

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ÉNERGÉTIQUE

PAR :

LAMAMRA FARID

BOUZEBRA FAOUZI

Thème

Etude numérique de la convection mixte d'un milieu poreux dans un canal horizontale contenant des composants électroniques

Soutenu le 02/07/2018 devant le jury composé de:

Mr.H. BENSLIMANE	Président
Mr.A. SAHI	Rapporteur
Mr. F. MENDIL	Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Remerciement

Tout d'abord,

*On aimerait remercier Dieu le tout-puissant, de nous avoir
donnée la force et la patience de pouvoir mener ce travail à
terme.*

*Nous tenons à remercier notre promoteur M_r A.Sahi
pour de nous avoir encadrés tout le long de ce travail et pour ses conseils et ses
orientations.*

Je remercie tous les membres du jury d'avoir accepté L'invitation,

De

*venir peut-être de loin pour corriger et donner les directives et remarques,
afin*

de perfectionner ce travail.

*Remerciements s'adressent à tous nos amis qui nous ont soutenus au cours de ces
années.*

*Je tiens enfin à remercier nos familles pour son soutien indéfectible dans tous les
aspects de notre vie.*

Dédicaces

A mes très chers parents qui ont toujours été là pour moi, et qui m'ont donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. J'espère qu'ils trouveront dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.

À mes chers grands-parents paternel et maternel, que ce modeste travail soit l'expression des vœux que vous n'avez cessé de formuler dans vos prières. Que dieu vous préserve santé et longue vie.

Qu'il me soit permis d'adresser une dédicace spéciale à mes chers frères; AZEDINE ET SOUFIANE et mes chères belles sœurs.

A mes amis qui m'ont soutenu pendant cette magnifique expérience.

Que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Faouzi

A decorative border of small, stylized birds in flight, arranged in a repeating pattern around the perimeter of the page.

Dédicace

Je dédie ce humble travail :

A mes très chers et respectueux parents ; vraiment aucune dédicace ne saurait mon attachement ; mon amour et mon affection, je vous offre ce modeste travail en témoignage de tout les sacrifices et l'immense tendresse dont m'avez toujours se me combler.

Puis dieu puissant vous garder et vous procurer santé et bonheur.

A mes très chères sœurs DJOUIDA, LAMIA, SIHAM

A mes très chers frères FAWZI , LOUNIS

A toute la famille LAMAMRA

A mes très chers ami(es).

A tous ce qui m'ont aider dans l'élaboration de se travail.

LAMAMRA.F

NOMENCLATURE :

e: Epaisseur de la couche poreuse	[m]
Cp : Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg.K]
d : Distance entre les composantes	[m]
g : Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H : Hauteur du canal	[m]
h : Hauteur du composant électronique	[m]
k _f : Conductivité thermique du fluide.....	[W/m.K]
k _s : Conductivité thermique du solide.....	[W/m.K]
K : Conductivité thermique dimensionnelle	[W/m.K]
K* : Conductivité thermique adimensionnelle	[W/m.K]
L : Longueur du canal	[m]
l : Longueur de bloc	[m]
P : Pression.....	[Pa]
e/H : Epaisseur adimensionnelle de la couche poreuse	[-]
L/H : Epaisseur adimensionnelle du canal	[-]
Pr : Nombre de Prandtl	[-]
Re : Nombre de Reynolds.....	[-]

Symboles grecs :

β: Coefficient d'expansion thermique à pression constante	[K ⁻¹]
φ: Variable dépendante générale	[-]
μ : Viscosité dynamique	[kg/m.s]
ν : Viscosité cinématique.....	[m ² /s]
ν* : Viscosité cinématique adimensionnelle.....	[-]
θ: Température adimensionnelle	[-]
ρ: Masse volumique.....	[kg/m ³]
ΔT _{ref} : différence de température de référence	[K]

Indice :

0.....	Valeur initiale.
*	Valeur adimensionnelle.

m..... Modifié.
refréférence.
ffluide .
s Solide.

Liste des figures

Figure I.1 : Représentation schématique de la taille intermédiaire « l » du volume élémentaire représentatif V.E.R entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique « L » et à l'échelle des pores « d ».....	5
Figure I.2 : Schéma explicatif de la notion de tortuosité.....	7
Figure I.3 : Canal horizontal muni de deux sources de chaleur identique.....	13
Figure I.4 : Canal horizontal bidimensionnel muni de blocs poreux chauffés par-dessus.....	14
Figure I.5 : Cavité ouverte dans un canal horizontal rempli par un milieu poreux.....	15
Figure I.6 : Diagramme schématique du modèle physique et les coordonnées du système.....	17
Figure II.1 : Géométrie du problème considéré.....	19
Figure III.1 : Maillage de canal horizontal bidimensionnel.....	29
Figure III.2 : Evolution du nombre de Nusselt du cinquième composant bloc en fonction des différents maillages.....	29
Figure III.3 : Variation de la vitesse U	30
Figure III.4 : Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de B, GOYEAU et al[26], à Da (10^{-7} , 10^{-3}).....	31
Figure III.5 : Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de G.D.Lorenzo et al[27].....	32
Figure III.6 : Contours des lignes de courant pour différentes valeurs de Re	35
Figure III.7 : Contours des lignes isothermes pour différentes valeurs de Re	36
Figure III.8 : Contours des lignes de courant pour différentes valeurs de Re	37
Figure III.9 : Contours des lignes isothermes pour différentes valeurs de Re	38
Figure.III.10 : la variation de la température maximale en fonction du nombre de Re	39

Figure.III.11 : Profil de la vitesse $U = f(y)$ pour différents nombres de Re pour une position $x=0.446$ mm.....39

Figure III.12 : La variation de Nu local de chaque composant en fonction de Re.....40

Figure III.13 : Contours des isothermes pour différents nombres de blocs pour $Re = 500$ et $Gr = 10^4$40

Figure III.14 : Contour des isothermes, les vecteurs vitesses pour différentes valeurs du nombre de Darcy : $(10^{-6}, 10^{-5}, 10^{-4}, 10^{-3}, 10^{-2})$ ($Gr = 10^4$, $Re = 500$, et $Ke/Kf = 100$).41

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Valeurs de la porosité quelques matériaux selon Scheidegger.....	6
Tableau I.2 : Modèle de viscosité effective.....	8
Tableau II.1 : Condition limites cinétiques dimensionnelles.....	22
Tableau II.2 : Condition limites thermique dimensionnelles.....	23
Tableau II.3 : Condition limites dynamique adimensionnelles.....	25
Tableau II.4 : Condition limites thermique adimensionnelles.....	25
Tableau III.1 : Résultats du test de maillage.....	29

Sommaire

Remerciements

Dédicace

Nomenclature

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

Chapitre I : Généralités et recherche bibliographique

I.1.Introduction.....	3
I.2.Milieu poreux.....	4
I.2.1.Définition du milieu poreux.....	4
I.2.2.Paramètres caractérisant le milieu poreux.....	4
I.2.2.1.Volume élémentaire représentatif (V.E.R).....	4
I.2.3.Caractéristiques physiques d'un milieu poreux.....	5
I.2.3.1.Perméabilité.....	5
I.2.3.2.Porosité.....	6
I.2.3.3.Tortuosité.....	7
I.2.4.Caractéristique thermo-physique du milieu poreux.....	7
I.2.4.1.Viscosité dynamique effective.....	7
I.2.4.2.Conductivité thermique effective.....	9
I.2.5.Modèles d'écoulements dans les milieux poreux.....	9
I.2.5.1.Loi de Darcy généralisé.....	9
I.2.5.2.Formulation de Brinkman.....	10
I.2.5.3.Formulation de Forchheimer.....	10

Chapitre II : Modèle mathématique

II.1.Introduction.....	19
II.2.Géométrie du problème.....	19
II.3.Hypothèses simplificatrices.....	20
II.4.Formulation mathématique.....	20
II.4.1.Equations de conservation dimensionnelles régissant l'écoulement et le transfert de chaleur dans le milieu libre.....	20
II.4.2.Equation de conservation dimensionnelle régissant dans le milieu poreux.....	21
II.5.Condition aux limites dimensionnelles.....	22
II.6.Formules adimensionnelle des équations.....	23
II.6.1.Grandeurs caractéristiques.....	23
II.6.2.Variables adimensionnelles.....	23
II.6.3.Equations adimensionnelles dans le milieu libre.....	24
II.6.4.Equations adimensionnelles dans le milieu poreux.....	24
II.6.5.Condition aux limites adimensionnelles.....	25
II.7.Coefficients de transfert de chaleur.....	26

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1.Introduction.....	28
III.2.Paramètres géométries et physiques du problème.....	28
III.3.Effet de maillage.....	28
III.4.Validation du code de calcul.....	30
III.5.Résultats et discussion.....	32
III.5.1.Effet du nombre de Reynolds.....	32
Conclusion générale.....	43

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans les domaines industriels et technologiques. La chaleur elle traite tous les phénomènes liés à son transfert, entre milieux matériels ou en leur sein, sous l'action de différences de températures, une conséquence est sa finalité principale, la maîtrise des températures et des flux de chaleur. Dans les trois modes de transfert de chaleur (conduction, rayonnement et convection 'naturelle, forcée et mixte'), la convection constitue de façon générale le mode de transfert de base. Particulièrement, la convection mixte qui s'implique considérablement dans divers phénomènes naturels et nombreux processus industriels : le refroidissement des réacteurs nucléaires, des composants électroniques, ainsi que dans plusieurs procédés chimiques et industries alimentaires.

L'étude des phénomènes thermiques qui accompagnent la propagation de la chaleur et le calcul des valeurs du flux thermique représente l'objectif fondamental du transfert de chaleur. Cette partie de la physique traite la description des mécanismes des modes de la propagation de la chaleur, conduisant à des relations établies entre le flux thermique transféré, les paramètres caractéristiques du système et les conditions thermiques de son milieu environnant.

Le 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 du composant, réduit sa durée de vie et peut provoquer sa défaillance.

Un milieu poreux est une matrice solide rigide qui comporte des vides (pores) qui peuvent communiquer entre eux et contenir une ou plusieurs phases fluides (gaz liquide) pouvant s'écouler et, éventuellement, échanger entre elles et/ou avec le solide de la matière et/ou de l'énergie.

L'étude présentée dans ce mémoire, s'inscrit dans le cadre de simuler numériquement l'écoulement laminaire en convection mixte bidimensionnelle dans un canal horizontal, contenant cinq sources de chaleur enveloppées par une matrice poreuse. Dans les processus se caractérisant par la présence simultanée, d'un milieu fluide et/ou d'une couche poreuse.

Le présent manuscrit est structuré principalement en trois chapitres et une conclusion générale.

Faisant suite à cette introduction générale qui présente l'objectif essentiel de cette étude, le premier chapitre est consacré à des généralités sur la convection et le milieu poreux et ses caractéristiques. On trouve aussi une recherche bibliographique concernant quelques travaux sur cette thématique.

Le deuxième chapitre présente le domaine d'étude (géométrie du problème) et la description mathématique complète du problème traduisant les équations régissant ce type d'écoulement (convection mixte) à savoir l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation d'énergie pour chaque milieu (poreux, libre).

Le troisième chapitre contient une validation du code de calcul qui est effectuée au moyen d'une comparaison avec des études disponibles dans la littérature. Il contient les résultats des calculs effectués en vue de déterminer l'influence de quelques paramètres sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur.

Finalement, on terminera par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus de cette étude et qui trace les perspectives et les extensions à donner à ce travail avec recommandations.

Chapitre I

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'existe entre eux une différence de température et cela quel que soit le milieu, les transferts thermiques se propose de décrire quantitativement l'évolution de la température, entre l'état d'équilibre initial et final du système. Et généré par les forces d'Archimède dans les cavités est un problème. Cette situation se rencontre dans e nombreuses applications nous pouvons citer : le stockage des fluides, l'écoulement d'air dans les pièces d'habitation, dans les capteurs solaires et le refroidissement des équipements électroniques...etc. dans cette étude des transferts thermique de distinguer trois grandes parties se rattachant chacune à un mode de transfert de la chaleur particulier : conduction, rayonnement et convection, chacun de cas modes étant lui-même lie à un processus physique bien déterminé.

- Soit par interaction directe avec les particules voisines (choc de molécules par exemple), ce qui correspond à la conduction
- Soit par absorption ou émission de radiations électromagnétique, ce qui correspond au rayonnement

En fin dans le cas d'un gaz ou d'un liquide, on considère également, mais cette fois à l'échelle macroscopique, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection, les échanges résultant du mélange des diverses parties d'un fluide à des températures différentes.

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement. On distingue deux types de convection :

- Convection naturelle: les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid) et/ou par des gradients de composition.
- convection forcée: le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur...).
- On parlera de convection mixte lorsque les deux types de convection coexistent dans un système.

De nombreuses configurations d'intérêts pratiques rencontrées en transfert thermique, se caractérisent par la présence d'un écoulement fluide dans un milieu poreux. Il est donc important de relier la structure de l'écoulement et les échanges thermiques ou mécaniques aux propriétés physiques caractérisant le fluide et le milieu poreux.

I.2 Milieu poreux

I.2.1 Définition du milieu poreux

On appelle un milieu poreux toutes matrices solides comportant des vides au travers lesquelles un ou plusieurs fluides pouvant s'écouler. Ces espaces vides qui peuvent être interconnectés ou non sont appelés pores. L'écoulement du fluide se fait seulement à travers les pores interconnectés.

Les milieux poreux ont généralement deux formes :

- Milieu poreux consolidé ou la phase solide est compactée, rigide (les roches, le bois, la céramique,..., etc.)
- Milieu poreux non consolidé dans lequel la phase solide est formée de grains (gravier, sable,...) ou de fibres (laine de verre, coton...)
- Un milieu poreux est caractérisé principalement par, deux propriétés macroscopiques liées entre elles et qui sont la porosité et la perméabilité.

I.2.2 Paramètres caractérisant le milieu poreux

I.2.2.1 Volume élémentaire représentatif (V.E.R)

Un milieu poreux est constitué de grains solides et vides pour lesquelles il n'est pas possible d'attribuer des notions comme la porosité et la perméabilité qu'à partir d'une échelle supérieure de plusieurs ordres de grandeur à l'échelle des pores (l'échelle du pore « d » varie généralement de $0.05\mu\text{m}$ pour les nano-pores, à 0.5mm pour les macro-pores). Un volume élémentaire représentatif est un volume pour lequel propriétés caractéristiques moyennes (comme la porosité, la perméabilité dans le cas d'un milieu poreux) peuvent être déduites. On est donc amené à effectuer une moyenne spatiale de ces grandeurs. Cette moyenne s'effectue donc sur des nombreux pores par l'intermédiaire d'un volume élémentaire représentatif V.E.R du milieu, (voir figure I.1). De plus, l'échelle « l » du V.E.R doit donc vérifier $d \ll l \ll L$. [1]

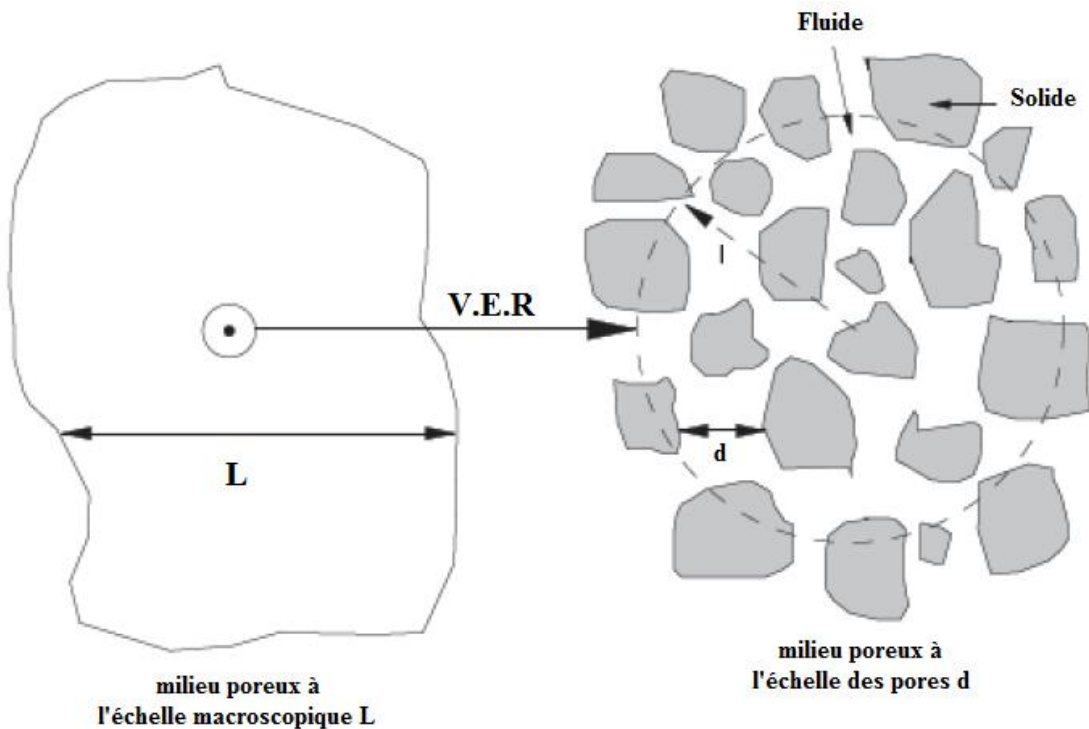


Figure I.1 : Représentation schématique de la taille intermédiaire « l » du volume élémentaire représentatif V.E.R entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique « L » et à l'échelle des pores « d » [2]

I.2.3 Caractéristiques physiques d'un milieu poreux

I.2.3.1 Perméabilité

La perméabilité traduit la facilité avec laquelle le fluide s'écoule dans le milieu poreux sous l'effet d'un gradient de pression. La perméabilité dépend uniquement de la porosité et de la géométrie de la matrice solide. Le non uniformité de la distribution des pores et leurs formes influent sur l'écoulement et le transfert de chaleur près des frontières (paroi solide ou surface libre).

