



جامعة عباس لغرور خنشلة  
Faculté de Sciences et Technologie  
كلية العلوم والتكنولوجيا  
Département de Génie Mécanique  
قسم الهندسة الميكانيكية



Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention  
du diplôme de **Master** (LMD)  
**Spécialité** : Génie Mécanique  
**Option** : Construction Mécanique

## Thème

**Etude numérique du refroidissement des  
composants électroniques à l'intérieur d'un canal  
par convection forcée**

**Réalisé par :**

BOUDJEMAA Charafeddine

SEGHIRI Ilyas

**Dirigé par :**

Dr. MAACHE Mouna

**Membres de jury :**

BOULEHROUZ Salim

Président

Université de Khenchela

CHEHHAT Abdelmadjid

Examineur

Université de Khenchela

*Année Universitaire 2021-2022*

## **REMERCIEMENTS**

*Nous remercions tout d'abord le grand puissant. Dieu qui a illuminé le chemin  
pour nous pour réaliser ce modeste travail.*

*Toutes nos reconnaissances à notre encadreur **Dr. MAACHE Mouna**, Maître de conférences à  
l'université de Khenchela qui n'a ménagé aucun effort pour nous orienter et nous conseiller tout  
au long de la réalisation de ce mémoire par sa disponibilité et sa contribution générale à  
l'élaboration de ce travail.*

*Nos remerciements iront également aux membres du jury **Mr BOULEHROUZ Salim** et **Mr  
CHEHHAT Abdelmadjid** pour avoir accepté d'examiner et d'évaluer ce travail.*

*Nous n'oublions pas d'exprimer nos remerciements à tous nos enseignants de la faculté des  
sciences et de la technologie, notamment les enseignants du département de Génie Mécanique.*

*Enfin, nous souhaitons remercier ici nos familles, nos parents,  
pour leur aide précieuse et leurs encouragements.*

## ***DEDICACE***

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes parents qui m'ont soutenu le long de ma vie.*

*Mes frères Samir, Nour eddine et Djémouai.*

*Mes sœurs Nassima, Ouahiba, Yasmina et Saida.*

*Mes amis Anouar, Yousef, Mohamed et Imad.*

*Mes collègues Charafeddine, Rochdi et Zineddine.*

*Toute ma famille et tous mes amis.*

***Seghiri Ilyas***

## **DEDICACE**

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes parents qui m'ont soutenu le long de ma vie.*

*Mes frères Oussama, Mohammed et Abdelhakim.*

*Mes sœurs Malika et Nour El Houda.*

*Mes amis Merzouk, Aboubakeur et Islam.*

*Mes collègues Ilyas et Zineddine.*

*Toute ma famille et tous mes amis.*

***Boudjemaâ Charafeddine***

## Résumé

Ce travail consiste à étudier numériquement le refroidissement de deux composants électroniques (sources de chaleur) placés sur la paroi inférieure d'un canal rectangulaire horizontal ouvert. Le refroidissement se fait par injection d'un gaz en aval des composants électroniques par convection forcée. Trois gaz différents (Air, Nitrogène et Oxygène) sont considérés. La méthode des volumes finis en deux dimensions a été utilisée pour discrétiser les équations de continuité, les équations de Navier Stokes et l'équation d'énergie en régime laminaire et stationnaire. Le but de ce travail est d'améliorer l'échange de chaleur des composants placés en aval de l'entrée du fluide et de comparer l'efficacité des trois gaz dans le refroidissement des composants électroniques. Pour gérer ce phénomène, le paramètre de contrôle est le nombre de Nusselt.

## Mots clés

Convection forcée, canal horizontal, refroidissement des composants électroniques, nombre de Reynolds, nombre de Nusselt, méthode des volumes finis, simulation numérique.

## Abstract

This work consists in studying numerically the cooling of two electronic components (heat sources) placed on the lower wall of an open horizontal rectangular channel. Cooling is done by injecting a gas downstream of the electronic components by forced convection. Three different gases (air, nitrogen and Oxygen) are considered. The finite volume method in two dimensions was used to discretize the continuity equations, the Navier Stokes equations and the energy equation in laminar and steady state. The purpose of this work is to improve the heat exchange of components placed downstream of the fluid inlet and to compare the efficiency of the three gases in cooling electronic components. To manage this phenomenon, the control parameter is the Nusselt number.

## Key words

Forced convection, horizontal channel, cooling of electronic components, Reynolds number, Nusselt number, finite volume method, numerical simulation.

## ملخص

يقوم هذا العمل بدراسة عددية للتبريد لمكونين إلكترونيين (مصادر الحرارة) موضوعين على الجدار السفلي لقناة أفقية مستطيلة مفتوحة. يتم التبريد عن طريق حقن الغاز في اتجاه مجرى المكونات الإلكترونية عن طريق الحمل القسري. يتم النظر في ثلاثة غازات مختلفة (الهواء والنتروجين و غاز الأوكسجين). تم استخدام طريقة الحجم المحدد في بعدين لتقدير معادلات الاستمرارية ومعادلات Navier Stokes ومعادلة الطاقة في الحالة الصفحية والثابتة. الغرض من هذا العمل هو تحسين التبادل الحراري للمكونات الموضوعية أسفل مدخل السائل ومقارنة كفاءة الغازات الثلاثة في المكونات الإلكترونية للتبريد. للتحكم في هذه الظاهرة، يكون معامل التحكم هو عدد Nusselt.

## الكلمات المفتاحية

الحمل القسري، القناة الأفقية، تبريد المكونات الإلكترونية، عدد Reynolds، عدد Nusselt، طريقة الأحجام المحدودة، المحاكاة العددية.



**Table  
des matières**

# Table des matières

Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale.....	1
<b>CHAPITRE I : GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	
I.1. Introduction .....	3
I.2. Généralités sur les transferts de chaleur .....	3
I.3. Transfert de chaleur par convection .....	3
I.3.1. Définition de la convection .....	3
I.3.2. Type de convection .....	4
I.3.3. Convection forcée .....	4
I.3.4. Convection naturelle .....	5
I.3.4. Convection mixte .....	5
I.4. L'importance des phénomènes thermiques en électronique.....	6
I.5. Rôle du refroidissement .....	9
I.5.1. Refroidissement par liquide.....	10
I.5.2. Refroidissement par air .....	11
I.5.3. Refroidissement passif .....	11
I.5.4. Refroidissement actif .....	12
I.5.5. Refroidissement par jets .....	13
I.5.6. Refroidissement par spray .....	14
I.6.Revue Bibliographique.....	14

**CHAPITRE II : GEOMETRIE DU PROBLEME ET MODELISATION**

II.1. Introduction .....	31
II.2. Géométrie du problème .....	31
II.3. Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes).....	32
II.3.1. Equation de continuité .....	32
II.3.2. Equations de la quantité de mouvement .....	32
II.3.3. Equation de l'énergie .....	33
II.4. Modèle mathématique.....	33
II.4.1. Les hypothèses .....	33
II.5. Conditions aux limites .....	34
II.6. Forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites .....	35
II.6.1. Équation de continuité .....	36
II.6.2. Équation de la quantité de mouvement.....	36
II.6.3. Équation de l'énergie .....	36
II.6.4. Nombre de adimensionnels .....	36
II.6.5. Conditions aux limites adimensionnelles .....	37
II.6.6. Expression de la fonction de courant .....	38

**CHAPITRE III : METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE**

III.1. Introduction .....	39
III.2. Méthode des volumes finis.....	39
III.3. Maillage.....	40
III.4. Discrétisation des équations de conservation .....	41
III.4.1. Terme convectif .....	43
III.4.2. Terme diffusif .....	43
III.4.3. Terme source .....	44

---

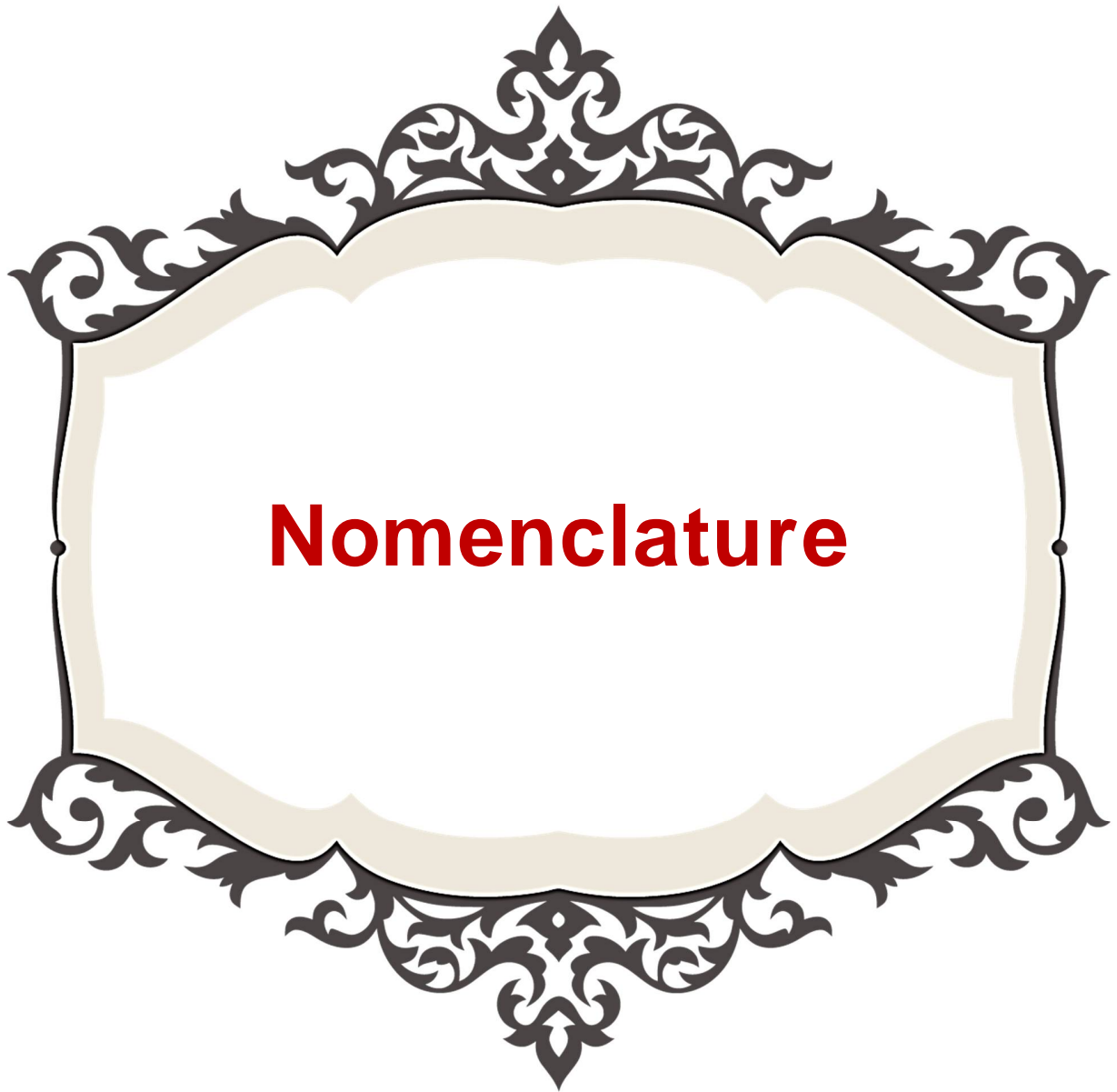
III.5. Discrétisation spatiale .....	45
III.5.1. Schéma aux différences centrées .....	46
III.5.2. Schéma Upwind .....	48
III.5.3. Schéma Hybride .....	49
III.5.4. Schéma à loi de puissance .....	50
III.5.5. Schéma Quick .....	51
III.6. Formulation générale du problème .....	52
III.6.1. Schéma amont du second ordre .....	53
III.7. Procédure de résolution .....	54
III.8. Algorithme Simple .....	55
III.9. Résolution des systèmes d'équations linéaires .....	57
III.10. Critère de convergence.....	59

**CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION**

IV.1. Introduction.....	61
IV.2. Champs thermiques .....	61
IV.3. Champs dynamiques.....	61
IV.4. Nombre de Nusselt .....	68
Conclusion générale .....	72
Références bibliographiques.....	73

---

---



# **Nomenclature**

## Nomenclature

$C_p$  : La chaleur spécifique à pression constante (J/kg K).

$D_e, D_w, D_n, D_s$  : Flux diffusifs aux interfaces e, w, n, s de l'équation de transport discrétisée

$F_e, F_w, F_n, F_s$  : Flux convectifs aux interfaces e, w, n, s de l'équation de transport discrétisée

$Fin_{,\phi}$  : Le flux total à l'entrée de la variable  $\phi$ .

H : Hauteur du canal (m)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ( $W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$ )

k : La conductivité thermique.

L: Longueur du canal (m)

$L_1$  : Longueur d'entrée avant le composant (m)

$L_2$  : Longueur de sortie après le composant (m)

q : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

$R_\phi$  : La somme absolue des résidus, correspondant à la variable  $\phi$

S : Aire de la surface de contact solide/fluide ( $m^2$ ).

$S_\phi$ : est le terme source.

$T_s$  : Température de surface du solide ( $^\circ C$ )

$T_a$  : Température du fluide loin de la surface du solide ( $^\circ C$ )

u : vecteur vitesse (u, v, w)

### Symboles Grecs

I : est le terme convectif

II : est le terme diffusif

$\Gamma$ : est le coefficient de diffusion

$\Phi$  : Flux de chaleur transmis par convection (W)

$\rho$  : La masse volumique ( $kg/m^3$ ).

$\mu$  : Viscosité dynamique du fluide ( $kg m^{-1} s^{-1}$ ).

---

**Nombres Adimensionnels**

Nu : Nombre de Nusselt.

$\overline{Nu}$ : Nombre de Nusselt moyenne.

Pr : Nombre de Prandtl.

Pe : Nombre de Peclet.

Re : Nombre de Reynolds.

---



# Liste des Figures

---

---

## Liste des figures

Figure I.1. Action de fluide en mouvement dans la convection.....	4
Figure I.2.Schéma représentatif de la convection forcée.....	5
Figure I.3. Principe physique de la convection naturelle.....	5
Figure I.4. Représentation des 3 modes de transfert de chaleur.....	6
Figure I.5. Taux de pannes des composants en fonction de la température .....	7
Figure I.6 Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement.....	8
Figure I.7. Evolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart.....	9
Figure I.8. Cycle de refroidissement liquide.....	11
Figure I.9. Un composant électronique surmonté d'un radiateur .....	12
Figure I.10. Configuration d'un ventirad .....	13
Figure I.11. Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet.....	13
Figure I.12. Principe de fonctionnement du refroidissement par spray. ....	14
Figure I.13. Canal contenant trois blocs chauffés .....	15
Figure I.14. Canal à plaque parallèle isotherme présentant des ailettes uniformes disposées d'une manière alternée .....	16
Figure I.15. Schéma de canal horizontal muni de deux ailettes. ....	16
Figure I.16. Schéma de deux plaques parallèles avec ailettes. ....	17
Figure I.17. Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatif.....	17
Figure I.18. Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse.....	18

---

---

Figure I.19. Canal contenant un seul obstacle Chauffé.....	18
Figure I.20. Canal contenant un seul obstacle chauffé.....	19
Figure I.21. Réseau linéaire de sources de chaleur encastrées dans un canal vertical à flux ascendant.....	20
Figure I.22. Model du canal 2D avec fentes. (a) modélisation 2D, (b) domaine de calcul du canal 2D avec fente.....	21
Figure I.23. A schematic of the physical system to be studied.....	21
Figure I.24. Différentes configurations géométriques.....	22
Figure I.25. Canal avec un cylindre oscillant transversalement .....	23
Figure I.26. Canal rectangulaire vertical et les sources de chaleur. ....	23
Figure I.27. Canal en présence d'un cylindre de section carrée.....	24
Figure I.28. La configuration géométrique étudiée.....	25
Figure I.29. Dimension du domaine de calcule.....	25
Figure I.30. La configuration géométrique (canal avec trois blocs) .....	26
Figure I.31. Schéma de deux plans parallèles en présence de deux obstacles.....	27
Figure I.32. (a) Schéma d'un radiateur d'automobile et (b) Configuration géométrique. ....	28
Figure I.33. Plaques planes horizontales bidimensionnelles .....	29
Figure I.34. Canal rectangulaire muni de chicanes ondulées.....	29
Figure I.35. Canal à cavités rectangulaires transversales .....	30
Figure I.36. Canal contenant des blocs chauffés avec un jet de fente derrière les blocs.....	30
Figure II.1. Géométrie du problème considéré .....	31
Figure II.2. Conditions aux limites .....	34
Figure III.1. Volume de contrôle bidimensionnel. ....	40

---

Figure III.1. Schéma du volume de contrôle (a) maillage décalé pour  $u_w$  (b) maillage décalé pour  $u_e$  (c) maillage décalé  $v_n$  ..... 41

Figure III.3. Les valeurs nodales utilisées pour calculer la valeur faciale de la cellule lorsque le flux est dans le sens positif (a), le sens négative (b)..... 48

Figure III.4. Domaine de calcul. .... 58

Figure IV. 1. Isothermes pour la température de source  $T=340$  K et pour (a)  $Re = 50$  (b)  $Re = 200$  (c)  $Re = 500$ ..... 63

Figure IV. 2. Isothermes pour  $Re = 20$  pour l'air et pour la température de source (a)  $T = 340$  K (b)  $T = 350$  K (c)  $T = 360$  K. .... 65

Figure IV. 3. Isothermes pour la température de source  $T=350$  K et pour  $Re = 500$  et pour le fluide de refroidissement (a) L'air (b) L'O<sub>2</sub> et (c) Le N<sub>2</sub>..... 66

Figure IV. 4. Fonctions des lignes de courant pour l'air et pour la température de source  $T=360$  K et pour (a)  $Re = 20$  (b)  $Re = 100$  (c)  $Re = 500$ ..... 67

Figure IV. 5 : Fonctions des lignes de courant pour l'air et pour la température de source  $T=340$  K (a)  $Re = 20$  (b)  $Re = 50$  (c)  $Re = 100$  (d)  $Re = 200$  (e)  $Re = 500$ ..... 68

Figure IV. 6. Variation du nombre de Nu en fonction du nombre de Rayleigh pour les 3 températures de source et pour (a) L'air (b) L'O<sub>2</sub> (c) Le N<sub>2</sub>..... 69

Figure IV. 7. Variation du nombre de Nu en fonction du nombre de Rayleigh pour Les 3 gaz et pour (a)  $T=340$  K (b)  $T=350$ K (c)  $T=360$  K ..... 70

Figure IV. 7 : Figure IV. 8 : Variation du nombre de Nu en fonction de la température de source pour 3 valeurs de Rayleigh et pour (a) L'air (b) L'O<sub>2</sub> (c) Le N<sub>2</sub>..... 71

---



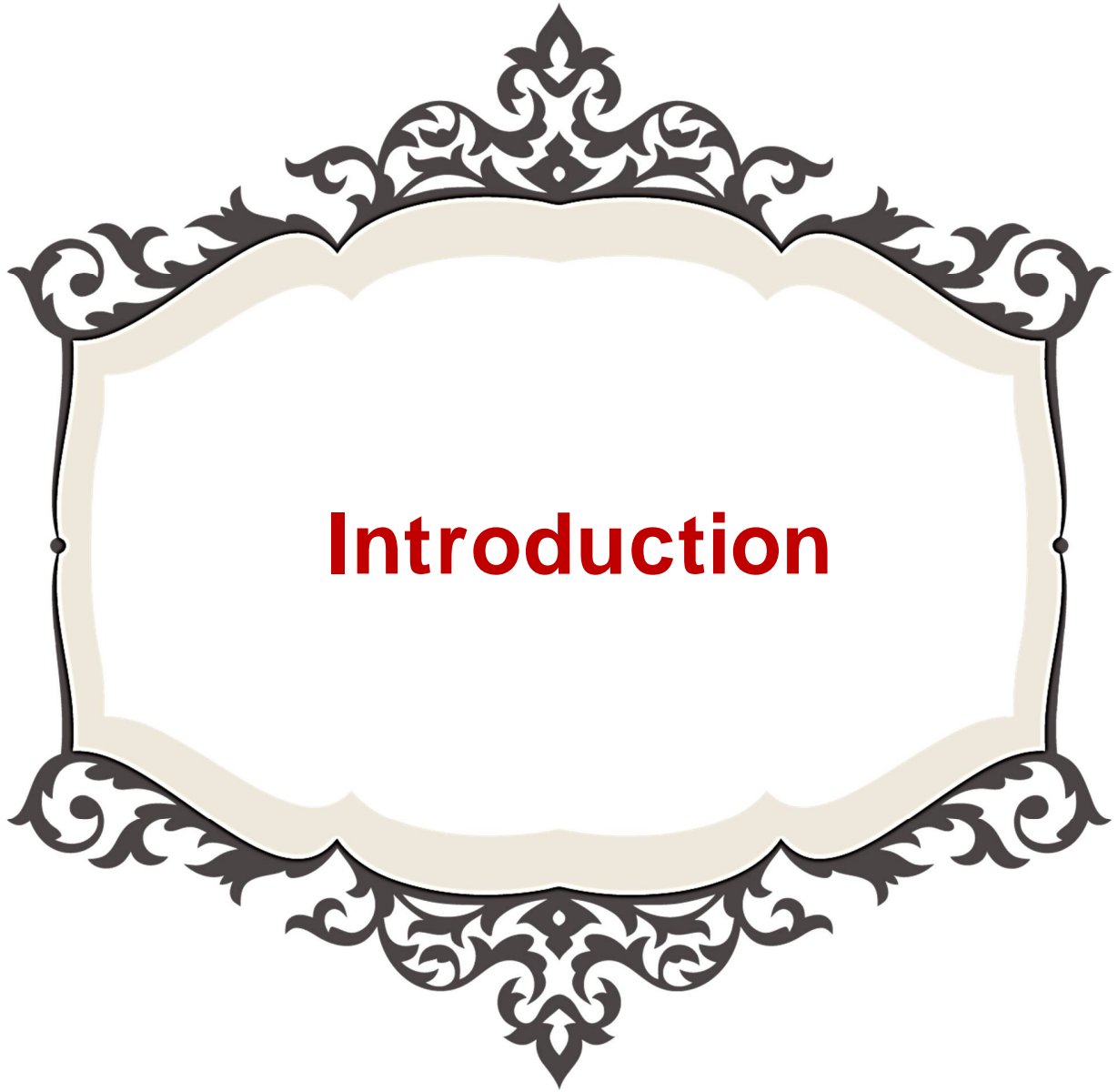
# Liste des tableaux

## Liste des tableaux

Tableaux III.1. Paramètres $\phi$ , $\Gamma$ et $S_\phi$ pour chaque équation.....	42
Tableaux III.2. Expression des flux convectif .....	43
Tableaux III.3. Expression des coefficients de diffusion .....	44
Tableaux III.4. Valeurs de $\phi_i$ pour le schéma Upwind. ....	48
Tableaux III.5. La fonction $A( Pe )$ pour différents schémas.....	53

---

---



# Introduction

# Introduction

Depuis plus d'un siècle, les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur, par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). Ces écoulements sont étudiés à travers des géométries connues, en raison de leurs applications pratiques telles que les systèmes électroniques, les échangeurs de chaleur de haute performance, les équipements des procédés chimiques, les chambres de combustion, les systèmes de contrôle de l'environnement, etc...

L'étude de transfert de chaleur par les sources discrètes de chaleur est devenue un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique. L'analyse du comportement thermique des composants électroniques et des assemblages de puissance tient aujourd'hui une place capitale dans la conception des fonctions électroniques soumises à un environnement sévère. Un échauffement excessif dégrade les performances des composants, réduit leur durée de vie et peut provoquer des défaillances. L'amélioration de leur refroidissement aidera donc à augmenter leur fiabilité.

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

Actuellement, plusieurs études traitent le choix des méthodes de refroidissement et l'amélioration du transfert de chaleur, et la méthode la plus utilisée, surtout pour des systèmes de faible puissance, reste le refroidissement par convection naturelle en raison de sa facilité d'intégration dans les systèmes et son faible coût. Cependant, le refroidissement par convection naturelle atteint rapidement ses limites face aux systèmes à forte puissance et grandes échelles qui nécessitent une évacuation de chaleur plus importante. La convection forcée est mieux adaptée pour ce genre de problème.

Ce mémoire est réparti en quatre chapitres résumé comme suit :

- Dans le premier chapitre est présenté un aperçu sur les travaux des autres auteurs dans le domaine an question. Plusieurs configurations et méthodes de refroidissement ont été avancées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement.
- Le second chapitre détaille les équations mathématiques gérant la configuration géométrique considérée ainsi que les conditions aux limites imposées.
- Le troisième chapitre traite la simulation numérique traitée par la méthode des volumes finis. Les étapes de discrétisation de modèle mathématique et l'algorithme SIMPLE, la résolution des équations linéaires basé sur l'algorithme de Thomas TDMA (Tri Diagonal Matrix Algorithm) ont été adoptés.
- Le quatrième chapitre traite les résultats numériques trouvés. Ceci, est suivi par leurs analyses et discussions, achevé par une conclusion et des références bibliographiques.



# **Chapitre I**

## **Généralités et revue bibliographique**

## **I.1. Introduction**

Dans ce chapitre, des notions fondamentales sur les transferts de chaleur sont présentées, notamment les transferts de chaleur par convection, l'importance des phénomènes thermiques en électronique, et le rôle du refroidissement. On abordera ensuite une recherche bibliographique sur les différents travaux numériques et expérimentaux axés essentiellement sur la convection forcée.

## **I.2. Généralités sur les transferts de chaleur**

Le processus par lequel le transfert de l'énergie s'effectue est désigné par le terme transfert de chaleur. La grandeur transférée, appelée chaleur, ne peut être ni mesurée ni observée directement, mais les effets qu'elle produit sont sujets à l'observation et aux mesures. Le transfert thermique est l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux zones, ou entre deux systèmes, dès qu'il apparaît entre eux une différence de température et ce, quel que soit le milieu qui les sépare. L'étude des transferts thermiques repose sur les concepts de quantité de chaleur, qui sont associés au mouvement de translation, de vibration et de rotation des molécules, et des différences de températures qui caractérisent l'intensité de l'énergie transférée. Ces concepts sont définis par la thermodynamique qui ne s'intéresse qu'à des états d'équilibre, négligeant les mécanismes d'échange d'énergie qui y conduisent. [1]

## **I.3. Transfert de chaleur par convection**

### **I.3.1. Définition de la convection**

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et de mouvement de milieu, elle est considérée comme le mécanisme le plus important de transport de l'énergie entre une surface solide et un liquide ou gaz. Le transport d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacent. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température est l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte simultanément, le fluide et l'énergie. L'énergie est à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement. [2]

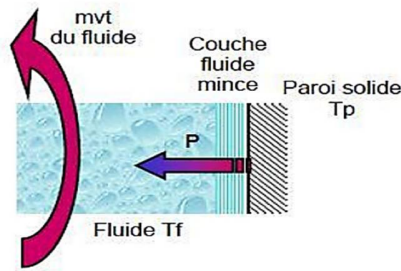


Figure I. 1 : Action de fluide en mouvement dans la convection. [2]

La puissance transférée par convection est donnée par la relation :

$$\Phi = h \cdot S \cdot (T_s - T_a)$$

Avec :

- ❖  $\Phi$  : Flux de chaleur transmis par convection (W)
- ❖  $h$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection ( $\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ )
- ❖  $T_s$  : Température de surface du solide ( $^\circ\text{C}$ )
- ❖  $T_a$  : Température du fluide loin de la surface du solide ( $^\circ\text{C}$ )
- ❖  $S$  : Aire de la surface de contact solide/fluide ( $\text{m}^2$ ).

