

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Technologie
Département : Génie mécanique
Domaine : Science et technique
Filière : Génie mécanique
Spécialité : Energétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master en Génie Mécanique, Option Énergétique

Thème :

**Modélisation et application de la convection :
Les dissipateurs thermiques**

Encadrant : Pr MECHIGHEL FARID Université Badji Mokhtar
ANNABA

Jury de Soutenance :

Sari Moammed Rafik	Prof	Université Badji Mokhtar ANNABA	Président
Mechighel Farid	Prof	Université Badji Mokhtar ANNABA	Rapporteur
Dib Amar	Prof	Université Badji Mokhtar ANNABA	Examineur

Année Universitaire : 2024/2025

Remerciements

Je voudrais exprimer mes sincères remerciements et ma grande gratitude à mon honorable professeur **Mechighel Farid**, dont l'expérience scientifique et les conseils judicieux ont joué le rôle principal dans l'accomplissement de ce travail. Il m'a consacré beaucoup de temps et d'efforts, et était un exemple de patience, de précision, de sincérité dans le suivi et la correction. Son soutien constant a été une grande source de confiance et d'élan vers l'avant. Je lui ai tous mes remerciements, ma reconnaissance et ma gratitude.

J'adresse mes remerciements les plus sincères à ma chère mère, dont l'amour, les prières et le soutien constant m'ont permis d'avancer et de persévérer.

Mes pensées reconnaissantes vont également à mes deux sœurs, pour leur affection et leur encouragement inestimables, ainsi qu'à ma tante, dont la présence et l'appui m'ont été d'un grand réconfort.

Un merci particulier à mon amie fidèle, pour son soutien moral et sa présence réconfortante dans les moments difficiles.

Je remercie sincèrement mon ami Zaki pour son soutien constant tout au long de ce travail, malgré la réalisation de son propre mémoire. Son aide et son amitié ont été précieuses. Tous mes vœux de réussite l'accompagnent.

Enfin, je rends hommage à la mémoire de mon père bien-aimé, dont l'esprit continue de m'inspirer. Que Dieu lui accorde Sa miséricorde et l'accueille en Son vaste paradis.

Dédicace

À la mémoire de mon père, qui continue de vivre dans mon cœur, et dont l'amour et les valeurs m'accompagnent chaque jour...Puisse Dieu lui accorder Sa miséricorde.

À ma chère mère,

Pour son amour inconditionnel, ses prières et ses sacrifices

Merci d'être ma lumière dans les moments sombres.

À mes deux sœurs, *Nardjess et Hibat Allah*

Pour leur affection sincère et leur soutien de tous les instants.

À ma tante,

Pour sa tendresse et sa présence réconfortante.

À mon amie fidèle *Amani*,

Pour son écoute, sa compréhension et son indéfectible encouragement.

Table des matières

Résumé	7
Abstract.....	7
ملخص	8
Liste des figures	9
Nomenclature	11
Introduction	12
Chapitre 1 : Généralités sur les transferts de chaleur avec application aux dissipateurs de chaleur	13
1.1. Introduction.....	13
1.2. Les modes de transfert de chaleur	13
1.2.1. La conduction	13
1.2.2. La convection	14
1.2.3. Le rayonnement	16
1.3. Applications aux dissipateurs de chaleur	17
1.3.1. Rôle et définition.....	17
1.3.2. Types de dissipateurs.....	17
1.3.3. Matériaux utilisés :	19
1.3.4. Domaines d'applications des dissipateurs de chaleur :.....	20
Chapitre 2 : Etat de l'art	21
2.1. Introduction.....	21
2.2. Systèmes thermiques et méthodes d'amélioration du transfert thermique	21
2.2.1. Systèmes thermiques intégrant des chicane ou des ailettes pour améliorer le transfert thermique	21
2.2.2. Systèmes thermiques à cavité entraînée pour la dissipation de chaleur.....	25
2.3. Systèmes de refroidissement sous forme de canaux ou de cavités simples, avec et sans composants ajoutés	27
2.3.1. Systèmes de refroidissement sous forme de canal simple	27
2.3.2. Systèmes de refroidissement sous forme de cavité simple	29
2.3.3. Systèmes de refroidissement sous forme de canal avec la présence de composants.....	30
2.4. Les dissipateurs de chaleur proprement dits	31
Chapitre 3 : Formulation mathématique du problème de convection et calcul d'un dissipateur	45
3.1. Introduction.....	45
3.2. Équations régissant la convection dans un système thermique.....	45
3.2.1 Hypothèses simplificatrices	45

3.2.2. Les équations régissant le problème de convection forcée	46
3.2.3. Les équations régissant le problème de convection naturelle	47
3.3. Forme adimensionnelle des équations	48
3.3.1. Définition des nombres adimensionnels :	48
3.3.2. Convection forcée :	48
<i>Cas particulier : Equations de convection forcée en bidimensionnel</i>	49
3.3.3. Convection naturelle :	50
3.3.4. Convection mixte	50
3.4. Calcul et dimensionnement d'un dissipateur de chaleur	51
3.4.1. Étapes de calcul :	51
3.4.2. Corrélations pour le Nombre de Nusselt (Pour la convection forcée)	52
3.4.3. Diamètre hydraulique.....	52
3.4.4. Corrélations pour le Nombre de Nusselt (Pour la convection naturelle).....	53
3.4.5. Coefficient de convection thermique	53
3.4.6. Performance thermique des ailettes	53
3.5. Exemple de calcul d'un dissipateur de chaleur	54
3.5.1. Données du problème :	54
3.5.2. Calcul du diamètre hydraulique :	55
3.5.3. Calcul du nombre de Reynolds :	55
3.5.4. Estimation du nombre de Nusselt :	55
3.5.5. Coefficient de convection thermique :	55
3.5.6. Surface d'échange thermique totale :	55
3.5.7. Flux thermique dissipé :	56
3.5.8. Coefficient de frottement :	56
3.5.9. Perte de charge (ΔP) :	56
3.5.10. Puissance du ventilateur :	56
Conclusion.....	57
Références	58

Résumé

Ce travail porte sur l'étude des transferts de chaleur avec un focus particulier sur la convection et l'utilisation des dissipateurs thermiques dans les systèmes électroniques et industriels. Le premier chapitre présente les notions fondamentales des transferts thermiques conduction, convection et rayonnement et décrit les différents types de dissipateurs (passifs, actifs, à refroidissement liquide), leurs matériaux constitutifs et domaines d'application. Le deuxième chapitre constitue un état de l'art détaillé des recherches récentes, mettant en évidence les méthodes d'optimisation du transfert thermique par l'ajout de chicanes, d'ailettes, de nano-fluides, ou l'utilisation de géométries innovantes dans des canaux ou cavités. Enfin, le troisième chapitre aborde la formulation mathématique du problème de convection à travers les équations de Navier-Stokes et l'équation d'énergie, en détaillant les hypothèses simplificatrices, les grandeurs adimensionnelles, ainsi que les méthodes de calcul et de dimensionnement des dissipateurs. L'ensemble fournit une base théorique et pratique solide pour la modélisation et l'optimisation des systèmes de refroidissement.

Abstract

This work focuses on the study of heat transfer with a particular focus on convection and the use of heat sinks in electronic and industrial systems. The first chapter presents the fundamental concepts of conduction, convection and radiation heat transfer and describes the different types of heat sinks (passive, active, liquid-cooled), their constituent materials and fields of application. The second chapter provides a detailed state of the art of recent research, highlighting methods for optimizing heat transfer by adding baffles, fins, nano-fluids, or the use of innovative geometries in channels or cavities. Finally, the third chapter addresses the mathematical formulation of the problem through the Navier-Stokes equations and the energy equation, detailing the simplifying assumptions, dimensionless quantities, as well as the calculation and sizing methods of heat sinks. The whole provides a solid theoretical and practical basis for the modeling and optimization of cooling systems.

ملخص

يركز هذا العمل على دراسة انتقال الحرارة، مع التركيز بشكل خاص على الحمل الحراري واستخدام مبددات الحرارة في الأنظمة الإلكترونية والصناعية. يقدم الفصل الأول المفاهيم الأساسية لانتقال الحرارة بالتوصيل والحمل الحراري والإشعاع، ويصف أنواع مشعات الحرارة المختلفة (السلبية، والنشطة، والمبردة بالسائل)، والمواد المكونة لها، ومجالات تطبيقها. يقدم الفصل الثاني عرضًا تفصيليًا لأحدث الأبحاث، مسلطًا الضوء على طرق تحسين انتقال الحرارة بإضافة حواجز وزعانف، وسوائل نانوية، أو استخدام أشكال هندسية مبتكرة في القنوات أو التجاويف. وأخيرًا، يتناول الفصل الثالث الصياغة الرياضية للمشكلة من خلال معادلات نافيه-ستوكس ومعادلة الطاقة، موضحة بالتفصيل افتراضات التبسيط، والكميات غير البعدية، بالإضافة إلى طرق حساب وتحديد أحجام مشعات الحرارة. يوفر هذا العمل أساسًا نظريًا وعمليًا متينًا لنمذجة أنظمة التبريد وتحسينها

Liste des figures

Figure 1.1 : chauffage d'une barre métallique à l'une de ses extrémités	
Figure 1.2 : convection naturelle	
Figure 1.3 : Description du cycle convectif naturel	
Figure 1.4 : Les fours à convection forcée	17
Figure 1.5 : Les dissipateurs à ailettes en aliminum et cuivre	19
Figure 1.6 : Les dissipateurs à ventilation forcée	19
Figure 1.7 : Les dissipateurs à refroidissement liquide	20
Figure 1.8 : Domaines d'application des dissipateurs	21
Figure 2.1. Représentation schématique du domaine de calcul	25
Figure 2.2. Structure physique du problème étudié dans la référence	25
Figure 2.3. Canal vertical à plaques parallèles avec chicanes	26
Figure 2.4. Schéma et conditions aux limites de l'étude de cas	27
Figure.2.5. Schéma de principe des blocs chauffés iso-périmétriques	28
Figure 2.6. Configuration étudiée	28
Figure 2.7. Diagramme schématique du système physique	29
Figure 2.8. Modèle physique de la convection mixte dans un canal vertical	30
Figure 2.9. Vue schématique du mini-canal	31
Figure 2.10. Problème physique	32
Figure 2.11. Schéma du problème	33
Figure 2.12. : Schéma d'une configuration d'ailettes à broches	34
Figure 2.13. (a) Dissipateur thermique typique basé sur Al pour Intel P4_Standard (b) Domaine de calcul pour P4_Special	34
Figure 2.14. Dissipateur thermique à micro-canaux à ailettes hexagonales modifié	35
Figure 2.15. Puce électronique avec dissipateurs de chaleur	35

Figure 2.16. Configuration du dissipateur thermique à micro-canaux de type A	36
Figure 2.17. Distribution de fluide à l'intérieur du dissipateur thermique sans collecte	37
Figure 2.18. Micro-canal rectangulaire interrompu et la cellule unitaire	37
Figure 2.19. a) Schéma du dissipateur thermique à micro-canaux en cuivre du HS#1. Le domaine de calcul est mis en évidence. b) Image bidimensionnelle d'une coupe transversale de canal. c) plan médian du micro-canal et conditions aux limites principales	38
Figure 2.20. (a) Dissipateur thermique cylindrique avec mini-canaux hélicoïdaux (domaine complet), (b) domaine de calcul et (c) vue schématique du maillage tridimensionnel	
Figure 2.21. Schéma de l'installation expérimentale	
Figure 2.22. (a) Diagramme schématique et (b) vue de dessus d'un seul canal	
Figure 2.23. (a) Diagramme schématique du dissipateur thermique à mini-canaux hélicoïdaux cylindriques étudié et (b) vue schématique du maillage tridimensionnel	
Figure 2.24. Schéma du dissipateur thermique considéré dans le présent travail et le domaine de calcul. La couche supérieure (a), la couche intermédiaire (b) et la couche inférieure (c) sont assemblées pour constituer le dissipateur thermique (d). A un flux thermique uniforme constant est appliqué à une région circulaire sur la surface supérieure de la couche supérieure (la région rouge de la sous-figure (e)). La production de chaleur dans la couche inférieure est négligée comme le montre la sous-figure (f)	
Figure 2.25. Géométrie physique du modèle d'enceinte et de dissipateur thermique	43
Figure 2.26. Schéma de la configuration expérimentale	44
Figure 2.27. La géométrie et le domaine de solution du mini-tuyau contenant de l'eau et des particules de matériau encapsulées	44
Figure 2.28. Station de contrôle au sol	45
Figure 2.29 : Organigramme étudiant l'effet de la NF	46
Figure 3.1. Schéma représentatif d'un dissipateur de chaleur	53
Figure 3.2 : dimensions du dissipateur de chaleur	56

Nomenclature

ϕ : représente le flux de chaleur par conduction	[W]
λ : la conductivité thermique du milieu	[W/mK]
x : la variable dans la direction du flux	[m]
h : coefficient de transfert de chaleur	[W/(m ² .°C) ou (W/m ² K).]
A : la surface d'échange	[m ²]
T_S : température de la surface	[K ou °C]
T_∞ : température loin de la surface	[K ou °C]
ρ : la densité	[kg/m ³]
μ : la viscosité,	[Pa s]
C_p : la chaleur spécifique à pression constante	[J/ kg. K]
U : la vitesse.	[m/s]
T : la température	[K ou °C]
\dot{q} : la source de chaleur volumétrique générée (dissipée).	[J/m ³]
p : la pression.	[Pa]

Introduction

Avec l'évolution des technologies et l'augmentation de la densité de puissance dans les systèmes électroniques et industriels, la gestion thermique constitue aujourd'hui un défi majeur pour garantir la performance, la fiabilité et la durabilité de ces systèmes. En effet, la plupart des équipements, tels que les ordinateurs, les systèmes de communication et les installations industrielles, génèrent de la chaleur durant leur fonctionnement. Cela impose l'adoption de solutions efficaces pour évacuer cette chaleur et prévenir toute surchauffe.

La convection, qu'elle soit naturelle, forcée ou mixte, joue un rôle central dans les systèmes de refroidissement, notamment par l'utilisation de dissipateurs thermiques. Ces dispositifs ont pour fonction de refroidir les systèmes en améliorant les échanges thermiques entre le système à refroidir et le milieu extérieur. Cela peut être accompli en optimisant la conception géométrique des dissipateurs, en les fabriquant avec des matériaux à haute conductivité thermique, ou encore en utilisant des fluides innovants tels que les nano-fluides comme fluides de travail au sein de ces dissipateurs.

Ce travail constitue une contribution visant à éclairer les aspects de la convection et des dissipateurs thermiques. Il s'articule autour de trois volets principaux : le premier chapitre présente les notions de base sur les transferts thermiques et les différents types de dissipateurs. Le deuxième chapitre offre une revue bibliographique des travaux récents consacrés à l'amélioration du transfert thermique dans divers systèmes. Enfin, le troisième chapitre expose la formulation mathématique du problème à travers les équations différentielles régissant les phénomènes de convection, servant de base à une modélisation et à une analyse numérique plus approfondies. De plus, un calcul thermique et de dimensionnement d'un dissipateur thermique est également présenté dans la seconde partie du chapitre 3.

Chapitre 1 : Généralités sur les transferts de chaleur avec application aux dissipateurs de chaleur

1.1. Introduction

Dans les appareils industriels et électroniques d'aujourd'hui, bien gérer la chaleur est très importante pour garantir que les systèmes fonctionnent bien et durent plus longtemps (le maintien des performances et de la fiabilité). Quand un appareil électronique fonctionne, il produit de la chaleur. Si cette chaleur reste bloquée à l'intérieur et n'est pas bien évacuée, cela peut abîmer les composants, réduire les performances, ou même provoquer des pannes.

Ce chapitre a pour objectif de présenter les fondements des transferts thermiques ainsi que leur application aux dissipateurs de chaleur. Ces derniers sont des dispositifs essentiels permettant de contrôler la température des systèmes en facilitant l'évacuation de la chaleur excédentaire. Une bonne compréhension des phénomènes thermiques est donc indispensable pour concevoir des solutions de refroidissement efficaces.

1.2. Les modes de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur peut s'effectuer selon trois mécanismes fondamentaux : la conduction, la convection et le rayonnement. Chacun de ces modes intervient, de manière plus ou moins significative, dans les systèmes thermiques, en fonction des conditions physiques [1].