La mesure de la perméabilité dans une direction donnée se fait par rapport à une surface perpendiculaire à l'écoulement du fluide.

Généralement, la perméabilité « K » s'exprime en m^2 ou en Darcy (Da). 1Darcy= perméabilité d'un milieu poreux de $1cm^2$ de section, $1cm$ de longueur, soumis à une différence de pression de $1bar$ traversé par un fluide dont la vitesse de filtration est $1cm/s$. $Darcy = 9.87 \cdot 10^{-13}m^2$. [3]

I.2.3.2 Porosité :

La première caractéristique d'un milieu poreux est sa porosité : il s'agit du rapport entre le volume ne contenant pas de solide et le volume total du milieu V_t . en réduisant ce rapport aux masses volumiques, on obtient alors :

$$\varepsilon = \frac{V_t - V_s}{V_t} \quad (\text{I.1})$$

$V_{pores} = V_t - V_s$: Volume des pores.

V_t : Volume total de la matrice poreuse.

Puisqu'il s'agit d'un rapport de mêmes propriétés, la porosité n'a pas d'unités et elle est souvent exprimée en pourcentage.

Tableau I.1 : valeurs de la porosité pour quelques matériaux selon Scheidegger [1974]

Matériau	Porosité
Sable	0.37 - 0.50
Brique	0.12 - 0.34
Argile	0.43 - 0.54
Poudre d'ardoise noire	0.57 - 0.66
Poudre de silice	0.37 - 0.49
Grains de silice	0.65
Charbon	0.02 - 0.12
Cuir	0.56 - 0.59
Filtre de cigarettes	0.17 - 0.49
Fibre de verre	0.88 - 0.93
Fibre à tisser	0.68 - 0.76
Matériau mousseux (polyuréthane)	0.98
Béton	0.02 - 0.07

I.2.3.3 Tortuosité

C'est le rapport entre la longueur traversée par une particule fluide entre deux points de la matrice solide et la longueur du chemin direct entre les mêmes points. [4]

$$T_u = \frac{L_m}{L} \quad (I.2)$$

Où :

T_u : Tortuosité

L_m : Longueur du chemin parcouru

L : Longueur du chemin directe

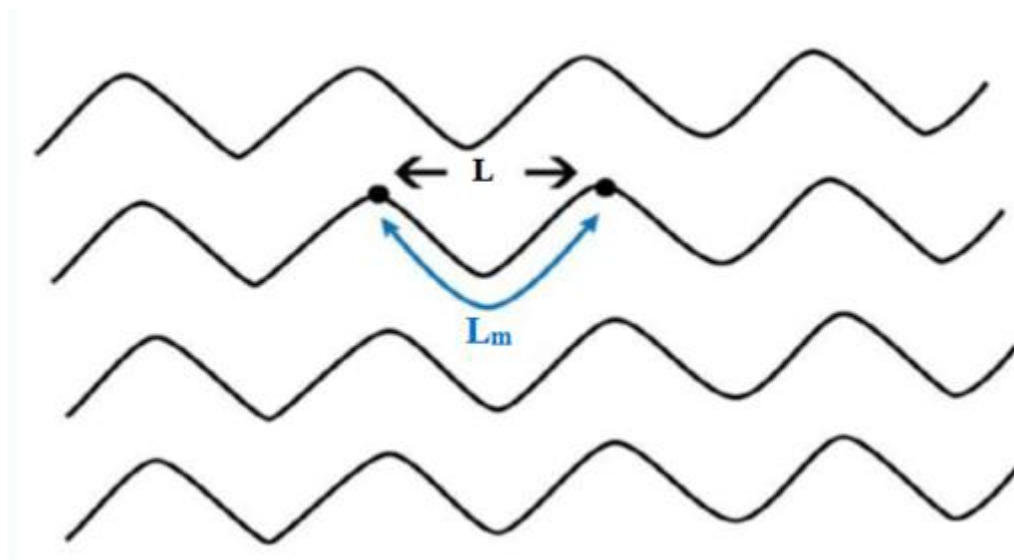


Figure I.2 : Schéma explicatif de la notion de tortuosité.

Généralement la tortuosité est utilisée comme facteur de correction du gradient de pression.

$$\Delta P_{\text{modifier}} = \frac{1}{T_u} \Delta P \quad (I.3)$$

I.2.4 Caractéristique thermo-physique du milieu poreux

I.2.4.1 Viscosité dynamique effective μ_{eff}

Lorsque l'approche des modèles moyennés sur un VER est adoptée, il est nécessaire de définir les propriétés thermo-physiques évaluées sur le VER incluant les deux phases fluide et solide. Ainsi, la viscosité effective a été introduite par Brinkman [1947] afin de mettre en évidence la discontinuité des contraintes aux interfaces fluide-poreux et d'obtenir une

expression pour la perméabilité. En combinant l'écoulement de Stokes avec celui de Darcy, il obtenu l'équation suivante :

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \vec{v} + \mu_{eff} \nabla^2 \vec{v} \tag{I.4}$$

Brinkman a considéré la viscosité dynamique effective égale à la viscosité du fluide considéré. Lundgren [1972] a donné des justifications à l'équation de Brinkman et a trouvé, de plus, que le rapport entre la viscosité dynamique μ_{eff} et celle du fluide n'est pas toujours égal à l'unité. Lundgren démontra aussi que la viscosité effective est une fonction de la viscosité du fluide et de la porosité.

Tableau I.2 : Modèle de viscosité effective

Modèle	Corrélation	Limite de validité
Enstein	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = 1 + 2.5\varepsilon$	Cas de sphères ε
Happel	$\frac{\mu_{eff}}{\mu} = \exp[4.58\varepsilon]$	Particules sphériques $\varepsilon \leq 0.5$
Mooney	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \exp\left[\frac{2.5(1-\varepsilon)}{1-K(1-\varepsilon)}\right]$	$0.75 < K < 1.5$
Neal et Nader	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \alpha^2$	A déterminé Expérimentalement
Frankel et Akivos	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = C \left[1 - \left(\frac{(1-\varepsilon)}{(1-\varepsilon)_{max}} \right)^{1/3} \right]^{-1}$ $C = 9/8$ pour $(1-\varepsilon) \rightarrow (1-\varepsilon)_{max}$	Suspension concentrée
Guth et Simba	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \frac{1 + 0.5(1-\varepsilon) - 0.5(1-\varepsilon)^2}{1 - 2(1-\varepsilon) - 9.6(1-\varepsilon)^2}$	$\mu_{eff} \rightarrow \infty$ Pour $\varepsilon=0.766$

I.2.4.2 Conductivité thermique effective

Les phases fluide et solide en présence dans le milieu poreux contribuent généralement, avec des proportions différentes, au mode de conduction. De ce fait, la modélisation du transfert de chaleur à travers les milieux poreux nécessite l'introduction de la notion de conductivité thermique effective. Cette dernière est fortement dépendante de la porosité et des conductivités thermique des phases solide et fluide de la matrice poreuse. D'une manière générale les modèles proposés sont tous des combinaisons pondérées des modèles en série et parallèle basés sur l'analogie électrique. [5]

➤ **Modèle en série**

Dans le modèle en série, le flux de chaleur traverse successivement les phases solide et fluide. La résistance thermique du fluide est alors égale à la somme des résistances thermique dans chacun des phases.

$$\frac{1}{K_{eff}} = \frac{\varepsilon}{K_f} + \frac{1-\varepsilon}{K_s} \quad (I.5)$$

➤ **Modèle en parallèle**

Dans le modèle parallèle, le flux de chaleur traverse les deux phases fluide et solide en même temps. La conductivité thermique effective est alors la somme pondérée des taux d'occupation d'espace des conductivités phasiques.

$$K_{eff} = \varepsilon K_f + (1-\varepsilon).K_s \quad (I.6)$$

I.2.5 Modèles d'écoulements dans les milieux poreux

I.2.5.1 Loi de Darcy généralisé :

La dynamique des fluides homogènes dans, les milieux poreux, est décrite par la loi de Darcy établie en 1856. Cette loi, établie à partir d'écoulement unidirectionnels sur une colonne de sable, a mis en évidence la proportionnalité du gradient de pression appliquée et le débit d'eau traversant cette colonne. Depuis, les sciences hydrogéologiques sont basées sur la loi de Darcy même pour les écoulements multidirectionnels. Elle s'écrit :

$$\overline{\Delta P} = -\frac{\mu}{K} \overline{V} + \rho \overline{g} \quad (I.7)$$

Ferrandon a généralisé la formule de Darcy pour les milieux poreux anisotropes, en utilisant un tenseur de perméabilité K du second ordre et symétrique, d'où

$$\overline{\Delta P} = -\mu \overline{\overline{K}^{-1} V} + \rho \overline{g} \quad (I.8)$$

Suit aux études réalisées plus tard, la loi de Darcy, s'est avérée insuffisante. Elle ne pouvant pas traduire l'influence de la nature du fluide sur l'écoulement, notamment près des parois. En effet, avec ce modèle, la condition de non glissement aux parois est retenue quel que soit le fluide considéré. En plus elle ne tenait pas compte non plus d'éventuels effets inertiels. Des corrections ont été alors apportées au modèle de darcy pour remédier à ces insuffisances.

I.2.5.2 Formulation de Brinkman

Brinkman a introduit dans la loi de Darcy, un terme équivalent au terme de dissipation visqueuse dans la loi de Stokes. Sa formule est donnée par :

$$\overline{\Delta P} = -\frac{\mu}{K}\overline{V} + \mu_{eff}\overline{\nabla^2 V} + \rho\overline{g} \quad (I.9)$$

Cette formule est connue sous le nom de la formulation de Darcy-Brinkman. Le premier terme de droite de l'équation (I.9) est le terme de Darcy et le deuxième est appelé le terme de Brinkman.

Cette formule (loi empirique) était justifiée, selon Brinkman, par le fait que, pour les faibles valeurs de la perméabilité K , l'équation (I.8) se transforme à la loi de Darcy, équation (I.7), tandis que pour une perméabilité tend vers l'infini, on retrouve l'équation de Stokes.

La difficulté dans l'utilisation de ce modèle réside dans l'évaluation de la viscosité équivalente du milieu μ_{eff} . En effet cette grandeur est fonction non seulement de la porosité du milieu mais de sa géométrie. Brinkman a assimilé la viscosité équivalente du milieu à celle du fluide ($\mu_{eff} = \mu$).

I.2.5.3 Formulation de Forchheimer

Pour décrire un écoulement où les vitesses sont élevées et l'effet d'inertie non linéaire est important, l'équation de Darcy devient insuffisante. Ward [6] a apporté une correction au modèle de Darcy. Il a proposé la relation suivante :

$$\overline{\Delta P} = -\frac{\mu}{K}\overline{V} + C_f K^{\frac{1}{2}} \rho_f |\overline{V}| \overline{V} + \rho\overline{g} \quad (I.10)$$

Le second terme de la partie droite de cette équation est le terme de Forchheimer, étant une constante adimensionnelle.

Le régime de Darcy est dominant pour $R_{ep} \leq 1$. À partir d'un nombre de Reynolds du milieu poreux R_{ep} de l'ordre de 1 commence la transition du régime de Darcy vers le régime de Darcy-Forchheimer et pour des $R_{ep} \gg 1$, le régime de Forchheimer est dominant.

Etude bibliographique

La porosité et la perméabilité sont les deux propriétés qui nous aider à étudier les écoulements et le transfert dans un milieu poreux.

Plusieurs études ont porté sur les phénomènes de transfert de quantité de mouvement, de chaleur et de masse dans les milieux poreux dû à ses nombreuses applications dans la géophysique et les systèmes énergétiques tels que les écoulements des eaux souterraines, l'exploitation des gisements d'hydro-carburants par injection de vapeur, le séchage et la déshumidification, le refroidissement des réacteurs nucléaires ou encore les techniques passives d'amélioration du transfert thermique par revêtement de surface métallique.

La convection naturelle laminaire à l'état stationnaire dans une enceinte cubique avec une paroi verticale froide et un secteur carré chaud sur le mur opposé a été étudiée numériquement par **Frederick et al[4]**. Le modèle d'écoulement consiste en une seule cellule symétrique. Les résultats montrent que la transition du régime conductif au régime convectif se termine à $Ra=10^5$, se caractérise par la suppression de la conduction et le développement lent de la convection. Dans la gamme du nombre de Rayleigh variant de 10^5 à 10^7 , les vitesses latérales deviennent très grandes, produisant un écoulement tridimensionnel thermiquement satisfait.

Une étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire bidimensionnelle, remplie d'air et chauffée par le bas, a été entreprise par **D'oraziog et al[5]**, en supposant que les parois latérales sont adiabatiques. Des simulations numériques sont effectuées différentes gammes du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$). Les résultats indiquent qu'en augmentant le nombre de Rayleigh par une procédure étape par étape, le modèle d'écoulement évolue comme suit :

Une cellule stable, deux cellules stables, deux cellules périodiques, une à deux cellules périodiques et trois cellules périodiques. Ils ont constaté que chaque bifurcation se caractérise par une symétrie/asymétrie, plus important encore, chaque bifurcation s'accompagne par un changement d'étape plus au moins grande du nombre de Nusselt.

Leong et al[6], on étudier numériquement la convection mixte d'une cavité ouverte dans un canal horizontal chauffée et soumise un courant d'air externe pour $1 \leq Re \leq 2000$ et $0 \leq Gr \leq 10^6$ et pour différents rapports d'aspect ($A=0.5, 2 \text{ et } 4$). Les résultats montrent que le

nombre de Grashof contrôlent le schéma d'écoulement et l'apparition des cellules en circulation tandis que le rapport d'aspect a une influence significative sur l'orientation de ces cellules. Ils ont montré que le transfert de chaleur approche de la convection naturelle à un faible nombre de Reynolds et se rapproche de la convection forcée à un nombre de Reynolds plus élevé. Dans le régime de la convection mixte, le taux de transfert de chaleur est réduit et l'écoulement peut devenir instable.

Une étude numérique de l'instabilité thermique dans un écoulement de convection mixte sur des plaques horizontales et inclinées a été faite par **Lin et al**[7]. Les résultats montrent que l'augmentation de l'angle d'inclinaison stabilise l'instabilité thermique. Cependant, le nombre de Prandtl a un effet déstabilisant sur le flux ainsi que la valeur critique du nombre de Grashof diminue avec l'augmentation du nombre de Prandtl.