La transmission de chaleur par convection est désignée selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre (naturelle), convection forcée et convection mixte. [2]

### I.3.2. Type de convection

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide de courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. Si les deux causes existent simultanément, sans que l'une soit négligeable par rapport à l'autre, la convection est dite mixte. [1]

### I.3.3. Convection forcée

La convection forcée dans laquelle le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques, c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque

les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides. [3]



Figure I. 2 : Schéma représentatif de la convection forcée. [3]

### I.3.4. Convection naturelle

C'est celle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles-mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide. La convection naturelle dans laquelle le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température, cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules fluide. La convection naturelle est due au contact du fluide avec une paroi plus chaude ou plus froide et qui crée des différences de masse volumique, génératrice du mouvement au sein du fluide. [3]

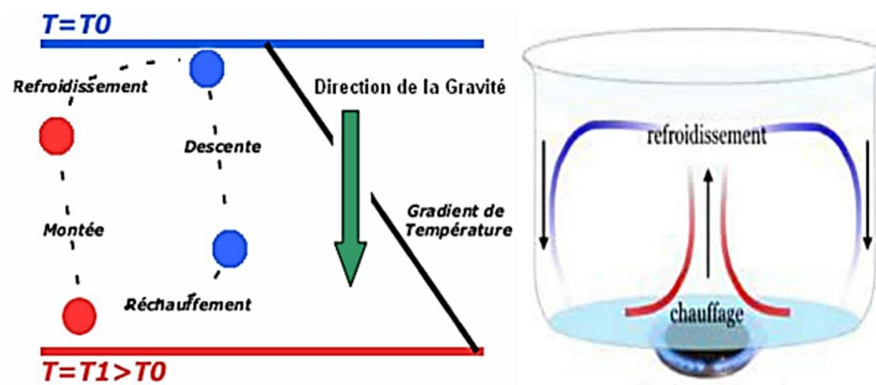


Figure I. 3 : Principe physique de la convection naturelle. [3]

### I.3.5. Convection mixte

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la convection forcée) c'est le

cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : L'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air. Le groupe adimensionnel qui détermine laquelle de ces convections est dominante est le nombre de Richardson  $Ri$  qui est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du nombre de Reynolds [2].

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Si  $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$  c'est la convection forcée qui domine.

Si  $\frac{Gr}{Re^2} > 10$  c'est la convection naturelle qui domine.

Si  $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$  c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée).

La figure suivante présente les trois modes de transfert de chaleur pour un composant électronique :

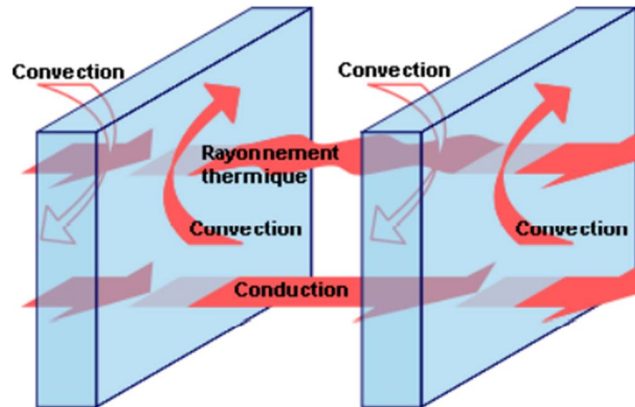
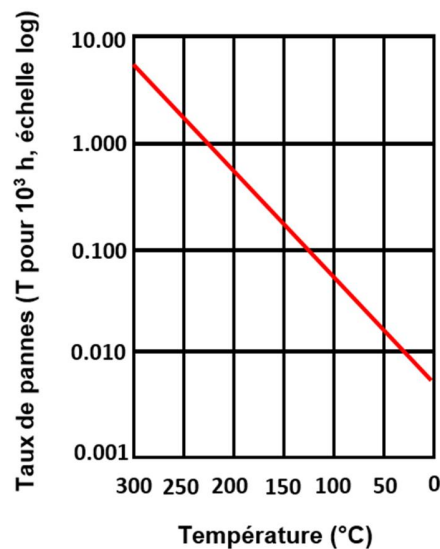


Figure I.4 : Représentation des 3 modes de transfert de chaleur. [2]

#### I.4. L'importance des phénomènes thermiques en électronique

La conception des composants électroniques à nos jours se trouve limitée par des considérations autres qu'électroniques, en particulier par des problèmes de dissipation de chaleur. Tous les composants électroniques sont sensibles à leur température : ils ont des performances médiocres en dehors de certaines limites de température et ils sont détruits si la température dépasse

largement ces limites. Certains composants dissipent beaucoup de chaleur et s'échauffent et afin d'être dans les limites de fonctionnement de ces composants, il faut aménager l'écoulement de cette chaleur à l'extérieur. Concernant la fiabilité des composants électroniques, elle est fortement influencée par leur température de fonctionnement comme l'indique la courbe de la **figure I. 5** tracée à partir des données fournies par un certain nombre de fabricants de circuits intégrés et qui donne le taux de pannes en fonction de la température. On constate sur cette courbe qu'une élévation de température de 25°C seulement se traduit par un doublement du taux de pannes. [4]



*Figure I. 5 : Taux de pannes des composants en fonction de la température. [4]*

Le maintien des composants des circuits électroniques à une température compatible avec leur bon fonctionnement n'est généralement pas la seule fonction d'un système de refroidissement, souvent il doit également uniformiser la température à l'intérieur de l'équipement pour assurer de bonnes performances aux circuits. [4]

**M. Rebay et al. [5]** ont montré par thermographie infrarouge que la température globale d'un microprocesseur ne reflète pas la topographie thermique réelle de la puce intégrée. Comme le montre la **figure I. 6**, une partie dégage plus de chaleur que les autres. C'est ce que l'on appelle un point chaud ("hotspot"), représenté en rouge sur la figure. **J. Donald et M. Martonosi [6]** parlent d'une différence de température de l'ordre de 5 à 25°C, entre la température moyenne et le point le plus chaud. Ces pics de température risquent de causer de graves dégâts sur une zone précise du processeur. L'influence de la température se manifeste sur :

- ❖ Les performances électriques : la température peut être une valeur limite au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti, des dérives des paramètres provoquent une diminution des performances pouvant aller jusqu'à la défaillance.
- ❖ Le packaging soumis à des gradients de température très importants. Il existe des températures critiques pour lesquelles se produisent des changements d'état, de structure physique. Le fluage et le relâchement des contraintes dans les matériaux sont accélérées par la température et peuvent conduire à des ruptures d'éléments.
- ❖ Les cycles thermiques, auxquels sont soumis des matériaux reliés entre eux et de coefficient de dilatation différent, induisent des forces très importantes qui peuvent conduire à une rupture instantanée ou créer une fatigue qui provoque une rupture longue terme. [7]

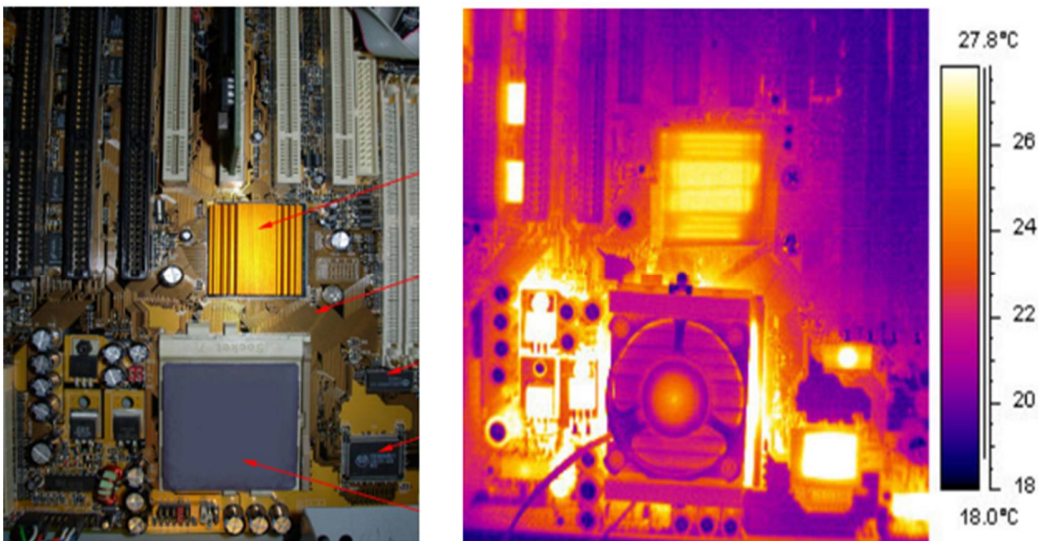


Figure I.6 : Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement. [5]

L'évolution des techniques de refroidissement est étroitement liée à l'augmentation de la puissance thermique et de la complexité des circuits électroniques. La tendance de l'industrie électronique de dissiper plus de puissance dans de plus petits modules a créé des défis de gestion thermique croissants. La densité de flux atteint les 50 W/cm<sup>2</sup> dans les nouvelles générations de microprocesseurs, quant aux convertisseurs d'électronique de puissance leur volume s'est vu réduire d'une manière importante. En effet, depuis l'apparition des IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistors), les convertisseurs sont capables de fonctionner à haute fréquence avec des densités de flux pouvant atteindre 400 W/cm<sup>2</sup> (un IGBT de taille 12 x 12 mm<sup>2</sup> peut dissiper 680W) tout en conservant des

valeurs élevées de courant et de tension. Les diodes laser quant à elles dissipent  $500 \text{ W/cm}^2$  et plus. De nos jours, les futures exigences thermiques sont soigneusement étudiées. La **figure I. 7** présente l'évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart. Nous notons une augmentation considérable de la puissance thermique dissipée par les transistors. Nous remarquons également, une complexité de plus en plus importante de systèmes embarqués. [7]

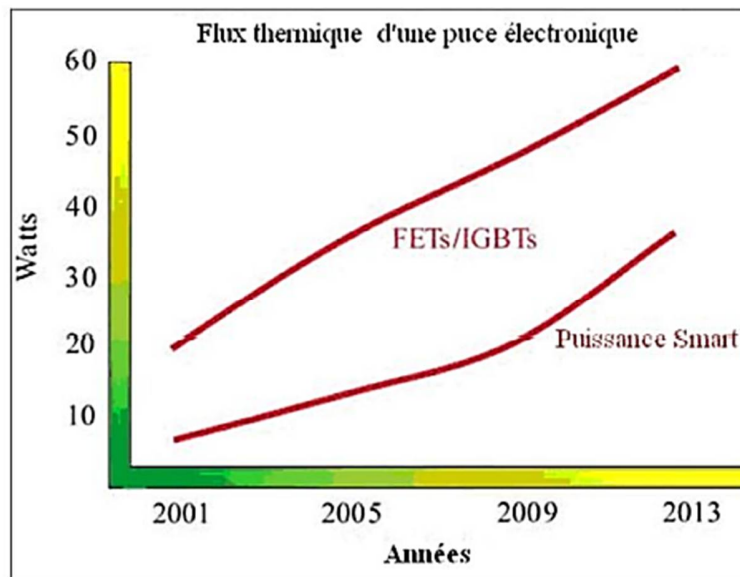


Figure I. 7 : Evolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart. [7]

### I.5. Rôle du refroidissement

Afin de résoudre les problèmes thermiques qui peuvent nuire au bon fonctionnement des circuits électroniques, on fait appel au refroidissement efficace. D'une part, le système de refroidissement doit être compatible avec l'environnement dans lequel il doit être utilisé. D'autre part, il faut imposer aux systèmes de refroidissement certaines limitations. Les premières limitations concernent la thermique et la mécanique. Ces limitations ne sont pas les seules et, en fait, peuvent ne pas être les plus importantes. En général, il existe cinq critères qui doivent être considérés lors de la conception d'un système de refroidissement [4] :

- ✓ sa capacité.
- ✓ sa fiabilité.

- ✓ sa commodité d'emploi.
- ✓ sa compatibilité avec de l'équipement électronique.
- ✓ son prix.

Les systèmes de refroidissement doivent être capables de remplir leur fonction d'une manière reproductible et prévisible, même confrontés à un environnement extérieur changeant ; leurs performances doivent être soutenues pendant une certaine durée de vie, avec un minimum d'entretien. A la limite, le taux de pannes d'un système de refroidissement doit être inférieur à celui des composants qu'il protège. [4]

La commodité d'emploi du système de refroidissement doit être prise en considération de telle sorte que les composants critiques de l'équipement électronique soient facilement accessibles et démontables pour être testés, réparés ou remplacés. Le système de refroidissement pour l'équipement électronique doit tenir compte des considérations économiques dans l'analyse finale. Le coût du système de refroidissement doit être maintenu dans une proportion raisonnable du coût total de l'équipement électronique. Lors de la conception du système de refroidissement d'un équipement électronique toutes ces limitations doivent être prises en considération et comme dans toute conception le système optimum sera le résultat d'une série de mesures. [4]

Ces mesures sont basées sur l'évaluation des avantages d'une méthode de refroidissement par rapport à ses limitations et sur la pondération de ses avantages et de ses désavantages par rapport à une classification par ordre d'importance de ses différentes limitations. Le meilleur système de refroidissement est celui qui satisfait de la façon la plus simple les exigences thermiques d'un équipement électronique. [4]

### **I.5.1. Refroidissement par liquide**

La convection forcée par liquide avec ou sans changement de phase, est la plus utilisée actuellement dans le refroidissement des composants. Elle peut être monophasique ou à double phase. Dans le domaine de l'électronique de puissance, l'utilisation de thermosiphons diphasiques ou de caloducs assistés par gravité, est largement répandue. La chaleur émise par le composant électronique est évacuée par un ou deux évaporateurs contre lesquels il est plaqué. La condensation est assurée ensuite par convection forcée d'air. Le schéma de la **figure I. 8** illustre le principe général d'une boucle de refroidissement liquide. [8]

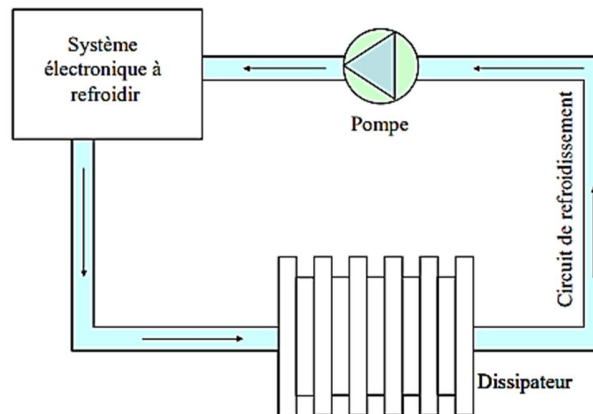


Figure I. 8 : Cycle de refroidissement liquide. [8]

### I.5.2. Refroidissement par air

Malgré que le refroidissement de certains composants de forte puissance (microprocesseurs, diodes laser...) se fasse de plus en plus avec écoulement d'un liquide ou avec changement de phase, le refroidissement appelé par écoulement d'air, demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement, peu coûteux, est bien approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que le processeur des cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques. [9]

### I.5.3. Refroidissement passif

On entend par refroidissement passif si aucune pièce mécanique n'est en mouvement au sein du dispositif refroidisseur. Pour limiter l'augmentation en température de la paroi du composant, la surface du système de refroidissement vue depuis l'atmosphère est agrandie afin d'améliorer la surface d'échange d'une part et le coefficient de transfert d'autre part. Un simple radiateur (dissipateur) est fixé sur le composant à refroidir, afin d'augmenter la surface de contact avec l'air ambiant, et donc de faciliter la dissipation thermique (**figure I. 9**). Il a été le premier système à être utilisé, au départ sur les microprocesseurs (par exemple le Pentium), à partir du moment où ceux-ci ont commencé à chauffer de manière trop importante. Son utilisation a évolué au fil du temps, pour refroidir certains processeurs graphiques, mémoire vive, etc... [10]

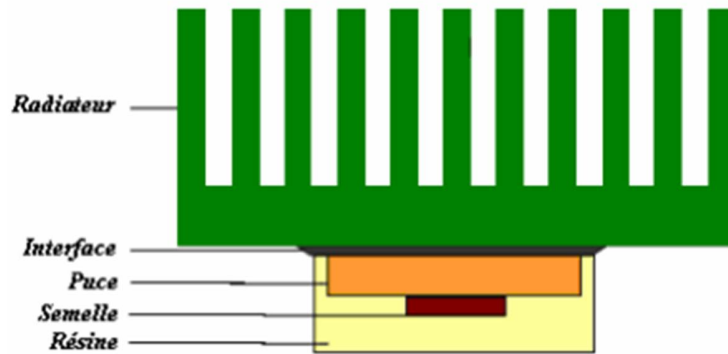


Figure I. 9 : Un composant électronique surmonté d'un radiateur. [10]

#### I.5.4. Refroidissement actif

Certes, les radiateurs permettent d'évacuer vers l'air ambiant la chaleur qu'ils produisent, mais dans certains cas, il n'existe pas de radiateur pour évacuer toute la chaleur produite (cas des amplificateurs de très grande puissance). De plus, l'air ambiant doit être remplacé par de l'air froid s'il s'agit d'un écoulement dans un coffret. C'est pourquoi dans certains cas, on ne peut pas se contenter d'une évacuation de chaleur par voie passive. Par rapport au refroidissement passif, un ventilateur est ajouté au radiateur (formant ainsi un bloc souvent appelé ventirad) afin de créer un flux d'air sur celui-ci et donc d'augmenter le transfert thermique entre l'air et les ailettes du radiateur (**figure I. 10**). [11]

Ce système est devenu un standard pour le refroidissement des microprocesseurs, dans la mesure où la grande majorité de ceux-ci sont livrés avec un ventirad, ou au moins sont destinés à fonctionner avec. Les processeurs graphiques milieu de gamme et haut de gamme actuel en sont également munis, ainsi que la majorité des blocs d'alimentation.

Les principaux inconvénients d'un refroidissement actif sont le bruit engendré par le ventilateur, ainsi que l'accumulation de poussière dans le boîtier de l'ordinateur.



Figure I. 10 : Configuration d'un ventirad. [11]

### I.5.5. Refroidissement par jets

Le refroidissement par jets est une solution très privilégiée dans diverses applications industrielles lorsque l'on cherche à extraire ou bien à apporter un flux de chaleur intense sur une surface (**figure I. 11**). Dans le domaine de l'électronique, l'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants modernes, ainsi que le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions nouvelles et efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné. Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets. [8]

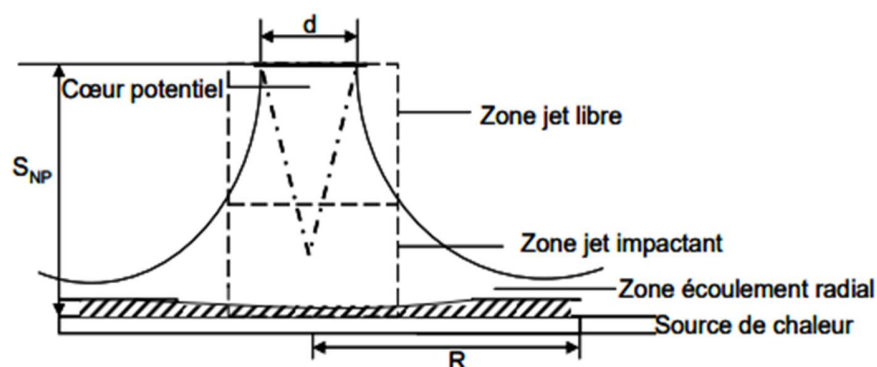


Figure I. 11 : Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet. [8]

### I.5.6. Refroidissement par spray

Ces dernières années, la technique de refroidissement par spray a attiré l'attention des chercheurs pour diverses applications de refroidissement en électronique et électronique de puissance, vue son efficacité à dissiper de grands flux de chaleur sur des petites surfaces. Cette technique est basée sur l'utilisation d'un fluide qui est pulvérisé par des orifices très fins et dispersé en gouttelettes sur la surface de contact. [12]

Le système de refroidissement par spray est très complexe, vu qu'il dépend de plusieurs paramètres qui sont la surface des gouttelettes, leur vitesse, l'angle d'impact, la densité des gouttelettes, la rugosité surfacique, le gaz environnant, le flux de chaleur et l'orientation de la surface dissipant par rapport au bec. Tous ces facteurs amènent à une difficulté pour la détermination du transfert de chaleur durant le refroidissement. [13]

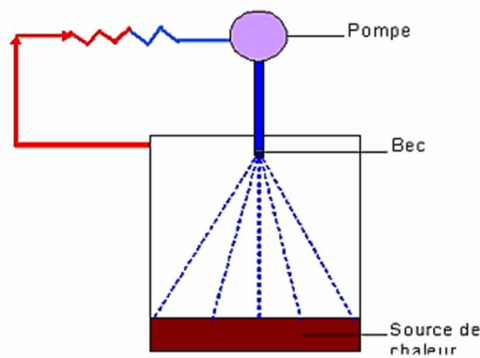
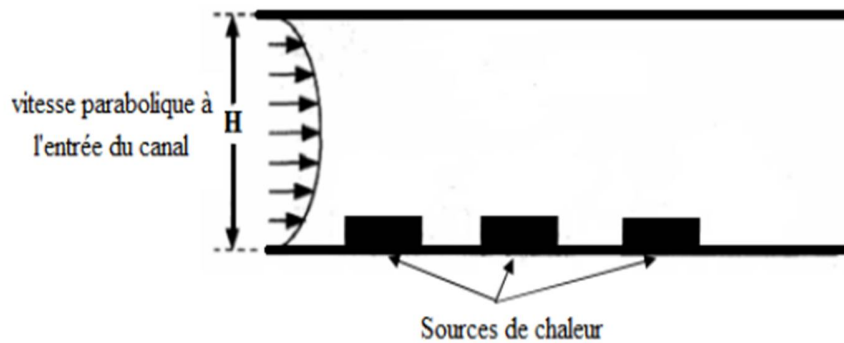


Figure I. 12 : Principe de fonctionnement du refroidissement par spray. [8]

## I.6. Revue Bibliographique

Les problèmes de dissipation thermique ont une grande importance dans le domaine de l'industrie électronique. L'étude et la maîtrise de ces problèmes est indispensable afin d'assurer les garanties de fonctionnement et la fiabilité. La génération excessive de la chaleur nécessite une bonne et suffisante évacuation de la chaleur, sinon la durée de vie des composants électroniques sera affectée par cette génération excessive de chaleur. Un grand nombre de travaux numériques et expérimentaux ont été effectués par les chercheurs et les scientifiques concernant la convection sous ses trois formes, mais dans ce travail nous nous concentrerons uniquement sur les travaux liés à la convection forcée, parmi ces travaux :

**J. Davalath et Y. Bayazitoglu [14]** ont étudié le transfert de chaleur conjugué développé par l'écoulement entre deux plaques parallèles. La plaque inférieure contient des sources de chaleur (**Figure I. 13**). Les caractéristiques du transfert de chaleur de la zone de recirculation près des blocs (sources) sont présentées. Aussi, l'espace optimal entre les sources de chaleur pour une quantité de flux et une température maximale fixée a été déterminé.



*Figure I. 13 : Canal contenant trois blocs chauffés. [14]*

**S. S. Hsieh et D. Y. Huang [15]** Ont étudié la convection forcée laminaire sur une surface montée de blocs, Les résultats de leur étude ont montré que le nombre de Nusselt est fonction du nombre de Reynolds et de la largeur du bloc.

**K. M. Kelkar et S. V. Patankar [16]** ont étudié numériquement la convection forcée laminaire dans un canal à plaque parallèle isotherme présentant des ailettes uniformes disposées d'une manière alternée. Les équations gouvernant le problème sont résolues par la méthode des volumes finis, Ils ont présenté l'influence de la conductivité et la hauteur des ailettes, pour deux valeurs de Prandtl (0.7, 4) sur le transfert de chaleur. Pour deux types de matériaux ( $k = 0$ ,  $k$  tend vers  $\infty$ ) et pour les différents nombres de Reynolds  $< 600$ . Ils ont déterminé les variations longitudinales des lignes de courant et du nombre du Nusselt. L'écoulement est caractérisé par des zones de recirculations. L'implantation de ces ailettes entraîne un accroissement du transfert de chaleur et des pertes de pression, notamment pour les nombres de Prandtl élevés. Par ailleurs le fait d'augmenter la conductivité des ailettes favorise l'échange thermique.

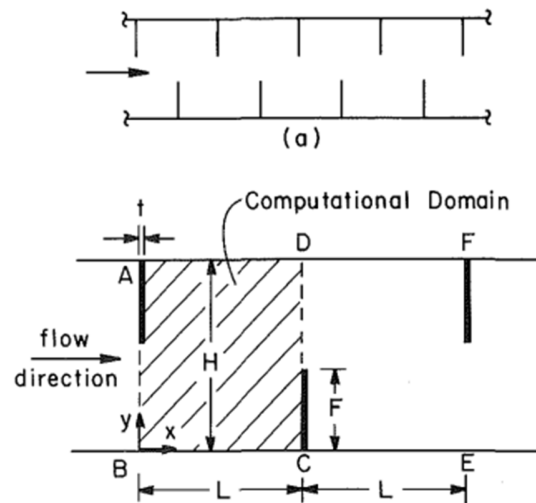


Figure I. 14 : Canal à plaque parallèle isotherme présentant des ailettes uniformes disposées d'une manière alternée. [16]

C. Hsiang et W. H. Huang [17] ont effectué une étude numérique de la convection forcée laminaire à travers un canal horizontal muni de deux ailettes. La résolution numérique de l'équation de Poisson, de la fonction du courant et de l'équation de l'énergie a permis de tracer le champ d'écoulement et les caractéristiques thermiques pour les nombres de Reynolds (10, 50, 100, et 200) tout en variant les hauteurs des ailettes. La présence des ailettes influence sensiblement sur le nombre de Nusselt.

