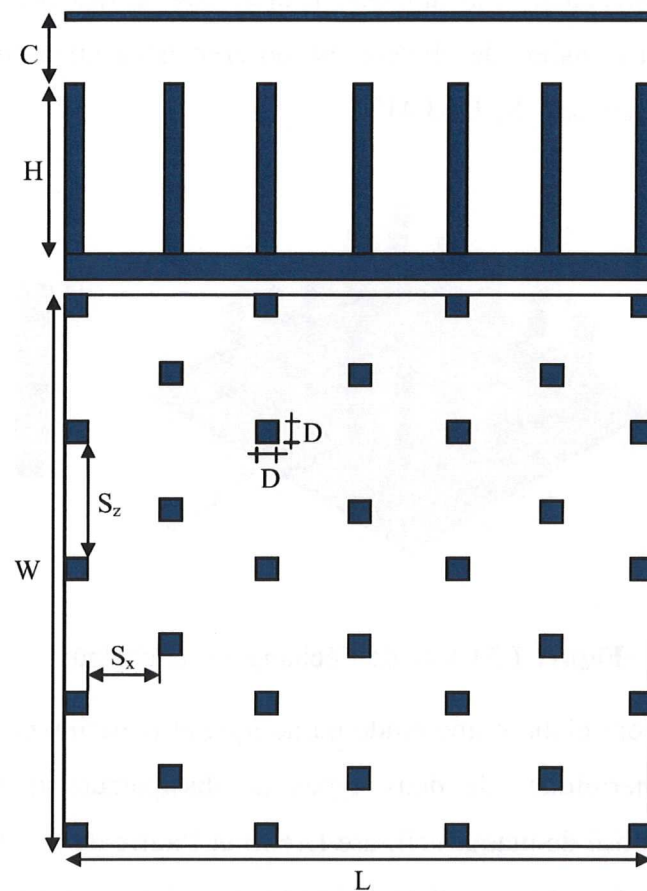


Figure I.33 Dissipateur à ailettes carrées

En comparant avec l'air, les liquides de refroidissement sont peu disponibles dans la littérature. Pour cette raison, **Keisuke** et **Atsuo** [50] ont proposé une étude expérimentale pour analyser les pertes de pression et le transfert de chaleur dans un dissipateur en utilisant un liquide. Dans cette étude, dix dissipateurs à ailettes cylindriques disposées en quinconce ont été utilisés (4 en acrylique, 4 en cuivre et 2 en aluminium). Un nouveau modèle de prévision des pertes de pression et du transfert de chaleur est proposé.

Bayram et **Alparslan** [51] ont analysé les performances thermiques d'un échangeur de chaleur équipé d'ailettes perforées (Figure I.34). L'effet des paramètres de l'écoulement ($13500 \leq Re \leq 42.000$) et des paramètres géométriques ($0.33 \leq C/H \leq 1$, $S_y/D=1.208, 1.524, 1.944$ et 3.417) est étudié. Les résultats expérimentaux indiquent que le nombre de Nusselt et le coefficient de friction augmentent en diminuant le

rapport C/H et l'espacement entre ailettes. L'optimisation des performances montre que le maximum du transfert de chaleur est observé pour un nombre de Reynolds $Re=42.000$ et un espacement $S_y/D=3.417$.

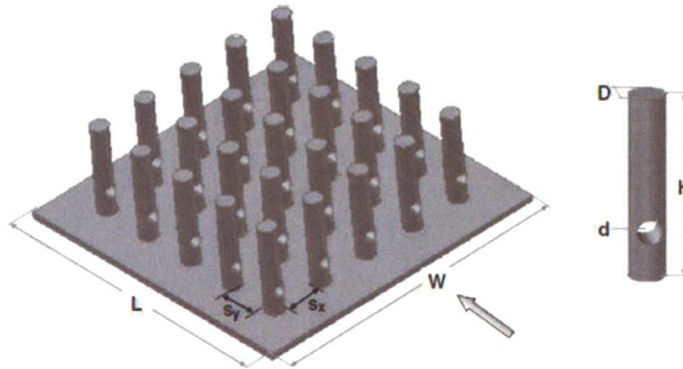


Figure I.34 Vue de l'échangeur de chaleur

Xiaoling et al. [52] ont élaboré une étude numérique et expérimentale pour comparer les performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques. Un des dissipateurs est composé de plaques (figure I.16.a) et l'autre de broches plantées entre les plaques (figure I.16.b). Les résultats de leurs simulations montrent que la résistance thermique du deuxième dissipateur était d'environ 30% inférieure à celle du premier pour des vitesses identiques.

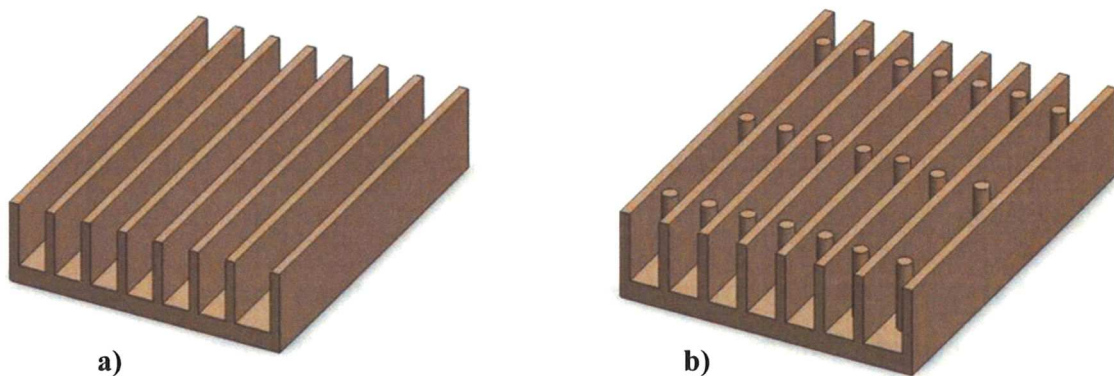


Figure I.35 Schémas des deux dissipateurs de chaleur

Pour estimer les diamètres optimaux des perforations des ailettes cylindriques, une étude de conception inverse tridimensionnelle a été faite par **Cheng et al. [53]** en utilisant le code CFD-ACE+. L'objectif de cette étude est de minimiser la différence entre la température de la base et la température ambiante, et la perte de pression dans le dissipateur. Les résultats numériques montrent que la température de base des dissipateurs perforés est toujours inférieure et peut être diminué de 6.3% à 7.3% en comparant avec le dissipateur à ailettes solides. Une vérification expérimentale a été effectuée, et les résultats montrent un bon accord avec les résultats de la simulation numérique.

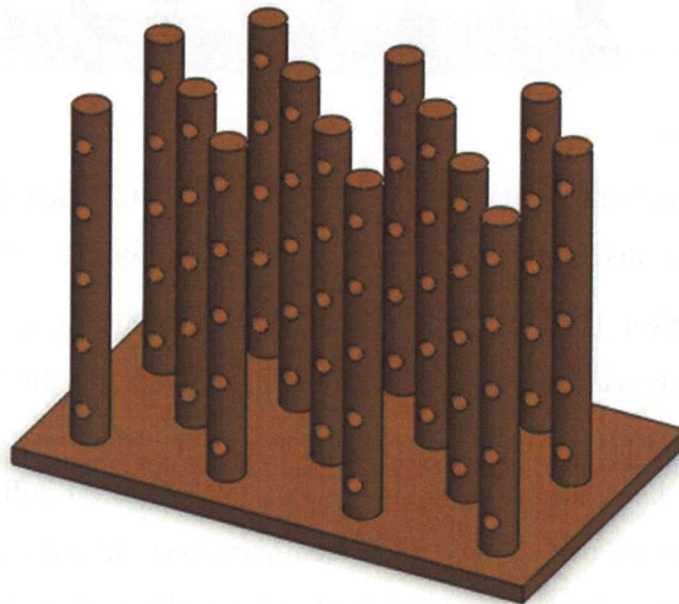


Figure I.36 Dissipateur à ailettes cylindriques perforées

Amer et al. [54] ont étudié les avantages de l'utilisation des ailettes cylindriques perforées en proposant une étude numérique et expérimentale de la dynamique des fluides (CFD). Le modèle CFD a été exploité pour analyser l'influence du nombre et de la position des perforations circulaires. Le nombre de Nusselt dans le cas des ailettes avec cinq perforations est de 11% plus grand par rapport au cas des ailettes solides. Cet avantage provient non seulement de l'augmentation de la surface d'échange mais aussi à la formation des jets localisés au niveau des perforations.

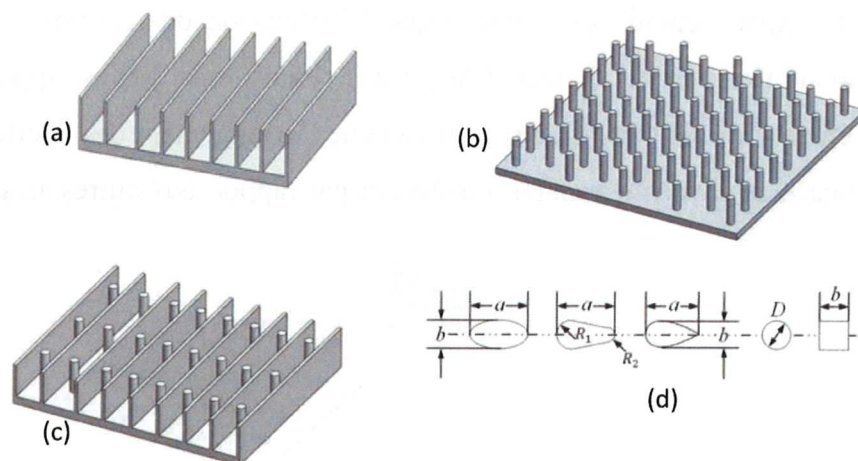


Figure I.38 (a) Ailettes planes, (b) Ailettes broches, (c) Combinaison de (a) et (b), (d) Formes d'ailettes broches.

Afin de vérifier l'influence de la forme des ailettes sur la chute pression et la capacité de transfert de la chaleur, six formes d'ailettes (figure I.38) ont été étudiées numériquement par **Sahitiet al. [57]** avec des arrangements alignées et décalées utilisés dans des applications pratiques. Les résultats montrent que les ailettes à section elliptique sont plus performantes que les autres.

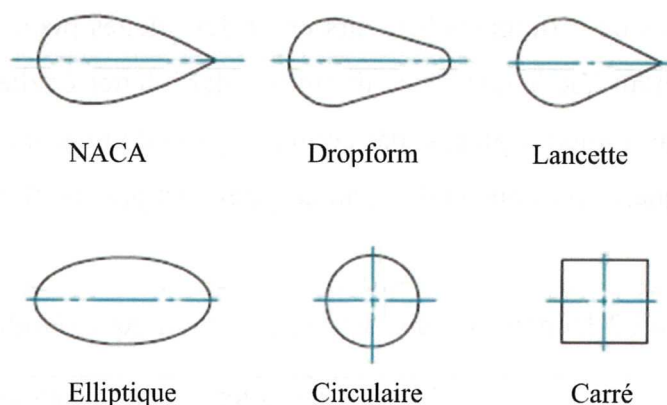


Figure I.39 Différentes section d'ailettes sélectionnées pour la comparaison

Islam et al. [58-59] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur dans des conduits rectangulaires. Des ailettes rectangulaires en aluminium de 20 mm de long, 5 mm d'épaisseur et de trois hauteurs (5, 10 et 15 mm) sont placées à l'intérieur des conduits. La figure I.39 illustre les trois arrangements des ailettes, à savoir, en ligne, inclinée (20° et 25°) et en zigzag.

Les résultats expérimentaux ont montré que l'inclinaison des ailettes a une grande influence sur le transfert de chaleur. L'angle d'inclinaison de 20° est apparu optimale dans cette étude. Les résultats montrent aussi que l'arrangement des ailettes en zigzag est plus efficace en terme de transfert de chaleur par rapport aux autres arrangements.

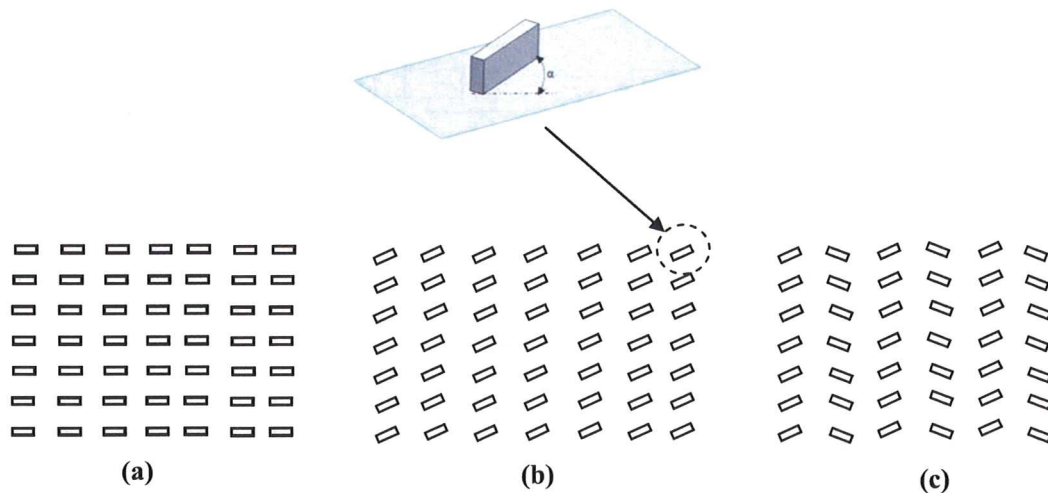


Figure I. 40 Arrangement des ailettes : (a) en ligne, (b) incliné, (c) zigzag.

Yue et Huan [60] ont examiné numériquement l'influence de la conception des dissipateurs sur leurs performances thermique et dynamique. Il s'agit d'implanter trois ailettes cylindriques de différentes hauteurs entre des ailettes planes, voir tableau I.3. Les résultats montrent que la résistance thermique des ailettes étudiées est inférieure à celle du dissipateur à ailettes planes, par contre la perte de pression reste plus élevée. Les résultats indiquent aussi que le dissipateur type-3 est plus performant comparé aux autres.

Tableau I.3 Dimensions des dissipateurs thermiques étudiés [60].

Type	Hauteurs des ailettes cylindriques (mm)		
	ailette-1	ailette-2	ailette-3
Type-1	5	5	5
Type-2	5	5	10
Type-3	5	10	10
Type-4	10	10	10

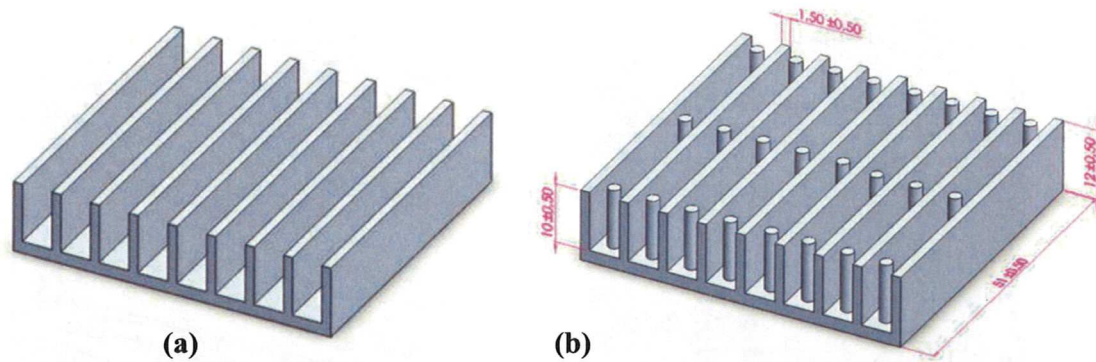


Figure I.41 Dissipateur thermique à, (a) ailettes planes, (b) ailettes cylindriques implantées entre les ailettes planes.

Dans le même contexte, **Wuhan et al. [61]** ont étudié l'effet des diamètres des ailettes cylindriques implantées entre les ailettes planes sur les performances thermique et dynamique des dissipateurs thermiques. Le code FLUENT est utilisé pour simuler les différents cas. Les résultats sont validés par les travaux expérimentaux. L'utilisation de cette nouvelle conception de dissipateurs avait pour but de refroidir un CPU à flux de chaleur de 2.2 W/cm^2 . La température peut être maintenue à moins de 358 K avec une vitesse de l'air de 6.5m/s.

Young et Sung [62] ont réalisé une étude analytique de la convection naturelle pour comparer les performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques (figure I.41) orientés verticalement. Une nouvelle corrélation du coefficient de transfert de chaleur est proposée et validée expérimentalement pour optimiser le dissipateur à ailettes broches (figure I.41 (b)). Deux fonctions « objectif » ont été utilisées pour optimiser les performances thermiques : la dissipation totale de la chaleur et la dissipation par unité de masse.

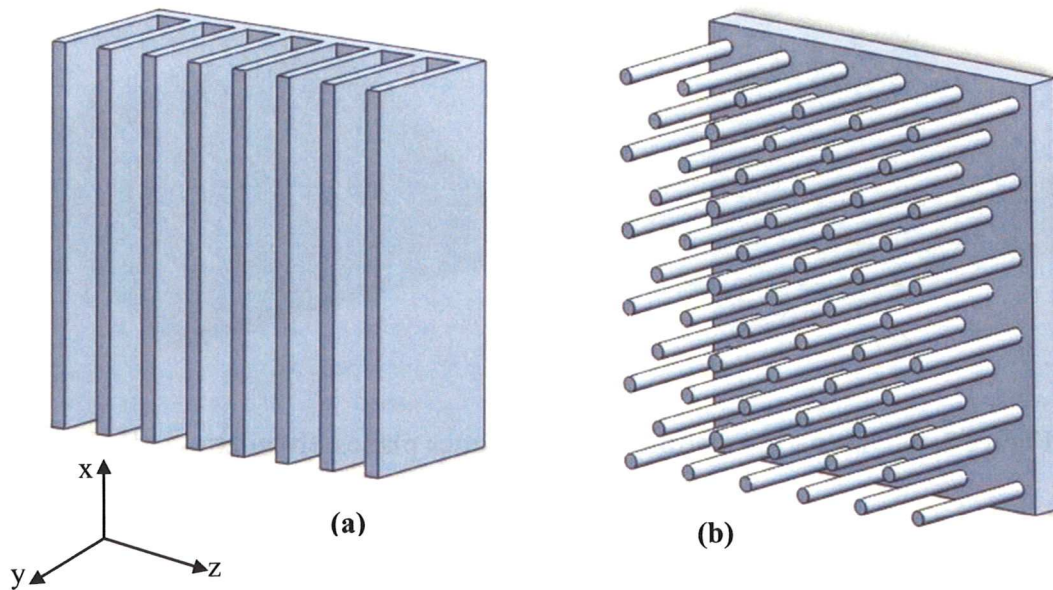


Figure I.42 Dissipateurs (a) à ailettes planes (b) à ailettes cylindriques

Feng et al. [63] ont fait une étude combinée expérimentale et numérique de deux modèles de dissipateurs thermiques : dans le premier modèle, il s'agit d'une combinaison entre les ailettes planes et la mousse métallique (Finned Metal Foam FMF), alors que le second est composé uniquement de la mousse métallique (Finned Metal FM, porosité égale à 96.3%). L'effet de la hauteur est testé en fonction du nombre de Reynolds. Sous un débit ou une puissance de pompage donnée, les résultats montrent que le transfert de chaleur dans le premier modèle (FMF) peut atteindre 1,5 à 2,8 fois celui obtenu avec le second modèle (FM) pour la même hauteur.

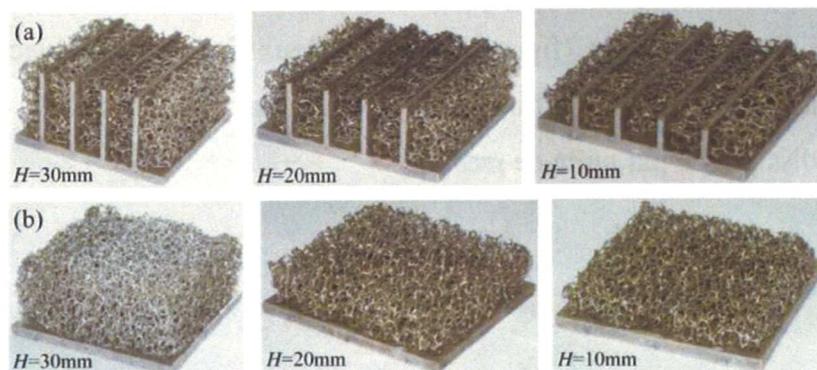


Figure I.43 (a) Ailettes-mousse métallique, (b) Mousse métallique

Jin et al. [64] ont fait une étude d'optimisation de la micro structure d'un dissipateur thermique à ailettes de section carrée muni d'un milieu poreux (mousse métallique)

(Figure I.43). Deux modèles ont été étudiés en fonction de la porosité d'ailettes (densité d'ailettes) qui varie entre 0.56 à 0.89, et l'angle de rotation des ailettes de 0° à 45° . Les résultats de la simulation numérique indiquent que les performances thermiques optimales correspondent une porosité de 0.75 et un angle de rotation des ailettes de 30° .

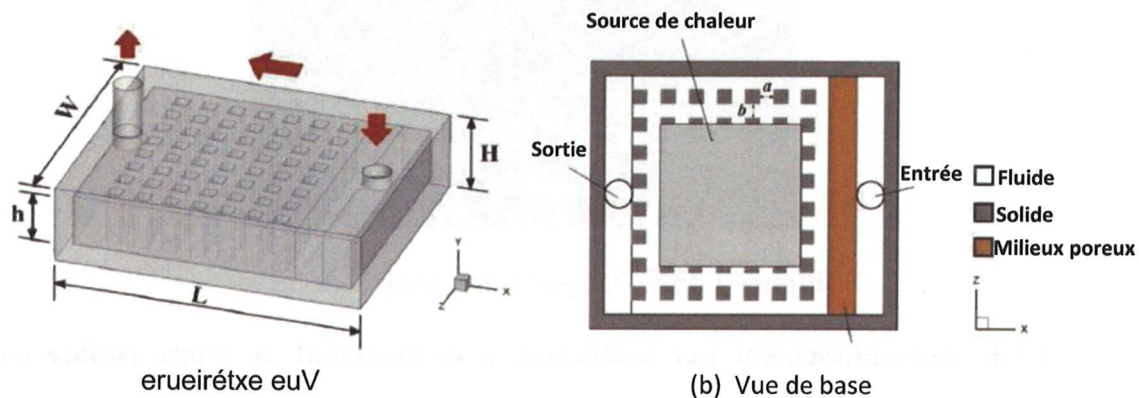


Figure I.44 Schéma du problème étudié [64]

I.3.3. Refroidissement par microcanaux

Le concept des microcanaux a été introduit vers 1980 par **Tukerman et Prase** [65]. Les microcanaux constituent une méthode innovante pour le transfert de grosses puissances thermiques issues de petites surfaces vers un fluide caloporteur.

L'échangeur est couramment fabriqué par des matériaux à haute conductivité thermique comme l'aluminium, le cuivre ou le silicium. Ces échangeurs sont caractérisés par :

- Un rapport surface-volume important
- Un très grand coefficient d'échange convectif
- Une faible masse
- Un faible encombrement
- Un faible besoin en débit (quelques millilitres /min à 1 Litre/min)

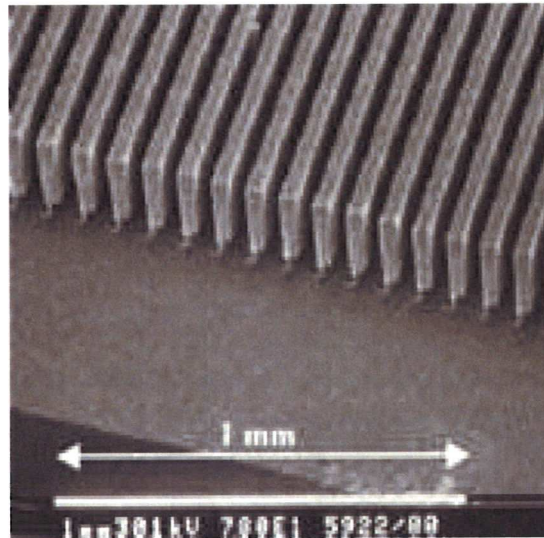


Figure I.45 Echangeur à microcanaux

I.3.4. Refroidissement par matériaux à changement de phase (solide ou liquide)

Le refroidissement des composants électroniques par un matériau à changement de phase (PCM) est l'une des solutions possibles dans le cas où le refroidissement par convection (naturelle ou forcée) est impossible.

La chaleur générée pendant le fonctionnement des composants électroniques est stockée par le MCP à une température à peu près constante. Cette chaleur est ensuite rejetée à l'environnement pendant l'arrêt de l'équipement électronique (solidification ou condensation du PCM) (Mulligan et al. [66], Pal et al. [67], Fosset et al. [68], O'Connor [69] et Wirtz et al. [70]).

Cette technique de refroidissement permet de réduire la taille du système de refroidissement et de doter les équipements d'une capacité de refroidissement étendue. Les performances thermiques des matériaux à changement de phase ont été étudiées par plusieurs auteurs dans la littérature (Kandasamy et al. [71], Jianhua et al. [72], Hodes et al. [73], Akhilesh et al. [74]).

Plusieurs travaux ont été menés pour améliorer la technique de refroidissement par les PCM, à noter, l'insertion des ailettes dans les PCMs (Abhat [75], Alawadhi et Amon [76], Nayak et al. [77]), et le PCM composite (Yin et al. [78]).

I.4. Conclusion

Dans ce premier chapitre, on a présenté un aperçu sur le problème majeur rencontré dans le domaine de l'électronique qui est la surchauffe des composants. L'insertion d'un système de refroidissement est donc indispensable. Plusieurs travaux de recherche ont été menés sur les modes de refroidissement des composants électroniques, à savoir le refroidissement par fluide, l'implantation des dissipateurs thermiques, l'exploitation des matériaux à changement de phases et le refroidissement par microcanaux.

En particulier, on est intéressé par le mode de refroidissement par dissipateurs thermiques. Une analyse de différents modèles existants dans la littérature a été présentée.

En général, les études menées sur les dissipateurs thermiques ont été consacré à l'amélioration des performances thermique et dynamique. Pour ce faire, plusieurs techniques ont été analysées telles que l'insertion des déviateurs dans la veine de l'écoulement, l'optimisation de la taille, la position et l'arrangement des ailettes, et la combinaison entre différentes formes d'ailettes.

Les objectifs principaux de notre travail sont résumés dans les points suivants :

- Etude de l'influence d'une chicane transversale sur le comportement dynamique et thermique d'un dissipateur composé d'ailettes planes.
- Analyse dynamique et thermique de quelques formes d'ailettes broches.
- Etude des performances thermiques et dynamiques d'un nouveau dissipateur composé d'ailettes planes et broches en présence de la chicane transversale.

Chapitre II
Modèle Physique
Et
Formulation Mathématique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente le modèle physique du dissipateur thermique étudié (sa géométrie avec les différentes formes d'ailettes analysées) ; et le modèle mathématique basé sur les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie régissant le comportement dynamique et thermique du système.

II.2. Géométrie du problème

II.2.1. Dissipateur à ailettes planes

Le problème considéré est présentée sur la figure II.1. Il s'agit d'un dissipateur thermique à ailettes planes longitudinales en aluminium, de longueur (L_f), de hauteur (H_f) et d'épaisseur (t_f). La distance entre deux ailettes successives est (S).

Une chicane transversale d'épaisseur (t_s), de hauteur (H_s) localisée en (X_s), est attachée dans le by-pass.

Les différents paramètres géométriques du dissipateur thermique sont basés sur le travail expérimental de **Zhang et al. [39]**. Les dimensions sont illustrées dans le tableau II.1.

La première partie de notre travail consiste à étudier l'influence de la hauteur et de la position de la chicane transversale sur les performances thermique et dynamique du dissipateur.

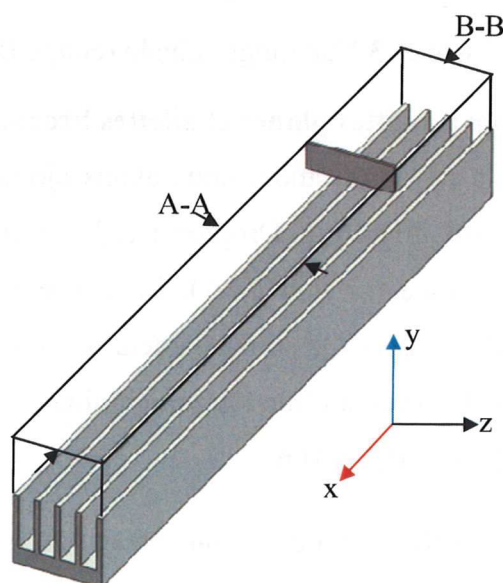


Figure II.1 Dissipateur à ailettes planes

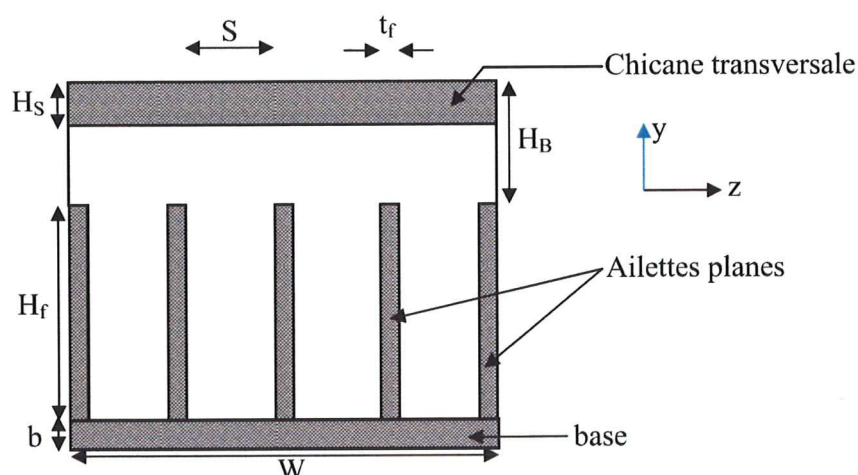


Figure II. 2 Vue transversale (coupe A-A)

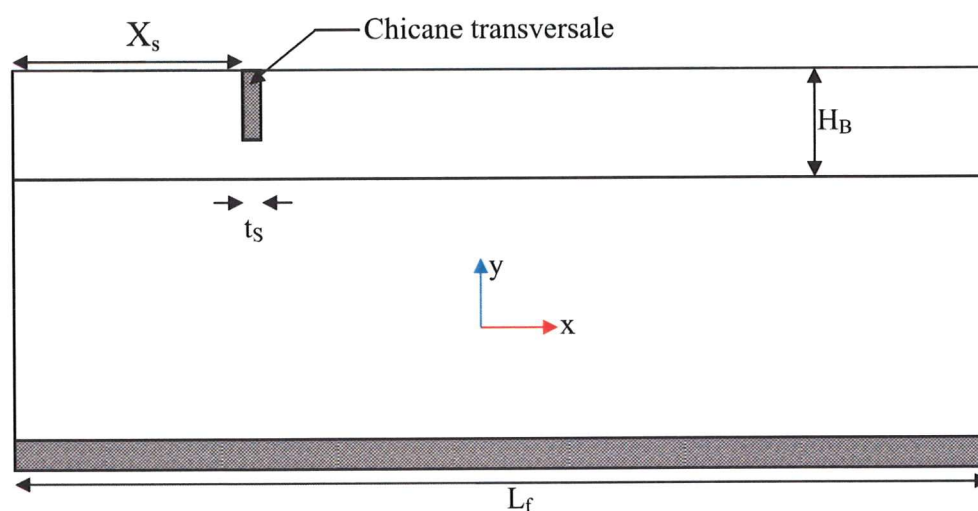


Figure II.3 Vue longitudinale (coupe B-B)

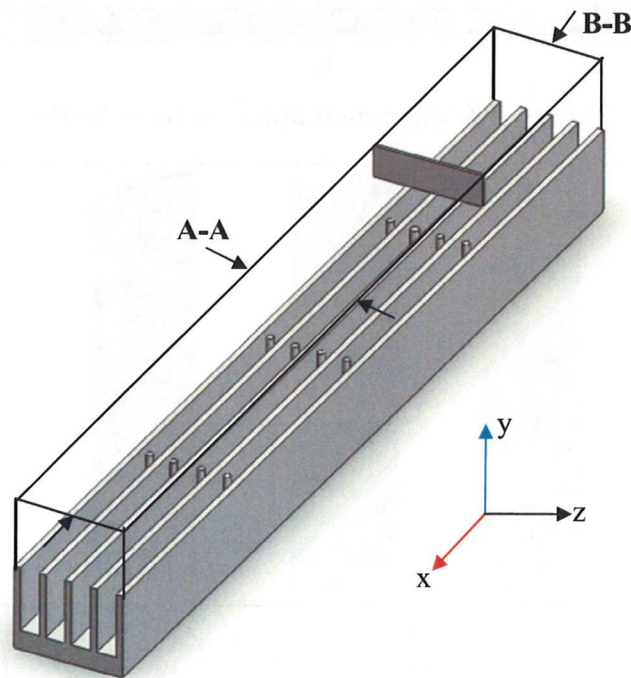
II.2.2. Dissipateur à ailettes planes et ailettes broches

Dans la deuxième partie de notre étude, nous avons ajouté des ailettes broches de section : carrée, circulaire, elliptique, Dropform et Naca entre les ailettes planes du premier dissipateur thermique (section 2.2.1). La figure II.4 représente le nouveau dissipateur. Les ailettes broches ont la même hauteur que les ailettes planes (H_f) et sont espacées d'une distance X_f dans la direction longitudinale et d'une distance S dans la direction transversale, figures II.5 et II.6.