La simulation numérique de refroidissement par l'air à convection mixte de composants électroniques montés dans un canal incliné, a été étudiée par **Boutina et Bessaï**[1]. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Reynolds, l'angle d'inclinaison du canal, les dimensions des sources de chaleur et l'espacement entre eux, ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal. Les corrélations des nombres moyens de Nusselt de deux composants électroniques ont été obtenues. Les résultats ont été comparés avec des travaux antérieurs trouvés dans la littérature.

Le refroidissement par convection mixte de deux sources de chaleur identique montées dans un canal horizontal a été faite par **Hamouche et Bessaï**[9]. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente remarquablement par $Pr = 0.71$ et $5 \leq Re \leq 30$. Ils ont également constaté que l'augmentation de nombre de Reynolds et la distance de séparation peut considérablement améliorer le refroidissement des composants à l'intérieur du canal.

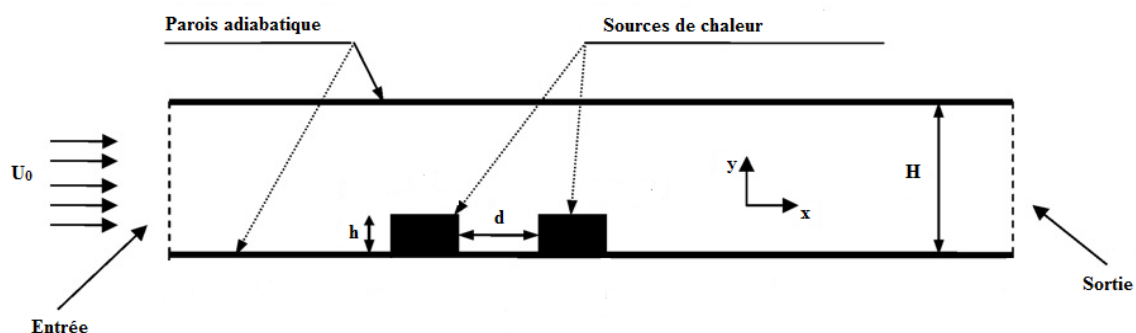


Figure.I.3. Canal horizontal muni de deux sources de chaleur identique [6].

La simulation numérique de la convection mixte laminaire dans un canal à deux plaques parallèles muni de blocs poreux de différentes formes a été faite par **Guerroudj** et **Kahalerrass**[10]. L'influence de l'intensité de la force de flottabilité, la forme des blocs poreux allant de la forme rectangulaire à la forme triangulaire, leur hauteur, la perméabilité du milieu poreux, le nombre de Reynolds et le rapport de conductivité thermique sont analysés. Les résultats révèlent essentiellement, que la forme des blocs peut altérer sensiblement les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur. En outre, ils ont démontré que des choix judicieux de ces paramètres peuvent conduire à des taux de transfert de chaleur élevés avec une augmentation modérée de la perte de charge.

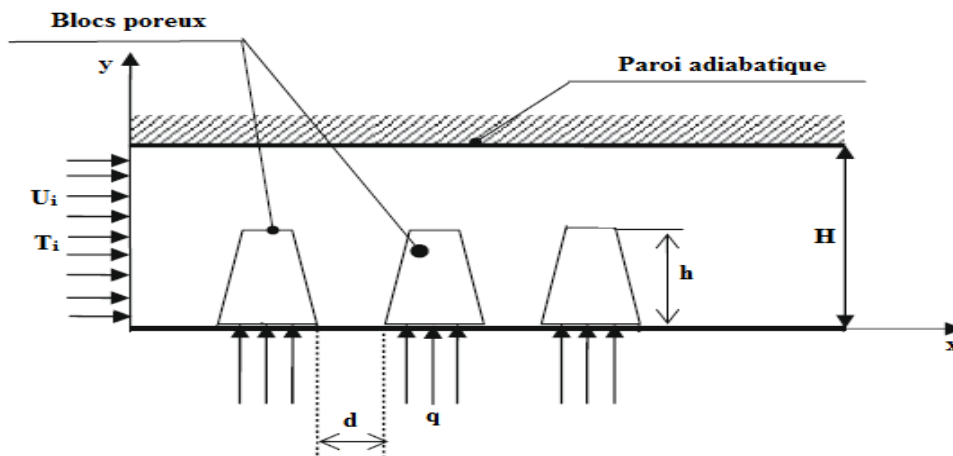


Figure I.4. Canal horizontal bidimensionnel muni de blocs poreux chauffés par-dessus [7].

Samah E. Ahmed[11] a étudié numériquement le flux de la convection mixte dans des enceintes à deux faces à couvercle fermé par un milieu non-Darcy saturé. Il a constaté que, pour les faibles valeurs du nombre de Richardson, la convection forcée joue un rôle dominant dans la région d'écoulement.

La couche limite et le transfert de chaleur par convection mixte le long d'un cylindre émergé dans un milieu poreux a été étudié numériquement par **Mukhopadhyay**. [12] Les résultats montrent que l'augmentation du paramètre de perméabilité entraîne la diminution de la vitesse et l'augmentation de la température adimensionnelle.

Wong et **Saeid**. [13] ont étudié numériquement la convection mixte opposée sur le refroidissement par un jet dans une cavité ouverte remplie par un milieu poreux. Les résultats

montrent que, le nombre moyen de Nusselt diminue avec l'augmentation de la profondeur de la cavité adimensionnelle. Il a été démontré que la convection mixte opposée provoque une détérioration du nombre moyen de Nusselt à un certain nombre de Peclet. Le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, mais l'effet du nombre de Rayleigh devient insignifiant au nombre de Peclet ($Pe > 500$).

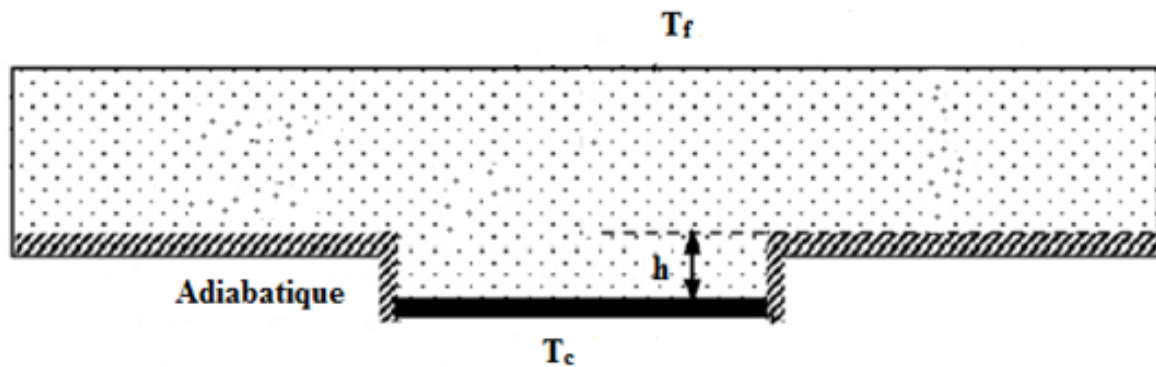


Figure I.5. Cavité ouverte dans un canal horizontal rempli par un milieu poreux[10].

Venugopal et al[14], ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal vertical rempli de structure métalliques poreuses, dont le but d'examiner le potentiel d'un insert poreux simple et peu coûteux, développé spécifiquement pour améliorer le transfert de chaleur et sa performance thermo-hydrodynamique. L'insert poreux utilisé dans l'étude consiste en une pile de plaques métalliques perforées. Les résultats indiquent qu'à une entrée de chaleur donnée et un nombre de Reynolds fixe, le nombre de Nusselt augmente avec la diminution de la porosité. Sur l'ensemble des paramètres considérés, l'insert de plus petite porosité (0.85) donne la meilleure performance de transfert de chaleur pour laquelle la plus forte augmentation du nombre moyen de Nusselt est environ 4,52 fois plus élevée que celle de chute de pression de 289 Pa.

Behzadi et al[15], ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée ventilée qui permet l'entrée et la sortie du fluide. Dans cette étude, les effets du nombre de Richardson et du nombre de Darcy sur le débit du fluide et le taux de transfert de chaleur ont été étudiés. Les résultats obtenus montrent que la croissance du nombre de Darcy et le diamètre des particules poreuses entraînent une tendance décroissante du taux de transfert de chaleur.

Une étude numérique de la convection mixte dans un anneau horizontal rempli d'un milieu poreux muni d'un générateur de chaleur interne, est réalisée par **Khanafer et Chamkha**[17]. Les effets des paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh, le nombre de Darcy, l'espace annulaire et le nombre de Richardson sur les caractéristiques du transfert de chaleur et d'écoulement sont pris en compte. Leurs résultats obtenus montrent que le nombre de Richardson joue un rôle important sur la caractérisation du transfert de chaleur à l'intérieur de l'anneau. De plus, le rapport entre le diamètre interne du cylindre et la longueur de l'espace joue un rôle important sur la caractérisation du mécanisme de transfert de chaleur à l'intérieur de l'anneau.

Chattopadhyay et al.[12] ont effectué une simulation numérique de la convection mixte dans une cavité poreuse à double couvercle chauffée sinusoidalement. Les résultats numériques sont analysés sur une gamme de paramètres clés, tel que le nombre de Richardson, le nombre de Darcy, le nombre de Grashof, l'amplitude de la variation de température et les écarts de phase. Ils ont montré que les caractéristiques de l'écoulement sont fortement affectées par la présence du milieu poreux.

Mahmud et al.[19] ont étudié numériquement la convection mixte dans une enceinte carrée ventilée remplie d'un milieu poreux. Ils ont examiné l'influence du nombre de Rayleigh, le nombre de Peclet et la largeur de l'entrée (D/H) sur le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement. Les résultats obtenus montrent que la largeur de l'entrée (D/H) a un effet considérable sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur dans la cavité. De même, la variation des paramètres Ra , Pe et (D/H) transforme le modèle d'écoulement de l'unicellulaire à multicellulaires.

Sivasankaran et Pan.[20] ont analysé numériquement la convection mixte dans une cavité carrée à couvercle poreux avec un chauffage non uniforme. Les parois latérales verticales de la cavité sont maintenues à une distribution de température sinusoidale. L'étude a été faite sur une plage de rapport d'amplitude, de l'écart de phase, de la porosité des nombres de Richardson et Darcy. Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur est augmenté en augmentant le rapport d'amplitude, le nombre de Darcy et la porosité. De même, le chauffage non uniforme sur les deux parois latérales fournit un taux de transfert de chaleur plus élevé que le chauffage non uniforme d'une paroi.

Sivasamy et al[21], ont étudié numériquement le refroidissement par impact de jet d'une surface horizontale de flux de chaleur constant immergée dans un fluide poreux saturé. Le flux de jet externe et le flux entraîné par la flottabilité sont choisis pour être dans la direction opposée. Les résultats sont présentés dans le régime de convection mixte avec de larges plages de paramètres déterminants/ nombre de Peclet, nombre de Rayleigh, largeur du demi-jet et la distance entre le jet et la partie chauffée. Ils ont trouvé que le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh ou de la largeur du jet pour les valeurs élevées du nombre de Peclet. Le nombre moyen de Nusselt augmente également avec la diminution de la distance entre le jet et la partie chauffée. Il est montré que le mode de la convection mixte peut provoquer un nombre Nusselt moyen minimal défavorable en raison de la contre-réaction de l'écoulement du jet contre l'écoulement entraîné par la flottabilité.

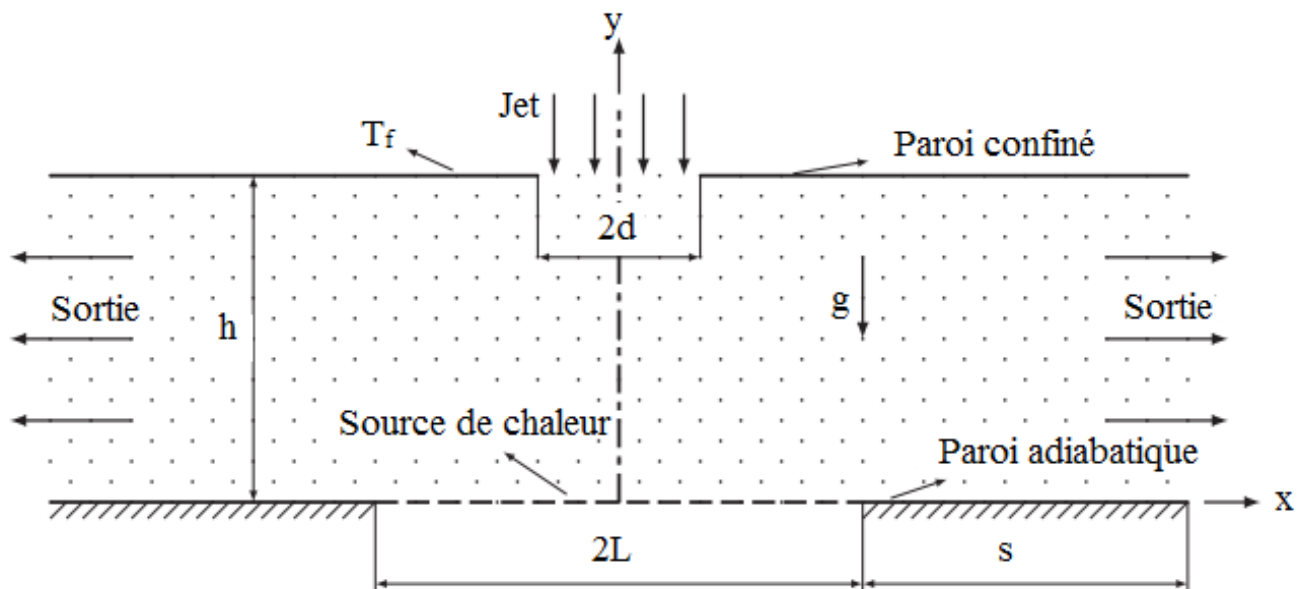


Figure I.6. Diagramme schématisé du modèle physique et les coordonnées du système.

Les mêmes auteurs, Sivasamy et al[22], ont simulé numériquement un refroidissement bidimensionnel par impact de jet d'une surface horizontale isotherme immergée dans un milieu poreux non confiné pour mieux comprendre les caractéristiques thermiques dans des conditions de convection mixte avec la limitation du modèle de Darcy. La direction du jet est considérée perpendiculaire de l'élément chauffant supérieur à l'élément chauffant horizontal; par conséquent, le flux de jet et l'écoulement entraîné par la flottabilité sont dans des directions opposées. Les résultats sont présentés dans le régime de convection mixte avec de larges plages des paramètres déterminants: nombre de Péclet ($1 \leq Pe \leq 1000$), nombre de Rayleigh ($10 \leq Ra \leq 100$), largeur du demi-jet ($0,1 \leq D \leq 0,5$), et distance entre le jet et

la partie chauffée ($0,1 \leq H \leq 1,0$). Ils ont trouvé que le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh ou de la largeur du jet pour les valeurs élevées du nombre de Péclet. Le nombre moyen de Nusselt augmente également avec la diminution de la distance entre le jet et la partie chauffée. Ils ont montré que le mode de convection mixte peut provoquer un nombre moyen de Nusselt minimum à deux valeurs du nombre de Péclet et qu'un nombre moyen maximum de Nusselt se produit entre ces deux nombres de Péclet à un nombre supérieur de Rayleigh en raison de la réaction du jet contre la flottabilité. Par conséquent, une attention particulière doit être accordée lors de la conception d'un système de refroidissement à jet d'impact à travers un milieu poreux.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté des généralités sur le transfert de chaleur, précisément la convection mixte ainsi que les milieux poreux avec leurs caractéristiques. finalement, on a effectué une recherche bibliographique.

Dans le chapitre suivant, nous allons présenter le modèle physique et les formulations mathématiques.

Chapitre II

II.1. Introduction

Le terme de la convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergie par gradients potentiels et mouvement du fluide.

Dans ce chapitre, On commence par une description et présentation de la problématique nous présentons le modèle physique, et les hypothèses simplificatrices.

Dans les écoulements de convection mixte, Nous exprimons les équations et les conditions aux limites sous forme dimensionnelle et nous introduisons les principales grandeurs dynamiques et thermiques.