1.2.1. La conduction

La conduction (**Transport d'énergie sans déplacement de matière**) se produit à l'intérieur d'un matériau ou entre des matériaux en contact lorsqu'il existe une différence de température. Les molécules ou atomes ayant une énergie thermique plus élevée (molécules ou atomes plus chauds) vibrent plus vigoureusement et transfèrent une partie de leur énergie cinétique aux molécules ou atomes voisins ayant une énergie plus faible (molécules ou atomes plus froids) par le biais de collisions directes. Le processus se poursuit le long du matériau jusqu'à ce que l'équilibre de température soit atteint ou que la chaleur soit dissipée dans un

autre milieu. Et cette loi dite de Fourier établit que la densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de température [2]. Et exprimée la sous la forme :

$$\varphi = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}} \theta \quad (1.1)$$

Ou :

$$\varphi = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (1.2)$$

Avec :

φ : représente le flux de chaleur par conduction (W).

λ : la conductivité thermique du milieu (W/mK).

x : la variable dans la direction du flux (m).

Exemple 1 :

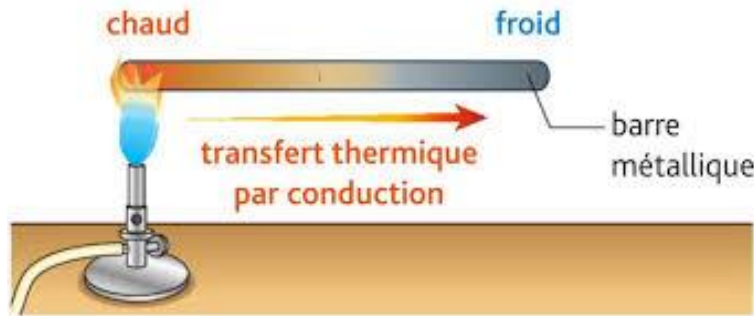


Figure 1.1 : chauffage d'une barre métallique à l'une de ses extrémités [2]

1.2.2. La convection

La convection thermique se produit dans les fluides (liquides et gaz) en raison du mouvement des particules. Lorsqu'une partie du fluide est chauffée, sa densité diminue à cause de la dilatation thermique, ce qui la fait monter sous l'effet de la poussée d'Archimède. Elle est alors remplacée par un fluide plus froid et plus dense qui descend, se réchauffe à son tour, puis remonte. Ce cycle crée des courants de convection qui assurent le transfert de chaleur depuis la zone chaude vers le reste du fluide [3].

Loi de la convection (Loi de newton) :

$$\varphi = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (1.3)$$

h : coefficient de transfert de chaleur [W/(m².°C) ou (W/m²K).]

A : la surface d'échange en m²

T_s : température de la surface [K ou °C]

T_∞ : température loin de la surface [K ou °C].

Convection naturelle :

Elle est une mode de transfert de chaleur dans les fluides (liquides ou gaz), qui se produit sans intervention mécanique.

Le fluide se met en mouvement uniquement sous l'effet :

- des différences de densité causées par les variations de température aux frontières ;
- d'un champ de forces extérieur, comme la gravité.[4]

Exemple 2

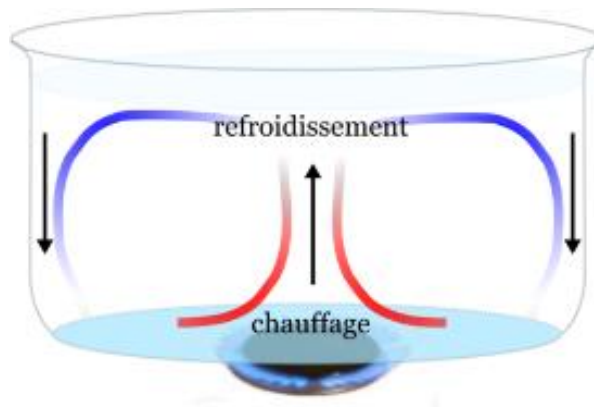


Figure 1.2 : convection naturelle [4].

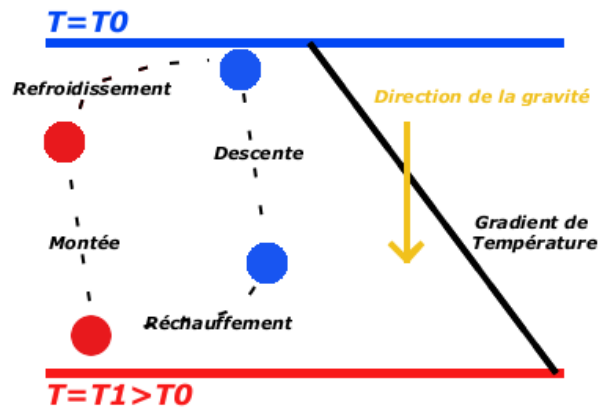


Figure 1.3 : Description du cycle convectif naturel [4].

Convection forcée :

Le mouvement du fluide peut être provoqué par une cause externe, indépendante des variations de température, telle qu'une pompe ou un ventilateur. Étant donné la relation entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est essentiel de prendre en compte la nature du régime d'écoulement.

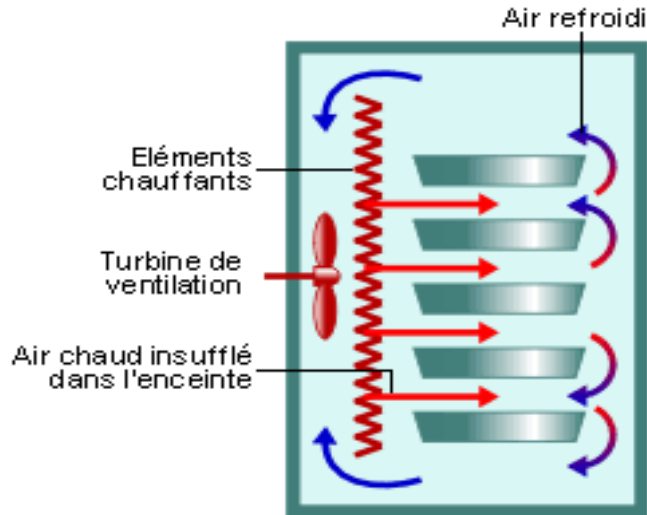


Figure 1.4 : Les fours à convection forcée.

1.2.3. Le rayonnement

Le rayonnement est le transfert d'énergie thermique sous forme d'ondes électromagnétiques. Contrairement à la conduction et à la convection, le rayonnement ne nécessite pas de support physique pour sa transmission et peut se produire à travers le vide. Tous les objets dont la température est supérieure au zéro absolu (-273,15 °C ou 0 Kelvin) rayonnent de l'énergie thermique. La quantité et la qualité du rayonnement émis dépendent de la température de surface et de ses propriétés (comme l'émissivité). **Le soleil en est un bon exemple [5].**

Loi du rayonnement

Si on a **une surface idéal = corps noir**

$$\varphi_{max} = \sigma T_s^4 \quad (1.4)$$

où : $\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2.K^4}$

Si on a **une surface réelle = corps gris** l'émissivité (ε) vient réduire le flux émis par la surface

$$\varphi = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (1.5)$$

Dans le cas où cette **surface est environnée d'une autre surface à T_{env}** , l'échange net de **chaleur** est alors :

$$\varphi = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{env}^4) \quad (1.6).$$

[6]

1.3. Applications aux dissipateurs de chaleur

1.3.1. Rôle et définition

Les dissipateurs de chaleur sont des dispositifs conçus pour améliorer l'évacuation de la chaleur générée par des composants ou systèmes électroniques, mécaniques ou thermiques. Cela se fait en augmentant la surface d'échange thermique entre un appareil chaud et son environnement. Leur rôle principal est de maintenir la température de fonctionnement dans des limites sûres afin d'éviter les dommages, la perte de performance ou la défaillance du système. Ils sont largement utilisés dans les ordinateurs, les téléphones, les panneaux solaires, les équipements industriels et les moteurs. Le choix du matériau, la géométrie et les conditions de fonctionnement influencent fortement leur efficacité.[7]

1.3.2. Types de dissipateurs

Les dissipateurs de chaleur se déclinent en plusieurs catégories, chacun étant conçu pour répondre à des besoins spécifiques en termes de dissipation thermique. Ces types seront détaillés ci-dessous. On distingue deux grands types de fonctionnement : les dissipateurs passifs et les dissipateurs actifs.

Les dissipateurs passifs :

Ils fonctionnent sans aucune assistance mécanique : ils reposent uniquement sur la conduction et la convection naturelle. Ils sont silencieux, simples, économiques et nécessitent peu d'entretien, mais sont moins performants dans les situations de forte dissipation thermique.

Les dissipateurs actifs :

Ils comportent des éléments mécaniques tels que des ventilateurs, qui augmentent la circulation de l'air autour du dissipateur. Ce mode de fonctionnement améliore considérablement le transfert de chaleur, au prix d'un bruit plus important, d'un risque d'usure des composants mobiles et d'une consommation énergétique plus élevée.

Exemples de dissipateurs passifs et actifs :

- 1. Les dissipateurs à ailettes (passif) :** Les dissipateurs à ailettes sont constitués d'une base conductrice sur laquelle sont fixées des ailettes métalliques, généralement en aluminium ou en cuivre. Ces ailettes ont pour rôle d'augmenter la surface d'échange thermique avec l'air ambiant, ce qui favorise le transfert de chaleur par convection naturelle. Ce type de dissipateur est souvent utilisé dans les applications où l'espace est limité et où une dissipation passive est suffisante.



Figure 1.5 : Les dissipateurs à ailettes en aluminun et cuivre.[5]

- 2. Les dissipateurs à ventilation forcée (actif) :** Les dissipateurs à ventilation forcée intègrent un ou plusieurs ventilateurs pour améliorer l'efficacité du refroidissement. Cette ventilation forcée permet d'accélérer le mouvement de l'air autour des ailettes, augmentant ainsi le coefficient de convection. Ce type de système est très répandu dans les équipements électroniques à forte densité de puissance, comme les ordinateurs, les serveurs ou les dispositifs de conversion de puissance.

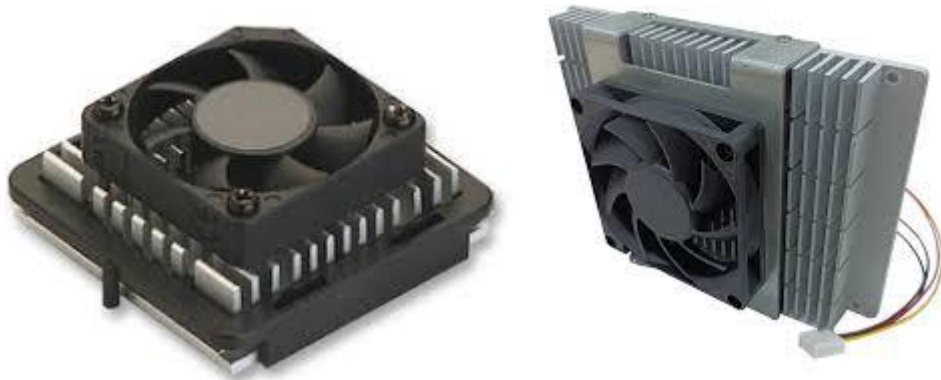


Figure 1.6 : Les dissipateurs à ventilation forcée.[6]

- 3. Les dissipateurs à refroidissement liquide :** Également appelés systèmes de watercooling, les dissipateurs à refroidissement liquide utilisent un fluide caloporteur (souvent un mélange d'eau et d'antigel) qui circule dans un circuit fermé à travers un bloc thermique en contact avec la source de chaleur. Le fluide absorbe la chaleur, puis la transporte vers un échangeur thermique, où elle est évacuée dans l'air. Ce type de dissipateur offre des performances de refroidissement élevées, particulièrement adaptées

aux systèmes générant une grande quantité de chaleur. En contrepartie, ils sont plus complexes à mettre en œuvre et plus coûteux.



Figure 1.7 : Les dissipateurs à refroidissement liquide [8]

1.3.3. Matériaux utilisés :

Alliages d'aluminium : Les alliages d'aluminium sont parmi les matériaux les plus couramment utilisés dans la fabrication des dissipateurs thermiques. L'alliage 1050A présente une conductivité thermique relativement élevée d'environ $229 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, bien qu'il soit mécaniquement tendre. Les alliages tels que 6060 (à faible contrainte), 6061 et 6063 sont également largement utilisés, avec des conductivités thermiques variant entre 166 et $201 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, selon le traitement de l'alliage.

Cuivre : Le cuivre possède d'excellentes propriétés en tant que matériau pour dissipateurs thermiques, notamment une conductivité thermique élevée, une bonne résistance à la corrosion, à la biofouling, ainsi que des propriétés antimicrobiennes. Sa conductivité est environ deux fois supérieure à celle de l'aluminium, ce qui permet une absorption de chaleur plus rapide et plus efficace. Il est principalement utilisé dans les installations industrielles, les centrales électriques, les systèmes de chauffage solaire, les systèmes HVAC, les chauffe-eau à gaz, les systèmes de chauffage et de refroidissement par air forcé, ainsi que dans les dispositifs électroniques. Cependant, le cuivre est environ trois fois plus dense et plus coûteux que l'aluminium. Les dissipateurs en cuivre sont généralement fabriqués par usinage ou par soudage des ailettes à la base du dissipateur, contrairement à l'aluminium qui peut être extrudé plus facilement.

Diamant : Le diamant est un matériau exceptionnel pour la dissipation thermique avec une conductivité atteignant $2000 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, soit cinq fois celle du cuivre. Contrairement aux métaux, où la chaleur est conduite par des électrons délocalisés, dans le diamant, elle est transportée par les vibrations du réseau cristallin, ce qui confère au diamant ses propriétés thermiques

remarquables. Aujourd'hui, le diamant synthétique est utilisé comme substrat pour les circuits intégrés de haute puissance et pour les diodes laser.

Céramiques: Certaines céramiques techniques, telles que l'alumine (Al_2O_3) ou le nitrure d'aluminium (AlN), sont utilisées dans des applications spécifiques où l'isolation électrique est requise en plus de la dissipation thermique. Leur conductivité thermique varie selon le type, mais reste généralement inférieure à celle des métaux.

Matériaux composites : Des matériaux composites sont également utilisés afin de combiner plusieurs propriétés avantageuses, parmi lesquels :

- Les pseudo-alliages cuivre-tungstène,
- L'AlSiC (carbure de silicium dans une matrice d'aluminium),
- Le Dymalloy (diamant dans une matrice d'alliage cuivre-argent),
- Le E-Material (oxyde de béryllium dans une matrice de béryllium).[9]

1.3.4. Domaines d'applications des dissipateurs de chaleur :

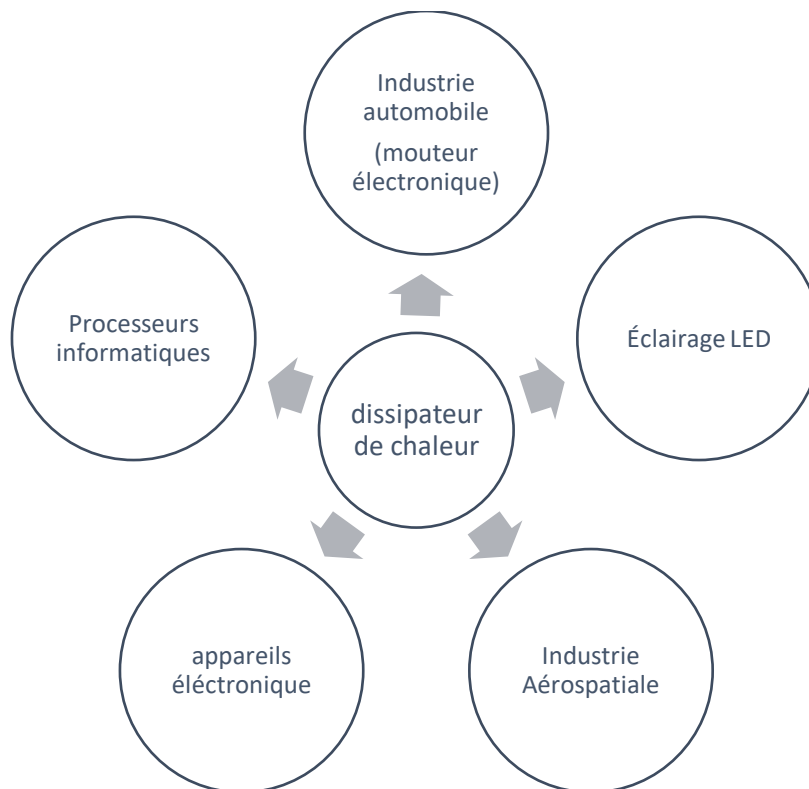


Figure 1.8 : Domaines d'application des dissipateurs [10].