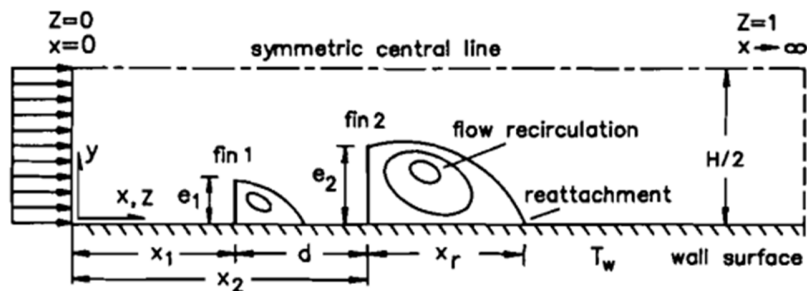


Figure I. 15 : Schéma de canal horizontal muni de deux ailettes. [17]

C.D. Luy et al [18] ont étudié une convection forcée entre deux plaques parallèles en régime laminaire avec un réseau d'ailettes montés sur la paroi inférieure. Les deux plaques sont maintenues à des températures uniformes, mais différentes et les ailettes sont supposées parfaitement conductrices. Les simulations numériques sont effectuées pour un nombre de Reynolds dans la gamme  $10 < Re < 300$ , pour la hauteur d'ailette ( $0 \leq e/H \leq 0,5$ ) et pour le pas d'ailette ( $0 \leq d/H \leq 4$ ) (figure I.

16). Les résultats montrent que le transfert de chaleur et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds et qu'ils sont très sensibles aux arrangements géométriques.

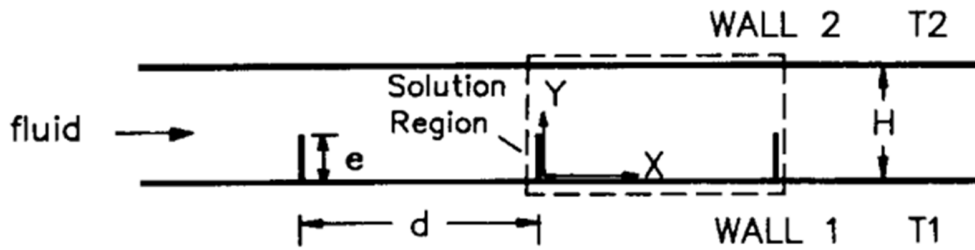


Figure I. 16 : Schéma de deux plaques parallèles avec ailettes. [18]

S.Y. Kim et al. [19] ont simulé l'écoulement pulsatif forcé et les caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagnent dans un canal contenant deux blocs chauffés (figure I. 17). A l'entrée du canal, l'écoulement est maintenu à une température uniforme  $T_c$ , animé d'une vitesse (où  $U_0$  est la vitesse moyenne d'un cycle de l'écoulement à l'entrée,  $A$  est l'amplitude d'oscillations de la vitesse d'entrée axiale,  $w$  la vitesse angulaire et  $t$  le temps). Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante  $T_h$ . Les résultats obtenus indiquent que la circulation des écoulements derrière les blocs situés en aval et entre les blocs est affectée substantiellement par le nombre de Reynolds, par le nombre de Strouhal ( $St = f_H/U_0$ ) ( $f$  : Fréquence des oscillations), par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

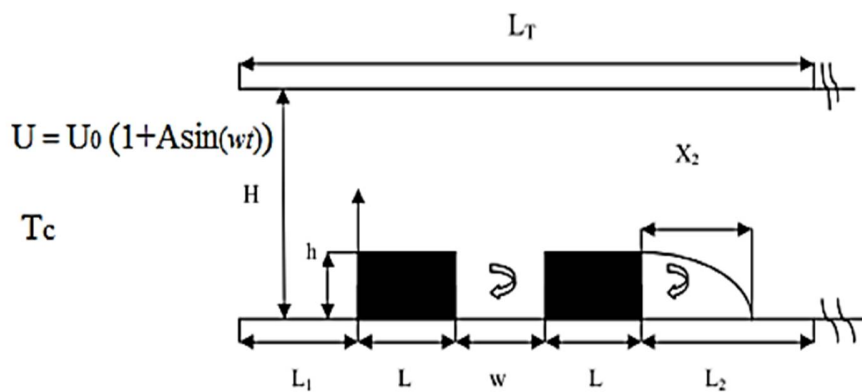


Figure I. 17 : Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatif. [19]

Y. Ould-Amer et al. [20] Ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal contenant des sources de chaleur avec l'insertion d'une matrice poreuse

(Figure I. 18) Ils ont trouvé que l'insertion de la matrice poreuse entre les sources de chaleur produit un meilleur refroidissement de ces dernières.

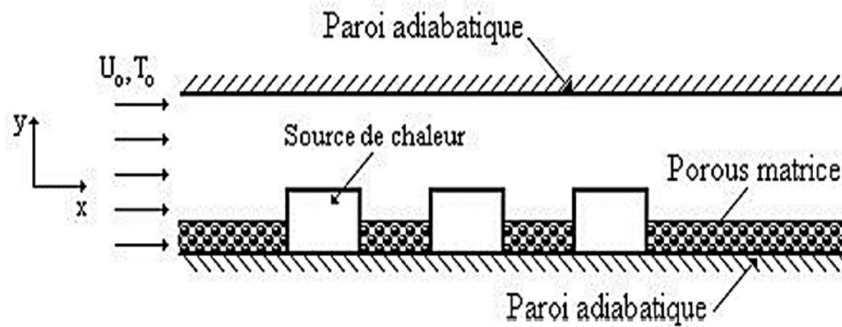


Figure I. 18 : Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse. [20]

T.J. Young et K. Vafai [21] Ont fait une investigation numérique de la convection forcée pour un fluide compressible dans un canal contenant une rangée d'obstacles chauffés et attachés à sa paroi inférieure (figure I. 19). Ils ont étudié les effets du nombre de Reynolds, de la hauteur, de la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi que de leur conductivité thermique. Les résultats montrent que tous ces paramètres ont des influences remarquables sur la variation du nombre de Nusselt moyen, des composantes de la vitesse et de la distribution de la température au sein du fluide.

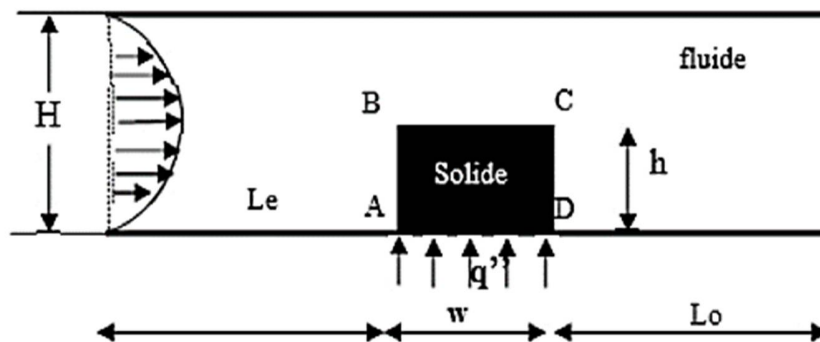


Figure I. 19 : Canal contenant un seul obstacle Chauffé. [21]

T.J. Young et K. Vafai [22] Ont fait une investigation détaillée sur le refroidissement par convection forcée d'un ensemble de sources de chaleur sur la paroi inférieure d'un canal (Figure I. 20). L'étude emploie les variations de la hauteur, de la largeur de la source, également sa conductivité thermique normalisée  $K_s / K_f$  où  $K_s$  est la conductivité thermique de la source et  $K_f$  du fluide, et aussi

l'influence du nombre de Reynolds. Les résultats de cette investigation montrent que la forme et le matériau de la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique.

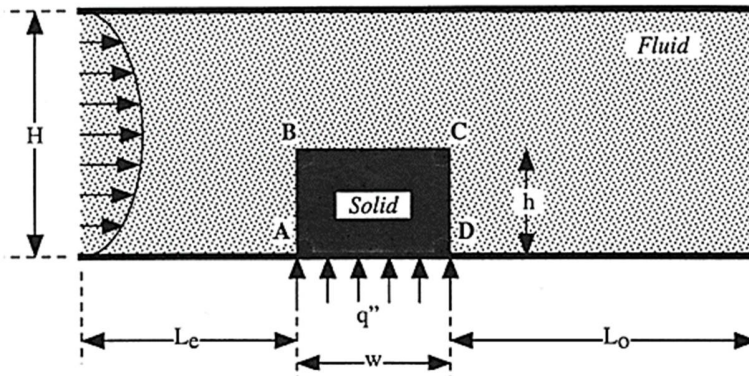


Figure I. 20 : Canal contenant un seul obstacle chauffé. [22]

**J.S. Huang et al.** [23] ont présenté une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal partiellement rempli par plusieurs sources de chaleur couvertes par une matrice poreuse. Grâce à leurs études, ils ont fourni une solution aux équations de Navier-Stokes, utilisant le modèle de Darcy étendu de Brinkman-Forchheimer pour la région des milieux poreux. Les résultats obtenus prouvent que lorsque  $S$  augmente ou que  $Da$  diminue, le débit de fluide augmente. De plus, à mesure que  $R_k$  augmente pour un  $Da$  fixe, les taux de transfert de chaleur augmentent.

**C.P. Tso et al.** [24] ont fait une étude expérimentale de la convection forcée monophasée pour l'eau à partir d'un réseau linéaire de sources de chaleur encastrées dans un canal vertical à flux ascendant (**figure I. 21**). Ils ont étudié les effets des paramètres géométriques les plus influents sur le transfert de chaleur, y compris le nombre de copeaux et la hauteur du canal. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur est fortement affecté par le nombre de copeaux et le nombre de Reynolds et faiblement par la hauteur du canal.

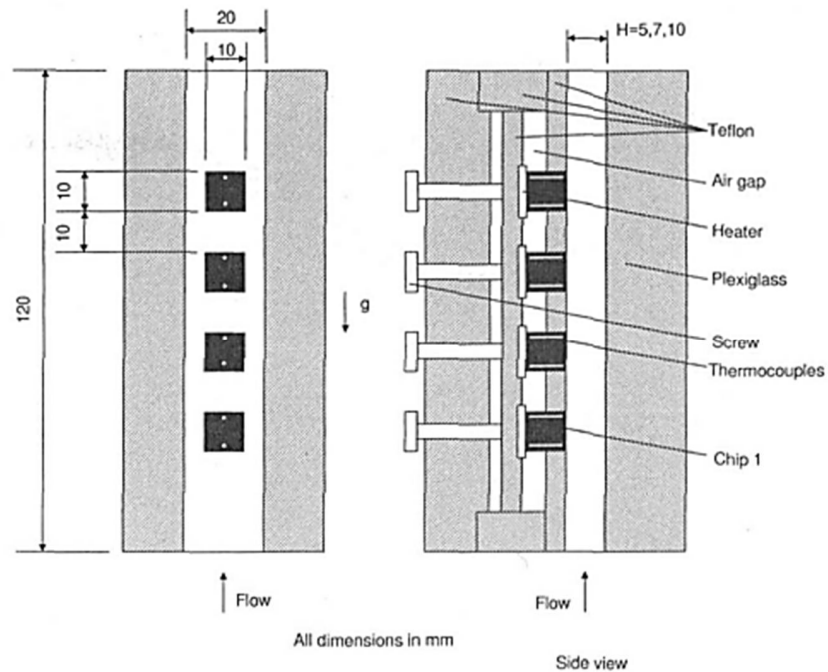


Figure I. 21 : Réseau linéaire de sources de chaleur encastées dans un canal vertical à flux ascendant. [24]

S. H. Kim et N. K. Anand [25] ont étudié numériquement la convection forcée dans un canal horizontal (2D) (figure I. 22), avec six plaques sur lesquelles des blocks simulés à des composants électroniques sont montés, en utilisant des fentes dans les parois du canal dans le but de perfectionner le transfert de chaleur. L'écoulement est supposé laminaire. Ils ont considéré deux nombres de Reynolds, 100 et 1000, deux hauteurs de blocks ( $h/d = 0.25$  et  $0.5$ ) et deux longueurs de fentes ( $e/d = 0.05$  et  $0.1$ ).

Trois différentes configurations des fentes ont été étudiées : 1er cas, fente à gauche d'une cavité ; 2<sup>ème</sup> cas, fente au milieu d'une cavité ; 3<sup>ème</sup> cas, fente à droite d'une cavité. La méthode de résolution des équations utilisée est celle des volumes finis.

Les calculs ont prouvé que l'amélioration du transfert s'est produite suite à une grande chute de pression. Parmi les trois configurations de fentes, c'est le 3<sup>ème</sup> cas qui procure le meilleur refroidissement, qui s'améliore encore lorsqu'on augmente la taille des fentes.

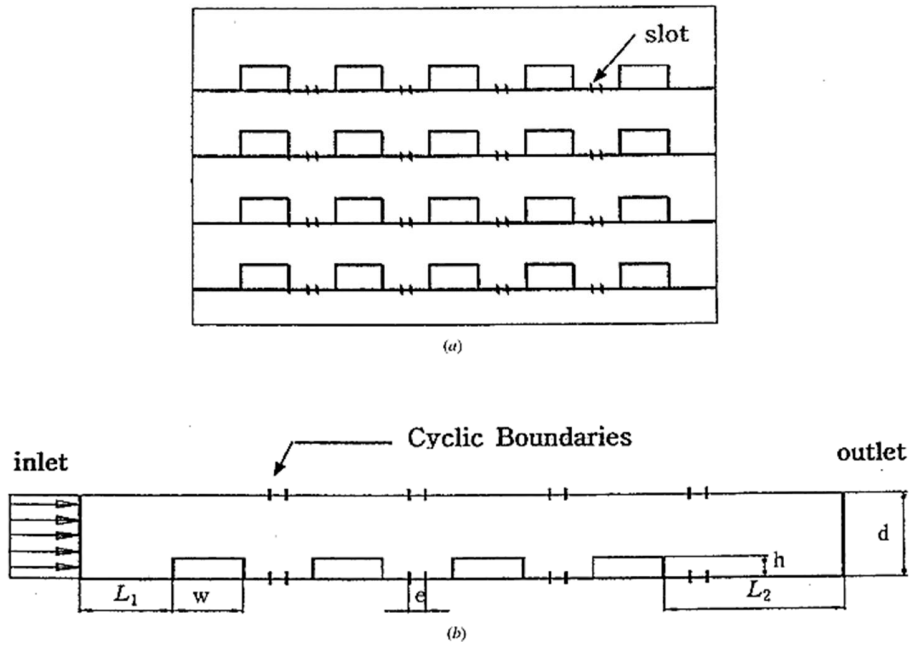


Figure I. 22 : Model du canal 2D avec fentes. (a) modélisation 2D, (b) domaine de calcul du canal 2D avec fente [25]

T. Furukawa et W.J. Yang [26] ont développé une méthode numérique pour connaître le comportement d'un fluide thermique dans deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur (sources de chaleur). Le système simule les passages de l'air de refroidissement à ces blocs dans un ensemble de circuits électroniques. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds, l'écoulement atteindra un état d'écoulement complètement développé en un certain bloc à l'entrée et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément générateur de chaleur et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

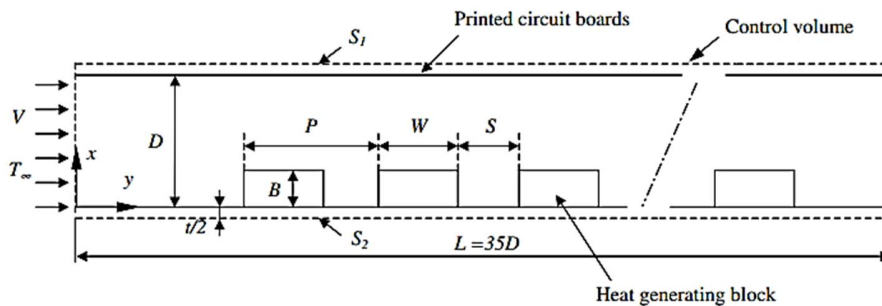


Figure I. 23: A schematic of the physical system to be studied [26]

**Q. Wang et Y. Jaluria [27]** L'étude est dans le contexte de refroidissement des équipements électroniques. (**Figure I. 24**) Le nombre de Grashof est fixé à  $10^6$ . Les résultats montrent que le nombre de Reynolds, l'arrangement spatial des sources de chaleur et le rapport des conductivités thermiques ( $K=K_s/K_{air}$ ) ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur, ce qui conduit à une température moyenne plus faible pour les deux sources de chaleur. La possibilité d'optimiser l'arrangement spatial des sources pour le transfert thermique maximal est évidente d'après ces résultats. Les magnitudes de la conduction et le transport de la convection ont été comparés pour différentes combinaisons paramétriques.

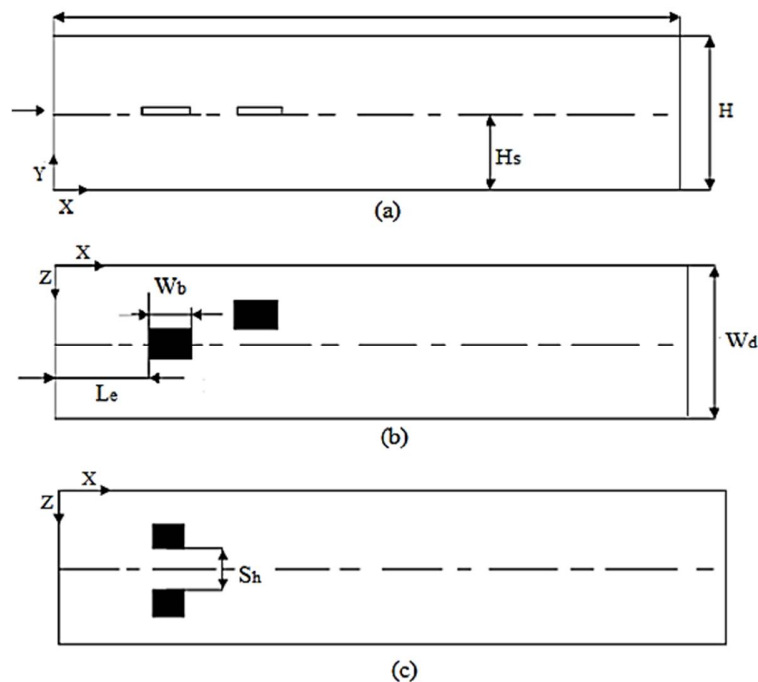


Figure I. 24 : Différentes configurations géométriques. [27]

**W.S. Fu et B.H. Tong [28]** ont fait une simulation numérique de la convection forcée, en étudiant l'influence d'un cylindre oscillant sur le transfert de chaleur dans un nombre de sources de chaleur soumises à un écoulement dans un canal horizontal. La méthode Lagrange - Euler de description cinématique a été adoptée pour décrire les champs d'écoulement et de température, et la méthode des éléments finis a été appliquée pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et s'améliore remarquablement pour une grande oscillation du cylindre.

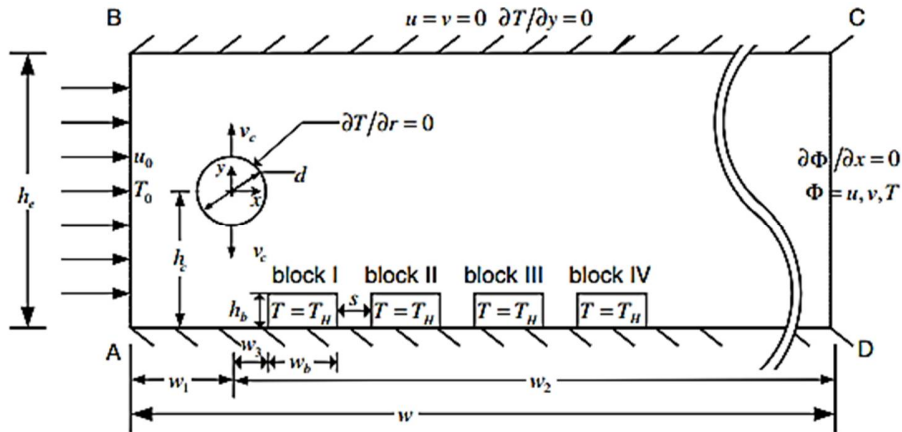


Figure I. 25 : Canal avec un cylindre oscillant transversalement. [28]

H. Bhowmik et al. [29] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection forcée transitoire monophasée sur un ensemble de sources de chaleur discrètes placées dans un canal rectangulaire vertical pendant le fonctionnement transitoire d’une pompe. Les résultats expérimentaux indiquent que le coefficient de transfert de chaleur est fortement affecté par le nombre des sources et au nombre de Reynolds.

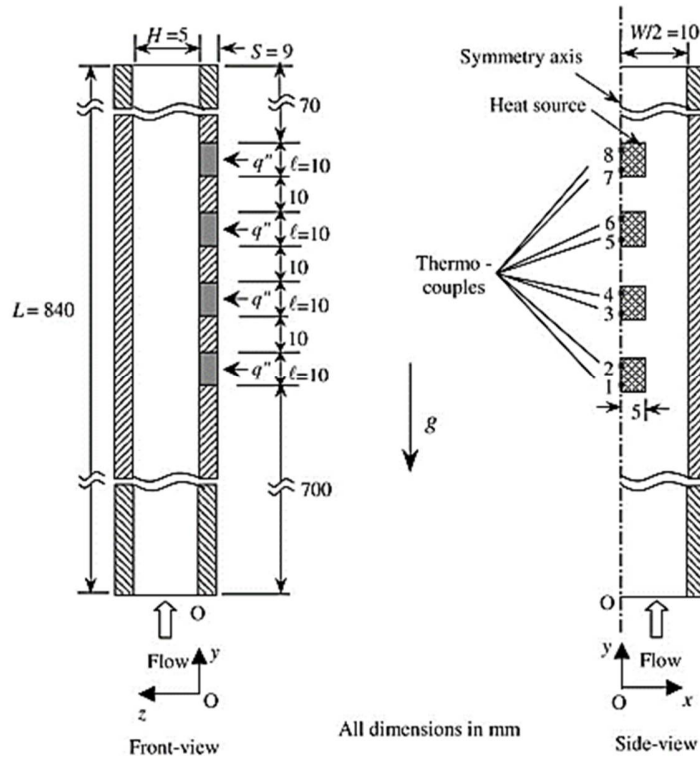


Figure I. 26 : Canal rectangulaire vertical et les sources de chaleur. [29]

**H. Bhowmik et K.W. Tou [30]** ont effectué des expériences sa fin d'étudier le transfert de chaleur en régime transitoire monophasé en convection forcée. Le dispositif expérimental comporte quatre (4) sources de chaleur montées dans un canal vertical rectangulaire. L'eau est utilisée comme fluide de refroidissement et l'écoulement comprend une large gamme du nombre de Reynolds basé sur la longueur de la source de chaleur, en régime laminaire, variant de 800 à 2625. Les résultats expérimentaux indiquent que le transfert de chaleur est fortement lié au nombre de sources et au nombre de Reynolds. Les résultats montrent aussi que plus la hauteur du composant est grande, plus le transfert de chaleur est plus important.

**A. Korichi et al [31]** Ont fait une étude numérique de la convection forcée laminaire transitoire, dans un canal en présence d'un cylindre de section carrée. Les calculs ont été effectués pour le cas de l'air ( $Pr = 0.71$ ) et pour un rapport de blocage ( $H/D = 0.1$ ). Les résultats permettent de conclure que l'écoulement est permanent pour  $Re \leq Re_{cr}$  et donne naissance à des tourbillons alternés pour  $Re > Re_{cr}$ . La valeur de  $Re_{cr}$  dépend du rapport  $H/D$ . Pour  $Re_{cr} = 60$ , le transfert de chaleur est maximal le long de la face frontale et faible le long de la face arrière située dans la zone du sillage. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

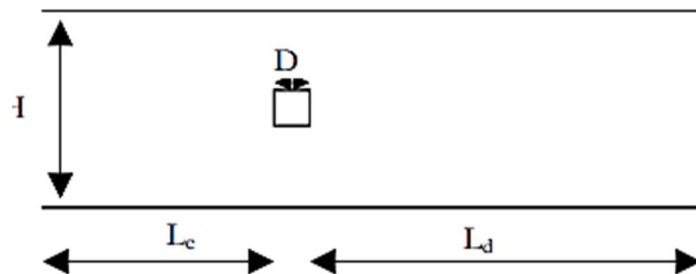


Figure I. 27 : Canal en présence d'un cylindre de section carrée. [31]

**Y. L. Tsay et J.C. Cheng [32]** ont étudié numériquement la convection forcée dans un canal contenant plusieurs parois sur lesquelles sont interposées des sources de chaleurs (**figure I. 28**). Le flux de chaleur et la température sont rigoureusement étudiés en fonction du nombre de Reynolds, de la hauteur des blocs, de l'espacement entre les sources et du rapport de conductivité thermique entre les parois et le fluide et entre les sources et le fluide. Les résultats montrent que l'amélioration du transfert de chaleur est directement liée au nombre de Reynolds, et la variation de la hauteur des sources et de l'espacement entre elles favorisent les zones de recirculation.

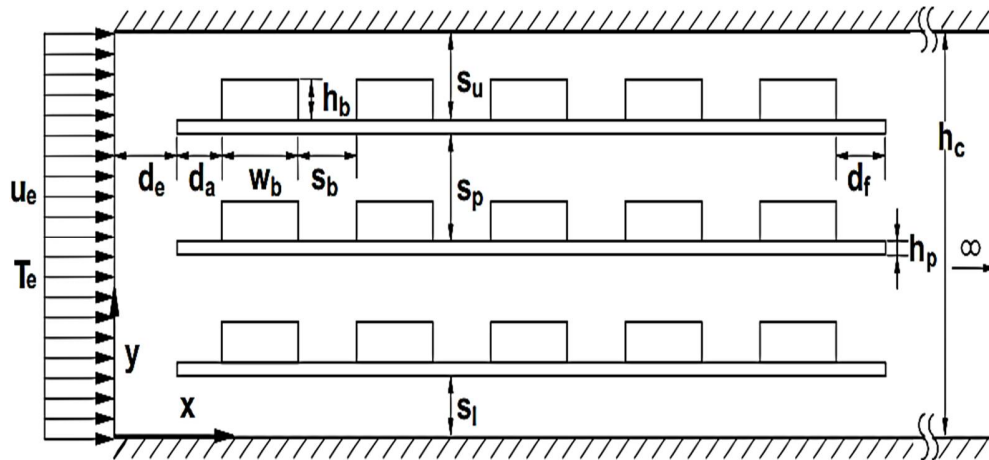


Figure I. 28 : La configuration géométrique étudiée [32]

G.S Ratnam et S. Vengadesan [33] ont simulé les caractéristiques des structures tourbillonnaires et du coefficient de transfert de chaleur associée à un obstacle cubique monté sur la paroi inférieure d'un canal (**figure I. 29**). Les calculs ont été effectués à l'aide de cinq modèles de turbulence. Les résultats ont montré que le modèle (K- $\omega$ ) amélioré, a un meilleur accord avec la simulation numérique direct (SND), ainsi que l'étude expérimentale. Les modèles (K- $\epsilon$ ) non linéaires ont donné de meilleures prévisions que celui des modèles (K- $\epsilon$ ) standard et (K- $\epsilon$ ) à faible nombre de Reynolds. Les coefficients maximal, et minimal de transfert de chaleur ont lieu respectivement à proximité des points de rattachement et de la zone de circulation.