Nous distinguons les nombres de Rayleigh, Prandtl et autres nombres adimensionnelles, représentés par plusieurs propriétés physiques dépendantes de la température.

II.2. Géométrie du problème

La géométrie du problème considéré est illustrée sur la figure (II.1). On étudie numériquement le problème de la convection mixte avec insertion d'une matrice poreuse d'épaisseur (e) dans un canal horizontal de longueur (L), de hauteur (H) et de 5 composante électronique identique situé sur la paroi inférieure du canal, de longueur (l) et de hauteur (h) et séparées par un distance (d). Le canal possède deux sorties à l'extrémité et une entrée (w) au milieu de la paroi supérieure.

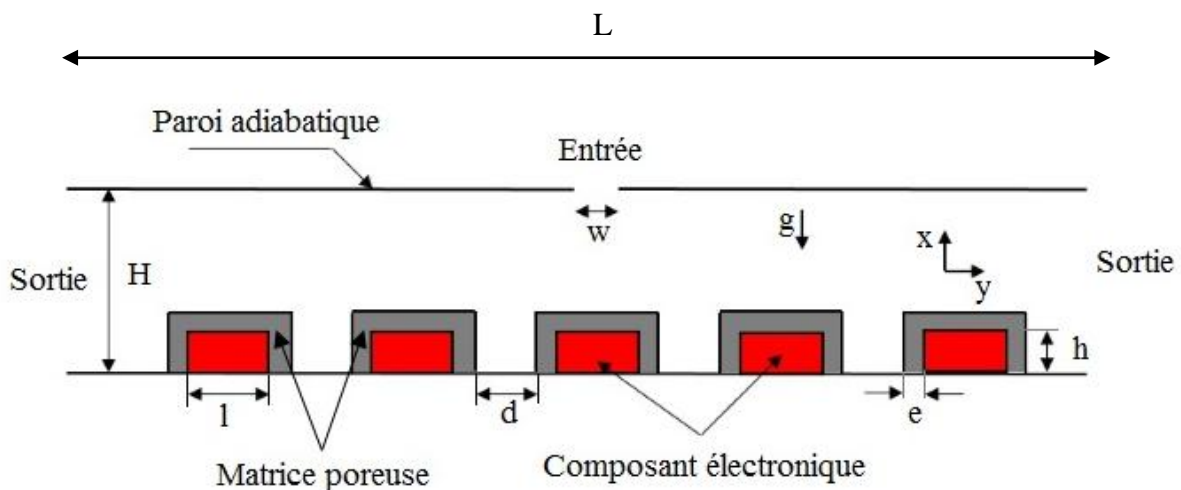


Figure II.1 : Géométrie du problème considéré.

II.3. Hypothèses simplificatrices

- Milieu continue.
- Fluide newtonien, visqueux et incompressible.
- Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x,y).
- Régime laminaire stationnaire.
- Le milieu poreux est isotrope, homogène et saturé par un seul fluide.
- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.
- L'approximation de boussinesq est valide elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho=\rho_0$), sauf au niveau du terme de flotabilité.

La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_0 \left[1 - \beta (T - T_{ref}) \right]$$

Où

T_{ref} : La température de référence

β : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante

ρ_0 : La masse volumique du fluide à T_{ref}

- Les propriétés physiques du fluide et des composants électroniques (ρ , β , C_p , k) sont supposées constantes.
- La viscosité du fluide est égale à la viscosité du milieu poreux (Lundgren, 1972)
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable ainsi que les effets de Soret et Dufour.

II.4. Formulation mathématique

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 :

II.4.1 Equations de conservation dimensionnelles régissant l'écoulement et le transfert de chaleur dans le milieu libre

a- Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{II.1}$$

b- Equation de la quantité de mouvement**Suivant x**

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.2})$$

Suivant y

$$\rho_f \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho_f g \beta [(T - T_{ref})] \quad (\text{II.3})$$

c- Equation de conservation d'énergie

$$(\rho c_p)_f \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

Où :

 ρ_f : la masse volumique du fluide à la température de référence μ_f : la viscosité dynamique k_f : la conductivité thermique de fluide $(c_p)_f$: capacité calorifique du fluide**II.4.2. Equation de conservation dimensionnelle régissant dans le milieu poreux**

On utilise un modèle continu d'un milieu poreux basé sur le concept du volume élémentaire représentatif. Pour bien décrire le bilan de quantité de mouvement d'un fluide visqueux newtonien le modèle complet de Darcy-Forchheimer-Brinkman est choisi dans notre cas :

L'équation vectorielle de conservation de la quantité de mouvement à travers un milieu poreux s'écrit :

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon^2} \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \vec{\nabla} \vec{V} \right) = -\vec{\nabla} P + \rho_f \vec{g} + \mu_{eff} \vec{\nabla}^2 \vec{V} - \frac{\mu_f}{k} \vec{V} - \frac{c_f \rho_f}{\sqrt{k}} |\vec{V}| \vec{V} \quad (\text{II.5})$$

(a) (b) (c) (d) (e) (f)

 \vec{V} : Vecteur vitesse moyennée à travers un volume élémentaire.

(a) : forces inertielles macroscopiques.

(b) : gradient de pression.

(c) : les forces de volumes gravitationnels.

(d) : terme visqueux de brinkman.

(e) : terme de Darcy.

(f) : terme de forchheimerh (forces inertielles).

La projection de l'équation (II.5)

Selon x :

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial x} + \varepsilon^2 \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \varepsilon^2 \frac{\mu_f}{k} u - \frac{C_F \rho_f}{\sqrt{K}} u |\vec{V}| \quad (II.6)$$

Selon y :

$$\rho_f \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial y} + \varepsilon^2 \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \varepsilon^2 \frac{\mu_f}{K} v - \frac{C_F \rho_f}{\sqrt{K}} v |\vec{V}| + \rho g \beta [(T - T_{ref})] \quad (II.7)$$

Dans ce cas l'équation de l'énergie s'écrit sous la forme :

$$(\rho c_p)_f \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_{eff} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (II.8)$$

Avec :

C_f : Coefficient de Forchheimer

ε : la porosité du milieu poreux

μ_{eff} : la viscosité dynamique effective du milieu poreux

k : la perméabilité du milieu poreux

k_{eff} : conductivité thermique effective du milieu poreux (fluide, solide) défini par l'équation

$$k_{eff} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) k_s \quad (II.9)$$

II.5. Condition aux limites dimensionnelles

Les conditions aux limites sont dressées dans les tableaux qui suivent :

- **Condition aux limites cinétiques**

X=0	$0 \leq Y \leq H$	$u = U_0 ; v = 0$
X=L	$0 \leq Y \leq H$	$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 ; \frac{\partial v}{\partial x} = 0$
Y=0	$0 \leq X \leq L$	$u = v = 0$
Y=H	$0 \leq X \leq L$	$u = v = 0$

Tableau II.1 : condition limites cinématiques dimensionnelles

- **Condition aux limites thermiques**

X=0	$0 \leq Y \leq H$	$T=T_0$
X=L	$0 \leq Y \leq H$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$
Y=0	$0 \leq X \leq L$	$T=T_c$
Y=H	$0 \leq X \leq L$	$T=T_f$

Tableau II.2 : condition aux limites thermiques dimensionnelles

II.6. Forme adimensionnelle des équations

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesure. Elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations et la réduction des paramètres physiques. Pour faire apparaître les nombres adimensionnels relatifs au problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

II.6.1. Grandeurs caractéristiques

Soit les échelles caractéristiques suivantes en relation avec la géométrie du problème et la nature de l'écoulement, elles sont définies comme suit :

H : Hauteur totale du canal

U_0 : Vitesse à l'entrée du canal

$P = \rho U_0^2$: Pression caractéristique

$\Delta T = T_c - T_{ref}$: Écart de température

T_{ref} : Température de référence

II.6.2. Variables adimensionnelles

Elles sont considérées comme suit :

$$X = \frac{x}{H} \quad ; \quad Y = \frac{y}{H}$$

$$U = \frac{u}{U_0} \quad ; \quad V = \frac{v}{U_0}$$

$$P = \frac{P}{\rho U_0^2}$$

$$\theta = \frac{T - T_{ref}}{\Delta T}$$

On définit dans le milieu poreux les variables adimensionnelles suivantes :

$$K^* = \frac{K_{eff}}{K_f} \quad ; \quad \mu^* = \frac{\mu_{eff}}{\mu_f}$$

II.6.3 Equations adimensionnelles dans le milieu libre

i. Equation de continuité adimensionnelle

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

ii. Equation de la quantité de mouvement adimensionnelle

On procède de la même façon pour les équations de conservation de la quantité de mouvement suivant les deux axes, on obtient les équations adimensionnelles :

Suivant X :

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

Suivant Y :

$$\left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.12})$$

iii. Equation d'énergie adimensionnelle

Se réduit à :

$$\left(U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.13})$$

II.6.4 Equations adimensionnelles dans le milieu poreux

Après substitution des variables adimensionnelles dans les équations du modèle mathématique et dans les conditions aux limites on obtient le système d'équations adimensionnelles suivant :

a. Equation de la quantité de mouvement

Suivant X :

$$\left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\varepsilon^2}{\text{Re}} \left[\mu^* \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \right] - \varepsilon^2 \frac{1}{\text{Re} \cdot Da} U - \varepsilon^2 \frac{C_f}{\sqrt{Da}} U |\vec{V}| \quad (\text{II.14})$$

Suivant Y :

$$\left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\varepsilon^2}{\text{Re}} \left[\mu^* \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \right] - \frac{\varepsilon^2}{\text{Re} \cdot Da} V - \varepsilon^2 \frac{C_f}{\sqrt{Da}} V |\vec{V}| + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.5})$$

Il apparait dans ces équations les nombres adimensionnels :

- ❖ Le nombre de Grashof : $Gr = \frac{\rho_f^2 g \beta \Delta T H^3}{\mu_f^2}$
- ❖ Le nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho_f U_0 H}{\mu_f}$
- ❖ Le nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\mu_f c_p}{K_f}$
- ❖ Le nombre de Darcy : $Da = \frac{K}{H^2}$

b. L'équation de l'énergie

$$\left(U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{K^*}{\text{Re} \cdot Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.16})$$

II.6.5. Condition aux limites adimensionnelles

• **Condition aux limites dynamiques**

X=0	0 ≤ Y ≤ 1	U=1 ; V=0
X=δ ₁	0 ≤ Y ≤ 1	$\frac{\partial U}{\partial X} = 0$; $\frac{\partial V}{\partial Y} = 0$
Y=0	0 ≤ X ≤ δ ₁	U=V=1
Y=H	0 ≤ X ≤ δ ₁	U=V=1

Tableau II.3 : condition aux limites dynamiques adimensionnelles

• **Condition aux limites thermiques**

X=0	0 ≤ Y ≤ 1	θ=0
X=L	0 ≤ Y ≤ 1	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Y=0	0 ≤ X ≤ δ ₁	θ=1
Y=1	0 ≤ X ≤ δ ₁	θ=0

Tableau II.3 : condition aux limites thermiques adimensionnelles

A l'interface il y a un équilibre thermique et dynamique avec :

$\delta_1 = L/H$: Rapport de forme géométrique.

II.7. Coefficients de transfert de chaleur

La détermination du coefficient de transfert de chaleur se fait à l'aide du nombre de Nusselt qui décrit l'importance de transfert convectif de chaleur, par rapport au transfert conductif et diffusif, en un point donné.

$$Nu(x) = \frac{hH}{k_f} \quad (\text{II.17})$$

Avec :

$$h = \frac{q(x)}{\Delta T}$$

$$h \cdot \Delta T = k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{II.18})$$

$$\theta = \frac{T - T_{ref}}{\Delta T} \quad (\text{II.19})$$

Où :

h : Coefficient du transfert de convectif.

q : Flux de chaleur.

$$Nu_x = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{Y=0}$$

On définit le nombre de Nusselt moyens comme suit :

$$Nu_{moy} = \frac{1}{\delta_1} \int_0^{\delta_1} \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{Y=0} dX \quad (\text{II.20})$$

Conclusion :

A la fin de ce chapitre, nous aboutissons notre choix de modèle d'écoulement en milieu poreux qui satisfait à la résolution de l'équation de quantité de mouvement et d'autres modèles mathématiques.

Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution du système d'équations obtenu. Dans notre étude, on a utilisé la résolution numérique bidimensionnelle effectuée par le code CFD 'FLUENT'. Les résultats obtenus par ce code feront l'objet du prochain chapitre.

Chapitre III

III. 1. Introduction :

Dans cette partie, nous allons présenter une étude numérique de la convection mixte laminaire en régime stationnaire dans un canal bidimensionnel jusqu'à sept sources de chaleur enveloppées par une matrice poreuse (figure II.1 a). L'objectif de cette étude est d'examiner les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof et nombre du Darcy, sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur dans le but d'essayer d'obtenir une amélioration du transfert de chaleur.

III.2. Paramètres géométrique et physiques du problème :

Les paramètres géométriques et physiques sous forme adimensionnelle sont comme suit : $l/H=0.5$, $h/H=0.25$, $d/H=0.5$, $w/H=0.25$ et $e/H=0.71$. La valeur du nombre de Grashof Gr est maintenue constante pour un $q_v=10^5$, de l'ordre de 10^4 Wang et Jaluria[23]. Les valeurs utilisées de la conductivité thermique adimensionnelle du milieu poreux sont $ke/kf=100$, du nombre de Darcy $Da=10^{-4}$, de la porosité est $\varepsilon=0.9$ (Yucel et Guven [24] ; Ould-Amer et al [25]). La valeur de la conductivité thermique adimensionnelle du composant électronique est $ks/kf=100$. Quant au nombre de Reynolds de $Re = 400$ à 1000 .

III. 3. Effet de maillage :

Le maillage adopté est de structure uniforme Figure (III.1). L'indépendance de la solution par rapport au maillage a été étudiée en considérant quatre maillages de la même nature (52×162), (62×272), (72×372) et (82×472 nœuds, pour $Gr=10^4$, $Re=500$, $Da=10^{-4}$ et $e/H=0.2$ et $q_v=10^5$. En consultant la Figure (III.2) et d'après le Tableau (III.1), il est clair que les résultats obtenus par ces simulation sont extrêmement proches, alors notre choix de s'est focalisé sur le maillage (72x372) nœuds dans le but de faire un compromis entre coût, précision et temps de calcul.

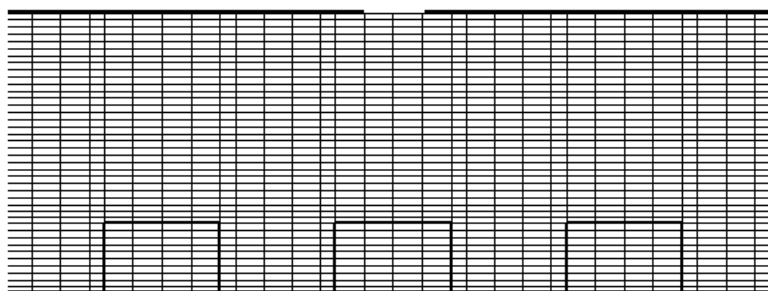


Figure III.1 :Maillage de canal horizontal bidimensionnel.

La **Figure (III.2)** illustre bien l'influence du type de maillage sur la précision des résultats obtenue pour la vitesse U en fonction de y , la variation cette dernière devient plus apparente lorsque on adopte des maillages plus raffinés.

Tableau (III.1) : Résultats du test de maillage.