Les différentes formes d'ailettes broches sont présentées sur la figure II.7, et leurs dimensions sont résumées sur le tableau II.2

Tableau II.1 Dimensions du dissipateur à ailettes planes [39]

Paramètres		Dimensions
L_f	Longueur des ailettes longitudinales	280 (mm)
H_f	Hauteur des ailettes longitudinales	20 (mm)
H_B	Hauteur du by-pass	13 (mm)
H_s	Hauteur de la chicane transversale	6-10-13 (mm)
W	Largeur du dissipateur thermique	46 (mm)
S	Distance entre deux ailettes	6 (mm)
X_s	Position de la chicane transversale	0, 1/3, 1/2, 2/3, 3/4
t_f	Epaisseur des ailettes	2 (mm)
t_s	Epaisseur de la chicane transversale	1 (mm)
b	Epaisseur de la base du dissipateur	6 (mm)

**Figure II.4** Dissipateur à ailettes planes et ailettes broches

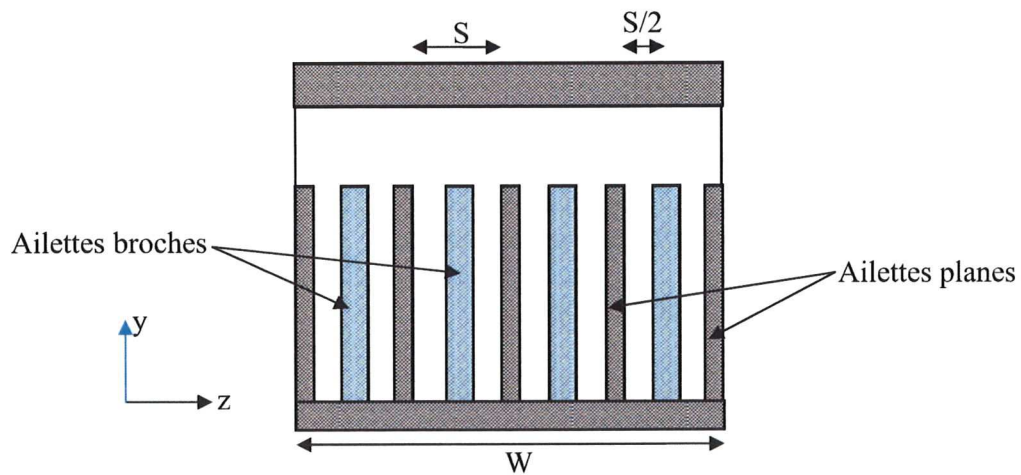


Figure II. 5 Vue transversale (coupe A-A)

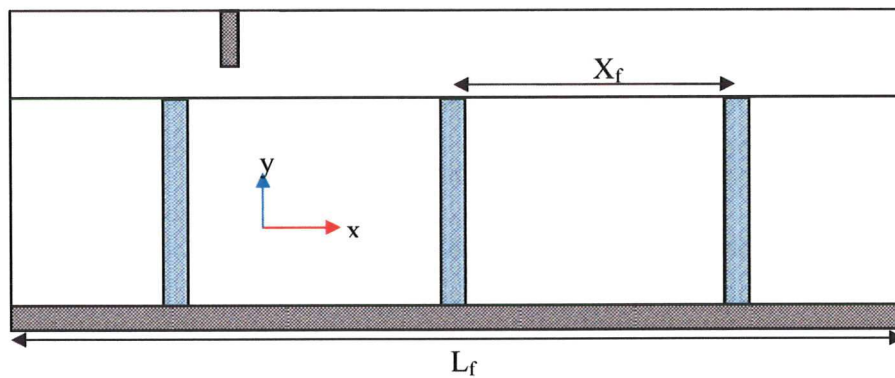


Figure II.6 Vue longitudinale (coupe B- B)

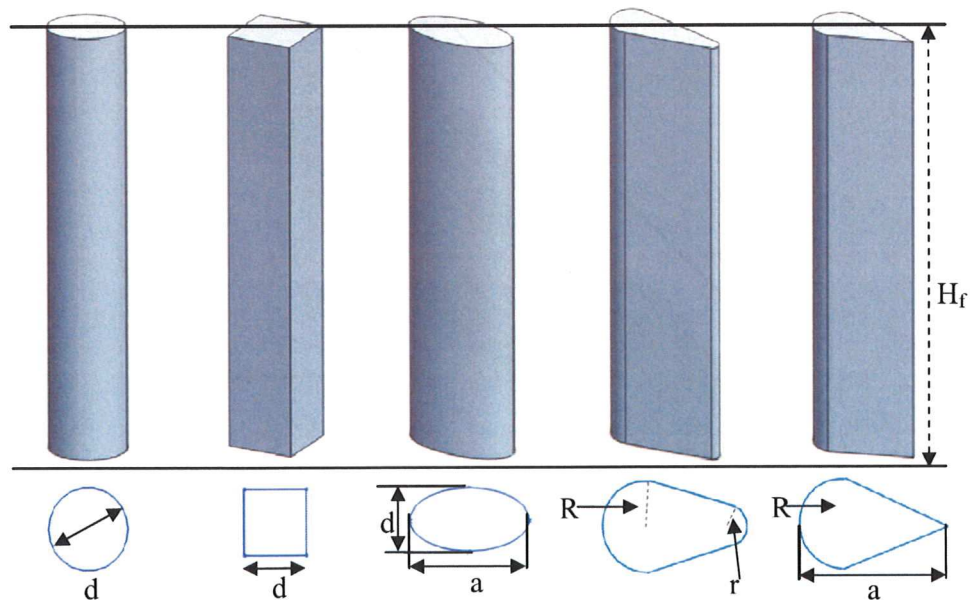


Figure II.7 Différentes formes d'ailettes broches

Tableau II.2 Dimensions des différentes formes ailettes brochées

Paramètres		Dimensions
a	Longueur de la corde	4 mm
d	Longueur de l'axe court, diamètre	2 mm
R	Grand rayon des ailettes Dropform et NACA	1 mm
r	Petit rayon des ailettes Dropform	0.3 mm
H _f	Hauteur de toutes les formes d'ailettes	20 mm
S	Distance transversale	6 mm
X _f	Distance longitudinale	70 mm

II.3. Formulation mathématique

La formulation mathématique qui gouverne les phénomènes de convection est basée sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie. **Anderson [79], Patankar [80]**

II.3.1. Hypothèses simplificatrices

- Le fluide est supposé Newtonien et incompressible ;
- L'écoulement est turbulent et stationnaire ;
- Les Propriétés thermo-physiques du fluide et du solide sont considérées constantes ;
- Les profils de vitesse et de température sont uniformes à l'entrée ;
- Le rayonnement thermique est négligeable.

II.3.2. Equations gouvernantes

➤ Equation de continuité

Elle repose sur le principe de conservation de masse :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (\text{II.1})$$

➤ Equation de la quantité de mouvement

Elle est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures agissant sur cette particule :

$$\rho u_j \frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial P}{\partial x_i} \quad (\text{II.2})$$

➤ Equation d'énergie

Elle est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible :

$$\rho u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (\text{II.3})$$

II.4. Rappels sur la turbulence

Le phénomène de la turbulence est largement présent dans plusieurs applications industrielles ; nous citons, l'aérodynamique externe des voitures, des avions, des trains...ou encore dans la combustion dans les moteurs, les échangeurs de chaleurs... etc.

L'écoulement turbulent, décrit expérimentalement pour la première fois par **Osborne Reynolds** en 1883 (figure II.8), est caractérisé principalement par :

- Une grande variété des échelles spatiales (tailles de tourbillons) dans l'écoulement,
- Un caractère aléatoire, désordonné, chaotique, et fluctuant,
- Une Imprévisibilité, un non déterminisme et une grande sensibilité aux conditions aux limites,
- Une très large gamme de longueur d'ondes : tourbillons présents de tailles très variées (pour un avion : de quelques microns à quelques centaines de mètres),
- Un caractère bruyant du fait des sources acoustiques créées par les fluctuations de pression dans le fluide.



Figure II.8 Vue globale du système utilisé par Reynolds.

II.5. Principaux modèles de turbulence

Dans ce paragraphe, on présente les principales méthodes de la modélisation d'un écoulement turbulent : la **première** méthode est nommée « simulation numérique directe », dans laquelle on cherche à représenter la totalité des phénomènes physiques. La **seconde** méthode est dite « simulation des grandes échelles », dans laquelle on représente seulement les plus gros tourbillons en fonction du temps. La **troisième** méthode est appelée « modélisation statistique » dans laquelle on représente seulement l'écoulement moyen.

II.5.1. Simulation numérique directe (DNS)

La simulation numérique directe (DNS acronyme anglais de Direct Numerical Simulation) est une méthode de simulation de la turbulence. Elle consiste à résoudre les équations de Navier Stokes sans modélisation.

Elle permet une approche de la turbulence où toutes les structures tourbillonnaires potentiellement présentes, sont explicitement calculées. Le champ tridimensionnel et instationnaire obtenu, décrit de façon fiable et précise l'agitation turbulente, car aucune modélisation n'est pratiquée.

II.5.2. Simulation des grandes échelles (Large Eddy Simulation LES)

Le principe de cette technique consiste à appliquer un filtrage spatial sur les échelles turbulentes et à ne résoudre que les grandes structures de l'écoulement dites « structures cohérentes », et de modéliser les structures à petites échelles.

II.5.3. Modélisation statistique

Cette approche considère l'agitation turbulente comme un processus purement stochastique. Toutes les échelles de la turbulence sont modélisées. Les grandeurs instantanées sont décomposées en une partie moyenne et une partie fluctuante. L'introduction de cette décomposition et l'application de l'opérateur moyenne statistique aux équations instantanées de Navier-Stokes permettent d'obtenir les équations RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes).

Les effets des fluctuations turbulentes, apparaissant dans le tenseur de Reynolds, doit être modélisé pour fermer le système.

II.6. Modèles de turbulence

Actuellement, la technique RANS est la plus utilisée dans les applications industrielles et pour les configurations complexes. La modélisation du tenseur de Reynolds est effectuée par plusieurs modèles développés par les chercheurs. Plusieurs modèles sont disponibles pour la modélisation du tenseur de Reynolds. A titre d'exemple nous citons ceux développés dans le code de calcul Fluent 6.3, Spalart-Allmaras, les modèles k- ϵ et les modèles k- ω .

II.6.1. Modèle de turbulence k- ϵ Standard

Le modèle k- ϵ standard (à haut nombre de Reynolds) est un modèle semi empirique développé par **Launder** et **spalding** [81]. L'approche consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide d'échelle de vitesse « τ » et de longueur de mélange « l » :

$$\tau = k^{1/2} \quad \text{et} \quad l = \frac{\rho C_{\mu} k^2}{\epsilon} \quad (\text{II.4})$$

Où C_{μ} est une constante adimensionnelle.

Ce modèle est défini par deux équations de transport, une pour l'énergie cinétique turbulente k , et la seconde pour le taux de dissipation ϵ :

$$\frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P_k - \varepsilon \quad (\text{II.5})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.6})$$

Avec

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.7})$$

Les constantes empiriques du modèles k-ε standard sont présentées dans le tableau II.3 [81]

Tableau II.3 Constantes empiriques du modèles k-ε standard

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

II.6.2. Modèle de turbulence k-ω

Le modèle k-ω a été proposé la première fois par **Kolmogorov**. Au cours des trois dernières décennies, **Wilcox** a amélioré ce modèle et démontré sa précision pour une large gamme d'écoulements turbulents [82]. Le modèle k-ω de Wilcox est plus pertinent que le modèle k-ε dans les régions proches des parois, En revanche, il est moins performant dans les régions pleinement développées. Ce modèle est aussi régi par deux équations de transport, une pour l'énergie cinétique turbulente k (équation II.8) et la seconde pour le taux de dissipation spécifique (équation II.9) [83] :

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{II.8})$$

$$\frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (\text{II.9})$$

La production d'énergie cinétique P_k pour les écoulements incompressibles est exprimée par :

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.10})$$

La viscosité turbulente (μ_t) est définie en termes de l'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation spécifique ω .

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (\text{II.11})$$

Les constantes du modèle de Wilcox sont :

$$\alpha^* = 1.0, \beta^* = 0.09, \alpha = 0.56, \beta = 0.075, \sigma_k = \sigma_\omega = 2.0$$

II.6.3. Modèle de turbulence k- ω SST (Shear Stress Transport) :

Menter [84-85] a développé un nouveau modèle de turbulence qui comporte les avantages du modèle k- ω en proche paroi et le modèle k- ϵ dans les zones loin des parois à nombre de Reynolds important. Ce modèle est basé sur le transport de la contrainte de cisaillement turbulente. Une comparaison avec d'autres modèles de turbulence a montré que le modèle k- ω SST reproduit correctement les résultats expérimentaux et prédit précisément les modifications de l'écoulement en présence d'une chicane, et les coefficients d'échange thermique entre le fluide et les parois (**Nasiruddin et Kamran [86]**). C'est ce modèle qui a été retenu pour la suite de ce travail.

Le modèle k- ω SST est également défini par deux équations :

- **Equation d'énergie cinétique turbulente**

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{II.12})$$

- **Equation de dissipation spécifique**

$$\frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (\text{II.13})$$

Avec

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{kw} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (\text{II.14})$$

$$CD_{kw} = \max(2\rho\sigma_{w2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}) \quad (\text{II.15})$$

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (\text{II.16})$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{50\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (\text{II.17})$$

$$P_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \tilde{P}_k = \min(P_k, 10\beta^* \rho k \omega) \quad (\text{II.18})$$

$$\alpha = \alpha_1 F + \alpha_2 (1 - F) \quad (\text{II.19})$$

Les constantes empiriques du modèle de turbulence k- ω sont:

$$\beta^* = 0.09, \alpha_1 = 5/9, \beta_1 = 3/40, \sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega1} = 0.5, \alpha_2 = 0.44, \beta_2 = 0.0828,$$

$$\sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega2} = 0.856$$

II.7. Domaine de calcul et conditions aux limites

Etant donné la disposition périodique des ailettes dans le dissipateur, un seul passage entre deux ailettes planes successives est choisi pour représenter le domaine de calcul (figure II.8). Pour assurer un profil de vitesse uniforme à l'entrée du dissipateur thermique, le domaine de calcul a été étendu par un canal de section rectangulaire.

➤ Entrée du canal : $x = -L_f/2, 0 \leq y \leq H_f + H_s, 0 \leq z \leq 2t_f + S$

$$u = u_{in} \quad (\text{II.20})$$

$$v = 0 \quad (\text{II.21})$$

$$w = 0 \quad (\text{II.22})$$

$$T = T_{in} \quad (\text{II.23})$$

➤ Sortie du canal : $x = 3L_f/2, 0 \leq y \leq H_f + H_s, 0 \leq z \leq 2t_f + S$

Conditions d'établissement

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0 \quad \text{avec } \Phi = u = v = w = T = k = \omega = 0 \quad (\text{II.24})$$

➤ Base du dissipateur : $0 \leq x \leq L_f, -b \leq y \leq 0, 0 \leq z \leq 2t_f + S$

Sur la paroi inférieure du dissipateur thermique, on applique un flux de chaleur constant (Q)

- Les autres parois sont supposés adiabatiques
- A l'interface fluide-solide :

$$\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{\vec{N}} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{\vec{N}} \quad (\text{II.25})$$

$$T_f \Big|_{\vec{N}} = T_s \Big|_{\vec{N}} \quad (\text{II.26})$$

Où $\vec{N}$ est un vecteur normal à la surface de l'interface considérée.

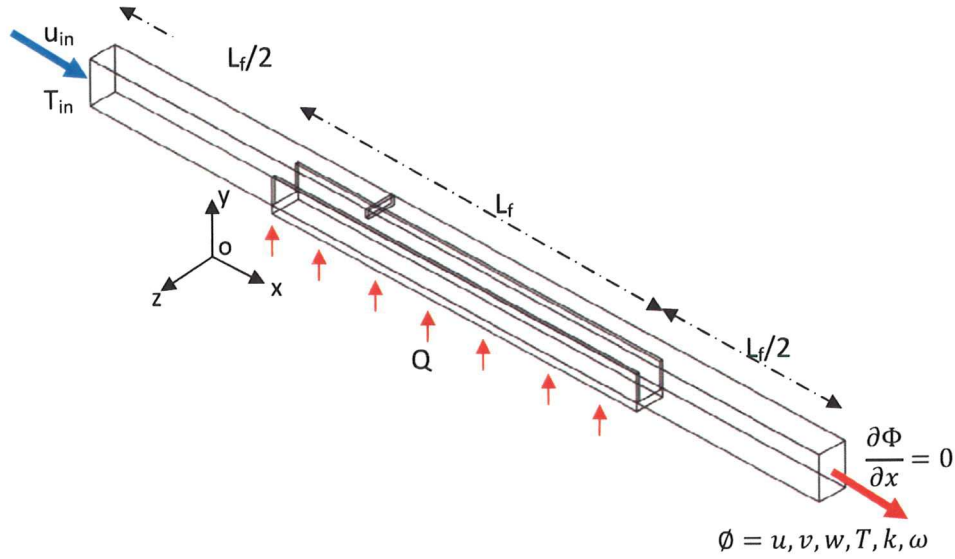


Figure II.9 Domaine de calcul et conditions aux limites

II.8. Grandeurs caractéristiques

II.8.1. Nombre de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{u_{in} D_h}{\nu_f} \quad (\text{II.27})$$

u_{in} : vitesse d'entrée du fluide à l'entrée [m/s]

D_h : diamètre hydraulique [m]

ν_f : viscosité cinématique du fluide [m²/s]

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (\text{II.28})$$

A : section de passage [m²]

P : périmètre mouillé [m]

II.8.2. Nombre de Nusselt moyen

$$Nu_m = \frac{h_m D_h}{\lambda_f} \quad (\text{II.29})$$

h_m : coefficient de convection moyen [W/m².K]

λ_f : conductivité thermique du fluide [W/m.K]

II.8.3. Coefficient de friction

$$f = \frac{\Delta P(D_h / L_f)}{\frac{1}{2} \rho_f u_{in}^2} \quad (\text{II.30})$$

ρ_f : masse volumique du fluide [kg/m³]

ΔP : perte de pression [Pa]

II.8.4. Performances des dissipateurs thermiques

Pour évaluer les performances thermo hydrauliques des différents dissipateurs thermiques, une approche donnée par l'équation (II.31) est utilisée. Cette approche consiste à définir les performances d'un dissipateur par le rapport entre ses performances thermique et dynamique, [56]:

$$PHS = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (\text{II.31})$$

Où Nu_0 et f_0 représentent les coefficients de transfert de chaleur et de friction correspondant à un régime d'écoulement turbulent pleinement développé dans un tube. Ces coefficients sont donnés, pour un écoulement turbulent, par les corrélations de **Bittus Boelter** et **Blasius**.

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.23} Pr^{0.4} \quad (\text{II.32})$$

Où Pr est le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu_f Cp_f}{\lambda_f} \quad (\text{II.33})$$

μ_f : viscosité dynamique du fluide [kg/m.s]

Cp_f : chaleur spécifique du fluide [J/kg.k]

$$f_0 = 0.079 Re^{-0.25} \quad (\text{II.33})$$

Chapitre III

Résolution Numérique

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, on rappelle le principe de résolution, par la méthode des volumes finis, des équations de conservation décrites dans le chapitre 2 et la méthode de couplage vitesse-pression selon l'algorithme SIMPLE.

III.2 Méthode des volumes finis

Cette méthode a été développée la première fois en 1971 et publiée en 1980 par **Patankar** et **Spalding** [80-87]. Elle est à la base de plusieurs codes CFD (Computational Fluid Dynamic) comme FLUENT, CFX, StarCCM...etc.

La méthode des volumes finis présente de nombreux avantages tels que :

- Elle s'adapte à différents problèmes physiques
- Elle s'applique à des géométries simples et complexes
- Elle assure la conservation physique dans le domaine de calcul

La première étape de cette méthode consiste à diviser le domaine de calcul en un nombre fini de sous domaines élémentaires appelés : **volume de contrôle**. La figure III.1 présente un exemple d'un volume de contrôle contenant un nœud au centre appelé **nœud principal (P)**.

Le nœud principal est entouré par des nœuds voisins, (E,W) dans le cas unidimensionnel, (E,W,N,S) dans la cas bidimensionnel et (E,W,N,S,T,B) dans le cas tridimensionnel.

Les faces de volume de contrôle sont localisées aux points (e,w), (e,w,n,s) et (e,w,n,s,t,b) dans les directions x, y et z respectivement.

L'étape suivante est la discrétisation, qui consiste à transformer le problème continu en un problème discret. Les équations ainsi que les conditions aux limites sont approchées par des équations discrètes.

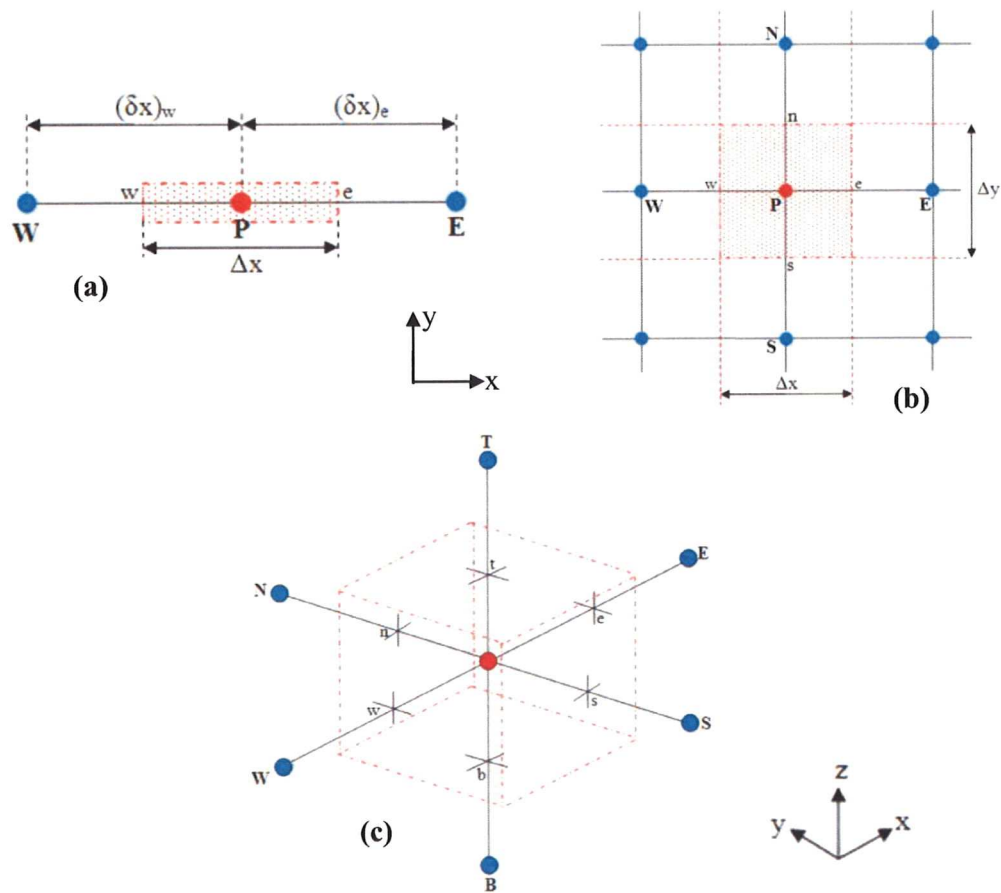


Figure III.1 Volume de contrôle, a) 1D, b) 2D, c) 3D

III.3 Discrétisation de l'équation de transport

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t}}_I + \underbrace{div(\rho u\Phi)}_{II} = \underbrace{div(\Gamma grad\Phi)}_{III} + \underbrace{S_\Phi}_{IV} \quad (III.1)$$

I. représente le terme transitoire

II. représente le terme de transport par convection de ϕ

III. représente le terme diffusion de ϕ

IV. représente le terme source

Dans le cas stationnaire et tridimensionnel, l'équation (III.1) s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \Phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \Phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z}\right) + S_\Phi \quad (\text{III.2})$$

L'intégration de l'équation (III.2) sur le volume de contrôle (CV) donne :

$$\begin{aligned} & \int_{CV} \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \Phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \Phi) \right] dV \\ &= \int_{CV} \left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z}\right) \right] dV + \int_{CV} S_\Phi dV \end{aligned} \quad (\text{III.3})$$

$$\begin{aligned} & \int_{w s b}^e \int_{s w}^n \int_b^t \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \Phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \Phi) \right] dx dy dz \\ &= \int_{w s b}^e \int_{s w}^n \int_b^t \left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z}\right) \right] dx dy dz + \int_{CV} S_\Phi dV \end{aligned} \quad (\text{III.4})$$

$$\begin{aligned} & \int_b^t \int_{s w}^n [(\rho u \Phi)_e - (\rho u \Phi)_w] dy dz + \int_b^t \int_{w s}^e [(\rho v \Phi)_n - (\rho v \Phi)_s] dx dz + \int_{s w}^n \int_b^t [(\rho w \Phi)_t - (\rho w \Phi)_b] dx dy = \\ & \int_b^t \int_{s w}^n \left[\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}\right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}\right)_w \right] dy dz + \int_b^t \int_{w s}^e \left[\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right)_s \right] dx dz + \\ & \int_{s w}^n \int_b^t \left[\left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z}\right)_t - \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z}\right)_b \right] dx dy + \int_{w s b}^e \int_{s w}^n \int_b^t S_\Phi dx dy dz \end{aligned} \quad (\text{III.5})$$

En regroupant les termes de l'équation (III.5), et après intégration on obtient :

$$\begin{aligned} & \left[(\rho u)_e \Phi_e - \Gamma_e \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e \right] \Delta y \Delta z - \left[(\rho u)_w \Phi_w - \Gamma_w \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y \Delta z \\ & + \left[(\rho v)_n \Phi_n - \Gamma_n \left(\frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_n \right] \Delta x \Delta z - \left[(\rho v)_s \Phi_s - \Gamma_s \left(\frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x \Delta z \\ & + \left[(\rho w)_t \Phi_t - \Gamma_t \left(\frac{\partial \Phi}{\partial z} \right)_t \right] \Delta x \Delta y - \left[(\rho w)_b \Phi_b - \Gamma_b \left(\frac{\partial \Phi}{\partial z} \right)_b \right] \Delta x \Delta y = \int_{CV} S_\Phi dV \end{aligned} \quad (\text{III.6})$$

Un schéma centré est utilisé pour approcher les dérivées de la grandeur Φ . Entre le nœud P et les autres directions E, W, S, N, B et T.

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} \Big|_i = \frac{\Phi_e - \Phi_p}{\Delta x_i},$$

Avec $i = E, W, S, N, B$ et T et $i = e, w, s, n, b$ et t

L'équation (III.6) devient :

$$\begin{aligned}
 & \left[(\rho u)_e \Phi_e - \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} (\Phi_E - \Phi_P) \right] \Delta y \Delta z - \left[(\rho u)_w \Phi_w - \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} (\Phi_P - \Phi_W) \right] \Delta y \Delta z \\
 & + \left[(\rho v)_n \Phi_n - \frac{\Gamma_n}{(\delta y)_n} (\Phi_N - \Phi_P) \right] \Delta x \Delta z - \left[(\rho v)_s \Phi_s - \frac{\Gamma_s}{(\delta y)_s} (\Phi_P - \Phi_S) \right] \Delta x \Delta z \\
 & + \left[(\rho w)_t \Phi_t - \frac{\Gamma_t}{(\delta z)_t} (\Phi_T - \Phi_P) \right] \Delta x \Delta y - \left[(\rho w)_b \Phi_b - \frac{\Gamma_b}{(\delta z)_b} (\Phi_P - \Phi_B) \right] \Delta x \Delta y = \int_{CV} S_\phi dV
 \end{aligned} \quad (III.7)$$

Pour des raisons de simplicité nous représentons les flux convectifs par la lettre F et les flux diffusifs par la lettre D , soit:

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \Delta z, \quad D_e = \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} \Delta y \Delta z \quad (III.8)$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \Delta z, \quad D_w = \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} \Delta y \Delta z \quad (III.9)$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x \Delta z, \quad D_n = \frac{\Gamma_n}{(\delta y)_n} \Delta x \Delta z \quad (III.10)$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta x \Delta z, \quad D_s = \frac{\Gamma_s}{(\delta y)_s} \Delta x \Delta z \quad (III.11)$$

$$F_t = (\rho w)_t \Delta x \Delta y, \quad D_t = \frac{\Gamma_t}{(\delta z)_t} \Delta x \Delta y \quad (III.12)$$

$$F_b = (\rho w)_b \Delta x \Delta y, \quad D_b = \frac{\Gamma_b}{(\delta z)_b} \Delta x \Delta y \quad (III.13)$$

La substitution des équations (III.8 à III.13) dans l'équation (III.7), donne :

$$\begin{aligned}
 & [F_e \Phi_e - D_e (\Phi_E - \Phi_P)] - [F_w \Phi_w - D_w (\Phi_P - \Phi_W)] \\
 & + [F_n \Phi_n - D_n (\Phi_N - \Phi_P)] - [F_s \Phi_s - D_s (\Phi_P - \Phi_S)] \\
 & + [F_t \Phi_t - D_t (\Phi_T - \Phi_P)] - [F_b \Phi_b - D_b (\Phi_P - \Phi_B)] = \int_{CV} S_\phi dV
 \end{aligned} \quad (III.14)$$

L'intégration du terme source sur le volume de contrôle est approchée par :

$$\int_{CV} S_{\phi} dV = \int_w^e \int_s^n \int_b^t S_{\phi} dx dy dz \quad (\text{III.15})$$

$$\int_w^e \int_s^n \int_b^t S_{\phi} dx dy dz = \overline{S_{\phi}} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (\text{III.16})$$

Avec : $\overline{S_{\phi}} = S_u + S_p \Phi_p$

Où $\overline{S_{\phi}}$ est la valeur moyenne du terme source sur le volume de contrôle et S_u la partie constante qui ne dépend pas explicitement de S_p .