Chapitre 2 : Etat de l'art

2.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous proposons une analyse bibliographique des recherches les plus pertinentes sur la modélisation et l'application de la convection dans divers domaines de l'ingénierie. Notre approche consiste à identifier les systèmes thermiques en mettant en avant les principaux fluides caloporteurs et les méthodes utilisées pour optimiser le transfert de chaleur. Nous accordons une attention particulière aux systèmes de dissipateurs de chaleur couramment employés dans le refroidissement électronique. À la suite de cette analyse, nous classifions les études comme suit :

2.2. Systèmes thermiques et méthodes d'amélioration du transfert thermique

En pratique, la convection trouve son application dans diverses industries où la dissipation de la chaleur est essentielle. Les principaux travaux consultés sont listés ci-dessous :

2.2.1. Systèmes thermiques intégrant des chicanes ou des ailettes pour améliorer le transfert thermique

Un déflecteur (chicane) est un dispositif (obstacle) placé dans un fluide pour contrôler l'écoulement et, par conséquent, le flux thermique. Il génère des turbulences pour améliorer le mélange du fluide et peut également augmenter la surface de contact fluide/structure améliorant ainsi l'échange thermique. En revanche, une ailette est un élément métallique fin et relativement long ajouté au système. Elle est utilisée dans les systèmes de dissipation thermique pour accroître la surface d'échange thermique conductif et convectif.

Les systèmes à chicanes ou à ailettes peuvent être utilisés dans les systèmes thermiques utilisant des fluides ou des nanofluides et la littérature sur ces systèmes est très riche, on note par exemple :

Les auteurs [11] ont analysé numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans un système thermique présentant un obstacle sous la forme d'une sphère refroidie par air. Deux cas ont été étudiés : une sphère isotherme unique et deux sphères, chacune ayant une surface à flux de chaleur constant, avec des valeurs du nombre de Grashof (Gr) testées allant de 10 à 10^7 . En s'appuyant sur une méthode précise développée par Bejan et al., les auteurs ont

examiné les champs thermique et dynamique. Il a été constaté que le transfert de chaleur dans la sphère isotherme est renforcé par une flottabilité accrue et des gradients de température plus marqués. Pour les sphères à flux thermique constant, le nombre moyen de Nusselt varie de 60,4 % à 98,6 % de celui de la sphère isotherme, en fonction de Gr . La corrélation proposée comble une lacune dans la prédiction du transfert de chaleur dans les configurations étudiées, ce qui est essentiel pour le refroidissement dans divers systèmes industriels.

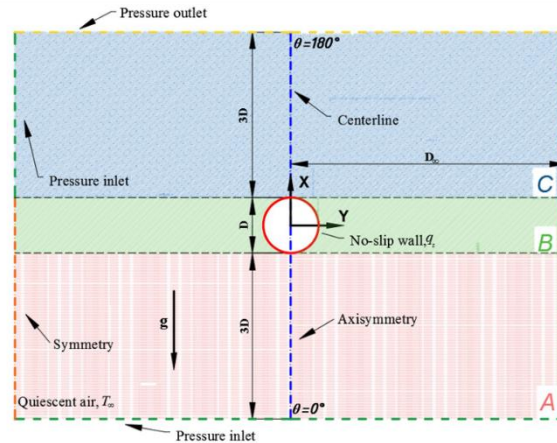


Figure 2.1. Représentation schématique du domaine de calcul [11].

Les auteurs [12] ont examiné numériquement un dissipateur de chaleur composé de composants électroniques, sous forme de chicanes (*baffles*) emballées dans une cavité carrée bidimensionnelle, refroidies par un fluide non newtonien. L'effet des chicanes sur le transfert de chaleur convectif a été examiné, avec une attention particulière portée à l'impact de paramètres clés tels que le nombre de Richardson (Ri), le nombre de Reynolds (Re) et l'écart de chicane (bg), variant de 0,2 à 0,6. Trois indices de loi de puissance (0,5, 1,0 et 1,5) ont également été étudiés. Il a été constaté qu'une augmentation du nombre de Richardson entraîne une augmentation du nombre moyen de Nusselt (Nu_{moy}), ce qui améliore le transfert de chaleur. De plus, élargir l'espace entre les chicanes intensifie le flux de chaleur dans la cavité, augmentant ainsi la température du fluide.

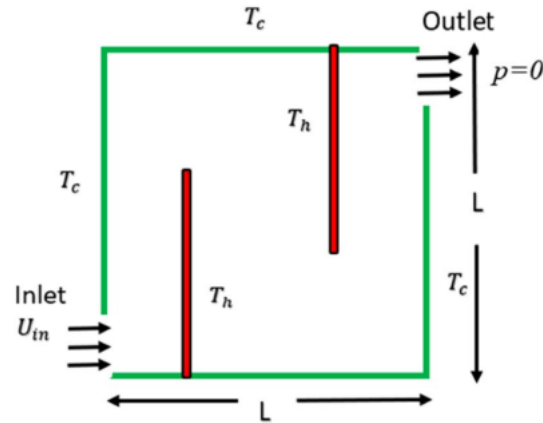


Figure 2.2. Structure physique du problème étudié dans la référence [12].

Henniche et Korichi [13] ont discuté de l'importance d'améliorer le transfert de chaleur dans les systèmes thermiques, en se concentrant particulièrement sur le rôle des chicane dans l'amélioration de l'efficacité et l'allongement de la durée de vie des composants. Les chicanes sont des composants structurels utilisés dans diverses applications industrielles, facilitant un meilleur mélange des fluides et un meilleur transfert de chaleur. L'étude souligne que la plupart des systèmes thermiques connaissent des phases transitoires qui impactent leurs performances. La recherche a examiné les effets de diverses formes de chicanes sur les taux de transfert de chaleur, l'efficacité et les facteurs de friction lors de scénarios de convection mixte et forcée. Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds et du rapport de blocage, tout en diminuant le nombre de Grashof, peut considérablement améliorer le transfert de chaleur. Les améliorations les plus substantielles ont été notées avec des chicanes inclinées à 45° en écoulement forcé (jusqu'à 850% d'augmentation) et des chicanes transversales en écoulement mixte (2,8 fois l'amélioration). Leur étude sert de ressource aux chercheurs cherchant à explorer différentes conceptions de déflecteurs et fluides dans les applications thermiques.

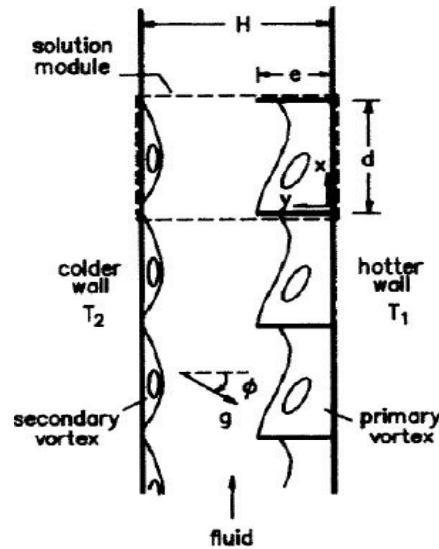


Figure 2.3. Canal vertical à plaques parallèles avec chicanes [13]

Les auteurs [14] ont analysé la convection naturelle dans un système thermique qui consiste de cavité en forme de U remplie de nanofluid de CuO-eau, en analysant l'effet du rapport d'aspect et de la forme du déflecteur (chicane) sur le transfert de chaleur. À l'aide de la méthode des volumes finis et de l'algorithme SIMPLE, l'impact de divers paramètres, notamment le nombre de Rayleigh (Ra) (10^4 à 10^6), le rapport d'aspect ($Ar = 0,4$ à $0,6$) et la fraction volumique des nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0,05$), est évalué. Les résultats montrent qu'une augmentation du Ra , une fraction volumique de nanoparticules plus élevée et un allongement du rapport hauteur/largeur améliorent le transfert de chaleur, comme en témoigne l'augmentation des nombres moyens de Nusselt. Le déflecteur en forme de T s'avère particulièrement efficace pour optimiser le transfert de chaleur par rapport à d'autres formes. Bien que le changement de rapport d'aspect n'affecte pas significativement les modèles d'écoulement, un rapport plus élevé conduit à des taux de transfert de chaleur améliorés.

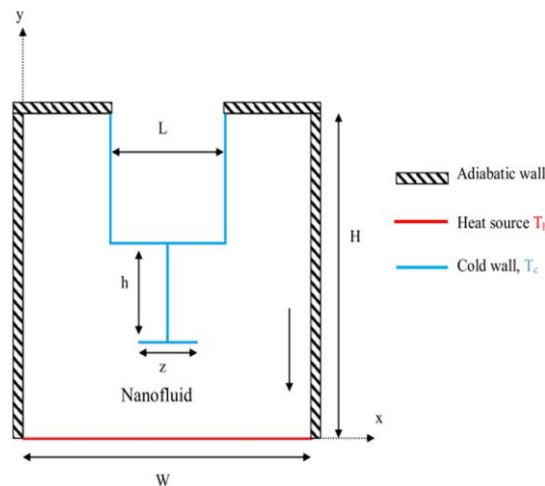


Figure 2.4. Schéma et conditions aux limites de l'étude de cas [14].

2.2.2. Systèmes thermiques à cavité entraînée pour la dissipation de chaleur

L'écoulement du fluide dans un système de dissipation à cavité entraînée peut influencer la dissipation de chaleur en améliorant le transfert thermique à travers les parois du système. L'intégration de chicanes ou d'ailettes dans un tel dispositif peut accroître l'efficacité de la dissipation thermique en favorisant le mélange et en optimisant les échanges thermiques. De tels systèmes ont été étudiés, par exemple :

Les auteurs [15] ont examiné la dynamique de l'écoulement et le transfert de chaleur dans une cavité à double couvercle de rapport de forme $L/H = 1/4$, contenant des blocs chauffés iso-périmétriques de différentes formes. L'objectif est d'identifier la forme optimale pour améliorer le transfert de chaleur dans cette configuration de dissipateur, où les couvercles se déplacent en sens opposé. L'étude couvre divers régimes de convection, incluant la convection naturelle, forcée et mixte, en utilisant un ensemble d'équations aux dérivées partielles couplées qui prennent en compte les propriétés rhéologiques des fluides à loi de puissance. Les résultats incluent le calcul de l'énergie cinétique et du nombre moyen de Nusselt (Nu_{moy}), révélant que le bloc circulaire est supérieur aux autres formes en termes d'efficacité de transmission de chaleur.

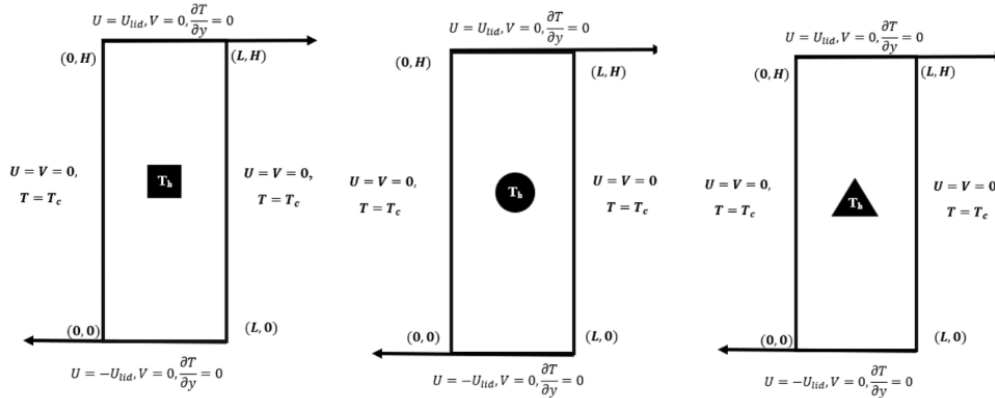


Figure.2.5. Schéma de principe des blocs chauffés iso-périmétriques [15].

Mst. Umme Mahmuda Maya, Md. Nur Alam et Ahmed Refaie Ali [16] ont étudié l'impact d'une source de chaleur rectangulaire sur l'écoulement de convection hybride magnétohydrodynamique dans une cavité entraînée par un couvercle. Les paramètres clés analysés incluent la taille de la source de chaleur, l'intensité du champ magnétique et l'absorption/génération de chaleur. Il a été constaté qu'une augmentation de la taille de la source de chaleur réduit le nombre moyen de Nusselt le long de la paroi chauffée, tout comme une intensité de champ magnétique plus élevée et une génération de chaleur accrue, tandis que

l'absorption de chaleur a un effet inverse. La distribution de la température est illustrée par des isothermes, et les champs d'écoulement sont présentés à travers des lignes de courant, permettant de visualiser les directions du transfert de chaleur dans les scénarios de convection. De plus, l'impact de l'emplacement et de la hauteur des cloisons est étudié en tenant compte de divers nombres de Richardson, avec des résultats qui s'inscrivent dans le cadre des travaux publiés précédemment.

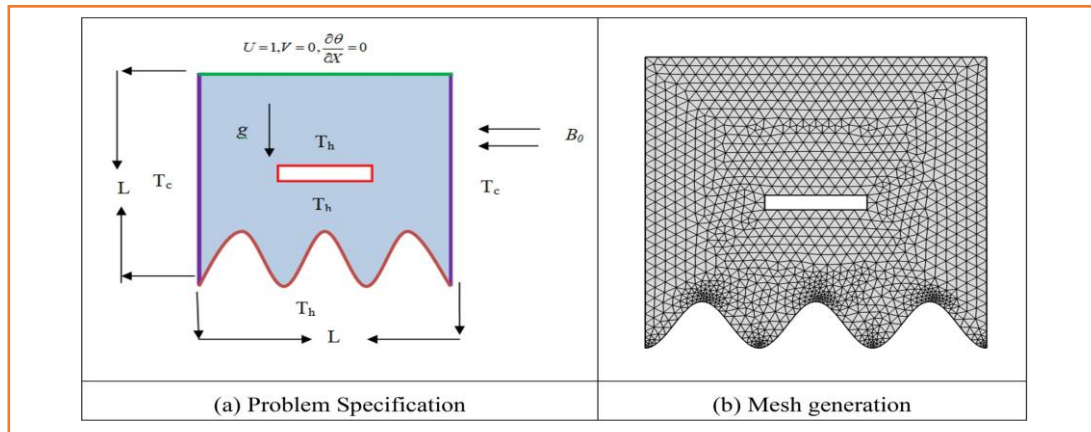


Figure 2.6. Configuration étudiée dans [16].

Tanmay Basak et al. [17] ont étudié l'influence du chauffage uniforme et non uniforme de la paroi inférieure sur les flux de convection mixte dans une cavité carrée. Dans cette investigation, la paroi inférieure est chauffée de manière uniforme et non uniforme, tandis que les deux parois verticales sont maintenues à une température froide constante et que la paroi supérieure est isolée et en mouvement à une vitesse uniforme. L'étude complète des effets du nombre de Grashof (Gr) révèle que la force de circulation augmente avec la valeur de Gr , indépendamment des nombres de Reynolds (Re) et de Prandtl (Pr). Lorsque Gr augmente, une transition se produit entre un écoulement dominé par la conduction et un écoulement dominé par la convection à $Gr = 5 \times 10^3$ et $Re = 1$ pour $Pr = 0,7$. L'analyse détaillée des motifs d'écoulement montre que la convection naturelle ou forcée dépend des paramètres Gr et Pr . À mesure que Re passe de 1 à 10^2 , on observe une transition de la convection naturelle à la convection forcée, particulièrement pour des valeurs élevées de Gr ($Gr = 10^5$), où la convection naturelle domine jusqu'à $Re = 10$, après quoi la convection forcée devient prédominante. En augmentant Pr de 0,015 à 10 pour des valeurs fixes de Re et Gr ($Gr = 10^3$), la force d'inertie se renforce progressivement, tandis que l'intensité de la circulation secondaire diminue. Le graphique du nombre local de Nusselt (Nu_l) montre que le taux de transfert de chaleur est très élevé sur les bords de la paroi inférieure en cas de chauffage uniforme, tandis qu'il diminue au centre. En revanche, pour le chauffage non uniforme, le taux de transfert de chaleur est inférieur sur les bords. Il est également observé que Nu_l présente un comportement non monotone dans les deux cas de chauffage pour $Re = 10$ à des valeurs élevées de Pr . Le graphique du nombre moyen de Nusselt pour les parois gauche et droite montre une inflexion à $Gr =$

10^4 pour les valeurs les plus élevées de Pr . Ainsi, il est difficile d'obtenir une corrélation de loi de puissance pour le nombre moyen de Nusselt dans les effets de convection mixte à des valeurs élevées de Pr .

