

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Amar Telidji Laghouat

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



THÈSE DE DOCTORAT EN SCIENCES

Génie Mécanique / Energétique

**Etude théorique des effets de la porosité sur le transfert
couplé de chaleur et de masse lors d'une opération de
stockage de l'énergie solaire dans un sol non saturé**

Présenté par : Mohamed Belhadj

Soutenu publiquement devant le jury composé de :

	Membre	Université
Président	Pr. Ahmed YOUSFI	Université Amar Telidji, Laghouat
Examineur	Pr. Abdelhamid BOUNIF	Université M. Stambouli, Mascara
Examineur	Dr. Cheikh KEZRAN	Université Ziane Achour, Djelfa
Examineur	Pr. Mokhtar AOUISSI	Université Amar Telidji, Laghouat
Examineur	Pr. Mohamed TEGGAR	Université Amar Telidji, Laghouat
Directeur de thèse	Pr. Ahmed BENCHATTI	Université Amar Telidji, Laghouat
Co-directeur	Pr. Said BOUABDALLAH	Université Amar Telidji, Laghouat

REMERCEMENTS

En premier lieu je tiens à remercier Dieu, le tout puissant qui m'a donné la force, le courage et la patience pour bien mener ce travail.

Le présent travail a été réalisé au Laboratoire de Mécanique, Université de Laghouat sous la direction du Professeur **Ahmed Benchatti**.

Je remercie toute personne m'ayant aidé de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail, je cite en particulier :

Mon encadreur monsieur **Ahmed Benchatti**, professeur au département de Mécanique et Directeur du Laboratoire de Mécanique à l'université de Laghouat, qui a accepté de diriger mon travail, a toujours répondu présent pour tout problème rencontré, pour ses précieux conseils et ses encouragements.

Mon Co-encadreur, Monsieur **Said Bouabdallah**, professeur au département de Mécanique, pour ses remarques, ses conseils.

Que monsieur **Ahmed Yousfi**, professeur à l'Université de Laghouat trouve ici l'expression de mon profond respect et soit remercié d'avoir accepté de présider le jury de soutenance.

Je remercie sincèrement Messieurs, **Abdelhamid BOUNIF**, Professeur à l'université de Ainetouchent, Dr. **Cheikh KEZRAN**, Professeur à l'université Ziane Achour, Djelfa, pour avoir accepté de rapporter cette thèse. Ils m'ont permis de bénéficier de leurs solides compétences scientifiques par l'analyse attentive et constructive qu'ils ont portées à ce travail

Je remercie monsieur Monsieur, **Mokhtar Aouissi**, professeur au département de Mécanique à l'Université Laghouat, pour s'être intéressé à mon travail et m'a honoré de sa présence au jury.

Je tiens à exprimer ma gratitude à Monsieur **Mohammed Teggat**, professeur au département de mécanique à l'université Laghouat, qui m'honore en acceptant d'examiner ce travail et être membre du jury.

Je tiens à remercier sincèrement **M.Atia Aissa** docteur en génie mécanique, et **Tarek Ben Arfa** pour ces aides. Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près où de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

Aux mémoires de mes parents.

A toute ma famille.

A Tous ceux qui m'ont aidé et encouragé.

M. Belhadj

RESUME

La description des mécanismes de transfert de masse et/ou de chaleur dans les milieux poreux revêt d'un intérêt pratique particulièrement important compte tenu du grand nombre de situations naturelles ou industrielles, comme par exemple le domaine pétrolier, l'extraction du pétrole, le séchage ou l'hydratation des produits. En génie de l'environnement, le transfert couplé trouve toute son importance, des techniques de réhabilitation des sols contaminés par des liquides font appel à des méthodes thermiques notamment dans le cas du stockage des déchets radioactifs. Un autre domaine où le transfert couplé trouve une application centrale est la géothermie, que se soit au niveau de l'exploitation de l'énergie thermique, du stockage de l'énergie thermique dans le sol, ou la géothermie des nappes souterraines.

L'objectif de ce travail de thèse est d'étudier numériquement le phénomène de la convection double diffusive dans une cavité carrée remplie par un milieu poreux. Les parois verticales latérales de la cavité sont maintenues à des températures et concentrations différentes et constantes. Tandis que les parois horizontales de l'enceinte sont supposées rigides, imperméables et adiabatiques. L'extension de Brinkman-Forchheimer de la loi de Darcy a été adoptée pour décrire le mouvement du fluide au sein de la matrice poreuse. Les équations de continuité, de mouvement, d'énergie et de masse sont résolues numériquement à l'aide d'un logiciel de calcul basé sur la méthode des volumes finis. Les résultats numériques de notre étude sont en bon accord avec ceux trouvés dans la littérature.

Une série de calculs numériques est menée pour analyser l'influence des différents paramètres de contrôle sur les processus de transfert, tels que, le nombre de Rayleigh thermique Ra , le nombre de Darcy Da , et (particulièrement la porosité ε), pour aussi bien le cas de transfert convective thermique pure que le cas du transfert convectif bidiffusif.

Dans les simulations, nous avons fait varier la porosité, le nombre de Darcy (Da), et le nombre de Rayleigh Ra . Les résultats obtenus montrent que les valeurs les plus élevées des nombres moyens de Nusselt et Sherwood correspondent aux valeurs les plus élevées de Ra , ε , et Da .

Mots clé : convection naturelle thermique et bidiffusive, milieu poreux, extension de la loi de Darcy, volumes finis.

الملخص

إن وصف آليات نقل الكتلة و / أو الحرارة في الوسائط المسامية له أهمية عملية خاصة في ضوء العدد الكبير من المواقف الطبيعية أو الصناعية، مثل، على سبيل المثال، قطاع البترول، واستخراج البترول، والتجفيف أو ترطيب المنتجات. في الهندسة البيئية، يعتبر النقل المقترن مهمًا جدًا؛ تقنيات إعادة تأهيل التربة الملوثة بالسوائل تستخدم الطرق الحرارية، خاصة في حالة تخزين النفايات المشعة. مجال آخر يجد فيه النقل المقترن تطبيقًا مركزيًا هو الطاقة الحرارية الأرضية، سواء في استغلال الطاقة الحرارية، أو تخزين الطاقة الحرارية في الأرض، أو الطاقة الحرارية الأرضية للمياه الجوفية.

الهدف من هذه الرسالة هو إجراء دراسة عددية لظاهرة الحمل الحراري المزدوج المنتشر في تجويف مربع مملوء بوسط مسامي. يتم الحفاظ على الجدران الجانبية العمودية للتجويف في درجات حرارة وتركيزات مختلفة وثابتة. يفترض أن تكون الجدران الأفقية للحاوية صلبة ومقاومة للماء ومقاومة للحرارة.

تم اعتماد امتداد Brinkman-Forchheimer لقانون دارسي لوصف حركة السائل داخل المصفوفة المسامية. تم حل المعادلات النمذجة من الاستمرارية والحركة والطاقة والكتلة عدديًا بطريقة الحجم المحدود.

تتوافق النتائج العددية لدراستنا جيدًا مع تلك الموجودة في الأدبيات.

يتم إجراء سلسلة من الحسابات الرقمية لتحليل تأثير معلمات التحكم المختلفة على العملية، مثل رقم رايلي الحراري Ra ، ورقم دارسي Da ، و خاصة المسامية ϵ .

في عمليات المحاكاة التي أجريناها ، قمنا بتغيير المسامية ورقم دارسي Da ورقم رايلي Ra . أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن أعلى قيم لمتوسط أعداد نسلت وشيروود تتوافق مع أعلى قيم Ra ، المسامية ϵ و Da .

.الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري الطبيعي والانتشار الحراري ، الوسط المسامي ، امتداد قانون دارسي ، الأحجام المحدودة.

Abstract:

The description of the mass and / or heat transfer mechanisms in porous media is particularly important and of practical interest in view of the large number of natural or industrial situations, such as the petroleum sector, petrol extraction, drying or hydration of products. In environmental engineering, coupled transfer is of great importance; techniques for the rehabilitation of soil contaminated by liquids use thermal methods, particularly in case of storage of radioactive waste. Another area where coupled transfer finds a central application is geothermal energy, whether in the exploitation of thermal energy, the storage of thermal energy in the ground, or the geothermal energy of groundwater.

The objective of this work is to carry out a numerical study of the phenomenon of double diffusive convection in a square cavity filled with a porous medium. The vertical side walls of the cavity are maintained at different and constant temperatures and concentrations. The horizontal walls of the enclosure are assumed to be rigid, impermeable and adiabatic. The Brinkman-Forchheimer extension of Darcy's law was adopted.

The modeled equations of continuity, motion, energy and mass are solved numerically by a CFD code based on the finite volume method. The numerical results of our study are in good agreement with those found in the literature. A series of numerical calculations is carried out to analyze the influence of the various control parameters on the process, such as, the thermal Rayleigh number Ra , the Darcy number Da , and particularly the porosity ε . The results obtained show that the highest values of the mean numbers of Nusselt and Sherwood correspond to the highest values of Ra , ε and Da .

Keywords: natural thermal and bidiffusive convection, porous medium, Brinkman-Forchheimer extension for Darcy law, finite volumes.

TABLE DES MATIERES	
REMERCIEMENTS	
DEDICACES	
RESUME	
TABLE DES MATIERES	
NOMENCLATURE	
LISTE DES FIGURES	
INTRODUCTION GENERALE	1

Chapitre I : GENERALITES

1.1 Notions sur la convection thermique	4
1.1.1La convection thermique naturelle.....	5
1.1.2La convection thermique Forcée	5
1.1.3Convection naturelle dans les cavités.....	6
1.2 Notions sur le milieu poreux	7
1.2.1Définition d'un milieu poreux.....	7
1.2.2Propriétés d'un milieu poreux	9
1.2.2.1Porosité.....	10
1.2.2.2 Perméabilité.....	10
1.2.2.3Volume élémentaire représentatif	13
1.3 Ecoulement a travers un milieu poreux.....	15
1.4 Régimes d'écoulement dans les milieux poreux	
1.5 Loi de Darcy	16
1.5.1Validité de la loi de Darcy	18
1.5.2Conductivité thermique effective	18
1.6 Les différentes échelles d'observation	20

Chapitre II : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

2.1Introduction	22
2.2 La convection thermique dans les milieux poreux	23

2.3 Différentes formes et positions de cavités	29
2.4 Transfert couplé de chaleur et masse	32
2.5 Etudes expérimentales	40

Chapitre III : MODELES PHYSIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

3.1 Introduction	43
3.2 Equation de conservation de la quantité de mouvement en milieu poreux	43
3.2.1 Modèle de Darcy	43
3.2.2 Extension de la loi de Darcy	44
3.2.3 Extension de Forchheimer	45
3.2.4 Equation de Brinkman	45
3.2.5 Équation généralisée, Formulation vectorielle	46
3.3 Modélisation du transfert de chaleur par convection	48
3.4 Equation de transfert de masse	49
3.5 Formulation mathématique du problème	49
3.5.1 Hypothèses simplificatrices	50
3.5.2 Conditions aux limites	52
3.6 Adimensionalisation	52
3.7 Transfert de chaleur et de masse (Nusselt et Sherwood)	54
3.8 Procédure de calcul et validation	54
3.8.1 Introduction	54
3.8.2 Logiciel FLUENT	55
3.8.3 Méthode des volumes finis	55
3.8.4 Couplage, Pression-Vitesse	56
3.8.5 Effet et choix du maillage	57

Chapitre IV : RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Introduction	64
4.2 Transfert thermique pur	64
4.2.1 Effet du nombre de Rayleigh " Ra "	64
4.2.1.1 Structure de l'écoulement	65

4.2.1.2Lignes isothermes	65
4.2.1.3Profils de vitesses	68
4.2.1.4Effet de nombre de Rayleigh sur Nusselt.....	69
4.2.2Effet du nombre Darcy.....	70
4.2.2.1Profils de vitesses	70
4.2.2.2Structures dynamique et thermique	71
4.2.2.3Effet du nombre de Darcy sur le nombre de Nusselt Nu.....	74
4.2.2.4Effets de la porosité,nombresde Darcy et Rayleigh	75
4.2.2.5Effet du rapport de conductivités	79
4.3 Convection bidiffusive	80
4.3.1Effet du nombre de Darcy	80
4.3.2Effet de la porosité sur le transfert de masse(Sh).....	83
4.3.3Profils de vitesse, température et concentration	86
4.3.4Effets de la porosité,nombres de Darcy et Rayleigh	87
4.4 Analyse comparative, effet du gradient de concentrations sur le transfert thermique	80
 CONCLUSION GENERALE	 96