Dans la littérature, plusieurs schémas numériques de discrétisation (upwind, quick, hybride,...) sont disponibles pour approcher les termes convectifs $\Phi_e, \Phi_w, \Phi_n, \Phi_s, \Phi_t$, et Φ_b .

Dans notre étude, nous avons choisi le schéma amont (UPWIND) pour nos simulations.

III.4 Principe du schéma de discrétisation UPWIND

Le schéma de discrétisation UPWIND prend en compte la direction de l'écoulement pendant la détermination des termes convectifs sur les faces. La valeur du terme ϕ sur une face est égale à la valeur du terme ϕ au nœud précédent. Les figures III.2(a) et III.2(b) expliquent le principe du schéma UPWIND quand l'écoulement est, respectivement, dans les directions positive et négative (cas unidimensionnel),

Versteeg et Malalasekara [88]

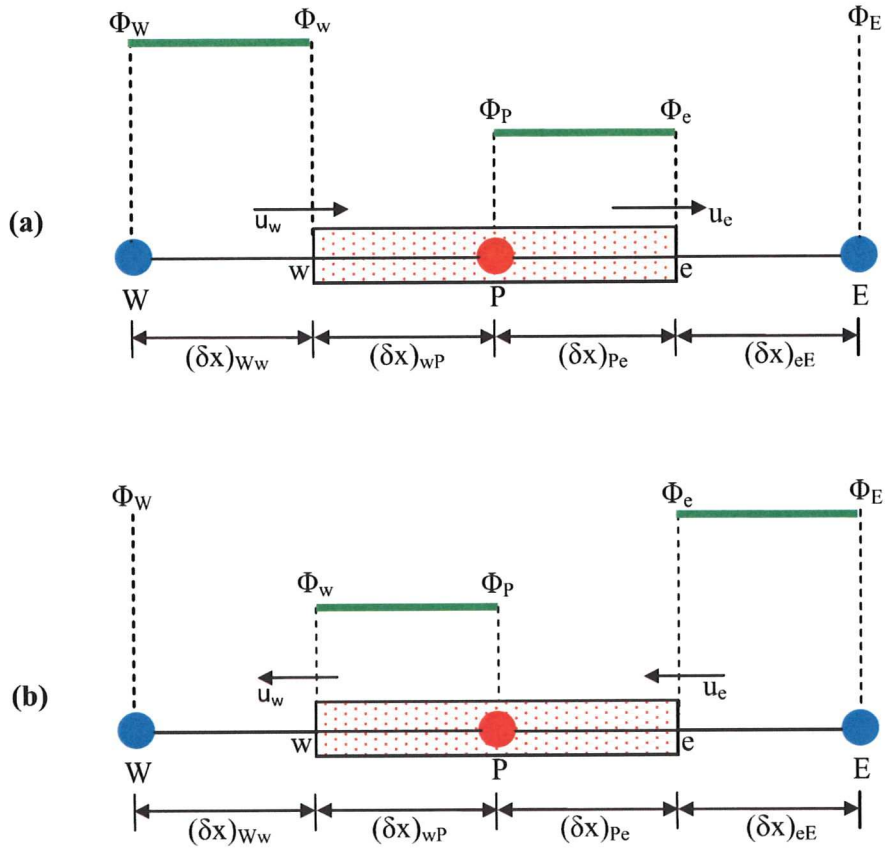


Figure III.2 Principe du schéma UPWIND, (a) direction positive, (b) direction négative

➤ *Direction positive* : $u_w > 0$, $u_e > 0$, ($F_w > 0$, $F_e > 0$)

Le schéma est donné par :

$$\Phi_w = \Phi_W \quad \text{Et} \quad \Phi_e = \Phi_P \quad (\text{III.17})$$

Pour un cas unidimensionnel, nous avons :

$$F_e \Phi_e - F_w \Phi_w = D_e (\Phi_E - \Phi_P) - D_w (\Phi_P - \Phi_W) \quad (\text{III.18})$$

En remplaçant l'équation (III.25) dans (III.26), et après réarrangement on obtient :

$$(D_w + D_e + F_e) \Phi_P = (D_w + F_w) \Phi_W + D_E \Phi_E \quad (\text{III.19})$$

➤ Ou encore

$$\triangleright [(D_w + F_w) + D_e + (F_e - F_w)]\Phi_P = (D_w + F_w)\Phi_W + D_e\Phi_E \quad (\text{III.20})$$

Que l'on peut écrire sous la forme :

$$a_P\Phi_P = a_W\Phi_W + a_E\Phi_E \quad (\text{III.21})$$

Avec :

$$a_P = a_W + a_E + (F_e - F_w), \quad a_W = D_w + F_w, \quad a_E = D_e$$

$$\triangleright \text{Direction négative : } u_w < 0, u_e < 0, (F_w < 0, F_e < 0)$$

Le schéma est donné par :

$$\Phi_w = \Phi_P \quad \text{Et} \quad \Phi_e = \Phi_E \quad (\text{III.22})$$

Donc, la substitution de l'équation (III.29) dans l'équation (III.26) et après quelques arrangements, l'équation (III.26) est donnée par :

$$[D_w + (D_e - F_e) + (F_e - F_w)]\Phi_P = D_w\Phi_W + (D_e - F_e)\Phi_E \quad (\text{III.23})$$

Que l'on peut écrire sous la forme :

$$a_P\Phi_P = a_W\Phi_W + a_E\Phi_E \quad (\text{III.24})$$

$$\text{Avec :} \quad a_P = a_W + a_E + (F_e - F_w), \quad a_W = D_w, \quad a_E = D_e - F_e$$

III.5 Equation de transport discrétisée

$$\begin{aligned} & [F_e\Phi_P - D_e(\Phi_E - \Phi_P)] - [F_w\Phi_W - D_w(\Phi_P - \Phi_W)] \\ & + [F_n\Phi_P - D_n(\Phi_N - \Phi_P)] - [F_s\Phi_S - D_s(\Phi_P - \Phi_S)] \\ & + [F_t\Phi_P - D_t(\Phi_T - \Phi_P)] - [F_b\Phi_B - D_b(\Phi_P - \Phi_B)] = \\ & S_P\Phi_P\Delta x\Delta y\Delta z + S_u\Delta x\Delta y\Delta z \end{aligned} \quad (\text{III.25})$$

$$\begin{aligned} & [F_e + D_e + D_w + F_n + D_n + D_s + F_t + D_t + D_b - S_P\Delta x\Delta y\Delta z]\Phi_P = \\ & D_e\Phi_E + (F_w + D_w)\Phi_W + D_n\Phi_N + (F_s + D_s)\Phi_S + D_t\Phi_T + (F_b + D_b)\Phi_B \\ & + S_u\Delta x\Delta y\Delta z \end{aligned} \quad (\text{III.26})$$

$$a_P\Phi_P = a_E\Phi_E + a_W\Phi_W + a_N\Phi_N + a_S\Phi_S + a_T\Phi_T + a_B\Phi_B + b \quad (\text{III.27})$$

$$a_P\Phi_P = \sum a_{nb}\Phi_{nb} + b \quad (\text{III.28})$$

Où l'indice nb se rapporte aux nœuds voisins du nœud P.

Avec :

$$a_p = F_e + D_e + D_w + F_n + D_n + D_s + F_t + D_t + D_b - S_p \Delta x \Delta y \Delta z$$

$$b = S_u \Delta x \Delta y \Delta z$$

III.6 Couplage vitesse pression-Algorithm SIMPLE

L'algorithme SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) a été développé par **Patankar** et **Spalding** [87]. C'est une méthode itérative qui permet de calculer la pression en utilisant la technique de maillage décalé (**Harlow** et **Welsh** [89]). La figure III.3 représente un maillage décalé dans le cas bidimensionnel.

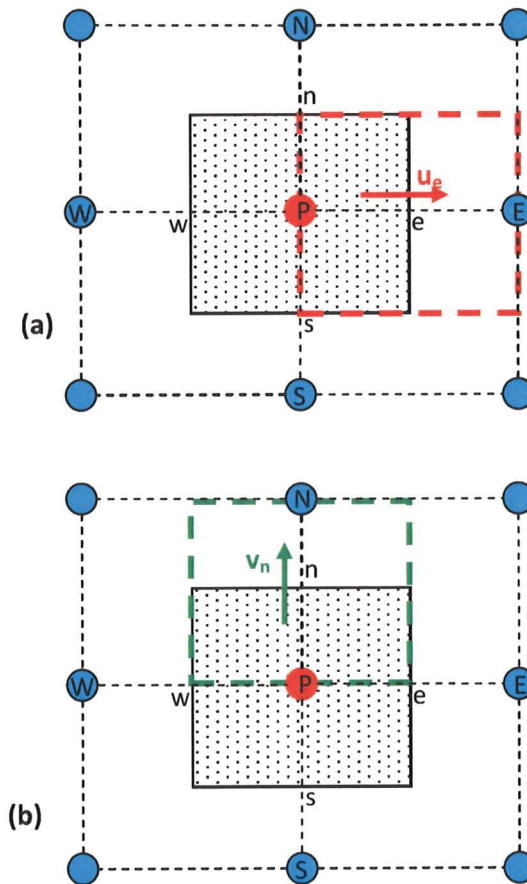


Figure III.3 (a) Maillage décalé pour u_e , (b) Maillage décalé pour v_n

Dans l'équation de la quantité de mouvement, le terme S_u contient un gradient de pression, nous avons donc pour la direction axiale (x) :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \Phi) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + S \quad (\text{III.29})$$

L'intégration de l'équation III.29 sur le volume de contrôle de centre « e » et de limites P et E donne :

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + (P_P - P_E) A_e \quad (\text{III.30.a})$$

De la même manière, dans les directions y et z, nous avons :

$$a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + b + (P_P - P_N) A_n \quad (\text{III.30.b})$$

$$a_t w_t = \sum a_{nb} w_{nb} + b + (P_P - P_T) A_t \quad (\text{III.30.c})$$

Les termes $(P_P - P_E) A_e$, $(P_P - P_N) A_n$ et $(P_P - P_T) A_t$ représentent les forces de pression sur le volume de contrôle.

Le champ de pression est inconnu ; un champ initial est nécessaire pour démarrer le processus itératif. Ce champ de pression estimé noté p^* , lorsqu'il est remplacé dans les équations (III.30), il donne des vitesses u^* , v^* et w^* qui ne satisfont pas l'équation de conservation de la masse.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (P_P^* - P_E^*) A_e \quad (\text{III.31.a})$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (P_P^* - P_N^*) A_n \quad (\text{III.31.b})$$

$$a_t w_t^* = \sum a_{nb} w_{nb}^* + b + (P_P^* - P_T^*) A_t \quad (\text{III.31.c})$$

On suppose que la pression et les vitesses exactes sont données par :

$$P = P^* + P' \quad (\text{III.32.a})$$

$$u = u^* + u' \quad (\text{III.32.b})$$

$$v = v^* + v' \quad (\text{III.32.c})$$

$$w = w^* + w' \quad (\text{III.32.d})$$

Où P' , u' , v' et w' sont les corrections de la pression et des vitesses.

En soustrayant les équations (III.32) de l'équation (III.31), nous obtenons des équations similaires sur les corrections :

$$a_e u'_e = \sum a_{nb} u'_{nb} + (P'_P - P'_E) A_e \quad (\text{III.33.a})$$

$$a_n v'_n = \sum a_{nb} v'_{nb} + (P'_P - P'_N) A_n \quad (\text{III.33.b})$$

$$a_t w'_t = \sum a_{nb} w'_{nb} + (P'_P - P'_T) A_t \quad (\text{III.33.c})$$

Pour simplifier les équations (III.33), on néglige les termes $\sum a_{nb} u'_{nb}$, $\sum a_{nb} v'_{nb}$ et $\sum a_{nb} w'_{nb}$ (**Patankar [79]**). Nous avons donc:

$$u'_e = d_e (P'_P - P'_E) \quad (\text{III.34.a})$$

$$v'_n = d_n (P'_P - P'_N) \quad (\text{III.34.b})$$

$$w'_t = d_t (P'_P - P'_T) \quad (\text{III.34.c})$$

Avec:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad d_n = \frac{A_n}{a_n} \quad \text{et} \quad d_t = \frac{A_t}{a_t}$$

En tenant compte des équations (III.32), les équations de corrections des vitesses deviennent :

$$u_e = u_e^* + d_e (P'_P - P'_E) \quad (\text{III.35.a})$$

$$v_n = v_n^* + d_n (P'_P - P'_N) \quad (\text{III.35.b})$$

$$w_t = w_t^* + d_t (P'_P - P'_T) \quad (\text{III.35.c})$$

Correction de la pression:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \Phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \Phi) = 0 \quad (\text{III.36})$$

L'intégration de l'équation de continuité sur le volume de contrôle (figure III.1) donne :

$$[(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y \Delta z + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x \Delta z + [(\rho w)_t - (\rho w)_b] \Delta x \Delta y = 0 \quad (\text{III.37})$$

En tenant compte des équations III.35, on obtient, après arrangement, l'équation de la correction de la pression P' :

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + a_T P'_T + a_B P'_B + b \quad (\text{III.38})$$

Avec :

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \Delta z \quad (\text{II.39.a})$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \Delta z \quad (\text{II.39.b})$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x \Delta z \quad (\text{II.39.c})$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta x \Delta z \quad (\text{II.39.d})$$

$$a_T = \rho_t d_t \Delta x \Delta y \quad (\text{II.39.e})$$

$$a_B = \rho_b d_b \Delta x \Delta y \quad (\text{II.39.f})$$

Et

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B \quad (\text{II.39.j})$$

$$b = [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y \Delta z + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \Delta z + [(\rho w^*)_b - (\rho w^*)_t] \Delta x \Delta y \quad (\text{II.39.k})$$

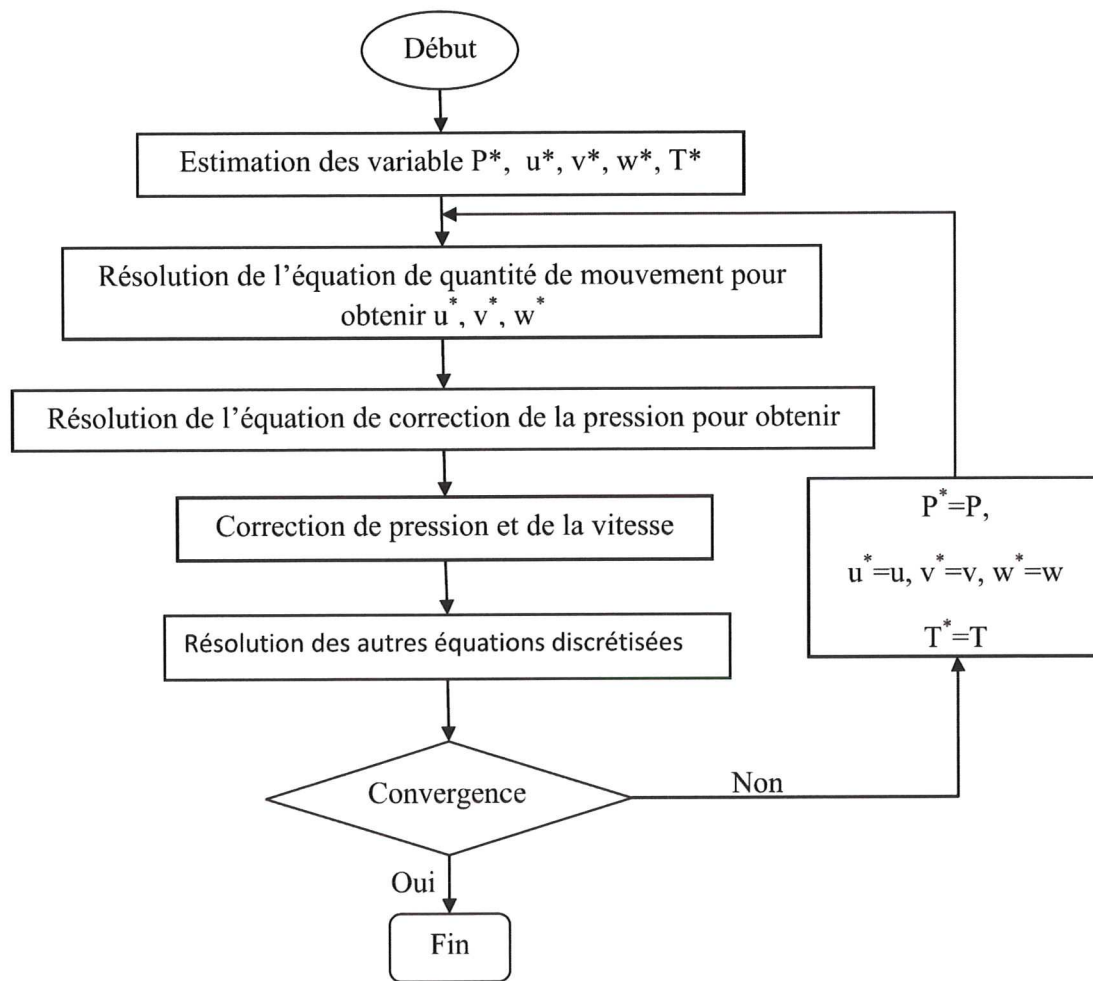


Figure III.4 Algorithme SIMPLE

III.7 Sous relaxation et convergence

III.7.1 Sous relaxation

Pour éviter la divergence du processus de calcul itératif dans les problèmes non linéaires, la sous relaxation est régulièrement utilisée. Elle consiste à introduire un facteur « α » pour diminuer la rapidité des changements d'une variable entre deux itérations successives. Toutes les équations de transports peuvent être mises sous la forme générale discrétisée :

$$a_p \Phi_p = \sum a_{nb} \Phi_{nb} + b \quad (\text{III.38})$$

Si Φ_p^* est la valeur de Φ_p à l'itération précédente, nous avons :

$$\Phi_p = \Phi_p^* + \left[\frac{\sum a_{nb} \Phi_{nb} + b}{a_p} - \Phi_p^* \right] \quad (\text{III.39})$$

Après l'introduction du facteur de sous relaxation « α », l'équation (III.48) devient :

$$\Phi_p = \Phi_p^* + \alpha \left[\frac{\sum a_{nb} \Phi_{nb} + b}{a_p} - \Phi_p^* \right] \quad (\text{III.40})$$

Après un arrangement des termes, nous avons :

$$\frac{a_p}{\alpha} \Phi_p = \sum a_{nb} \Phi_{nb} + b + \frac{a_p}{\alpha} (1 - \alpha) \Phi_p^* \quad (\text{III.41})$$

La pression demande aussi une sous relaxation afin que l'équation de continuité soit résolue sans divergence. La sous relaxation est simplement introduite dans la correction de la pression P' sous la forme :

$$P = P^* + \alpha_p P' \quad (\text{III.42})$$

La valeur des facteurs de sous relaxation doit être comprise entre 0 et 1. Les facteurs de sous relaxation dépendent de certaines paramètres comme la nature du problème, le type de maillage et la méthode itérative considérée.

Dans cette étude, les facteurs de sous relaxation utilisés sont :

Tableau III.1 Facteurs de sous relaxations

Pression	0.3
Densité	1
Quantité de mouvement	0.7
Energie cinétique turbulente	0.8
Dissipation spécifique	0.8
Viscosité turbulente	1

III.7.2 Critères de convergence

La solution numérique est convergente lorsque toute erreur tend à décroître au cours des itérations ou si les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables, selon un critère défini par l'utilisateur.

Le critère de convergence repose sur le résidu d'une équation du problème. Le résidu est la somme, sur toutes les mailles, des erreurs effectuées en question lorsque les variables déterminées par le processus sont réintégrées dans l'équation discrétisée.

$$R_{\Phi} = \sum_{\text{mailles}} \left(\sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + b - a_p \Phi_p \right) \quad (\text{III.44})$$

En général, il est difficile de juger la convergence à partir de ce résidu car elle dépend de la taille du système. Pour ce qui concerne FLUENT, le résidu est rendu adimensionnel par l'utilisation d'un facteur d'échelle représentatif du débit de ϕ sur le domaine. Par défaut, FLUENT utilise le résidu relatif suivant :

$$R_{\Phi} = \frac{\sum_{\text{maillep}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + b - a_p \Phi_p \right|}{\sum_{\text{maillep}} |a_p \Phi_p|} \quad (\text{III.45})$$

Chapitre IV

Résultats et Interprétations

IV.1 Introduction

Dans la première partie de ce chapitre, on présente l'influence de la hauteur et de la position d'une chicane transversale sur le comportement dynamique et thermique du dissipateur thermique. Ce dernier est composé d'ailettes planes de dimensions constantes.

Dans la seconde partie, à fin d'améliorer les performances du premier dissipateur thermique, nous présentons une étude détaillée de l'insertion des ailettes de différentes formes entre les ailettes planes.

IV.2. Génération du maillage- Préprocesseur GAMBIT

GAMBIT est un préprocesseur qui permet à l'utilisateur de construire la géométrie, et subdiviser le domaine de calcul en petits volumes de contrôle. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage.

Différents types de maillages, figure IV.1, peuvent être générés par le préprocesseur GAMBIT, à savoir :

- *Maillage structuré* : composé de cellules quadrilatérales pour le cas bidimensionnel, et de volumes hexaédriques pour le cas tridimensionnel.
- *Maillage non structuré* : composé de cellules quadrilatérales ou triangulaires pour le cas (2D), et de volumes tétraédriques ou hexaédriques pour le cas (3D)
- *Maillage hybride* : qui combine les deux types.

Dans les zones proches des parois, les cellules et les volumes sont respectivement quadrilatérales et hexaédriques, tandis que dans le reste du domaine, elles sont respectivement triangulaires et tétraédriques.

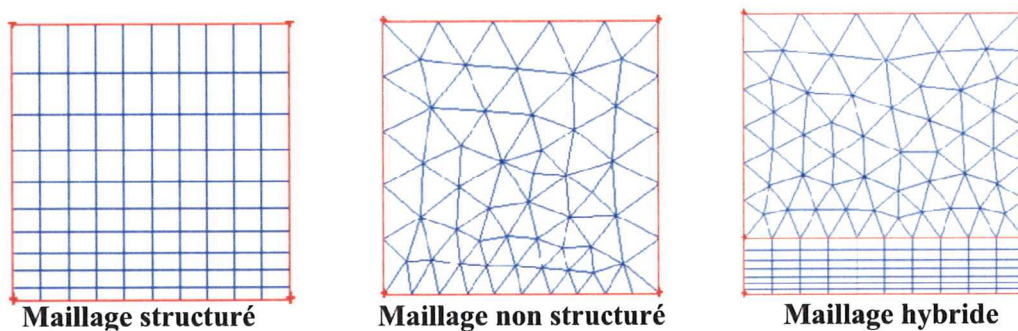


Figure IV.1 Différents types de maillage (cas 2D)

Les détails du maillage adopté dans le cas d'un dissipateur thermique à ailettes planes sont présentés sur la figure IV.2, tandis que la figure IV.3 illustre les détails du maillage utilisé dans un dissipateur à ailette planes muni des ailettes cylindriques. Il est noté que dans les deux cas, une chicane transversale est insérée dans le by-pass.

Etant donné que la géométrie du dissipateur est simple, nous avons utilisé un maillage structuré hexaédrique. Un raffinement du maillage a été pris en considération dans les régions à forts gradients de vitesse et de température, au voisinage des ailettes planes et aux alentours de la chicane transversale.

Dans le reste du domaine où les gradients sont moins importants, un maillage relâché est adopté.

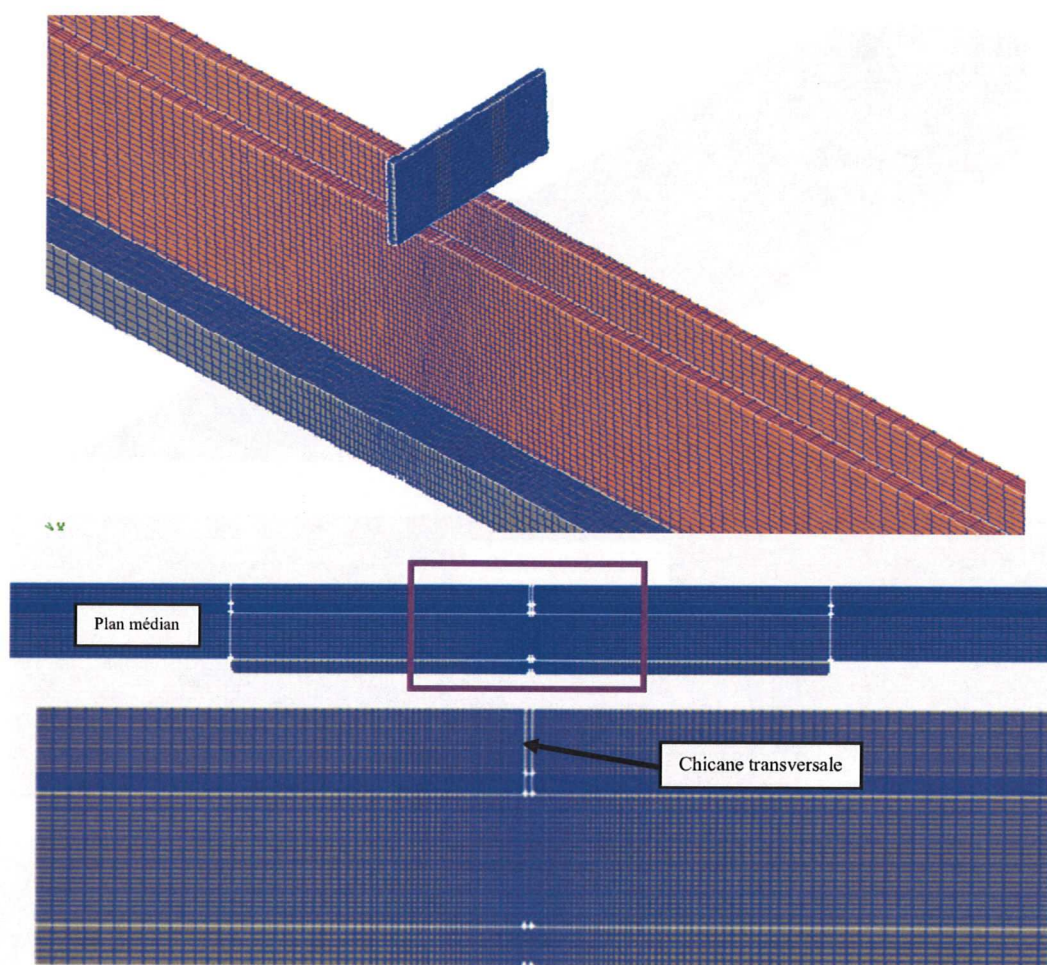


Figure IV.2 Détails du maillage utilisé dans le dissipateur à ailettes planes.

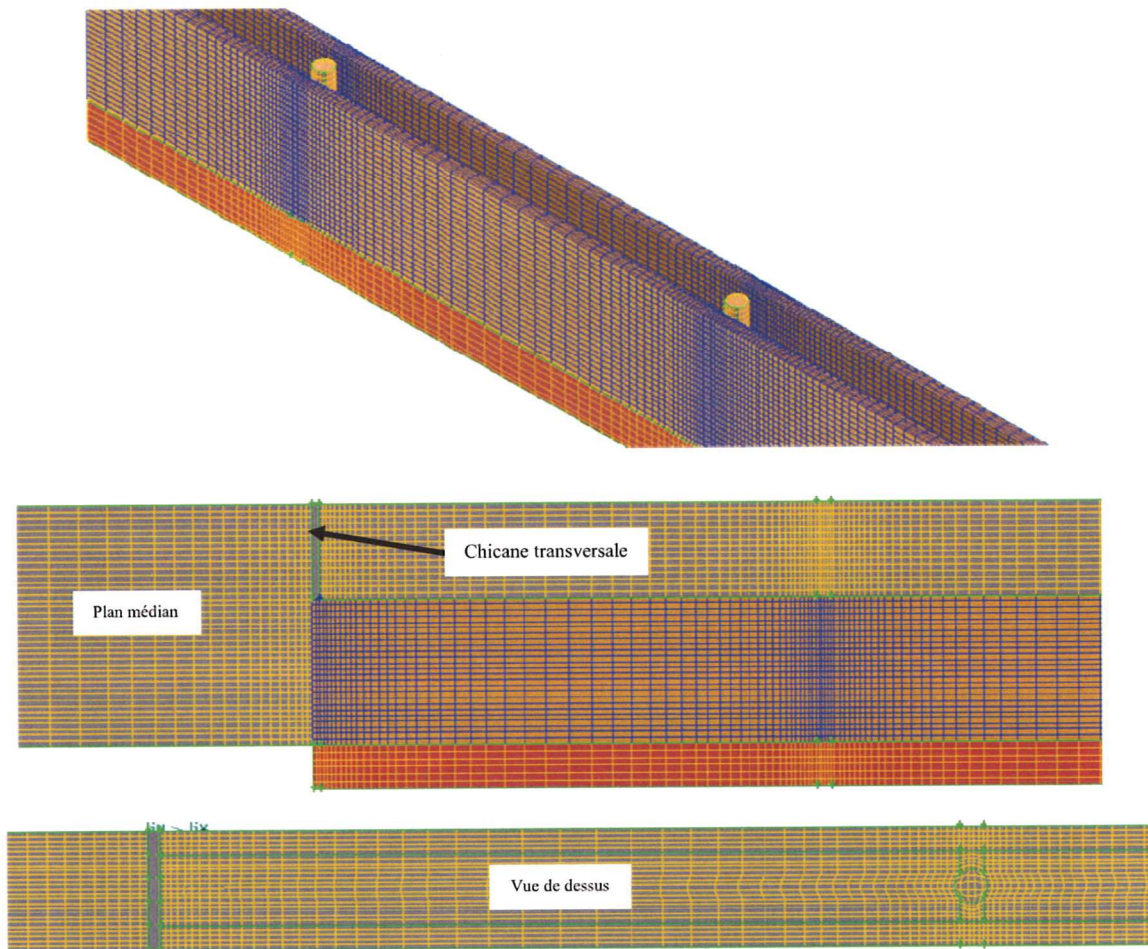


Figure IV.3 Détails du maillage utilisé dans le dissipateur à ailettes planes muni d'ailettes broches cylindriques.

IV.3. Indépendance du maillage

Pour assurer l'indépendance du maillage, une série de simulations avec différentes grilles $(N_x, N_y, N_z) = (180 \times 34 \times 53), (210 \times 39 \times 62), (230 \times 51 \times 68)$ et $(250 \times 60 \times 76)$ a été réalisé pour un nombre de Reynolds égal à $4 \cdot 10^3$, qui correspond à une vitesse d'entrée égale à 5.26 m/s.

L'étude de l'effet du maillage présentée a été faite pour le cas d'un dissipateur à ailettes planes muni d'une chicane d'une hauteur $H_s=10$ mm, située à une position $X_s=1/2$.

Les profils de la vitesse axiale, sont présentés pour les différentes grilles, en amont de la chicane ($x=0.12$ m), figure IV.4, en aval ($x=0.15$ m), figure IV.5 et à une hauteur $y=0.034$ m, figure IV.6.

Les résultats présentés montrent que les profils de vitesse sont presque confondus. Une très faible variation est observée à partir de la grille $(210 \times 39 \times 62)$. L'augmentation du nombre de nœuds affecte donc peu le profil de vitesse de l'air, ce qui signifie que les résultats sont indépendants du maillage.