Maillage (nœuds)	Paramètre physique		
	V_{\max}	T_{\max}	Nu_5
52x172	0.0677	404.2592	1.3702
62x272	0.07045	407.7883	1.3299
72x372	0.07555	409.3978	1.3124
82x472	0.07448	409.4415	1.3118

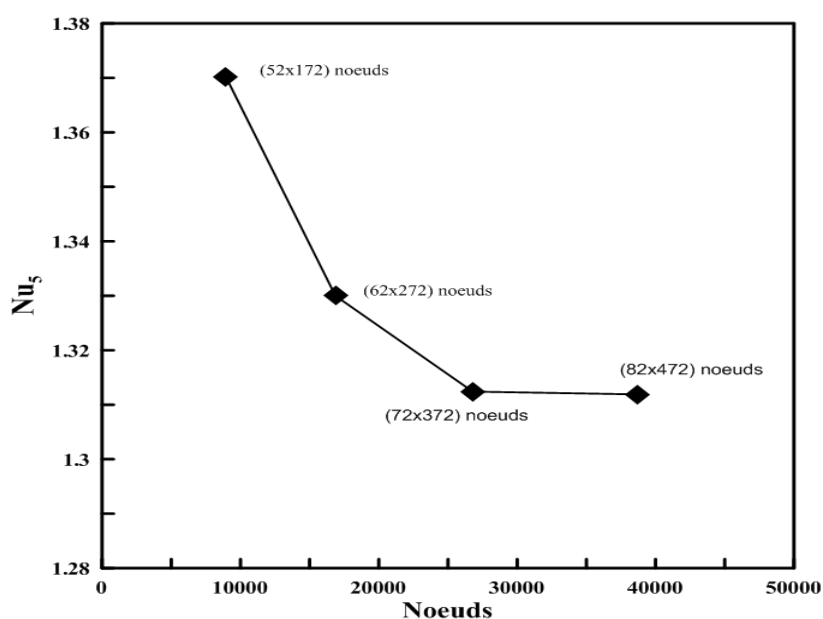


Figure (III.2) : Evolution du nombre en fonction des différents maillages.

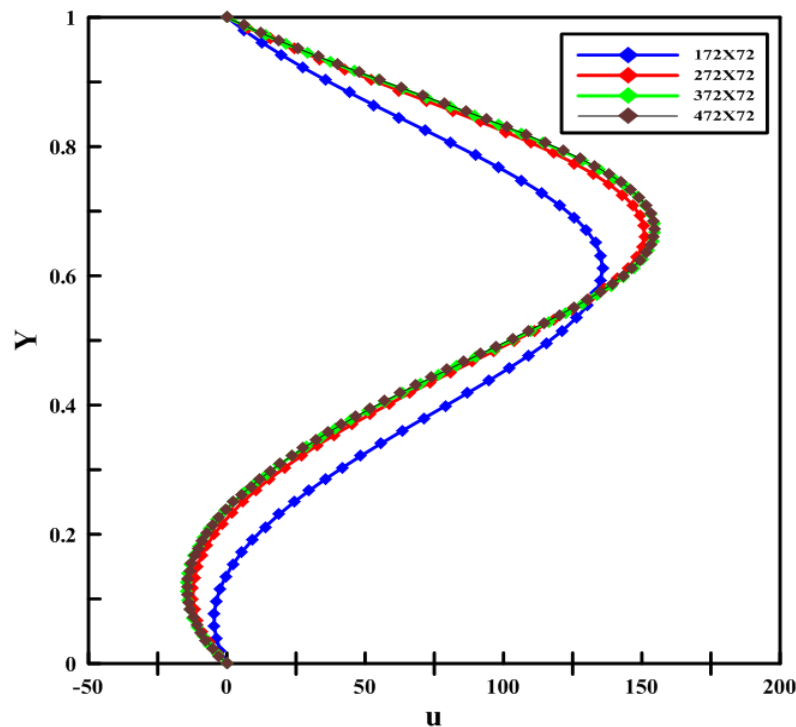


Figure III.3 : variation de la vitesse $U = f(y)$

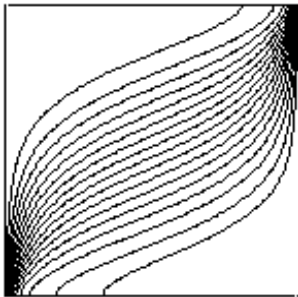
III.4 Validation du code de calcul

Afin de donner une crédibilité à nos résultats numériques, nous avons procédé à la validation de notre code de calcul.

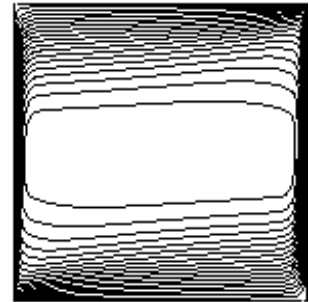
Pour cela notre choix à été validé avec les résultats de **B, GOYEAU et al [26]**. Il s'agit d'un cas de convection naturelle dans des milieux poreux confinés, entraînés par des forces de flottabilité thermiques. Les simulations numériques présentées couvrent un large éventail des principaux paramètres (les nombres de Rayleigh et Darcy) dans le domaine des flottabilités positives et pour $Le > 1$. On remarque que nos résultats sont en bonne concordance avec ceux de **B, GOYEAU, J-P. SONGBE and GOBIN**.

$Da=10^{-7}$

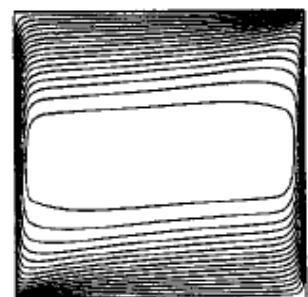
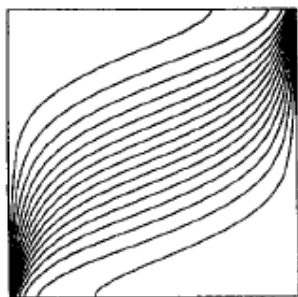
Isotherme



Linge de courant

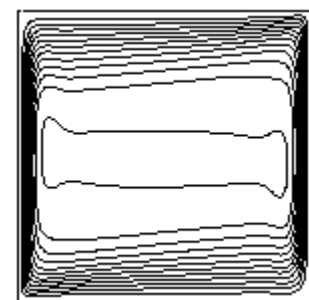
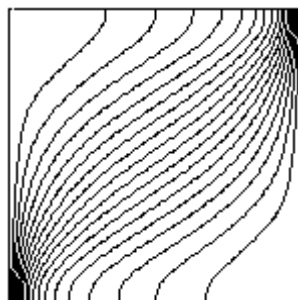


Présente étude

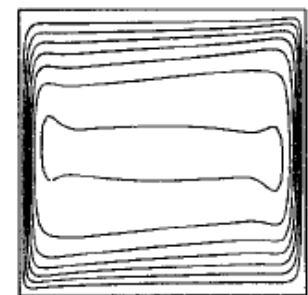
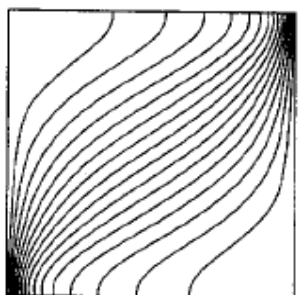


B, GOYEAU, J-P. SONGBE and GOBIN

$Da=10^{-3}$



Présente étude



B, GOYEAU, J-P. SONGBE and GOBIN

Figure.III.4 : Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de B, GOYEAU et al [26] à $Da (10^{-7}, 10^{-3})$

Une deuxième comparaison a été faite avec le travail de **G.D.Lorenzo et al [27]**, qui ont étudié numériquement le refroidissement d'un canal par un jet incident.

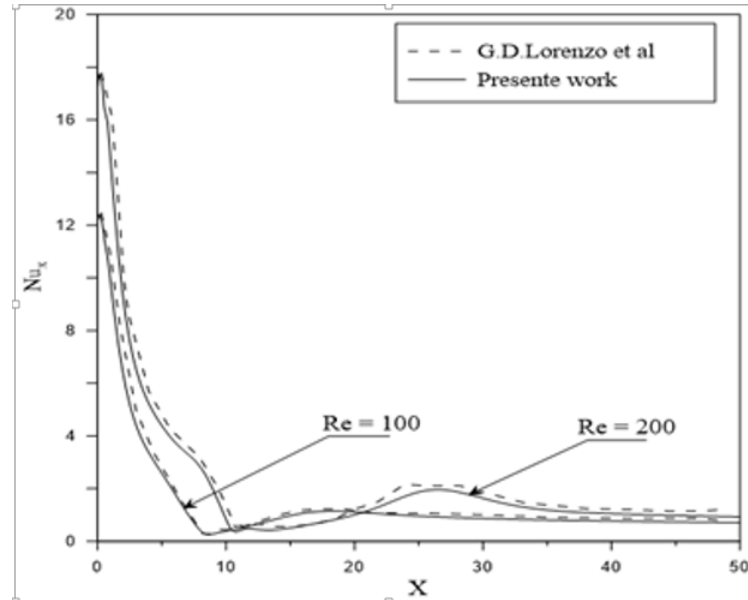


Figure III.5 : comparaison entre nos résultats numériques et ceux de G.D.Lorenzo et al [27]

III.5. Résultats et discussion

Une étude numérique sur l'amélioration de transfert de chaleur par convection mixte laminaire, en régime stationnaire dans un canal horizontal contenant cinq sources de chaleur et avec une variation de nombre de sources. Le fluide utilisé pour le refroidissement est de l'air, et son écoulement à l'intérieur du canal est contrôlé par les nombres adimensionnels suivants :

- Le nombre de Prandtl (Pr).
- Le nombre de Grashof (Gr).
- Le nombre de Reynolds (Re).

III.5.1. Effet du nombre de Reynolds :

Dans le but d'analyser l'effet du nombre de Reynolds sur le champ d'écoulement et le champ thermique, nos simulations numériques ont été faite pour différents nombre de Reynolds ($Re = 250, 500, 750,$ et 1000) pour un nombre de Grashof ($Gr = 10^4$ et 10^5), avec $q_v = 10^5 \text{ W/m}^3$ et $Da = 10^{-4}$.

Les données géométriques adimensionnelles sont :

$$\frac{H}{H} = 1 ; \frac{1}{H} = 0.5 ; \frac{h}{H} = 0.25 ; \frac{d}{H} = 0.5 ; \frac{w}{H} = 0.25 ; \frac{e}{H} = 0.71$$

Les **Figures (III.6)**, montrent l'évolution des contours des lignes de courant pour différents nombres de Reynolds et ($Gr = 10^4$). On constate la présence d'une zone de recirculation entre tous les composants électronique et d'une autre en aval du dernier composant et au-dessus de troisième

composant pour tous les nombres Reynolds. Pour ($Re = 250, 500,$) nous ne remarquons pas la présence des zones de recirculation au-dessus du devant de la sortie de canal.

En augmentant le nombre e Reynolds ($Re = 750$ et 1000), on remarque la présence d'une zone de recirculation au-dessus du devant de la sortie du canal, et nous voyons une augmentation de la taille de la zone de recirculation en aval du dernière composant. Après toute ces observation, on peut dire qu'on a tendance a se rapprocher vers le mode de transfert de chaleur en convection forcée tout en restant dans la marge de convection mixte.

Les **Figures (III.7)**, affiche clairement la disposition des lignes isothermes. Pour un éventail de valeur de Reynolds allant de 250 jusqu' 1000, en analysant ces illustration on constate que en augmentant le nombre de Reynolds les lignes isothermes se concentre au voisinage. Les composants électronique tandis que la partie supérieure de la configuration est occupé par les isothermes froides, ceci indique que le nombre de Reynolds est un facteur accélérateur du transfert de chaleur par convection.

Pour un $Gr = 10^5$, l'augmentation de la taille de la zone de recirculation est légèrement constatée, ainsi que la tendance vers le transfert par convection forcé. Une simulation du phénomène pour un Grashof avoisinant les 10^6 donnerait des résultats plus distingué.

La **Figure (III.10)**, présent les profils de la variation du nombre de Nusselt local le long du 3^{ème} composant (ayant la température la plus élevée) en fonction du nombre de Reynolds. On remarque que le taux de transfert de chaleur est maximal à la région de composant. Mais sur les autres composants on constate que la valeur du nombre de Nusselt local est faible avec l'augmentation du nombre de Reynolds vu dans cette région, il ya une zone de recirculation. Néanmoins la vitesse de convection de l'air augment avec l'augmentation du nombre de Reynolds ce qui conduit à la réduction de la taille de la zone de recirculation et augmentation du transfert de chaleur.

La diminution de la température maximale par effet de l'augmentation du nombre de Reynolds apparait dans la **Figure (III.11)**, qui présente la variation de la température maximale en fonction du nombre de Reynolds.

Figure (III.12), l'augmentation du nombre de Re implique des vitesses de l'air plus élevés, ce qui est favorable pour l'activité convective, on constate aussi l'apparition d'une recirculation entre $y=0$ et $y= 0.5$, la vitesse max obtenue pour $y=0.8$ s'accroît en fonction du Reynolds.

En fixant le Gr à des valeurs plus grandes on remarque la baisse de la vitesse d'air et du mouvement convectif, et cela en raison de l'intensification des effets gravitationnels qui entravent le mouvement de l'air dans le canal.

Pour les champs thermiques, les **Figures (III.13)**, présentent les contours des isothermes et la température maximale adimensionnelle des composants électronique pour différentes nombre de bloc. Elles montrent l'influence de l'augmentation du nombre des composants

électroniques sur le champ thermique. La température maximale prend des valeurs plus importantes lorsque on intègre plus de composantes électroniques au système, du coup le

refroidissement devient plus difficile à effectuer. Les lignes isothermes sont plus denses aux alentours des blocs, ce qui signifie une activité convective est plus intense dans ces zones.

Le champ d'écoulement peut-être visualisé par **Figure (III.14)**, montré le champ des vecteurs-vitesses et les isothermes pour différents valeurs du nombre de Darcy ($10^{-2} \leq Da \leq 10^{-6}$), nous pouvons clairement voir que pour une épaisseur de la couche poreuse l'augmentation du nombre du Darcy $Da = 10^{-6}$ à $Da = 10^{-2}$ diminue la résistance au Darcy à l'écoulement, et donc l'écoulement pénètre plus profond dans la matrice poreuse, ce qui refroidit la matrice poreuse et ainsi contribue au refroidissement des sources de chaleur.