NOMENCLATURE

Symboles	Signification	l'unité
C	Concentration adimensionnelle	
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
d	Diamètre des pores	(m)
F	Coefficient du terme de Forchheimer	
H	Hauteur dimensionnelle de l'enceinte	(m)
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection	(W.m ⁻² .K ⁻¹)
g	Accélération de la pesanteur	(m.s ⁻²)
K	Perméabilité du milieu poreux	(m ²)
L	Largeur dimensionnelle de la cavité	(m)
q_m	Source d'énergie	
T	Température dimensionnelle	(K)
ΔC	Ecart de concentration, [=C ₁ -C ₂]	(kg.m ⁻³)
ΔT	Ecart de température, [=T ₁ -T ₂]	K
U, V	Composantes des vitesses adimensionnelles	
u, v	Composantes de la vitesse dimensionnelles	(m.s ⁻¹)
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	
x, y	Coordonnées cartésiennes dimensionnelles	(m)
k_{eff}	Conductivité thermique effective	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
k_f	Conductivité thermique du fluide	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
k_s	Conductivité thermique du solide	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
η	Rapport des conductivités thermiques = $\eta = \frac{\lambda_{fluid}}{\lambda_{solid}} m$	
α	Diffusivité thermique	(m ² s ⁻¹)
D	Diffusivité massique	(m ² s ⁻¹)
β_T	Coefficient d'expansion thermique à pression constante	(K ⁻¹)
β_s	Coefficient d'expansion solutale	
ρ	Masse volumique	(kg.m ⁻³)
ρ₀	Masse volumique à T ₀	(kg.m ⁻³)
θ	Température adimensionnelle	
μ_f	Viscosité dynamique du fluide	(m.s ⁻²)
μ̃	Viscosité effective	(kg m ⁻¹ s ⁻¹)
ν	Viscosité cinématique	(m.s ⁻¹)
ε	Porosité du milieu poreux	

Nombres adimensionnels :

Nu	Nombre de Nusselt local
$\overline{\text{Nu}}$	Nombre de Nusselt moyen
Da	Nombre de Darcy
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
Sh	Nombre de Sherwood moyen

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Mécanisme de la convection naturelle.....	5
Figure 1.2	Cavité avec gradient horizontal de température.....	7
Figure 1.3	Description d'un milieu poreux.....	8
Figure 1.4	Différents Types de Milieux Poreux.....	8
Figure 1.5	Représentations schématique des volumes dans un matériel Partiellement saturé....	9
Figure 1.6	Volume élémentaire représentatif (REV)	14
Figure 1.7	Expérience illustrant la loi de Darcy.....	16
Figure 1.8	Vitesse de Darcy dans un milieu poreux	17
Figure 1.9	Modèles basiques de matériaux multicouches.....	19
Figure 1.10	Les différentes échelles d'observation.....	20
Figure 2.1:	Cavité contenant un milieu poreux	23
Figure 2.2	Cavité rectangulaire.....	24
Figure 2.3	Cavité carrée inclinée.	30
Figure 2.4.	D'autres formes de cavités.	30
Figure 2.5	paroi chauffé partiellement.....	36
Figure 2.6	couche poreuse avec palier.....	37
Figure 2.7	Différentes postions de chauffage.....	38
Figure 2.8	Avec élément de chauffage.....	40
Figure 2.9	dispositif expérimental.....	41

Figure 3.1 Effets des termes de viscosité et d'inertie sur les profils de vitesse pour une convection naturelle dans un milieu poreux.....	47
Figure 3. 2 Model physique et conditions aux limites.....	50
Figure 3.3 Comparaison de la distribution de la température au milieu de la hauteur pour $Ra=105$, $Da=10^{-2}$ and $\varepsilon = 0.4$	59
Figure 3.4 Comparaison des lignes de courant et isothermes pour $Da = 10^{-6}$, $Ra = 10^8$, $\varepsilon = 0.8$. (a) présent travail, (b) Nithiarasu et al. (1997)	60
Figure 3.5 Comparaison des lignes de courant et isothermes, $Da=10^{-2}$, $Ra=10^4$, $\varepsilon= 0.6$	61
Figure3.6 Différent maillage dans la cavité.....	62
Figure3.7 Contours des, lignes de courant, isothermes et iso-concentration pour, $Da = 10^{-5}$, $Le = 10$, $Pr = 7.6$, $Ra = 105$, $\varepsilon = 0.6$	64
Figure 3.8 Lignes de courant, isothermes et iso-concentration pour $Ra = 105$, $Le = 10$, $Da = 10^{-3}$. (a) Résultats numériques de Goyeau et al.1996, et (b) Nos résultats.....	65
Figure4.1 Lignes de courant (a) Lignes des Isothermes (b) pour différentes valeurs de Ra ($Da=10^{-2}$, $\varepsilon = 0.7$)	67
Figure4.2 Profils des composantes de vitesse au milieu de la cavité (a) composante verticale (b) composante horizontale, pour différentes valeurs de Ra , ($Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.7$)	69
Figure 4.3 Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de Ra ($Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.7$).....	70
Figure 4.4 Profile de la vitesse horizontale(a) et la vitesse verticale(b) dans le milieu de la cavité, pour différents nombres de Da ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$)	71
Figure 4.5 Lignes de courant (a) et lignes isothermes (b) pour différentes valeurs de Darcy Da ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$)	74

Figure 4.6 Nombre de Nusselt moyen en fonction de Da ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$).	75
Figure 4.7 Lignes isothermes (a), et lignes de courant(b), pour différentes valeurs de la porosités ε ($Ra = 10^5$, $Da = 10^{-2}$).	76
Figure 4.8 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Rayleigh pour différentes valeurs de porosité ε et Darcy, Da.	79
Figure 4.9 Variation du nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh, pour différentes valeurs de rapport de conductivité ($\varepsilon = 0.7$)	80
Figure 4.10 Lignes isothermes (a), Lignes de courant (b), et isococentration pour différents valeurs de Da ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$)	83
Figure 4.11 Effet de la porosité sur le transfert de masse en fonction des nombres de Rayleigh et Darcy.	85
Figure 4.12. Profile de la vitesse verticale (a), vitesse horizontale (b), temperature (c), et concentration (d) dans la cavité pour différents valeurs de Darcy, Da ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$).	87
Figure 4.13. Effets de la porosité sur le taux de transfert de chaleur pour différents valeurs de Darcy.	89
Figure 4.14. Variation de Nusselt moyen en fonction de nombre de Rayleigh pour différents valeurs de la porosité et nombre de Darcy. Comparaison entre la convection purement thermique et la convection bidiffusive.	91
Figure 4.15 Variation de Nusselt moyen en fonction de nombre de Darcy pour différents valeurs de la porosité et nombre de Rayleigh. Comparaison entre la convection purement thermique et la convection bidiffusive.	95

INTRODUCTION GENERALE

La description des mécanismes de transfert de masse et/ou de chaleur dans les milieux poreux revêt d'un intérêt pratique particulièrement important compte tenu du grand nombre de situations naturelles ou industrielles, comme par exemple le domaine pétrolier, l'extraction du pétrole, le séchage ou l'hydratation des produits. En génie de l'environnement, le transfert couplé trouve toute son importance, des techniques de réhabilitation des sols contaminés par des liquides font appel à des méthodes thermiques notamment dans le cas du stockage des déchets radioactifs. Un autre domaine où le transfert couplé trouve une application centrale est la géothermie, que se soit au niveau de l'exploitation de l'énergie thermique, du stockage de l'énergie thermique dans le sol, ou la géothermie des nappes souterraines.

L'objectif général de ce travail est de faire une étude sur les différents paramètres qui influent sur le processus (particulièrement la porosité) dans une zone destinée au stockage de la chaleur. Cette étude vise à:

Etablir un modèle physique du milieu poreux dans une géométrie 2D dans lequel des équations différentielles et des variables sont introduites en tenant compte de la combinaison de transfert de chaleur et de masse.

Dans la présente étude, nous nous sommes intéressés à une étude numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans une cavité poreuse fermée, de longueur L , le fluide occupant les pores est de l'air, les parois verticales sont maintenues à des températures et/ou de concentrations différentes et constantes alors que les faces haute et basse sont adiabatiques et / ou imperméables. L'écoulement convectif est induit par les forces de volume d'origine thermique et / ou solutale résultante des conditions aux limites imposées aux parois

verticales. La modélisation mathématique du problème posé est basée sur la mise en oeuvre du model de Darcy –Brinkman-Forscheimer généralisé.

Le manuscrit de cette thèse est composé de quatre chapitres. Dans le premier chapitre, nous avons présenté des généralités sur la convection et le milieu poreux et ces propriétés.

Dans le deuxième chapitre, nous avons exposé une revue détaillée des travaux antérieurs qui ont traité la convection naturelle dans les milieux fluides puis dans les milieux poreux saturés en arrivant aux études qui ont traité la convection naturelle double diffusive dans les milieux poreux saturés dans des cavités confinées.

Le troisième chapitre est dédié au modèle physique et la formulation mathématique, on y présente les équations régissant le phénomène en coordonnées vectorielle et cartésiennes, leurs conditions aux limites, hypothèses simplificatrices, et également leurs adimensionalisations ainsi qu’une vue générale sur la méthode de résolution et simulation numérique.

Le quatrième chapitre est consacré aux résultats et leurs discussions, nous terminons donc ce travail par une conclusion générale qui synthétise les principaux résultats. Des propositions des études en perspectives sont indiquées dont l’objective d’améliorer et optimiser le phénomène de transfert dans les milieux poreux.

Chapitre I

Généralités

GENERALITES

I. Introduction

En raison de ses nombreuses applications en divers secteurs industriels, ainsi qu'elle est fréquemment rencontrée dans la nature, la convection naturelle dans les milieux poreux suscite un intérêt accru au cours des dernières décennies, et a été motivée par une large gamme d'applications d'ingénierie, notamment en:

- Applications industrielles: par exemple refroidissement des composants électroniques, l'exploitation minière, les systèmes de production du pétrole brut et de récupération, brûleurs radiants poreux (PRB), évacuation de la chaleur, solidification des pièces moulées, étude du phénomène de transfert de chaleur des câbles électriques enterrés et câbles de transformateurs, lit fluidisé, systèmes de conversion thermique et de stockage, géothermie, systèmes de stockage d'énergie.
- Applications agricoles: par exemple processus de fermentation dans les industries alimentaires, congélation et séchage des produits alimentaires, stockage des céréales, chauffage du sol pour augmenter la croissance saisonnière.
- Applications environnementales: par exemple pollution des eaux souterraines, systèmes d'eau souterraine, stockage des déchets radioactifs, circulation de l'eau dans les réservoirs géothermiques.

Ces diverses applications ont poussé les chercheurs en génie thermique de concentrer leurs intérêts des études sur la compréhension des principes fondamentaux de phénomènes de transport dans des milieux poreux. De plus, les supports poreux offrent une nouvelle approche pour formuler des phénomènes de transport qui autrement auraient été modélisés en utilisant les approches classiques bien connues.

Dans ce chapitre, en premier lieu, nous avons commencé à rappeler des notions fondamentales portant sur le phénomène de transfert de chaleur par convection, ainsi que les milieux poreux et

leurs propriétés physiques caractéristiques, en second lieu, nous proposons une analyse sur les écoulements des fluides à travers les milieux poreux.

1.1 Notions sur la convection thermique.

L'équilibre d'un fluide en la présence d'un champ de pesanteur est une situation bien moins commune, les forces volumiques comme le poids doit être compensé par les gradients de pression. Il suffit donc de modifier la densité du fluide par dissolution d'un sel par exemple ou encore en provoquant une dilatation thermique, pour briser cet équilibre fragile. Le mouvement qui résultant est appelé communément convection naturelle/libre ou tout simplement « la convection » [1].

Donc, la convection est un mode de transport d'énergie qui implique aussi bien la conduction (l'accumulation de l'énergie) que le mouvement du milieu. La convection est alors considérée comme le mécanisme principal de transfert thermique entre une surface solide et un liquide/gaz en mouvement. Le transfert de chaleur par convection entre une surface chaude et un fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes.

D'abord, la chaleur est transférée par conduction de la surface aux molécules adjacentes du fluide. La température est alors augmentée ce qui augmente aussi l'énergie interne des molécules fluides.

Ensuite, les molécules vont se mélanger avec des molécules froides dans une région à basse température et transfère de ce fait une partie de leur chaleur. Alors, l'écoulement contribue au transport d'énergie sous l'effet du mouvement du fluide. La convection peut être naturelle ou forcée.