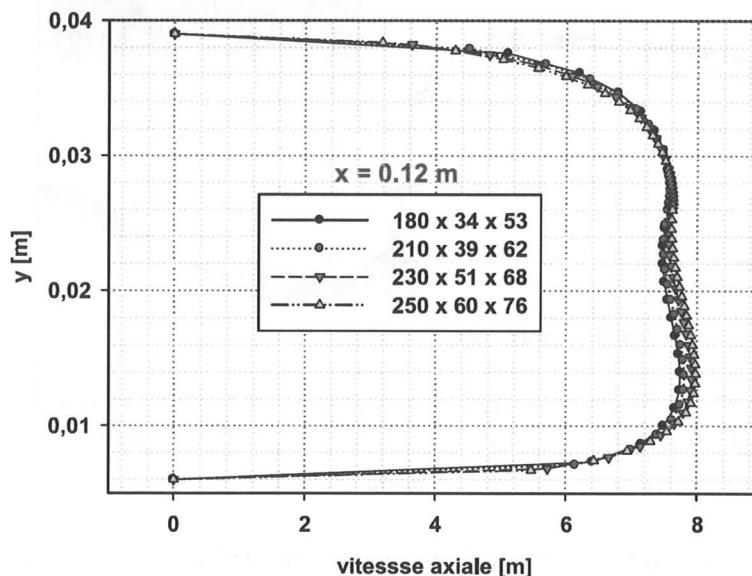


Figure IV.4 Influence du maillage sur la vitesse axiale en amont de la chicane ($x=0.12$ m)

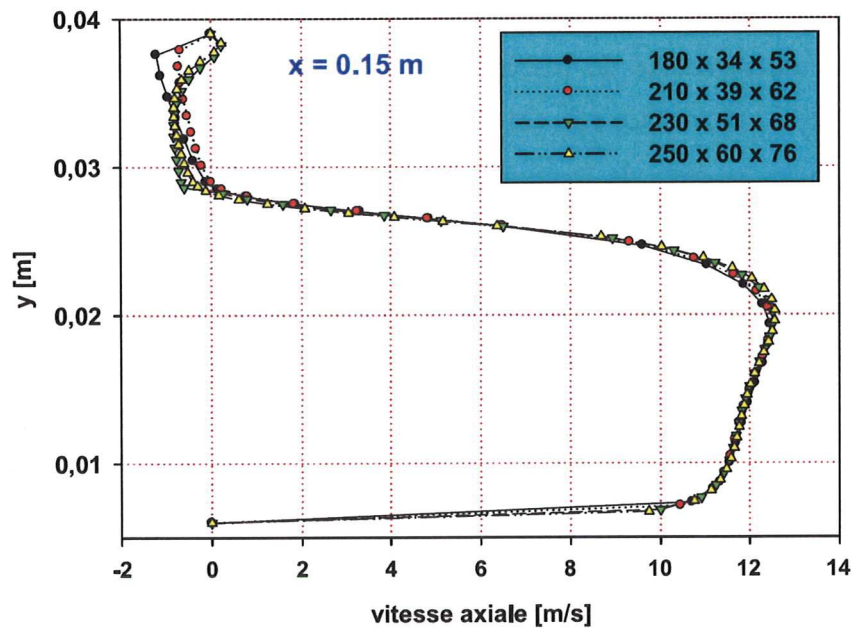


Figure IV.5 Influence du maillage sur la vitesse axiale en aval de la chicane ($x=0.15 \text{ m}$)

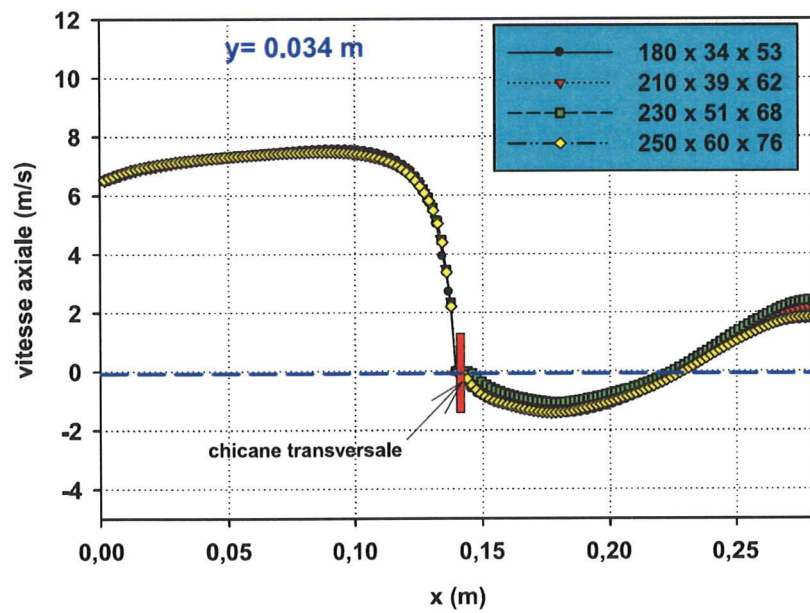


Figure IV.6 Influence du maillage sur la vitesse axiale de l'air à la hauteur $y=0.034 \text{ m}$

IV.4. Validation des résultats numériques

Les premiers résultats numériques sont confrontés aux travaux expérimentaux de (Zhang et al. [39]) réalisés sur un dissipateur à ailettes planes muni d'une chicane transversale, de hauteur $H_s=10$ mm et située en $X_s=0$. La figure IV.7 montre un très bon accord des nombres de Nusselt moyens en fonction du nombre de Reynolds.

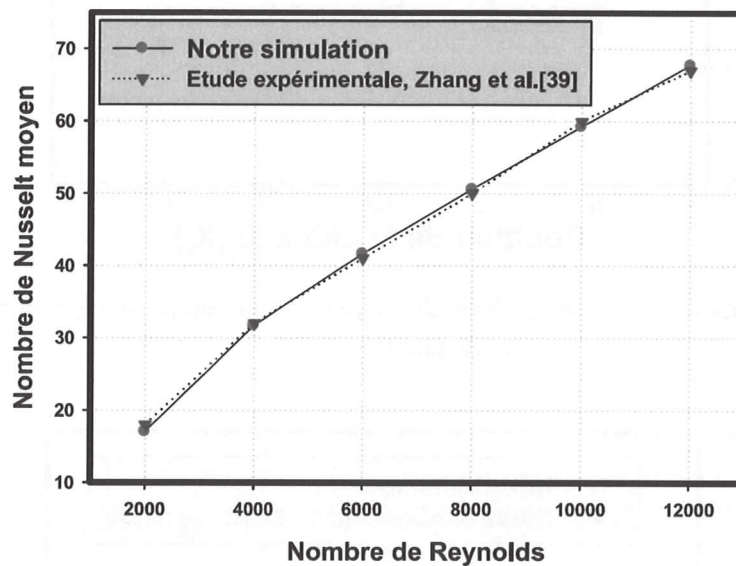


Figure IV.7 Comparaison du nombre de Nusselt moyen avec les résultats expérimentaux de Zhang et al. [39]

La deuxième validation est présentée sur les figures IV.8 et IV. 9 qui montrent une comparaison des nombres de Nusselt moyens en fonction de la position de la chicane transversale, respectivement pour des nombres de Reynolds $Re = 2010$ et 10180 . Un bon accord est constaté sur les deux figures ; l'écart entre les deux approches augmente légèrement pour les nombres de Reynolds élevés mais reste inférieur à 8 %.

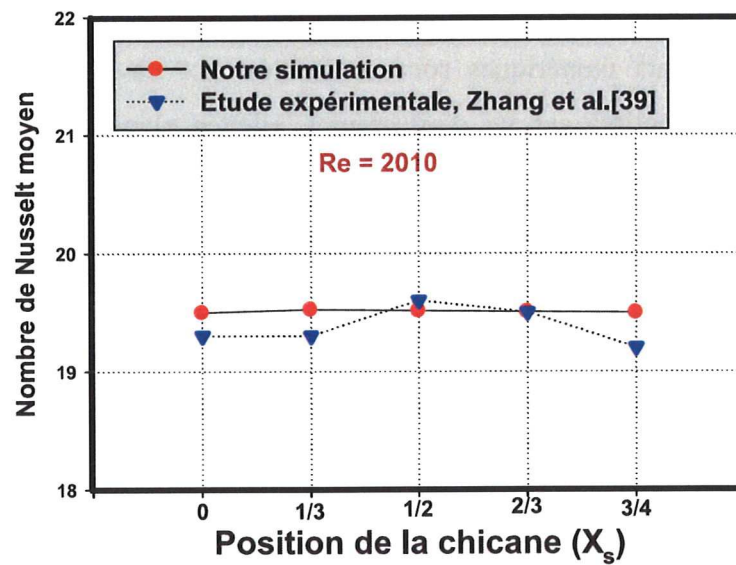


Figure IV.8 Variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la position de la chicane transversale $Re = 2010$.

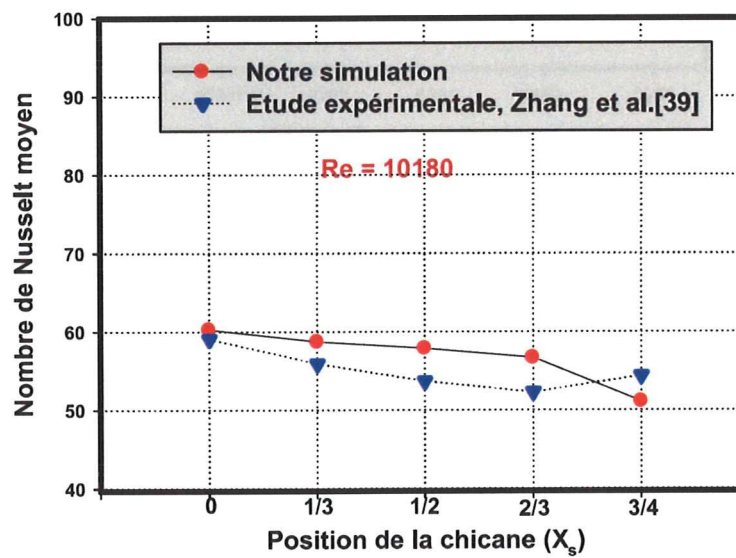


Figure IV.9 Variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction de la position de la chicane transversale $Re = 10180$

IV.5. Effet de la position et de la hauteur de la chicane transversale

IV.5.1. Distribution des champs de vitesses

Les champs de vitesse sur différentes sections du plan (y,z) localisées en ($x=0.002$ m, $x=0.070$ m, $x=0.180$ m et $x=0.270$ m) sont présentés, sur les figures IV.10 et IV.11, pour un dissipateur de chaleur avec et sans chicane transversale. Cette dernière est située à l'entrée du dissipateur avec une hauteur de 10 mm. Le nombre de Reynolds est fixé à 4×10^3 .

En comparant les deux configurations, il est clair que dans le cas sans chicane, les vitesses de l'air sont maximales dans la partie supérieure du dissipateur. Sur la figure IV.11, l'addition d'une chicane dans le by-pass injecte l'écoulement dans les canaux formés par les ailettes du dissipateur thermique. Les valeurs les plus élevées des vitesses sont observées entre les ailettes. Les vitesses négatives après la chicane sont également présentées, et ceci à cause du changement dans la direction de l'air (vitesses négatives).

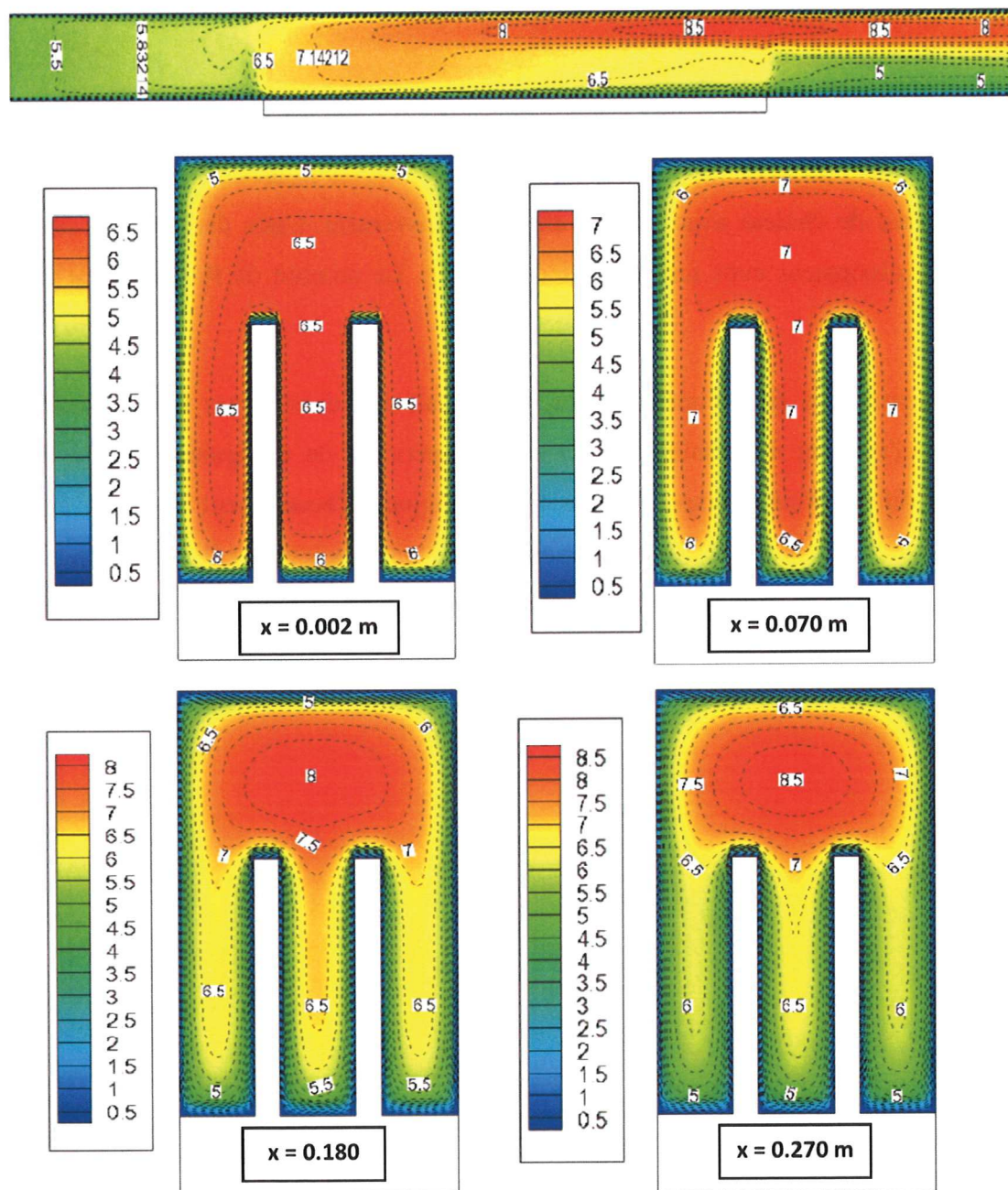


Figure IV.10 Contours de vitesse dans un dissipateur **sans** chicane transversale

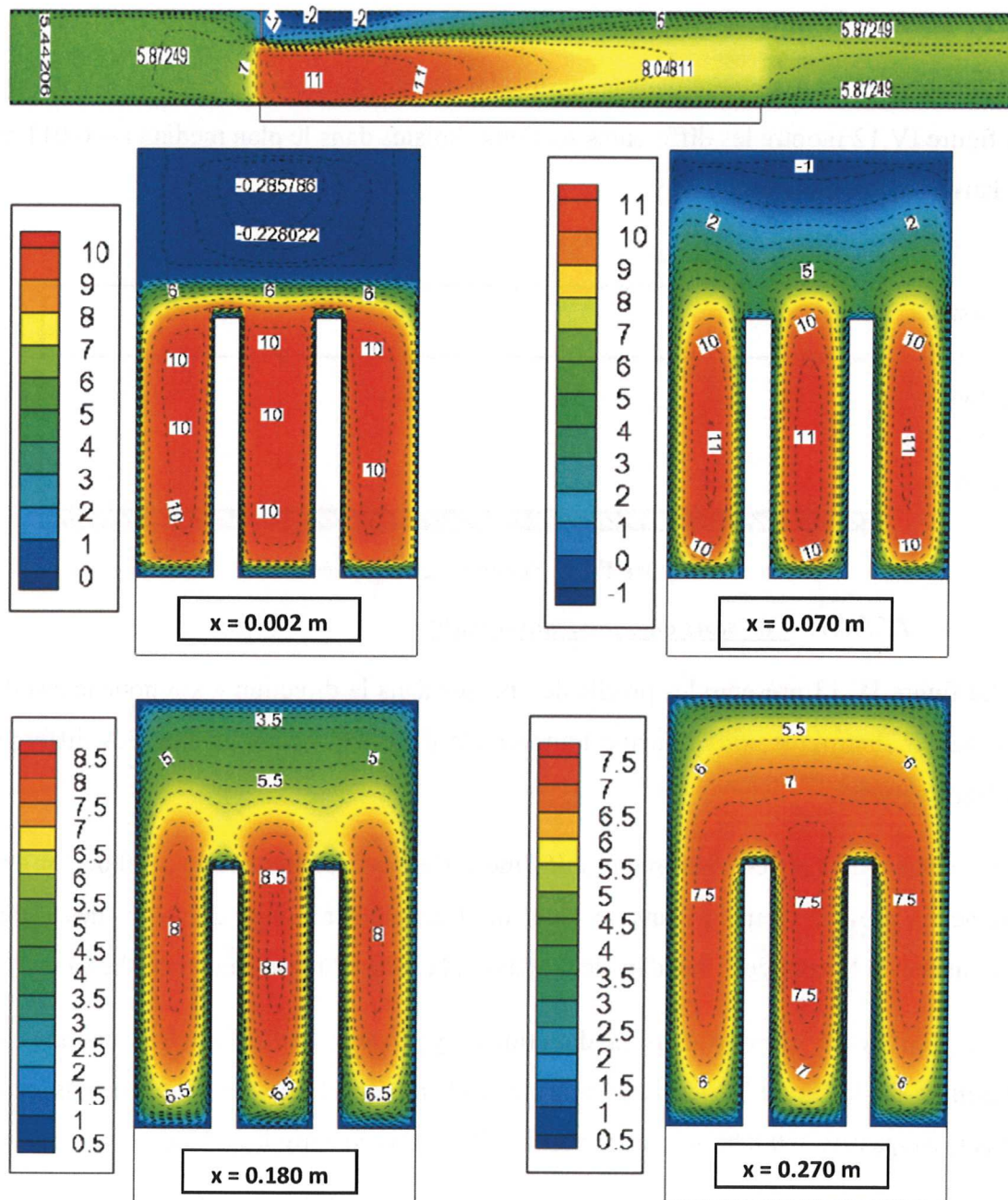


Figure IV.11 Contours de vitesse dans un dissipateur avec chicane transversale
($X_s=0$ et $H_s=10 \text{ mm}$)

IV.5.2. Profils de vitesses dans les sections choisies

L'analyse de l'écoulement dans le dissipateur est plus claire sur les profils de vitesses. La figure IV.12 montre les différentes sections choisies dans le plan médian ($z=0.011$ m) et dans les deux directions x et y .

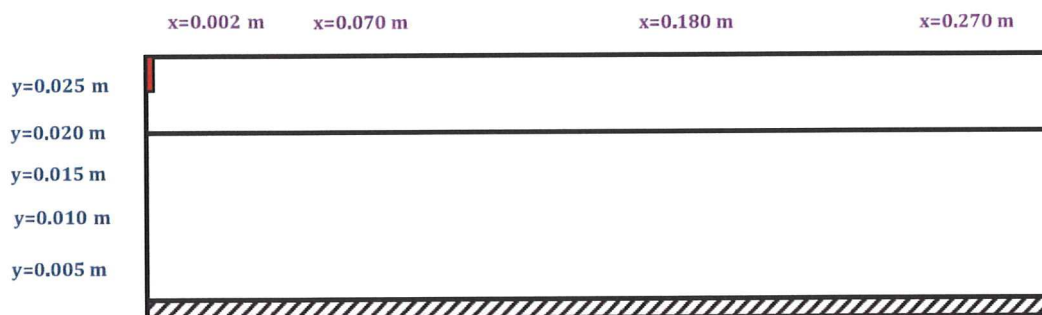


Figure IV.12 Sections sélectionnées

IV.5.2.1. Cas sans chicane transversale

La figure IV.13 présente les profils de vitesses dans la direction « x » pour le cas d'un dissipateur thermique *sans* chicane transversale dans le by-pass et dans les différentes sections choisies.

La vitesse de l'air est quasiment uniforme à l'entrée du dissipateur ($x=0.002$ m) puis augmente progressivement dans le sens de l'écoulement pour atteindre des valeurs maximales de l'ordre de 9 m/s dans le by-pass, à la sortie du dissipateur ($x=0.270$ m).

Les profils de vitesses dans la direction « oy », pour les différentes sections, sont présentés sur la figure IV.13. Leur analyse confirme que l'air a une vitesse plus grande dans le by-pass ($y > 0.020$ m) par rapport à celle observée entre les ailettes.

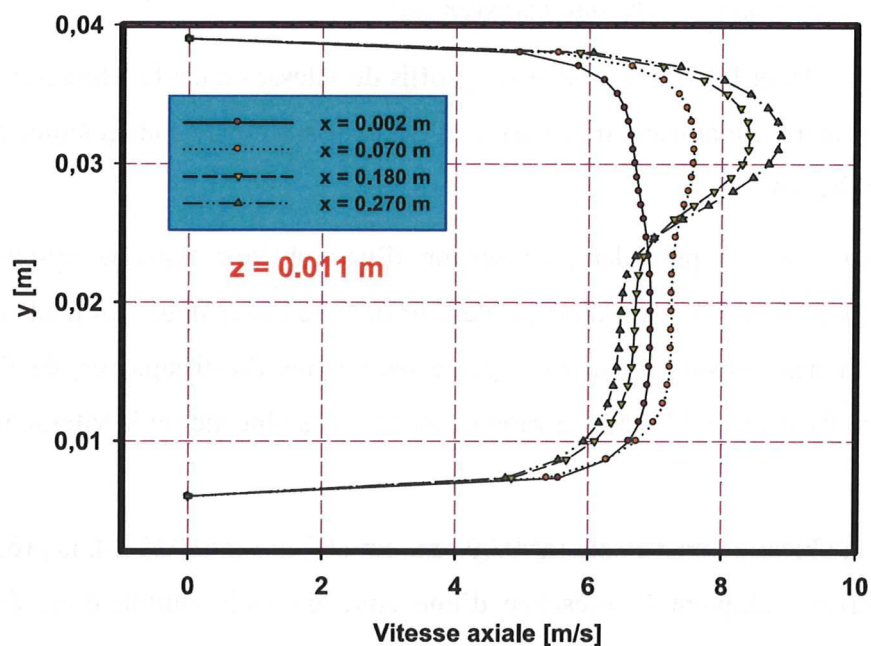


Figure IV.13 Profils de vitesses dans le plan médian ($z=0.011$ m) pour différentes positions x .

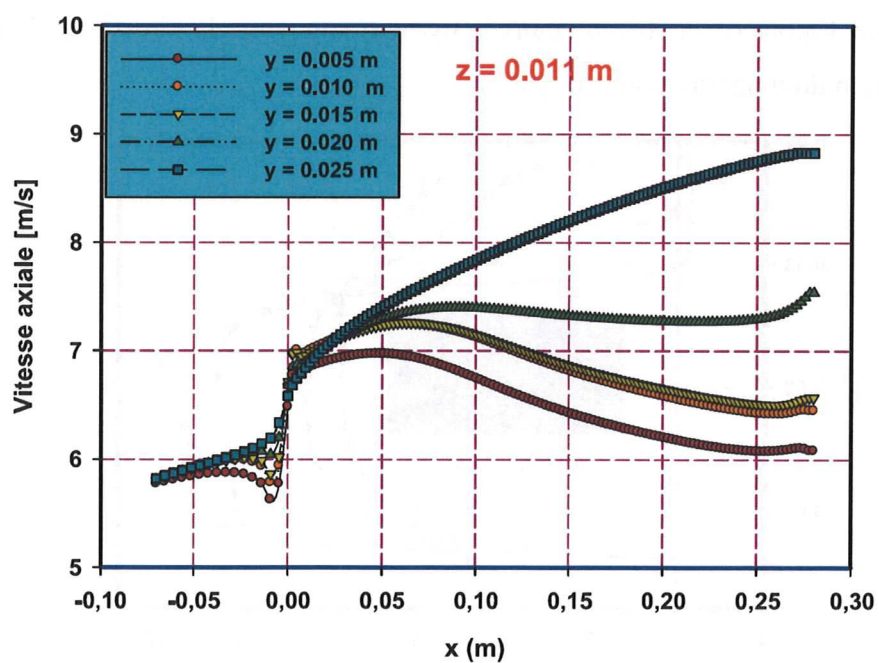


Figure IV.14 Profils de vitesses dans le plan médian ($z = 0.011$ m) pour différentes hauteurs y .

IV.5.2.2. Cas avec chicane transversale

Les figures IV.15 et IV.16 présentent les profils de vitesses dans les directions « x » et « y » respectivement. La chicane transversale a une hauteur $H_s=10$ mm et située à l'entrée du dissipateur ($X_s=0$).

Contrairement au cas précédent, l'insertion d'une chicane dans le by-pass a une influence sur la structure de l'écoulement de l'air dans le dissipateur. On peut remarquer que l'air atteint des vitesses maximales, entre les ailettes du dissipateur, de l'ordre de 11.46 m/s ($x=0.07$ m) soit 33.8 % par rapport au cas sans chicane où la vitesse maximale est 7.58 m/s.

En aval de la chicane transversale ($x=0.002$ m, $x=0.07$ m / $y=0.025$ m), la présence des vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation d'air derrière la chicane.

La figure IV.17 présente un cas de comparaison des profils de vitesses entre les deux dissipateurs (sans et avec chicane) dans une position $x=0.002$ m et $y=0.020$ m. Les profils confirment que l'ajout de la chicane dans le by-pass augmente la vitesse de l'air à cause de la diminution du diamètre hydraulique.

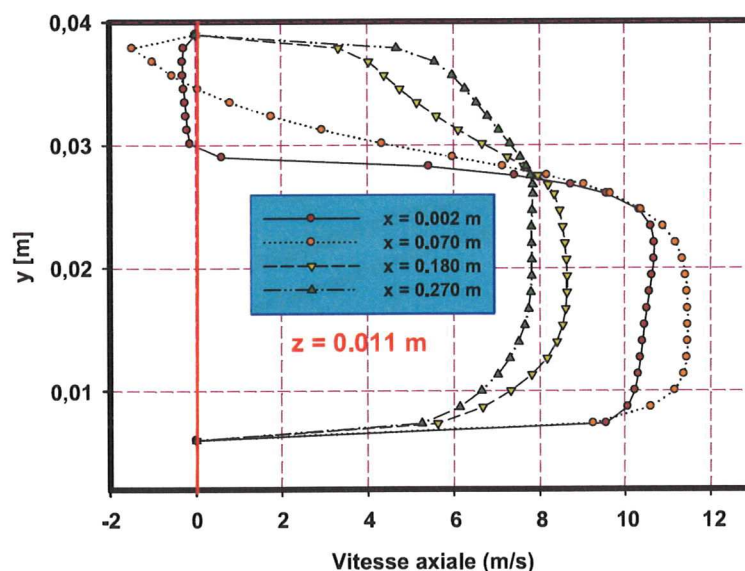


Figure IV.15 Profils de vitesses dans le plan médian ($z=0.011$ m) pour différentes positions (x)- ($H_s=10$ mm)

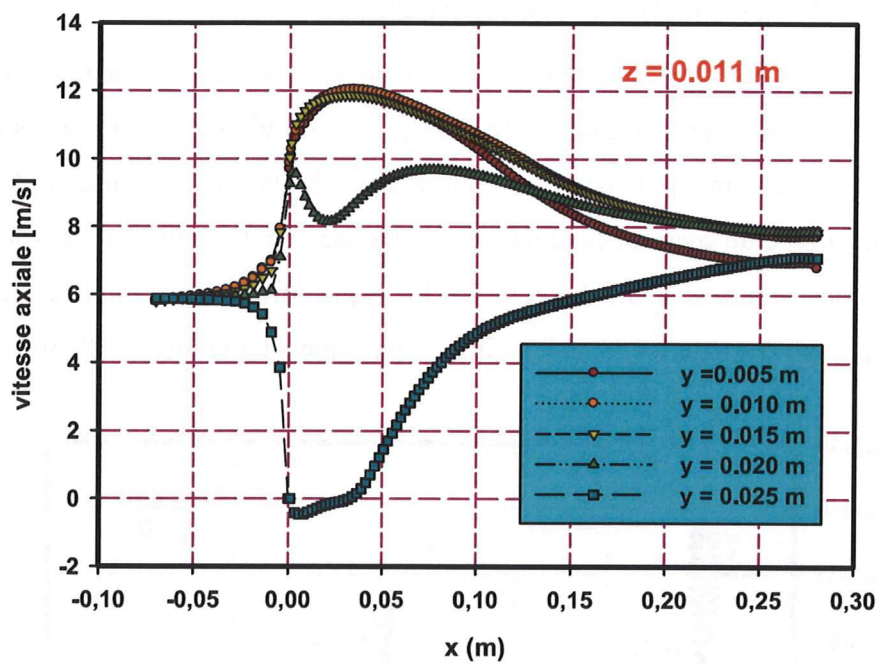


Figure IV.116 Profils de vitesses dans le plan médian ($z=0.011 \text{ m}$) pour différentes hauteurs (y) ($H_s=10 \text{ mm}$)

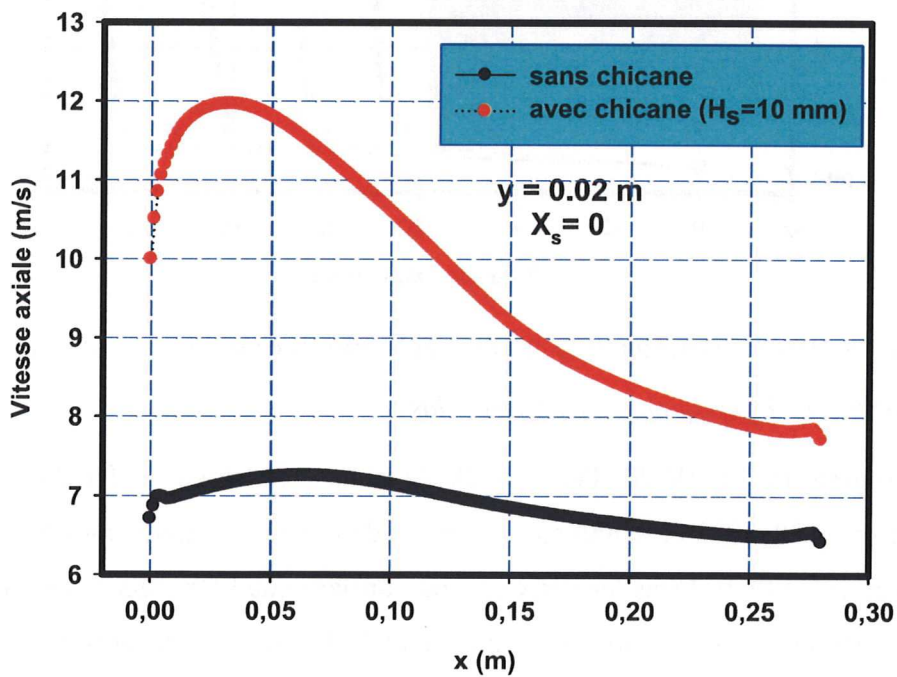


Figure IV.17 Profils de vitesses pour la position $y=0.02 \text{ m}$

Comparaison entre les cas **sans** et **avec** chicane.

IV.5.2.3. Effet de la hauteur de la chicane

L'effet de la hauteur de la chicane, sur la structure de l'écoulement d'air dans le dissipateur, est présenté sur la figure IV.18. Les profils de vitesses sont tracés dans une section choisie $x=0.002$ m. Nous pouvons constater que la vitesse de l'air entre les ailettes du dissipateur augmente avec la hauteur de la chicane. La fermeture totale du by-pass ($H_s=13$ mm) correspondant à un diamètre hydraulique minimale conduit à une vitesse axiale maximale qui dépasse les 12 m/s, soit 58% par rapport à la vitesse d'entrée.