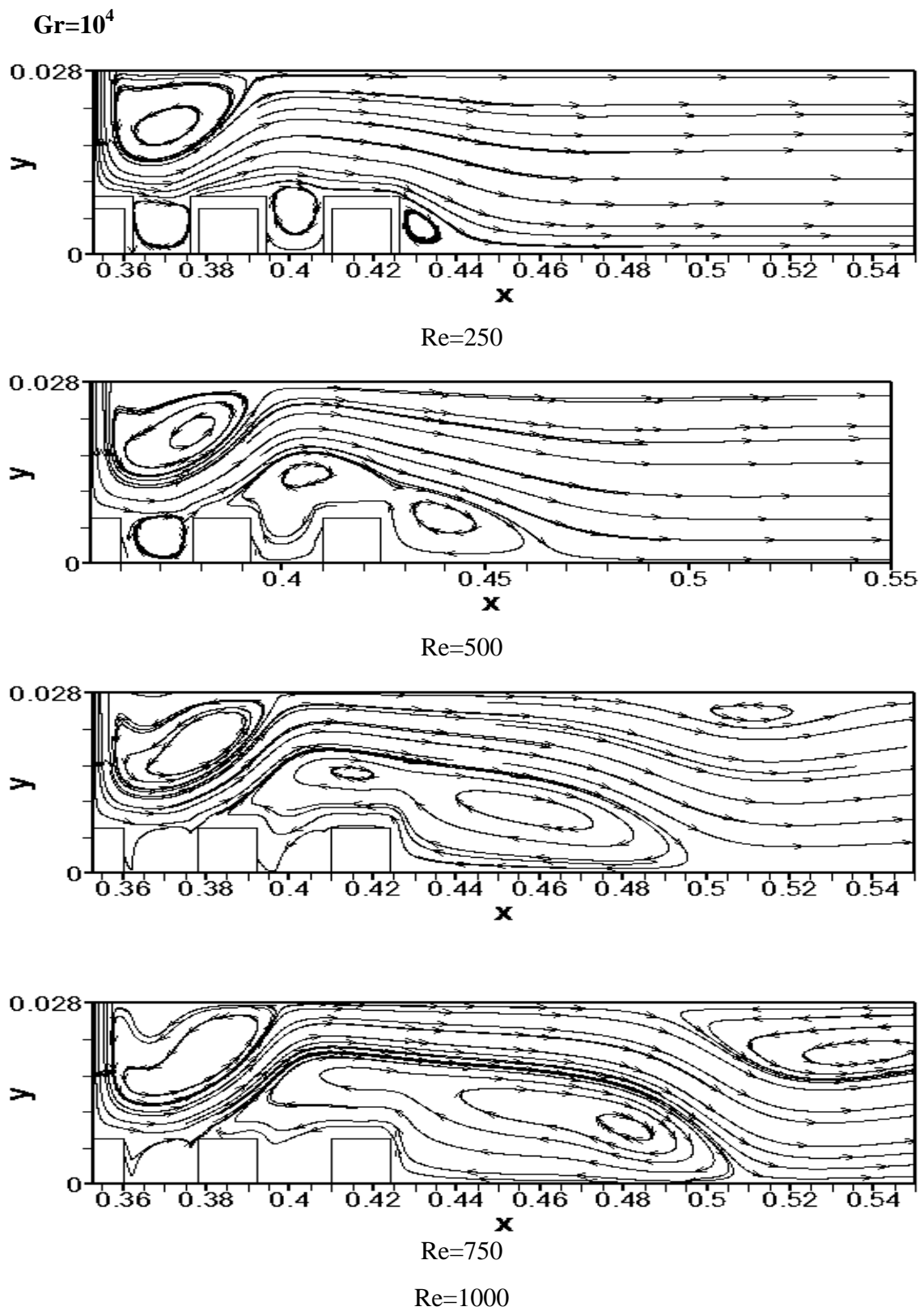


Figure.III.6 : Contours des lignes de courant pour différentes valeurs de Re

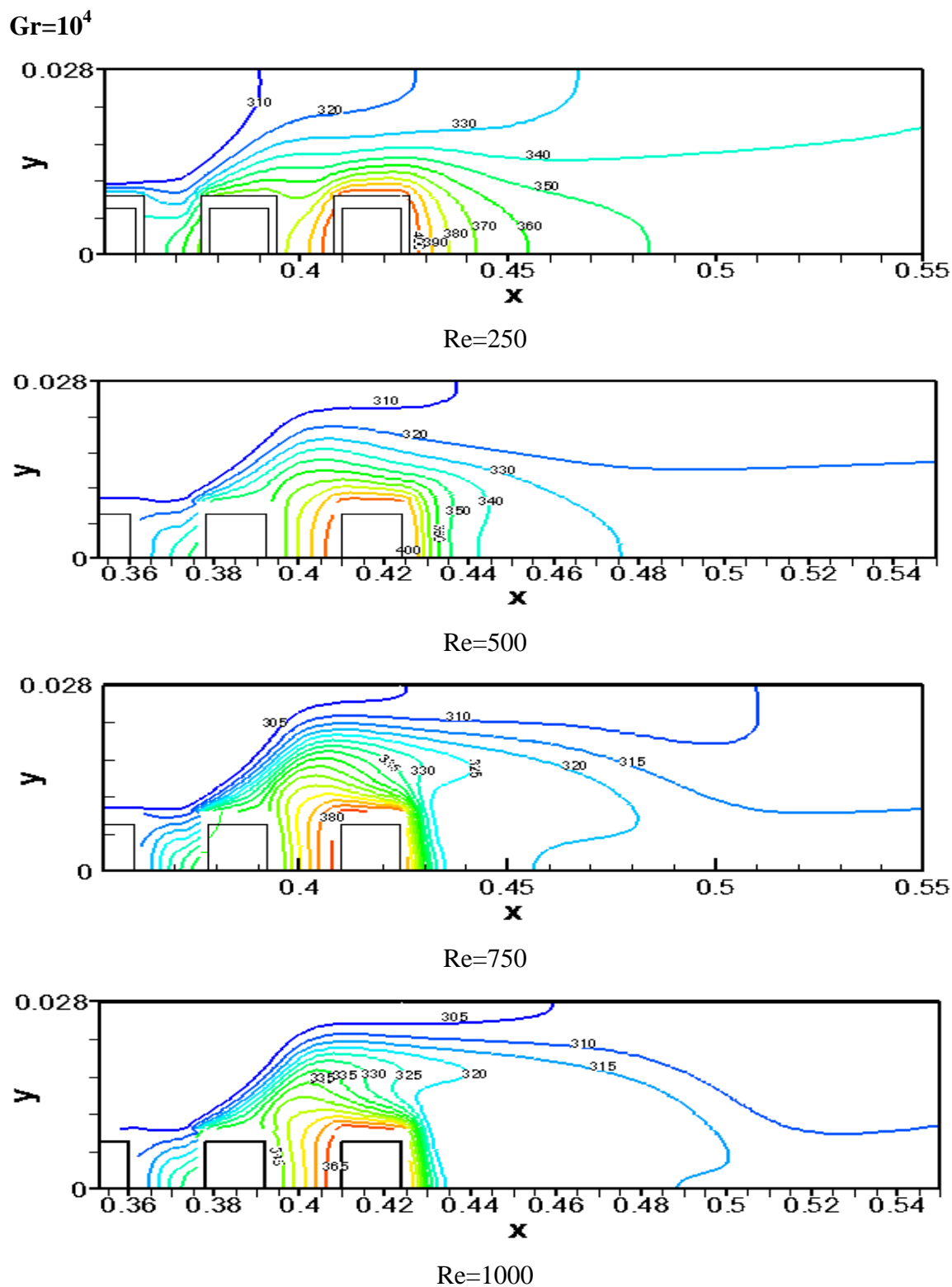


Figure.III.7: Contours des lignes isothermes pour différentes valeurs de Re

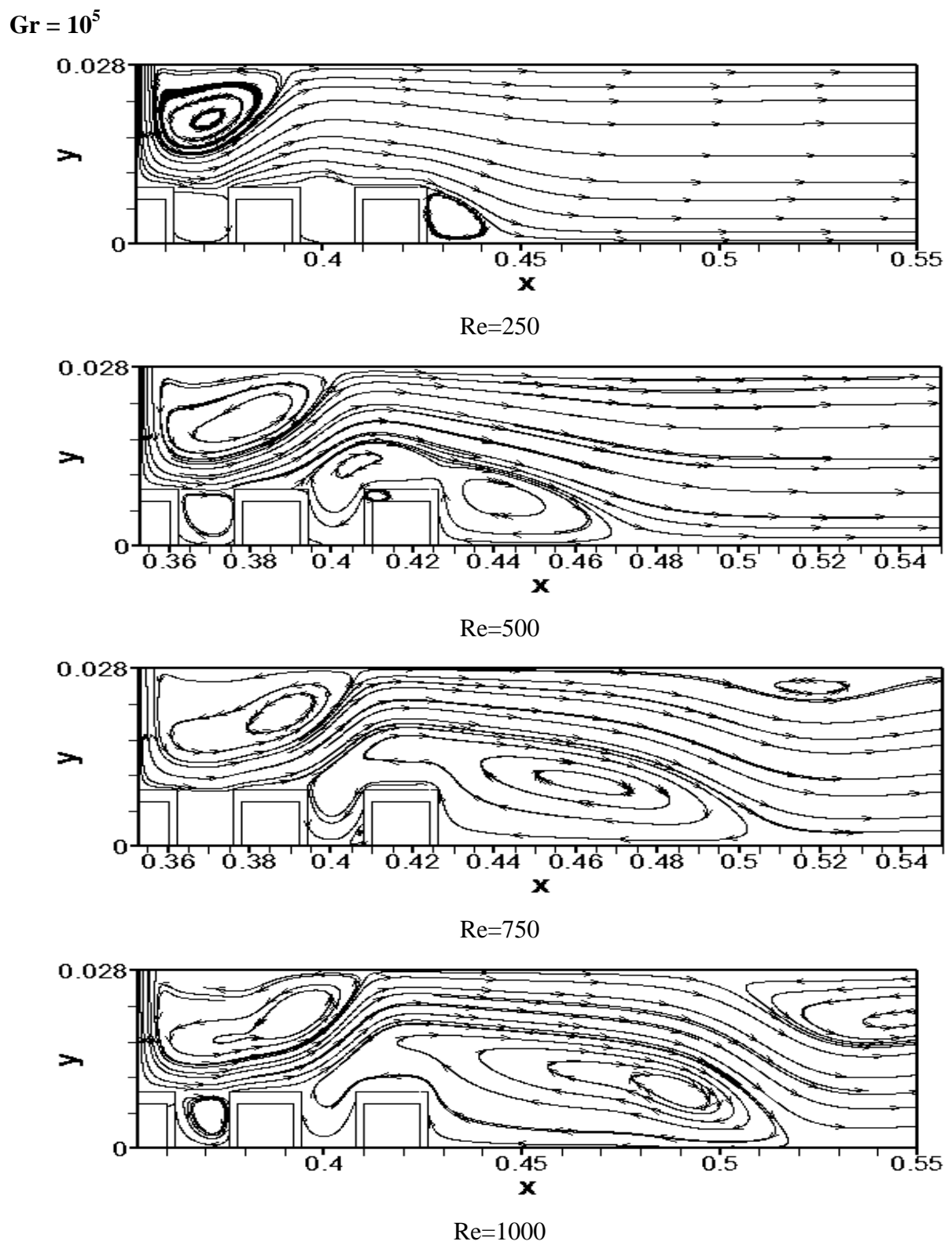
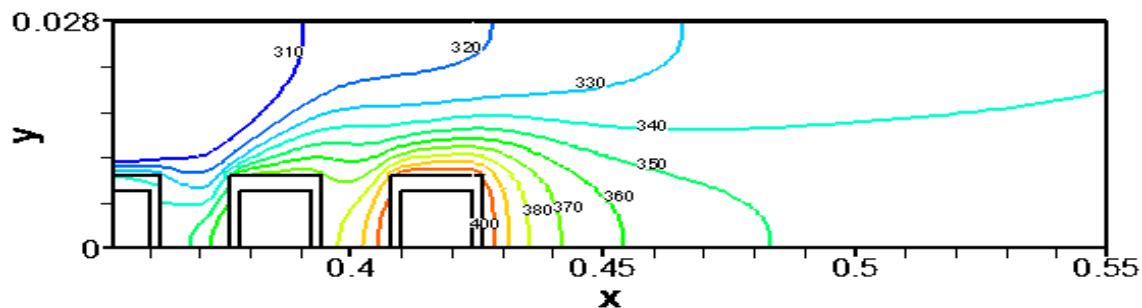
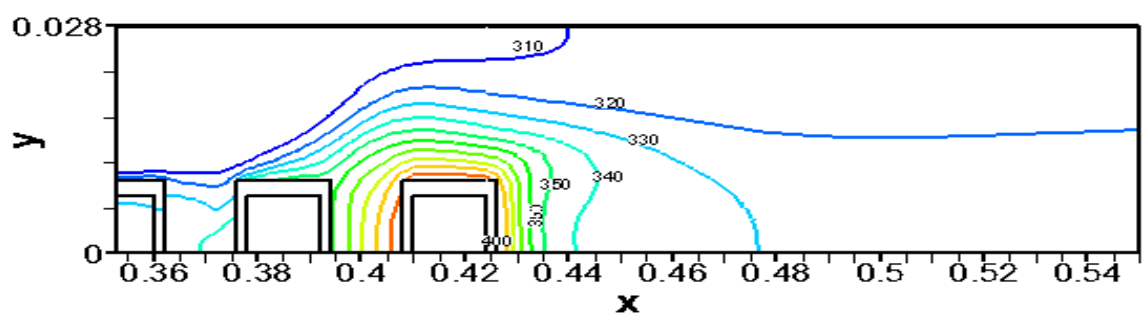


Figure.III.8 : Contours des lignes de courant pour différentes valeurs de Re

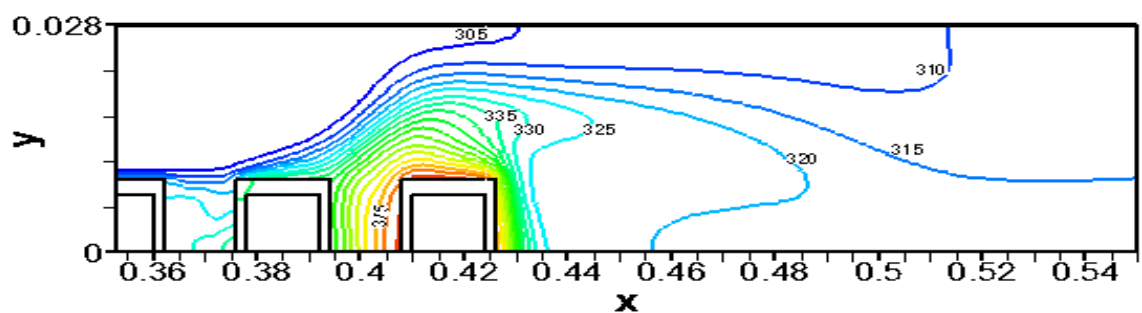
$Gr = 10^5$



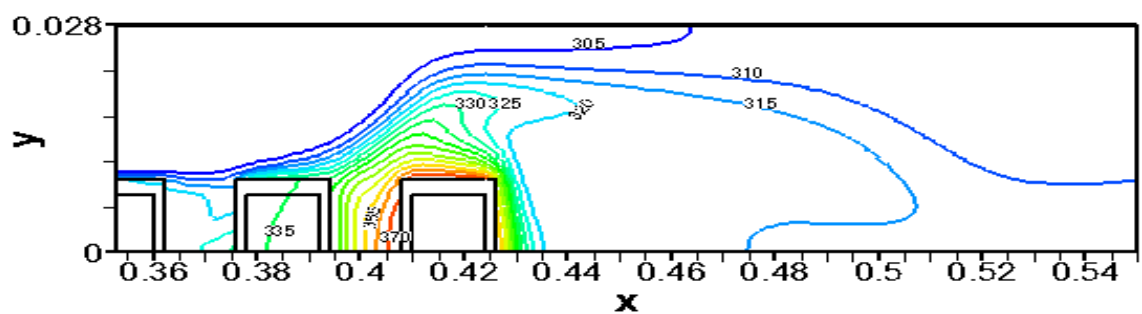
Re=250



Re=500



Re=750



Re=1000

Figure.III.9 : Contours des lignes isothermes pour différentes valeurs de Re

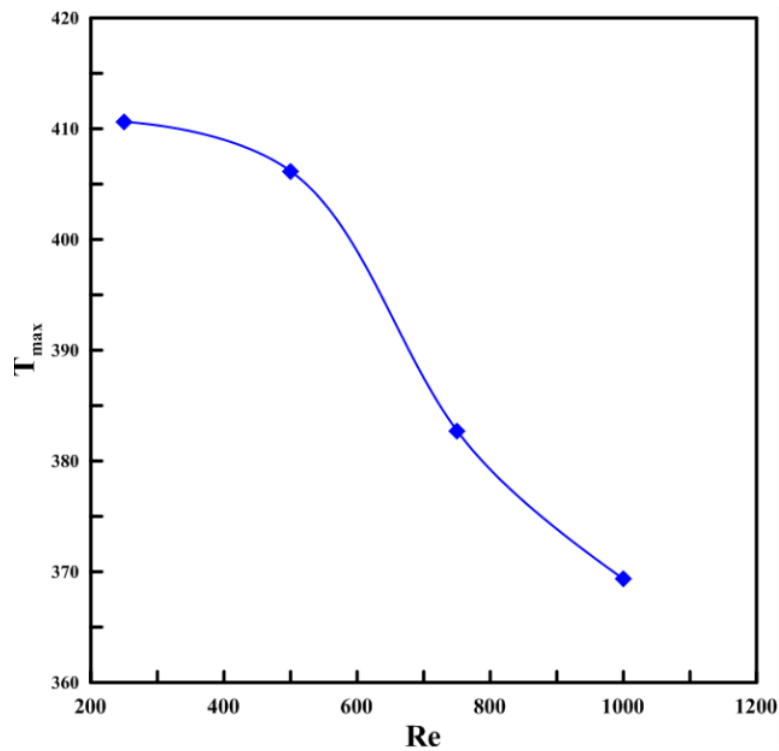


Figure.III.10: la variation de la température maximale en fonction du nombre de Re