1.1.1 Convection thermique naturelle

La convection est dite naturelle quand le mouvement du fluide (monophasique) se manifeste en présence d'un champ de force sous les seuls effets des gradients de température ; Au contact d'un corps chaud, la température du fluide augmente et sa densité diminue. Le fluide

ambiant de densité plus élevée a tendance à descendre pour remplacer le fluide plus chaud qui s'élève. C'est le cas, dans une pièce où l'air chaud produit au niveau du sol par un convecteur ou un radiateur va monter au plafond tandis que l'air froid va descendre. Le mouvement est dû au fait que l'air chaud est moins dense que l'air froid et monte donc sous l'effet d'une force dite poussée d'Archimède. (Figure.1.1).

Ces mouvements convectifs n'apparaîtraient pas dans un fluide non dilatable ou la transmission de la chaleur ne se ferait alors que par simple conduction.

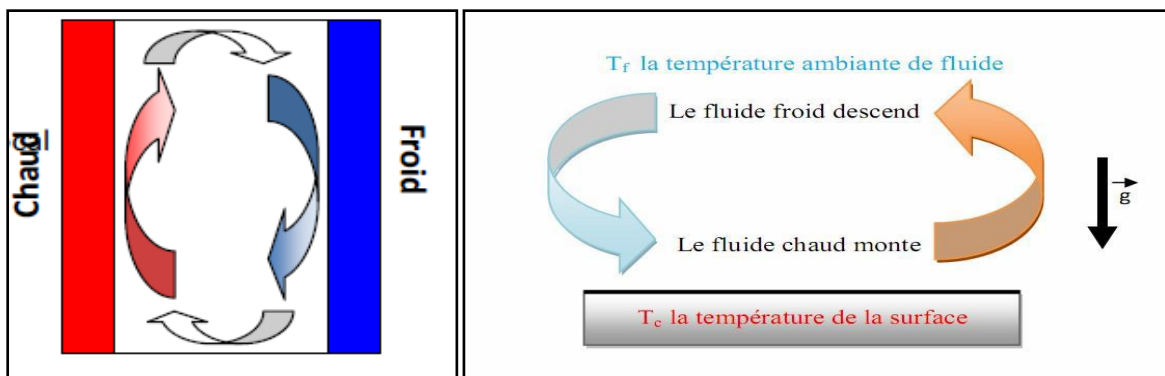


Figure 1.1 Mécanisme de la convection naturelle [1].

1.1.2 Convection thermique forcée

En convection forcée, le mouvement est imposé par des sources motrices externes indépendamment des sources thermiques présentes dans le système physique étudié, et de la différence de température. Par exemple : une pompe ou un ventilateur ou un agitateur ou même le vent.

La poussée d'Archimède est négligeable devant les forces motrices de l'écoulement. C'est le cas du refroidissement des moteurs thermique à titre d'exemple, la pompe à eau pousse donc le liquide de refroidissement dans le radiateur.

Il existe un 3^{ème} type de convection : La convection mixte. Dans le véritable cas général de la convection, il n'existe pratiquement pas de convection naturelle ou de convection forcée pure, mais nous rencontrons toujours ces deux types de convection combinés, soit avec des effets très

proches soit avec prépondérance d'un mode sur l'autre, ça se produit s'il y a une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée.

1.1.3 La convection naturelle dans les cavités

L'étude du phénomène de la convection naturelle dans des cavités (figure 1. 2) a fait l'objet de beaucoup de travaux de recherche théoriques et expérimentaux. L'intérêt de la convection réside dans son implication dans beaucoup d'applications industrielles et domestiques telles que le refroidissement des composants électroniques, la croissance des cristaux des semi-conducteurs, la thermique des bâtiments, ... etc.

Dans les cavités, deux parois sont généralement maintenues à des températures différentes tandis que les autres sont considérées adiabatiques. On distingue donc deux configurations :

- La première concerne une cavité soumise à un gradient de température vertical.
- La seconde, une cavité avec un gradient de température horizontal.

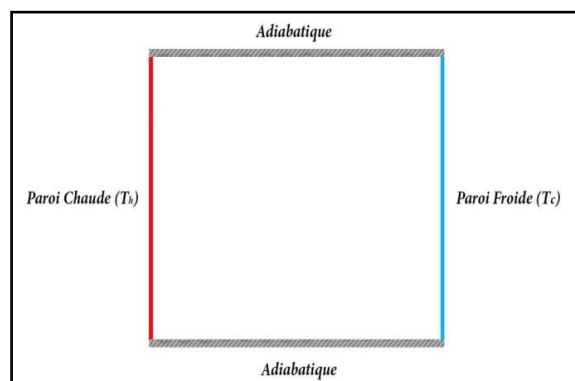


Figure 1.2 : Cavité avec gradient horizontal de température

1.2 Notions sur le milieu poreux

1.2.1 Définition d'un milieu poreux

Les milieux poreux font référence aux solides qui contiennent divers types de systèmes capillaires tels que vide, fracture, etc. Plusieurs matériaux naturels ou artificiels sont poreux.

Généralement, un milieu poreux est défini comme un corps, hétérogène à petite échelle, constitué par une structure solide ayant des cavités pouvant être remplies par une ou plusieurs

phases liquides/gazeuses. Ces cavités sont appelées pores, les pores peuvent être connectés entre eux permettant ainsi un écoulement de fluide à travers le milieu poreux. Le milieu poreux est donc traité comme un milieu continu classique mais généralisé à plusieurs phases (superposition de plusieurs milieux continus). Le squelette est défini sur le plan macroscopique comme étant l'addition de la matrice (partie matérielle) et de l'espace poreux connecté (phase solide) coïncidant avec la ou les phases fluides occupant l'espace poreux connecté (figure 1. 3). Donc, en se basant sur cette définition, on peut constater que le milieu poreux est omniprésent dans notre environnement ayant des aspects très variés comme :

- ✓ sols (calcaire, granite, sable, argiles).
- ✓ Matériaux de construction (béton, briques, plâtre, laine de verre, amiante).
- ✓ Poudres et empilements granulaires (talc, neige, empilage de céréales).
- ✓ Matière végétale ou animale (bois, papier, viande, cuir).

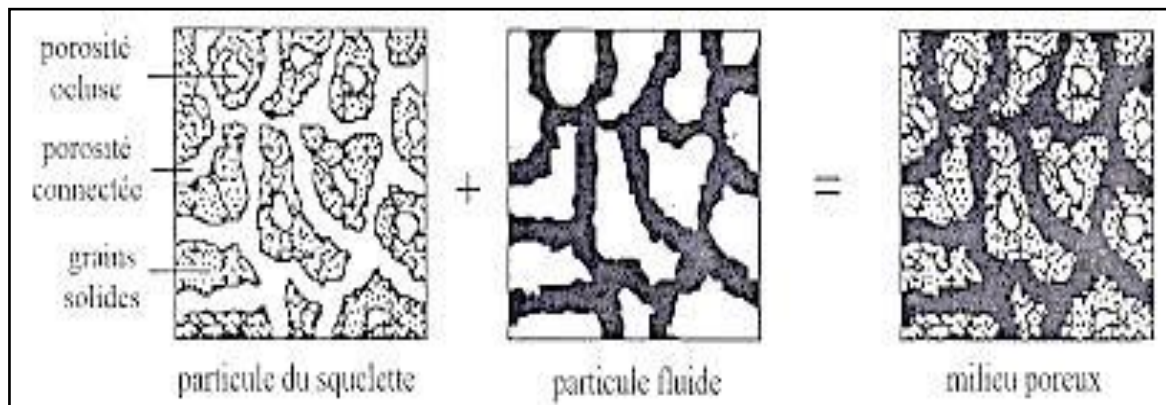


Figure1. 3 Description d'un milieu poreux [2]

La matrice solide peut être granulaire ou consolidée.

- non consolidée lorsque la phase solide est constituée de grains/fibres non soudés entre eux comme le cas de graviers, sables, limons, billes de verre et d'acier et bien d'autres matériaux...).

- consolidée lorsque la matrice solide bien compacte et ne peut de ce fait pas se diviser en grains ou fibres comme à titre d'exemples les roches calcaires, grés, argiles, bois, céramiques, poudres frittées, tissus végétaux et animaux... (figure 1.4).

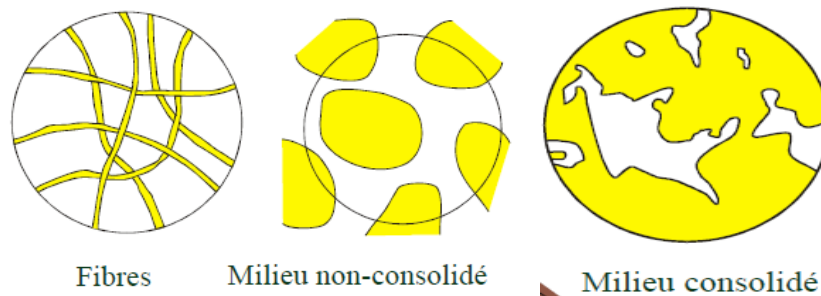


Figure 1.4. Différents Types de Milieux Poreux [3].

Divers exemples peuvent être cités où les milieux poreux jouent un rôle important, où la technologie en fait un outil.

- En science des sols:

Le milieu poreux (sol) contient et transporte l'eau et les nutriments vers les plantes.

- En génie chimique:

Le milieu poreux est appliqué comme filtre ou lit de catalyseur.

- En génie pétrolier:

Un milieu poreux comme les roches peut stocker du pétrole brut ou du gaz naturel.

Les phénomènes ayant lieu dans les milieux poreux dépendent d'un certain nombre de propriétés comme celles de stockage des fluides soit sous forme adsorbée sur le milieu solide soit remplissant les pores ainsi que les propriétés de transferts de masse, de quantité de mouvement et d'énergie, et enfin les propriétés mécaniques.

1.2.2 Propriétés d'un milieu poreux

Les phénomènes se développant dans un milieu poreux dépendent des propriétés du fluide et de la géométrie de la matrice solide. Celle-ci est caractérisée par un certain nombre de paramètres moyens, géométriques ou statistiques. Dans ce qui suit on va définir les différentes

caractéristiques qui apparaissent au niveau des différents modèles empiriques de description macroscopique des écoulements en milieu poreux et en faisant le lien entre ces paramètres à la fois pour des matériaux saturés en eau et non saturés, la figure 1. 5 résume les relations de ces paramètres avec le volume total V_T les volumes des solides V_s et le volume des vides V_v et des fluides (air, V_A ; eau V_w) dans un milieu partiellement saturé.

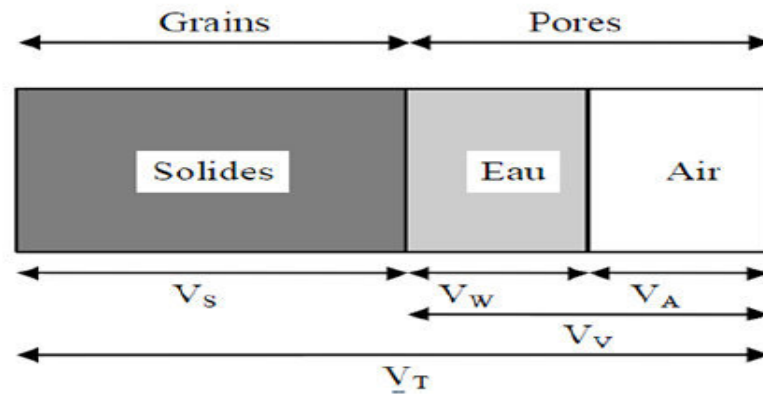


Figure1.5 Représentations schématique des volumes dans un matériel partiellement saturé [4].

1.2.2.1 Porosité

La première caractéristique d'un milieu poreux est sa porosité, en effet la structure des pores dans le milieu poreux offre un espace pour les fluides à stocker et à s'écouler, la porosité est une mesure de l'espace vide dans le milieu poreux. Le volume total V_T se compose du volume des pores V_v et du volume des particules solides V_s [5].

$$V_T = V_v + V_s \quad \dots \text{I.1}$$

La porosité est l'ensemble des pores (vides) d'un matériau solide, ces pores sont en effet remplis par des fluides (liquide/gaz). La porosité est donc une grandeur physique caractéristique ayant de valeurs numériques comprises entre 0 et 1 correspondant ainsi aux pourcentages pouvant aller de 0 à 100 %, ce qui conditionne les capacités de l'écoulement et de rétention d'un substrat. Par définition donc, la porosité est le rapport entre le volume des pores et celui du milieu entier:

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_T} = \frac{V_v}{V_s + V_v} \quad \dots I.2$$

Les pores forment des vides interconnectés plus ou moins complexes qui ont une influence sur les phénomènes aussi bien dynamiques que thermiques. Il y a deux types de pores : les poresconnectés ayant des canaux permettant l'écoulement du fluide et les pores isolés.