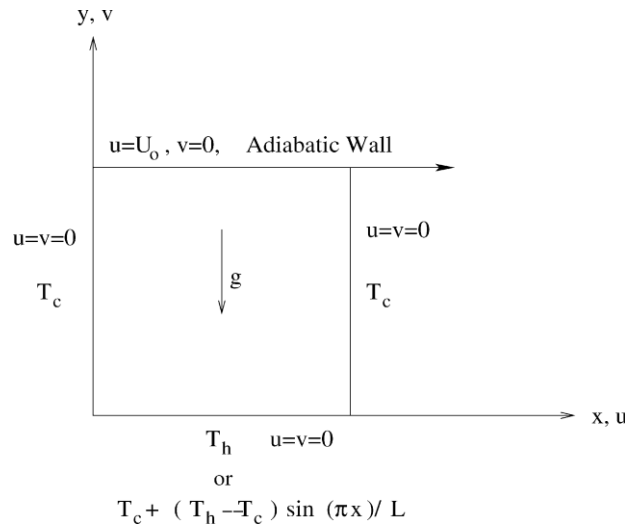


Figure 2.7. Diagramme schématique du système physique [17].

2.3. Systèmes de refroidissement sous forme de canaux ou de cavités simples, avec et sans composants ajoutés

Une revue de la littérature permet de classer ces systèmes en :

2.3.1. Systèmes de refroidissement sous forme de canal simple

Yih Nen Jeng and Jiann Lin Chen Win Aung [18] ont étudié numériquement le problème de la convection mixte dans un canal vertical avec des températures de paroi asymétriques, y compris des situations de renversement d'écoulement. Les plages des paramètres étudiés sont $0 \leq r_t \leq 1$, $1 \leq Re \leq 1000$ et $0 \leq Gr/Re \leq 500$. Les résultats numériques, avec la coordonnée longitudinale mise à l'échelle par le nombre de Reynolds (Re), montrent que les solutions des champs de vitesse et de température deviennent indépendantes de Re lorsque $Re > 150$, même en présence de renversement d'écoulement. Cependant, ces solutions dépendent de r_t et de Gr/Re . Des corrélations sont proposées pour la distribution de la température moyenne et les nombres de Nusselt locaux le long des parois chaude et froide.

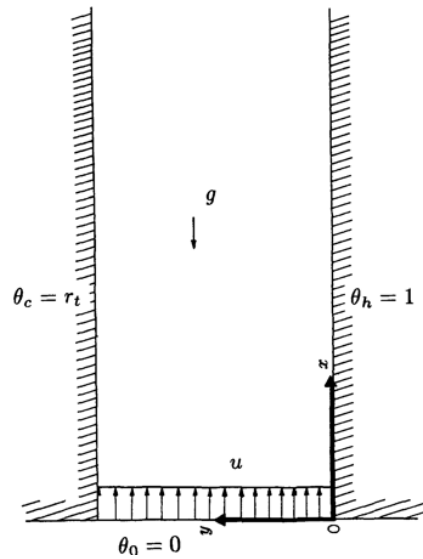


Figure 2.8. Modèle physique de la convection mixte dans un canal vertical [18].

Uysal Gedik et Chamkha [19] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection et la génération d'entropie du nano-fluide hybride diamant-Fe₃O₄/eau dans un mini-canal rectangulaire sous des conditions d'écoulement laminaire. Les fractions volumiques des nanoparticules varient de 0,05 % à 0,20 % et les nombres de Reynolds de 100 à 1000. Les résultats montrent qu'un ajout de 0,2 % de nanoparticules de diamant-Fe₃O₄ améliore le coefficient de transfert de chaleur convectif de 29,96 % à Re = 1000, surpassant les nano-fluides conventionnels comme le diamant/eau et Fe₃O₄/eau. Pour le nano-fluide hybride, le taux de génération d'entropie total est le plus bas à 0,20 % de fraction volumique jusqu'à Re = 600, tandis qu'il atteint son maximum à Re = 800. Les taux minimaux de génération d'entropie pour le nano-fluide diamant-Fe₃O₄/eau et le diamant/eau se produisent à des nombres de Reynolds différents, illustrant l'influence de la fraction volumique des nanoparticules sur la génération d'entropie.

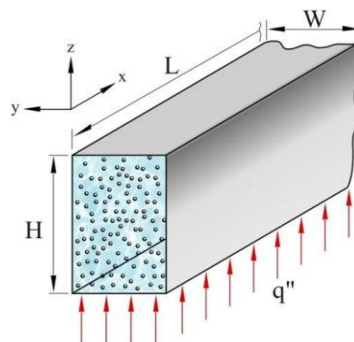


Figure 2.9. Vue schématique du mini-canal [19].

2.3.2. Systèmes de refroidissement sous forme de cavité simple

Süleyman Cengizci [20] a présenté des simulations par éléments finis stabilisés des phénomènes de convection thermique naturelle et mixte dans des enceintes carrées soumises à de forts champs magnétiques uniformes appliqués perpendiculairement aux parois verticales. La méthode de Galerkin est souvent sujette à des oscillations non physiques dans des écoulements dominés par la convection, en particulier à des nombres de Hartmann élevés ($0 \leq Ha \leq 100$) et de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^8$). Pour surmonter ces défis, l'auteur met en œuvre des techniques de stabilisation, notamment les formulations streamline-upwind/Petrov-Galerkin et pression-stabilisant/Petrov-Galerkin. La discrétisation temporelle est réalisée avec la méthode d'Euler en arrière, et les systèmes non linéaires sont linéarisés à chaque pas de temps à l'aide de la méthode de Newton-Raphson. Les solveurs d'écoulement, développés dans le cadre FEniCS, sont testés sur un large éventail de conditions aux limites thermiques. Les simulations numériques montrent que la formulation proposée fonctionne efficacement à des nombres de Hartmann et de Rayleigh élevés sans instabilités numériques significatives. De plus, elle utilise des maillages uniformes et des éléments linéaires, ce qui améliore l'efficacité computationnelle. Les analyses de convergence des maillages confirment également la fiabilité des résultats numériques obtenus.

Marfouk, Mansour, Hasnaoui, Amahmid et Hasnaoui [21] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité poreuse remplie de nanofluides, en analysant les effets du mouvement brownien et de la thermophorèse selon le modèle de Buongiorno. À l'aide du modèle de Darcy-Brinkman, il simule le transfert de quantité de mouvement sous l'influence d'un champ magnétique horizontal. Deux segments chauffants situés sur les parois gauche et inférieure réchauffent la cavité, tandis que la paroi droite est maintenue à une température constante et les autres surfaces sont isolées. Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de distributions de concentration, ainsi que de nombres de Nusselt locaux et moyens. Les paramètres clés étudiés incluent le nombre de Rayleigh, le nombre de Darcy, le nombre de Hartmann, ainsi que les paramètres de thermophorèse et de mouvement brownien. L'augmentation du nombre de Rayleigh améliore le transfert de chaleur et réduit l'inhomogénéité de la distribution des nanoparticules, alors qu'un champ magnétique plus intense a un effet inverse. De plus, les paramètres de thermophorèse et de mouvement brownien influencent davantage le nombre de Sherwood que le nombre de Nusselt.

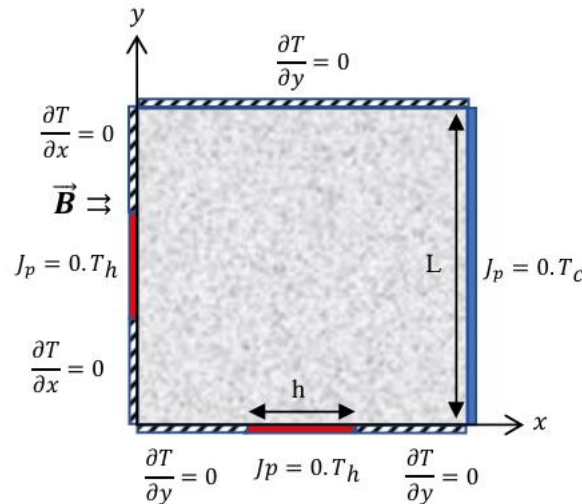


Figure 2.10. Problème physique [21].

2.3.3. Systèmes de refroidissement sous forme de canal avec la présence de composants

Bensouici et Bensouici [22] ont étudié numériquement le refroidissement par convection forcée de deux sources de chaleur identiques montées dans un canal horizontal. Quatre facteurs sont examinés : le nombre de Reynolds, la distance de séparation, la hauteur et la largeur des composants, afin d'analyser la structure d'écoulement et le transfert de chaleur dans le canal. La méthode de minimisation de la génération d'entropie (EGM) est utilisée pour optimiser le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide. Le champ d'écoulement est régi par les équations de Navier-Stokes, tandis que le champ thermique est décrit par l'équation de l'énergie. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER sont utilisés pour résoudre les équations de continuité, de moment, d'énergie et de génération d'entropie. Les résultats montrent que le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation des paramètres suivants : nombre de Reynolds, distance de séparation, hauteur et largeur des composants. Toutefois, ces paramètres augmentent également la génération totale d'entropie, ce qui entraîne une dégradation de l'énergie du ventilateur. Les valeurs optimales pour la distance de séparation, la hauteur et la largeur de la source de chaleur sont : $(S_{\text{opt}} = 1$ avec $W = 0,25$, $C = 0,25$, $Re = 50$, $\eta = 1,134$), $(C_{\text{opt}} = 0,3$ avec $W = 0,25$, $S = 0,25$, $Re = 100$, $\eta = 0,895$) et $(W_{\text{opt}} = 0,1$ avec $S = 0,25$, $C = 0,25$, $Re = 200$, $\eta = 1,004$), où η est le facteur d'optimisation ($= \text{Num}/S^*$) défini comme le rapport entre le nombre de Nusselt et la génération totale d'entropie. Finalement, la configuration optimale pour maximiser le transfert de chaleur et minimiser la génération d'entropie est obtenue à $Re = 50$, $S = 1$, $C = 0,25$ et $W = 0,25$.

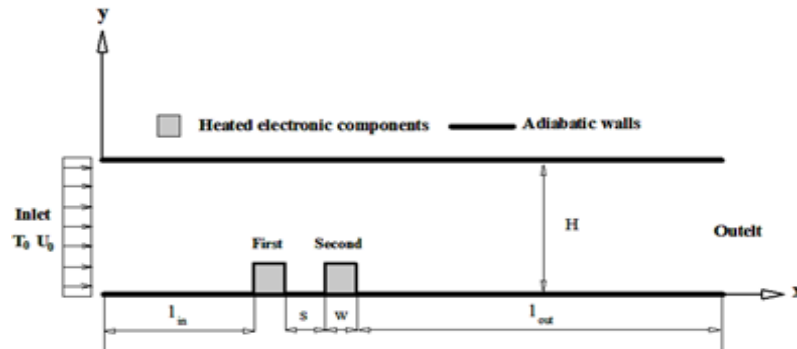


Figure 2.11. Schéma du problème [22].

2.4. Les dissipateurs de chaleur proprement dits

Dans la pratique, la convection est essentielle pour le refroidissement des équipements, en particulier dans les systèmes de refroidissement des circuits électroniques, où elle peut dissiper efficacement la chaleur générée par des composants densément emballés. Les principaux travaux consultés sont listés comme suit :

Les auteurs [23] ont présenté une étude de synthèse sur l'efficacité de diverses conceptions de dissipateurs thermiques pour dissiper l'excès de chaleur des équipements industriels. Elle résume les recherches antérieures visant à améliorer les performances thermiques des dissipateurs, essentielles pour maintenir des températures de fonctionnement optimales. L'accent est mis sur les techniques d'amélioration de la conception hydrothermale, en analysant spécifiquement les ailettes à broches, les ailettes plates, les microcanaux et les dissipateurs thermiques optimisés par topologie. De plus, l'étude explore comment des facteurs tels que l'orientation, la géométrie, la perforation des ailettes, ainsi que l'agencement et l'espacement influencent les performances thermiques dans des conditions de convection libre et forcée.

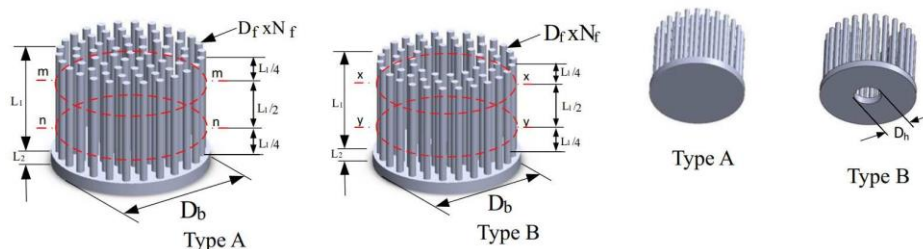


Figure 2.12. : Schéma d'une configuration d'ailettes à broches [23].

Les auteurs [24] ont présenté le projet de refroidissement électronique sur l'optimisation des dissipateurs thermiques. Les auteurs, retracent une série de publications de 2006 à 2012 sur les processus de moulage, d'usinage et de soudage utilisant la technologie Pin-Fin (de dissipateur

de chaleur). De 2011 à 2015, le projet a évolué vers le développement d'un dissipateur thermique combiné cuivre-aluminium destiné aux applications sous-marines, accompagnée d'analyses de risques concernant cette nouvelle conception. L'article met en avant un modèle innovant pour le processus d'optimisation, allant de la coulée au traitement final. Il intègre une modélisation mathématique pour analyser les taux de dissipation d'énergie, avec ANSYS Fluent utilisé pour la simulation et l'implémentation du terme source en tant que sous-programme. Cette intégration est essentielle pour la conception et l'optimisation des dissipateurs thermiques dans les applications SCI.



Figure 2.13. (a) Dissipateur thermique typique basé sur Al pour Intel P4_Standard (b) Domaine de calcul pour P4_Special [24].

Les auteurs [25] ont exploré une méthode innovante pour améliorer le transfert de chaleur dans les microcanaux en utilisant le renouvellement périodique des couches limites, à travers un dissipateur thermique à microcanaux avec des ailettes hexagonales modifiées. Des expériences comparatives entre cette conception et des microcanaux traditionnels à ailettes en plaques montrent que les microcanaux à ailettes hexagonales modifiées offrent des performances supérieures en termes de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide, malgré une zone de transfert de chaleur réduite. L'étude évalue des paramètres clés tels que le facteur d'amélioration du transfert de chaleur et la pénalité de chute de pression, soulignant l'efficacité de cette conception modifiée pour une gestion thermique optimisée.

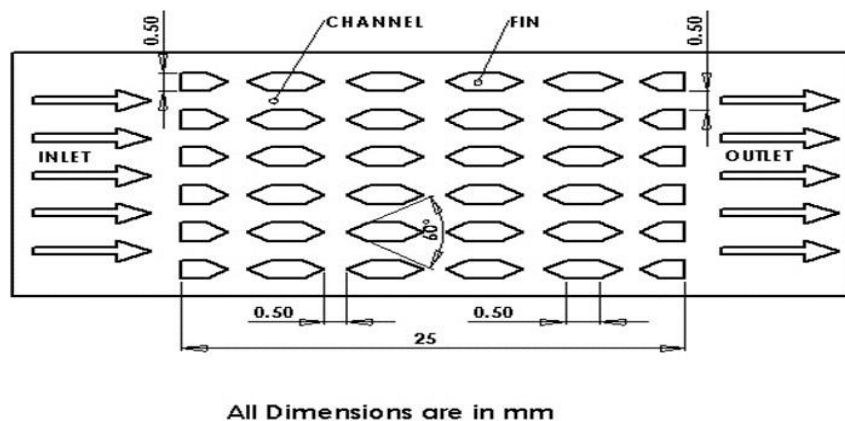


Figure 2.14. Dissipateur thermique à micro-canaux à ailettes hexagonales modifié [25].

Les auteurs [26] ont analysé une puce avec un dissipateur thermique utilisant différents fluides de refroidissement : air, eau et huile moteur, à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Les résultats montrent que l'eau offre un taux de transfert de chaleur supérieur de 9,5 % à celui de l'air et de 1,4 % à celui de l'huile moteur au même nombre de Reynolds. La dissipation de puissance augmente de 1,45 % avec une hauteur d'ailette de 55 mm, et le transfert de chaleur est amélioré de 2,10 % en augmentant l'épaisseur des ailettes. De plus, la longévité des puces avec une hauteur d'ailette de 55 mm est de 2,06 % supérieure à celle des ailettes de 35 mm. Ces résultats démontrent que l'utilisation de l'eau comme fluide de refroidissement, avec des dimensions optimales des ailettes, améliore significativement la fiabilité et l'efficacité du transfert de chaleur par rapport à l'air et à l'huile moteur.