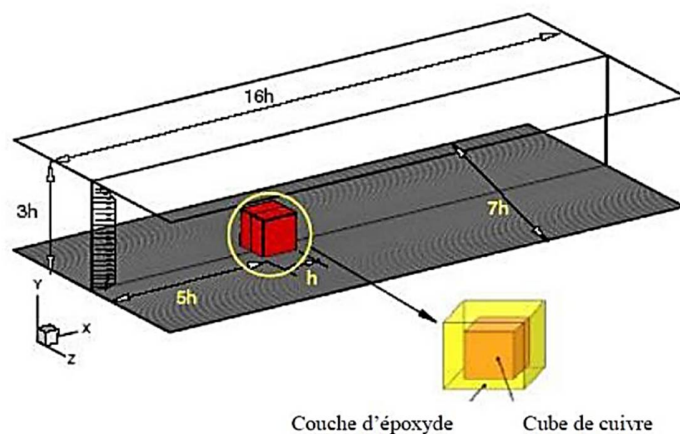
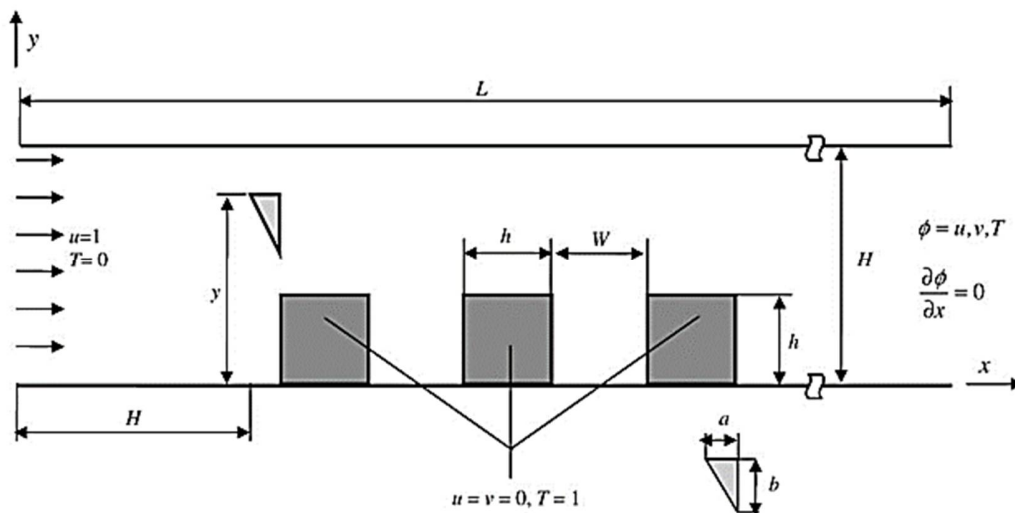


Figure I. 29 : Dimension du domaine de calcul [33]

**H. F. Oztop et al.** [34] ont étudié le transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal avec trois blocs générant de la chaleur et un obturateur adiabatique triangulaire à des positions différentes (**figure I. 30**). L'obturateur a été positionné dans deux points différents dans la direction de ( $y$ ) pour trois nombres de Reynolds s'étendant entre ( $400 \leq Re \leq 1300$ ).

Les résultats montrent que l'augmentation du transfert thermique est affectée par le nombre de Reynolds. L'insertion de l'obturateur a augmenté aussi le transfert thermique pour tous les nombres de Reynolds et le meilleur transfert de chaleur a été observé pour la position de la barre à  $y = 3.5$ . Quand celle-ci est située à la paroi supérieure du canal, le transfert thermique augmente aussi.



*Figure I. 30 : La configuration géométrique (canal avec trois blocs) [34]*

**M. Beriache et al.** [35] fait une étude numérique d'un écoulement laminaire en convection forcée dans un canal bidimensionnel dont les parois sont adiabatiques et lisses. Une partie de la paroi inférieure est munie par des obstacles et soumise à une température constante  $T_w$ .

La méthode des volumes finis a été utilisée pour discrétiser les équations de l'écoulement. Une étude paramétrique en fonction du nombre de Reynolds, de la position, du nombre de blocs et de l'espacement entre les obstacles a été effectuée afin de trouver la géométrie optimale permettant d'améliorer les taux de transfert au niveau de la plaque chaude. Les simulations numériques effectuées ont montré que le taux d'échange de la chaleur est amélioré par l'activité tourbillonnaire générée par les obstacles.

A. Boudiaf et al. [36] fait l'étude numérique de la convection forcée entre deux plans parallèles en présence de deux obstacles. Trois combinaisons de taille différente des deux obstacles ainsi que différente distance séparant ces derniers ont été étudiées. Les équations de continuité, de l'impulsion et de l'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis en y adjoignant les conditions aux limites. Les caractéristiques thermiques de l'écoulement sont analysées en termes de nombre de Nusselt.

Les résultats ont montré que l'augmentation de la distance de séparation conduit à l'augmentation du nombre de Nusselt sur la face droite du premier obstacle et la face gauche du deuxième obstacle. Nous avons trouvé aussi que de la taille de l'un des deux obstacles conduit à l'amélioration de l'évacuation de la chaleur sur cet obstacle et à sa diminution sur l'autre.

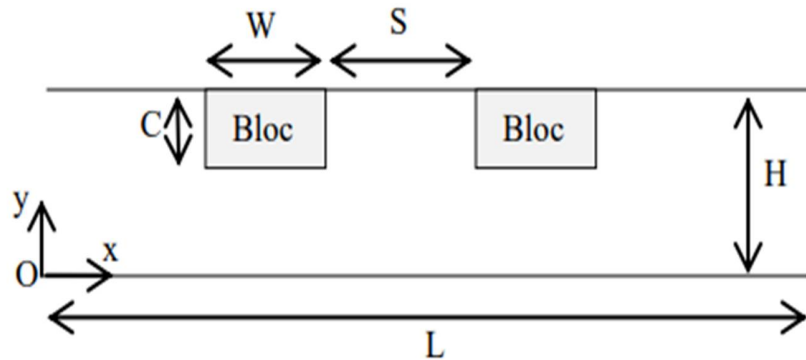


Figure I. 31 : Schéma de deux plans parallèles en présence de deux obstacles. [36]

A.M. Hussein et al. [37] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection forcée d'un nanofluide ( $\text{SiO}_2$ -eau) en régime laminaire dans un radiateur de voiture (figure I. 32). Quatre concentrations différentes de nanofluide dans la gamme de 1% à 2,5% en volume, ont été utilisées. Le nombre de Reynolds est de l'ordre de 500 à 1750.

Les résultats montrent que le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation du débit et de la concentration en volume. Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du débit, de la concentration en volume de nanofluide et de la température d'entrée. L'application de  $\text{SiO}_2$  avec de faible concentration peut accroître le taux de transfert de chaleur jusqu'à 50 % en comparaison avec celui de l'eau pure.

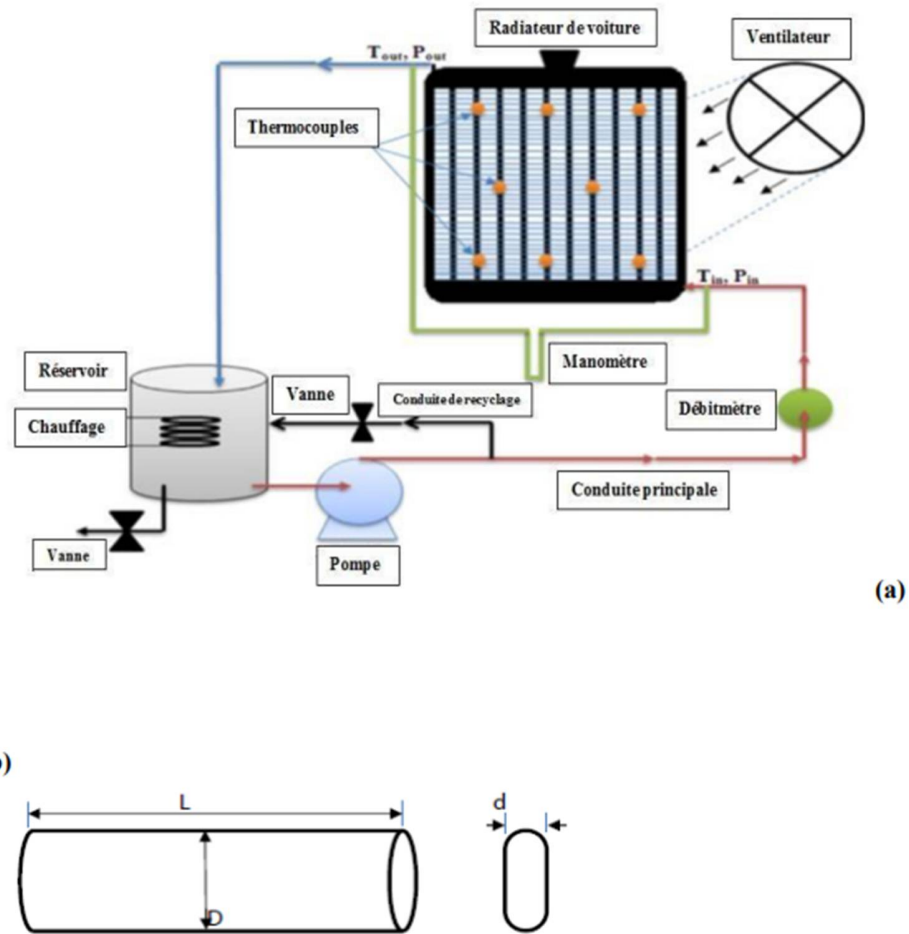


Figure I. 32 : (a) Schéma d'un radiateur d'automobile et (b) Configuration géométrique. [37]

S. Durgam et al. [38] ont présenté une étude numérique du refroidissement par convection forcée laminaire d'un circuit imprimé monté de quinze sources de chaleur discrètes dans un canal d'écoulement rectangulaire. Ils ont trouvé que l'utilisation d'une configuration optimale (Par simulation à l'aide du logiciel COMSOL) et un matériau de plaque de substrat de conductivité thermique spécifique, il est possible d'améliorer le taux de transfert de chaleur.

M.C. da Silva et A.D. Novelli [39] ont fait une étude du comportement de plaques planes horizontales bidimensionnelles et parallèles avec une génération de chaleur interne uniforme soumise à une convection forcée laminaire d'eau (Figure I. 33). Dans cette étude les auteurs ont constaté que l'augmentation du nombre de Reynolds, pour un espacement fixe des plaques, dénote une croissance du nombre de Nusselt. Le même effet se produit à l'augmentation de l'espacement des plaques, pour un nombre de Reynolds fixe.

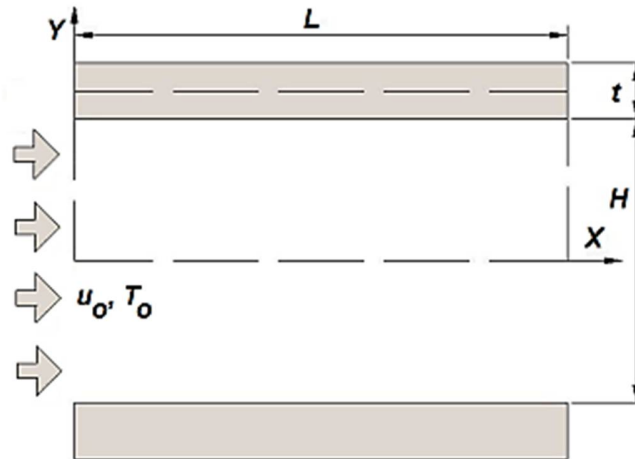


Figure I. 33 : Plaques planes horizontales bidimensionnelles. [39]

Y. Menni et al. [40] ont présenté une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal rectangulaire muni de chicanes ondulées. Ils ont trouvé que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, le nombre de Nusselt et la friction augmentent avec le nombre de Reynolds.

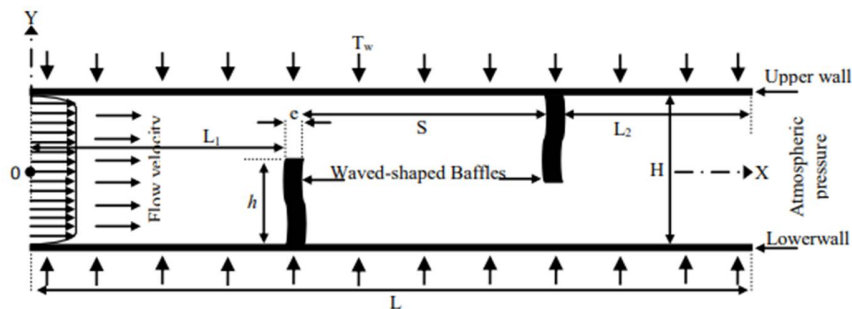


Figure I. 34 : Canal rectangulaire muni de chicanes ondulées. [40]

R. Mohebbi [41] fait une étude de simulation d'un écoulement en convection forcée dans un canal à plaques parallèles avec des cavités rectangulaires transversales par la méthode de Boltzmann sur réseau. Les simulations numériques (MBR) effectuées ont montré que le canal avec des cavités réalise des améliorations de transfert de chaleur par rapport au canal lisse. Pour le rapport d'aspect de la cavité constant, la valeur maximale du nombre de Nusselt moyen dans le canal est obtenue dans le cas de  $S'' = 2$ . Le transfert de chaleur vers les fluides de travail augmente de manière significative en augmentant le rapport d'aspect.

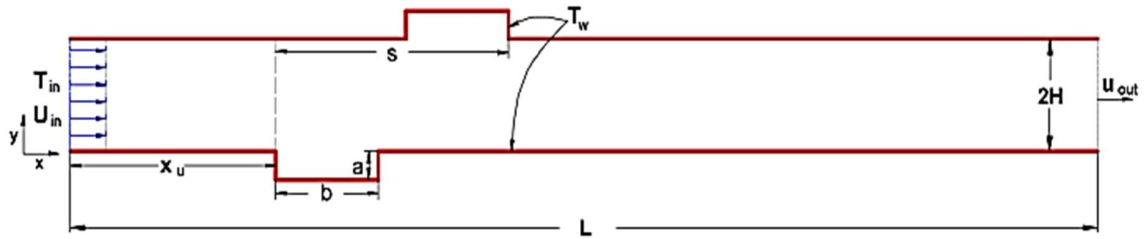


Figure I. 35 : Canal à cavités rectangulaires transversales. [41]

H. Amirat et A. Korichi [42] ont fait une simulation numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal contenant des blocs chauffés avec un jet de fente derrière les blocs (Figure I. 36). Ils ont constaté que la vitesse d'entrée principale ainsi que la vitesse relative fente-jet en plus de la position de la fente modifie le champ d'écoulement, les contours de température et le taux de transfert de chaleur.

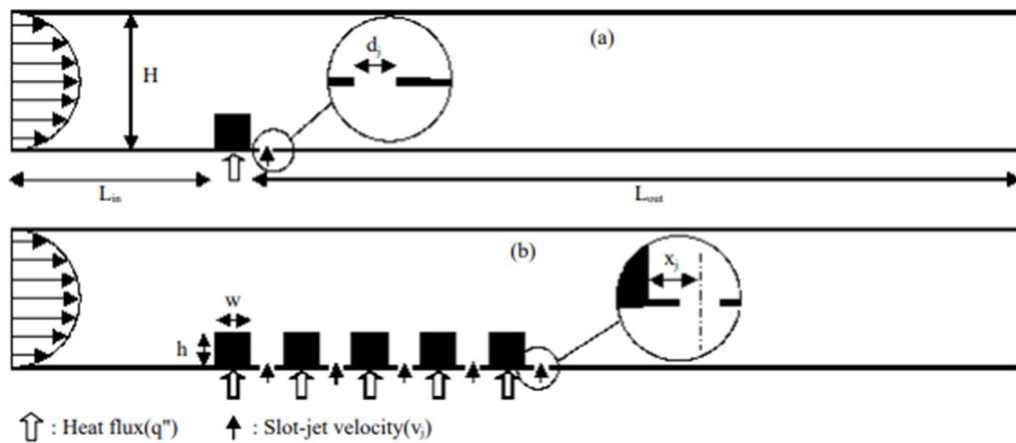


Figure I. 36 : Canal contenant des blocs chauffés avec un jet de fente derrière les blocs. [42]



## **Chapitre II**

# **Géométrie du problème et modélisation**

## II.1. Introduction

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergies par gradients potentiels et mouvement du fluide. La convection est un mode de transfert de chaleur qui est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Ce chapitre est consacré à mise en œuvre des équations du problème considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

On commence par une description et présentation de la géométrie étudiée, on passe après à l'écriture des équations gouvernantes et on termine par les conditions aux limites.

## II.2. Géométrie du problème

La géométrie du problème étudié est représentée sur la **figure II.1**. Il est constitué de deux composants électroniques appelés sources de chaleur qui doivent être refroidis par convection forcée dans un canal horizontal de deux plaques parallèles de hauteur  $H$  et de longueur  $L$ . Les parois supérieure et inférieure sont supposées fixes. A l'entrée du conduit, l'air pulsé de vitesse  $U$  (dimensions) pénètre dans le conduit pour refroidir les composants électroniques. Ceux-ci sont situés sur la paroi inférieure du canal. Chacun a une longueur ( $w$ ) et une hauteur ( $h$ ) et est séparé par un espace ( $d$ ). La distance entre l'entrée du canal et le premier composant est ( $L_1$ ). Par contre, entre la deuxième composante et la sortie du canal est égal à ( $L_2$ ). Chaque composant électronique est maintenu à une température constante égale à  $T_s$ , et la température ambiante d'entrée est égale à  $T_0$ .

Paroi adiabatique

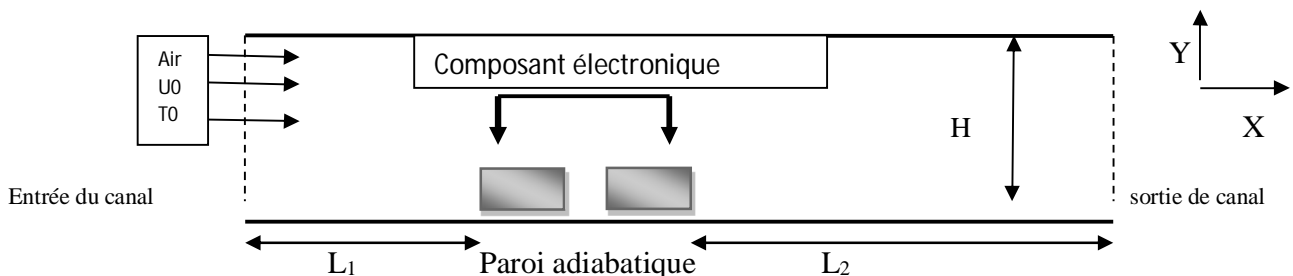


Figure II. 1: Géométrie du problème considéré

Dans cette étude deux autres gaz sont aussi utilisé comme fluides de refroidissement, l'O<sub>2</sub> et le N<sub>2</sub> et ainsi une comparaison entre les trois fluides sera faite.

### II.3. Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes)

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

- la loi de conservation de masse (équation de continuité).
- la loi de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes).
- la loi d'énergie (équation de l'énergie).

#### II.3.1. Equation de continuité

Cette équation est déduite du principe de conservation de masse. Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

(où  $j = 1, 2$  indice de sommation)

L'air est considéré comme étant un fluide incompressible ( $\rho = \text{constante}$ ), l'équation devient alors

$$\frac{\partial (u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

#### II.3.2. Equations de la quantité de mouvement

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial y_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i)$ : Représente le taux de variation de la quantité de mouvement.

$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i)$ : Représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction  $i$  par mouvement du fluide.

$\frac{\partial P}{\partial x_i}$ : Représente les forces dues à la pression

$\frac{\partial}{\partial y_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$ : Représente les forces nettes de viscosité.

### II.3.3. Equation de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible, elle s'écrit comme suit :

$$\rho C_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q + \mu \phi \quad (4)$$

$k$ : La conductivité thermique.

$C_p$ : La chaleur spécifique à pression constante.

$\rho$ : La masse volumique.

$q$ : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

$\mu$ : Viscosité dynamique du fluide. : La dissipation visqueuse.

## II.4. Modèle mathématique

### II.4.1. Les hypothèses

1. Fluide Newtonien et visqueux.
2. Milieu continu.
3. Fluide incompressible.
4. Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes  $x$  et  $y$ ).
5. La dissipation visqueuse est négligeable et pas de source de chaleur ( $q=0$ ).
6. Les propriétés physiques du fluide et des composants électroniques sont supposées constantes.

**i)-Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{5}$$

**ii) - Equation de la quantité de mouvement :**

Suivant la direction x

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \tag{6}$$

Suivant la direction y

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \tag{7}$$

**iii) - Equation de l'énergie :**

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \tag{8}$$

$$\alpha = \frac{k}{c_p \rho}$$

**II.5. Conditions aux limites**

Pour compléter la modélisation de la convection forcée en régime stationnaire, des conditions aux limites sont à associées aux équations de Navier Stokes et celle du transfert thermique. Elles s'écrivent:

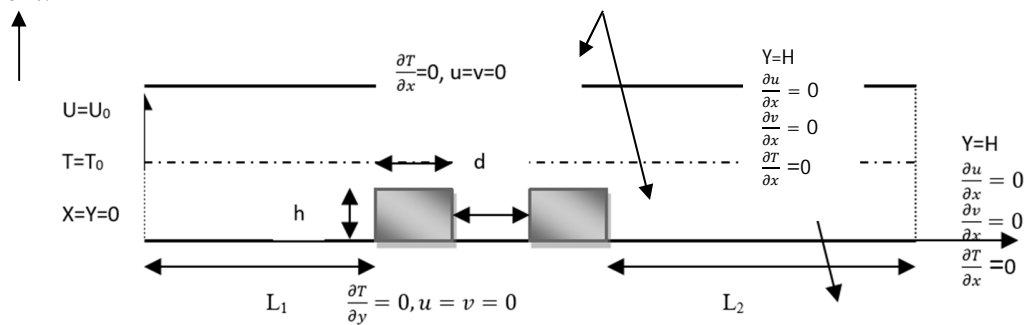


Figure II. 2: Conditions aux limites

➤ A l'entrée du canal : (x = 0, ≤ y ≤ H)

$$u = U_0; v = 0$$

$$T = T_0$$

➤ A la sortie du canal :  $(x = L, 0 \leq y \leq H)$

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

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

➤ En paroi horizontal supérieure :  $(0 \leq x \leq L ; y = H)$

$$u = v = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

➤ Aux parois horizontales inférieure :  $(0 \leq x \leq L ; y = 0)$

$$u = v = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

➤ Au niveau des composant :

✓  $(x = L_1 \text{ et } 0 \leq y \leq h) \text{ et } (L_1 \leq X \leq L_1 + W)$

$$u = v = 0$$

$$T = T_s$$

✓  $(L_1 + W_i + d_{i-1} ; i = 1, 4 \quad 0 \leq y \leq h)$

$$u = v = 0$$

$$T = T_s$$

✓  $(L_1 + W_i + d_i, i = 1, 4; L_1 \leq X \leq L_1 + W_i = d_{i-1}, y = h)$

$$u = v = 0$$

$$T = T_s$$

## II.6. Forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites

L'adimensionnalisation ou normalisation consiste à transformer les variables dépendantes et indépendantes en des variables sans dimensions, c'est-à-dire qu'elles seront normalisées par rapport à

certaines dimensions caractéristiques. Cela permet de spécifier les conditions d'écoulement avec un nombre restreint de paramètres de façon à rendre la solution plus générale.

Les équations de bilan ainsi que les conditions aux limites et initiales présentées précédemment sont mise sous forme adimensionnelle en utilisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{H}, U = \frac{u}{U_0}, V = \frac{v}{U_0}, \theta = \frac{T-T_0}{T_5-T_0}, P = \frac{P-P_0}{\rho u_0^2} \quad (9)$$

En introduisant les variables adimensionnelles dans les équations de conservation, les équations gouvernantes adimensionnelles deviennent comme suit :

### II.6.1. Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (10)$$

### II.6.2. Équation de la quantité de mouvement

Suivant la direction X :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + V \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (11)$$

Suivant la direction Y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Y} + V \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (12)$$

### II.6.3. Équation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{1}{Repr} \left( \frac{\partial \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (13)$$

### II.6.4. Nombres adimensionnels

\* Nombre de Prandtl : Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux.

$$Pr = \frac{\nu_{air}}{\alpha_{air}} \quad (14)$$

\* Nombre de Reynolds : Il compare les forces d'inertie (terme convectif) aux forces de viscosité

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu_{air}} \quad (15)$$

**II.6.5. Conditions aux limites adimensionnelles**

L'écriture adimensionnelle des conditions aux limites est comme suit :

A l'entrée du canal :  $X = 0, 0 \leq Y \leq 1, Y = \frac{y}{H}$

$$U = 1 ; V = 0$$

$$\theta = 0$$

A la sortie du canal : ( $X = L/H, 0 \leq Y \leq 1$ )

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0, \quad V = 0$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

En paroi horizontal supérieure : ( $0 \leq X \leq L/H, Y = 0$ )

$$U = V = 0$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$$

Aux parois horizontales inférieure :  $0 \leq X \leq L/H, Y = 0$

$$U = V = 0$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$$

Au niveau des composants  $L_1/H \leq X \leq L_2/H ; 0 \leq Y \leq w/H$

$$U = V = 0 ; \quad \theta = 0$$

$$(L_1 + w_1 + d_i) / H \leq X \leq (L_1 + w_i + d_{i-1}) / H, 0 \leq Y \leq h / H$$

$$u = v = 0$$

$$T = T_s$$

### II.6.6. Expression de la fonction de courant

On a:

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (16)$$

Alors la fonction de courant est donnée par l'expression :

$$\Psi = \int_0^H u(x, y) dy - \int_0^L v(x, y) dx \quad (17)$$

Après introduction des grandeurs adimensionnelles, on aboutit à :

$$\psi = U(X, Y) - \int_0^A V(X, Y) dY \quad (18)$$

Transmise de la paroi au milieu fluide. Ce nombre est déduit à partir de la chaleur à l'interface paroi-air, son expression est :

$$Nu(x) = \frac{(w.h)h'}{k} \quad (19)$$

$$h' = \frac{-k \frac{\partial T}{\partial x}}{(T_p - T_0)} \quad (20)$$

Finalement le nombre de Nusselt s'exprime comme suit :

$$Nu(x) = -\frac{(w.h)}{(T_p - T_0)} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (21)$$

$$Nu(x) = -\frac{h}{(T_1 - T_0)} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (22)$$

Quant au nombre de Nusselt adimensionnel il s'écrit sous la forme :

$$Nu(x) = \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (23)$$

$$Nu(x) = \frac{\partial \theta}{\partial y} \quad (24)$$

Pour l'expression du nombre de Nusselt moyenne sur une paroi :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{A} \int_0^A Nu(x) dx \quad (25)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{A} \int_0^A Nu(Y) dY \quad (26)$$





## **Chapitre III**

# **Méthode de résolution numérique**

### III.1. Introduction

Beaucoup de phénomènes physiques peuvent être modélisés par des équations différentielles et non linéaires : par exemple un écoulement dans une conduite avec transfert de chaleur. La résolution de ces équations non linéaires par la méthode analytique est souvent très compliquée, c'est pour cette raison, on fait appel à la résolution par la méthode numérique. Durant ces dernières années, de nombreuses méthodes numériques ont été conçues pour résoudre les équations des différentielles et non linéaires, on peut citer à titre d'exemple

- La méthode des différences finies.
- La méthode des éléments finis.
- La méthode des volumes finis.