La porosité n'a pas d'unitécar elle représente un rapport, elle est donc souvent exprimée en pourcentage.

Fondamentalement, il faut distinguer deux types de porosités:

- Porosité totale (les pores isolés sont également pris en compte), et
- Porosité effective ε_{effe} (effective dans le sens du transport de fluide).

La capacité de stockage d'un milieu preux dépend toujours de la porosité effective, car ellecontient les fluides réservoirs.

La porosité est une grandeur statistique qui dépend de la fraction du volume total pris en considération, figure 1.6. Si le volume sélectionné est trop petit (ex: $V_T = 10^{-9} \text{ m}^3$), la porosité calculée peut s'écarter considérablement de la valeur réelle, donc le volume V_T doit être suffisamment grand pour obtenir la moyenne statistique de la porosité.

D'un autre côté, si le volume est trop important, la porosité peut s'écarter de la valeur réelleen raison de l'influence de l'hétérogénéité.

Détermination de la porosité:

La détermination de la porosité avec une précision suffisante n'est pas un problème trivial, en particulier pour les petits échantillons. Si les erreurs de mesure de V_T et V_P sont ΔV_T et ΔV_P , alors on aura:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{\Delta V_P}{V_P} + \frac{\Delta V_T}{V_T} \quad \dots I.3$$

Où $\Delta \varepsilon$, est l'erreur de calcul de la porosité.

En admettant que : $\Delta V_P = \Delta V_T = \Delta V$, alors l'équation précédente s'écrit:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{\Delta V}{V_T} \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} \right). \quad \dots I.4$$

De cette relation, l'erreur relative de la mesure de la porosité dépend de V_T et ε .

La porosité est un concept indépendant de la forme et des connexions entre les pores, elle dépend fortement de l'arrangement et de la taille des grains. Des mesures expérimentales réalisées par Kaviany [51] résument dans le tableau (I.1) quelques valeurs de la porosité pour différents matériaux.

1.2.2.2 Perméabilité

La perméabilité est par définition la propriété d'un corps poreux de se laisser traverser par un fluide. Cette propriété caractérisant le milieu poreux dépend de la forme des grains et de la porosité. Cette grandeur est fournie à l'aide de mesures expérimentales. D'ailleurs, on peut calculer cette grandeur analytiquement à l'aide de la relation de la perméabilité en fonction de la porosité ε et d'une dimension caractéristique de la matrice solide à l'échelle des pores. Parmi ces relations, on cite notamment: La relation de Kozeny-Carman (1937), (Delache, 2005), qui donnent une estimation satisfaisante de K dans le cas d'un empilement de grains de formes à peu près identiques et dont la distribution des tailles des grains n'est pas trop éloignée d'une taille moyenne D .

$$K = \frac{\varepsilon^3 D^2}{150(1-\varepsilon)^2} \quad \dots I.5$$

Le tableau (I.2) ci-dessous, présente la perméabilité de quelques matériaux poreux définis par Nield et Bejan [11].

Table I.1 – Porosité de quelques matériaux

Matériaux	Porosité
Matériau moussoux	0.98
Fibre de verre	0.88 – 0.93
Fil à tisser	0.68 – 0.76
Grains de silice	0.65
Poudre d'ardoise noire	0.57 – 0.66
Cuir	0.56 – 0.59
Catalyseur	0.45
Granulé de pierres	0.44 – 0.45
Terre	0.43 – 0.54
Sable	0.37 – 0.50
Poudre de silice	0.37 – 0.49
Sphère bien empilée	0.36 – 0.43
Filtre de cigarettes	0.17 – 0.49
Briques	0.12 – 0.34
Poudre de cuivre	0.09 – 0.34
Pierre à chaud, Dolomite	0.04 – 0.10
Houille	0.02 – 0.07

Tableau 1.2 la perméabilité de quelques matériaux poreux

Matériaux	Perméabilité K (en m^2)
Ardoise (en poudre)	$4.9 \cdot 10^{-14} - 1.2 \cdot 10^{-13}$
Brique	$4.8 \cdot 10^{-15} - 2.2 \cdot 10^{-13}$
Béton bitumineux	$1.0 \cdot 10^{-13} - 2.3 \cdot 10^{-11}$
Cuivre (en poudre)	$3.3 \cdot 10^{-10} - 1.5 \cdot 10^{-9}$
Feutre	$8.3 \cdot 10^{-10} - 1.2 \cdot 10^{-9}$
Cuir	$9.5 \cdot 10^{-14} - 1.2 \cdot 10^{-13}$
Calcaire (dolomite)	$2.0 \cdot 10^{-15} - 4.5 \cdot 10^{-14}$
Sable	$2.0 \cdot 10^{-11} - 1.8 \cdot 10^{-10}$
Silice (en poudre)	$1.3 \cdot 10^{-14} - 5.1 \cdot 10^{-14}$
Sol	$2.9 \cdot 10^{-13} - 1.4 \cdot 10^{-11}$

1.2.3. Volume élémentaire représentatif

La modélisation de l'écoulement et du transfert dans les milieux poreux peut être envisagée comme une des premières principales approches, dont la difficulté réside dans les formes et les dimensions réelles et arrangement irréguliers des pores, ce qui rend la modélisation dans un tel milieu généralement impossible. Dans le but de simplifier ce problème, une approche a été formalisée par Bear [7], suivant un changement d'échelle, passant par la notion d'un volume élémentaire représentatif (VER), figure 1.6, conduisant à définir un niveau de description macroscopique qui permet d'établir une équivalence entre le milieu réel dispersé et un milieu continu fictif. Ce VER peut être considéré comme une unité macroscopique constituée d'une grande somme de microstructures qui fait la moyenne des paramètres caractéristiques du milieu poreux sur des dimensions beaucoup plus grandes que le diamètre des pores. Que se coûte les difficultés qui existent dans le choix de la forme et des dimensions de ce volume, il doit être

suffisamment grand pour être représentatif, c'est-à-dire pour permettre la caractérisation de toute propriété, mais suffisamment petit pour que la grandeur ainsi définie conserve un caractère local. Sur la base de cette hypothèse et selon l'approche darcienne, l'analyse des écoulements dans les milieux poreux signifie en effet de remplacer l'ensemble réel (microscopique) des particules qui constituent le milieu poreux par un continuum représentatif pour lequel nous pouvons définir des paramètres macroscopiques, tels que la perméabilité et la porosité, et utiliser des lois macroscopiques, telle que la loi de Darcy, pour fournir des descriptions macroscopiquement moyennées du comportement microscopique.

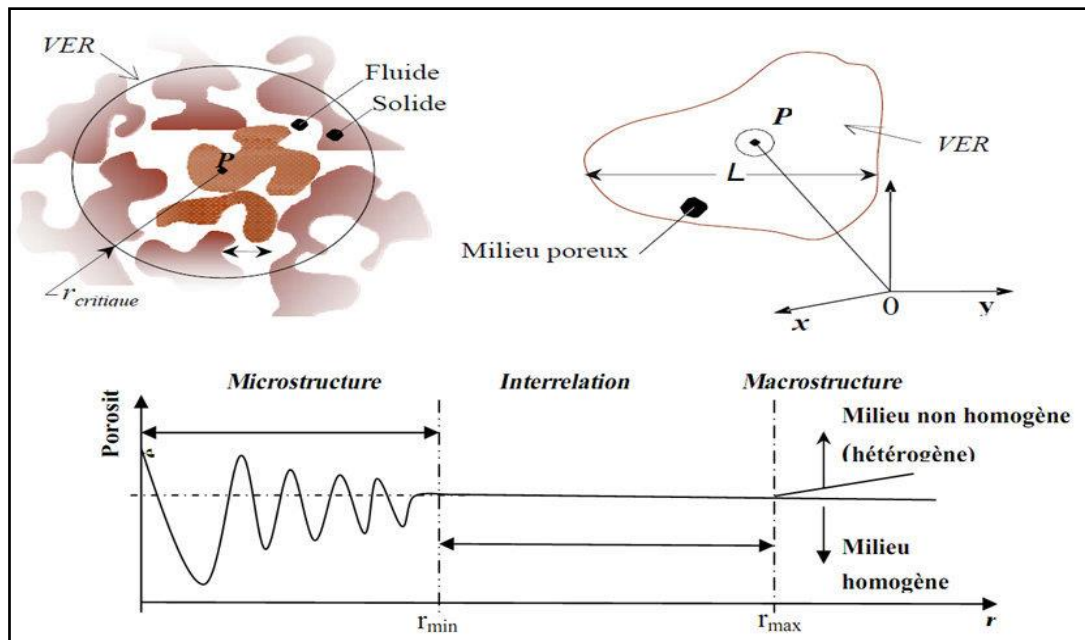


Figure 1.6 volume élémentaire représentatif (REV) [6].

1.3 Ecoulement à travers un milieu poreux.

La mécanique des fluides des écoulements à travers un milieu poreux est relativement ancienne en raison du sujet de la gestion de la nappe phréatique souterraine et des systèmes d'irrigation.

1.4 Régimes d'écoulement dans les milieux poreux.

Dybbs et Edwards 1984, [7] ont classé les régimes d'écoulement dans des milieux poreux à l'aide des particules de plexiglas. Leurs résultats ont montré l'existence de quatre régimes d'écoulement dans les milieux poreux.

1) Le flux d'écoulement lent ou régime de Darcy dans lequel le flux est contrôlé suivant un terme visqueux, tandis que la distribution de la vitesse est obtenue via la géométrie locale. Ce genre de flux se produit pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1. Pour les nombres de Reynolds proches de l'unité, les couches limites commencent à croître près des frontières des solides.

2) Le régime d'écoulement est inertiel, dans lequel le nombre de Reynolds est compris entre 1 et 10. Dans ce cas, la couche limite devient plus visible et un «noyau inertiel» est formé. Le développement de ces flux de noyau vers l'extérieur des couches limites entraîne une dépendance non linéaire entre débit et perte de charge. Lorsque le nombre de Reynolds augmente, les flux principaux se développent et leur impact sur le schéma d'écoulement global devient plus important. Un tel régime d'écoulement laminaire régulier non linéaire continue jusqu'à une valeur du nombre de Reynolds de 150.

3) Régime d'écoulement laminaire stationnaire, qui se produit aux nombres de Reynolds entre 150 et 300. L'apparition initiale d'un écoulement stationnaire débute à la valeur de 150 du nombre de Reynolds, en raison du sillage des fluctuations laminaire à l'intérieur des vides. Dans ce régime, des tourbillons se développent pour des valeurs du nombre de Reynolds comprises entre 250 et 300.

4) Régime d'écoulement très turbulent et instable, qui se produit à des nombres de Reynolds supérieurs à 300.

Il convient de noter que la valeur du nombre de Reynolds au-delà de laquelle le régime de Darcy devient un régime inertiel a été évaluée par plusieurs chercheurs. Cette ampleur dépend de la nature des pores dans les milieux poreux ainsi que la définition du nombre de Reynolds, selon les différents résultats de recherche, cette valeur varie entre 0.1 et 75. En outre, d'autres résultats ont été rapportés entre 90 et 180 concernant la limite supérieure du nombre de Reynolds pour le régime laminaire non linéaire, en fonction du type de porosité et du type de particules.

1.5 Loi de Darcy

Dans le cadre de ses expérimentations pour améliorer la qualité des filtres utilisés pour la purification des eaux. Henry Darcy fut le premier, en 1856, à établir une loi décrivant la dynamique des fluides dans les milieux poreux. Il a observé la relation entre le débit à travers une couche de sable et la perte de charge qui lui était associée (figure 1.7). Le débit Q à travers un matériel poreux est égal au produit du gradient hydraulique par le coefficient de perméabilité par unité de surface[8].

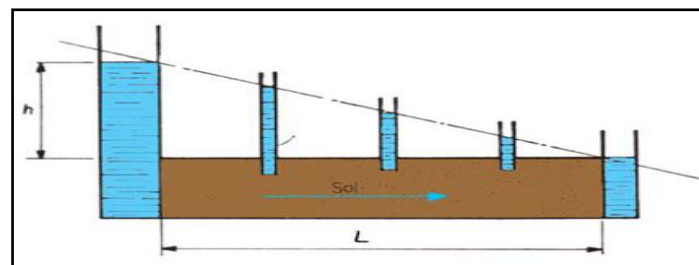


Figure 1.7. Expérience illustrant la loi de Darcy[8].

h est la différence d'hauteur entre les deux extrémités de l'échantillon. S est la section de l'échantillon du sol

$$Q = K.S \frac{h}{L} \quad \dots\dots\dots \text{I.6}$$

Lorsque le fluide s'écoule dans le milieu poreux, il doit y avoir une perte d'énergie due aux effets de viscosité. Darcy a proposé une relation de base entre la perte d'énergie et la vitesse basée sur

des résultats expérimentaux réalisés de 1852 à 1855[8]. Cette relation, appelée la loi de Darcy, est la relation la plus fondamentale pour l'écoulement de fluide à travers des milieux poreux.

$$U_{mp} = -\frac{K}{\mu} \nabla P$$

Où, U_{mp} est le vecteur vitesse moyen sur le VER, p est la pression du fluide, K est la perméabilité et μ est la viscosité dynamique du fluide. La vitesse de Darcy U_{mp} , est définie comme la vitesse du fluide à l'intérieur de la région poreuse, et est liée à la vitesse physique U_y (vitesse réelle en dehors de la région poreuse), par la porosité ε , comme le montre la figure 1.8.