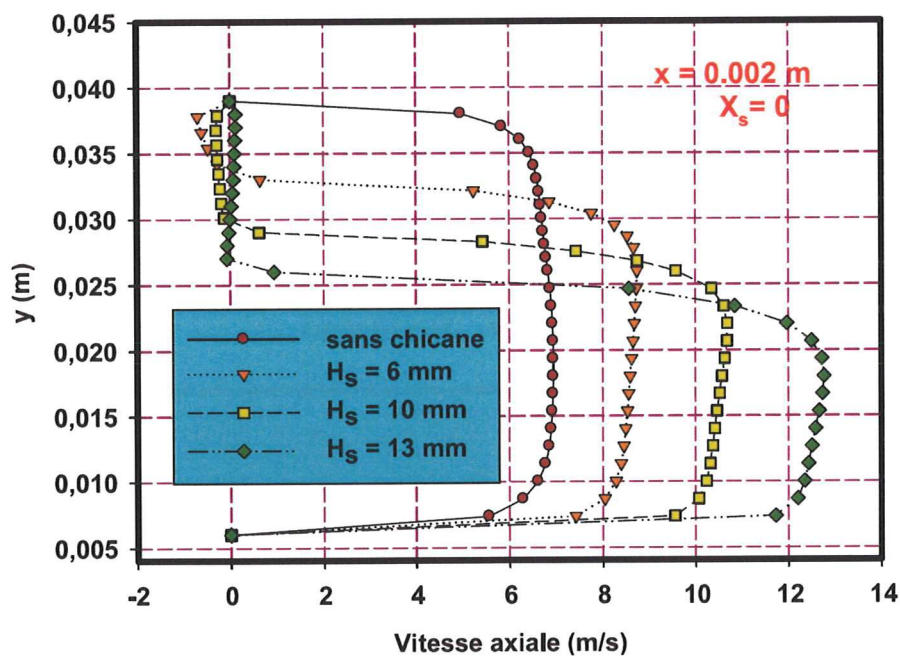


Figure IV.18 Effet de la hauteur de la chicane sur les profils de la vitesse axiale ($x=0.02$ m)

IV.5.2.4. Effet du nombre de Reynolds

Sur les figures IV.19, IV.20, IV.21 et IV.22 nous présentons l'effet du nombre de Reynolds ($Re=4.000$, 6000 et 8.000) sur les profils de la vitesse axiale, pour deux sections $x=0.002$ m et $x=0.180$ m. Dans les deux cas, on constate que l'air s'accélère dans le sens de l'écoulement, et les vitesses axiales augmentent de façon quasi-proportionnelle avec le nombre de Reynolds.

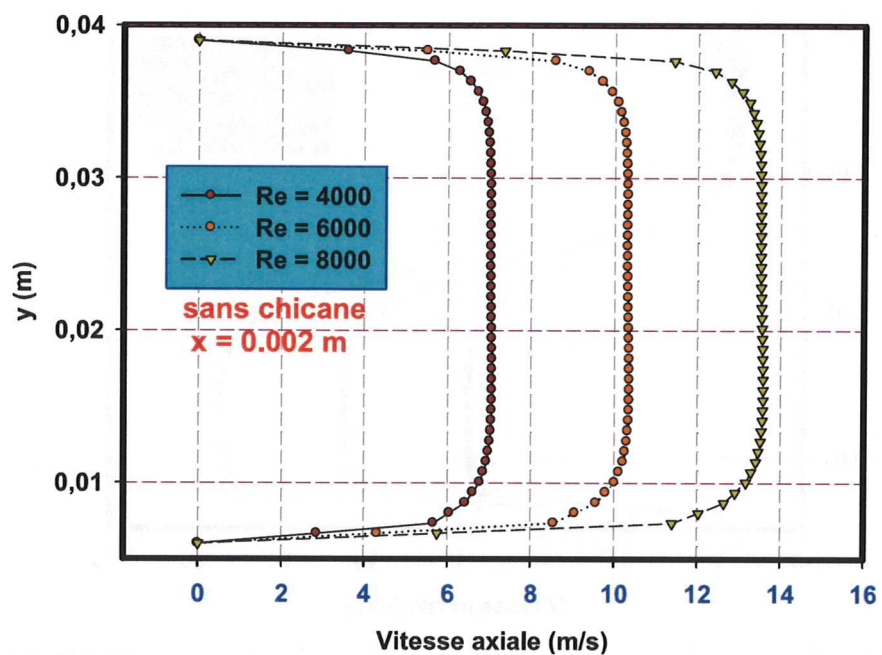


Figure IV.19 Effet du nombre de Reynolds sur la vitesse axiale (*sans chicane*) ($x=0.002$ m)

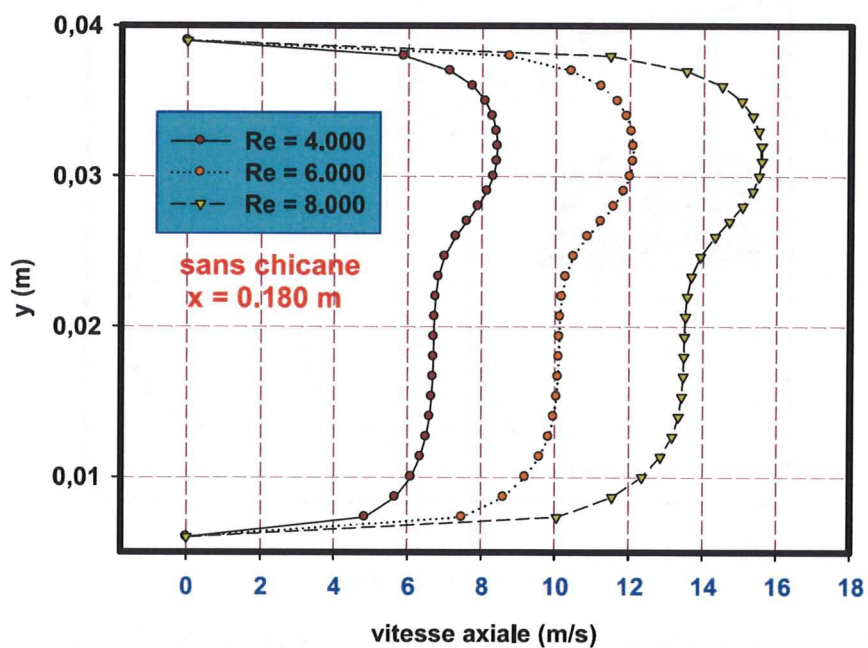


Figure IV.20 Effet du nombre de Reynolds sur la vitesse axiale (*sans chicane*) ($x=0.180$ m)

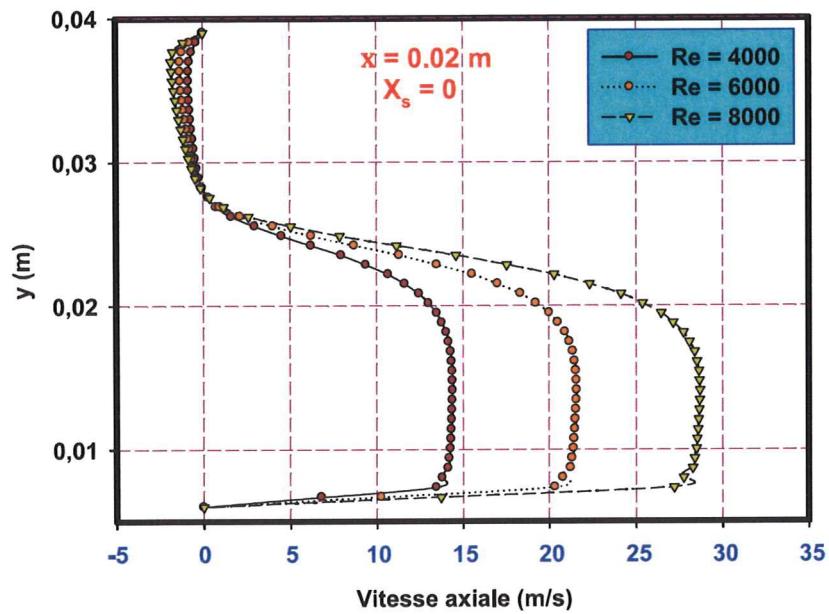


Figure IV.21 Effet du nombre de Reynolds sur la vitesse axiale (avec chicane) ($x=0.002 \text{ m}$)

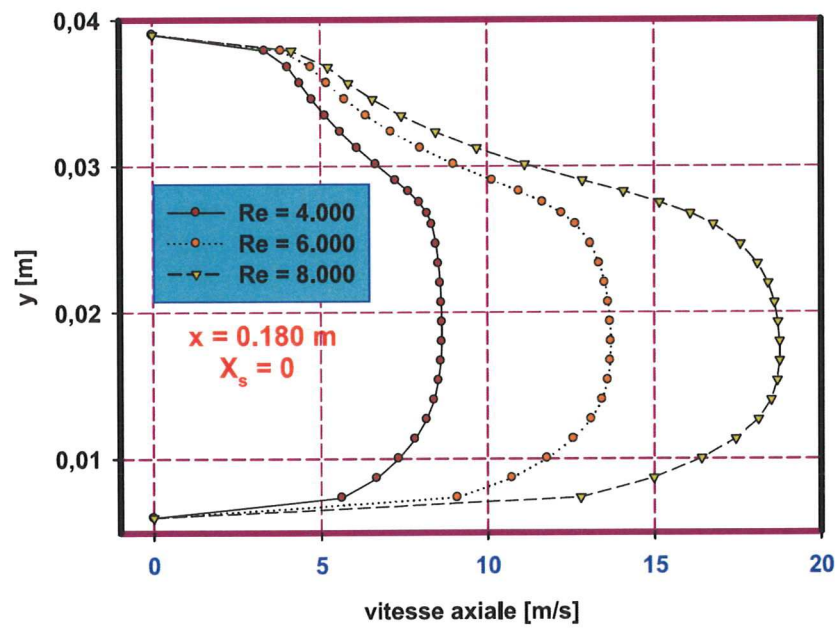
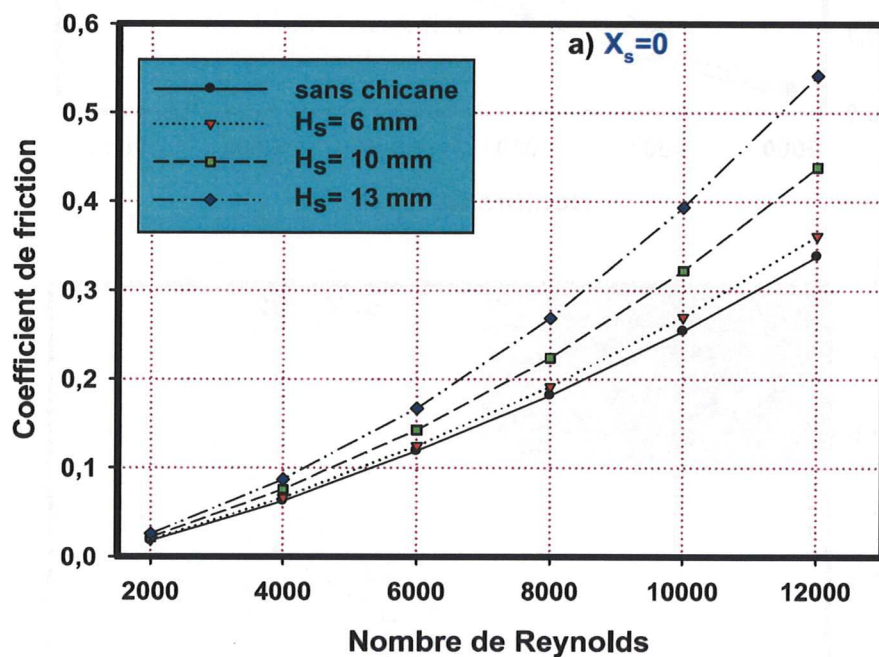


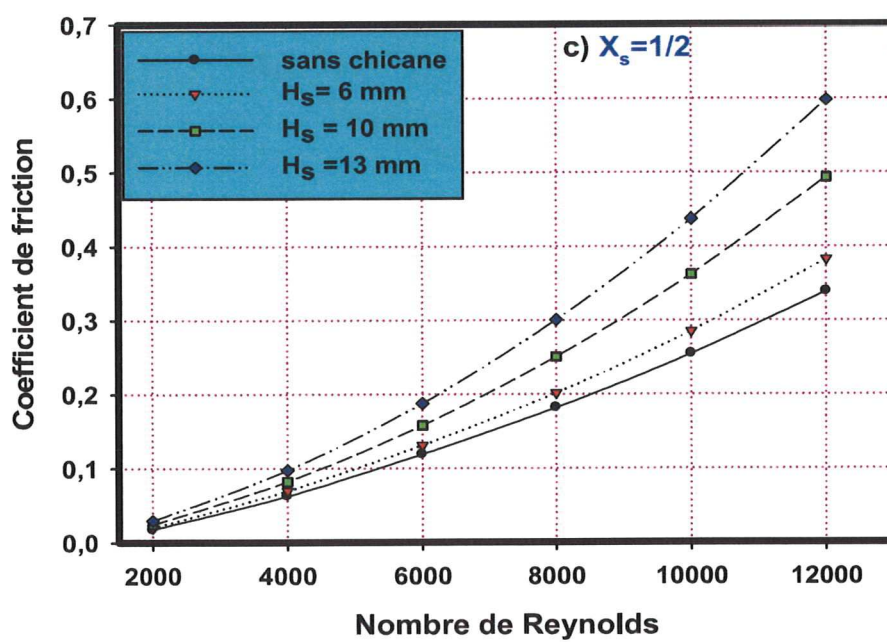
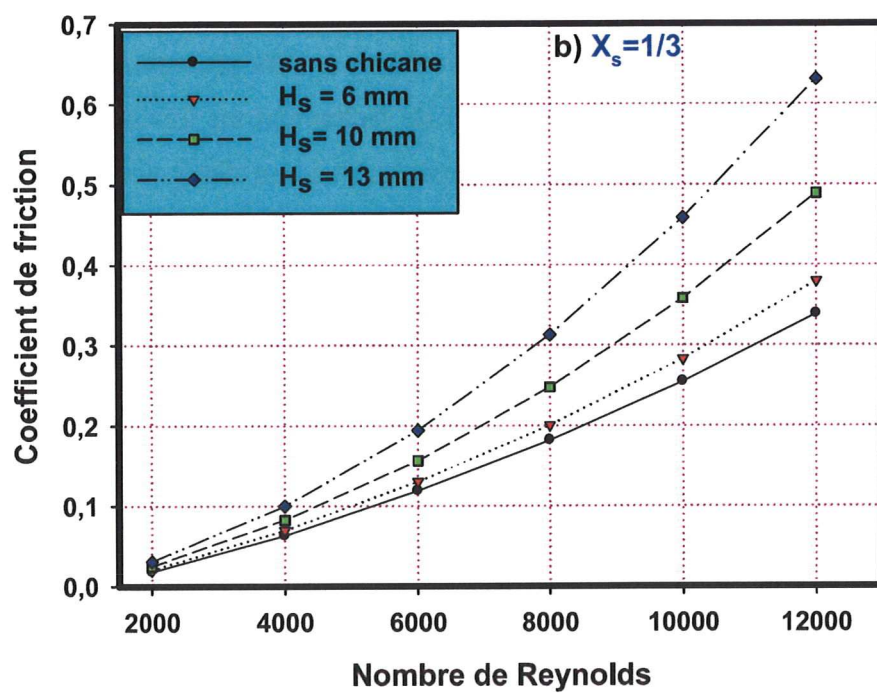
Figure IV.22 Effet du nombre de Reynolds sur la vitesse axiale (avec chicane) ($x=0.180 \text{ m}$)

IV.5.3. Coefficient de friction

Pour trois hauteurs et cinq positions de la chicane, nous présentons, sur les figures IV.23 (a) - (e), les variations du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds. Toutes les configurations sont comparées avec un dissipateur de chaleur sans chicane.

On constate que ce coefficient augmente par l'ajout de la chicane dans le by-pass, de façon proportionnelle avec sa hauteur. Les valeurs maximales du coefficient de frottement sont atteintes lorsque le by-pass est complètement fermé ($H_s=13$ mm).





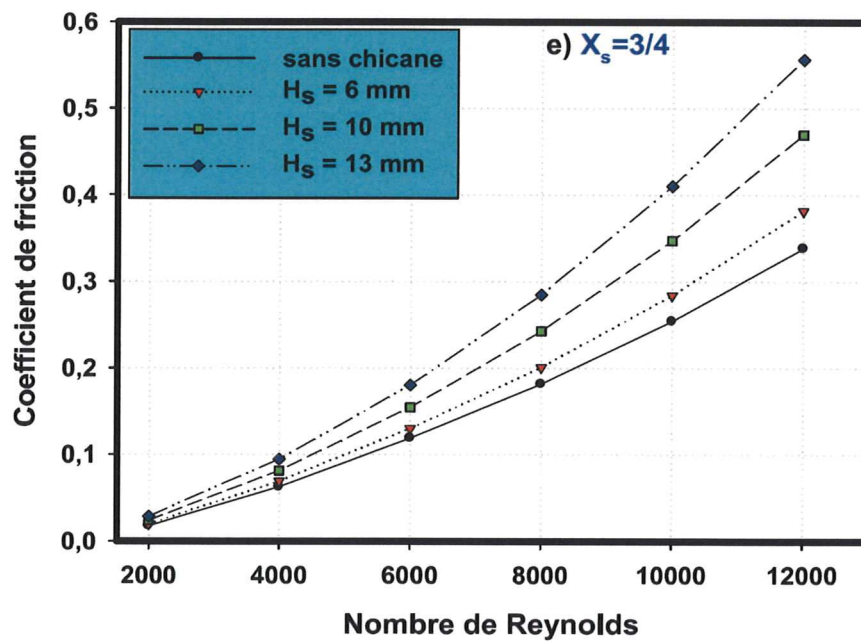
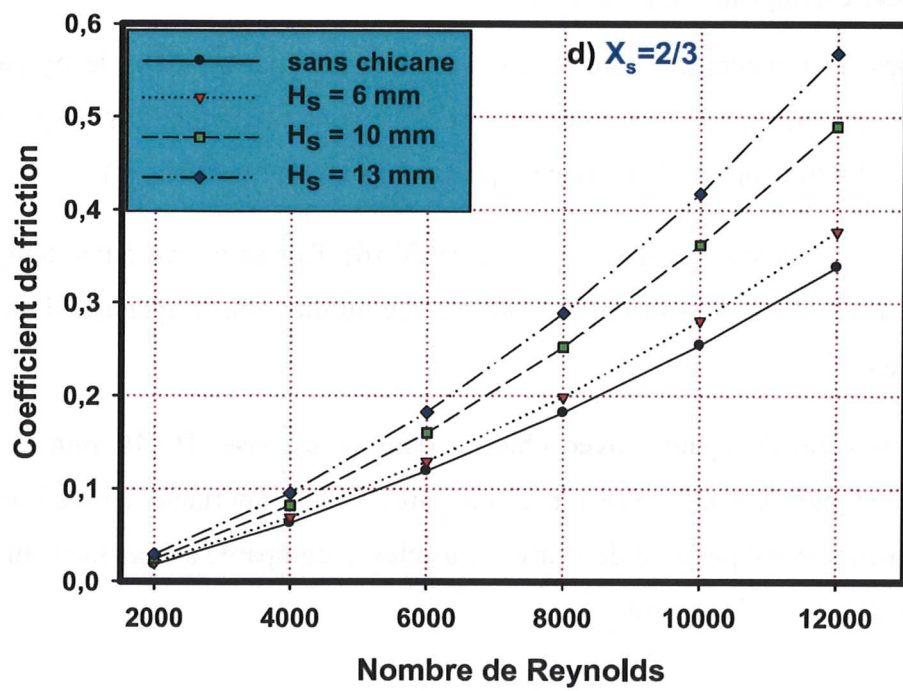


Figure IV.23 Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds.

IV.5.4. Champs de températures

Les champs de température dans le cas sans et avec chicane dans le by-pass sont présentés respectivement sur les figures IV.6 et I.V.7, pour quatre plans Y-Z ($x=0.002$ m, $x=0.070$ m, $x=0.180$ m et $x=0.270$ m) et un plan médian X-Y ($z=0.011$ m).

Dans le cas sans chicane transversale (figure IV.16), l'air se trouve à une température significative à partir d'une position $x=0.180$ m, vue qu'une grande quantité d'air circule dans le by-pass.

Pour le cas d'un dissipateur avec chicane dans le by-pass ($H_s=10$ mm, $X_s=0$), la température est plus élevée, causée par une circulation importante de l'air entre les ailettes. En sortie, la température de l'air est plus élevée comparée au cas sans chicane, ce qui assure un bon refroidissement.

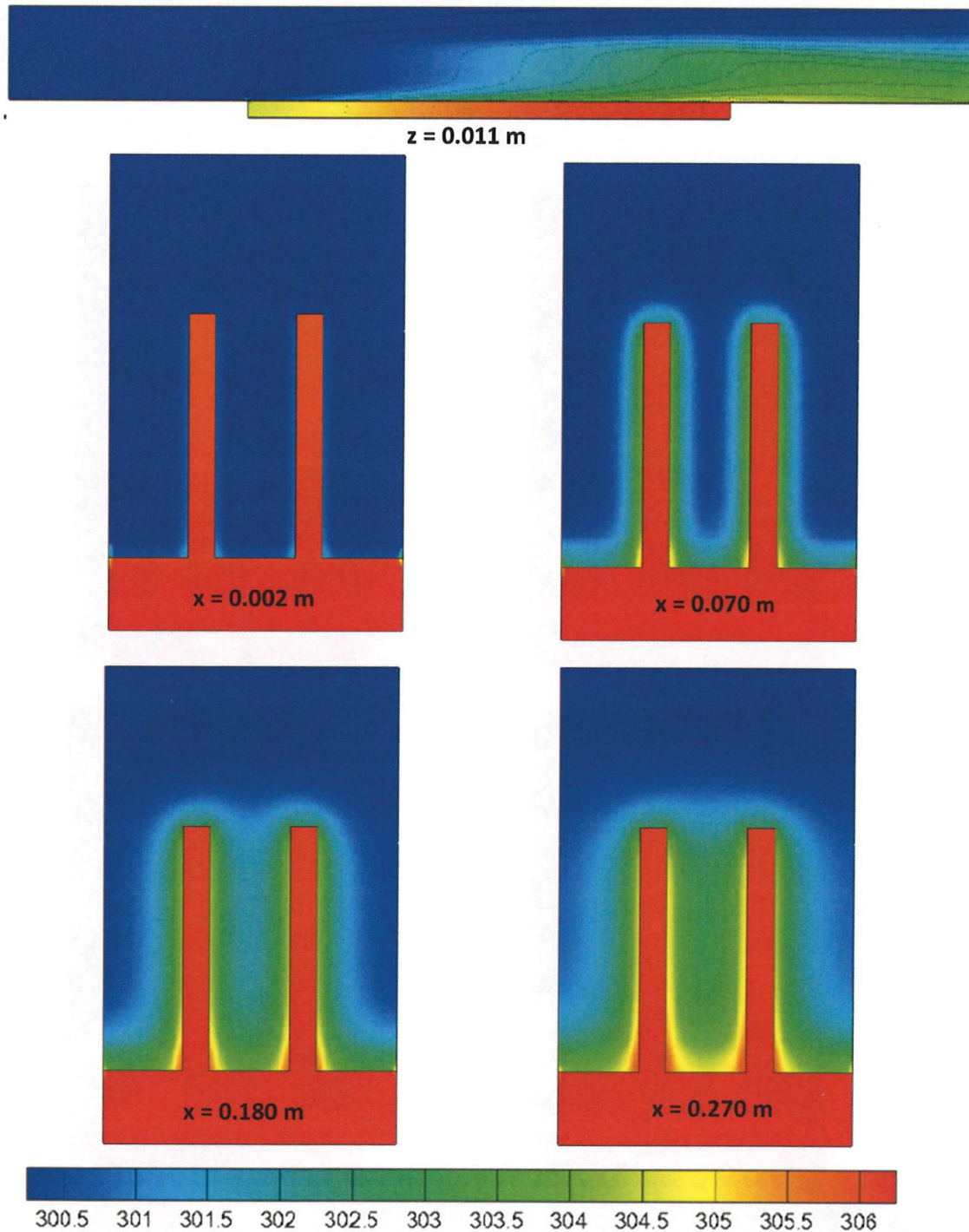


Figure IV.24 Contours de température pour un dissipateur **sans** chicane

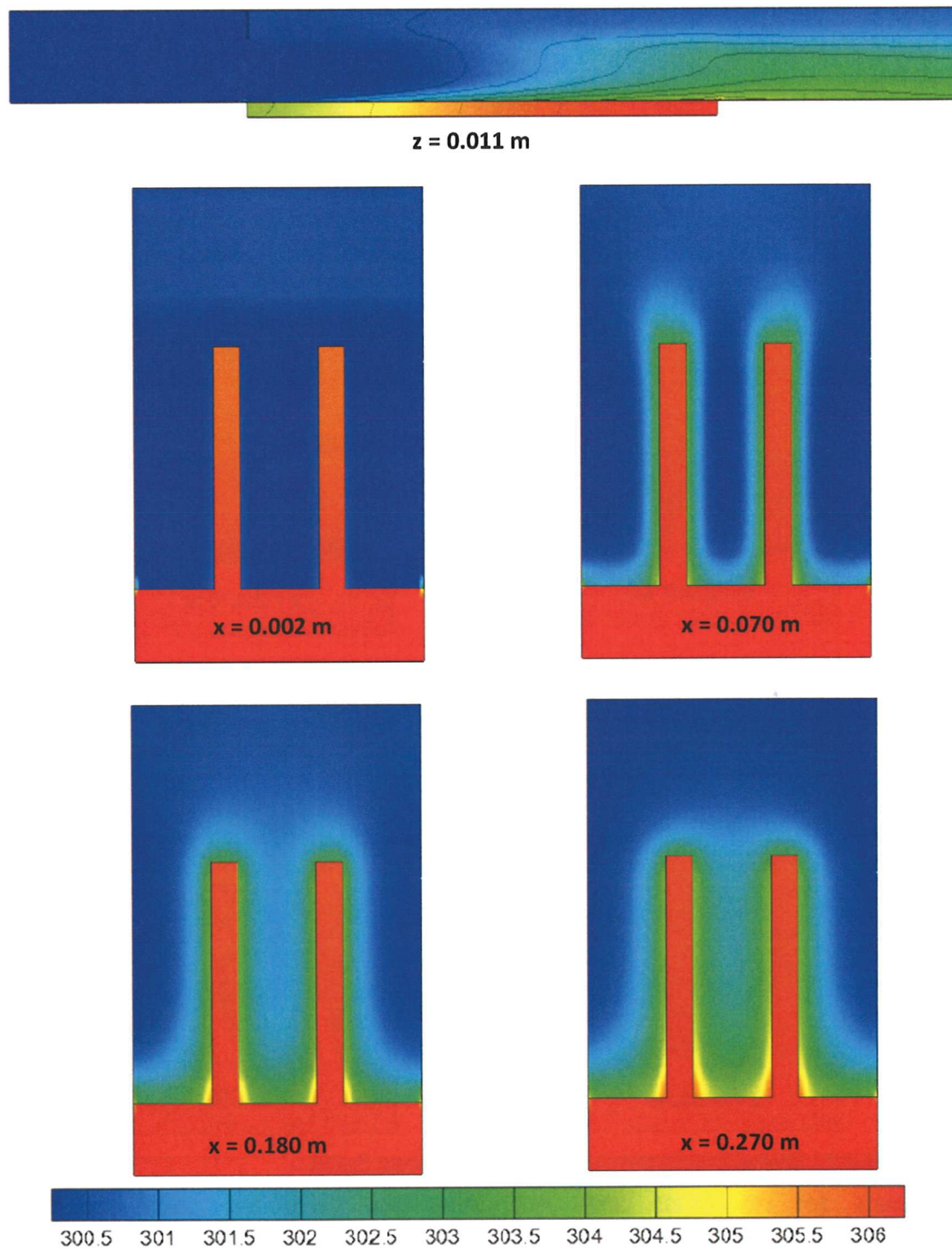
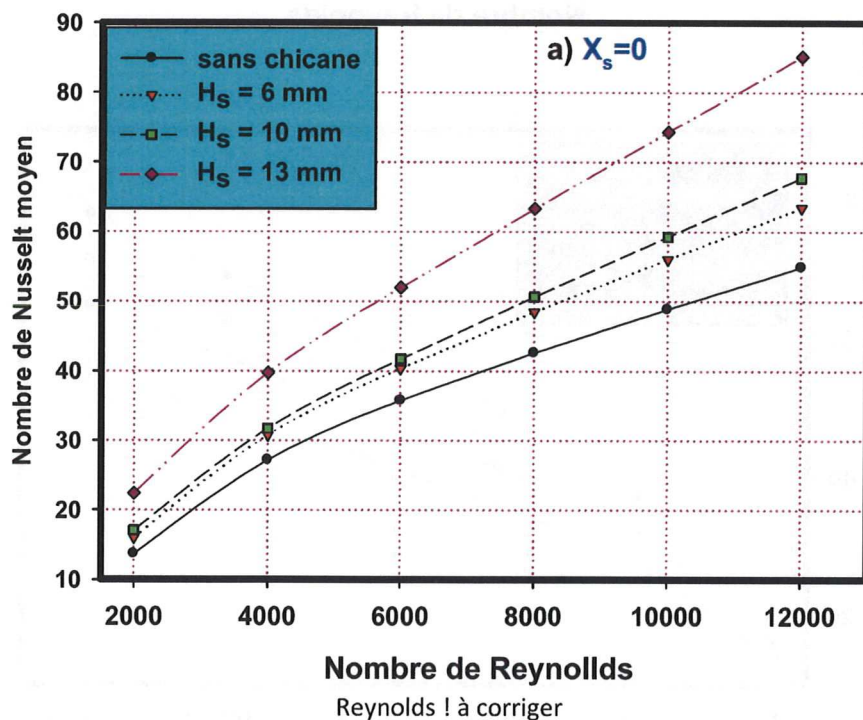
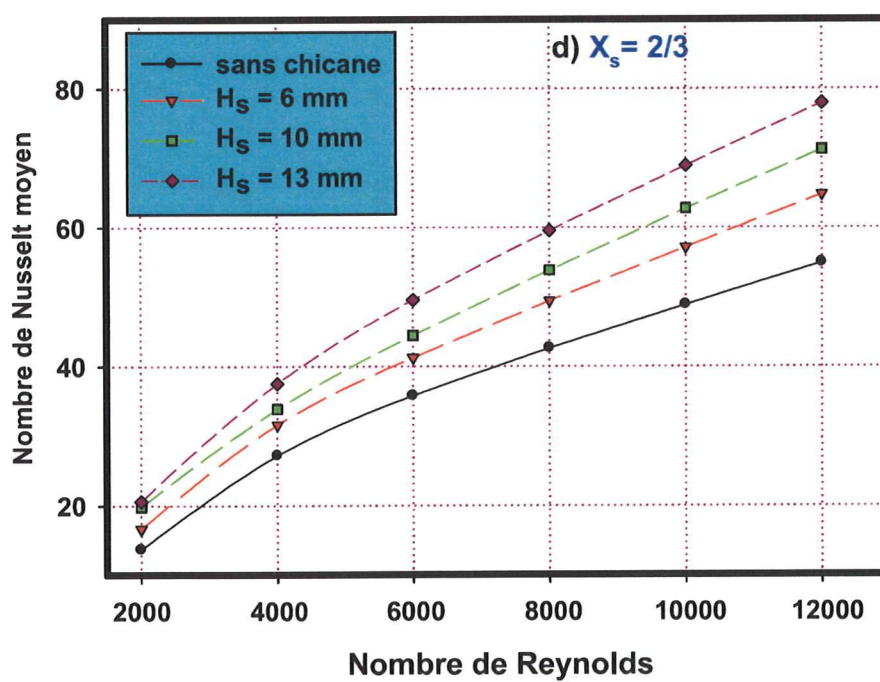
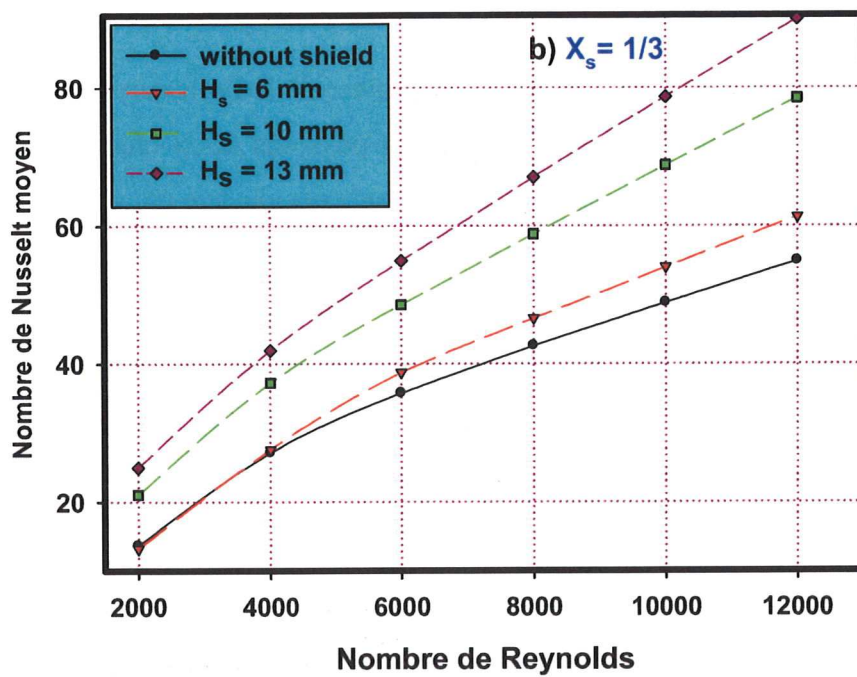


Figure IV.25 Contours de température pour un dissipateur avec chicane

IV.5.5. Nombre de Nusselt moyen

Sur les figures IV.8 (a)-(e), les variations du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour différentes hauteurs et positions de la chicane transversale, sont présentées et comparées au cas d'un dissipateur sans chicane dans le by-pass. Dans tous les cas, le nombre de Nusselt moyen augmente avec en fonction du nombre de Reynolds et avec la hauteur de la chicane. A titre d'exemple, pour $Re = 12000$ et $H_s = 13$ mm, le nombre de Nusselt moyen affiche une augmentation de 35% pour $X_s = 0$, 31% pour $X_s = 1/3$, 32% pour $X_s = 1/2$, 22% pour $X_s = 2/3$ et 21% pour $X_s = 3/4$, par rapport à un dissipateur de chaleur sans chicane. Les valeurs les plus élevées sont atteintes pour $H_s = 13$ mm, configuration qui correspond à une circulation totale des flux d'air entre les ailettes du dissipateur de chaleur.