Pour la présente étude, nous avons choisi la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait elle soit simple, elle garantit la conservation de masse et de quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans. Tout le domaine de calcul et soit applicable pour les géométries complexes. Elle est aussi avantageuse, parce elle facilite la linéarisation des termes sources s'ils ne le sont pas. (Patankar, 1980 [43]).

Le principe de la méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations de transport sur un ensemble discret de volumes finis jointifs, appelés volumes de contrôle couvrant le domaine physique. Le résultat de la discrétisation en un point est une équation algébrique liant la valeur une variable aux valeurs des variables des points voisins.

### III.2. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar [43]. Le principe de cette méthode repose sur une technique de discrétisation, qui convertit les équations différentielles aux dérivées partielles en équations algébriques non linéaires, qui peuvent par la suite être résolues numériquement.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires appelés volumes de contrôle, Chacun de ces derniers englobe un nœud, dit nœud principal comme il est indiqué sur la (**Figure III. 1**). La technique des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles pour obtenir les équations discrétisées, qui conservent toutes les grandeurs physiques sur chaque volume de contrôle. Elle comporte essentiellement les étapes suivantes :

- La division du domaine considéré en volumes de contrôle ;
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- Ecriture des équations algébriques aux nœuds du maillage ;
- Résolution du système algébrique non linéaire obtenu.

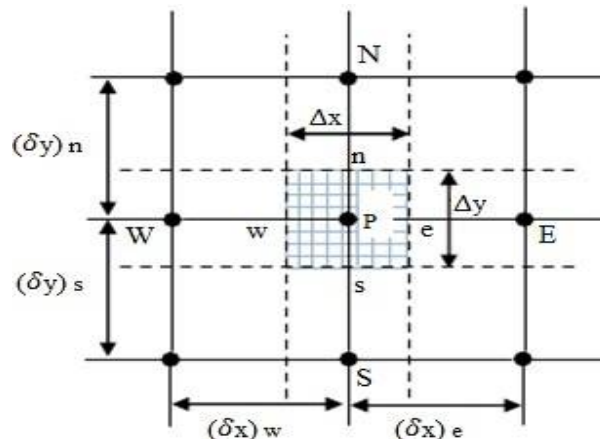


Figure III. 1 : Volume de contrôle bidimensionnel.

Pour un nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction X, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant P est montré par des lignes discontinues, alors que les faces sont localisées aux points e et w dans la direction X, n et s dans la direction y.

Dans ce mémoire nous avons effectué la résolution de problème par logiciel FLUENT, basée sur la méthode des volumes finis.

### III.3. Maillage

Un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou aussi une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. Le modèle représentant ce système et éventuellement son environnement (le milieu) dans l'objectif du maillage est de procéder à une simplification d'un système par un optique de simulation de calcul ou de représentation graphiques.

Ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud P de maillage **figure III. 2(a)**, tandis que

les grandeurs vectorielles  $u$  et  $v$  sont stockées au milieu des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur volume de contrôle associé aux composants de vitesse [44].

Le volume de contrôle de la composante longitudinale  $u$  est décalé suivant la direction  $x$  par rapport au volume de contrôle principale **figure III.2 (b)**, celui de la composante transversale  $v$  est décalé suivant la direction  $y$  **figure III.2 (c)**. Ce type de maillage dit « maillage décalé » permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution. La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans **figure III.2** [44].

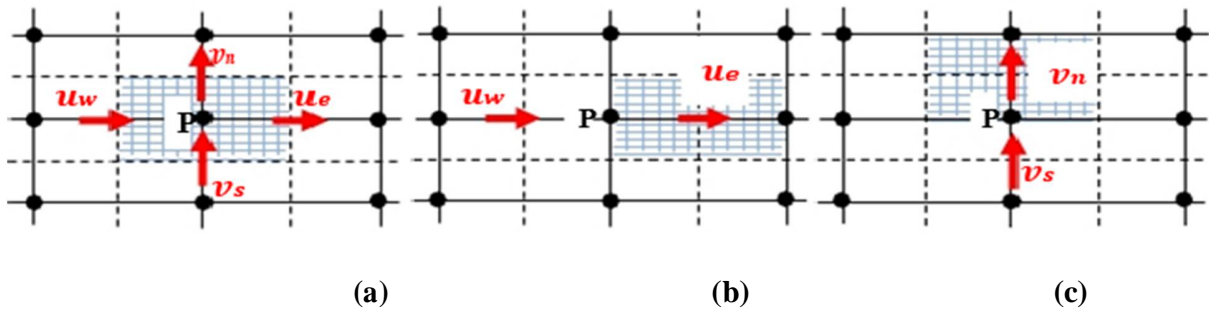


Figure III. 2 : Schéma du volume de contrôle (a) maillage décalé pour  $u_w$  (b) maillage décalé pour  $u_e$  (c) maillage décalé  $v_n$ .

Dans ce mémoire, nous avons opté pour un maillage uniforme dans les deux directions, horizontale et verticale.

### III.4. Discrétisation des équations de conservation [45]

L'équation de transport d'une variable générale. Avant de lui appliquer la méthode des volumes finis. Cette équation générale de transport s'écrit en coordonnées cartésiennes pour un écoulement d'un fluide incompressible et bidimensionnel comme suit:

$$\underbrace{\text{div}(\rho u \phi)}_I = \underbrace{\text{div}(T \text{ grad} \phi)}_II + S_\phi \tag{27}$$

$u$  : vecteur vitesse ( $u, v, w$ )

$I$  : est le terme convectif

$II$  : est le terme diffusif

$\Gamma$ : est le coefficient de diffusion

$S_\phi$ : est le terme source.

Tous ces termes sont listés dans le tableau suivant :

*Tableau III. 1 : Paramètres  $\phi, \Gamma$  et  $S_\phi$  pour chaque équation*

Grandeur transportée	$\phi$	$\Gamma$	$S_\phi$
Conservation de masse	1	0	0
Quantité de Mouvement selon x	U	$\frac{1}{Re}$	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
Quantité de mouvement selon y	V	$\frac{1}{Re}$	$-\frac{\partial P}{\partial y}$
Energy	$\theta$	$\frac{1}{RePr}$	0

Pour chaque variable, l'équation de transport (27) peut être réécrite dans le cas stationnaire, bidimensionnel de la manière suivante

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) + \frac{d}{dy}(\rho v \phi) = \frac{d}{dx}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx}\right) + \frac{d}{dy}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dy}\right) + S_\phi \quad (28)$$

L'équation (28) est discrétisée selon la technique des volumes finis et le système d'équations retenu est résolu pour chaque valeur successive de  $\phi$ .

En intégrant l'équation (28) sur un volume de contrôle CV, nous obtenons :

$$\int \left[ \frac{d}{dx}(\rho u \phi) + \frac{d}{dy}(\rho v \phi) \right] dv = \int \left[ \frac{d}{dx}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx}\right) + \frac{d}{dy}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dy}\right) \right] dv + \int S_\phi \quad (29)$$

**III.4.1. Terme convectif**

$$I_1 = \int \left[ \frac{d}{dx}(\rho u \phi) + \frac{d}{dy}(\rho v \phi) \right] dv = \int_S^n \int_w^e \left[ \frac{d}{dx}(\rho u \phi) + \frac{d}{dy}(\rho v \phi) \right] dx dy = \int_S^n (\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w dy + \int_w^e [(\rho v \phi)_n - (\rho v \phi)_s] dx = [(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w] \Delta y + [(\rho v \phi)_n - (\rho v \phi)_s] \Delta x \tag{30}$$

$F = \rho u$  ou  $F = \rho v$ : flux massique convectif

Notre que :

$$D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad \text{ou} \quad D = \frac{\Gamma}{\delta y} : \text{conductance} \tag{31}$$

Avec :

*Tableau III.2 : expression des flux convectif*

$F_e$	$F_w$	$F_n$	$F_s$
$(\rho u)_e \Delta y$	$(\rho u)_w \Delta y$	$(\rho v)_s \Delta y$	$(\rho v)_s \Delta y$

On obtient finalement :

$$I_1 = (F_e \phi_e - F_w \phi_w) + (F_n \phi_n - F_s \phi_s) \tag{32}$$

**III.4.2. Terme diffusif**

$$I_2 = \int \left[ \frac{d}{dx} \left( \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left( \Gamma \frac{d\phi}{dy} \right) \right] dv = \int_S^n \int_w^e \left[ \frac{d}{dx} \left( \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left( \Gamma \frac{d\phi}{dy} \right) \right] dx dy \tag{33}$$

$$= \int_S^n \left[ \Gamma \left( \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left( \frac{d\phi}{dx} \right)_w \right] dy + \int_w^e \left[ \left( \frac{d\phi}{dy} \right)_n - \left( \frac{d\phi}{dy} \right)_s \right] dx$$

De même pour les gradients :  $\left( \frac{d\phi}{dx} \right)_e, \left( \frac{d\phi}{dx} \right)_w, \left( \frac{d\phi}{dy} \right)_n, \left( \frac{d\phi}{dy} \right)_s$ . Une interpolation linéaire nous donne :

$$\begin{aligned} \left( \frac{d\phi}{dx} \right)_e &= \frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \\ \left( \frac{d\phi}{dx} \right)_w &= \frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \\ \left( \frac{d\phi}{dy} \right)_n &= \frac{\phi_N - \phi_P}{\delta y_{NP}} \end{aligned} \tag{34}$$

$$\left( \frac{d\phi}{dy} \right)_s = \frac{\phi_P - \phi_S}{\delta y_{PS}}$$

La relation (33), en tenant compte de relation (34) devient :

$$I_2 = \left[ \Gamma_e \frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} - \Gamma_w \frac{\phi_P - \phi_w}{\delta x_{WP}} \right] \Delta y + \left[ \Gamma_n \frac{\phi_N - \phi_P}{\delta y_{NP}} - \Gamma_s \frac{\phi_P - \phi_S}{\delta y_{PS}} \right] \Delta x \quad (35)$$

Avec :

**Tableau III.3 : Expression des coefficients de diffusion.**

$D_e$	$D_w$	$D_n$	$D_s$
$\frac{\Gamma_e \Delta y}{\delta x_{PE}}$	$\frac{\Gamma_w \Delta y}{\delta x_{WP}}$	$\frac{\Gamma_n \Delta x}{\delta y_{NP}}$	$\frac{\Gamma_s \Delta x}{\delta y_{PS}}$

On obtient finalement :

$$I_2 = [D_e(\phi_E - \phi_P) - D_w(\phi_P - \phi_w)] + [D_n(\phi_N - \phi_P) - D_s(\phi_P - \phi_S)] \quad (36)$$

### III.4.3. Terme source

$$I_s = \int S_\phi dv = \int_s^n \int_w^e S_\phi dx dy = \int_s^n \left[ \int_w^e S_\phi dx \right] dy = \overline{S_\phi} \Delta x \Delta y \quad (37)$$

Où  $\overline{S_\phi}$  est la valeur moyenne du terme source sur le volume de contrôle.

Quand le terme source dépend de la variable dépendante, cette dépendance doit être exprimée par une relation linéaire, ceci permettra d'utiliser les méthodes de résolution des systèmes linéaires. La linéarisation est l'évolution de la valeur moyenne de  $\overline{S_\phi}$ , qui peut être en fonction de la variable dépendante, sa valeur est donc calculée à chaque itération à partir des nouvelles valeurs des variables dépendantes.

Suite à la résolution des équations algébriques adoptées, le terme source sera linéarité de façon à forcer la convergence, on écrit :

$$\overline{S_\phi} = S_c + S_p \quad (38)$$

Où  $S_c$  est la partie constante, qui ne dépend pas explicitement de  $S_p$  et  $S_p$  est la pente de  $\phi_P$ .

Il est nécessaire que le coefficient  $S_p$  soit inférieur à zéro pour que la solution soit numériquement stable et la convergence soit plus rapide.

$$I_3 = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (39)$$

Donc, l'équation (3.3) s'écrit comme suit :

$$(F_e \phi_e - F_w \phi_w) + (F_n \phi_n - F_s \phi_s) = [D_e(\phi_E - \phi_p) - D_w(\phi_p - \phi_w)] + [D_n(\phi_N - \phi_p) - D_s(\phi_p - \phi_s)] + (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (40)$$

$$(F_e \phi_e - F_w \phi_w + F_n \phi_n - F_s \phi_s) - \{D_e(\phi_E - \phi_p) - D_w(\phi_p - \phi_w) + D_n(\phi_N - \phi_p) - D_s(\phi_p - \phi_s)\} = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (41)$$

Finalement, on obtient une équation discrétisée pour la variable  $\phi$  sous la forme générale suivante :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_w \phi_w + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (42)$$

Où :

$$a_p = a_E + a_w + a_N + a_S - S_p \Delta x \Delta y$$

Et

$$b = S_c \Delta x \Delta y$$

Le problème majeur est d'approximer les valeurs des fonctions  $\phi_e$ ,  $\phi_w$ ,  $\phi_n$  et  $\phi_s$  aux interfaces des volumes de contrôle par rapport aux noeuds du maillage. Différents schémas sont disponibles dans la littérature : différence centrées, amont (upwind), hybride, loi de puissance, QUICK...etc.

### III.5. Discrétisation spatiale

Discrétiser une équation différentielle aux dérivées partielle revient à remplacer l'information continue exacte, contenue dans cette équation par une information discrète contenue dans une équation algébrique.

L'approximation de la variable généralisée  $\phi$  aux interfaces du volume de contrôle se fera donc avec le choix du schéma de discrétisation approprié. Le rôle du schéma intervient pour expliquer comment évaluer les flux de diffusion et de convection sur les faces du volume de contrôle après intégration. On a l'équation (41) devienne :

$$(j_e - j_w + j_n - j_s) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (43)$$

Où  $j_i$  ( $i = e, w, n, s$ ) est le flux total évalué sur chaque face du volume de contrôle. Ce flux est composé de deux parties : flux convectif et diffusif.

Par exemple :

$$j_e = \left( \rho u \phi - \Gamma \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right)_e \quad (44)$$

On peut utiliser les schémas suivants :

### III.5.1. Schéma aux différences centrées

Pour évaluer le flux convectif à l'interface, la variation de la variable  $\phi$  entre deux nœuds adjacents doit être exprimée par un profil linéaire. On suppose que les faces ( $e, w, n, s$ ) se trouvent au milieu des nœuds ( $E, W, N, S$ ) respectivement, les termes convectifs des variables généralisées  $\phi$  se présente par une interpolation comme suite :

$$\begin{cases} \phi_e = \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_p) \\ \phi_w = \frac{1}{2}(\phi_p + \phi_w) \\ \phi_n = \frac{1}{2}(\phi_N + \phi_p) \\ \phi_s = \frac{1}{2}(\phi_p + \phi_s) \end{cases} \quad (45)$$

Les parties diffusives sont évaluées en approximant les dérivées par les différences, ce qui donne :

$$\begin{cases} \Gamma_e \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e = \Gamma_e \frac{\phi_E - \phi_p}{(\delta x)_e} \\ \Gamma_w \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w = \Gamma_w \frac{\phi_p - \phi_w}{(\delta x)_w} \\ \Gamma_n \left( \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n = \Gamma_n \frac{\phi_N - \phi_p}{(\delta y)_n} \\ \Gamma_s \left( \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s = \Gamma_s \frac{\phi_p - \phi_s}{(\delta y)_s} \end{cases} \quad (46)$$

Remplaçons les formules (46) et (47) dans l'équation (44), on obtient :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (47)$$

Ou :

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta x \Delta y$$

Avec

$$\begin{cases} a_E = D_e - \frac{F_e}{2} \\ a_W = D_w + \frac{F_w}{2} \\ a_N = D_n - \frac{F_n}{2} \\ a_S = D_s + \frac{F_s}{2} \end{cases} \quad (48)$$

$b = S_c \Delta x \Delta y$ ,  $D_i = \frac{\Gamma_i}{\delta x_i}$  Est la conductance de la diffusion toujours positif et  $F_i = (\rho u_i)$  la force de convection peut être, positif ou négatif, selon le sens de l'écoulement. Les coefficients de discrétisation  $a_i (i = E, W, N, S)$  rassemblant le flux convectifs et diffusifs. Les coefficients  $a_i$  doivent avoir le même signe positif (la deuxième règle de base pour la méthode de volume finis), mais la relation (48), peut créer des coefficients négatifs.

Les coefficients de l'équation (48) écrits en terme du nombre de Peclet ( $Pe$ ) sont donnés par :

$$\begin{aligned} a_E &= D_e \left(1 - \frac{Pe_e}{2}\right) \\ a_W &= D_w \left(1 + \frac{Pe_w}{2}\right) \\ a_N &= D_n \left(1 - \frac{Pe_n}{2}\right) \\ a_S &= D_s \left(1 + \frac{Pe_s}{2}\right) \end{aligned} \quad (49)$$

Avec :

$$Pe_i = \frac{F_i}{D_i} = \frac{(\rho u_i)(\delta x_i)}{\Gamma_i} \quad (50)$$

Pour que ces coefficients soient positifs, le nombre de Pe doit être dans l'intervalle  $[-2, 2]$ . L'application de ce schéma n'est avantagée que si  $|Pe| \leq 2$ , ceci est réalisé pour des maillages fins.

III.5.2. Schéma Upwind

Schéma UPWIND consiste à :

En regardant le sens de l'écoulement on choisit la valeur du nœud en amont.

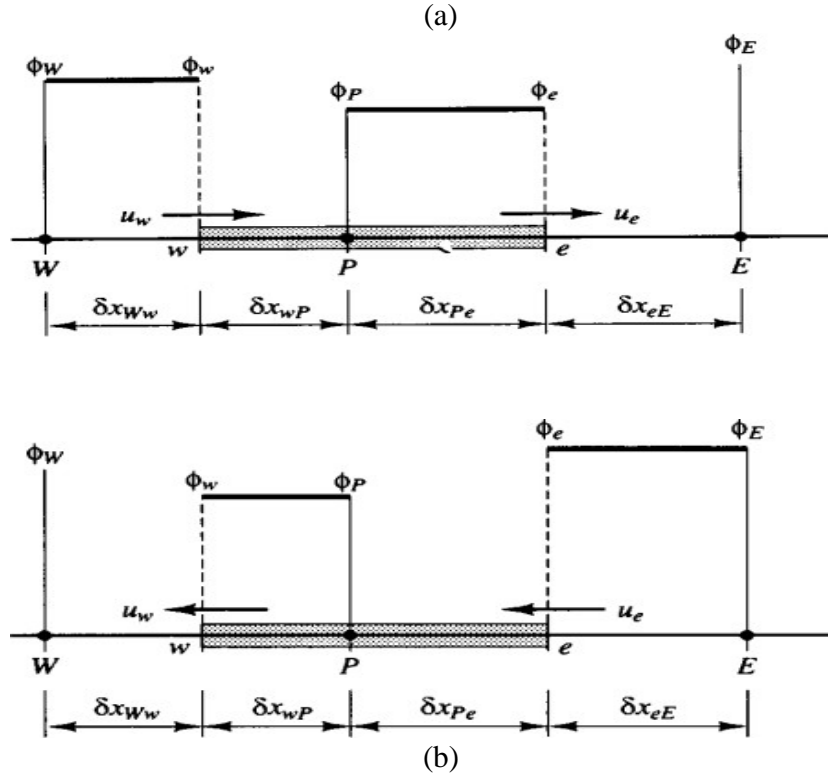


Figure III. 3 : Les valeurs nodales utilisées pour calculer la valeur faciale de la cellule lorsque le flux est dans le sens positif (a), le sens négatif (b).

Selon que l'écoulement soit dans la direction positive ou négative, on aura :

Tableau III.4 : Valeurs de  $\phi_f$  pour le schéma Upwind.

$F_e, F_w, F_n, F_s > 0$	$F_e, F_w, F_n, F_s < 0$
$\phi_e = \phi_p$	$\phi_e = \phi_E$
$\phi_w = \phi_w$	$\phi_w = \phi_p$
$\phi_n = \phi_p$	$\phi_n = \phi_N$
$\phi_s = \phi_s$	$\phi_s = \phi_p$

Cette condition peut être exprimée par l'opérateur :

$$\| A, B \| = \max(A, B)$$

Le schéma Upwind s'écrit donc :

$$\begin{cases} F_e \phi_e = \phi_p \|F_{e,0}\| - \phi_E \| -F_{e,0}\| \\ F_w \phi_w = \phi_p \|F_{w,0}\| - \phi_p \| -F_{w,0}\| \\ F_n \phi_n = \phi_p \|F_{n,0}\| - \phi_N \| -F_{n,0}\| \\ F_s \phi_s = \phi_p \|F_{s,0}\| - \phi_p \| -F_{s,0}\| \end{cases} \quad (51)$$

En substituant les expressions (51) dans l'équation (43), l'équation de discrétisation devient :

$$\begin{aligned} a_p \phi_p &= a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \\ a_p &= a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta x \Delta y; b = S_c \end{aligned}$$

$$\text{Avec: } \begin{cases} a_E = D_e + \| -F_{e,0}\| \\ a_W = D_w + \|F_{w,0}\| \\ a_N = D_n + \| -F_{n,0}\| \\ a_S = D_s + \|F_{s,0}\| \end{cases} \quad (52)$$

### III.5.3. Schéma Hybride :

Ce schéma mis au point par Spadling (1972). Le schéma hybride est la combinaison des deux schémas (centré et Upwind).

En appliquant ce schéma, la variable généralisée  $\phi$  aux différentes interfaces du volume de contrôle prendra la forme suivante :

$$\begin{cases} \phi_e = \alpha_e \phi_p + (1 - \alpha_e) \phi_E \\ \phi_w = \alpha_w \phi_w + (1 - \alpha_w) \phi_p \\ \phi_n = \alpha_n \phi_p + (1 - \alpha_n) \phi_N \\ \phi_s = \alpha_s \phi_s + (1 - \alpha_s) \phi_p \end{cases} \quad (53)$$

Où les coefficients  $\alpha_i (i = e, w, n, s)$  sont définis par

$$\alpha_i = \begin{cases} 0 & \text{si } Pe < -2 \rightarrow \text{schéma upwind} \\ \frac{1}{2} & \text{si } |Pe| \leq 2 \rightarrow \text{schéma centré} \\ 1 & \text{si } Pe > 2 \rightarrow \text{schéma upwind} \end{cases} \quad (54)$$

En substituant les valeurs prises par la variable  $\phi$  à l'équation (43), on aura :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta x \Delta y; b = S_c$$

$$\text{Avec: } \begin{cases} a_E = \left\| -F_e, D_e - \frac{F_e}{2}, 0 \right\| \\ a_W = \left\| F_w, D_w + \frac{F_w}{2}, 0 \right\| \\ a_N = \left\| -F_n, D_n - \frac{F_n}{2}, 0 \right\| \\ a_S = \left\| F_s, D_s - \frac{F_s}{2}, 0 \right\| \end{cases} \quad (55)$$

### III.5.4. Schéma à loi de puissance :

On remarque que pour  $Pe = \pm 2$  l'erreur est maximale, aussi il n'est pas exact de mettre la diffusion égale à zéro pour  $|Pe| > 2$ . Une bonne approximation polynomiale de la solution exacte est donnée par le schéma PLDS (Power law Differencing Scheme) développé par Patankar (1980), qui s'écrit pour le coefficient  $a_E$  comme suit :

$$\begin{cases} a_E = -Pe_e D_e & \text{si } Pe_e < -10 \\ a_E = ((1 + 0.1Pe_e)^5 - Pe_e) D_e & \text{si } -10 \leq Pe_e < 0 \\ a_E = (1 - 0.1Pe_e)^5 D_e & \text{si } 0 \leq Pe_e \leq 10 \\ \frac{a_E}{D_e} = 0 & \text{si } Pe_e > 10 \end{cases} \quad (56)$$

Appliqué à notre cas, l'équation de discrétisation de ce schéma s'écrit :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta x \Delta y; b = S_c \Delta x \Delta y$$

$$\text{Avec: } \begin{cases} a_E = D_e \left\| 0, (1 - 0.1|Pe_e|)^5 \right\| + \left\| 0, -F_e \right\| \\ a_W = D_w \left\| 0, (1 - 0.1|Pe_w|)^5 \right\| + \left\| 0, F_w \right\| \\ a_N = D_n \left\| 0, (1 - 0.1|Pe_n|)^5 \right\| + \left\| 0, -F_n \right\| \\ a_S = D_s \left\| 0, (1 - 0.1|Pe_s|)^5 \right\| + \left\| 0, F_s \right\| \end{cases} \quad (57)$$

On peut distinguer que le nombre de Peclet est l'élément essentiel pour caractériser le comportement d'un schéma numérique. La limitation des schémas précédents se situe comme suit :

- Schéma centré : par les valeurs  $|Pe| \leq 2$ ;
- Schéma Upwind : surestime la diffusion pour les grands nombres de Peclet ;
- Schéma Hybride : son inconvénient est l'erreur maximale lorsque  $|Pe| = 2$

- Schéma PLDS : stable et donne une bonne approximation de la solution exacte.

Le schéma à loi de puissance (PLDS) donne une bonne approximation polynomiale, de la solution exacte, ainsi une bonne caractéristique de stabilité et de précision des autres schémas, en plus il a été largement utilisé.