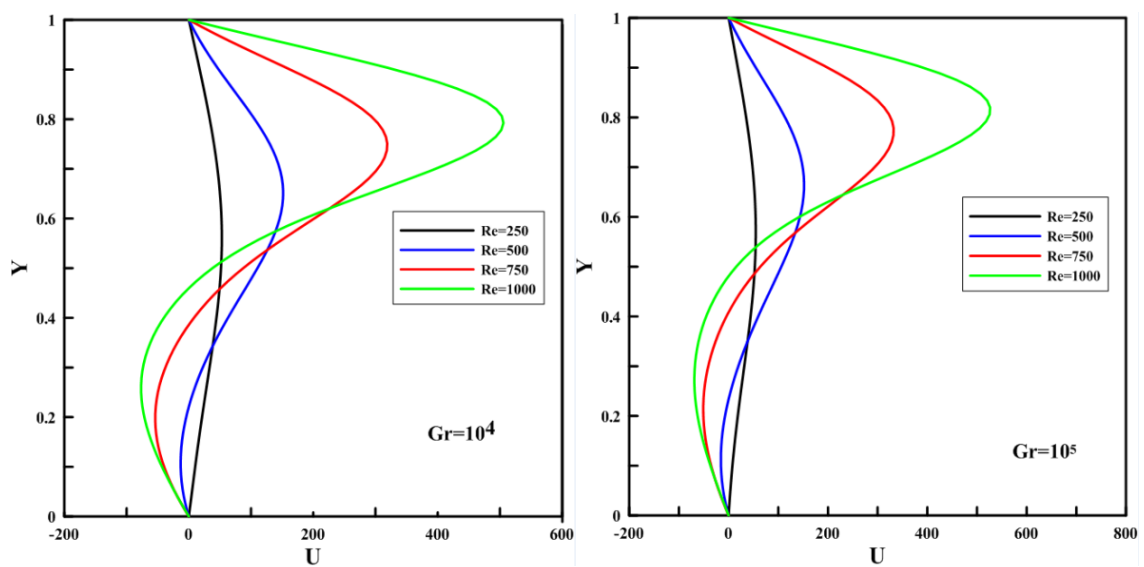


Figure.III.11: Profil de la vitesse $U = f(y)$ pour différents nombres de Re pour une position $x=0.446$ mm

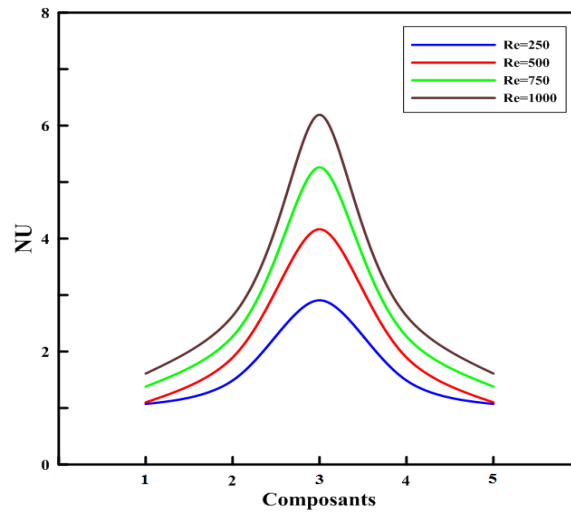
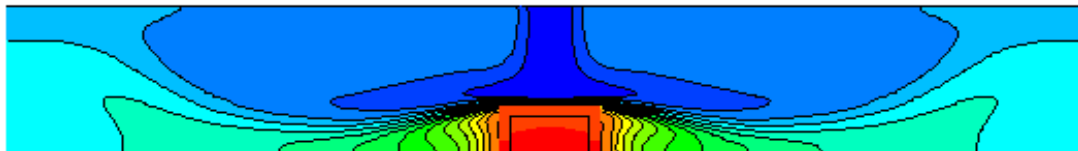
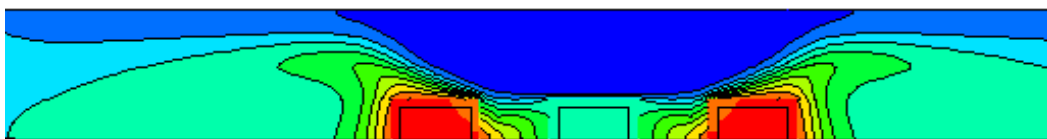


Figure III.12 :La variation de Nu local de chaque composant en fonction de Re

Tmax=316K



Tmax=346K



Tmax=406K



$T_{max}=415K$



Figure III.13 : Conteurs des isothermes pour différents nombres de blocs pour $Re = 500$ et $Gr=10^4$.

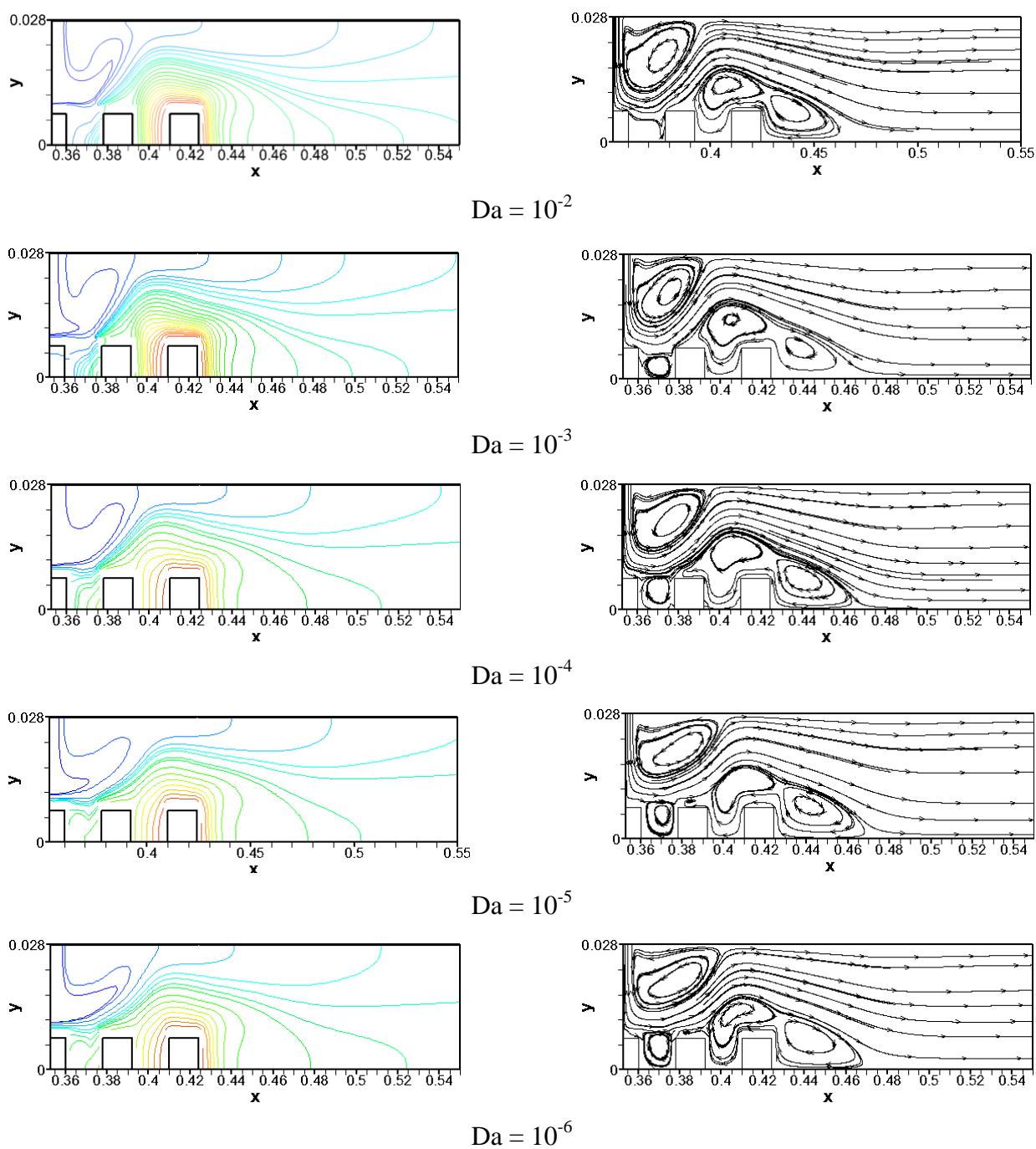


Figure III.14 :Contour des isothermes, les vecteurs vitesses pour différentes

valeurs du nombre de Darcy : (10^{-6} , 10^{-5} , 10^{-4} , 10^{-3} , 10^{-2})

($Gr = 10^4$, $Re = 500$, et $K_e/K_f = 100$).

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié numériquement la convection mixte dans un canal vertical contenant cinq sources de chaleur (composants électroniques), enveloppées par une matrice poreuse. Les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof et le nombre de blocs ont été examinés sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur au sien du canal. Les résultats montrant qu'en augmentant le nombre de Reynolds, la température maximale diminue et nombre de Nusselt augmente. Ainsi que l'élévation de nombre de Darcy améliore le refroidissement des sources de chaleur.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté dans ce mémoire consiste en l'étude de la convection mixte dans un canal bidimensionnel de paroi horizontales et adiabatiques et contenant des sources de chaleur simulant des composants électroniques, placées sur la paroi inférieure du canal. L'objectif de notre travail était d'étudier l'influence de quelques paramètres sur la structure de l'écoulement et le champ thermique dans le but d'assurer un meilleur refroidissement des composants électroniques et d'essayer de concevoir des systèmes électroniques faibles et moins coûteux.

La validation de code de calcul elle a été faite avec des travaux antécédents disponibles dans la littérature et relative à la convection mixte, à savoir celui de **B, GOYEAU et al[26]**, et celui de **G.D.Lorenzo et al[27]**. Un bon accord a été trouvé entre nos simulations et celle des travaux de ces auteurs.

Nous avons considéré un canal bidimensionnel contenant cinq sources de chaleur enveloppée par une couche poreuse d'épaisseur (e) de conductivité thermique (Ke). Les parois gauches et droites du canal sont maintenues adiabatiques.

L'utilisation d'une méthode numérique s'avère indispensable pour leur résolution. Dans ce qui va suivre, on utilise un code commercial basé sur la méthode numérique des volumes finis.

En premier lieu, nous avons examiné l'effet de nombre de Grashof ($10^4 - 10^5$) et de Reynolds (250-500-750-1000) sur la structure de l'écoulement et le champ thermique autour des composants, les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds (vitesse d'entrée) améliore le transfert de chaleur et donc un bon refroidissement pour les composants électroniques.

D'autre part, l'effet de nombre de bloc sur le champ thermique montre que la température maximale prend des valeurs plus importantes lorsqu'on intègre plus de composants, le refroidissement devient plus difficile à effectuer.

L'augmentation du nombre de Darcy ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) provoque une augmentation de la température e fluide dans le canal, ce qui contribue dans le refroidissement des composants électroniques.

Finalemment, et comme notre étude est basée sur plusieurs hypothèses où en a étudié un cas bidimensionnel et sans dissipation visqueuse. Pour cerner nos résultats, on s'intéressera dans l'avenir à des simulations tridimensionnelles, et nous recommandons aussi l'étude sur les effets suivant : l'effet du l'inclinaison du canal, l'effet de l'épaisseur de la matrice poreuse et l'effet de la conductivité thermique de la matrice poreuse.

Annexes

Annexe A

Equation générale de transport

L'équation générale de transport d'une variable Φ pour un écoulement bidimensionnel et incompressible, s'écrit dans un système cartésien comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S_\phi \quad (\text{A.1})$$

Dans le cas des équations de la convection mixte, le tableau suivant résume les valeurs que prend la variable ϕ dans les différentes équations.

Tableau A.1 : Les termes de l'équation de transport.

Grandeurs	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement selon x	u	$\frac{1}{Re}$	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
Quantité de mouvement selon y	v	$\frac{1}{Re}$	$-\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{Gr}{Re^2}\theta$
Energie	θ	$\frac{1}{RePr}$	0

Les schémas d'interpolation :

1) Schéma aux différences centrées (CDS)

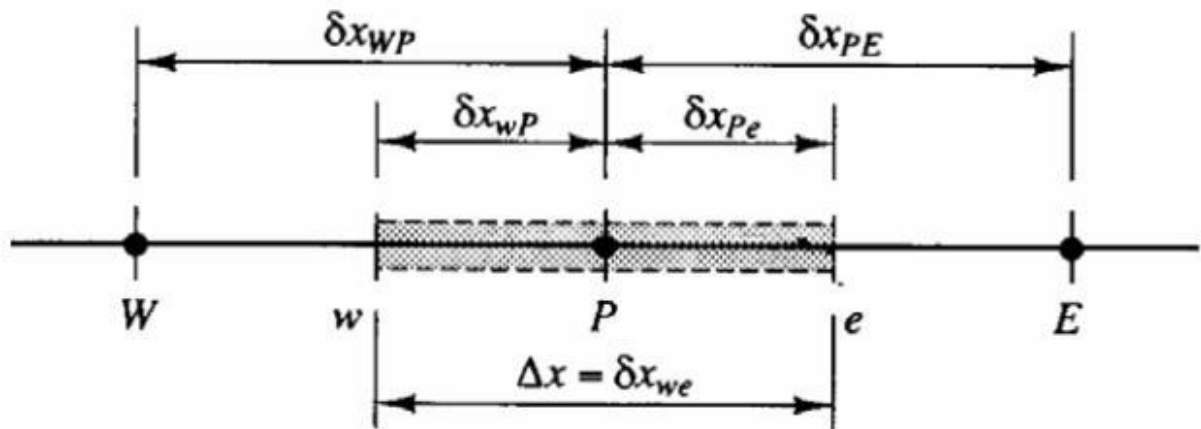


Figure A.1 : Volume de contrôle dans le cas à une dimension.

Pour évaluer le flux à l'interface, la variation de la variable ϕ entre deux nœuds adjacents doit être exprimée par un profil linéaire de la forme :

$$\phi_e = \frac{(\phi_P + \phi_E)}{2} \quad (\text{A.2})$$

$$\phi_w = \frac{(\phi_P + \phi_w)}{2}$$

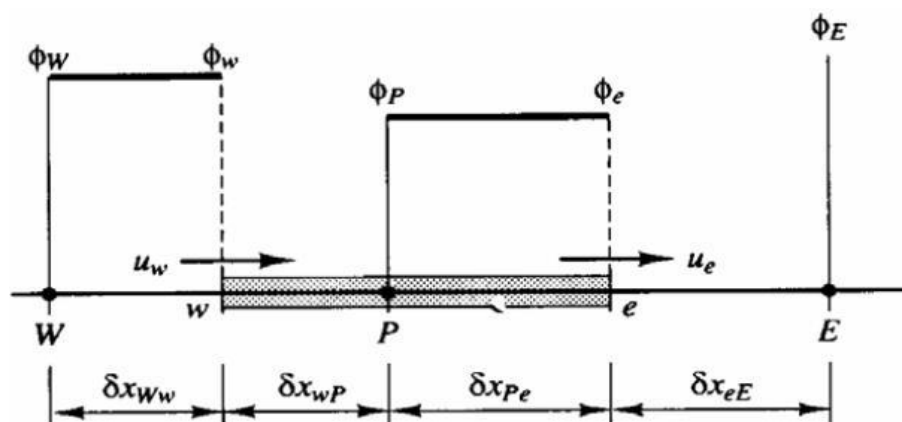
$$\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e = \Gamma_e \frac{(\phi_E - \phi_P)}{\Delta X_{EP}} \quad (\text{A.3})$$

$$\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w = \Gamma_w \frac{(\phi_P - \phi_W)}{\Delta X_{WP}}$$

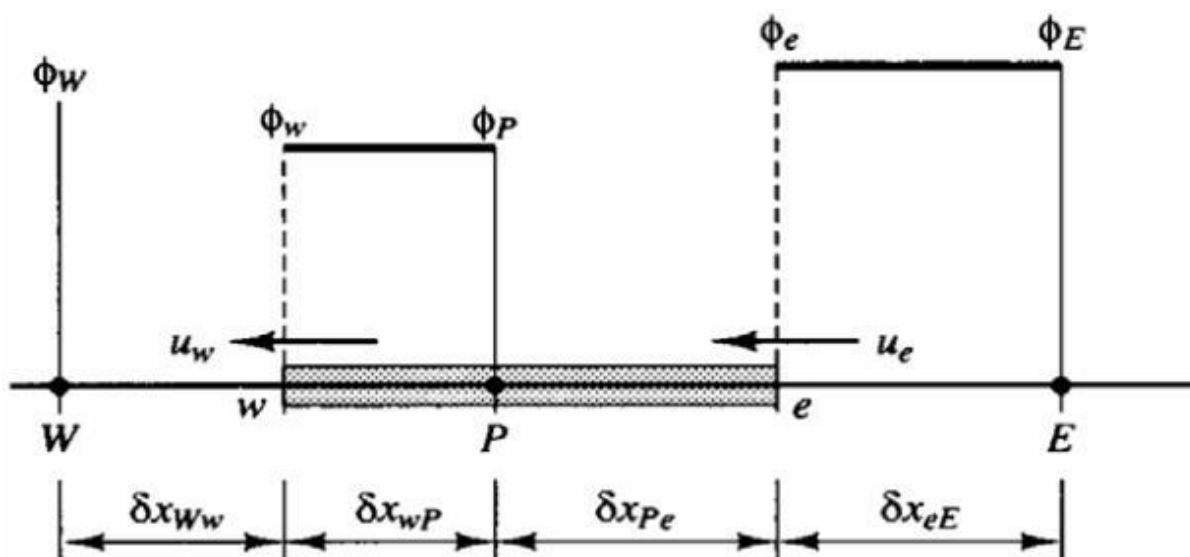
Ce schéma est précis, mais souvent instable.