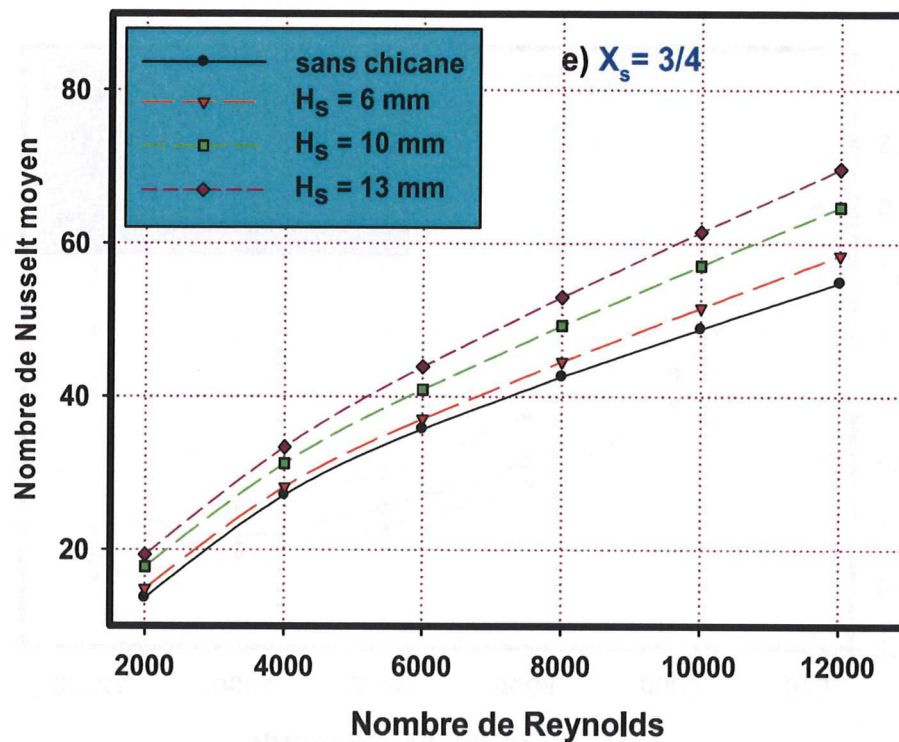
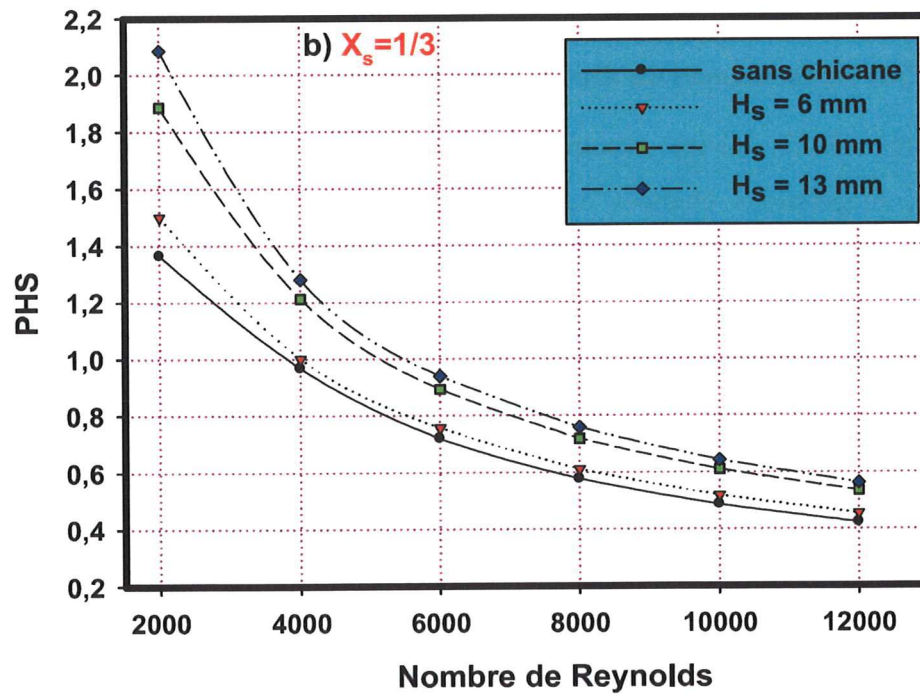
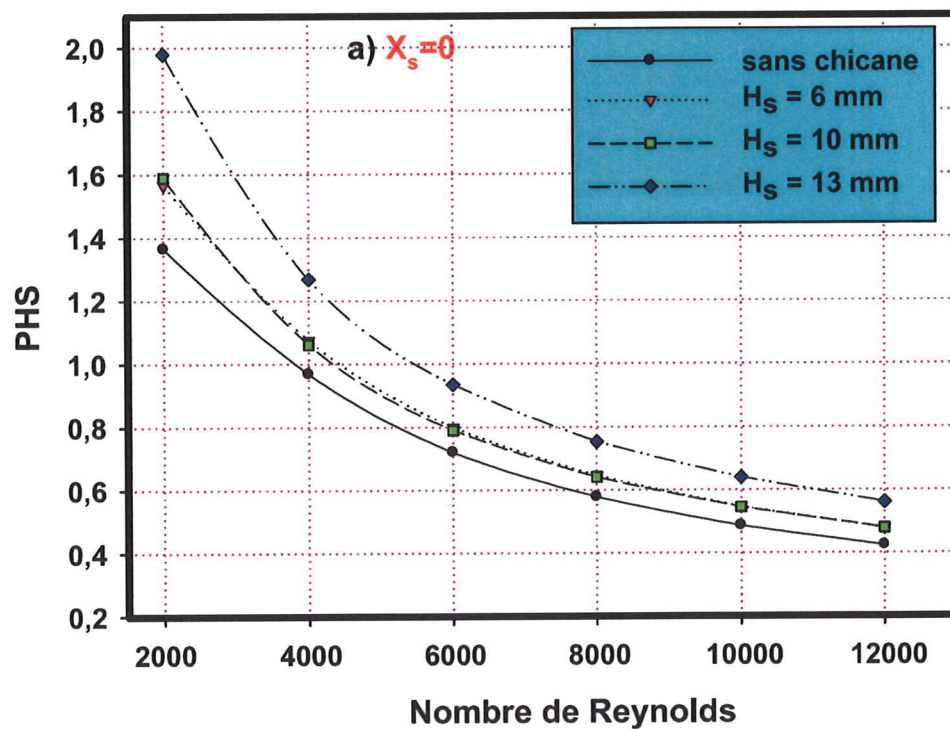
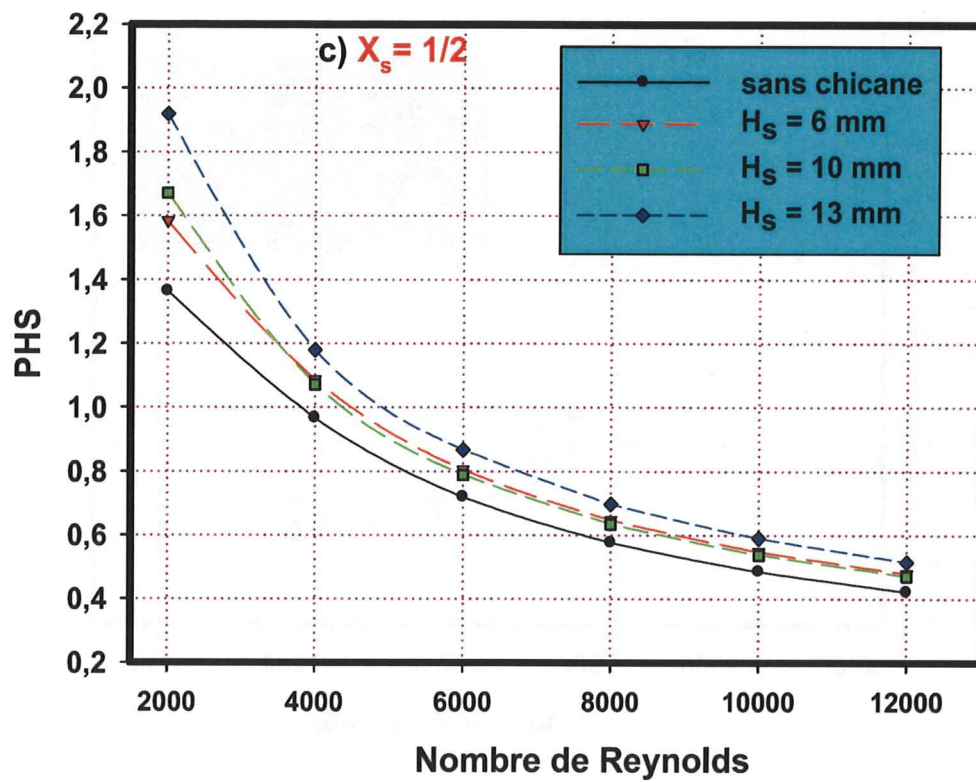


Figure IV.26 Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

IV.5.6. Performances du dissipateur thermique

Les figures IV.27 (a)-(e) montrent les performances thermo-hydrauliques des différentes configurations étudiées du dissipateur de chaleur en fonction du nombre Reynolds. On constate que le cas sans chicane présente la plus faible performance dans la gamme des nombres de Reynolds analysés. Il est également clair que les performances du dissipateur de chaleur diminuent en augmentant le nombre de Reynolds. Le taux de performance le plus élevé est atteint à l'entrée du dissipateur ($X_s=0$, $X_s=1/3$) pour les faibles nombres de Reynolds. Par conséquent, plus la vitesse de l'écoulement est importante et plus la chicane est éloignée, plus les performances du dissipateur sont faibles.





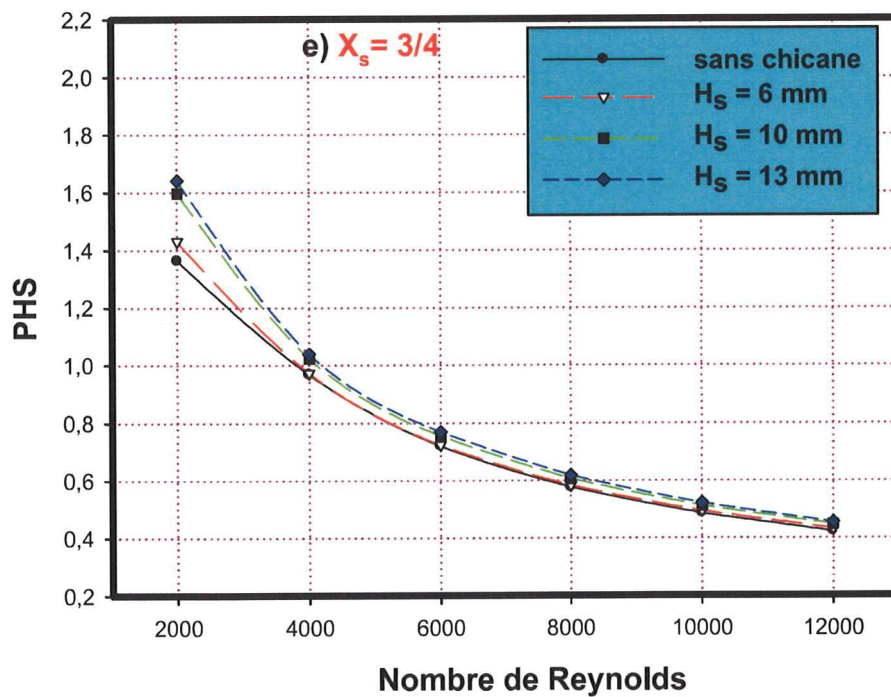
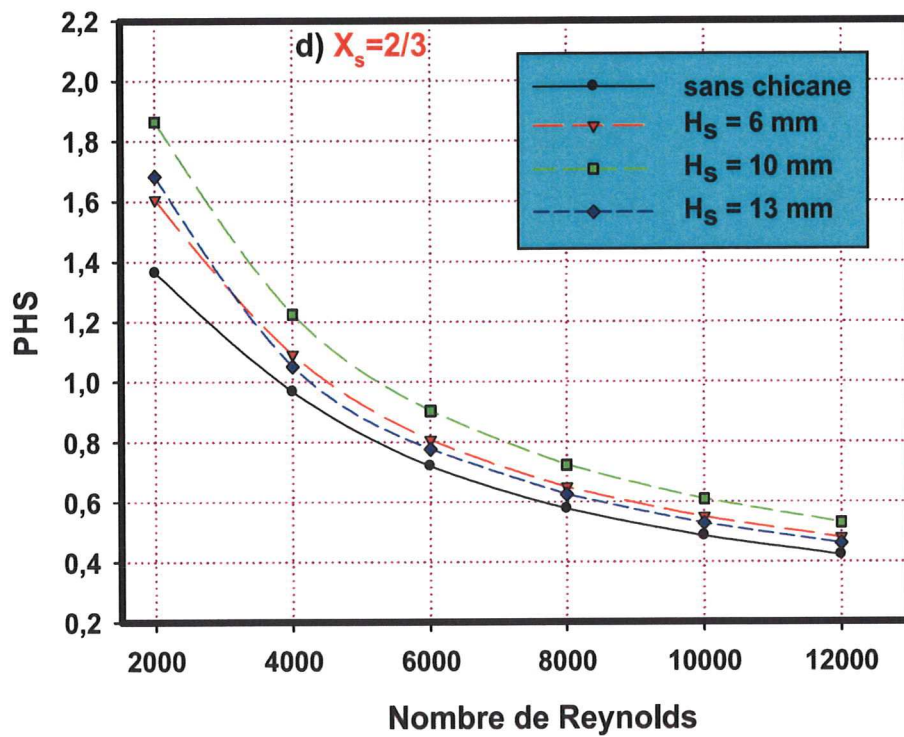


Figure IV.27 Performances des dissipateurs thermiques à ailettes planes

IV.6. Etude des performances du dissipateur à ailettes planes et broches

Dans la deuxième partie de notre travail, on s'est intéressé à l'amélioration des performances thermique et dynamique du dissipateur étudié précédemment. L'idée consiste à insérer des ailettes de différentes formes entre les ailettes planes en présence d'une chicane transversale située à l'entrée du dissipateur avec différentes hauteurs ($H_s=6, 10$ et 13 mm).

IV.6.1. Analyse des différentes formes des ailettes broches

Dans une première étape, avant d'insérer ces ailettes dans le dissipateur, nous proposons une étude focalisée principalement sur l'influence de certains paramètres concernant leurs orientations, leur nombre et leur alignement etc... Le but de cette étude est de se rapprocher d'une configuration optimale de leur répartition dans le dissipateur.

Dans cette analyse, nous avons supposé que les surfaces des ailettes sont égales pour les cinq formes étudiées (carrée, cylindrique, elliptique, Dropform et Naca). La comparaison est alors faite sur la base du nombre de Nusselt moyen, de la perte de pression et de la résistance thermique, pour des nombres de Reynolds variant entre 4.000 et 12.000.

IV.6.1.1. Effet de l'orientation d'ailettes (cas des ailettes carrées)

La figure IV.28 illustre l'orientation des ailettes carrées devant le sens de l'écoulement d'air. Deux orientations ont été choisies $\alpha=0^\circ$ et $\alpha=45^\circ$.

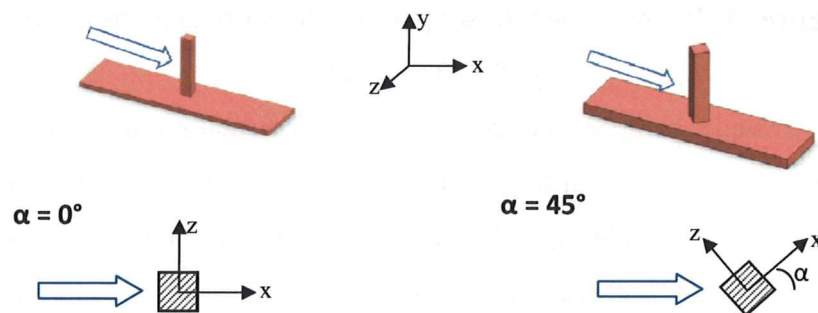


Figure IV.28 Orientation des ailettes carrées

Pour une position $y=0.010$ m et un nombre de Reynolds égal à 10^4 , l'analyse des profils de vitesse axiale, présentés en figure IV.29, montre que :

- *En amont des ailettes* : Les vitesses axiales sont quasiment égales pour les deux cas,
- *En aval des ailettes* : Les vitesses négatives de l'ordre de -2 et -4 m/s pour $\alpha=0^\circ$ et $\alpha=45^\circ$ respectivement, signifient l'existence des zones de recirculation d'air. L'apparition de ces zones est observée lors de la séparation puis du rattachement de l'air derrière les ailettes avec un changement de sens de l'écoulement. On peut remarquer aussi que la vitesse axiale diminue de manière significative pour le cas $\alpha=45^\circ$.

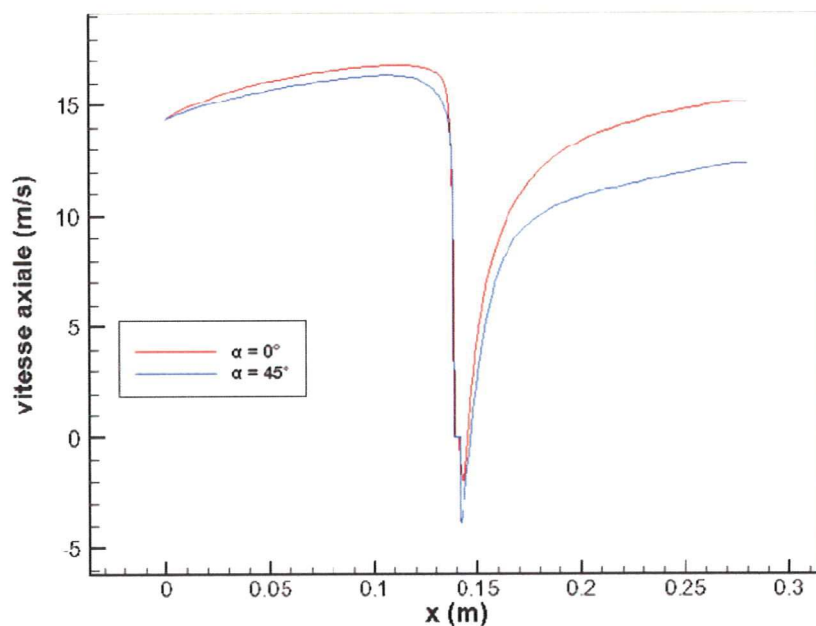


Figure IV.29 Profils de vitesses pour les deux orientations (0° et 45°)
 $y=0.010$ m et $Re=10^4$

L'étude thermique comparative de l'effet de l'orientation des ailettes carrées est présentée sur la figure IV.30 en termes de nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds. Il est clair que l'orientation de l'ailette d'un angle de 45° par rapport au sens d'écoulement présente un grand transfert convectif en comparant avec le cas usuel ($\alpha=0^\circ$).

L'orientation des ailettes en 45° permet à l'air d'avoir plus de contact avec la surface d'échange, et par conséquent une amélioration importante du taux de transfert de chaleur convectif.

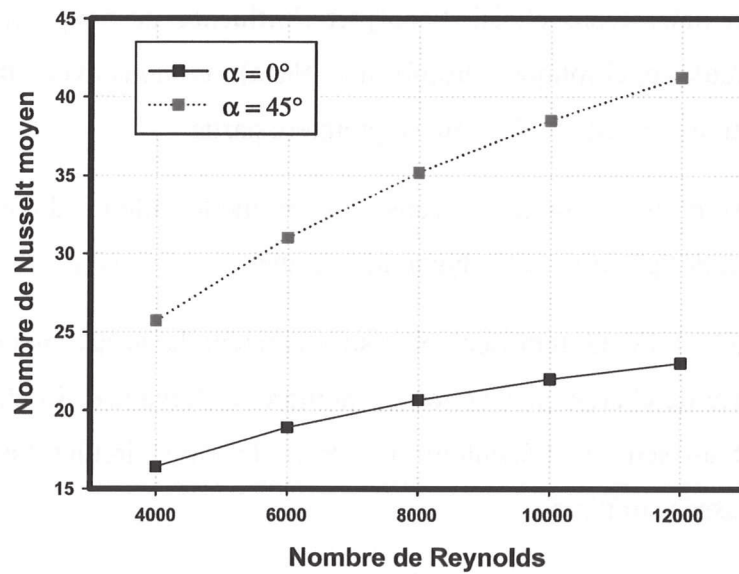


Figure IV.30 Nombre de Nusselt moyen pour une ailette carrée ($\alpha=0^\circ$ et $\alpha=45^\circ$).

La figure IV.31 représente la perte de charge (ΔP) en fonction du nombre de Reynolds. D'une manière générale, la perte de pression, entre l'entrée et la sortie du dissipateur, est toujours supérieure pour $\alpha=45^\circ$ avec un écart qui augmente en fonction du nombre de Reynolds pour atteindre la valeur de 24% pour $Re=12 \cdot 10^3$.

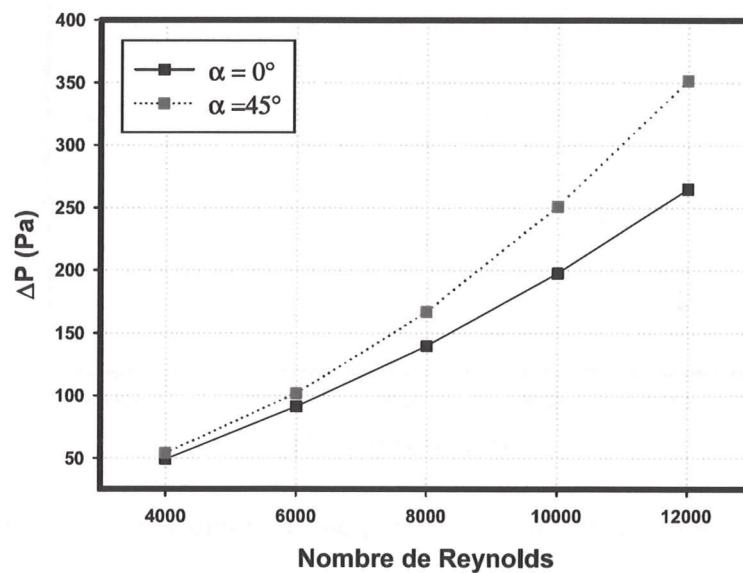


Figure IV.31 Pertes de pression pour une ailette carrée ($\alpha=0^\circ$ et $\alpha=45^\circ$).

IV.6.1.2. Effet de la forme d'ailettes

Dans cette étude, nous avons choisi d'analyser l'influence de cinq formes d'ailettes goupilles (carré, circulaire, elliptique, Dropform et Naca) que nous avons implanté entre les ailettes planes du dissipateur étudié dans la première partie.

Après une analyse préliminaire, nous avons observé que les ailettes de formes Naca et Dropform présentent des performances dynamique et thermique quasiment identiques.

Les figures IV.32 et IV.33 représentent respectivement la variation du nombre de Nusselt et de la perte de charge en fonction du nombre de Reynolds. La disposition des ailettes par rapport au sens de l'écoulement permet de faire circuler l'air autour des ailettes de manière assez similaire.

Pour cette raison et pour simplifier l'étude, nous avons éliminé l'ailette de forme Naca dans le reste de notre travail.

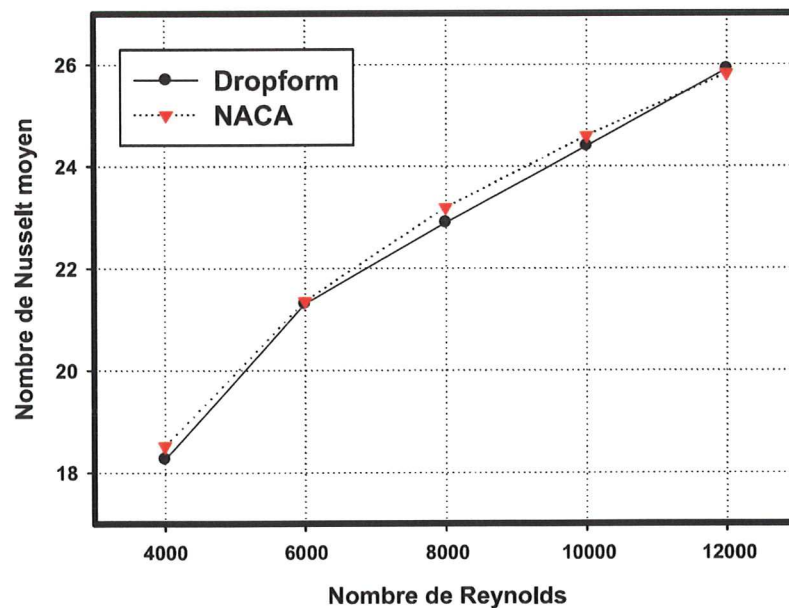


Figure IV.32 Nombre de Nusselt moyen pour les ailettes Dropform et Naca.

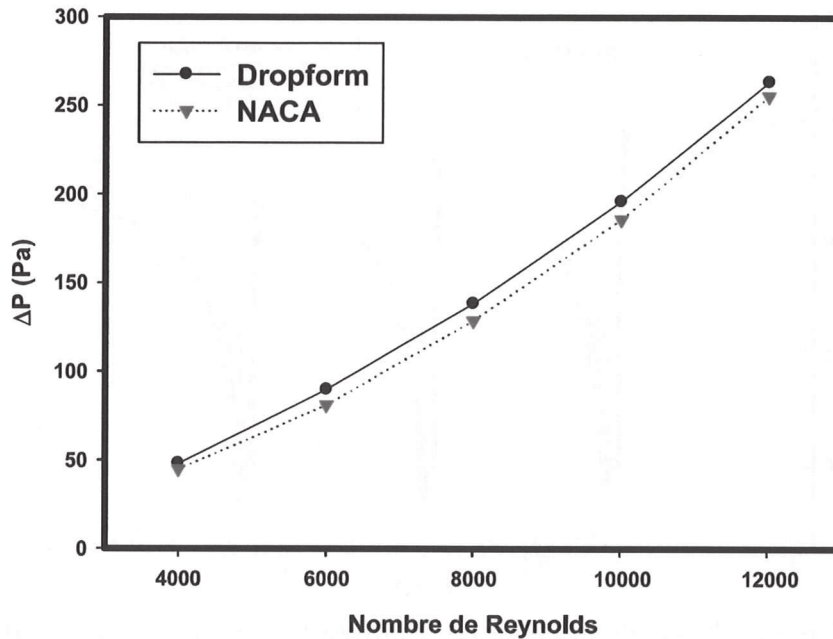


Figure IV.33 Pertes de charge pour les ailettes Dropform et Naca

Les profils de la vitesse axiale pour une position $y = 0.010$ m et un nombre de Reynolds $Re=10^4$ sont présentés sur la figure IV.34 pour les quatre formes d'ailettes proposées. En amont des premières ailettes, on remarque que les profils de vitesses sont presque identiques alors qu'en aval des ailettes, des valeurs négatives des vitesses ont été observées à cause de la recirculation d'air. Les valeurs les plus grandes correspondent aux ailettes carrées.

Entre les ailettes, une diminution faible de la vitesse axiale est remarquée pour les ailettes cylindriques et elliptiques, comparée aux deux autres formes (Dropform et carrée).

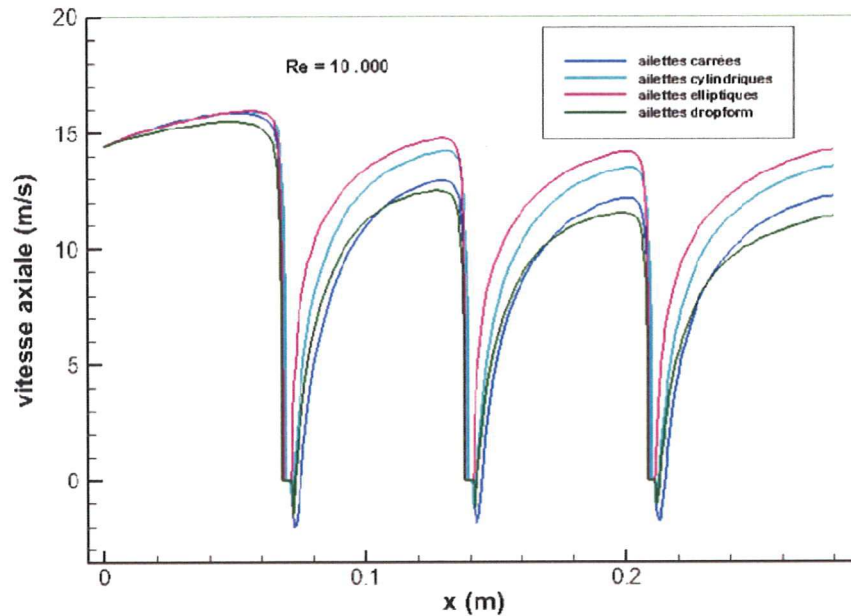


Figure IV.34 Profils de vitesses pour les quatre formes d'ailettes en $y=0.010$ m.