D'où la relation :

$$U_Y = \frac{K U_{mp}}{\varepsilon} \quad \dots I.8$$

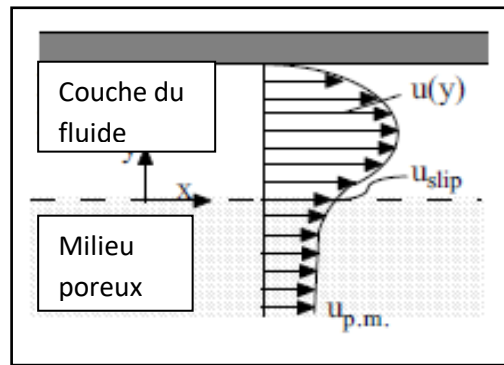


Figure 1.8: Vitesse de Darcy dans un milieu poreux [9].

1.5.1 Validité de la loi de Darcy

Pour des débits importants, on a observé suite à des expériences menées par des chercheurs que la relation linéaire entre la charge hydraulique et le débit n'est plus valide. On a donc tenté d'élargir le domaine de validité de la loi de Darcy à l'instar de Bear qui a bien présenté dans son ouvrage une extension de la validité de la loi de Darcy. Une analogie entre un écoulement dans les pores d'un milieu poreux et l'écoulement dans un tube a été illustrée.

Dans le cas d'un écoulement dans un tube, le nombre de Reynolds est défini par :

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad \dots I.9$$

Le nombre de Reynolds peut être calculé de la même manière dans le cas d'un milieu poreux, à la différence près que d est une dimension caractéristique de ce milieu poreux. Toujours par analogie aux écoulements dans les tubes, la grandeur d devrait être caractéristique du canal dans lequel où s'écoule le fluide. Cependant, cette dimension n'est pas facile à obtenir pour les milieux poreux (sauf dans le cas d'une structure régulière parfaitement définie). Pour des raisons de commodité, de nombreux auteurs utilisent le diamètre des grains (dans le cas des milieux granulaires). En pratique, on admet que la loi de Darcy est valable si le nombre de Reynolds en milieu poreux est inférieur à une limite critique comprise entre 1 et 10, dans ce cas l'écoulement est purement laminaire à l'intérieur des pores.

De 10 à 100 commence un régime d'écoulement de transition où les forces d'inertie ne sont plus négligeables, et où la loi de Darcy ne s'applique plus.

1.5.2 Conductivité thermique effective.

La conductivité thermique de matériaux poreux, joue un rôle important dans des nombreux processus industriels. La conduction se fait principalement à travers le squelette solide mais aussi à travers le fluide. Comptes tenus de la complexité géométrique et de l'orientation (aléatoire ou définie) des particules solides l'estimation de la conductivité effective thermique n'est pas triviale.[10].

Wiener en 1912, [9], propose deux modèles extrêmes, l'un est un système série où tous les blocs sont alignés en série par rapport au flux thermique figure 1.9(a). L'autre est parallèle au flux figure 1.9 (b).

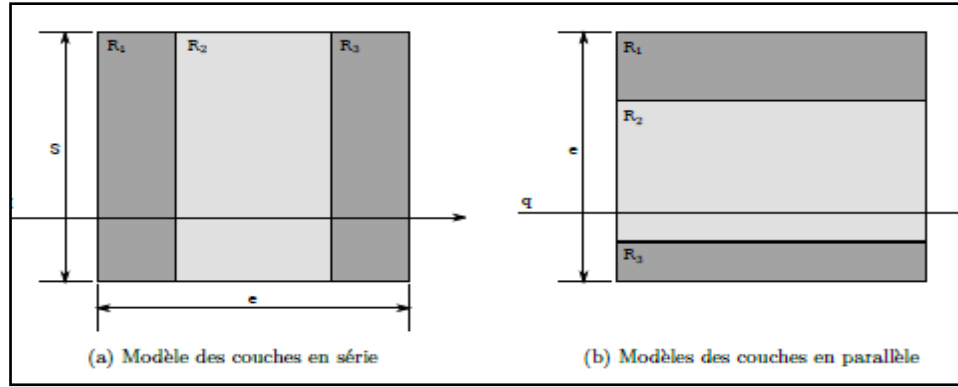


Figure 1.9. Modèles basiques de matériaux multicouches [10]

La conductivité thermique effective du composite couche en série (a) est alors :

$$k_c = \frac{1}{\frac{v_p}{k_p} + \frac{(1-v_p)}{k_m}} \quad \dots I.10$$

Ce modèle donne la limite basse que peut atteindre le coefficient de conductivité thermique et la conductivité thermique effective de la couche composite parallèle (b) est :

$$k_e = v_p \cdot k_p + (1 - v_p) \cdot k_m \quad \dots I.11$$

Ce modèle donne la limite haute que peut atteindre le coefficient de conductivité thermique. Le modèle de Maxwell permet de déterminer l'expression de la conductivité thermique effective d'un milieu homogène équivalent tel que défini par l'équation:

$$k_e = k_m \frac{2k_m + k_p - 2v_p(k_m - k_p)}{2k_m + k_p + v_p(k_m - k_p)} \quad \dots I.12$$

k_e représente la conductivité thermique effective du composite, k_m , la conductivité thermique de la matrice, k_p , la conductivité thermique des particules, v_p , la fraction volumique des particules.

1.6 Les différentes échelles d'observation.

Les écoulements de fluides et le transport de polluants dans les milieux poreux peuvent être observés à plusieurs échelles [6].

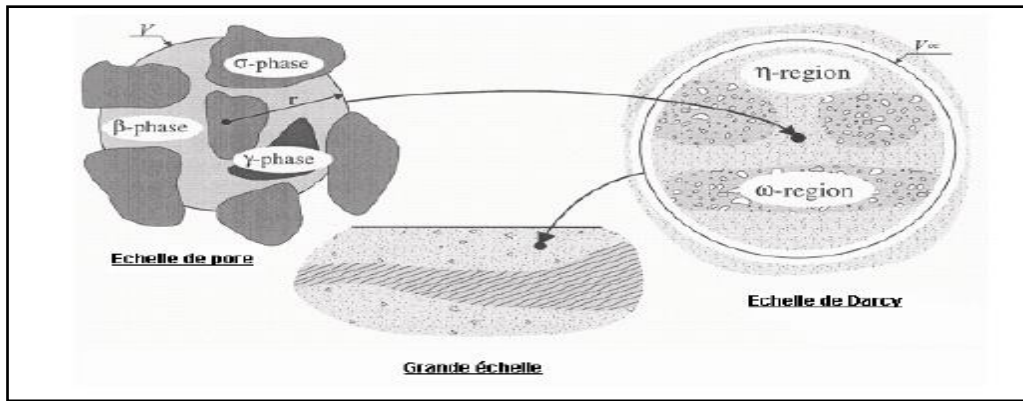


Figure 1.10 Les différentes échelles d'observation [6].

- L'échelle microscopique ou les grandeurs caractéristiques sont observées au niveau des pores pour un milieu consolidé et au niveau des grains pour un milieu non consolidé.
- L'échelle macroscopique ou des éléments de volume suffisamment grands par rapport au volume moyen des pores (ou des grains) sont utilisés pour observer la variation des grandeurs et des propriétés. L'échelle de Darcy est basée sur l'existence d'un Volume Élémentaire Représentatif (V.E.R) permettant de définir des quantités macroscopiques. La taille du V.E.R doit être suffisamment grande pour contenir les hétérogénéités si elles sont présentes au niveau microscopique, ces hétérogénéités ne doivent donc pas figurer à l'échelle macroscopique.
- L'échelle globale ou grande échelle :

A grande échelle métrique ou kilométrique, des mécanismes peuvent être également décrits. Le passage d'une échelle à l'autre est possible en utilisant différentes méthodes dites de changement d'échelle.

Hormis la méthode d'homogénéisation, il y a celle de la moyenne volumique utilisée pour déterminer notamment les propriétés macroscopiques du transport à partir d'informations sur la microstructure du milieu. Dans la présente étude, l'échelle d'observation est celle de Darcy. Les notions de saturation et de porosité sont définies à cette même échelle.

Chapitre II

Revue bibliographique

2.1 Introduction

Depuis plusieurs décennies, la description des mécanismes de transfert de masse et/ou de chaleur dans les milieux poreux attire l'attention des chercheurs. En effet, ce phénomène est très répandu aussi bien dans l'industrie que dans la plus part des phénomènes naturels, comme par exemple le domaine pétrolier, l'extraction du pétrole, le séchage ou l'hydratation des produits et l'isolation thermique des bâtiments. En génie de l'environnement, le transfert couplé trouve toute son importance, des techniques de réhabilitation des sols contaminés par des liquides font appel à des méthodes thermiques notamment dans le cas du stockage des déchets radioactifs, un autre domaine où le transfert couplé trouve une application centrale est la géothermie, que ce soit au niveau de l'exploitation de l'énergie thermique, du stockage de l'énergie thermique dans le sol, ou la géothermie des nappes souterraines.

Les travaux de recherche sur ce sujet est très abondant dans la littérature. Une synthèse des travaux expérimentaux, analytiques et numériques traitant ce sujet a été présentée par Nield et Bejan [11].

La plupart des études existantes traitent le phénomène de la convection dans les milieux poreux homogènes et isotropes. Ces études sont basées sur le modèle physique qui consiste en une cavité confinée maintenue sur deux faces à des températures et concentrations différentes alors que les deux autres faces sont adiabatiques et imperméables (figure 2.1)[12-17]. D'autres types de conditions aux limites ont été aussi considérés, à savoir un flux thermique imposé sur l'une des faces alors que l'autre est maintenue à une température constante. Dans ce cadre, de nombreux travaux ont été menés sur les effets de différents paramètres selon l'objectif de l'application.

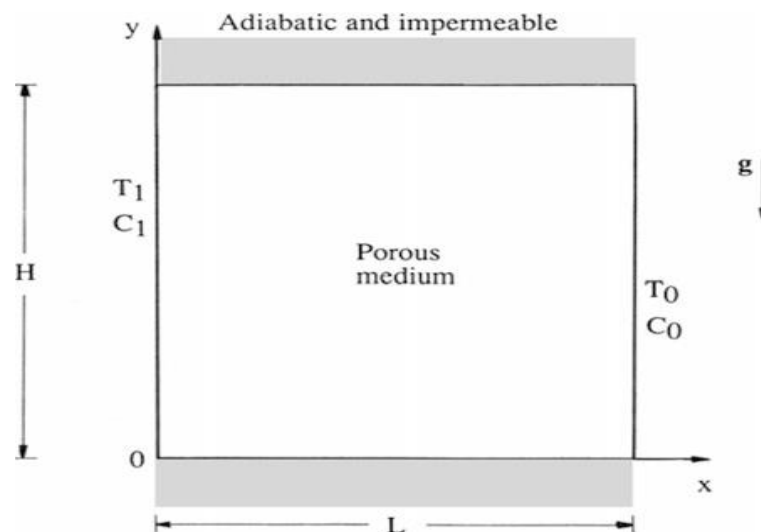


Figure 2.1: Cavité contenant un milieu poreux [1].

Un nombre important des travaux menés sur le transfert en milieux poreux est consacré à la convection naturelle pure et la convection thermosolutale.

2.2 La convection naturelle en milieu poreux

Le transfert de chaleur par convection naturelle est défini comme un transport macroscopique de la matière (par le mouvement des particules fluides) d'un milieu chaud vers un milieu froid sous l'effet des forces de flottabilités dues à la différence de densité résultante de variation de températures des deux milieux. Ce phénomène a été largement étudié ces dernières décennies à cause de son intérêt dans la résolution des problèmes dans le domaine industriel ou dans la nature. Notant que les recherches menées sur ce mode de transfert s'avèrent moins compliquées dans les milieux fluides qu'au sein des milieux poreux, c'est à cause principalement de l'arrangement aléatoire et la géométrie des pores et de la matrice solide .