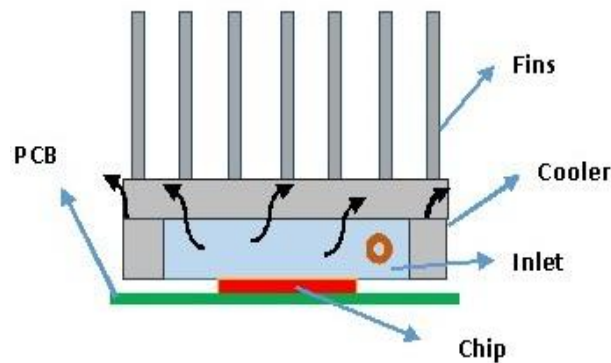


Figure 2.15. Puce électronique avec dissipateurs de chaleur [26].

Les auteurs [27] ont examiné l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur de l'eau dans un dissipateur thermique à micro-canaux trapézoïdaux, en utilisant un modèle tridimensionnel avec des propriétés variables. Quatre configurations d'entrée/sortie et trois scénarios de chute de pression (5, 10 et 15 kPa) sont testés. La configuration de type A, avec entrée et sortie horizontales au centre des murs nord et sud, présente des performances de transfert de chaleur supérieures, une résistance thermique réduite et une distribution de température plus uniforme dans les solides. L'utilisation de propriétés thermiques dépendantes de la température pour l'eau améliore le transfert de chaleur de 2,73 % à 3,33 %, réduit la résistance thermique de 3,46 % à 5,55 %, et diminue la différence de température du substrat par rapport au flux de chaleur de 3,42 % à 11,15 %. De plus, l'adoption d'une conductivité thermique dépendante de la température pour le silicium accroît le transfert de chaleur de 0,75 % à 2,58 % et diminue la résistance thermique de 1,15 % à 4,97 %. Ces résultats soulignent l'importance des propriétés thermiques variables dans l'optimisation des dissipateurs thermiques à micro-canaux.

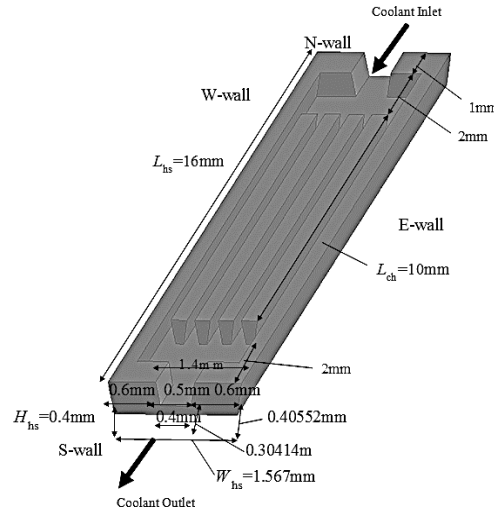


Figure 2.16. Configuration du dissipateur thermique à microcanaux de type A [27].

Les auteurs [28] ont étudié l'impact de l'inversion des microcanaux à l'intérieur d'un dissipateur thermique sur le taux de refroidissement, ainsi que les effets de différentes configurations sur la température maximale et la chute de pression. Plusieurs géométries de microcanaux, incluant des formes circulaires, carrées et triangulaires, ont été analysées pour optimiser la conception des dissipateurs thermiques et minimiser la résistance thermique. Les résultats montrent que l'inversion des canaux permet d'obtenir une distribution de température plus uniforme et réduit significativement les températures maximales. De plus, les microcanaux de forme carrée présentent la plus faible résistance thermique par rapport aux autres géométries, soulignant leur efficacité dans l'optimisation des performances thermiques.

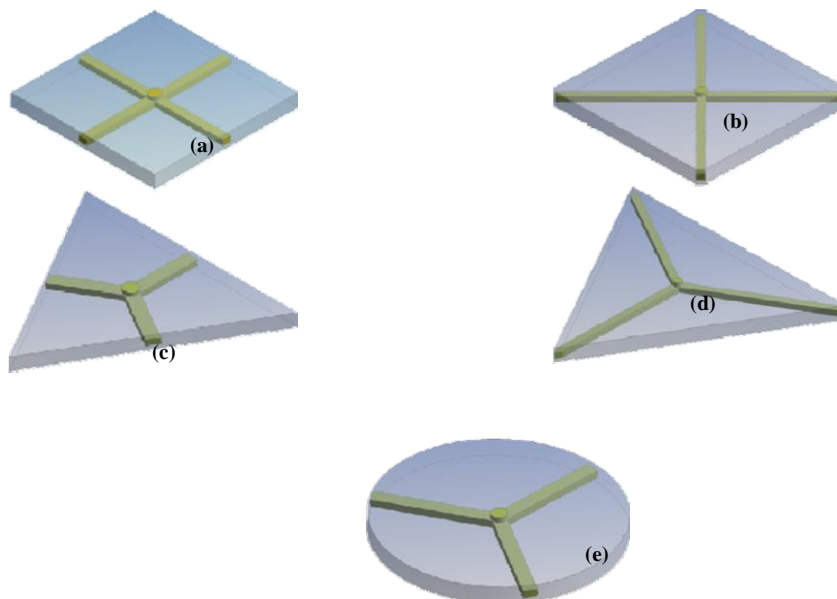


Figure 2.17. Distribution de fluide à l'intérieur du dissipateur thermique sans collecte [28].

Les auteurs [29] ont modélisé des dissipateurs thermiques à micro-canaux avec un rapport hauteur/largeur élevé afin d'identifier la configuration géométrique optimale pour un transfert de chaleur amélioré. Ils mettent en évidence l'impact du développement périodique du flux thermique sur l'efficacité du transfert de chaleur. Bien que de nombreuses conceptions aient été proposées dans la littérature, aucun consensus n'a été atteint concernant la configuration la plus efficace. L'article aborde la validité de la modélisation des dissipateurs thermiques à micro-canaux et optimise les paramètres des dissipateurs à micro-canaux interrompus. Les résultats montrent que l'introduction d'une micro-chambre transversale augmente le nombre moyen de Nusselt tout en réduisant la chute de pression, avec une largeur optimale pour la micro-chambre qui maximise les performances du dissipateur thermique à micro-canaux interrompus.

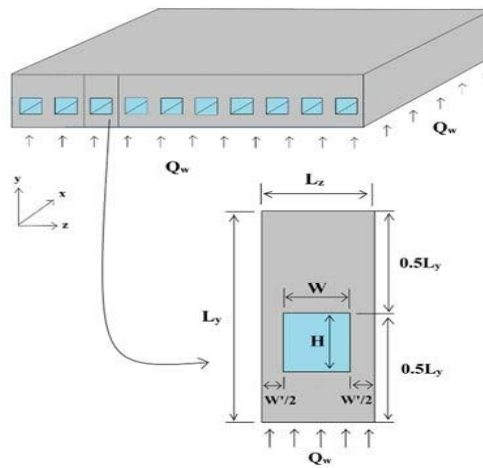


Figure 2.18. Micro-canal rectangulaire interrompu et la cellule unitaire [29].

Les auteurs [30] ont étudié l'ébullition d'écoulement hautement sous-refroidie du HFE 7100 dans deux dissipateurs thermiques à microcanaux, en évaluant différents modèles numériques pour simuler les écoulements d'ébullition. Cinq modèles : Volume de fluide (VOF), ébullition eulérienne, Lee eulérienne, changement de phase thermique eulérienne et mélange ont été comparés aux données expérimentales à l'aide d'ANSYS Fluent pour des simulations tridimensionnelles. Les résultats ont montré que seuls les modèles VOF et eulérien à changement de phase thermique prédisaient les températures moyennes des parois avec moins de 2 % d'erreur. Le modèle VOF a particulièrement bien correspondu aux enregistrements expérimentaux des régimes d'ébullition et des courbes de chaleur. Des changements dans les profils de vitesse ont été identifiés, révélant une distribution asymétrique entre les phases après l'initiation de l'ébullition de nucléation. Cette recherche soutient l'utilisation de l'ébullition en

flux sous-refroidi dans les systèmes de gestion thermique, démontrant une distribution efficace de la température dans le domaine de calcul.

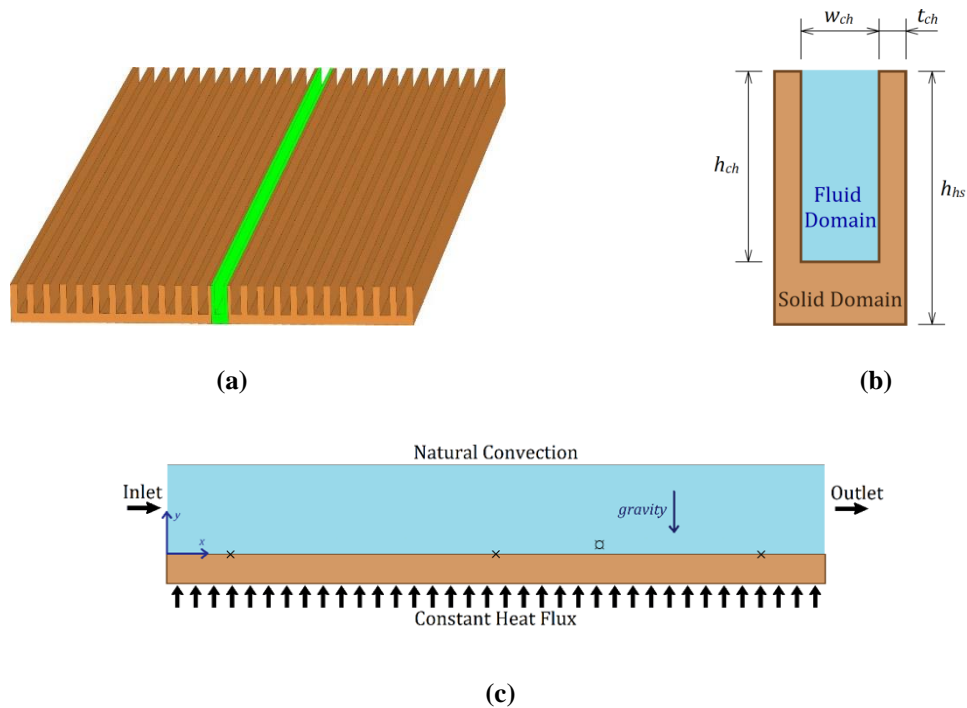


Figure 2.19. a) Schéma du dissipateur thermique à microcanaux en cuivre du HS#1. Le domaine de calcul est mis en évidence. b) Image bidimensionnelle d'une coupe transversale de canal. c) plan médian du microcanal et conditions aux limites principales [30].

Les auteurs [31] ont investi numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide d'un nouveau dissipateur thermique cylindrique doté de mini-canaux hélicoïdaux. Une méthode de volume fini a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes, en analysant les effets de trois paramètres principaux : l'angle hélicoïdal, le rapport hauteur/largeur du canal et le nombre de Reynolds. Les résultats montrent qu'une diminution de l'angle hélicoïdal et une augmentation du rapport d'aspect et du nombre de Reynolds améliorent le coefficient de transfert de chaleur moyen et la perte de charge. L'analyse, basée sur le facteur de performance thermique et la génération d'entropie, révèle qu'un rapport hauteur/largeur optimal de 1,2 permet d'obtenir les meilleures performances du dissipateur thermique à tous les angles d'hélice. Les avantages en termes de performances deviennent plus prononcés à mesure que l'angle hélicoïdal diminue, surtout à des rapports hauteur/largeur inférieurs.

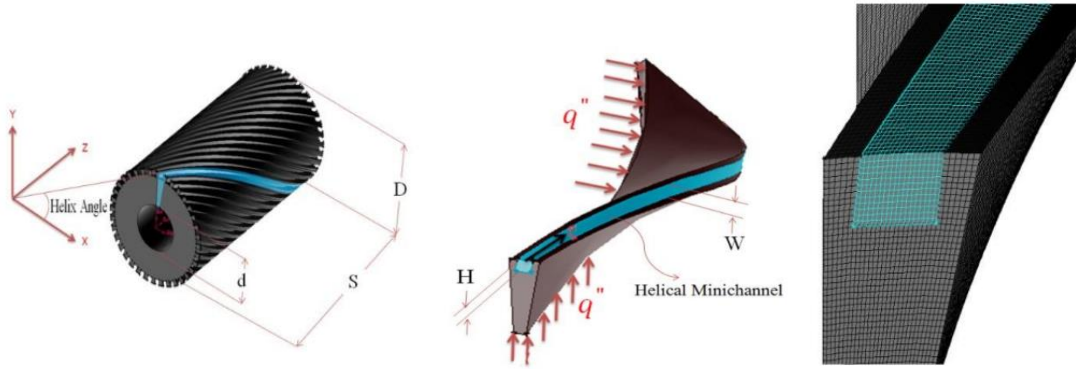


Figure 2.20. (a) Dissipateur thermique cylindrique avec mini-canaux hélicoïdaux (domaine complet), (b) domaine de calcul et (c) vue schématique du maillage tridimensionnel [31].

Les auteurs [32] ont utilisé des réseaux de neurones artificiels pour évaluer le transfert de chaleur dans un dissipateur thermique à mini-canaux avec un nano-fluide alumine/eau. Les modèles de perceptron multicouche (MLP) et de fonction de base radiale (RBF) sont employés, utilisant 60 ensembles de données expérimentales. Les résultats montrent que la technique de recuit simulé a significativement amélioré les performances du réseau RBF, tandis que la structure optimale du MLP a été déterminée par essais et erreurs. Le réseau RBF optimisé a traité plus de données avec moins de 2 % d'erreurs, affichant une erreur relative moyenne de 1,417 %, contre 2,0496 % pour le MLP. Bien que l'optimisation du réseau RBF ait pris plus de 60 minutes, les structures MLP ont été exécutées en moins de 15 minutes. En résumé, les réseaux de neurones artificiels se révèlent efficaces pour simuler ces processus et peuvent réduire considérablement le besoin d'expérimentations longues, le réseau RBF surpassant le MLP en précision tout en nécessitant moins de temps de traitement.

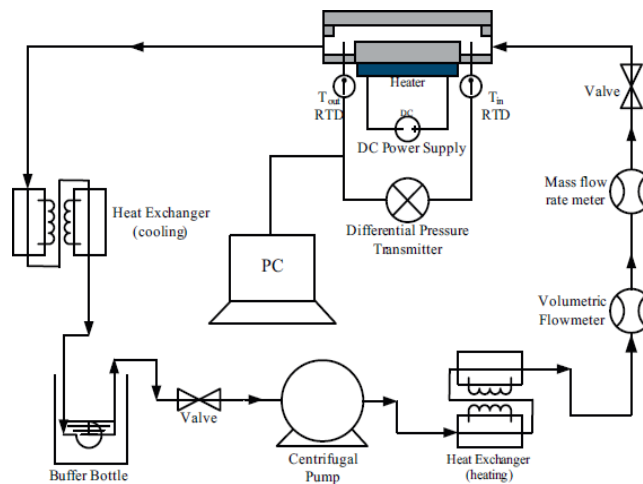


Figure 2.21. Schéma de l'installation expérimentale [32].

Les auteurs [33] ont analysé l'amélioration du transfert de chaleur dans des échangeurs de chaleur à micro-échelle utilisant de l'eau et un nano-fluide d'oxyde d'aluminium dans un micro-canal tridimensionnel avec des passages d'écoulement convergents, en présence d'un champ magnétique. Des simulations ont été réalisées pour un nombre de Hartmann (Ha) de 0 à 20 et une fraction volumique de 0 et 0,02 en régime laminaire. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur par convection et le facteur de frottement augmentent avec l'élévation du nombre de Hartmann, le facteur de frottement pouvant doubler et le coefficient de transfert de chaleur augmentant jusqu'à 20 %. La présence du champ magnétique favorise une vitesse uniforme, entraînant des distributions de température presque homogènes dans les parties fluides et solides du micro-canal, ce qui permet d'éliminer des flux de chaleur plus élevés dans des limites de température sécuritaires. Cependant, bien que le transfert de chaleur s'améliore avec le champ magnétique, son efficacité diminue à mesure que le champ augmente, suggérant qu'il n'y a pas de justification pour des augmentations supplémentaires selon les perspectives d'efficacité énergétique. De plus, l'effet du champ magnétique sur le profil de vitesse diminue avec l'augmentation de la convergence des passages, rendant ainsi superflu un champ magnétique élevé pour obtenir un profil de vitesse uniforme et une distribution de température homogène.