La comparaison des nombres de Nusselt moyen, présentée sur la figure IV.35, pour un nombre d'ailettes fixé à 3, montre une certaine croissance en fonction du nombre de Reynolds, plus ou moins importante selon la forme des ailettes. Le cas des ailettes de forme carrée orientées à 45° présente un meilleur transfert de chaleur.

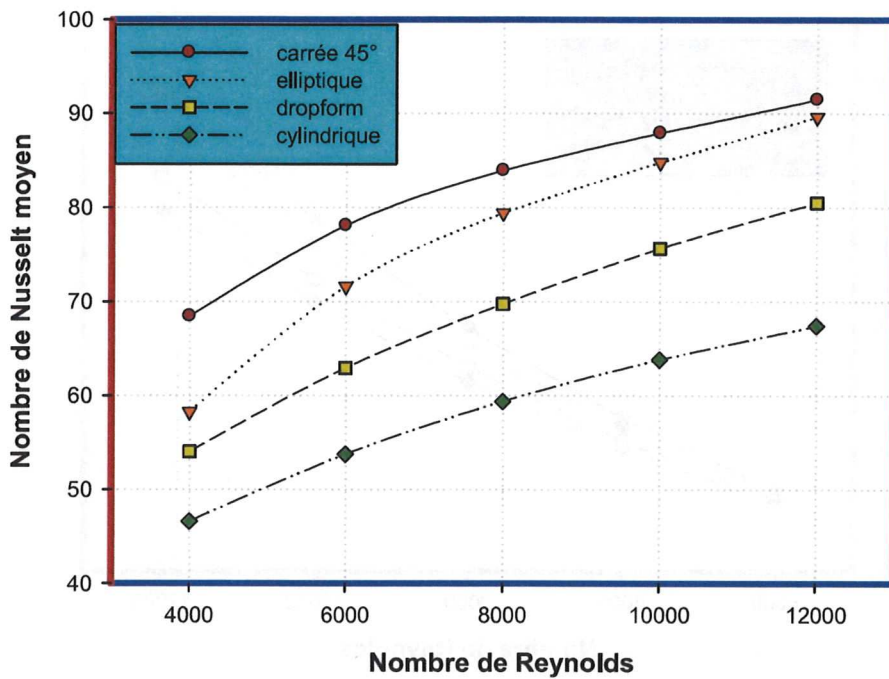


Figure IV.35 Nombre de Nusselt moyen pour les quatre formes d'ailettes ($n=3$).

L'étude dynamique de l'effet de la forme des ailettes est présentée sur la figure IV.36, en termes de perte de pression. Pour des nombres de Reynolds allant de $4 \cdot 10^3$ à $7 \cdot 10^3$, l'écart de différence entre les quatre formes est assez faible. En augmentant le nombre de Reynolds, la perte de pression augmente, et l'écart de différence devient plus important.

On peut remarquer aussi que les ailettes carrées et les ailettes elliptiques ont presque la perte de pression la plus importante ; alors que les ailettes cylindriques présentent la plus faible perte de charge.

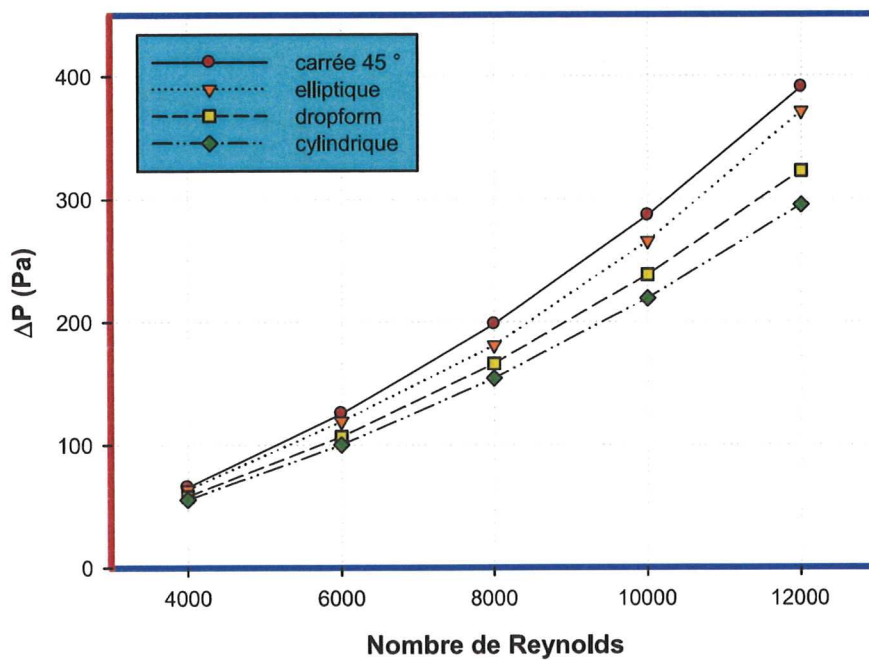


Figure IV. 36 Perte de pression pour les quatre formes d'ailettes (n=3)

IV.6.1.3. Effet du nombre d'ailettes

La figure IV.37 présente un exemple de répartition des ailettes sur la base du dissipateur pour le cas de forme carrée.

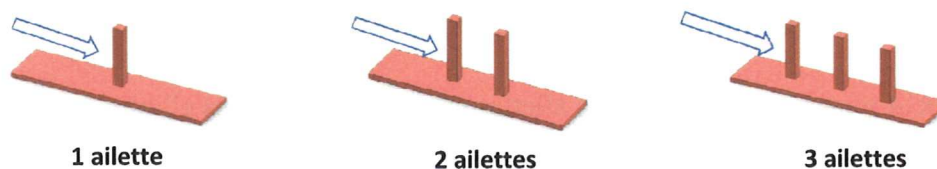


Figure IV.37 Répartition des ailettes broches.

- **Cas 1** : Une ailette centrée sur la base du dissipateur.
- **Cas 2** : Deux ailettes placées de façon symétrique à 0.035 m du centre.
- **Cas 3** : Trois ailettes : une au centre et deux situées de chaque côté à 0.070 m du centre.

Les figures IV.38 et IV.39 montrent respectivement l'influence du nombre des ailettes sur le transfert convectif et la perte de pression. D'un point de vue thermique, il est

évident que l'ajout des ailettes avantage clairement le transfert de chaleur et favorise donc la dissipation de la chaleur.

Par contre, l'augmentation du nombre d'ailettes provoque une augmentation de la perte de pression ce qui présente un inconvénient pour les performances dynamiques du dissipateur thermique. L'air de refroidissement traversant le dissipateur subit donc plus de frottement avec les parois des ailettes, provoquant des zones de recirculation d'air et par conséquent une diminution de la vitesse et par suite une perte de charge à la sortie.

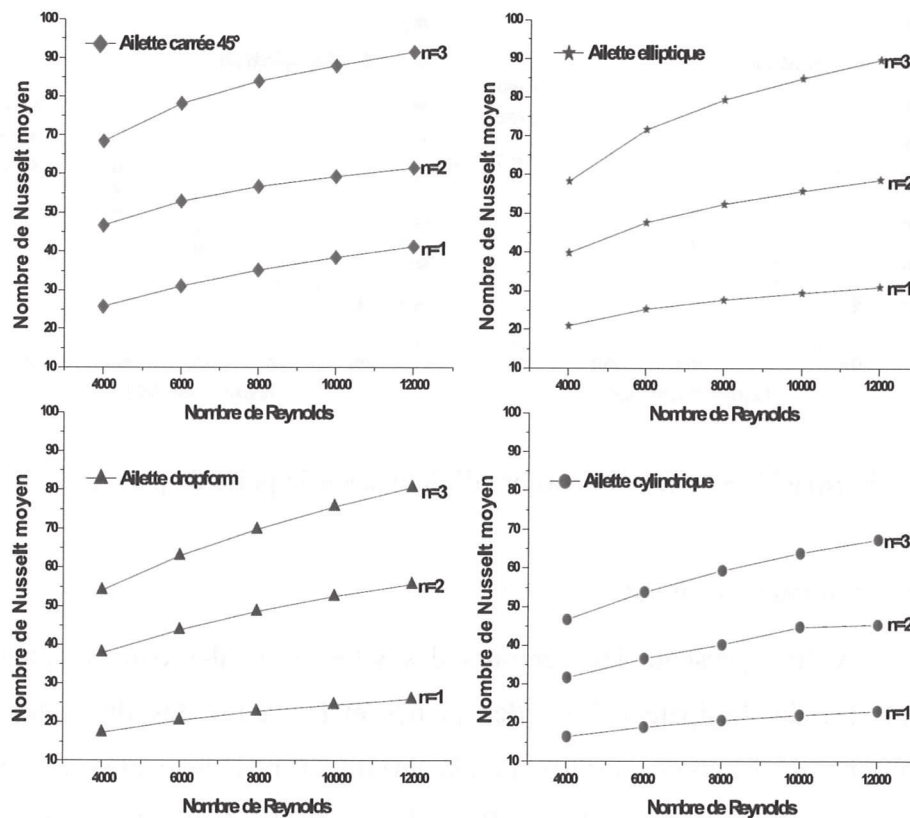


Figure IV.38 Effet du nombre d'ailettes sur le nombre de Nusselt moyen.

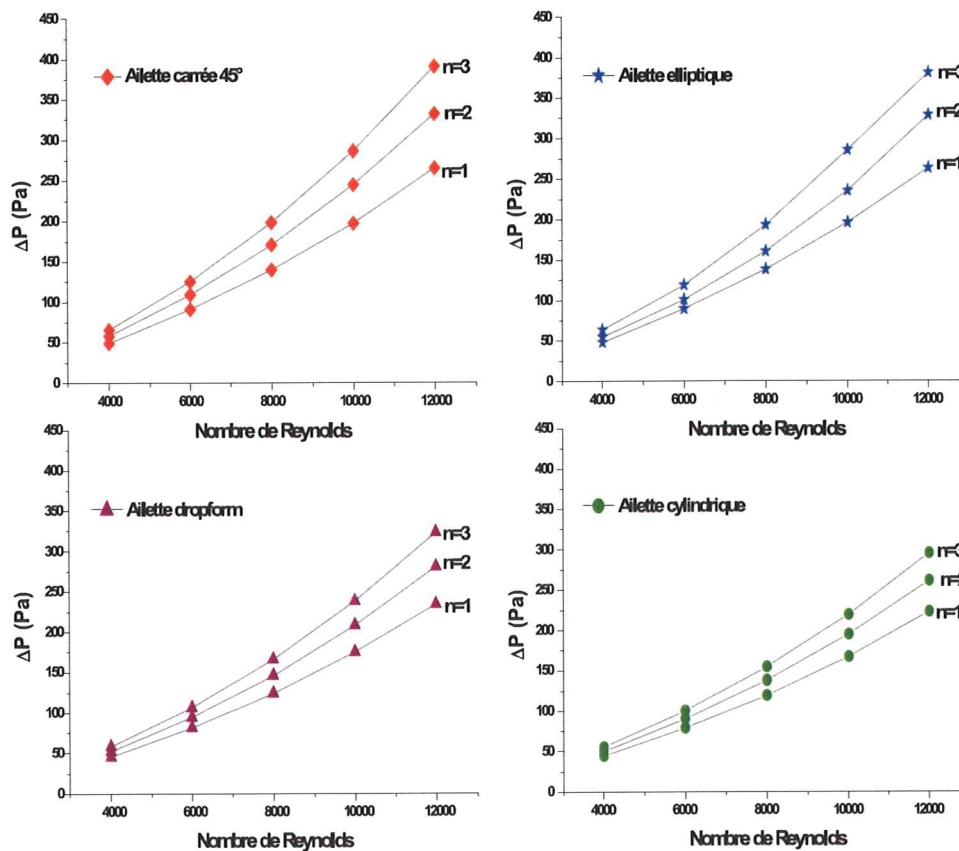


Figure IV.39 Effet du nombre d'ailettes sur la perte de pression.

IV.6.2. Contours de vitesses

La figure IV.40 représente les contours des vitesses axiales dans le plan médian ($z=0.005$ m) (a) du dissipateur à ailettes planes et (b) à (e) des dissipateurs munis d'ailettes broches de différentes formes. La chicane transversale de hauteur $H_s=10$ mm est située à la position $X_s=0$, et le nombre de Reynolds est égal à $4 \cdot 10^3$. Dans tous les cas, on observe une accélération de l'air après la chicane transversale en raison de la diminution du diamètre hydraulique.

En aval de chaque ailette broche, on peut noter la présence d'une zone de recirculation due à la séparation puis au rattachement de l'air. La zone de recirculation la plus grande

correspond au dissipateur à ailettes carrées comparée aux autres cas où elle est relativement petite.

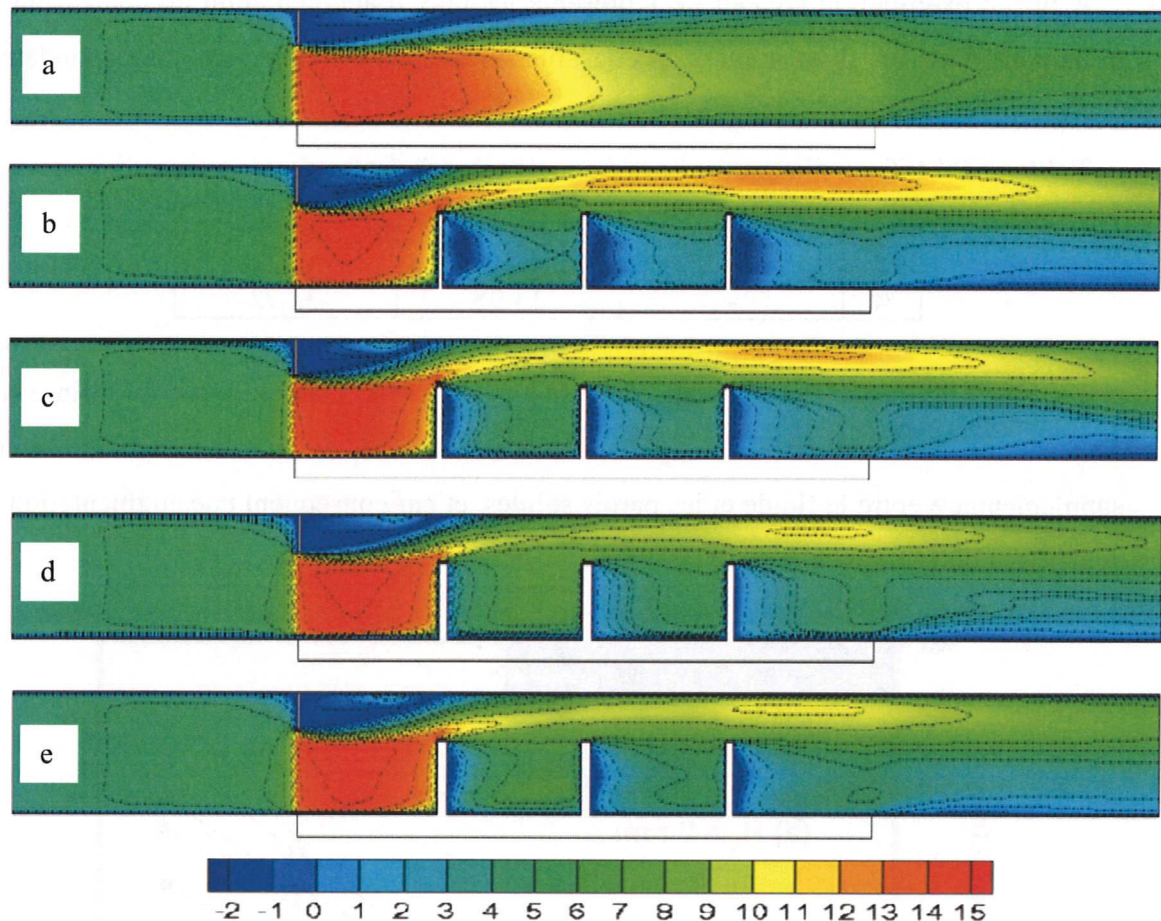


Figure IV.40 Contours de vitesses, a) planes, b) planes-carrées, c) planes-cylindriques, d) planes-elliptiques, e) planes-Dropform.

IV.6.3. Coefficient de friction

Pour trois hauteurs de la chicane transversale, on présente pour les différentes configurations, figures IV.41 (a-c), le coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds. A travers ces figures, on retrouve les mêmes tendances observées ci-dessus, c'est-à-dire un coefficient de friction qui augmente en fonction du nombre de Reynolds et de la hauteur de la chicane. L'écart entre les différentes configurations croît au fur et à mesure que le nombre de Reynolds et la hauteur de la chicane augmente. Le cas le plus favorable

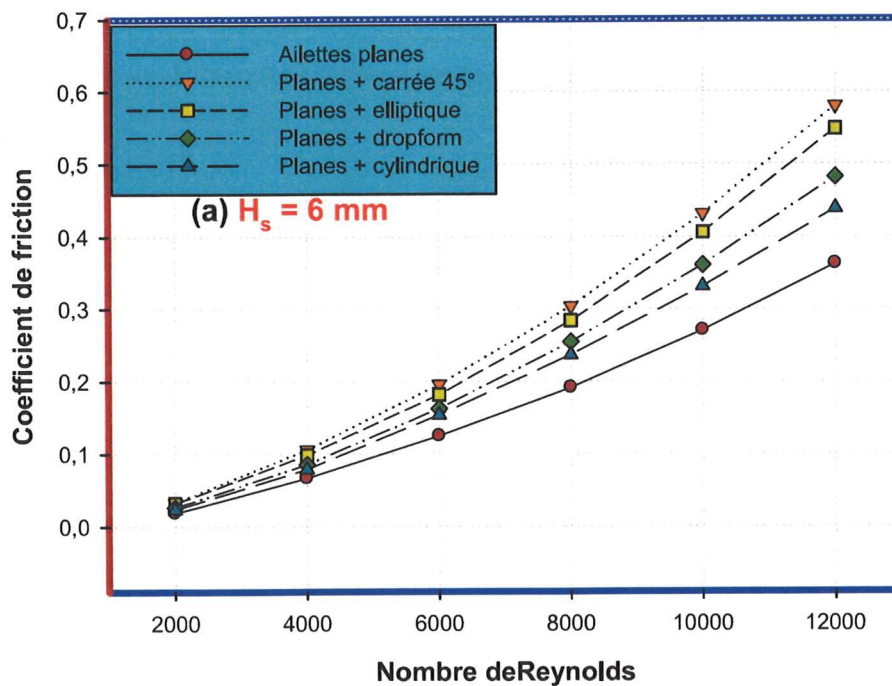
est celui des ailettes cylindriques qui présente le moins de frottement avec l'air comparé au cas d'ailettes de forme carrée qui le plus défavorable.

A titre d'exemple, le tableau IV.1 présente les taux d'augmentation du coefficient de frottement pour un dissipateur à ailettes planes avec un écoulement correspondant à $Re=12 \cdot 10^3$.

Tableau IV.1 Taux d'augmentation du coefficient de frottement

H_s	6 mm	10 mm	13 mm
f	0.37	0.43	0.55
%	-	13.95	32.72

En comparant entre les différents dissipateurs thermiques, on constate que l'insertion des ailettes broches entre les ailettes planes conduit à une surface de contact supplémentaire entre le fluide et les parois solides, et par conséquent une augmentation du coefficient de friction.



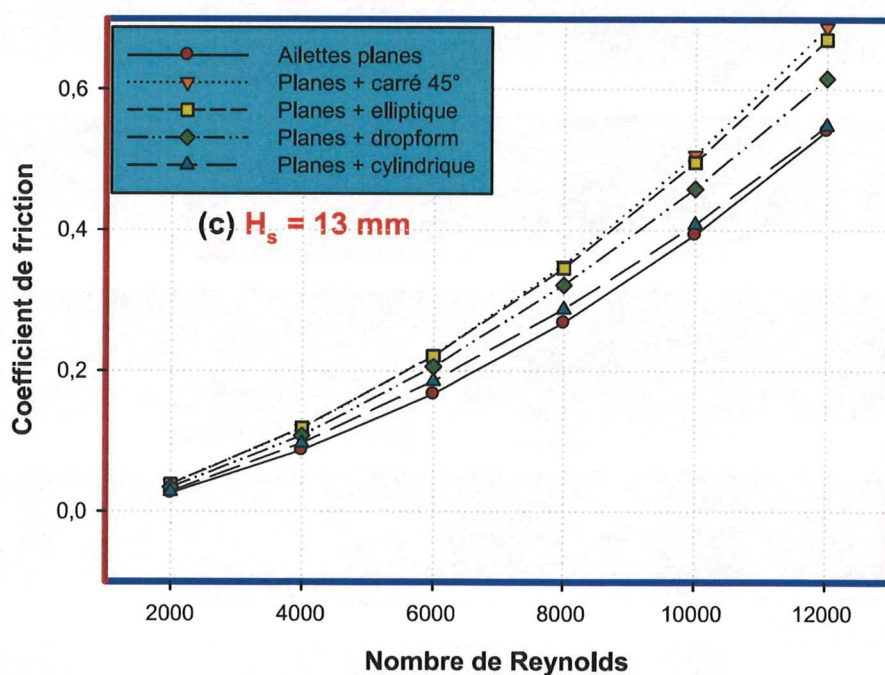
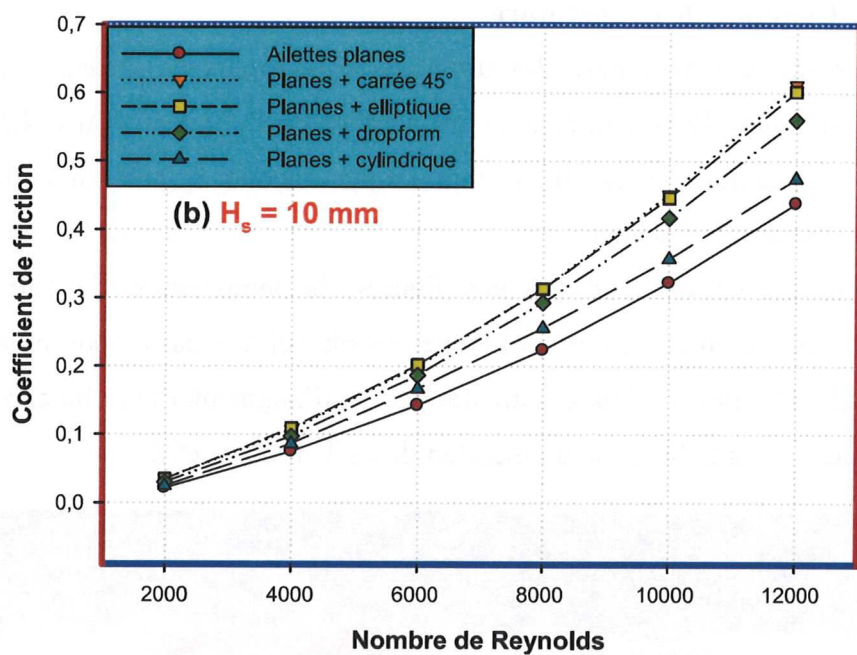


Figure IV.41 Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds et la hauteur de la chicane transversale H_s

IV.6.4. Contours de température

Les contours de la température des différents dissipateurs de chaleur étudiés sont présentés sur la figure IV. 42 (a-e) pour un nombre de Reynolds égal à 4.10^3 et une hauteur de la chicane transversale $H_s=10$ mm. Le plan médian $z=0.005$ m du domaine de calcul est choisi pour les présenter.

Par comparaison entre les différentes figures, la température de l'air dans les dissipateurs de chaleur munis d'ailettes broches est plus élevée par rapport au dissipateur composé d'ailettes planes. L'ajout des ailettes permet d'augmenter la turbulence de fluide et par conséquent une amélioration du transfert de chaleur convectif.

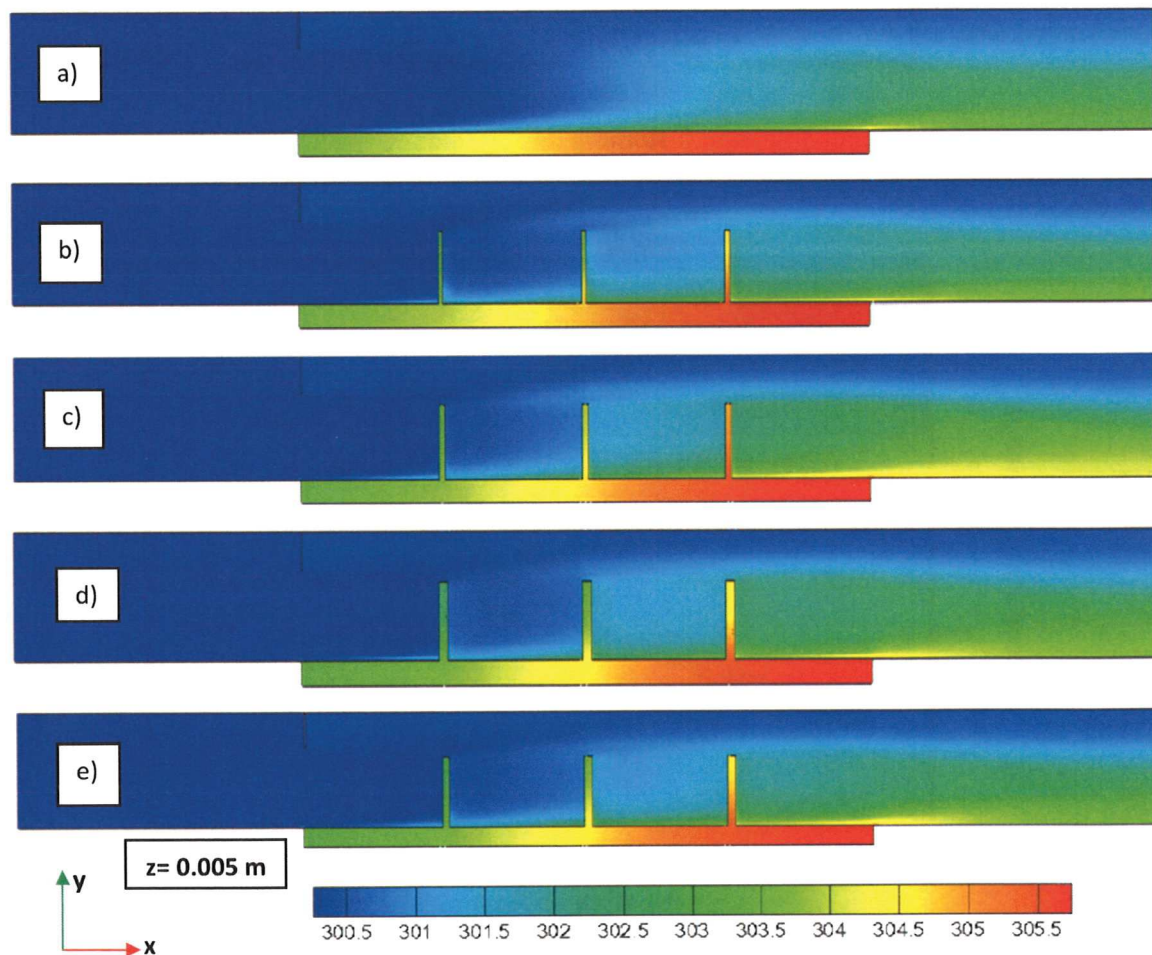
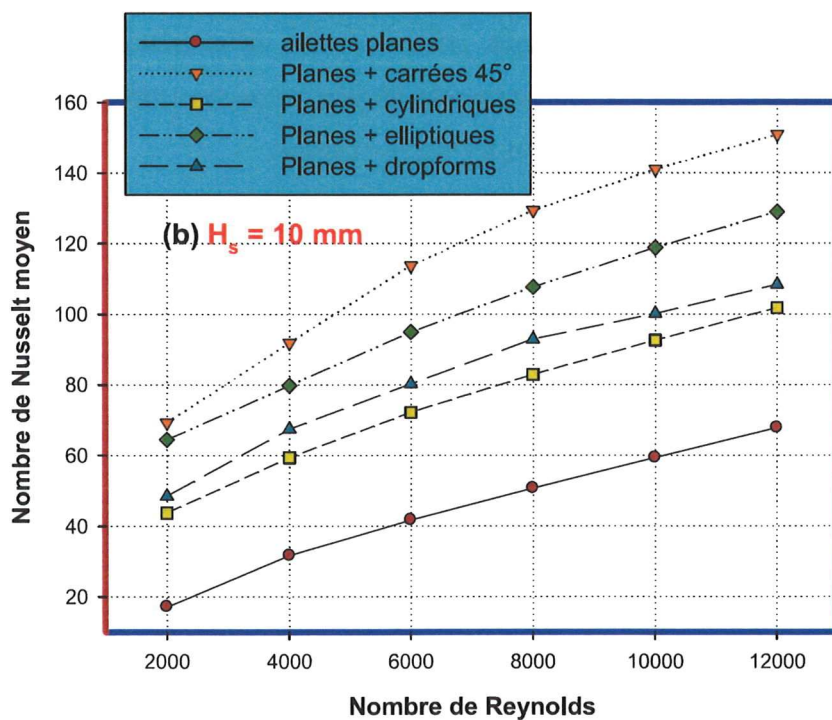
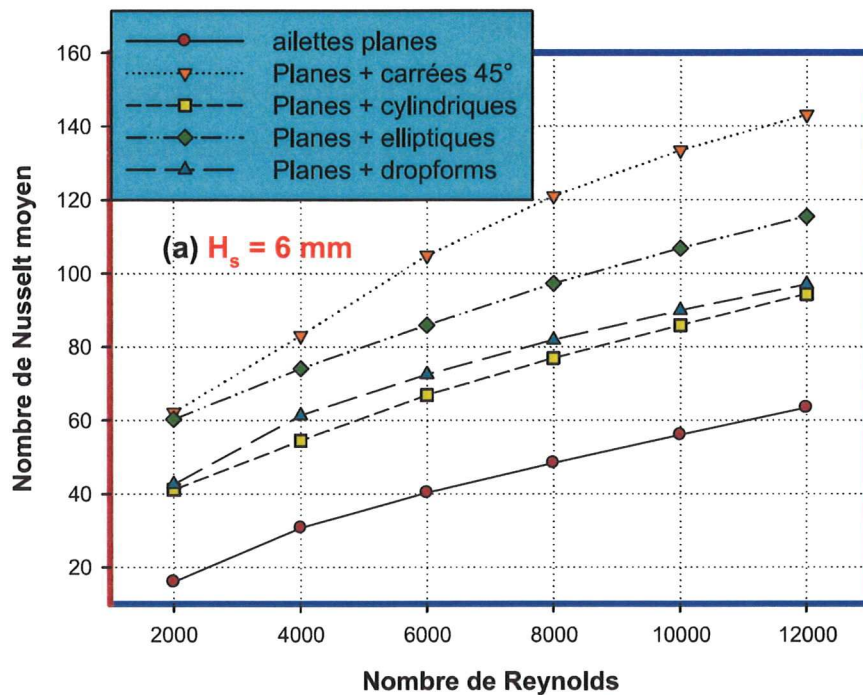


Figure IV.42 Contours des températures, a) planes, b) planes-carrées, c) planes-cylindriques, d) planes-elliptiques, e) planes-Dropform.

IV.6.5. Nombre de Nusselt moyen

Les figures IV.43 (a), (b) et (c) représentent le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour les trois hauteurs de la chicane transversale (H_s). Pour toutes les configurations, on remarque clairement que le transfert convectif est bien proportionnel avec le nombre de Reynolds et la hauteur H_s .