Nawaf [18] a mené une étude sur la convection naturelle dans une cavité poreuse dont la paroi inférieure est chauffée à une température qui varie sinusoïdalement autour d'une valeur

moyenne constante supérieure à la température de la paroi supérieure froide tandis que les parois verticales ont été maintenues adiabatiques. Les auteurs ont analysé les effets de l'amplitude de la variation de température de la paroi inférieure et de la longueur de la source de chaleur sur la convection naturelle dans la cavité pour des valeurs de nombres de Rayleigh 20–500. On a constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente lorsque la longueur de la source de chaleur ou l'amplitude de la variation de température augmente

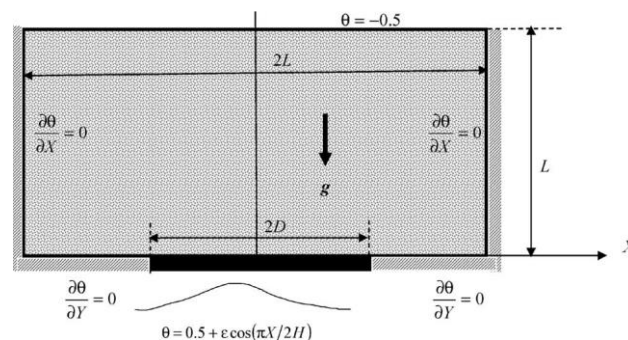


Figure 2.2 Cavité rectangulaire

Tanmy et al.[19] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'une matrice poreuse chauffée à sa paroi inférieure par un flux uniforme et non uniforme, la paroi supérieure est maintenue adiabatique alors que les parois verticales à des températures constantes et différentes. Le modèle de Darcy – Forchheimer est utilisé pour la simulation de transfert de quantité de mouvement dans le milieu poreux. L'étude est faite sur une large gamme de paramètres (nombre de Rayleigh $10^3 \leq Ra \leq 10^6$, nombre de Darcy $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$, et le nombre Prandtl $0,71 \leq Pr \leq 10$) pour des conditions aux limites thermiques continues et discontinues. Les résultats numériques sont présentés en termes de fonctions de courant, de profils de température et de nombres de Nusselt. On a constaté que le chauffage non uniforme de la paroi inférieure produit un taux de transfert de chaleur plus grand au centre de la paroi inférieure mieux que le chauffage uniforme pour tous les nombres de Rayleigh. Mais, le nombre moyen de Nusselt montre un taux de transfert de chaleur globalement plus faible pour un chauffage non uniforme. On a observé d'ailleurs que pour des

valeurs de $Da \leq 10^{-5}$ le transfert de chaleur est dominé par la conduction, des nombres de Rayleigh critiques ont été obtenus, ainsi que des corrélations reliant les nombres de Nusselt et Rayleigh.

Sathiyamoorthy et al. [20], ont présenté une étude numérique sur la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'une matrice poreuse dont la paroi du fond est chauffée uniformément et les parois verticales sont chauffées linéairement tandis que la paroi supérieure est bien isolée. Le modèle de Darcy – Forchheimer sans le terme d'inertie est utilisé pour simuler le transfert de quantité de mouvement dans le milieu poreux. Les résultats numériques ont été examinés pour une gamme de paramètres (nombre de Rayleigh $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ nombre de Darcy $10^{-5} \leq Da \leq 6 \cdot 10^{-3}$ et le nombre de Prandtl $0.2 \leq Pr \leq 100$) en termes de fonctions de flux, les contours isothermes, et les nombres de Nusselt locaux et moyens. Dans le cas où les parois latérales sont chauffées linéairement, la naissance de fortes circulations secondaires symétriques améliore le processus de couplage local dans la moitié inférieure de la cavité pour un faible nombre de Prandtl. Ces circulations deviennent plus faibles pour des nombres de Prandtl plus élevés. Les nombres moyens de Nusselt sont presque constants dans toute la gamme de Ra jusqu'à 10^6 pour $Da = 10^{-5}$ en raison du mode de transfert de chaleur dominant par conduction mais le nombre moyen de Nusselt augmente en général avec l'augmentation de Da et Ra.

Dans l'objectif d'améliorer le traitement thermique des matériaux par une distribution efficace du chauffage, Satish Kaluri et al. [20] ont mené une analyse d'un mélange thermique lors de la convection naturelle dans quatre cas de cavités carrées poreuses différentes (positions de sources) discrètement chauffées. Une approche dite Heatline est mise en œuvre pour avoir une analyse approfondie des formes complexes des flux de chaleur ainsi qu'une bonne efficacité du chauffage sur les parois inférieures et latérales. Pour une large gamme des paramètres (Pr, Da, Ra), les résultats montrent que pour un faible nombre de Darcy, $Da = 10^{-6}$,

le transfert thermique est dominé par la conduction, à $Da = 10^{-3}$, la faible résistance hydraulique du milieu poreux améliore la convection. Il est observé que lorsque les sources de chaleur sont situées au centre de la paroi de la cavité, le mélange thermique est considérablement augmenté avec l'augmentation subséquente de la température de la cavité. L'effet de Da sur les nombres de Nusselt locaux et moyens dans différents cas de cavités poreuses est prédit de manière adéquate sur la base des lignes de chaleur pour la première fois dans ce travail. Les distributions du nombre moyen de Nusselt montrent que le régime chaud de la paroi inférieure transfère une plus grande quantité de chaleur tandis que les régimes froids de la paroi latérale reçoivent une plus grande quantité de chaleur, en particulier pour Da plus élevé dans tous les cas étudiés. La température est évaluée pour établir un mélange thermique optimal par chauffage plus uniforme que le chauffage classique de paroi de fond.

Manish et al. [22] ont également examiné l'écoulement de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire poreuse. Toutes les parois de l'enceinte sont adiabatiques sauf la paroi inférieure, partiellement chauffée et refroidie par un profil de température sinusoïdal. Les équations régissant le phénomène sont celles du modèle non Darcien-Brinkman. L'étude principale est faite sur l'effet du paramètre de périodicité (N) sur le taux de transfert de chaleur local (Nu_x) ainsi que le mécanisme d'écoulement dans l'enceinte. Les résultats montrent que, chaque fois que la périodicité diminue, N augmente. En particulier, cette analyse montre que les conditions aux limites de température à différentes périodicités ont un effet significatif sur le mécanisme d'écoulement et par conséquent sur le taux de transfert de chaleur.

Une étude numérique de la convection naturelle dans des enceintes carrées poreuses a été réalisée par Ramakrishna et al. [23], pour diverses conditions aux limites thermiques basées sur le rapport d'aspect thermique sur les parois inférieures et latérales. À un faible nombre de Darcy ($Da=10^{-5}$), les isothermes indiquent un transfert de chaleur dominé par la conduction.

Lorsque Da augmente à 10^{-3} , l'apparition de la convection commence et le régime thermique mixte est observé pour tous les cas. À un faible nombre de Prandtl ($Pr=0.015$) avec un nombre élevé de Darcy ($Da=10^{-2}$ et $Da = 10^{-1}$), de multiples circulations sont observées dans les lignes de courant et les lignes de chaleur et elles sont disparues pour un nombre de Prandtl supérieur ($Pr=1000$). Les isothermes sont fortement comprimées le long de la paroi inférieure à des nombres de Prandtl plus élevés ($Pr = 0.7$ et 1000) à $A = 0.1$ et 0.5 . Le nombre moyen de Nusselt montre que le taux de transfert de chaleur global est élevé à $A=0.1$ par rapport à celle de $A=0.5$ et $A=0.9$ indépendamment de Da et Pr en raison de gradients thermiques importants à $A=0.1$.

Feng et al. [24] ont considéré la même condition au limite, un profil de température sinusoïdal spatial imposé sur la paroi gauche de la cavité tandis que les autres parois sont maintenues adiabatiques. Les résultats de cette étude montrent que le champ de température près du mur gauche et le nombre de Nusselt local au voisinage de cette paroi varient périodiquement en raison de la condition aux limites sinusoïdales, les auteurs ont déterminé une valeur optimale du paramètre fluctuant ($N=3$) pour maximiser le taux de transfert de chaleur dans l'enceinte carrée. On a d'ailleurs constaté que le paramètre de périodicité N a une influence significative sur la valeur du nombre de Nusselt moyen de la phase fluide lorsque les nombres de Darcy et Rayleigh augmentent.

La loi de Darcy [8] est considérée en effet comme le modèle empirique le plus simple pour décrire le mouvement du fluide au sein d'une couche poreuse. Par la suite des chercheurs ont constatés que ce modèle est limité pour des écoulements à faibles vitesses, pour être mieux adapté à des écoulements à grand nombre de Reynolds. Ce modèle a été en effet corrigé en se basant sur des données expérimentales,.

Forchheimer introduit donc un terme qui tient compte des effets de l'inertie des écoulements à grandes vitesses. Ainsi, les effets des contraintes visqueuses sont pris en considération par Brinkman. Ces modifications apportées par Forchheimer et Brinkmann ont permis donc de généraliser la loi de Darcy pour des écoulements à vitesses élevées. Ensuite, cette généralisation a été utilisée comme équation de mouvement dans plusieurs travaux de recherche ultérieurs.

Vafai et Tien [25] furent parmi les premiers à avoir analysé les effets des forces d'inertie sur l'écoulement et le transfert de chaleur en milieu poreux, ces effets sont caractérisés en termes de trois groupes sans dimension (Pr , Re et Da). Les auteurs ont constaté que ces effets se révèlent plus importants dans des milieux à haute perméabilité.

Beckermann et al. [26] ont analysé numériquement la convection naturelle dans une enceinte verticale remplie d'un milieu poreux. L'écoulement est modélisé par les équations de Darcy étendues de Brinkman-Forchheimer. Pour les nombres de Darcy élevés ($Da > 10^{-4}$), les deux extensions sont du même ordre de grandeur et doivent être considérées simultanément. De plus, l'extension de Forchheimer doit être prise en compte pour $Pr \leq 1.0$ et ce pour tous les nombres de Darcy.

Une analyse dimensionnelle de la formulation de Darcy à extension de Brinkman, qui inclut les termes visqueux, a été faite par Lauriat et Prasad [27], qui conduit à quatre paramètres de contrôle de la convection naturelle au régime stationnaire dans une cavité poreuse verticale, à savoir : le nombre de Rayleigh, le nombre de Darcy, le paramètre de diffusion Ω et le rapport d'aspect. Les résultats numériques pour $0 \leq Da \leq 10^{-1}$, $10 \leq Ra \leq 5 \times 10^3$ et $A = 1$ et 5 indiquent que les champs de température et de vitesse sont considérablement modifiés. Ainsi qu'une analyse d'échelle présentée qui montre que le terme d'inertie est d'un ordre de grandeur faible par rapport au terme visqueux à des nombres élevés de Prandtl.

Ould-Amer [28] a présenté une étude numérique sur la convection naturelle dans une cavité poreuse bicouche inclinée. Les parois verticales ont été maintenues à des températures différentes alors que les faces haute et basse ont été prises adiabatiques. En considérant la formulation de Darcy-Brinkmann-Forcheimer, l'auteur a fait une analyse sur l'effet de l'angle sur la formes des lignes de courant, les isothermes, le nombre de Grashof, le champ de vecteur vitesse et le nombre de Nusselt moyen.

Abbas et al.[29], en exécutant un programme de calcul avec des données réelles d'un réservoir de pétrole, présentent une étude bidimensionnelle de la convection naturelle laminaire en une enceinte poreuse. Les parois horizontales de l'enceinte sont isolées thermiquement, tandisque les parois verticales gauche et droite sont maintenues respectivement à différentes températures (température chaude) et (température froide). Les équations différentielles modélisant le phénomène selon le modèle Darcy-Brinkman-Forcheimer sont utilisées. Les nombres sans dimension obtenus après l'adimensionalisation sont: les nombres de Prandtl, Grashof thermique, le rapport d'aspect A, et le nombre de Darcy. Leurs résultats ont permis de conclure que, l'augmentation du nombre de Grachof en maintenant le nombre de Darcy constant, conduit a l'augmentation de la vitesse d'écoulement. Ce qui favorise le transfert de chaleur par convection et pour un nombre de Grachof constant, la diminution du nombre du Darcy rend le milieu presque imperméable, ce qui ralentit la vitesse du mouvement et par conséquent un faible transfert de chaleur.

2.3 Différentes formes et positions de cavité

La diversité des situations de géométries du système est également plus grande en convection naturelle par exemple, l'inclinaison des parois qui est un paramètre majeur (figure 2.3), surtout pour les cavités de grand allongement avec lesquelles les deux dispositions extrêmes (horizontale ou verticale) font apparaître des comportements différents, du même les

effets de forme des cavités poreuse sont significatifs dans des enceintes fermées (figure 2.3), ces deux facteurs ont aussi eu leurs part d'études dans plusieurs travaux.