### III.5.5. Schéma Quick

Le schéma QUICK (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics) a été donné par Leonard en 1979, ce schéma propose d'approximer la variation de la variable  $\phi$  par une interpolation quadratique (par une parabole) entre les deux voisins amont et le voisin aval afin d'évaluer la valeur de  $\phi$  à l'interface de volume de contrôle

L'équation discrétisée écrit sous la forme :

$$(F_e \phi_e + F_n \phi_n) - (F_w \phi_w + F_s \phi_s) = [D_e(\phi_E - \phi_p) + D_n(\phi_N - \phi_p)] - [D_w(\phi_p - \phi_W) + D_s(\phi_p - \phi_S)] + (S_c + S_p \phi_p) \Delta_x \Delta_y$$

La valeur de  $\phi$  sur les faces  $e$ ,  $w$  et  $n$  et  $s$  peut être donné par :

Si  $(F_e > 0, F_w > 0)$  et  $(F_n > 0, F_s > 0)$ :

$$\begin{cases} \phi_e = \frac{6}{8} \phi_p + \frac{3}{8} \phi_E - \frac{1}{8} \phi_W \\ \phi_w = \frac{6}{8} \phi_W + \frac{3}{8} \phi_p - \frac{1}{8} \phi_{WW} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} \phi_n = \frac{6}{8} \phi_p + \frac{3}{8} \phi_N - \frac{1}{8} \phi_S \\ \phi_s = \frac{6}{8} \phi_S + \frac{3}{8} \phi_p - \frac{1}{8} \phi_{SS} \end{cases} \quad (58)$$

On aura donc la relation :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_{WW} \phi_{WW} + a_{SS} \phi_{SS} + b$$

Si  $(F_e < 0, F_w < 0)$  et  $(F_n < 0, F_s < 0)$ :

$$\begin{cases} \phi_e = \frac{6}{8} \phi_E + \frac{3}{8} \phi_p - \frac{1}{8} \phi_{EE} \\ \phi_w = \frac{6}{8} \phi_p + \frac{3}{8} \phi_W - \frac{1}{8} \phi_E \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} \phi_n = \frac{6}{8} \phi_N + \frac{3}{8} \phi_p - \frac{1}{8} \phi_{NN} \\ \phi_s = \frac{6}{8} \phi_p + \frac{3}{8} \phi_S - \frac{1}{8} \phi_N \end{cases} \quad (59)$$

On aura donc la relation :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_{EE} \phi_{EE} + a_{NN} \phi_{NN} + b$$

Avec :

$$b = S_c \Delta x \Delta y$$

$$\begin{cases} a_E = D_e - \frac{6}{8}F_e - \frac{1}{8}F_w \\ a_W = D_w + \frac{3}{8}F_w \end{cases}; \quad \begin{cases} a_N = D_n - \frac{6}{8}F_n - \frac{1}{8}F_s \\ a_S = D_s + \frac{3}{8}F_s \end{cases}; \quad \begin{cases} a_{EE} = \frac{1}{8}F_e \\ a_{NN} = \frac{1}{8}F_n \end{cases}$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_{EE} + a_{SS} + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) - S_p \Delta x \Delta y$$

### III.6. Formulation générale du problème

L'intégration de l'équation de transport (28) donne :

$$j_e - j_w + j_n - j_s = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (60)$$

Où :

$$J_i = (\rho u_j) \phi_i - \Gamma_i \left( \frac{\partial \phi_i}{\partial x_j} \right), \text{ avec: } \begin{cases} \text{si } i = e, w \text{ alors } u_j = u \text{ et } x_j = x \\ \text{si } i = n, s \text{ alors } u_j = v \text{ et } x_j = y \end{cases} \quad (61)$$

L'intégration de l'équation de continuité sur le volume de contrôle donne :

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (62)$$

Où :  $F_i (i=e, w, n, s)$  sont les débits massiques à travers les faces du volume de contrôle.

Si on multiplie l'équation (63) par  $\phi_p$  et on la retranche de l'équation (61), on obtient :

$$(j_e - F_e \phi_p) - (j_w - F_w \phi_p) + (j_n - F_n \phi_p) - (j_s - F_s \phi_p) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (63)$$

On peut écrire les termes entre parenthèses de l'équation (64) comme suit :

$$\begin{cases} j_e - F_e \phi_p = a_E (\phi_p - \phi_E) \\ j_w - F_w \phi_p = a_W (\phi_p - \phi_W) \\ j_n - F_n \phi_p = a_N (\phi_p - \phi_N) \\ j_s - F_s \phi_p = a_S (\phi_p - \phi_S) \end{cases} \quad (64)$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} a_E = D_e A (|Pe_e|) + \|-F_e, O\| \\ a_W = D_w A (|Pe_w|) + \|-F_w, O\| \\ a_N = D_n A (|Pe_n|) + \|-F_n, O\| \\ a_S = D_s A (|Pe_s|) + \|-F_s, O\| \end{cases} \quad (65)$$

L'équation de discrétisation s'écrit sous la forme :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \tag{66}$$

$$|Pe| = 2; a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta x \Delta y; b = S_c \Delta x \Delta y$$

fonction  $A(|Pe|)$  est choisie d'après le tableau suivant :

Tableau III. 5 : La fonction  $A(|Pe|)$  pour différents schémas.

Schéma	La fonction $A( Pe )$
Différences centrées	$1 - 0.5 Pe $
Upwind	$\  0, (1 - 0.5 Pe ) \parallel$
Hybride	$\ 0, (1 - 0.1 Pe )^5\parallel$
Loi de puissance	1

Où  $Pe$  est le nombre de Peclet qui représente le rapport local de la convection à la diffusion.

$$\frac{(\rho u_i)(\delta x_i)}{\Gamma_i}, i = (e, w, n, s) \tag{67}$$

### III.6.1. Schéma amont du second ordre

Dans ce cas, la valeur de  $\phi$  sur l'interface est déterminée à partir d'une interpolation linéaire entre les deux voisins amont a la face (dans le sens de la vitesse). La valeur de la iété  $\phi$  est donné par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_e = \frac{3}{2} \phi_p - \frac{3}{2} \phi_w \text{ et } \phi_w = \frac{3}{2} \phi_w - \frac{3}{2} \phi_{ww} \\ \phi_n = \frac{3}{2} \phi_p - \frac{3}{2} \phi_s \text{ et } \phi_s = \frac{3}{2} \phi_s - \frac{3}{2} \phi_{ss} \end{array} \right. \quad \text{si } (F_e > 0, F_w > 0, F_n > 0, F_s > 0) \tag{68}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_e = \frac{3}{2} \phi_E - \frac{3}{2} \phi_{EE} \text{ et } \phi_w = \frac{3}{2} \phi_p - \frac{3}{2} \phi_E \\ \phi_n = \frac{3}{2} \phi_N - \frac{3}{2} \phi_{NN} \text{ et } \phi_s = \frac{3}{2} \phi_p - \frac{3}{2} \phi_N \end{array} \right. \quad \text{si } (F_e < 0, F_w < 0, F_n < 0, F_s < 0) \tag{69}$$

Dans ce schéma, un point de plus apparait dans la discrétisation ( $\phi_{EE}, \phi_{WW}$  et  $\phi_{SS}$ ). On écrira donc la relation entre  $\phi_p$  et ses voisins sous la forme :

1) Si ( $F_e > 0, F_w > 0$ ) et ( $F_n > 0, F_s > 0$ ):

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_{WW} \phi_{WW} + a_{SS} \phi_{SS} + b$$

Avec:  $b = S_c \Delta x \Delta y$

$$\begin{cases} a_E = D_e; a_W = D_w + \frac{3}{2} F_w + \frac{3}{2} F_e \\ a_N = D_n; a_S = D_s + \frac{3}{2} F_s + \frac{3}{2} F_n \\ a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_{WW} + a_{SS} - S_p \Delta x \Delta y \\ a_{WW} = -\frac{3}{2} F_w; a_{SS} = -\frac{3}{2} F_s \end{cases}$$

2) Si ( $F_e < 0, F_w < 0$ ) et ( $F_n < 0, F_s < 0$ )

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_{EE} \phi_{EE} + a_{NN} \phi_{NN} + b$$

Avec :  $b = S_c \Delta x \Delta y$

$$\begin{cases} a_E = D_e - \frac{3}{2} F_e - \frac{3}{2} F_w; a_W = D_w \\ a_N = D_n - \frac{3}{2} F_n - \frac{3}{2} F_s; a_S = D_s \end{cases}$$

et

$$\begin{cases} a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_{EE} + a_{NN} - S_p \Delta x \Delta y \\ a_{EE} = \frac{3}{2} F_e; a_{NN} = \frac{3}{2} F_n \end{cases}$$

### III.7. Procédure de résolution

Le résultat de la discrétisation des équations différentielles de transport est un ensemble d'équations algébriques non linéaires. Si on divise le domaine de calcul en N mailles selon  $x$  et en M mailles selon  $y$ , on aura un système de  $N \times M$  équations algébriques non linéaire pour chaque variable  $\phi$  considérée. Rappelons que les variables  $\phi$ , dans notre problème, sont la température  $T$ , les deux composantes de la vitesse  $u$  et  $v$ . Un problème subsiste du fait qu'il n'existe pas d'équation donnant directement le champ de pression. Il faut faire à une méthode itérative.

On utilise un algorithme de correction de pression appelé SIMPLE.

### III.8. Algorithme SIMPLE

L'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) a été créé par Patankar et Spalding (1972) [46], La discrétisation de l'équation de transport sur le volume de contrôle par la méthode des volumes finis fait intervenir les valeurs des vitesses aux interfaces des volumes. Il est donc intéressant de calculer ces vitesses directement sur les interfaces (sans avoir à effectuer d'interpolation). D'autre part, la discrétisation de l'équation de continuité et du gradient de pression avec l'utilisation d'une interpolation linéaire peut induire des erreurs importantes du fait qu'une répartition de pression ou de vitesse est vue comme un champ uniforme. Pour contourner ces difficultés on préfère utiliser des grilles décalées. Deux grilles décalées vers la droite et vers la haute respectivement sont utilisées pour le calcul des vitesses horizontale et verticale.

La discrétisation des équations de conservation de la quantité de mouvement sur les deux grilles donne respectivement :

$$\begin{cases} a_e u_e = a_{ee} u_{ee} + a_w u_w + a_{ne} u_{ne} + a_{se} u_{se} + b_u + (P_P - P_E) A_e \\ a_n u_n = a_{nn} v_{nn} + a_s v_s + a_{ne} v_{ne} + a_{nw} v_{nw} + b_v + (P_P - P_N) A_n \end{cases} \quad (70)$$

Avec:  $A_i$  les surfaces ( $A_e = \Delta y$  et  $A_n = \Delta x$ ) de sorte que  $(P_P - P_N) \Delta y$  représente la force de pression sur le volume de contrôle de la vitesse  $u$ . Et  $(b_u, b_v)$  contient tous les termes source de l'équation.

Ceci s'écrit aussi sous la forme condensée classique :

$$\begin{cases} a_e u_e = \sum a_{voisins} u_{voisins} + (P_P - P_E) A_e + b_u \\ a_n v_n = \sum a_{voisins} v_{voisins} + (P_P - P_N) A_n + b_v \end{cases} \quad (71)$$

Le principe de l'algorithme SIMPLE consiste à partir d'un champ de pression estimé  $P^*$  au départ ou à l'itération précédente et d'en déduire un champ de vitesse  $u^o$  et  $v^*$  à l'aide des relations (3.46).

On a donc :

$$\begin{cases} a_e u_e^* = \sum a_{voisins} u_{voisins}^* + (P_p^* - P_E^*) A_e + b_u \\ a_n v_n^* = \sum a_{voisins} v_{voisins}^* + (P_p^* - P_N^*) A_n + b_v \end{cases} \quad (72)$$

La pression est ensuite corrigée d'une quantité  $P'$  qui induit une correction sur les vitesses  $u'$  et  $v'$  de sorte que les nouveaux champs s'écrivent :

$$\begin{cases} P = P^* + P' \\ u = u^* + u' \\ v = v^* + v' \end{cases} \quad (73)$$

Les corrections sur les vitesses se déduisent facilement en soustrayant membre à membre les systèmes (3.46) -(3.47). On obtient alors :

$$\begin{cases} a_e u'_e = \sum a_{voisins} u'_{voisins} + (P'_p - P'_E) A_e \\ a_n v'_n = \sum a_{voisins} v'_{voisins} + (P'_p - P'_N) A_n \end{cases} \quad (74)$$

A ce moment une approximation est introduite : les termes  $\sum a_{voisins} u'_{voisins}$  et  $\sum a_{voisins} v'_{voisins}$  sont négligés pour simplifier l'équation (75). L'omission de ces termes est la principale approximation de l'algorithme SIMPLE. On obtient :

$$\begin{cases} u'_e = d_e (P'_p - P'_E) \\ v'_n = d_n (P'_p - P'_N) \\ d_e = \frac{A_e}{a_e}; d_n = \frac{A_n}{a_n} \end{cases} \quad (75)$$

Des expressions similaires sont bien sûr obtenues pour  $u_w$  et  $v_s$

L'équation (76) décrit les corrections qui doivent être appliquées aux vitesses à travers les formules de vitesse (74), ce qui donne :

$$\begin{cases} u_e = u_e^* + d_e (P'_p - P'_E) \\ v_n = v_n^* + d_n (P'_p - P'_N) \end{cases} \quad (76)$$

L'équation de continuité intégrée sur le volume de contrôle montré dans la **figure III. 2(a)** est :

$$(\rho u A)_w - (\rho u A)_e + (\rho v A)_s - (\rho v A)_n = 0 \quad (77)$$

En regroupant les différents termes de cette équation peut être finalement mise sous la forme standard :

$$a_p P'_p = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (78)$$

Avec :

$$\begin{cases} a_E = (\rho Ad)_e; a_W = (\rho Ad)_w \\ a_N = (\rho Ad)_n; a_S = (\rho Ad)_s \end{cases}$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S$$

$$b = (\rho u^* A)_w - (\rho u^* A)_e + (\rho v^* A)_s - (\rho v^* A)_n$$

Cette équation est appelée équation de correction de la pression.

L'algorithme SIMPLE se résume aux étapes suivantes :

- Estimer le champ de pression  $p^*$ ,
- Calculer les coefficients pour les équations de quantité de mouvement et déterminer les vitesses  $u^*$  et  $v^*$
- Calculer les coefficients pour l'équation de pression et obtenir le champ de pression.
- Évaluer la source  $b$  et résoudre l'équation (78) pour  $p'$ .
- Corriger le champ de vitesse, en utilisant des équations comme l'équation (76). Corriger le champ de pression en utilisant l'équation (73), avec la modification discutée dans le paragraphe ci-dessous.
- Résoudre les autres équations de  $\phi$ ; mettre à jour les propriétés, les coefficients, etc...
- Employant le  $p$  trouvé dans l'étape 4 comme nouveau  $p^*$ , revenir à l'étape 2. Faire un cycle par cette boucle jusqu'à ce que la convergence soit réalisée.

### III.9. Résolution des systèmes d'équations linéaires

Considérons la notation indicielle, utilisée en raison de faciliter la programmation des étapes de calcul. La forme de l'équation de discrétisation de l'équation générale de transport sous la nouvelle notation est :

$$(A_{i,j} - S_{p,i,j})\phi_{i,j} - A_{i,j-1}\phi_{i,j-1} - A_{i,j+1}\phi_{i,j+1} = A_{i+1,j}\phi_{i+1,j} + A_{i-1,j}\phi_{i-1,j} + S_c \quad (79)$$

Avec:  $1 \leq i \leq N$  et  $1 \leq j \leq M$

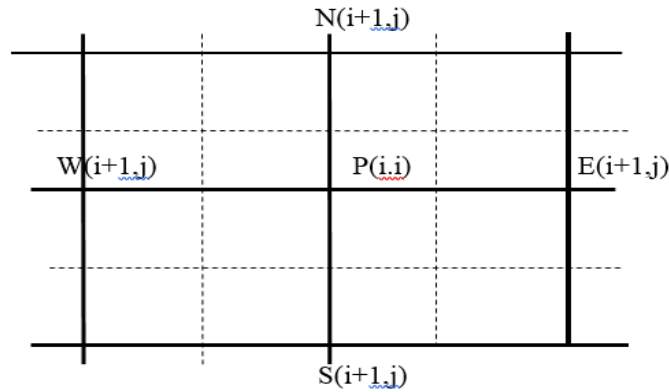


Figure III.4 : Domaine de calcul

Les coefficients de l'équation précédente sont fonction des variables de transport  $\varnothing$ , une méthode de résolution itérative doit être utilisée à cause de la non-linéarité. Le système (79) est écrit sous la forme matricielle suivante :

$$[A][\varnothing] = [S] \quad (80)$$

Où :  $[A]$  est une matrice et  $[\varnothing]$  est le vecteur des inconnues  $\varnothing(i, j)$ .

La technique de balayage permet de transformer le système (78), en un système tri-diagonal qui peut être résolu par l'algorithme de Thomas TDMA (Tri Diagonal Matrix Algorithm).

Considérons le balayage Ouest-Est :

On attribut à la variable  $\varnothing$  pour les lignes  $(i - 1)$  et  $(i + 1)$ , ses valeurs obtenues lors de "itération précédente, on aboutit au système suivant :

$$d_j \varnothing_j = C_j + b_j \varnothing_{j-1} + a_j \varnothing_{j+1} \quad (81)$$

Les coefficients de cette équation sont exprimés comme suit :

$$a_j = A_{i,j+1}$$

$$b_j = A_{i,j-1}$$

Avec :

$$C_j = \phi_{i+1,j} + A_{i-1,j}\phi_{i-1,j} + S_c \quad (82)$$

$$d_j = A_{i,j} - S_{pi,j}$$

Cette technique de balayage permet une convergence plus rapide. Le choix de la direction de balayage exigé par les conditions aux limites. La méthode TDMA est utilisée après chaque balayage pour résoudre les systèmes d'équations correspondantes. Dans l'équation (3.55),  $\phi_j$  est fonction de  $\phi_{j+1}$  et  $\phi_{j-1}$  or une équation correspondante au nœud  $(i, j)$  peut être écrite de la manière suivante :

$$\phi_j = P_j\phi_{j+1} + Q_j \quad (83)$$

Une équation correspondante au nœud  $(i, j - 1)$  est de la forme :

$$\phi_{j-1} = P_{j-1}\phi_j + Q_{j-1} \quad (84)$$

En introduisant l'expression précédente dans l'expression (3.55), nous aurons :

$$\phi_j = \frac{a_j}{d_j - b_j P_{j-1}} \phi_{j+1} + \frac{c_j + b_j Q_{j-1}}{d_j - b_j P_{j-1}} \quad (85)$$

De telle façon que :

$$P_j = \frac{a_j}{d_j - b_j P_{j-1}} \quad \text{et} \quad Q_j = \frac{c_j + b_j Q_{j-1}}{d_j - b_j P_{j-1}} \quad (86)$$

Donc il faut calculer  $P_1$  et  $Q_1$ , ensuite  $P_2$  et  $Q_2$  jusqu'à  $P_N$  et  $Q_N$ .

$$P_1 = \frac{a_1}{d_1}, Q_1 = \frac{c_1}{d_1}, P_N = 0 \quad \text{et} \quad Q_N = \phi_N$$

La valeur de  $Q_N$  étant connue d'après les conditions aux limites, on déterminera par retour en arrière,  $\phi_{N-1}, \phi_{N-2}, \dots, \dots, \phi_2$  ( $\phi_1$  étant connue aux limites), nous balayons dans le sens inverse.

### III.10. Critère de convergence

La convergence est quantifiée par l'intermédiaire de résidus normalisés (définis pour chaque grandeur  $\phi$  comme la somme, sur tous les volumes de contrôles, des erreurs sur le bilan de  $\phi$  rapportée à la somme des termes de l'équation discrétisée qui concernent le centre des volumes. Ils permettent de suivre la convergence des calculs au fur et à mesure des itérations. Ce résidu est défini par :

$$R_0 = \frac{\Sigma |\Sigma_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + S_c - a_p \phi_p|}{Fin,\phi} \quad (87)$$

Où :

$R_0$  : la somme absolue des résidus, correspondant à la variable  $\phi$

$Fin,\phi$  : le flux total à l'entrée de la variable  $\phi$ .

Le procédé itératif est lancé par la solution de l'équation d'énergie suivie par l'équation de quantité de mouvement et est continué jusqu'à ce que la convergence soit réalisée. Les résidus normalisés doivent être inférieurs  $10^{-4}$  et des itérations supplémentaires ne doivent pas modifier les résultats une fois la convergence atteinte.



## **Chapitre IV**

### **Résultats et discussion**

## IV. 1. Introduction

Ce chapitre présente les résultats des simulations numériques de la convection forcée dans un canal horizontal en présence des composantes électroniques (appelés source de chaleur). Les résultats obtenus seront discutés en présentant les paramètres thermiques en termes des isothermes, les champs dynamiques en termes des lignes de courant ainsi que le nombre de Nusselt.

Les simulations ont été réalisées pour cinq valeurs de Reynolds ( $Re = 20, 50, 100, 200, 500$ )

## IV. 2. Champs thermiques

Le champ de température est illustré sur la **figure IV. 1 (a), (b) et (c)** pour le cas de l'air comme fluide de refroidissement et pour une température de source chaude égale à 340 K et respectivement pour  $Re = 50$ ,  $Re = 200$  et  $Re = 500$ . On remarque que pour  $Re = 50$  le fluide ramasse plus de chaleur que pour les deux autres régimes d'écoulement. Sur la **figure IV. 2** sont représentées les isothermes permettant de voir l'effet de l'augmentation de la température des composants (sources de chaleur). Il est clair que plus la température est importante plus le refroidissement est faible. Pour voir l'effet de la nature du fluide sur le comportement du champ thermique, les isothermes pour une température de source  $T = 350$  K et pour  $Re = 500$  et pour (a) L'air, (b) L'O<sub>2</sub>, et (c) Le N<sub>2</sub> sont représentées sur la **figure IV. 3**. La répartition de chaleur remarquée sur cette figure montre que le refroidissement espéré est réalisé quand l'air est utilisé et en second lieu c'est le Nitrogène et en dernier c'est l'Oxygène. Ce qui sera confirmé dans ce qui suit par l'allure du nombre de Nusselt pour les trois gaz.

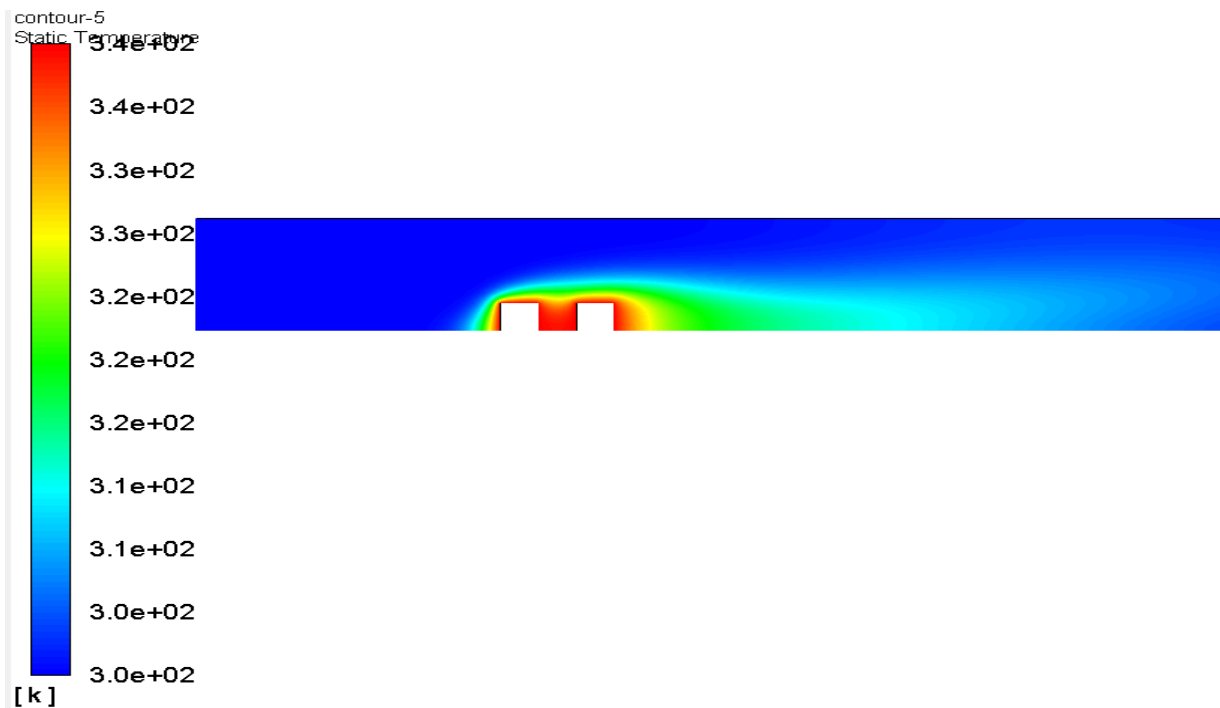
On remarque également sur les isothermes qu'un gradient de température dans le premier composant est plus élevé que dans le second et entre eux. De plus, du fait que la température stagne entre les deux sources de chaleur, causée par la zone de recirculation de taille constante, un transfert de chaleur constant est constaté. Lorsque le nombre de Reynolds augmente, les isothermes deviennent approximativement horizontales et une bonne évacuation de la chaleur est obtenue.

## IV. 3. Champs dynamiques

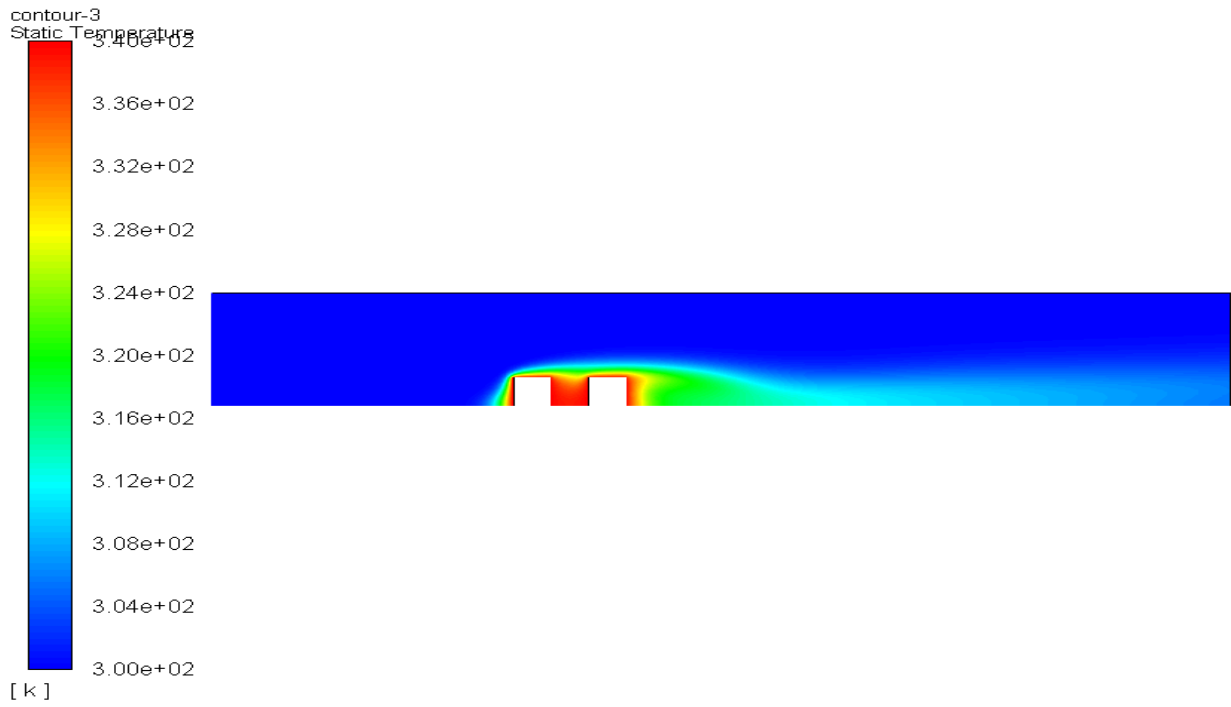
Les **figures IV. 4 et IV. 5** présentent les fonctions des lignes de courant pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Il est clair que les zones de recirculation observées près des composants s'étendent au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente. Il convient de noter

que la **figure IV. 4** montre qu'il y a un vortex dans le sens des aiguilles d'une montre près des parois verticales des composants électroniques. Peut-être à cause de l'utilisation de mailles grossières. Une recirculation horaire se développe également en aval de l'obstacle. Les **figures IV. 4** et **IV. 5** montrent également les effets de  $Re$  sur le débit. Lorsque  $Re$  augmente, la longueur et la force de la zone de recirculation en aval augmentent.