Il est clair aussi que par l'insertion des ailettes de formes goupille entre les ailettes planes du dissipateur thermique (étudié dans la première partie), augmente considérablement la capacité de transfert de chaleur avec un nombre de Nusselt de plus de 40% (cas du dissipateur à ailettes planes + cylindriques) supérieur à celui obtenu seulement avec des ailettes planes. Le dissipateur à ailettes carrées orientées de 45° par rapport au sens d'écoulement obtient les plus hauts nombres de Nusselt comparés aux autres dissipateurs. L'augmentation de Nusselt est de 45% plus élevé que le cas d'un dissipateur à ailettes planes, et la valeur maximale atteinte est 65% ($Re=12.10^4$ et $H_s=13$ mm). Les type Dropform et cylindrique présentent des caractéristiques de transfert de chaleur assez similaires avec un accroissement moyen, selon les valeurs de H_s , de l'ordre de 40% ($H_s=6$ mm), 48% ($H_s=10$ mm) et 45 % ($H_s=13$ mm).



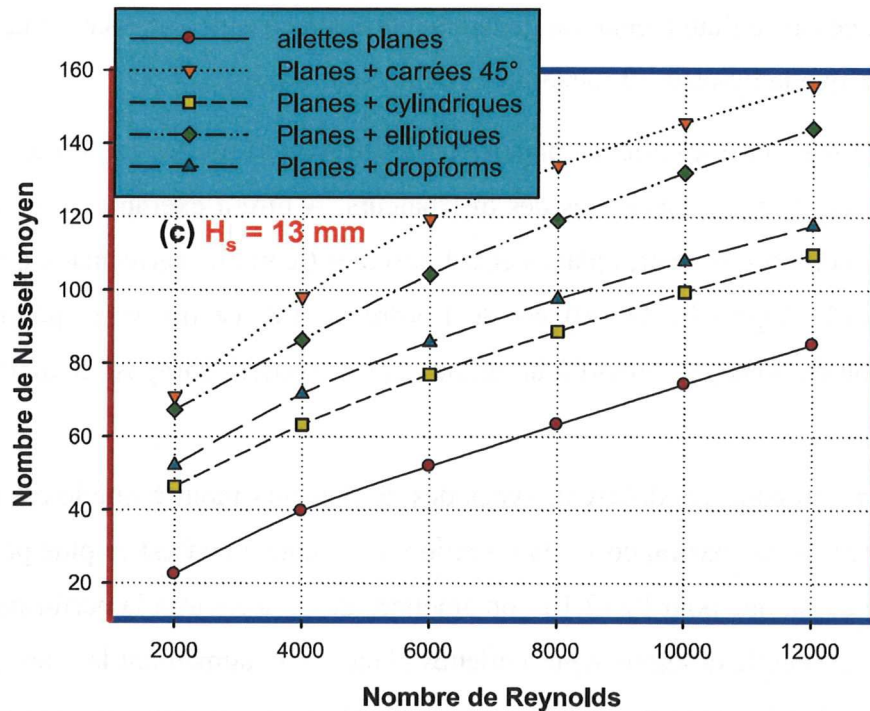


Figure IV.43 Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds.

IV.6.6. Performances des dissipateurs à ailettes planes-goupilles

En se basant sur la définition du coefficient de performance du dissipateur thermique citée dans l'équation II.30.

Les figures IV.44 (a), (b) et (c) représentent les variations du coefficient de performances des différents dissipateurs étudiés en fonction du nombre de Reynolds et de la hauteur de la chicane transversale.

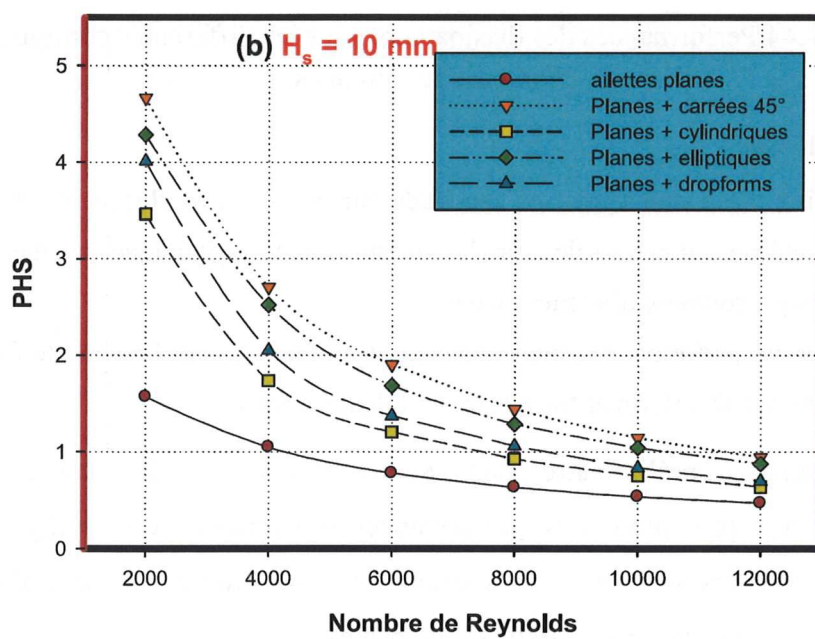
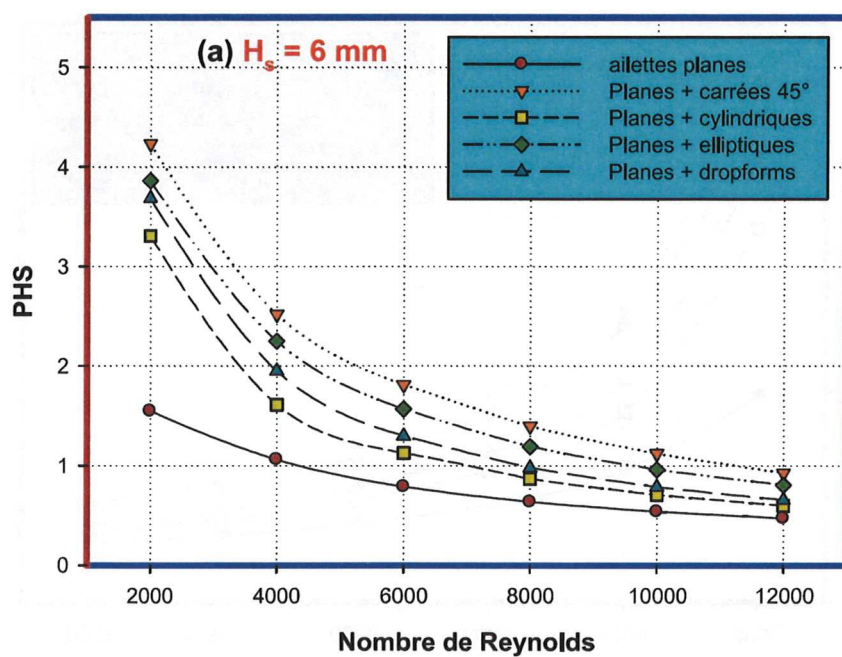
Pour toutes les configurations, la performance des dissipateurs diminue graduellement en augmentant le nombre de Reynolds ; cette diminution est due à la perte de pression qui augmente aussi en fonction du nombre de Reynolds.

L'ajout de la chicane transversale dans le by-pass a un effet considérable sur les performances des différents dissipateurs. On peut remarquer clairement une amélioration

des performances avec l'augmentation de la hauteur de la chicane. Les performances sont maximales lorsque le by-pass est totalement fermé ($H_s=13$ mm).

La combinaison entre les ailettes planes et les différentes ailettes de formes goupilles améliore nettement les performances des dissipateurs. A titre d'exemple, la performance du dissipateur composé d'ailettes planes et cylindriques (le moins performant, pour $H_s=13$ mm et $Re=4.10^3$ (figure IV.44 (c)) est de l'ordre de 1.8, ce qui correspond un taux d'augmentation de 30% par rapport à un dissipateur de chaleur composé d'ailettes planes seulement.

La comparaison entre les différents types des dissipateurs montre que le cas d'ailettes carrées orientées à 45° par rapport à la direction de l'écoulement est le plus performant. On a constaté aussi, que pour $Re=2.10^3$, on améliore de 60% environ la performance si on la compare avec à celle du dissipateur à ailettes planes. En augmentant la vitesse de l'air, la performance des dissipateurs à ailettes planes-broches diminue mais reste toujours plus élevée par rapport aux dissipateurs à ailettes planes. Les ailettes à géométries elliptique, Dropform et cylindrique présentent aussi des performances relativement importantes, autour de 57 %, 53 % et 44% ($H_s=13$ mm et $Re=2.10^3$) respectivement comparées au cas d'un dissipateur à ailettes planes.



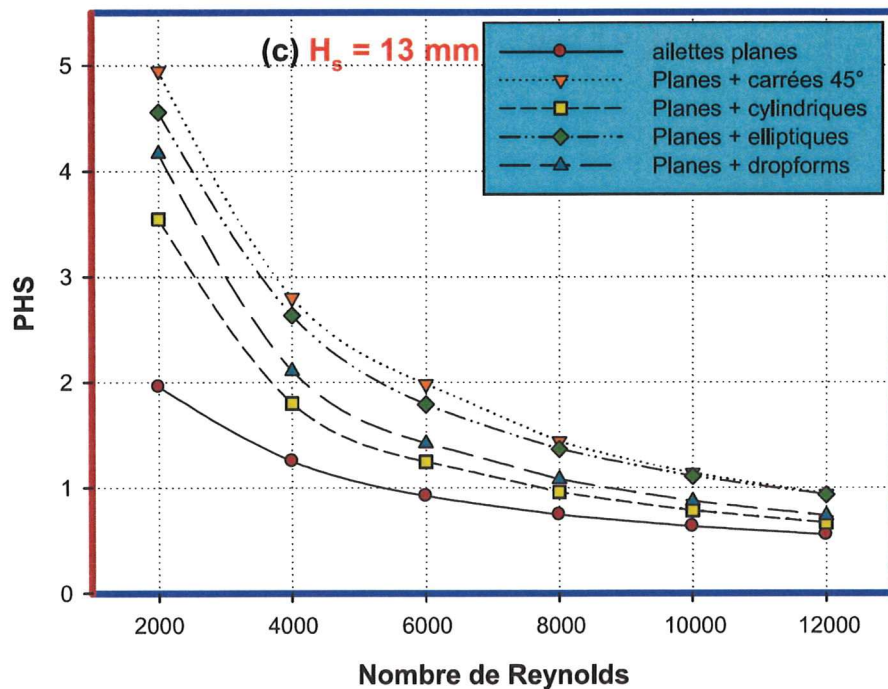


Figure IV.44 Performances des dissipateurs pour les différentes configurations géométriques étudiées.

IV.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude numérique de l'influence de la hauteur et la position d'une chicane transversale sur les performances dynamique et thermique d'un dissipateur thermique composé d'ailettes planes.

Pour améliorer ces performances, nous avons implanter des ailettes broches de formes carrée, cylindrique, elliptique, Dropform et Naca entre les ailettes planes.

Après une analyse préliminaire, nous avons observé que les ailettes de formes Dropform et Naca présentent des performances dynamique et thermique quasiment identiques. Le cas des ailettes carrées orientées à 45° devant le sens d'écoulement favorisent de façon significative le transfert de chaleur.

La comparaison des deux types de dissipateurs étudiés, a montré que l'insertion des ailettes broches entre les ailettes planes augmente d'une manière significative les performances thermique et dynamique du dissipateur.

Conclusions et Perspectives

- ✓ Les ailettes Dropform et Naca présentent des caractéristiques dynamique et thermique assez identiques, ce qui nous a conduit à éliminer l'ailette de forme Naca.

Les résultats montrent aussi que l'implantation des ailettes broches entre les ailettes planes améliore nettement les performances des dissipateurs.

La comparaison entre les différents types des dissipateurs montre que le cas d'ailettes carrées orientées à 45° par rapport au sens de l'écoulement est le plus performant.

Comme recommandations et pour compléter cette étude, nous proposons plusieurs développements futurs :

- L'étude de l'influence de l'inclinaison de la chicane transversale.
- L'influence d'autres paramètres géométriques tels que la hauteur, l'épaisseur et l'espacement entre les ailettes planes.
- L'optimisation de la hauteur, l'angle de l'orientation des ailettes broches par rapport au sens de l'écoulement, la distance entre ailettes ainsi que l'effet de l'alignement.
- La combinaison entre les différentes formes d'ailettes.

Références Bibliographiques

- [1] Yunus Cengel, Afshin Ghajar , *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, Chapter 15 Couling of electronic equipement*, Mc Graw-Hill Professional, 2014
- [2] Robertson, G.F. *Advanced eletronics cooling*. XVII Cong. Int. Froid, Montréal, Québec, Canada, (1991), 10-17 Août, p. 207-211
- [3] Yong Timothy, Vafai Kambiz, *Convective cooling of a heated obstacle in a channel*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, (1998), pp 3131-3148.
- [4] Webb B. W. , Ramadhyani S., *Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 28, (1985), pp 1679-1687
- [5] Korichi Abdelkader, Oufer Lounes, *Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles*, International Journal of Heat and Fluid Flow, 28, (2007) pp 1003–1012
- [6] Hamouche Adel, Bessaïh Rachid, *Mixed convection air cooling of protruding heat sources mounted in a horizontal channel*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, (2009), pp 841–849
- [7] Alawadhi Esam M., *Thermal Analysis of a Channel Containing Multiple Heated Obstacles With Localized Heat Generations*, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 27 (2) , (2004) pp 327 – 336.
- [8] Bakkas M., Amahmid A., Hasnaoui M., *Numerical study of natural convection heat transfer in a horizontal channel provided with rectangular blocks releasing uniform heat flux and mounted on its lower wall*, Energy Conversion and Management, 49, (2008), pp 2757–2766
- [9] Harnane Y., Bessaih R., *Etude numérique de l'écoulement de la convection mixte turbulente dans un canal vertical muni de blocs chauffés (Comparaison entre deux modèles de turbulence)*, Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi, (2008), pp 165 – 174.

- [10] Icoz T., Jaluria Y., *Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs*, Journal of Electronic Packaging, 126, (2004), pp 465 – 471
- [11] Madhusudhana Rao, Narasimham L., *Laminar conjugate mixed convection in a vertical channel with heat generating components*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, (2007), pp 3561–3574
- [12] Wang Q., Jaluria Y. *Three dimensional conjugate Heat Transfer in a horizontal channel with discrete heating* , Journal of Heat Transfer, 126, 2004, pp 642 -647
- [13] Bessaih R., Kadja M., *Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel*, Applied Thermal Engineering, 20, (2000) pp 141-154
- [14] Bhowmik H., Tso C.P, Tou K.W, Tan F.L., *Convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel*, Applied Thermal Engineering, 25, (2005), pp 2532–2542
- [15] Yeong Ley Tsay , Jen Chieh Cheng , *Analysis of convective heat transfer characteristics for a channel containing short multi-boards mounted with heat generating blocks*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, (2008), pp 145–154
- [16] Seo Young Kim, Byung Ha Kang, *Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow*, International Journal of Hear Mass Transfer, 41(3), (1998) pp 625-634
- [17] Luviano Ortiz, Hernandez-Guerrero, Rubio-Arana , Romero-Mendez, *Heat transfer enhancement in a horizontal channel by the addition of curved deflectors*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, (2008), pp 3972–3984
- [18] Shiang-Wuu Perng, Horng-Wen Wu, *Numerical investigation of mixed convective heat transfer for unsteady turbulent flow over heated blocks in a horizontal channel*, International Journal of Thermal Sciences, 47, (2008), pp 620–632

- [19] Arularasan R., Velraj, *CFD Analysis in a Heat Sink for Cooling of Electronic Devices*. International Journal of The Computer, the Internet and Management, 16(3), (2008), pp 1-11
- [20] Yuan T. D., *Computational modeling of flow bypass effects on straight fin heat sink in a rectangular duct*, Twelfth IEEE Semi-therm Symposium, (1996) pp. 164–168.
- [21] Deans J., Neale J., W. Dempster W., Lee C. K., *The Use of Effectiveness Concepts to Calculate the Thermal Resistance of Parallel Plate Heat Sinks*, Heat Transfer Engineering, 27(5), (2006), pp 56–67.
- [22] Hung Yi Li, Shung Ming Chao, *Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, (2009), pp 2949–2955.
- [23] Jonsson Hans, Palm Björn, *Thermal and Hydraulic Behavior of Plate Fin and Strip Fin Heat Sinks Under Varying Bypass Conditions*, IEEE transactions on components and packaging technologies, 23(1), (2000), pp 47 - 54
- [24] Jonsson Hans, Palm Björn, *Influence of airflow bypass on the thermal performance and pressure drop of plate fin and pin fin heat sinks for electronics cooling*, In Proc. Eurotherm Sem. No. 58, Nantes, France, Sept. 24–26, (1997), pp 44 – 50
- [25] Jonsson Hans, Moshfegh Bahram, *Modeling of the Thermal and Hydraulic Performance of Plate Fin, Strip Fin, and Pin Fin Heat Sinks—Influence of Flow Bypass*, IEEE transactions on components and packaging technologies, 24(2) (2001), pp 142 - 149 .
- [26] Dogan M., Sivrioglu M., *Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel*, International Journal of Heat and Mass Transfer 53, (2010), pp 2149 –2158.
- [27] Shaeri M.R., Yaghoubi M., *Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins*, International Journal of Heat and Fluid Flow, 30, (2009), pp 218–228.

- [28] Marco Lorenzini, Giampietro Fabbri, Sandro Salvigni, *Performance evaluation of a wavy-fin heat sink for power electronics*, Applied Thermal Engineering, 27, (2007), pp 969–975.
- [29] Elshafei E.A.M., *Effect of flow bypass on the performance of a shrouded longitudinal fin array*. Applied Thermal Engineering, 27, (2007), pp 2233–2242
- [30] Fangjun Hong, Ping Cheng, *Three dimensional numerical analyses and optimization of offset strip-fin microchannel heat sinks*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, (2009), pp 651–656.
- [31] Tae Young Kim, Sung Jin Kim, *Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, (2009), pp 5358–5370.
- [32] Kim Dong Kwon, Sung Jin Kim, Jin Kwon 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), pp 3510–3517.
- [33] Kim Sung Jin, Dong Kwon Kim, Hwan Hee Oh, *Comparison of Fluid Flow and Thermal Characteristics of Plate-Fin and Pin-Fin Heat Sinks Subject to a Parallel Flow*, Heat Transfer Engineering, 29(2) (2008), pp 169–177.
- [34] Ramy Mohammed H, *Investigation of Hydraulic and Thermal Performances of Fin Array at Different Shield Positions without By-Pass*, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering, 7(10), (2013), pp 1950 - 1956.
- [35] Yue Tzu Yang, Huan Sen 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.
- [36] Yue Tzu Yang, Huan Sen Peng, *Numerical study of the heat sink with un-uniform fin width designs*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, (2009), pp 3473–3480.

- [37] Hung-Yi Li , Go-Long Tsai, Ming-Hung Chiang , Jhih-Ye Lin, *Effect of a shield on the hydraulic and thermal performance of a plate-fin heat sink*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, (2009), pp 233–240.
- [38] Qing ling Li, Zhong Chen, Ulrich Flechtner, Hans Joachim Warnecke, *Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin*, International Journal of Heat and Fluid Flow, 19, (1998), pp 245-250.
- [39] Zhang Y.H, Ji P.L., Dao-tong C., Jun J.Y., *Experimental investigation on the heat transfer and flow performances of the fin array with shield in bypass*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 56 , (2013), pp 674-682.
- [40] Baris Dogruoz, Mario Urdaneta, Alfonso Ortega, *Experiments and modeling of the hydraulic resistance and heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, (2005), pp 5058–5071.
- [41] Ramy H. Mohammed, *Investigation of Hydraulic and Thermal Performances of Fin Array at Different Shield Positions without By-Pass*, Universal Journal of Engineering Science, 1, (2013) pp 119 - 125.
- [42] Hung Yi Li, Ming Hung Chiang, *Effects of shield on thermal-fluid performance of vapor chamber heat sink*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 54, (2011,) pp 1410–1419.
- [43] El-Sayed M., Shamloul M. Mohamed, Ahmed M. Abdel-latif, Abdel-hamid E. Abouda, *Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array*, Experimental Thermal and Fluid Science, 26, (2002), pp 879–900.
- [44] Hong Sen Kou, Ji Jen Lee, Chi-Yuan Lai, *Thermal Analysis and Optimum Fin Length of a Heat Sink*, Heat Transfer Engineering, 24(2) (2003), pp 18–29.
- [45] Hong Sen Kou, Ji Jen Lee, Chih Wei Chen, *Optimum Thermal Analysis of a Heat Sink with Various Fin Cross-Sections by Adjusting Fin Length and Cross- Section*, Heat Transfer Engineering, 29(6), (2008), pp 537–545.

- [46] Deshmukh P.A., Warkhedkar R.M., *Thermal performance of elliptical pin fin heat sink under combined natural and forced convection*, Experimental Thermal and Fluid Science, 50, (2013), pp 61–68.
- [47] Kai Shing Yang, Wei Hsin Chu, Ing Yong Chen, Chi Chuan Wang, *A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, (2007), pp 4661–4667.
- [48] Paisarn Naphon, Anusorn Sookkasem, *Investigation on heat transfer characteristics of tapered cylinder pin fin heat sinks*, Energy Conversion and Management, 48, (2007), pp 2671–2679.
- [49] Sara O.N., *Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins*, Energy Conversion and Management, 44, (2003), pp 1787–1803
- [50] Keisuke Horiuchi, Atsuo Nishihara, *Experimental Verification of Model for Liquid-Cooled Staggered Pin Fin Heat Sinks with Top Bypass Flow*, Journal of Energy and Power Engineering, 7, (2013), pp 1487-1495.
- [51] Bayram Sahin, Alparslan Demir, *Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins*, Energy Conversion and Management, 49, (2008), pp 1684–1695.
- [52] Xiaoling Yu , Jianmei Feng, Quanke Feng, Qiuwang Wang, *Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink*, Applied Thermal Engineering, 25, (2005), pp 173–182
- [53] Cheng Hung Huang, Yu Chen Li, Herchang Ay, *The design of optimum perforation diameters for pin fin array for heat transfer enhancement*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 84, (2015), pp 752–765.
- [54] Amer Al-Damook, Kapur N., Summers J.L., Thompson H.M., *An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks*, Applied Thermal Engineering, 89, (2015), pp 365-376.

- [55] Montelpare S., Ricci R., *An experimental method for evaluating the heat transfer coefficient of liquid-cooled short pin fins using infrared thermography*, Experimental Thermal and Fluid Science, 28, (2004), pp 815–824.
- [56] Feng Zhou, Ivan Catton, *Numerical Evaluation of Flow and Heat Transfer in Plate-Pin Fin Heat Sinks with Various Pin Cross-Sections*, Numerical Heat Transfer, Part A, 60, (2011), pp 107–128.
- [57] Sahiti N., Lemouedda A., Stojkovic D., Durst F., Franz E., *Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections*, Applied Thermal Engineering, 26, (2006), pp 1176–1192.
- [58] Islam Didarul, Oyakawa Kenyu, Yaga Minoru, Senaha Izuru, *Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern*, Experimental Thermal and Fluid Science, 31, (2007), pp 367–379.
- [59] Islam Didarul, Oyakawa K., Kubo I., *Investigation of heat transfer and fluid flow behavior between straight and inclined fins in tall duct*, Applied Thermal Engineering, 49, (2012), pp 118–123.
- [60] Yue Tzu Yang, Huan Sen Peng, *Investigation of planted pin fins for heat transfer enhancement in plate fin heat sink*, Microelectronics Reliability, 49, (2009), pp 163–169.
- [61] Wuhan Yuan, Jiyun Zhao, Tso C.P., Tianhua Wu, Wei Liu, Tingzhen Ming, *Numerical simulation of the thermal hydraulic performance of a plate pin fin heat sink*, Applied Thermal Engineering, 48, (2012), pp 81–88.
- [62] Young hwan Joo, Sung Jin Kim, *Comparison of thermal performance between plate-fin and pin-fin heat sinks in natural convection*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 83, (2015), pp 345–356.
- [63] Feng S.S., Kuang J.J., Wena T., Lu T.J., Ichimiya K., *An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 77, (2014), pp 1063–1074.

- [64] Jin Zhao, Shanbo Huang, Liang Gong, Zhaoqin Huang, *Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling*, Applied Thermal Engineering, xxx, (2015), pp 1-13.
- [65] Tuckerman D. B., Pease R. F. W., *High-performance heat sinking for VLSI*, IEEE Electron Device Letters, 2, (1981), pp 126-129.
- [66] Mulligan J. C., Colvin D. P., Bryant Y. G., *Use of Two-Component Fluids of Microencapsulated Phase-Change Materials for Heat Transfer in Space craft Thermal Systems*, Proceedings, 6th AIAA/ASME Joint Thermo Physics and Heat Transfer Conference, Colorado Springs, USA, (1994).
- [67] Pal D., Joshi .Y.K, *Transient Thermal management of an Avionics Mobile Using Solid- Liquid Phase Change Materials (PCMs)*, Proceedings, 31st National Heat Transfer Conference, Houston, Tex., USA, ASME HTD-Vol.326, (1996), pp 145-155.
- [68] Fosset A. J., Maguire M. T., Kudirka A. A., Mills F. E., Brown D. A., *Avionics Passive Cooling with Microencapsulated Phase Change Materials*, Journal of Electronic Packaging, 120,(1998), pp. 238-242
- [69] O'Connor J. P., Weber R. A. M., *Thermal Management of Electronic Packages Using Solid-to-Liquid Phase Change Techniques*, Int. J. of Microcircuits and Electronic Packaging, 20, (1997), pp 593-601.
- [70] Wirtz R. A., Zheng N., Chandra D., *Thermal Management Using Dry Phase Change Materials*, Proceedings, Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM),San Diego, Cal., USA, 1999, pp 74-82.
- [71] Kandasamy R., Wang X. Q., Mujumdar A. S., *Application of phase change materials in thermal management of electronics*, Applied Thermal Engineering, 34(7), (2007), pp 801-808.
- [72] Jianhua Z., Zhongqi C., Dengying L., Ji L., *Experimental study on melting in a rectangular enclosure heated below with discrete heat sources*, Int. J. Thermal Science, 10, (2001), pp 254-259.

- [73] Hodes M. , Weinstein R. D., Pence S. J., Piccini J. M. , Manzione L., Chen C., *Transient thermal management of a handset using phase change material (PCM)*. ASME Journal of Electronic Packaging, 124, (2002), pp 419-426.
- [74] Akhilesh R. , Narasimhan A., Balaji C., *Method to improve geometry for heat transfer enhancement in PCM composite heat sinks*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48(13),(2005), pp 2759-2770.
- [75] Abhat A., *Experimental investigation and analysis of a honeycomb packed phase change material device*, AIAA. (1976), pp 426-437.
- [76] Alawadhi E. M, Amon C. H., *PCM thermal control unit for portable electronic devices: experimental and numerical studies*. IEEE Transactions on Components and Packaging Technology, 26, (2003), pp 116-25.
- [77] Nayak K. C. , Saha S. K., Srinivasan K., Dutta P., *A numerical model for heat sinks with phase change materials and thermal conductivity enhancers*, International Journal of Heat and Mass Transfer (49), (2006), pp 1833-1844.
- [78] Yin H., Gao X., Ding J., Zhang Z., *Experimental research on heat transfer mechanism of heat sink with composite phase change materials*, Energy Conversion and Management, (49), (2008), pp 1740-1746,
- [79] Anderson J.D, *Governing equations of fluid dynamics, chapter 2, computational fluid dynamics*, 3rd edition, Springer Heidelberg, Berlin Germany, (2009) pp 15-51.
- [80] Patankar S.V., *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corp- Washington, 1980.
- [81] Launder B.E., Spalding D.B., *The numerical computation of turbulent flows*, Computer methods in applied mechanics and engineering , 3, (1974) pp.269-289
- [82] David C. Wilcox, *Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited*, AIAA Journal ,Vol. 46, No. 11, (2008) pp.2823-2838
- [83] Shia-Hui Peng, Lars Davidson, Sture Holmberg, *The Two-Equation Turbulence $k-\omega$ Model Applied to Recirculating Ventilation Flows*, Göteborg, February 1996

- [84] Menter F. R., Kuntz M., Langtry R., *Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model*, *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 4, (2003), pp 625–632.
- [85] Menter F. R., *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, *AIAA J*, 32, (1994), pp 1598–1605.
- [86] Nasiruddin, M.H. Kamran Siddiqui, *Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle*, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28 (2007) pp 318–328
- [87] Patankar, S. V., Spalding, D. B.A., *Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three Dimensional Parabolic Flows*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, (1972), pp 1787-1806.
- [88] Versteeg H.K., Malalasekara W., *An introduction to computational fluid dynamics- The finite volume method*, Longman Scientific and technical, England, (1995), pp 114-116.
- [89] Harlow S.F., Welsh J., *Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow with Free Surface*, *Physics of Fluids*, 8, (1965), pp. 2182-2189.

Annexe

PUBLICATIONS INTERNATIONALES:

- Rachid Bouchenafa, Rachid Saim, Said Abboudi, Hakan Oztop, "Effect of Position and Height of a Shield on Convective Heat Transfer Performances of Plate Fin Heat Sink" *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*. Vol. 25 Iss 5 pp. 1047 – 1063 (2015).
<http://www.emeraldinsight.com/doi/abs/10.1108/HFF-07-2014-0212?af=R&>
- Rachid Bouchenafa, Rachid Saim, Said Abboudi; "Numerical Study of Forced Convection in a Turbulent Heat Sink Made of Several Rows of Blocks of Square Form". *Heat and Mass Transfer*. Vol 51 Iss 9 pp 1301-1311 (2015)
<http://link.springer.com/article/10.1007/s00231-015-1496-4>
- Rachid Saim, Rachid Bouchenafa, Said Abboudi, Hammido Benzenine, Hakan Oztop, K. Al-Salem, "A computational work on turbulent flow and heat transfer in a channel fitted with inclined baffles, *Heat and Mass Transfer*, (49), 761-774 (2013)
<http://link.springer.com/article/10.1007%2Fs00231-013-1121-3>

COMMUNICATIONS NATIONALE ET INTERNATIONALE:

- 17^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2015) Marseille (France), 4 – 6 novembre 2015 « Turbulent Flow and Heat Transfer of Water-Al₂O₃ Nanofluid in Horizontal Corrugated Channel »
- 3^{ème} Séminaire sur les Technologies Mécanique Avancées (STEMA), 08-09 novembre 2014, Tlemcen

« Etude Dynamique et Thermique d'un Ecoulement Turbulent dans un Canal Rectangulaire pour Différentes Conditions d'Entrée »
« Etude thermo-énergétique de la convection forcée dans les microcanaux avec un changement périodique de la section transversale »
- 16^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2013) Marrakech (Maroc), 13 - 15 Novembre 2013 « Etude Numérique Comparative de la Convection Forcée Turbulente dans un Dissipateur Thermique Muni des Ailettes de Formes Carrés et Circulaires ».

- 1^{ère} Conférence Nationale sur les Energies Renouvelables et leurs Applications 18 - 19 février 2014, Adrar, Algérie « Etude de l'Effet des Pores sur le Comportement Dynamique et Thermique de l'Air Circulant en Convection forcée Dans un Canal Horizontal Muni des Chicanes Inclinaées-Application capteur solaire-»
- Congrès national de mécanique des fluides, 25-26 septembre 2012- USTHB – ALGER « Etude de L'effet de L'inclinaison des Chicanes sur le Comportement Dynamique et Thermique de l'Air circulant en Convection Forcée Turbulente dans un Canal Horizontal »
- 2^{ème} Conférence Nationale de Mécanique et d'Industrie, 06-07 Novembre, 2012, UMAB, Mostaganem « Analyse Numérique De La Convection Forcée Turbulente Dans Un Canal Rectangulaire Horizontal Muni Des Chicanes Inclinaées ».