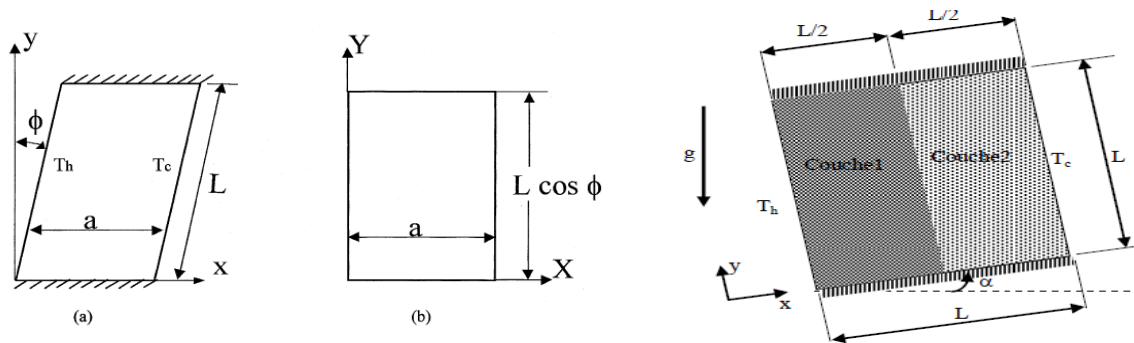


Figure 2.3 Cavité carrée inclinée.

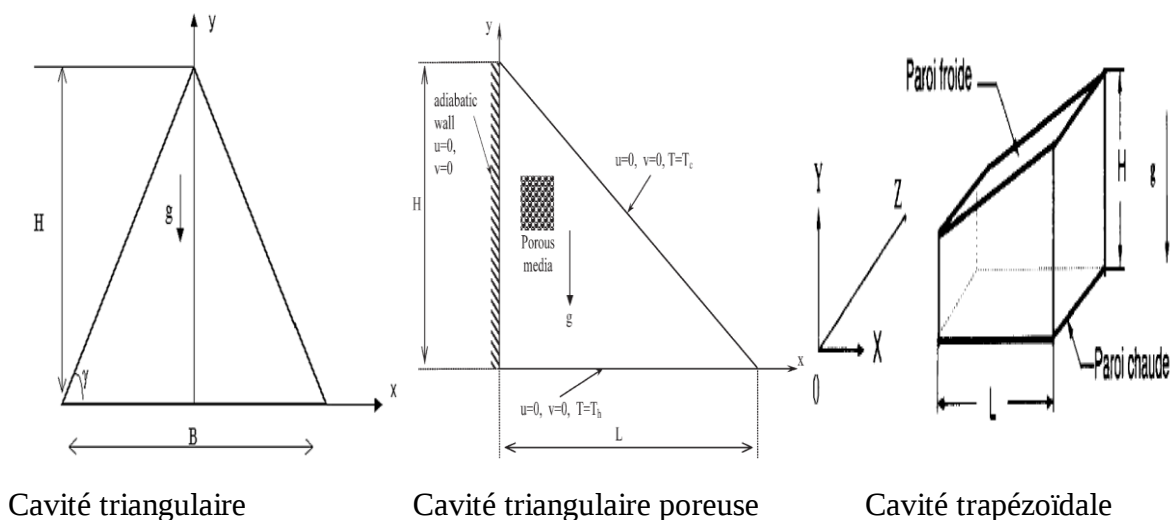


Figure 2.4. D'autres formes de cavités [16].

Boussaid et al. [30] se sont intéressées à l'étude du transfert de chaleur et de masse dans une cavité trapézoïdale chauffée par le bas et refroidie par la paroi inclinée supérieure, leurs résultats montrent des structures d'écoulement dépendant de l'inclinaison de la paroi supérieure pour de faibles angles d'inclinaison. Par contre, pour les fortes inclinaisons, l'écoulement s'apparente plutôt au cas de la cavité rectangulaire chauffée différemment. Les influences des sollicitations thermosolutales, de la nature des espèces et de la géométrie

de la cavité sur les taux de transfert de chaleur et de masse ont été analysées. L'augmentation de l'allongement de la cavité conduit à des taux de transferts de chaleur et de masse plus élevés.

Varol et al. [31] ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle en régime permanent dans une enceinte triangulaire à angle droit, dont la paroi verticale est isolée et inclinée et les parois inférieures sont chauffées de façon différentielle, les auteurs ont considéré l'effet des rapports d'aspect allant de 0.25 à 1.0 et des nombres de Rayleigh $50 \leq Ra \leq 1000$ comme paramètres régissant le transfert de chaleur et le champ d'écoulement. Les auteurs ont d'ailleurs observé que le transfert de chaleur augmente avec la diminution du rapport d'aspect et plusieurs cellules sont donc formées à des nombres élevés de Rayleigh. La convection se forme lorsque la paroi inférieure est chauffée et la paroi inclinée du triangle est refroidie tandis que la paroi verticale est adiabatique. Le nombre de Nusselt local montre une variation ondulée le long de la paroi inférieure et il a une valeur maximale à droite du coin du triangle où la différence de température est élevée. Le nombre moyen maximal de Nusselt est obtenu pour un plus grand nombre de Rayleigh et un rapport d'aspect le plus faible.

Fuad [32] a mené une étude numérique de la convection naturelle laminaire dans une enceinte de la forme d'un triangle isocèle, la paroi inférieure à la base du triangle est tenue froide et les murs inclinés chauds. Les angles de base variant de 15° à 75° ont été utilisés pour différents nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^5 . Les effets du nombre de Rayleigh et du rapport d'aspect sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur sont analysés. Il est observé que ces cavités ayant un faible rapport d'aspect ont des taux de transfert de chaleur élevés à la surface inférieure de l'enceinte triangulaire

Ould-Amer [28] a étudié l'effet de l'angle d'inclinaison (angle mesuré par rapport au plan horizontal) sur la convection naturelle dans une cavité contenant deux couches poreuses, pour

des valeurs de l'angle d'inclinaison entre 0° et 70° . Les résultats numériques obtenus montrent l'existence d'une valeur optimale de l'angle d'inclinaison pour laquelle le transfert de chaleur est meilleur, cette valeur avoisine les 30° .

2.4 Transfert couplé de chaleur et de masse

Parmi les premières études considérées comme fondamentales du phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle et de masse est celle de Bejan et Khairy [33] qui considèrent une surface verticale noyée dans un milieu poreux saturé par un fluide, l'écoulement du fluide à travers la couche limite est dû à la variation de la température et de la concentration, en utilisant la méthode de l'analyse d'échelle, ils ont abouti à des solutions montrant que le phénomène de convection naturelle est conforme à l'un des quatre régimes possibles ($N \gg 1$ et $N \ll 1$ pour les deux cas $Le \gg 1$ et $Le \ll 1$), en fonction des valeurs du rapport de flottabilité N et du nombre de Lewis Le . Les échelles des taux de transfert de la chaleur et de masse sont déterminées pour chaque régime. Ces résultats sont validés par une méthode analytique de similarité.

Osvair et Bejan [34] ont présenté, en utilisant deux méthodes de résolution (numérique et l'analyse d'échelle), une étude fournissant une description du phénomène de convection naturelle dans une couche poreuse avec des effets de flottabilité combinés. Les résultats numériques soutiennent celles prédites par le raisonnement théorique de l'analyse d'échelle.

Goyeau et al. [35] ont traité la convection naturelle dans des milieux poreux confinés, stimulée par la coopération des forces de flottabilité thermiques et solutales. L'extension du modèle classique de Darcy en introduisant le terme de Brinkman dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement est utilisée, et l'ensemble des équations couplées est résolu en utilisant une approche des volumes finis. Les simulations numériques couvrent une large gamme des paramètres (nombres de Rayleigh et nombres Darcy). Leurs résultats

sont principalement analysés en termes de transferts moyens de chaleur et de masse. On a conclu qu'une analyse plus approfondie est nécessaire pour établir une loi appropriée pour la mise à l'échelle dans les domaines où le flux n'est pas entièrement dominé par les forces de flottabilité thermique ou par le composant solutal.

Un model généralisé est utilisé par Nithiaxasu[36] en convection naturelle bidiffusive dans une cavité poreuse saturée, où l'une des parois verticales est soumise à un flux de transfert de chaleur et de masse. Des investigations sont menées sur les effets du rapport de flottabilité et des nombres de Rayleigh, Biot et Darcy sur le transfert de chaleur et de masse. Les résultats montrent que la condition d'iso-concentration peut être atteinte en augmentant le coefficient de transfert de masse (nombre de Biot solutal) à une valeur très élevée.

Mamou et al. [37] ont étudié le même problème dans une cavité rectangulaire, les conditions de flux de chaleur et de masse uniformes imposées le long des deux parois latérales de la cavité entraînent des écoulements de chaleur et de masse, qui peuvent être aidants ou opposés. Une vaste série de simulations numériques est réalisée dans les gammes ($1 \leq R_T \leq 165$), ($1 \leq Le \leq 10^3$), ($-20 \leq N \leq 20$) et $A=1$, où R_T , N et A , pour le cas des flux aidants ($N>0$), le comportement de la convection double diffusion est en accord qualitatif avec les différents résultats numériques. Pour les flux opposés ($N<0$), l'existence de multiples résultats est démontrée. Il est observé que pour une valeur donnée de N , les nombres de Lewis et de Rayleigh ont une influence sur le domaine de l'existence de ces multiples résultats. Les résultats concernant les nombres de Nusselt et de Sherwood sont donnés en fonctions des paramètres de contrôle mentionnés. Il est constaté aussi que les effets du rapport de flottabilité sont assez important sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur et de masse, en particulier pour le cas des flux opposés.

Amahmid et al. [38] ont étudié analytiquement et numériquement la convection naturelle thermosolutale dans une couche poreuse verticale soumise à des flux de chaleur et de masse uniformes. Ils ont utilisé le model de Brinkman et ont considéré la situation particulière où les forces de volume thermiques et solutales sont opposées et de même intensité. Une solution analytique basée sur l'hypothèse d'un écoulement parallèle est développée pour des rapports de forme A de la matrice poreuse suffisamment élevés. Les nombres de Rayleigh critiques au-delà desquels les mouvements convectifs sont déterminés analytiquement en fonction des nombres de Lewis Le et de Darcy Da . Les résultats du model de Darcy et ceux du milieu fluide ($Pr \geq 0.5$) sont correctement prédits par le model de Brinkman pour les faibles et grands nombres de Darcy.

Dans une étude étendue, les mêmes auteurs considèrent une cavité poreuse carrée partiellement chauffée par le bas tandis que sa surface supérieure est refroidie à température constante. Les parois verticales de la matrice poreuse sont soumises à un gradient de concentration horizontal en ajoutant l'effet d'un autre paramètre (la position relative de l'élément chauffant par rapport à l'axe vertical de la cavité ($\delta=0$ et 0.5)), la multiplicité des solutions est explorée lorsque l'élément chauffant est déplacé vers une limite verticale ($\delta=0.5$).

Bennacer et al. [39] ont étudié numériquement et analytiquement le transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux anisotrope, ils ont appliqué l'analyse d'échelle pour prédire analytiquement l'évolution du transfert de chaleur et de masse en fonction de l'anisotropie thermique. Les résultats numériques sont analysés en termes de transfert moyen de chaleur et de masse sur les parois verticales de la cavité et montrent donc l'existence d'un maximum de transfert de masse pour un rapport d'anisotropie critique.

Bourich et al. [40] ont présenté des résultats numériques de la convection naturelle bidimensionnelle à double diffusion dans une cavité poreuse carrée soumise à des gradients croisés de chaleur et de concentration de soluté. Les paramètres régissant le problème sont le nombre de Rayleigh thermique ($100 \leq Ra \leq 200$), le nombre de Lewis ($0.1 \leq Le \leq 10$) et le rapport de flottabilité ($-10 \leq N \leq 10$). Les effets des paramètres gouvernants la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur et de masse sont analysés. Il est démontré que la force de flottabilité solutale induite par des gradients de concentration horizontale élimine la multiplicité des solutions obtenues en convection thermique pure lorsque N dépasse une valeur critique qui dépend notamment de Le et Ra .

Benissaad et Ouazaa [41] ont effectué une étude pour le cas d'une cavité allongée soumise à des flux uniformes de chaleur et de masse, en se basant sur l'hypothèse d'un écoulement parallèle pour obtenir une solution analytique décrivant les champs de fonction de courant, de température et de concentration dans la région centrale de la cavité. Les résultats obtenus ont montré un excellent accord entre la solution analytique et la simulation numérique. Les auteurs ont analysé l'effet des paramètres de contrôle sur l'écoulement et sur les transferts de chaleur et de masse ainsi que le calcul exact du nombre de Rayleigh thermique critique.