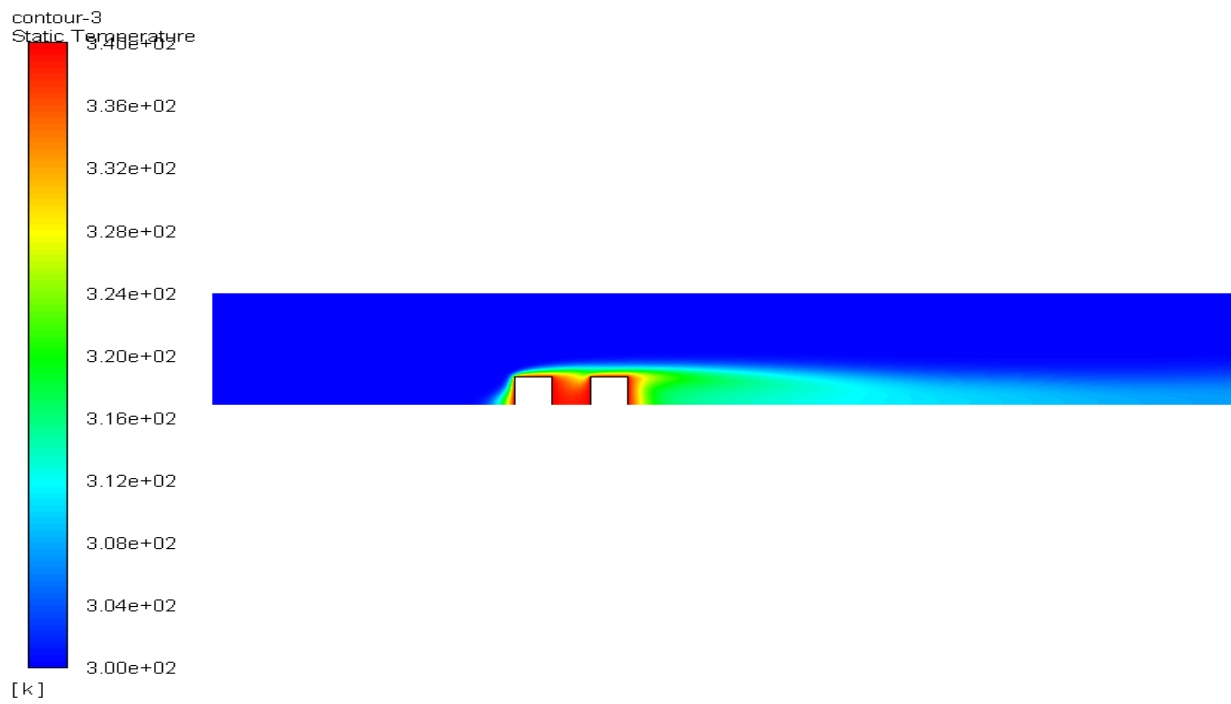
Lorsque  $Re$  augmente, les lignes de courant dans la zone d'écoulement principale sont dans la direction presque parallèle à la plaque, et la recirculation peut remplir entièrement la cavité entre deux obstacles. La formation de zones de recirculation empêche l'entrée d'air dans les parties basses entre les blocs et après le deuxième bloc, ce qui donne un mauvais refroidissement pour le deuxième bloc et entre les deux blocs, par rapport au premier bloc.



(a)

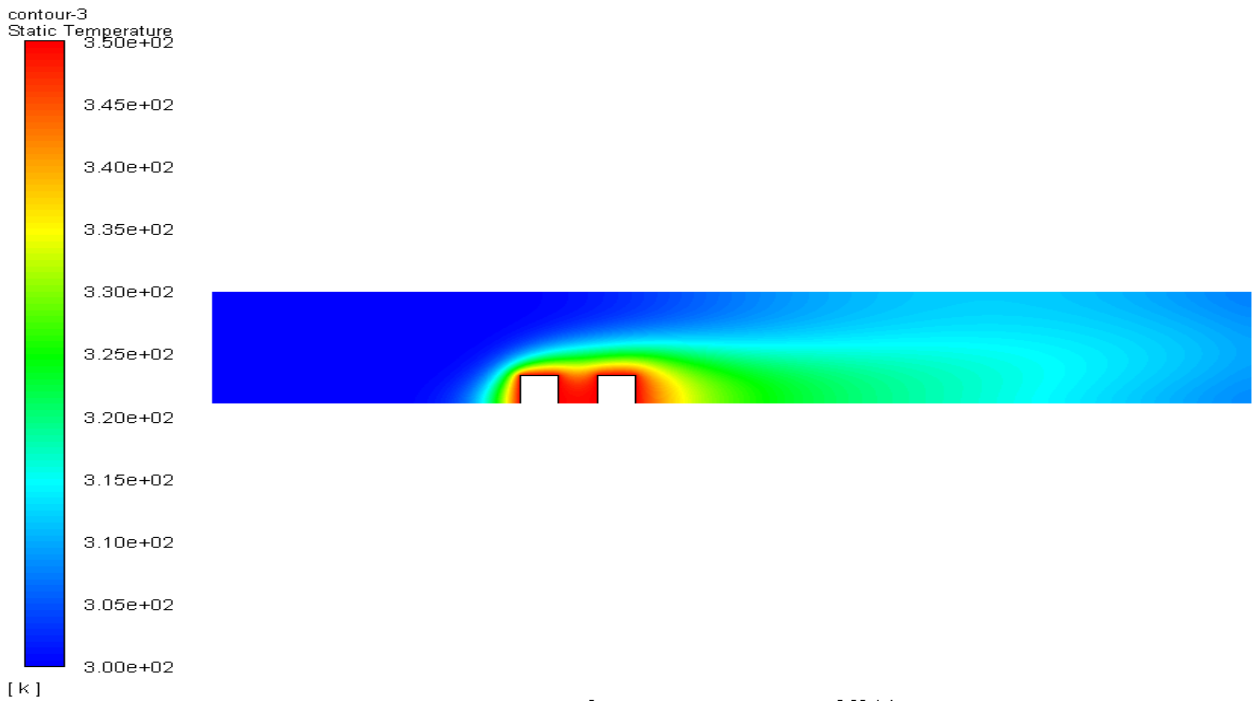
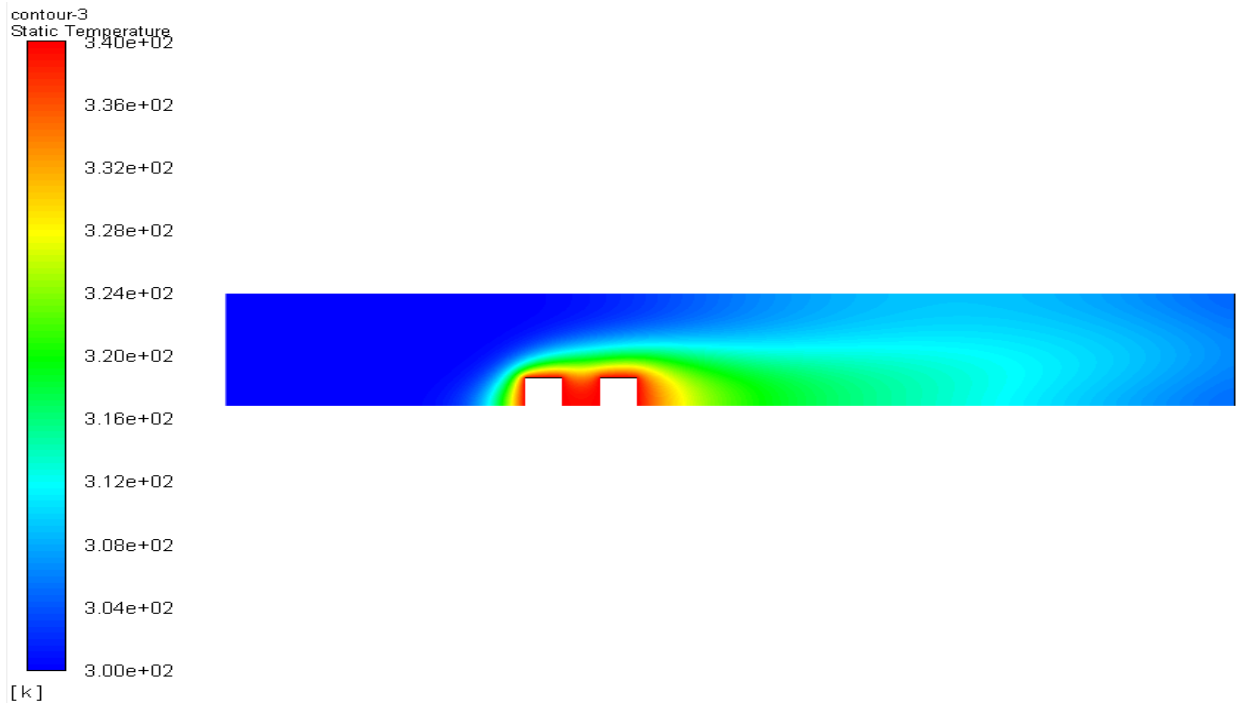


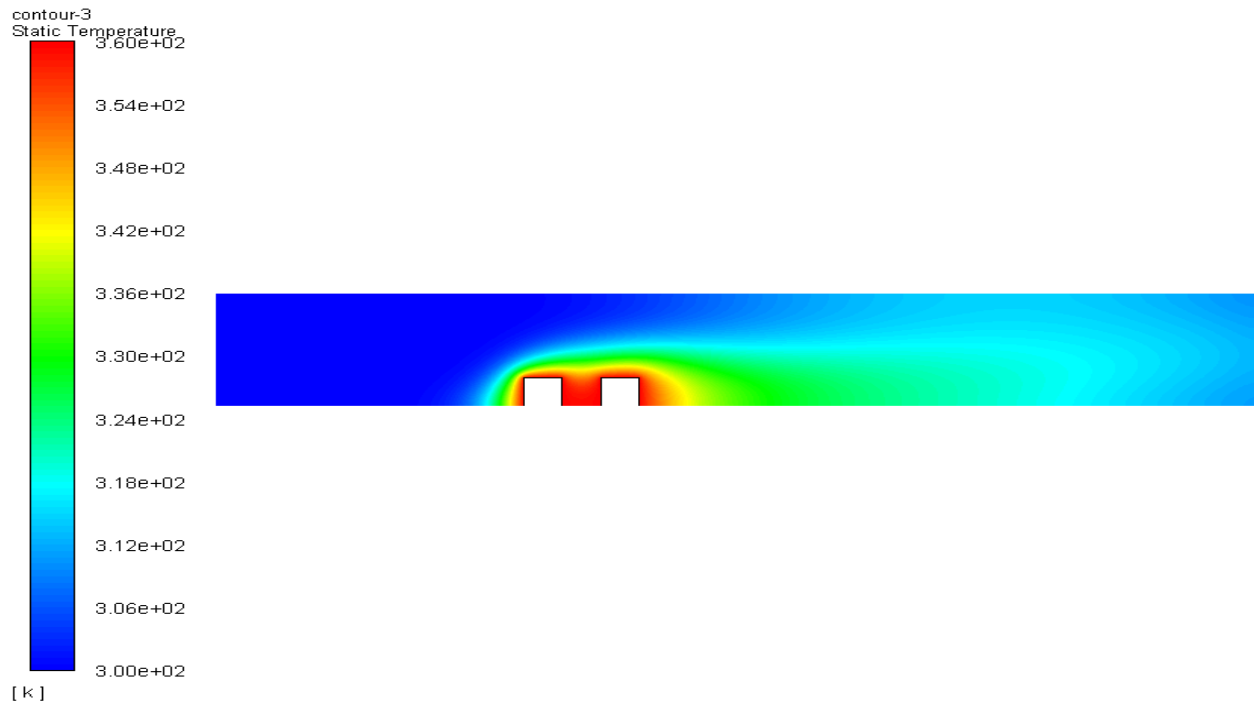
(b)



(c)

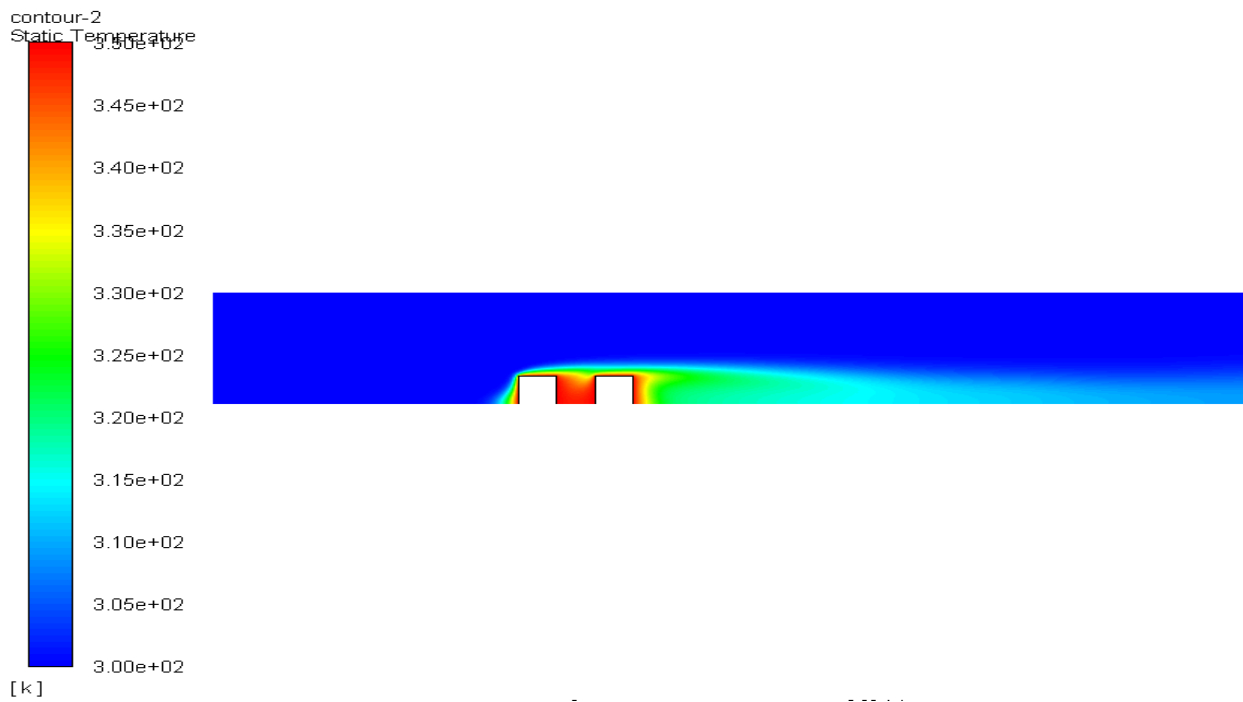
Figure IV. 1 : Isothermes pour la température de source  $T=340$  K et pour (a)  $Re = 50$  (b)  $Re = 200$  (c)  $Re = 500$





(c)

Figure IV. 2 : Isothermes pour  $Re = 20$  pour l'air et pour la température de source (a)  $T = 340\text{ K}$  (b)  $T = 350\text{ K}$  (c)  $T = 360\text{ K}$



(a)

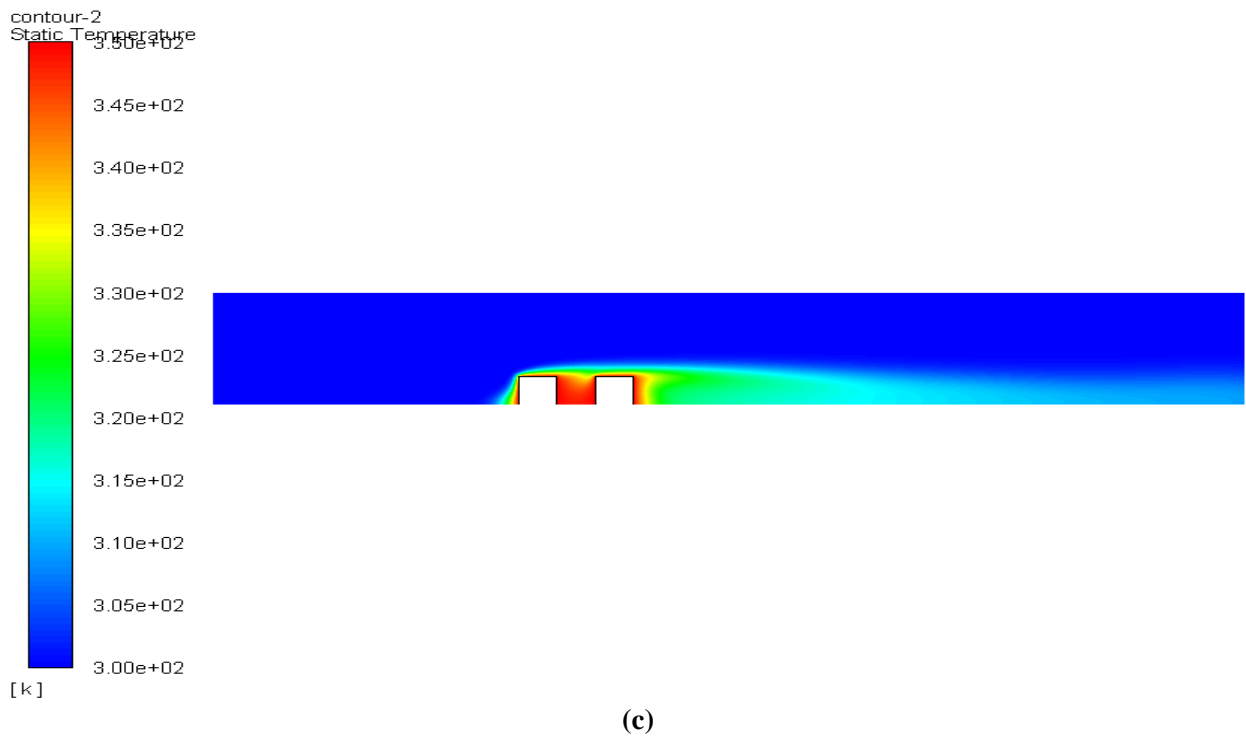
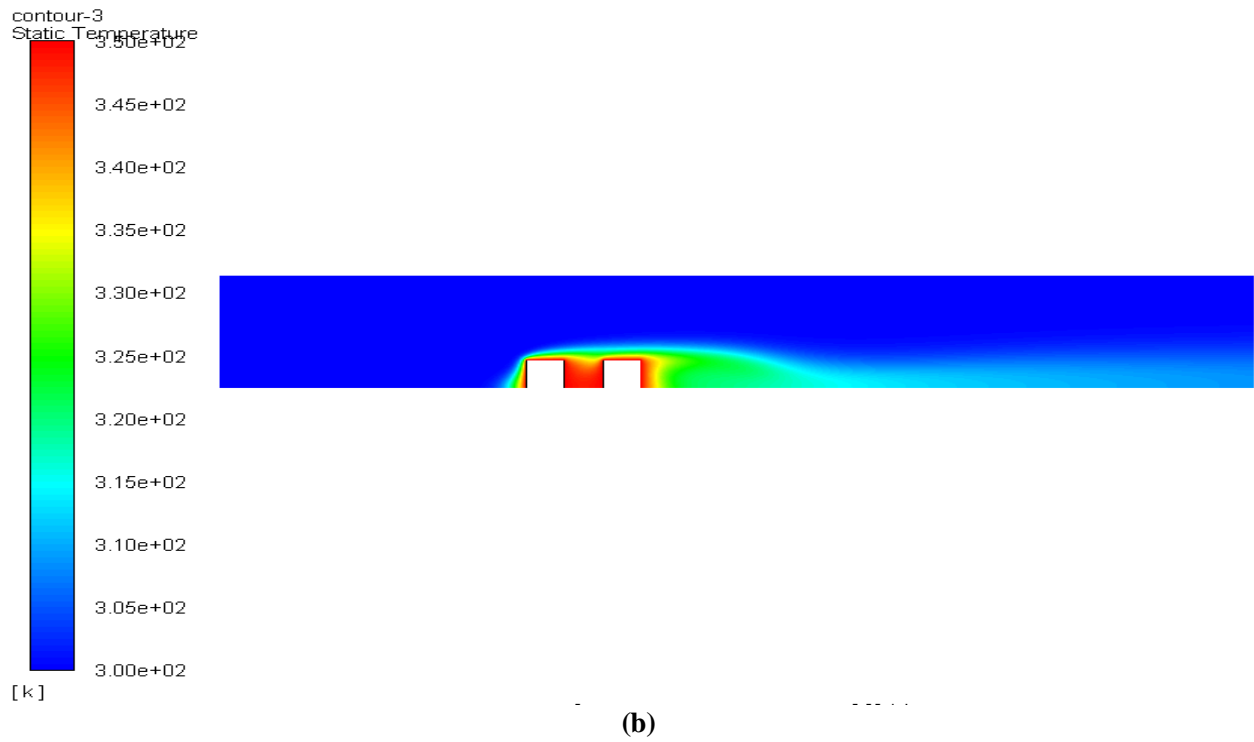


Figure IV. 3 : Isothermes pour la température de source  $T=350\text{ K}$  et pour  $Re = 500$  et pour le fluide de refroidissement (a) L'air (b) L'O<sub>2</sub> et (c) Le N<sub>2</sub>

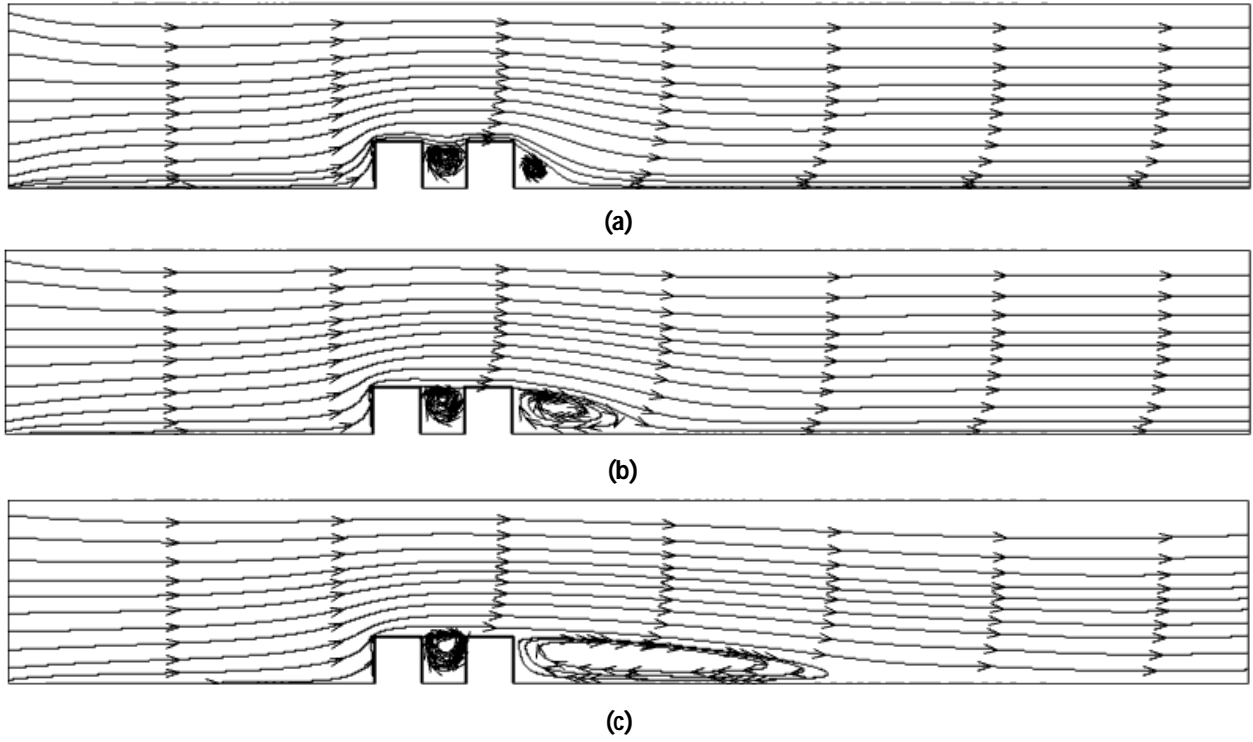
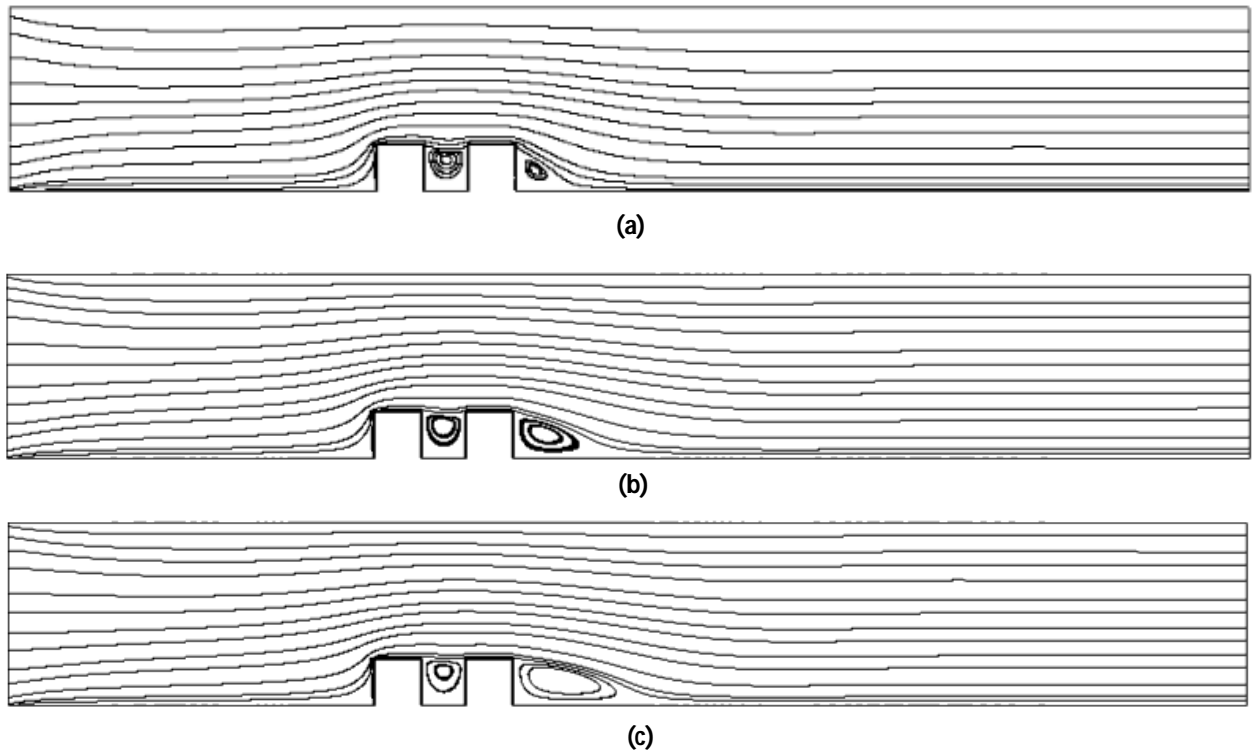
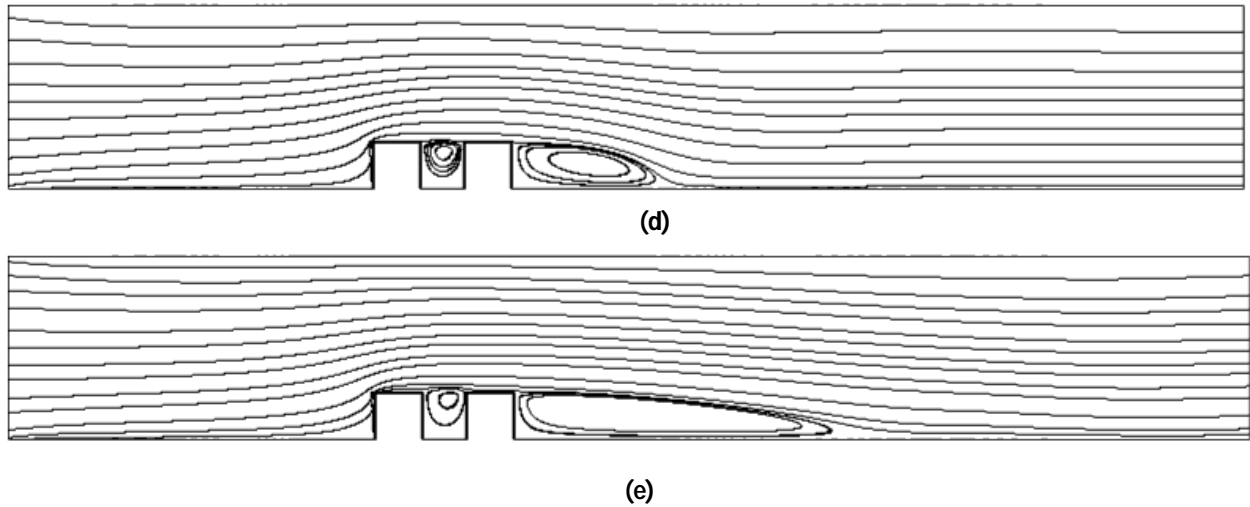