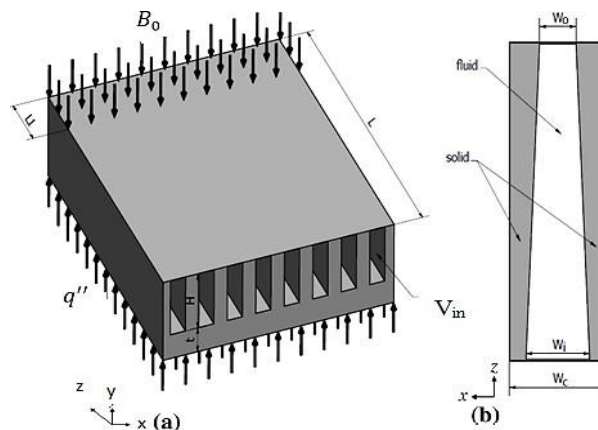


Figure 2.22. (a) Diagramme schématisé et (b) vue de dessus d'un seul canal [33].

Les auteurs [34] ont étudié numériquement le transfert de chaleur, les caractéristiques d'écoulement du fluide et la génération d'entropie d'un nanofluide d'alumine de boehmite s'écoulant à travers un dissipateur thermique cylindrique hélicoïdal à mini-canaux. Le nanofluide est composé de nanoparticules sous forme de plaquettes, cylindres, briques et lames dispersées dans l'eau. L'étude évalue deux nombres de Reynolds ($Re = 114,5$ et $Re = 481,5$) et quatre fractions volumiques de nanoparticules (0 %, 1 %, 2 % et 4 %). Les résultats indiquent que l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules

améliore le transfert de chaleur, le facteur de frottement, la puissance de pompage, le facteur de performance thermique et la génération d'entropie de frottement, tout en réduisant la résistance thermique globale et les générations d'entropie. Le meilleur facteur de performance, d'environ 1,477, a été obtenu pour une concentration de 4 % et un Re de 114,5 avec des nanoparticules de forme plaquettaire. Les performances les plus élevées et les plus faibles en termes de transfert de chaleur et de frottement sont respectivement associées aux nanoparticules en forme de plaquettes et de briques.

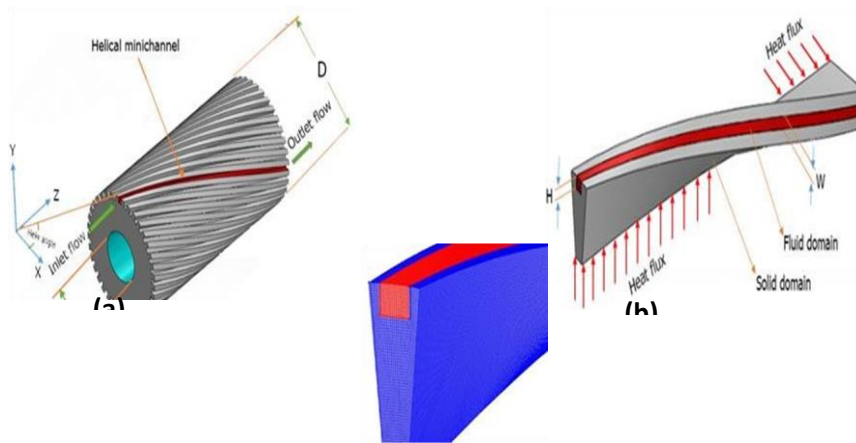


Figure 2.23. (a) Diagramme schématique du dissipateur thermique à mini-canaux hélicoïdaux cylindriques étudié et (b) vue schématique du maillage tridimensionnel [34].

Benyamin Naranjani, Ehsan Roohi, Amin Ebrahimi [35] ont analysé les défis du refroidissement des dispositifs électroniques, en mettant l'accent sur l'utilisation de canaux ondulés et de nano-fluides pour améliorer les performances thermiques des dissipateurs thermiques. Des simulations tridimensionnelles utilisant la méthode des volumes finis ont été réalisées pour analyser le transfert de chaleur conjugué dans les dissipateurs thermiques. L'étude a utilisé des nano-fluides à base d'eau avec des nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3), examinant deux tailles de particules (29 nm et 40 nm) à des fractions volumiques inférieures à 4%. Les résultats ont révélé que le remplacement des canaux droits par des canaux ondulés améliorait le transfert de chaleur de 24 à 36%, mais avec une augmentation de 20 à 31% de la puissance de pompage, entraînant une augmentation nette des performances de 16 à 24%. Dans l'ensemble, la conception proposée a surpassé les systèmes traditionnels refroidis à l'eau à canal droit de 22 à 40%. Des tailles de nanoparticules plus petites ont contribué à une efficacité plus élevée, et les augmentations de température ont été évaluées pour des charges thermiques variables.

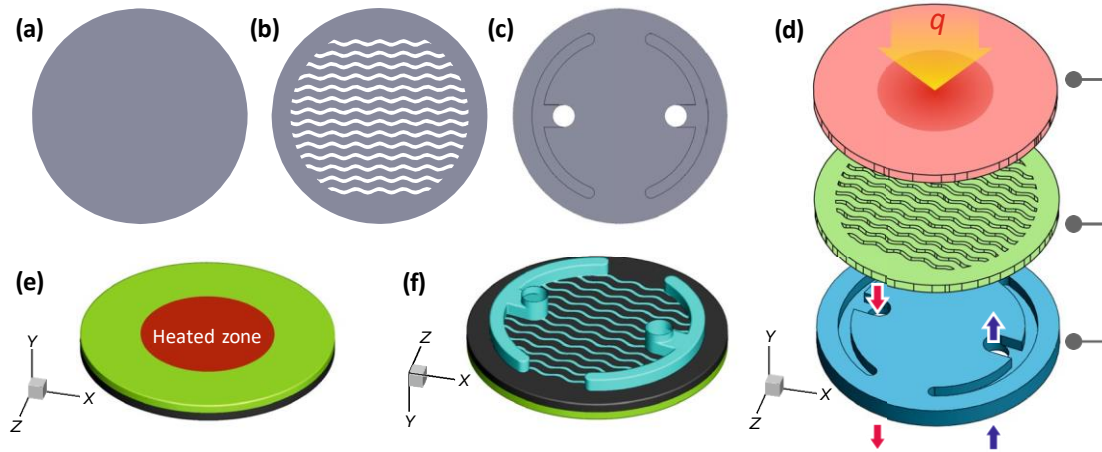


Figure 2.24. Schéma du dissipateur thermique considéré dans le présent travail et le domaine de calcul. La couche supérieure (a), la couche intermédiaire (b) et la couche inférieure (c) sont assemblées pour constituer le dissipateur thermique (d). A un flux thermique uniforme constant est appliqué à une région circulaire sur la surface supérieure de la couche supérieure (la région rouge de la sous-figure (e)). La production de chaleur dans la couche inférieure est négligée comme le montre la sous-figure (f) [35].

Les auteurs [36] ont étudié le transfert de chaleur naturel dans une enceinte carrée contenant un dissipateur thermique et un nanofluide hybride (MWCNT et Fe_3O_4). La paroi droite est maintenue au frais, tandis que la paroi gauche est chaude, et les parois supérieure et inférieure sont thermiquement isolées. Des fentes de différentes épaisseurs ($st = 0,01$ et $0,02$) et longueurs ($s_h = 0,1$ à $0,4$) sont créées pour chaque ailette afin d'optimiser le transfert de chaleur, avec un nombre de Rayleigh variant de 10^3 à 10^6 et une fraction volumique solide ($\phi = 0,02$). De plus, des corps froids circulaires internes sont ajoutés aux extrémités et entre les ailettes, avec un diamètre de $0,05$ et un nombre variant de 2 à 12 . Les résultats numériques montrent que le nombre moyen de Nusselt augmente avec le nombre de Rayleigh, l'épaisseur de la fente et la longueur. La condition optimale, avec une épaisseur de fente de $0,02$ et une longueur de $0,4$, permet d'augmenter le nombre moyen de Nusselt de $37,7\%$ par rapport aux ailettes pleines. La présence de corps internes circulaires améliore la fonction de flux et la distribution des lignes isothermes, avec des augmentations de Nu de 62% pour des corps à l'extrémité des ailettes, $71,5\%$ entre elles, et 78% lorsqu'ils sont présents aux deux endroits.

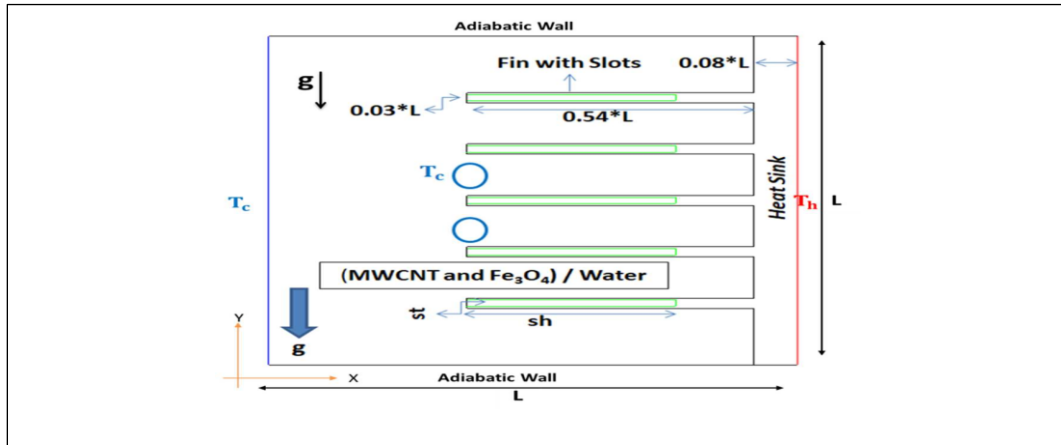


Figure 2.25. Géométrie physique du modèle d'enceinte et de dissipateur thermique [36].

Les auteurs [37] ont étudié expérimentalement l'amélioration des caractéristiques thermiques d'un dissipateur thermique à ailettes en intégrant une chambre à vapeur (VC). Ils analysent l'influence de divers paramètres, notamment le nombre de Reynolds, l'apport de chaleur, le taux de remplissage (FR) et la pression de vide, sur les performances thermiques de la VC. Les résultats montrent que l'utilisation de la chambre à vapeur permet d'obtenir une distribution de température plus uniforme le long de la base du dissipateur, avec des températures globales plus faibles. En revanche, sans la VC, le dissipateur présente une distribution de température inégale, avec des températures élevées concentrées au centre. Une pression de vide de 1 kPa et un taux de remplissage de 50 % sont identifiés comme optimaux pour divers niveaux d'apport de chaleur allant de 10 à 90 W, offrant ainsi les meilleures performances thermiques.

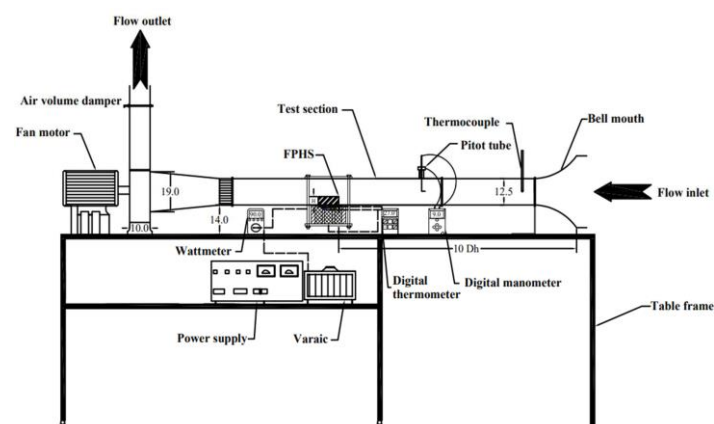


Figure 2.26. Schéma de la configuration expérimentale [37].

Les auteurs [38] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur à l'aide de matériaux à changement de phase microencapsulés dans des mini appareils électroniques et des plafonds

réfrigérés. L'étude se concentre sur le transfert de chaleur convectif dans une suspension de particules de cire de paraffine encapsulées dans une fine couche de Fe_3O_4 , le tout dans un fluide à base d'eau, en utilisant une méthode biphasique Eulérienne-Lagrangienne. En raison du nombre élevé de Biot, une équation de conduction unidimensionnelle transitoire est résolue pour les particules. Les résultats présentent les nombres de Nusselt locaux et moyens pour différents nombres de Reynolds (200, 350 et 500) et des fractions volumiques de PCM allant de 0 à 5 % dans un mini tube annulaire. À une fraction volumique de 0,05, les résultats montrent une augmentation des nombres de Nusselt de 10 % et 12,5 % pour $\text{Re} = 200$ et $\text{Re} = 500$, respectivement, avec des pertes de charge correspondantes de 2 % et 5,5 %. Le coefficient de performance maximal atteint 1,078 à $\text{Re} = 200$ et une fraction volumique de 0,05.

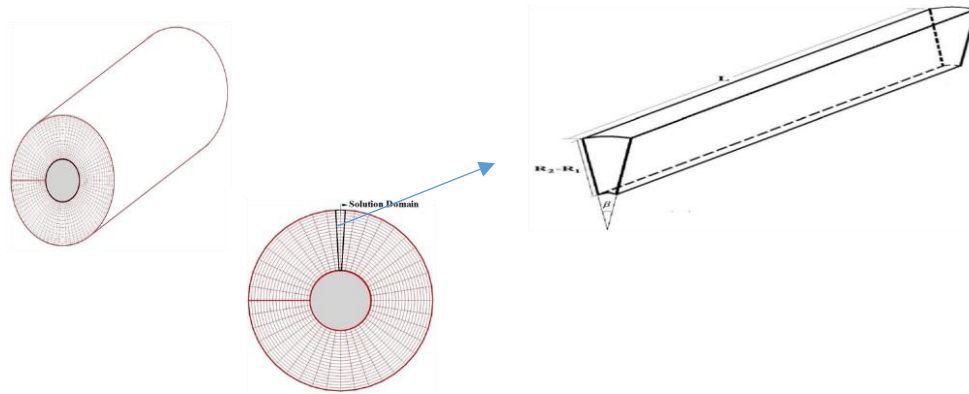


Figure 2.27. La géométrie et le domaine de solution du mini-tuyau contenant de l'eau et des particules de matériau encapsulées [38].

Dexin Wang, Jiali Tao, Jin Lei, Xinyan Qin, Yanqi Wang, Jie Song, Tianming Feng et Yujie Zeng [39] ont proposé un système de refroidissement adaptatif à contrôle variable des canaux (AVCC) utilisant l'algorithme Soft Actor-Critic (SAC) d'apprentissage par renforcement profond pour améliorer l'efficacité du refroidissement dans les stations de contrôle au sol (GCS). Les contributions principales incluent : (1) le développement d'un module de refroidissement distribué avec ventilateurs réglables permettant une structure de refroidissement variable, (2) une plateforme de contrôle de température multi-modules simulant les conditions de génération de chaleur sous six modes de fonctionnement, et (3) une méthode de contrôle sans modèle (AVCC) pour optimiser l'efficacité et l'endurance du refroidissement. Les résultats expérimentaux montrent que la méthode AVCC a réussi à réduire les températures des modules, atteignant 50 °C en 280 secondes, avec une amélioration de 40,4 % de l'efficacité de refroidissement et une réduction de 42,2 % de la consommation d'énergie par rapport à une approche basée sur des règles. Ces résultats fournissent des références précieuses pour la

conception et le contrôle des systèmes de refroidissement dans les équipements électroniques, notamment ceux ayant des formes, tailles et conditions environnementales similaires.

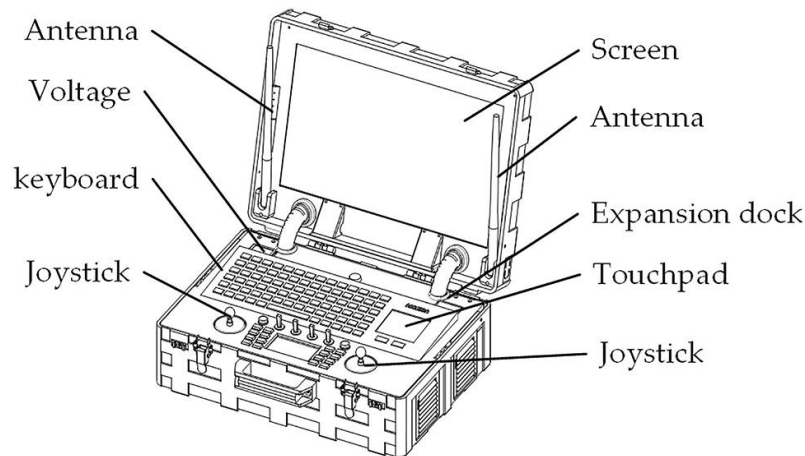


Figure 2.28. Station de contrôle au sol [39].