2) Schéma Upwind (UPS)

L'une des défaillances majeures du schéma aux différences centrées est son incapacité d'identifier la direction du flux. Lorsque le flux est fortement convectif, le schéma aux différences centrées est déconseillé, car la face West (w) du volume de contrôle doit être plus influencée par le nœud W que par le nœud P si le flux est de WE. Dans le schéma Upwind, la valeur de ϕ transportée sur la face du volume de contrôle est égale à la valeur du nœud en amont. Dans le cas où le flux est dans la direction positive $0 > u_w$ et $0 > u_e$:

Figure (A.2) : $0 > u_w$ et $0 > u_e$.

$$\phi_w = \phi_W, \text{ et } \phi_e = \phi_P \quad (\text{A.4})$$

Figure A.3 : $0 < u_w$ et $0 < u_e$.

Dans le cas où le flux est dans la direction négative

$$\phi_w = \phi_P \quad \text{et} \quad \phi_e = \phi_E \quad (\text{A.5})$$

3) Schéma Hybrid (HDS : Hybrid Differencing Scheme)

Ce schéma est la combinaison des deux schémas aux différences centrées et Upwind. Il utilise une formule basée sur le nombre de Peclet (Pe) qui est le rapport entre le flux convectif et le flux diffusif :

$$P_e = u\delta x/\Gamma \text{(A.6)}$$

$$\phi_e = a_e \phi_p + (1 - a_e) \phi_E \text{(A.7)}$$

$$\phi_w = a_w \phi_W + (1 - a_w) \phi_p \text{(A.8)}$$

$$\text{Avec } \alpha_i = \begin{cases} 0 & \text{si } Pe < -2 & \text{Schéma Upwind} \\ 1/2 & \text{si } Pe \leq 2 & \text{Schéma centré} \\ 1 & \text{si } Pe > 2 & \text{Schéma Upwind} \end{cases}$$

4) Schéma à la loi de puissance (PLDS)

Le schéma à loi de puissance interpole les valeurs de ϕ sur les facettes du volume de contrôle en utilisant la solution de l'équation de convection et de diffusion suivante :

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \text{(A.9)}$$

L'intégration de l'équation précédente donne la solution exacte de ϕ en fonction de x

$$\frac{\phi_{(x)} - \phi_0}{\phi_1 - \phi_0} = \frac{\exp(Pe^{x/l})}{\exp(Pe) - 1} \text{(A.10)}$$

$$\text{Tel que } \begin{cases} \phi_0 = \phi(x = 0) \\ \phi_1 = \phi(x = 1) \end{cases} \text{(A.11)}$$

Avec $Pe = ul/\Gamma$ est le nombre de Peclet.

ANNEXE B

Présentation des logiciels Gambit et fluent

Introduction

La simulation numérique en mécanique des fluides (CFD ; ComputationalFluid Dynamics) est reconnue aujourd'hui comme l'un des outils incontournables de conception. Il est largement utilisé dans l'industrie. Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou instationnaire.

Pour notre travail, nous avons eu recours au code CFD « Fluent », commercialisé par Fluent Incorporated que nous disposons de la version 15.0, car il permet de résoudre les équations régissant les mouvements laminaires et turbulents d'un fluide, en dimension 2 ou 3. Les problèmes à résoudre peuvent être en régime permanent ou nonpermanent.

Le préprocesseur Gambit

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (computationalfluidynamics), il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques, Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle. Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage. Eventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur. Les options de génération de maillage de Gambit offrent une flexibilité de choix.

On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré.

Sinon, Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés.

L'interface de gambit (figure B.1) est une interface facile à manipuler et elle est décomposée en plusieurs parties :

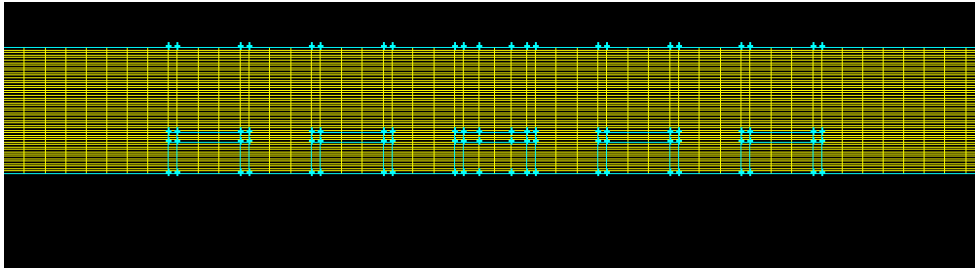


Figure B.1 : interface de gambit

a .Fenêtre d'outils d'opération:

Chaque bouton de cette fenêtre correspond à une fonction bien définie figure (A.2)



Figure B.2: Fenêtre opération.

Construction de la géométrie

Elle est créée à partir de points, de côtés, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation d'effacement de décomposition figure (B.3).

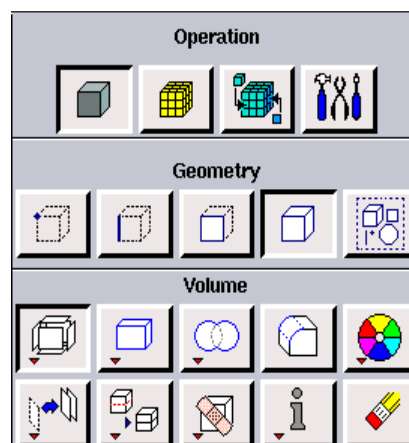


Figure B.3 : Menu construction et nettoyage de la géométrie

Génération de maillage

Cette fonction permet la génération de tous types de maillage, la manipulation du maillage généré et même la création d'une couche limite s'il y a lieu figure (B.4).

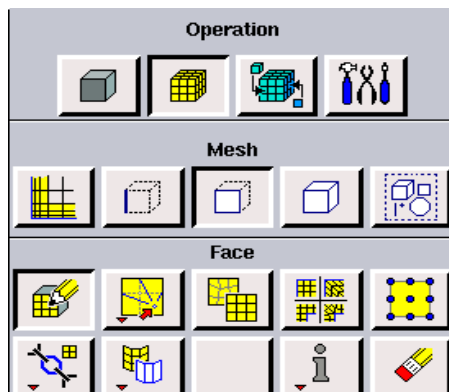


Figure B.4: Menu maillage.

Incorporation des conditions aux limites

Plusieurs types de conditions aux limites sont disponibles selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme étant fluide, figure (B.5).

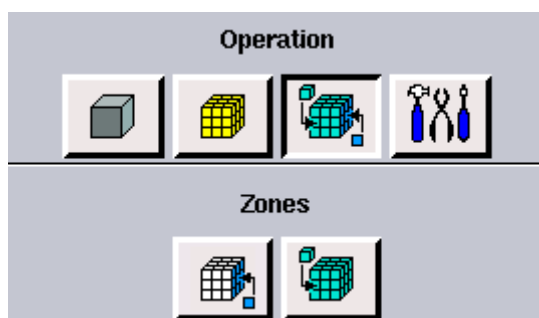


Figure B.5 : Menu conditions aux limites.

Moutonsd'outils

Ils permettent de spécifier le système de coordonnées par exemple, ou d'autres opérations spécifiques, figure B.6.

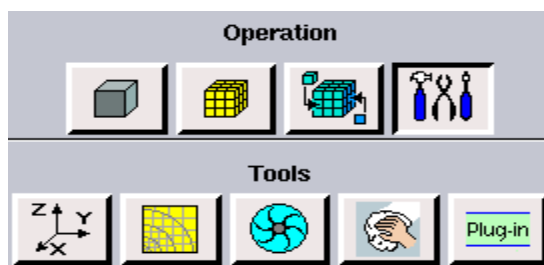


Figure B.6 :Menu outils.

Les fonctions (figure B.11) disponibles pour la procédure numérique sont :

File: pour les opérations concernant les fichiers: lecture, sauvegarde, importation...etc.

Grid : pour la vérification et la manipulation du maillage et de la géométrie.

Define : pour définir les phénomènes physiques, les matériaux et les conditions aux limites. **Solve :** pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisations, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et pour initialiser et procéder au calcul.

Adapt : pour l'adaptation du maillage selon plusieurs paramètres.

Surface: pour créer des points, des lignes et des plans nécessaires à l'affichage des résultats.

Display et plot: pour l'exploitation des résultats.

Report : pour afficher des rapports contenant les détails du problème traité.

Parallel : pour le calcul parallèle.

Help : pour l'exploitation du contenu du code.

Condition aux limites utilisée par le code FLUENT

Pour le code Fluent les types disponibles des conditions aux limites sont classés comme suite :

a) **Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement :** pression d'entrée (pressure inlet), vitesse de l'entrée (velocity inlet), débit massique à l'entrée (mass flow inlet), admission (intake), pression de sortie (pressure outlet) ; sortie (outflow), champ de pression lointain (pressure far- field), échappement(exhaust).

b) **Mur et conditions du pole :** mur (wall), axe de symétrie (axis), conditions périodique, plan de symétrie(symétrie).

c) **Cellules des zones internes :** fluide ou solide (de différent type).

d) **Condition des faces internes :** ventilation, radiation, mur intérieur.

Références

Références

- [1] : L.BOUTINA « *Etude numérique de la convection mixte en milieu poreux dans un canal contenant des composants électronique* ». Thèse de doctorat, option énergétique, Université de Constantine 1, Algérie (2014).
- [2] : A.DELACHE « *Etude analytique et numérique des instabilités spatio-temporelles des écoulements de convection mixte en milieu poreux* » Thèse de doctorat de l'université des sciences et de technologie de Lille-I (2005).
- [3] : H.ZEBOUDJI et Y.TABATOCHE « *Etude de la convection mixte dans canal semi poreux* ». Mémoire de Master, option Energétique, université Abderrahmane Mira, Bejaia (2013).
- [4]: Frederick, <frederick2001.pdf>.
- [5]: D'Orazio, M.C., C. Cianfrini, and M. Corcione, *Rayleigh–Bénard convection in tall rectangular enclosures*. International Journal of Thermal Sciences, 2004. **43**(2): p. 135-144.
- [6]: Leong, J.C., N.M. Brown, and F.C. Lai, *Mixed convection from an open cavity in a horizontal channel*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005. **32**(5): p. 583-592.
- [7]: Lin, M.-H. and C.-T. Chen, *Numerical study of thermal instability in mixed convection flow over horizontal and inclined surfaces*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002. **45**: p. 1595–1603.
- [8]: Boutina, L. and R. Bessaïh, *Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel*. Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(11-12): p. 2052-2062.
- [9]: Hamouche, A. and R. Bessaïh, *Mixed convection air cooling of protruding heat sources mounted in a horizontal channel*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009. **36**(8): p. 841-849.
- [10]: Guerroudj, N. and H. Kahalerras, *Mixed convection in a channel provided with heated porous blocks of various shapes*. Energy Conversion and Management, 2010. **51**(3): p. 505-517.

- [11]: Ahmed, S.E., *Mixed convection in thermally anisotropic non-Darcy porous medium in double lid-driven cavity using Bejan's heatlines*. Alexandria Engineering Journal, 2016. **55**(1): p. 299-309.
- [12]: Mukhopadhyay, S., *Mixed convection boundary layer flow along a stretching cylinder in porous medium*. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2012. **96-97**: p. 73-78.
- [13]: Wong, K.-C. and N.H. Saeid, *Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in an open cavity filled with porous medium*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009. **36**(2): p. 155-160.
- [14]: Venugopal, G., C. Balaji, and S.P. Venkateshan, *Experimental study of mixed convection heat transfer in a vertical duct filled with metallic porous structures*. International Journal of Thermal Sciences, 2010. **49**(2): p. 340-348.
- [15]: Behzadi, T., et al., *Numerical Simulation on Effect of Porous Medium on Mixed Convection Heat Transfer in a Ventilated Square Cavity*. Procedia Engineering, 2015. **127**: p. 221-228.
- [16]: Bensouici, M. and R. Bessaïh, *Mixed Convection in a Vertical Channel with Discrete Heat Sources Using a Porous Matrix*. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2010. **58**(7): p. 581-604.
- [17]: Khanafer, K. and A.J. Chamkha, *Mixed convection within a porous heat generating horizontal annulus*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003. **46**(10): p. 1725-1735.
- [18]: Chattopadhyay, A., et al., *Mixed convection in a double lid-driven sinusoidally heated porous cavity*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016. **93**: p. 361-378.
- [19]: Mahmud, S. and I. Pop, *Mixed convection in a square vented enclosure filled with a porous medium*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006. **49**(13-14): p. 2190-2206.
- [20]: Sivasankaran, S. and K.L. Pan, *Numerical Simulation on Mixed Convection in a Porous Lid-Driven Cavity with Nonuniform Heating on Both Side Walls*. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2012. **61**(2): p. 101-121.

[21]Sivasamy, A., V. Selladurai, and P. Rajesh Kanna, *Jet impingement cooling of a constant heat flux horizontal surface in a confined porous medium: Mixed convection regime*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010. **53**(25-26): p. 5847-5855.

[22]: Sivasamy, A., P. Rajesh Kanna, and V. Selladurai, *Jet impingement cooling of a horizontal surface in an unconfined porous medium: Mixed convection regime*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011. **54**(17-18): p. 4127-4134.

[23]: Wang, Q., Jaluria, Y, Instability and heat transfer in mixed convection flow in a horizontal duct with discrete heat sources, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 42, pp. 445-463.

[24]: Yucel, N., Guven, R, Forced-convection cooling enhancement of heated elements in parallel-plate channels using porous inserts, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 51, pp. 293-312.

[25]: Ould-Amer, Y., Chikh, S., Bouhadeh, K., Lauriat, G, Forced convection cooling enhancement by use of porous materials, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.19, pp.251-258.

[26]: B, Goyeau, J-P. Songbe and Gobin, Numerical study of double-diffusive natural convection in a porous cavity using the Darcy-Brinkman formulation, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.39, pp.1363-1378.

[27]: Giuseppe Di Lorenzo, Oronzio Manca, Sergio Nardini, and Daniele Ricci, Numerical study of laminar confined impinging slot jets with nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.43, pp.1353-1368.

Résumé

Dans ce travail, une simulation numérique de la convection mixte a été entreprise afin d'étudier le refroidissement à air des sources de chaleur, simulant des composants électroniques couvertes d'une matrice poreuse, dans un canal bidimensionnel.

Les résultats obtenus montrent que le nombre de Reynolds, l'insertion d'une plaque horizontale entre les sources de chaleur et la paroi supérieure du canal, la position de la plaque ainsi que la conductivité thermique des sources de chaleur ont des effets considérables sur le champ d'écoulement et le champ thermique et par conséquent sur le taux d'enlèvement de la chaleur au niveau des composants électroniques.

Mots clés : Convection Mixte, canal horizontal, Refroidissement des composants électroniques.

Abstract

Keys words: Mixed convection, horizontal channel, cooling of electronic components.