Figure IV. 4 : Fonctions des lignes de courant pour l'air et pour la température de source  $T=360\text{ K}$  et pour (a)  $Re = 20$  (b)  $Re = 100$  (c)  $Re = 500$





*Figure IV. 5 : Fonctions des lignes de courant pour l'air et pour la température de source  $T=340$  K  
 (a)  $Re = 20$  (b)  $Re = 50$  (c)  $Re = 100$  (d)  $Re = 200$  (e)  $Re = 500$*

#### IV. 4. Nombre de Nusselt

Sur la **figure IV. 6**, la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds montre que plus la vitesse d'entrée du gaz de refroidissement est importante plus le taux de transfert de chaleur entre les sources et le gaz est important et ce pour les trois gaz et pour les trois températures de sources considérées. Augmenter la vitesse d'entrée du fluide de refroidissement veut aussi dire augmenter l'énergie de ventilation. Et en comparant la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour les trois gaz considérés (**figure IV. 7**) on remarque que l'air provoque le meilleur taux d'échange de chaleur entre le fluide de refroidissement et les surfaces des composants pour les trois températures de sources considérées. En seconde position c'est le Nitrogène et en dernière c'est l'Oxygène. La **figure IV. 8** montre la variation du nombre de Nu en fonction de la température de source pour 3 valeurs de Rayleigh et pour (a) L'air (b) L'O<sub>2</sub> (c) Le N<sub>2</sub>. Les allures des Nu confirment les lectures faites ci-dessus.

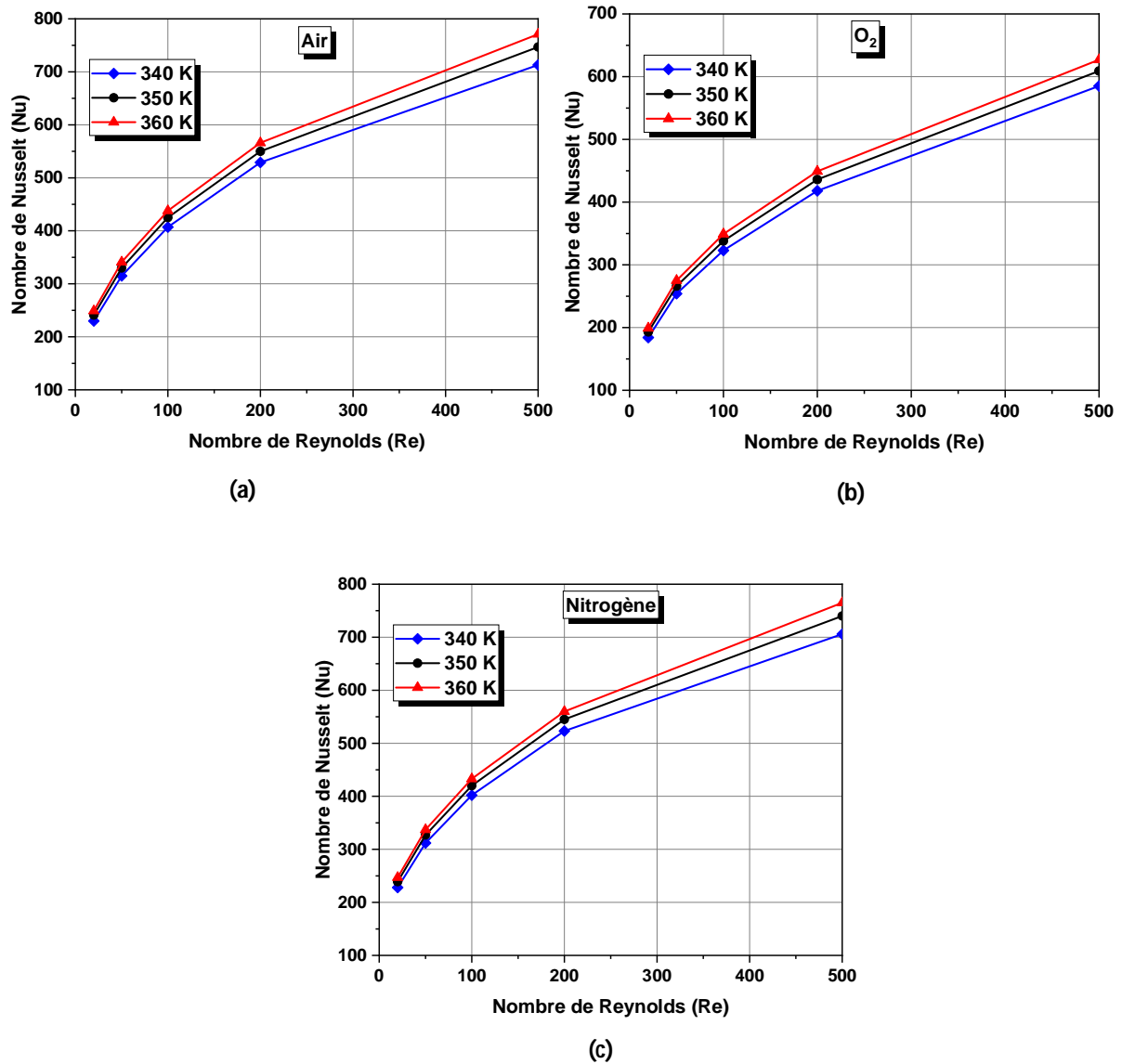


Figure IV. 6 : Variation du nombre de Nu en fonction du nombre de Rayleigh pour les 3 températures de source et pour (a) L'air (b) L' O<sub>2</sub> (c) Le N<sub>2</sub>

Sur la **figure IV. 6**, la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds montre que plus la vitesse d'entrée du gaz de refroidissement est importante plus le taux de transfert de chaleur entre les sources et le gaz est important et ce pour les trois gaz et pour les trois températures de sources considérées. Augmenter la vitesse d'entrée du fluide de refroidissement veut aussi dire augmenter l'énergie de ventilation. Et en comparant la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour les trois gaz considérés (**figure IV. 7**) on remarque que l'air provoque le meilleur taux d'échange de chaleur entre le fluide de refroidissement et les surfaces des composants pour les trois

températures de sources considérées. En seconde position c'est le Nitrogène et en dernière c'est l'Oxygène. La **figure IV. 8** montre la variation du nombre de Nu en fonction de la température de source pour 3 valeurs du nombre de Rayleigh et pour (a) L'air (b) L'O<sub>2</sub> (c) Le N<sub>2</sub>. Les allures des Nu confirment les lectures faites ci-dessus.

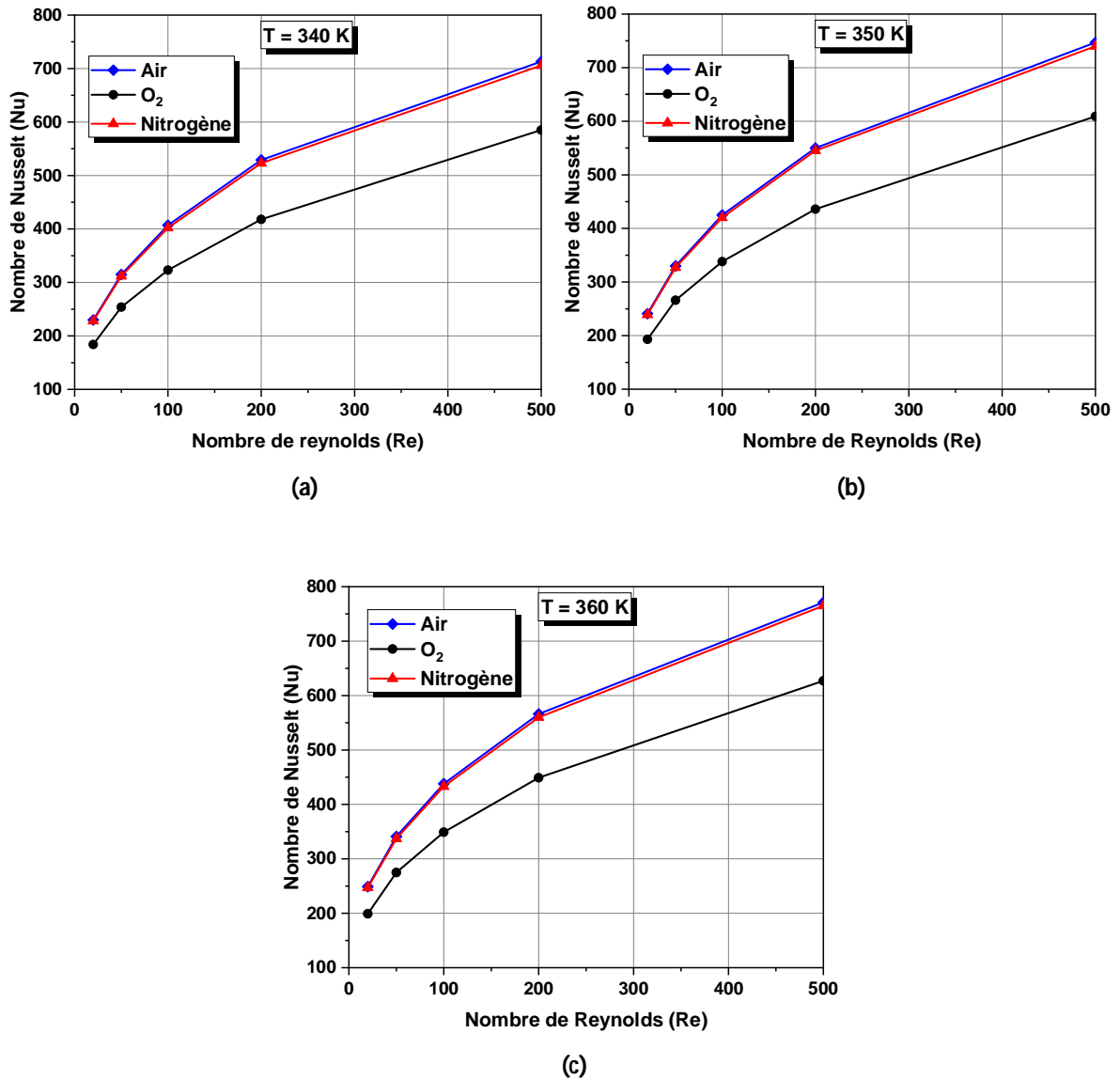


Figure IV. 7 : Variation du nombre de Nu en fonction du nombre de Rayleigh pour Les 3 gaz et pour (a) T=340 K (b) T=350K (c) T=360 K

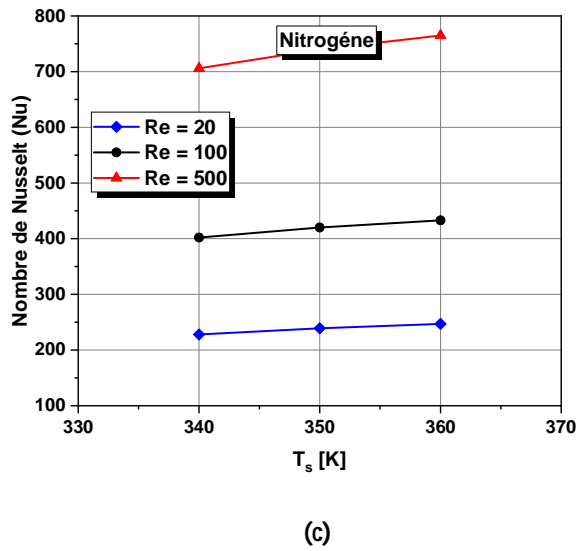
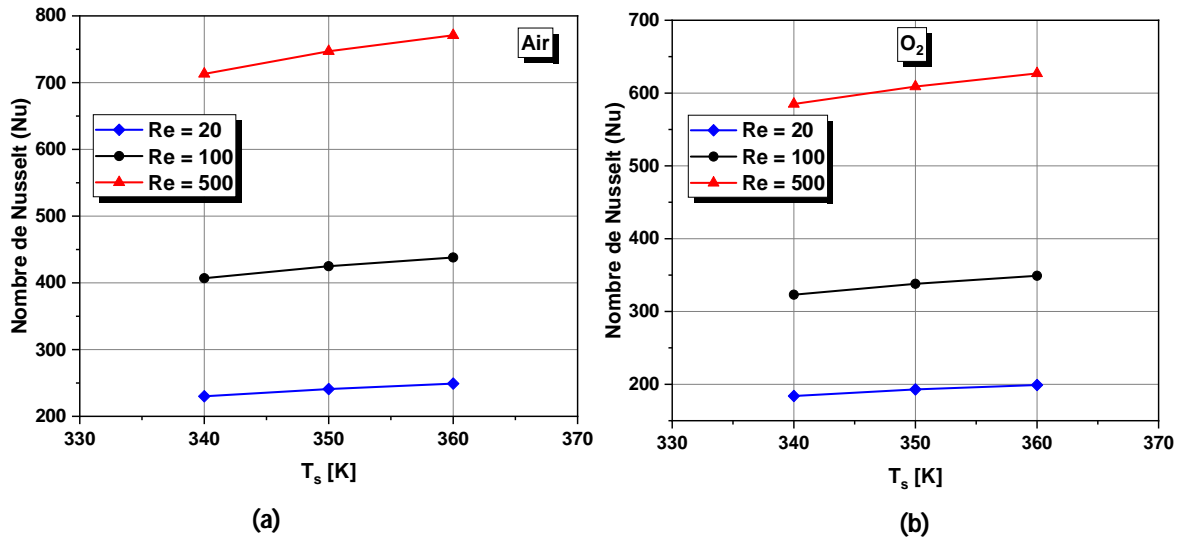


Figure IV. 8 : Variation du nombre de Nu en fonction de la température de source pour 3 valeurs de Rayleigh et pour (a) L'air (b) L'O<sub>2</sub> (c) Le N<sub>2</sub>



**Conclusion  
générale**


## Conclusion générale

La présente étude est une simulation numérique bidimensionnelle du phénomène de refroidissement par gaz à convection forcée de deux composants électroniques (sources de chaleur) identiques montés dans un canal horizontal est étudié. Trois fluides de refroidissement ont été considérés : l'air, l'Oxygène et le Nitrogène. Trois effets du nombre de Reynolds, de la température des sources de chaleur et le type de fluide de refroidissement, sur les champs de température et de vitesse ainsi que le nombre de Nusselt, ont été étudiés.

Les principaux résultats de cette étude sont :

- 1- Le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Du fait de la faible valeur de la viscosité du fluide (Air, Oxygène et Nitrogène).
- 2- Le taux de transfert de chaleur de chaque composant augmente avec l'augmentation de la température du composant.
- 3- L'air provoque le meilleur taux d'échange de chaleur entre le fluide de refroidissement et les surfaces des composants pour les trois températures de sources considérées. En seconde position c'est le Nitrogène et en dernière c'est l'Oxygène.
- 4- Il est impératif d'optimiser le transfert de chaleur et la circulation du fluide dans le canal, afin de réduire la perte d'énergie du ventilateur et de favoriser le refroidissement des sources de chaleur.

Il serait intéressant d'étudier l'effet de la distance qui sépare les composants tout en ajoutant un certain nombre de composants dans le canal.



**Références  
bibliographiques**

## Références bibliographiques

- [1] N. Koulal «Simulation numérique des échanges thermiques par convection forcée dans un canal plan, rempli d'un milieu poreux». Mémoire de Master université Mouloud mammeri - Tizi-ouzou (2011).
- [2] K. Fatma zohra «Amélioration de la convection mixte en utilisant des ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base». Mémoire de Master université Mohamed boudiaf - M'sila (2016).
- [3] Y. Boubaker, C. Farheddine «Étude de la convection forcée dans un canal munie d'ailettes». Mémoire de Master université Abou bekr belkaid -Tlemcen (2019).
- [4] A. Guédira «Système de refroidissement hybride d'un convertisseur ca/ca de 2 KW». Mémoire de Magister université du Québec - Canada (1992).
- [5] M. Rebay, R. Ben Maad, S. Kakaç, J. Padet «Experimental Study of the convective heat transfer coefficient in electronic cooling». Conference: 2006 Quantitative InfraRed Thermography (2006).
- [6] J. Donald, M. Martonosi «Temperature-Aware Design Issues for SMT and CMP Architectures». In Proceedings of the Fifth Workshop on Complexity-Effective Design, in conjunction with International Symposium on Computer Architecture (ISCA), (2004).
- [7] A. Arfaoui Omrani «Etude de la convection aux petites échelles : application au refroidissement des composants électroniques». Thèse de Doctorat Université de Reims-Champagne Ardenne et de l'Université de Tunis El Manar (2009).
- [8] M. Tawk «Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un fluide conducteur électrique». Thèse de Doctorat Université de Grenoble (2011).
- [9] J. Yang, L. Wang, H. Li «2-Dimensional CFD Simulation and Correlation Development for Optimization of Fin Heatsinks in Electronic Cooling ». J. of Thermal Science 10 (4) (2001) 363-371.
- [10] M. Beriache «Analyse numérique de la convection dans les conduits à rangée de plaques chauffées». Thèse de Doctorat Abdelhamid Ibn Badis - Mostaganem (2012).
- [11] C. J. Shih, G. C. Liu «Optimal design methodology of plate-fin heat sinks for electronic cooling using entropy generation strategy». Ieee transactions on components and packaging technologies 27 (10) (2004) 551-559.
- [12] J. R. Rybicki, I. Mudawar «Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays». International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 5-16.
- [13] T.A. Shedd, A.G. Pautsch «Spray impingement cooling with single- and multiple-nozzle arrays. Part II: Visualization and empirical models». International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 3176-3184.

- [14] J. Davalath, Y. Bayazitoglu «Forced convection cooling across rectangular blocks». *Journal of Heat Transfer* 109 (1987) 321-328.
- [15] S. Hsieh, D. Y. Huang «Numerical computation of laminar separated forced convection on surface-mounted ribs». *Numerical Heat Transfer* 12(3) (1987) 335-348.
- [16] K. M. Kelkar, S. V. Patankar «Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins». *Journal of Heat Transfer* 109 (1987) 25-30.
- [17] C. H. Cheng, W. H. Huang «Laminar forced convection flows in horizontal channels with transverse fins placed in entrance regions». *Numerical Heat Transfer* 16 (1989) 77-100.
- [18] C. D. Luy, C. H. Cheng, W. H. Huang «Forced convection in parallel-plate channels with a series of fins mounted on the wall». *Applied Energy* 39 (1991) 127-144.
- [19] S. Y. Kim, B. H. Kang «Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow». *Int. J. Heat Mass Transfer*. 41(3) (1998) 625-634.
- [20] Y. Ould-Amer, S. Chikh, K. Bouhadeh, G. Lauriat «Forced convection cooling enhancement by use of porous materials». *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 19 (1998) 251-258.
- [21] T. J. Young, K. Vafai «Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (1998) 3279-3298.
- [22] T. J. Young, K. Vafai «Convective cooling of a heated obstacle in a channel». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (1998) 3131-3148.
- [23] H. J. Sung, S. Y. Kim, J. M. Hyun «Forced convection from an isolated heat source in a channel with porous medium». *Int. J. Heat and Fluid Flow* 16 (1995) 527-535.
- [24] C. P. Tso, G. P. Xu, K. W. Tou «An experimental study on forced convection heat transfer from flush-mounted discrete heat sources». *Journal of Heat Transfer* 121 (1999) 326-332.
- [25] S. H. Kim, N. K. Anand «Use of slots to enhance forced convective cooling between channels with surface-mounted heat sources». *Numerical Heat Transfer, Part A*, 38 (2000) 1-21.
- [26] T. Furukawa, W. J. Yang «Thermal-fluid flow in parallel boards with heat generating blocks». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 5005–5015.
- [27] Q. Wang, Y. Jaluria «Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer in a Horizontal Channel With Discrete Heating». *Journal of Heat Transfer* 126 (2004) 642-646.
- [28] W. S. Fu, B. H. Tong «Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with a transversely oscillating cylinder». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 341–351.
- [29] H. Bhowmik, C. P. Tso, K. W. Tou, F. L. Tan «Convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel». *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 2532–2542.

- [30] H. Bhowmik, K. W. Tou «An Experimental Study of Transient Heat Transfer From Discrete Heat Sources in Water Cooled Vertical Rectangular Channel». *Journal of Electronic Packaging* 127 (2005) 193–199.
- [31] A. Korichi, H. Cherifi, L. Oufer «Transfert convectif lors d'un écoulement oscillatoire en présence d'un barreau cylindrique». 17ème Congrès Français de Mécanique Troyes (2005).
- [32] Y.L. Tsay, J. C. Cheng «Analysis of convective heat transfer characteristics for a channel containing short multi-boards mounted with heat generating blocks». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 145–154.
- [33] G. S. Ratnam, S. Vengadesan «Performance of two equation turbulence models for prediction of flow and heat transfer over a wall mounted cube». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 2834–2846.
- [34] H. F. Oztop, Y. Varol, D. E. Alnak «Control of heat transfer and fluid flow using a triangular bar in heated blocks located in a channel». *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 878–885.
- [35] M. Beriache, L. M. Saidia, A. Bettahar «Caractérisation numérique des performances hydrauliques et thermiques d'un radiateur à minicanaux soumis à un jet d'air impactant». Congrès Français de Thermique Paris (2010).
- [36] A. Boudiaf, F. Danane, Y.K. Benkahla «Etude de l'écoulement d'un fluide entre deux plans parallèles munis d'obstacles». 21ème Congrès Français de Mécanique Bordeaux (2013).
- [37] A. M. Hussein, R.A. Bakar, K. Kadirgama «Study of forced convection nanofluid heat transfer in the automotive cooling system». *Case Studies in Thermal Engineering* 2 (2014) 50-61.
- [38] S. Durgam, S. P. Venkateshan T. Sundararajan «Numerical study of laminar forced convection cooling of circuit board mounted heat source array». Conference: COMSOL Conference-2015 Pune (2015).
- [39] M. C. da Silva, A. D. P. Novelli «Laminar forced convection in horizontal channel with heat generation plates cooled by water». *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)* 15 (2) (2016) 92-97.
- [40] Y. Menni, A. Azzi, C. Zidani «Etude numérique de l'écoulement et de transfert de chaleur par convection forcée dans un canal rectangulaire muni de chicanes ondulées». *Rev. Sci. Technol* 33 (2016) 1 -15.
- [41] R. Mohebbi, H. Heidari «Lattice Boltzmann simulation of fluid flow and heat transfer in a parallel-plate channel with transverse rectangular cavities». *International Journal of Modern Physics C* 28(2) (2017) 1750042/1-20.
- [42] H. Amirat, A. Korichi «Forced convection enhancement over heated blocks by using slot-jet». *Journal of Mechanics* 36(1) (2020) 119 – 131.
- [43] S. V Patankar «Numerical heat transfer and fluid flow». Hemisphere Publishing Corporation, Washington (1980).

- [44] J. H. Ferziger, M. Perić «Computational Methods for Fluid Dynamics». Springer Berlin, Heidelberg (2002).
- [45] A. Laghzaoui, D. Peerhossaini «Stockage de chaleur : énergie solaire et autres applications (heat storage: solar energy and other applications)». Ecole des mines de Douai (2010).
- [46] [www.enr.fr](http://www.enr.fr) / 75008 Paris/ 13-15 rue de la Baume/ Syndicat des Énergies Renouvelables