En fin, Mahmoud G. Abd Elfatah, Osama E. Abd-Ellatif, Ahmed A. A. Attia, Abdelrady O. Elnady [40] ont analysé l'efficacité des nano-fluides pour améliorer la dissipation de chaleur dans les micro-canaux, en mettant en évidence des facteurs cruciaux tels que la concentration, le type et la taille des nanoparticules. Ils examinent diverses géométries de micro-canaux-sinusoïdales, carrées, circulaires et celles avec des structures nervurées-constatant des augmentations significatives de la chute de pression au-delà de 1 vol. concentration en % de nanoparticules. La recherche montre que les canaux divergents-convergents peuvent améliorer le transfert de chaleur tout en minimisant la chute de pression et la puissance de pompage. La plupart des études ont utilisé des mélanges d'eau et d'eau-éthylène glycol avec des nanoparticules d' Al_2O_3 , suggérant la nécessité de poursuivre les recherches sur les fluides et nanoparticules alternatifs. L'accent mis actuellement sur l'écoulement monophasé dans les simulations numériques révèle des opportunités d'explorer les effets d'écoulement multiphasiques, et l'étude limitée sur la forme des nanoparticules et les modèles simplifiés de conductivité thermique indique des domaines de recherche et de raffinement futurs.

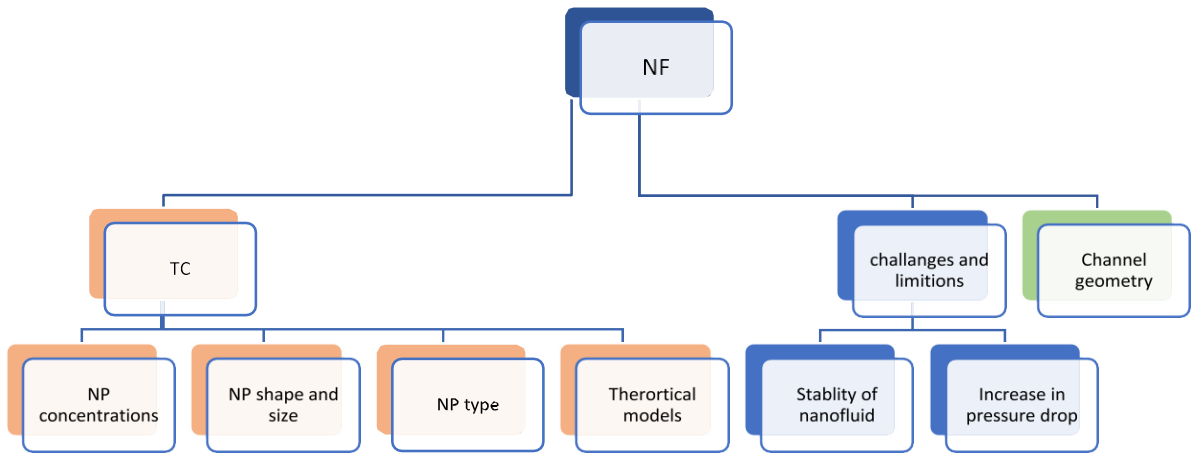


Figure 2.29 : Organigramme étudiant l'effet de la NF [40].

Chapitre 3 : Formulation mathématique du problème de convection et calcul d'un dissipateur

3.1. Introduction

Il est essentiel d'introduire dans ce chapitre la modélisation mathématique du problème de convection (forcée, naturelle ou mixte) appliquée à divers systèmes thermiques pratiques. On peut citer, par exemple, les systèmes de refroidissement, notamment dans les applications électroniques, où un fluide (air, eau, nanofluide, etc.) est contraint de circuler à travers des canaux ou entre les ailettes d'un dissipateur thermique pour évacuer la chaleur générée par les composants. L'objectif de ce chapitre est de décrire le comportement de l'écoulement et le transfert de chaleur à l'aide d'équations aux dérivées partielles, établissant ainsi les bases d'une analyse numérique ultérieure.

3.2. Équations régissant la convection dans un système thermique

Le problème est régi par les équations de Navier-Stokes qui sont données comme suit [41] :

Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (3.1)$$

Equation de conservation de quantité de mouvement :

$$\rho \cdot \frac{d\mathbf{v}}{dt} = -\nabla p + \rho \mathbf{g} + \mu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (3.2)$$

Et l'équation de conservation d'énergie :

$$\rho C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T + \dot{q} \quad (3.3)$$

Où ρ est la densité, μ est la viscosité, C_p est la chaleur spécifique à pression constante, λ est la conductivité thermique, \mathbf{v} est la vitesse, T est la température p est la pression et \dot{q} est la source de chaleur volumétrique générée (dissipée).

3.2.1 Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier le problème, nous avons développé des hypothèses :

- Le fluide est incompressible et newtonien (ρ constant).

- Les propriétés thermo-physiques (viscosité dynamique, conductivité thermique, capacité thermique, etc.) sont supposées constantes.
- L'écoulement est, stationnaire ($\partial/\partial t=0$) et en régime laminaire
- Le rayonnement thermique est négligé.
- Il n'y a pas de génération de chaleur volumique dans le fluide.
- La gravité est négligée dans l'analyse de l'écoulement horizontal.
- Les conditions à l'entrée sont uniformes (vitesse et température constantes)

3.2.2. Les équations régissant le problème de convection forcée

En tenant compte des hypothèses formulées ci-dessus, on a :

Équation de continuité (conservation de la masse)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

Équations de Navier-Stokes en 3D (conservation de la quantité de mouvement)

Direction x

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.5a)$$

Direction y

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.5b)$$

Direction z :

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.5c)$$

Équation de l'énergie (conservation de la chaleur)

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

Où :

- u, v, w sont les composantes de la vitesse dans les directions x, y, z ,
- ρ est la masse volumique du fluide,
- μ est la viscosité dynamique,
- p est la pression,
- C_p est la capacité thermique massique,

- T est la température,
- λ est la conductivité thermique.

Il est important de noter que les équations précédentes sont formulées sans inclure de terme de force de volume. Celles-ci sont utilisées pour modéliser le **problème de convection forcée**.

3.2.3. Les équations régissant le problème de convection naturelle

Dans le cas de la **convection naturelle**, il est nécessaire d'ajouter le terme de force de flottabilité thermique, qui doit être approximé selon l'approximation de Boussinesq [41].

$$\rho = \rho_0 \beta_T (T - T_0)$$

Où :

- T_0 est la température à un état de référence « 0 ».
- ρ_0 est la masse volumique du fluide à l'état de référence « 0 ».
- β_T est le coefficient de dilatation thermique.

Les équations régissant la convection naturelle sont :

Équation de continuité (conservation de la masse)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

Équations de Navier-Stokes en 3D (conservation de la quantité de mouvement)

Direction x

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.8a)$$

Direction y

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.8b)$$

Direction z :

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho_0 \beta_T (T - T_0) g \quad (3.8c)$$

Équation de l'énergie (conservation de la chaleur)

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.9)$$

Avec

- g : est la gravité.

3.3. Forme adimensionnelle des équations

3.3.1. Définition des nombres adimensionnels :

- Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho U L}{\mu} \quad (3.10)$$

- Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h L}{\lambda} \quad (3.11)$$

- Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (3.12)$$

- Nombre de Grashof

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \quad (3.13)$$

Notons que le produit $Gr \cdot Pr$ est utilisé en convection naturelle. Tandis que, Re est utilisé en convection forcée [42].

3.3.2. Convection forcée :

Les équations régissant la convection forcée (3.4) – (3.6) sont utilisées pour résoudre les problèmes d'écoulement de **convection forcée**, en particulier dans les petites vitesses. Mais pour des vitesses élevées, il est préférable d'utiliser des équations non dimensionnelles. Les dimensions seront plus faciles à résoudre et les fonctionnalités seront plus faciles à trouver :

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{L} \quad , \quad Y = \frac{y}{L} \\ U &= \frac{u}{u_\infty} \quad , \quad V = \frac{v}{u_0} \quad , \quad \theta = \frac{T - T_s}{T_0 - T_s} \\ \tau &= \frac{t u_0}{L} \quad , \quad P = \frac{p}{\rho u_0^2} \end{aligned}$$

Où les indices :

L : la longueur caractéristique de l'élément de surface ou autre objet de l'étude.

∞ : relatif aux paramètres de l'infini, c'est-à-dire les paramètres (vitesse et température) hors de la couche limite qui sont constants, ce qui nous sert de référence « 0 ».

s : relatif à la paroi (surface).

Aussi

$X, Y, U, V, \theta, \tau, P$ désignent respectivement les coordonnées, les composantes de vitesse, la température, le temps et la pression. Toutes ces variables sont exprimées sous forme adimensionnelle.

Cas particulier : Equations de convection forcée en bidimensionnel

En remplaçant ces paramètres sans dimension dans les équations régissant la convection forcée et dans le cas où nous supposons en plus que l'écoulement est bidimensionnel (2D), les équations de base deviennent :

Équation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.14)$$

Équations de la quantité de mouvement :

Direction x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re_L} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (3.15a)$$

Direction y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re_L} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (3.15b)$$

L'équation d'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re_L \cdot Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (3.16)$$

Il est à noter que dans ce chapitre nous avons écrits les équations régissant le problème de convection forcée seulement [43].

3.3.3. Convection naturelle :

Les équations de convection naturelle [41] sont :

Équation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.17)$$

Équations de la quantité de mouvement :

Direction x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (3.18a)$$

Direction y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Pr Gr^2 \theta \quad (3.18b)$$

L'équation d'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (3.19)$$

Il est à noter que dans ce chapitre nous avons écrits les équations régissant le problème de convection forcée seulement [43].

3.3.4. Convection mixte

Le système d'équations fondamentales non dimensionnelles régissant la convection mixte :

- **Équation de continuité :**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.20)$$

- **Équations de quantité de mouvement :**

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (3.21a)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Gr}{Re^2} \theta \quad (3.21b)$$

- **Équation de l'énergie :**

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (3.22)$$

Les variables et paramètres non dimensionnels sont définis comme suit :

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{u}{U_0}, V = \frac{v}{U_0}, \theta = \frac{T-T_c}{T_h-T_c}, P = \frac{p}{\rho U_0^2}$$

Et

$$Re = \frac{U_0 L}{\nu}, Gr = \frac{g\beta(T_h-T_c)L^3}{\nu^2}, Pr = \frac{\nu}{\alpha}.$$

3.4. Calcul et dimensionnement d'un dissipateur de chaleur

Etant donné que le fonctionnement des dissipateurs thermiques s'appuyant sur des mécanismes de convection (forcée, naturelle ou mixte), il est essentiel d'introduire dans cette partie du chapitre la méthode de calcul d'un dissipateur de chaleur. Pour ce faire, nous considérons le dissipateur de chaleur représenté schématiquement à la Fig.3.1.

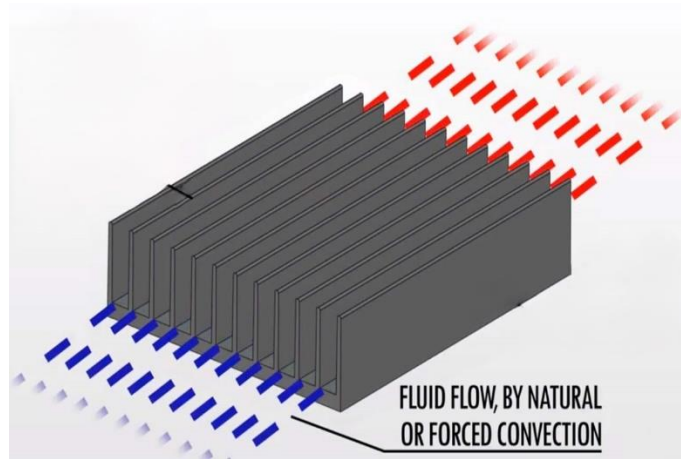


Figure 3.1. Schéma représentatif d'un dissipateur de chaleur

3.4.1. Étapes de calcul :

Généralement, pour effectuer le calcul et dimensionner un dissipateur nous devons suivre les étapes de calcul structurées suivantes :

1- Le cas de convection en présence : naturelle ou forcée

Cas de convection naturelle : Le mouvement du fluide est induit par la force de flottabilité (gradient de température appliqué) (absence d'agent externe ex. ventilateur).

Cas de convection forcée : L'écoulement est imposé par l'action d'un agent externe (ventilateur par exemple).

2- On identifie le type d'écoulement (cas de convection forcée)

Écoulement laminaire si $Re < 2300$

Écoulement turbulent si $Re > 4000$

3- Le type du dissipateur thermique et leur géométrie

Généralement on distingue :

- Le dissipateur à ailettes plates verticales ou horizontales.
- Le dissipateur à tubes ou canaux internes.
- Bloc massif ou dissipateur extrudé.

3.4.2. Corrélations pour le Nombre de Nusselt (Pour la convection forcée)

1- Le dissipateur à ailettes plates verticales ou horizontales :

On adopte la corrélation de Nu relatif à l'écoulement externe sur une plaque plane [44] :

Laminaire ($Re < 5 \times 10^5$) :

$$Nu = 0.664Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (3.14)$$

Turbulent ($Re > 5 \times 10^5$) :

$$Nu = 0.037Re^{0.8}Pr^{1/3} \quad (3.15)$$

2- Le dissipateur à tubes ou canaux internes :

On adopte la corrélation de Nu relatif à l'écoulement interne (dans le canal entre les ailettes).

3.4.3. Diamètre hydraulique

1- Dissipateur à ailettes avec canal rectangulaire [45] :

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (3.16)$$

Avec :

A_c : aire de la section du canal.

P : périmètre mouillé

2- Diamètre hydraulique entre deux ailettes :

$$D_h = \frac{2 \cdot s \cdot H}{s + H} \quad (3.17)$$

Avec :

s : espacement entre deux ailettes (en m)

H : hauteur de l'ailette (en m).

3.4.4. Corrélations pour le Nombre de Nusselt (Pour la convection naturelle)

On utilise la corrélation classique (écoulement interne) :

//Nu = f(Re, Pr, rapport d'aspect)

Pour convection naturelle – surface verticale plane

- Laminaire ($Gr \cdot Pr < 10^9$) :

$$Nu = 0.59(Gr \cdot Pr)^{1/4}$$

- Turbulent ($Gr \cdot Pr > 10^9$) :

$$Nu = 0.10(Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

Pour convection naturelle – ailettes verticales (espacées)

On utilise la corrélation de Bar-Cohen et Rohsenow :

$$Nu = C \left(\frac{L}{S} \right)^n (Gr \cdot Pr)^m$$

3.4.5. Coefficient de convection thermique

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h}$$

- Nu : nombre de Nusselt
- λ : conductivité du fluide
- D_h : diamètre hydraulique

3.4.6. Performance thermique des ailettes

- On définit le **paramètre thermique m des ailettes** :

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{\lambda_s \cdot t}}$$

h : coefficient de convection ($W/m^2 \cdot K$)

λ_s : conductivité thermique du matériau de l'ailette

t : épaisseur de l'ailette

- **Résistance thermique et transfert de chaleur**
- **Résistance thermique globale**

$$R_{th} = \frac{1}{\eta_{tot} \cdot h \cdot A_{tot}}$$

η_{tot} : efficacité globale

h : coefficient de convection

A_{tot} : surface totale

- **Puissance thermique dissipée**

$$Q = \frac{T_b - T_{\infty}}{R_{\text{th}}}$$

T_b : température de la base

T_{∞} : température ambiante

R_{th} : résistance thermique.

3.5. Exemple de calcul d'un dissipateur de chaleur

3.5.1. Données du problème :

On considère un dissipateur thermique à ailettes plates verticales, traversé par un écoulement d'air en convection forcée et en régime laminaire. Les caractéristiques géométriques et physiques sont données ci-dessous :

- Nombre d'ailettes : 10
- Longueur des ailettes (L) : $50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$
- Hauteur des ailettes ($H' = H - b$) : $30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$
- Épaisseur des ailettes : $e = 2 \text{ mm}$
- Espacement entre ailettes (s) : $5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$
- Vitesse de l'air (V) : 1 m/s
- Température de l'air (T_{air}) : $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Température de la surface (T_{surf}) : $75 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Propriétés de l'air à $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (valeur moyenne entre l'air et la surface) :

- Masse volumique : $\rho = 1,09 \text{ kg/m}^3$
- Viscosité dynamique : $\mu = 1,9 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- Conductivité thermique : $k = 0,028 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
- Capacité calorifique : $c_p = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$.

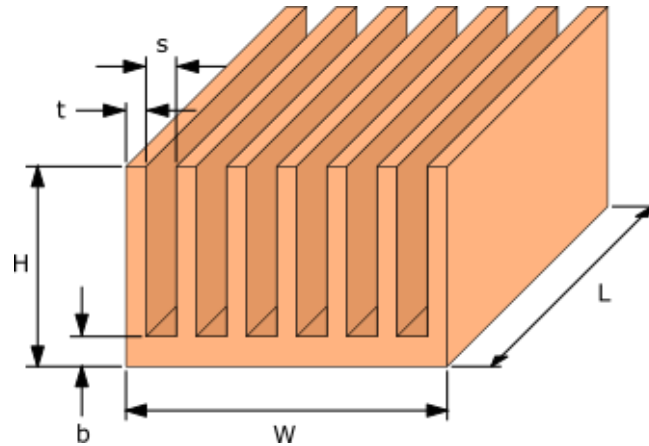


Figure 3.2 : Dimensions du dissipateur de chaleur.

3.5.2. Calcul du diamètre hydraulique :

Le diamètre hydraulique entre deux ailettes plates est donné par :

$$D_h = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot s \cdot H'}{s + H'} = \frac{2 \cdot 0,005 \cdot 0,03}{0,005 + 0,03} \approx 0,00857 \text{ m}$$

3.5.3. Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{1,09 \cdot 1 \cdot 0,00857}{1,9 \cdot 10^{-5}} \approx 491$$

→ L'écoulement est **laminaire** (car $Re < 2300$).

3.5.4. Estimation du nombre de Nusselt :

Pour un écoulement laminaire entre plaques parallèles [46] :

$$Nu \approx 7,54$$

3.5.5. Coefficient de convection thermique :

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_h} = \frac{7,54 \cdot 0,028}{0,00857} \approx 24,64 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

3.5.6. Surface d'échange thermique totale :

Surface par canal (deux faces d'une ailette) :

$$A_{\text{canal}} = 2 \cdot H' \cdot L = 2 \cdot 0,03 \cdot 0,05 = 0,003 \text{ m}^2$$

Nombre de canaux entre les ailettes = $10 - 1 = 9$:

$$A_{\text{totale}} = 9 \cdot 0,003 = 0,027 \text{ m}^2$$

3.5.7. Flux thermique dissipé :

$$Q = h \cdot A \cdot (T_{\text{surf}} - T_{\text{air}}) = 24,64 \cdot 0,027 \cdot 50 \approx 33,3 \text{ W}$$

3.5.8. Coefficient de frottement :

Le coefficient de frottement [47] est donné par :

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{491} \approx 0,130$$

3.5.9. Perte de charge (ΔP) :

Le coefficient de frottement [49] est donné par :

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho V^2}{2} = 0,130 \cdot \frac{0,05}{0,00857} \cdot \frac{1,09 \cdot 1^2}{2} \approx 0,415 \text{ Pa}$$

3.5.10. Puissance du ventilateur :

Débit volumique d'air par canal [49] est exprimé par :

$$Q_v = V \cdot (s \cdot H) = 1 \cdot (0,005 \cdot 0,03) = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Débit total (pour 9 canaux) :

$$Q_{v_{\text{total}}} = 9 \cdot 1,5 \cdot 10^{-4} = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Puissance nécessaire :

$$P_{\text{vent}} = \Delta P \cdot Q_{v_{\text{total}}} = 0,415 \cdot 1,35 \cdot 10^{-3} \approx 0,00056 \text{ W}$$

Conclusion

Ce mémoire se concentre sur l'étude des aspects de la convection et de leurs applications pratiques les plus pertinentes, en mettant un accent particulier sur le refroidissement de dispositifs électroniques à l'aide de dissipateurs thermiques. Il débute par une présentation théorique du problème de transfert de chaleur, notamment par convection, ainsi que par des généralités sur les dissipateurs thermiques.

Ensuite, une revue scientifique des recherches récentes liées aux technologies de refroidissement basées sur la convection est présentée. Cette analyse bibliographique met en lumière les études les plus pertinentes réalisées dans ce domaine, portant sur les dissipateurs thermiques pour le refroidissement des systèmes électroniques et industriels.

La troisième partie présente les équations différentielles aux dérivées partielles fondamentales qui régissent le problème de convection, qu'elle soit forcée, naturelle ou mixte. Dans la seconde section de cette partie, les formules ainsi qu'un calcul thermodynamique et de dimensionnement relatifs au dissipateur sont également abordés.

Les équations présentées au chapitre 3 servent de points de départ pour des études plus détaillées, notamment la simulation numérique des dissipateurs de chaleur. Nous recommandons aux chercheurs de les exploiter dans d'éventuelles études futures.

Références

- [1] Les transferts de chaleur <https://parlonssciences.ca/ressources-pedagogiques/documents-dinformation/les-transferts-de-chaleur>
- [2] Transfert thermique : définition et fonctionnement - LE GARREC <https://www.legarrec.com/entreprise/transfert-thermique-definition/>
- [3] Convection thermique :Définition et principe - Le Garrec. <https://www.legarrec.com/entreprise/convection-thermique/>
- [4] Convection : définition et explications <https://www.techno-science.net/definition/5782.html>
- [5] Les transferts de chaleur <https://parlonssciences.ca/ressources-pedagogiques/documents-dinformation/les-transferts-de-chaleur>
- [6] Abderafi, S. (s.d.). Cours de transfert de chaleur. <https://www.scribd.com/presentation/433033715/transfert-de-chaleur>.
- [7] <https://www.simotec.co.jp/technical/thermal/heatsink>
- [8] mémoire finale hk.pdf <https://ds.univoran2.dz:8443/bitstream/123456789/7512/1/m%C3%A9moire%20finale%20hk.pdf>
- [9] Introduction of Heat Sink. <https://www.scribd.com/document/433478555/heat-sink>
- [10] heat sink <https://www.scribd.com/presentation/104963999/Heat-Sink>
- [11] Qi Zhen,Tana, Yunfeng Sun, CaixiaYan, Hongzhi Wang.Nu–Gr correlation for laminar natural convection heat transfer from a sphere submitted to a constant heat flux surface. Scientific Reports.19. 14:16565 | (2024) <https://doi.org/10.1038/s41598-024-67382-2>
- [12] Nusrat Rehman, Rashid Mahmood, Afraz Hussain Majeed, Ilyas Khan, Abdullah Mohamed. Multigrid simulations of non-Newtonian fluid flow and heat transfer in a ventilated square cavity with mixed convection and baffles Scientific Reports 17.14:6694 (2024) | <https://doi.org/10.1038/s41598-024-57322-5>
- [13] Rabah Henniche et Abdelkader Korichi Mixed and Forced Convection Heat Transfer in Baffled Channels: A Brief Review. Journal of Heat and Mass Transfer Research 15-28, 12 (2025),

- [14] Farah Zemani, Omar Ladjedel, Amina Sabeur. Simulation of Cu O-water nano-fluid natural convection in a U-shaped enclosure with a T-shaped baffle Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 12, No. 2, pp. 391-402, 2019. <https://www.jafmonline.net/>
- [15] Ahmed Refaie Ali, Rashid Mahmood, Maria Ishfaq, Nusrat Rehman, Afraz Hussain Majeed. Optimization of heat transfer in a double lid-driven cavity with isoperimetric heated blocks using GFEM Scientific Reports | 14:28168 (2024) | <https://doi.org/10.1038/s41598-024-78525-w>
- [16] Mst. Umme Mahmuda Maya, Md. NurAlam ,Ahmed RefaieAli . Influence of magnetic field on MHD mixed convection in lid-driven cavity with heated wavy bottom surface Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 12, No. 2, pp. 391-402, 2019. <https://www.jafmonline.net/>
- [17] Analysis of mixed convection flows within a square cavity with uniform and non-uniform heating of bottom wallT. Basaket al. International JournalofThermalSciences.48(2009)891–912 www.elsevier.com/locate/ijts
- [18] Yih Nen Jeng and Jiann Lin Chen Win Aung. On the Reynolds-number independence of mixed convection in a vertical channel subjected to a symmetric wall temperature with and without flow reversal Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 13, December 1992
- [19] C. Uysal , E. Gedika, J. Chamkha A Numerical Analysis of Laminar Forced Convection and Entropy Generation of a Diamond-Fe₃O₄/Water Hybrid Nanofluid in a Rectangular Minichannel Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 12, No. 2, pp. 391-402, 2019. <https://www.jafmonline.net/>
- [20] Süleyman Cengizci A SUPS formulation for simulating unsteady natural/mixed heat convection phenomena in square cavities under intense magnetic forces.Eur.Phys.J.Plus.(2024) 139:713 <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-024-05481-9>
- [21] A. Marfouk , A. Mansour, A. Hasnaoui ,A. Amahmid and M. Hasnaoui MHD Free Convection in an Enclosure Loaded with Nanofluid and Partially Cross-heated Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 18, No. 7, pp. 1720-1734, 2025. <https://doi.org/10.47176/jafm.18.7.3168>
- [22] M. Bensouici , F. Z. Bensouici Entropy Generation and Optimization of Laminar Forced Convection Air Cooling in a Horizontal Channel Containing Heated Sources Journal of Heat and Mass Transfer Research Journal homepage: <https://jhmtr.semnan.ac.ir/>

- [23] Hussein T. Dhaiban , Maha A. Hussein The Optimal Design of Heat Sinks: A Review Journal of Applied and Computational Mechanics, Vol. 6, No. 4, (2020), https://jacm.scu.ac.ir/article_14852.html
- [24] Jafar Mahmoudi. CFD Analyses and Comparison of the Effect of Industrial Heat Sinks in Subsea Control System (SCS) Journal of Applied and Computational Mechanics, Vol. 9, No. 1, (2023), https://jacm.scu.ac.ir/article_17638.html
- [25] S. Subramanian, K. S. Sridhar and C. K. Umesh. Experimental Investigation of Microchannel Heat Sink with Modified Hexagonal Fins. Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 12 2019. DOI: 10.29252/jafm.12.03.28881
- [26] p. C. Mukesh Kumar, C. M. Arun kumar Influence of Aspect Ratio on Thermal Performance of Heat Sink using Ansys, Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 11, pp. 45-52, 2018. DOI: 10.36884/jafm.11.SI.29416
- [27] H. Khorasanizadeh , M. Sepehrnia Performance Evaluation of a Trapezoidal Micro-channel Heat Sink with Various Entry/Exit Configurations Utilizing Variable Properties Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 10, No. 6 2017, . DOI: 10.29252/jafm.73.245.27099
- [28] M. Farzaneh, M. R. Tavakoli, M. R. Salimpour Effect of Reverting Channels on Heat Transfer Performance of Micro-channels with Different Geometries. Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 10, pp. 41-53, 2017. DOI: 10.18869/acadpub.jafm.73.238.26331
- [29] H. Kamal and A. Dewan Analysis of Interrupted Rectangular Micro-channel Heat-Sink with High Aspect Ratio Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 10, No. 1, pp. 117-126, 2017, DOI:10.18869/acadpub.jafm.73.238.26366
- [30] Ali Soleimania, Pedram Hanafizadeha, and Amirmohammad Sattaria Sub-cooled two-phase flow boiling in a micro-channel heat sink: comparison of conventional numerical models Journal of Computational Applied Mechanics, Vol. 51, June 2020 DOI:10.22059/jcamech.2019.285994.417
- [31] Alireza Falahat, Reza Bahoosh , Aminreza Noghrehabadi A numerical investigation of heat transfer and pressure drop in a novel cylindrical heat sink with helical mini-channels. Journal of Heat and Mass Transfer Research (2018) DOI: 10.22075/jhmtr.2017.1503.1100.
- [32] Mohammad Mahdi Tafarroj a , Seyed Soheil Mousavi Ajarostaghi b, C.J. Ho, c, Wei-Mon Yan Artificial Neural Network Approaches for Predicting the Heat Transfer in a Mini-Channel Heat-sink with Alumina/Water Nanofluid . Journal of Heat and Mass Transfer Research 11 (2024) . <https://doi.org/10.22075/JHMTR.2024.32947.1520>

- [33] Amir Fattahia, Maziar Dehghan b, Mohammad Sadegh Converging Flow Passages, Nanofluids and Magnetic Field: Effects on the Thermal Response of Micro-channel Heat Sinks. Valipoura Journal of Heat and Mass Transfer Research 9 (2022) DOI: [10.22075/jhmtr.2022.22016.1320](https://doi.org/10.22075/jhmtr.2022.22016.1320)
- [34] Alireza Falahat, Reza Bahoosh, The Effect of Nanoparticle Shape on Hydrothermal Performance and Entropy Generation of Boehmit Alumina Nano-fluid in a Cylindrical Heat Sink with Helical Mini-channels. , Journal of Heat and Mass Transfer Research 9 (2022) 85-98. DOI: [10.22075/jhmtr.2022.22797.1332](https://doi.org/10.22075/jhmtr.2022.22797.1332)
- [35] Benyamin Naranjani · Ehsan Roohi, Amin Ebrahimi, Thermal and hydraulic performance analysis of a heat sink with corrugated channels and nanofluids, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry (2021) , <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10225-9>
- [36] Dhirgham Alkhafaji , Ibrahim M. Albayati The Influence of Slots in Heat Sink Fins within a Cavity, with/without Internal Bodies, Filled with a Hybrid Nanofluid. Ahmed Dhafer Abdulsahib, Journal of Applied and Computational Mechanics, Vol. xx, No. x, (2024), 1-12 . DOI: [10.22055/jacm.2024.47698.4769](https://doi.org/10.22055/jacm.2024.47698.4769)
- [37] Mohammed A. Al-Rahman, Saeed A.A.Ibrahim ,M. Elfaisal Elrefaie Thermal Performance Study of Plate-finned Vapor Chamber Heat Sink. Journal of Applied and Computational Mechanics, Vol. 10,304-316 , (2024), DOI: [10.22055/jacm.2023.44192.4177](https://doi.org/10.22055/jacm.2023.44192.4177)
- [38] Javad Rostami Numerical Details of Convective Heat Transfer by Micro- Encapsulated PCM Case Study: Annular Slurry Flow. Journal of Computational Applied Mechanics 2022 DOI: [10.22059/jcamech.2022.336267.682](https://doi.org/10.22059/jcamech.2022.336267.682)
- [39] Dexin Wang, JialiTao, Jin Lei, Xinyan Qin, YanqiWang, Jie Song, Tianming Feng, Yujie Zeng Adaptive variable channel heat dissipation control of ground control station under various work modes Scientific Reports | (2025) <https://doi.org/10.1038/s41598-025-85689-6>
- [40] Mahmoud G. Abd Elfatah, Osama E. Abd-Ellatif, Ahmed A. A. Attia, Abdelrady O. Elnady State of art on the role of using a nanofluid in enhancing heat transfer in microchannels with different geometries. Journal of Engineering and Applied Science (2024) <https://doi.org/10.1186/s44147-024-00557-w>
- [41]. **Mechighel**, A. (2022). Cours de mécanique des fluides. Département de Génie Mécanique, Université de Badji Mokhtar Annaba.
- [42]. **Cengel, Y. A., & Ghajar**, A. J. (2013). Transfert de chaleur et de masse (4e éd.). McGraw-Hill.

-
- [43] Mémoire Foughali Abderhaman 2020]
- [44]. **Holman, J. P.** (2004). Transfert de chaleur (9e éd.). Pearson Éducation.
- [45]. **Incropera, F. P., & DeWitt, D. P.** (2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th ed., Wiley.
- [46] Site web. <https://www.heatsinkcalculator.com/blog/heat-sink-design-optimization-for-forced-convection/>
- [47] Shah, R. K., & London, A. L. (1978). *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Academic Press.
- [48] F. M. (2011). *Fluid Mechanics*, 7th ed., McGraw-Hill.
- [49] Équation de Darcy–Weisbach, Munson, B. R., et al. (2012). *Fundamentals of Fluid Mechanics*.
- [50] Fox, R. W., et al. (2015). *Introduction to Fluid Mechanics*.