Zhao et al. [42] ont présenté une étude numérique de l'écoulement convectif à double diffusion d'un milieu binaire dans une enceinte poreuse soumise à un chauffage localisé et une concentration d'un côté. Le modèle physique de l'équation de conservation de la quantité de mouvement utilise l'équation de Darcy–Brinkman, qui tient compte des termes de viscosité, des simulations numériques ont été menées dans la gamme de $-15 \leq N \leq +14$, $10^{-3} \leq Le \leq 10^2$, $10^{-8} \leq Da \leq 10^2$ et $0,125 \leq L \leq 0,875$ et également l'emplacement de l'élément chauffant. Les résultats sur un fluide visqueux pur considèrent le modèle actuel comme un cas limité. Des lignes de courant, des isoconcentriques, des isothermes sont produites et examinés pour plusieurs emplacements de l'élément chauffant, afin d'illustrer la transition de

la structure de l'écoulement pour le cas opposant à dominance solutale et celui aidant à dominance thermique. Les valeurs globales des nombres de Nusselt et Sherwood calculées fournissent des indications pour localiser l'élément chauffant.

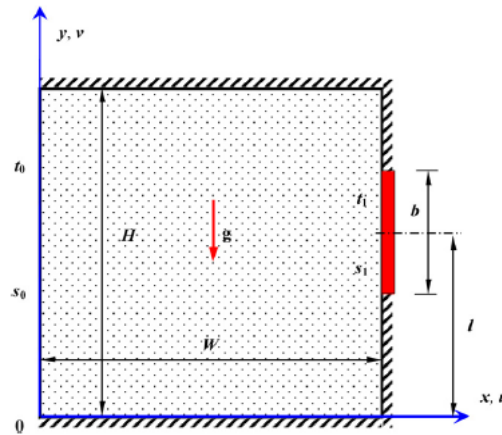


Figure 2.5 Paroi chauffée partiellement

Baytas et al.[43] ont analysé la convection naturelle double diffusive entre une couche poreuse saturée et une couche de fluide sus-jacente dans une enceinte en utilisant le modèle d'écoulement non Darcien. Le problème a été étudié pour deux cas à savoir le cas I, où l'interface entre le fluide et la couche poreuse est horizontale, et le cas II où l'interface contient une marche de hauteur a . Le flux du fluide et le transfert de chaleur et de masse ont été examinés pour différentes valeurs de la hauteur de marche et des nombres de Rayleigh et Darcy. Les résultats montrent que la hauteur de la marche à l'interface a un effet significatif sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur et de masse à proximité des parois gauche et à droite de l'enceinte composite. La principale conclusion de cette étude est que si l'interface fluide/poreuse n'est pas horizontale, avec un changement de hauteur, la convection de la chaleur et de la masse sont radicalement modifiées. Le flux est dans le sens horaire dans la région de la couche fluide et poreuse et transporte de la chaleur et de masse des parois gauches aux parois droites, pour $A = 0$, avec $A = a/L$. La situation de transfert de chaleur et de masse la plus faible se produit pour $A = 1/4$. Ces résultats sont très importants pour les

problèmes d'isolation et pour la réduction de la chaleur et de la masse dans les systèmes confinés.

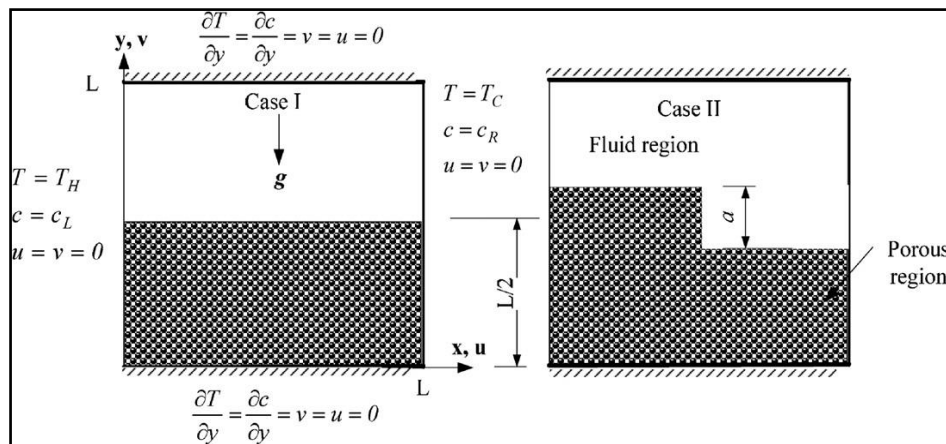


Figure 2.6 Couche poreuse avec palier

Safi et Benissaad [44] ont mené une étude des transferts de chaleur et de masse dans une enceinte rectangulaire remplie d'une matière poreuse anisotrope en perméabilité saturée par un fluide binaire. Le modèle mathématique utilisé est celui de Darcy–Brinkman–Forchheimer. Les équations de continuité, du mouvement, de l'énergie et de masse sont numériquement résolues par la méthode des volumes finis. Ils ont analysé l'influence de l'anisotropie en perméabilité et d'autres paramètres sur les transferts de chaleur et de masse. Les résultats obtenus montrent que les nombres de Nusselt et de Sherwood croissent en augmentant l'anisotropie en perméabilité pour différents Nombre de Darcy.

Sofen et al. [45] ont mené une étude en se focalisant sur l'analyse de la flottabilité opposée à double convection naturelle diffusive dans une cavité poreuse carrée ayant des parois thermiques et solutales partiellement actives. Cinq différentes zones partiellement actives sont considérées le long des parois verticales, tandis que les parties restantes des parois verticales ainsi que les parois supérieure et inférieure de la cavité sont maintenues adiabatiques et imperméables. Le modèle de Darcy–Brinkman–Forchheimer est utilisé pour étudier

l'écoulement, le transfert de chaleur et de soluté dans un milieu poreux. Des simulations numériques ont été effectuées pour différentes combinaisons de zones partiellement actives afin de montrer leur effet sur le transfert de chaleur et de masse. Les paramètres qui affectent le processus tels que: le taux de flottabilité, le nombre de Darcy et les emplacements des zones actives ont été étudiés.

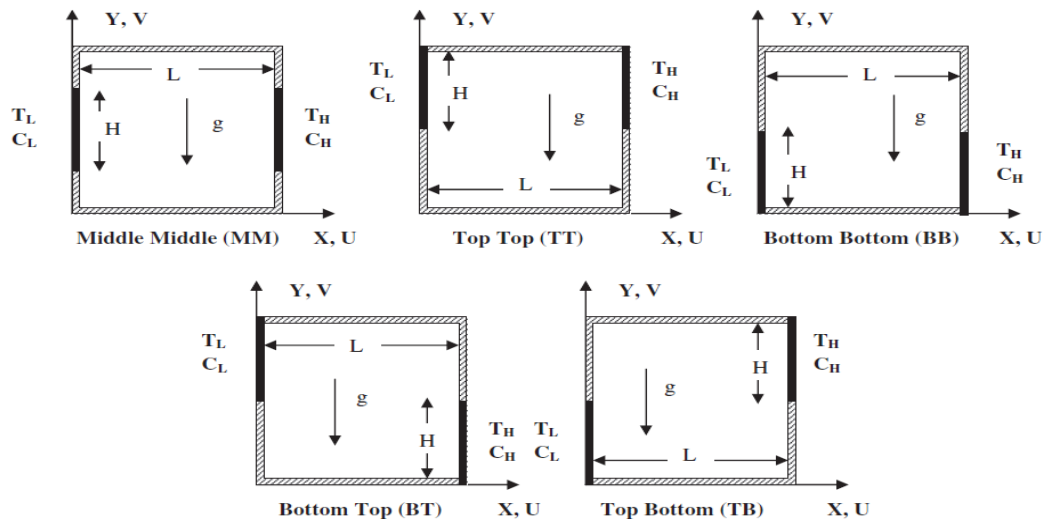


Figure 2.7 Différentes positions de chauffage

Sabyasachi et Sibani [46] ont examiné les effets du taux de flottabilité sur la convection naturelle à double diffusion instationnaire dans une cavité poreuse avec des conditions aux limites uniformes et non uniformes pour diverses valeurs de rapport de flottabilité et du nombre de Rayleigh. Les auteurs ont étudié les lignes de courant, les isothermes, les isoconcentrations, le nombre de Nusselt moyen et local, le nombre de Sherwood moyen et local, le changement d'aspects d'écoulement par rapport au temps. Les résultats obtenus sont en excellent accord avec les travaux publiés. Le changement de la structure d'écoulement pour un rapport de flottabilité élevé a une influence significative sur le champ de concentration, lorsque le rapport de flottabilité est égal à $N = -50$, la force de flottabilité solutale est dans la direction opposée de la force de flottabilité thermique. Lorsque le rapport

de flottabilité $N=1$, les forces de flottabilité thermique et solutale sont égales. Pour $N=50$, la force de flottabilité solutale est dans le même sens que la force de flottabilité thermique.

Azeem et al. [47] ont examiné les transferts de chaleur et de masse dans une cavité poreuse carrée ayant une petite paroi solide où un bloc est inséré à divers endroits sur la surface inférieure. L'objectif principal de cette étude est d'étudier l'effet de la taille de ce bloc solide et de son emplacement sur le transfert double convectif. Les deux comportements thermique et dynamique sont régis par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de concentration. La surface gauche de la cavité est maintenue à une température et une concentration plus élevées, T_h et C_h par rapport à celle de la surface droite à T_c et C_c . Les résultats sont présentés en termes de profils thermiques, de concentration et d'écoulement de fluide à travers la cavité poreuse. L'étude a montré un effet significatif du bloc sur le comportement thermique ainsi que dynamique dans la cavité. Il est également noté que la variation de température à l'intérieur de la paroi solide diminue en raison du déplacement du bloc solide vers la surface droite. L'augmentation de la hauteur du solide déplace la répartition de la concentration vers la section ascendante de cavité. La valeur de la fonction de flux est maximale pour le cas d'un bloc placé à la surface droite de la cavité. Le nombre de Nusselt est très influencé par l'emplacement du bloc par rapport au nombre de Sherwood. La variation du nombre de Nusselt et Sherwood suit un aspect linéaire lorsque le solide est placé près de la surface chaude, mais cet effet a diminué lorsque le solide est déplacé vers la surface froide. D'ailleurs, l'influence de la conductivité thermique est plus forte pour un solide plus long.

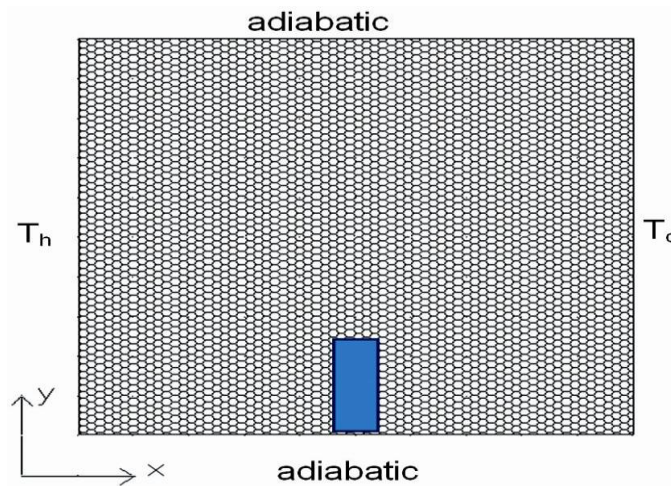


Figure 2.8 Configuration avec élément de chauffage

2.5 Etudes expérimentales

Kladas et Prasadt[48] ont mené des études comparatives théoriques qu'expérimentales sur la convection naturelle dans une cavité poreuse horizontale de rapport d'aspect $A = 5$ chauffée par le bas. Un bon accord est obtenu entre les deux résultats. Une large série des paramètres gouvernants sont couverts par une sélection rigoureuse de la taille de matériau solide et fluide. Ces résultats confirment celles obtenues par les solutions théoriques basées sur la formulation des équations de mouvement de Darcy-Brinkman-Forchheimer (DBF) concernant les effets des paramètres d'écoulement de fluide (Rayleigh et Prandtl ainsi que Darcy et Forchheimer) et le rapport des conductivités. Le modèle d'écoulement DBF, avec une porosité et une conductivité thermique variables dans les régions à côté des parois est décrit bien raisonnablement en comparaison avec les données expérimentales. Cependant, la différence entre les prédictions et les mesures augmente chaque fois que le rapport de la conductivité thermique solide-fluide devient très grand.

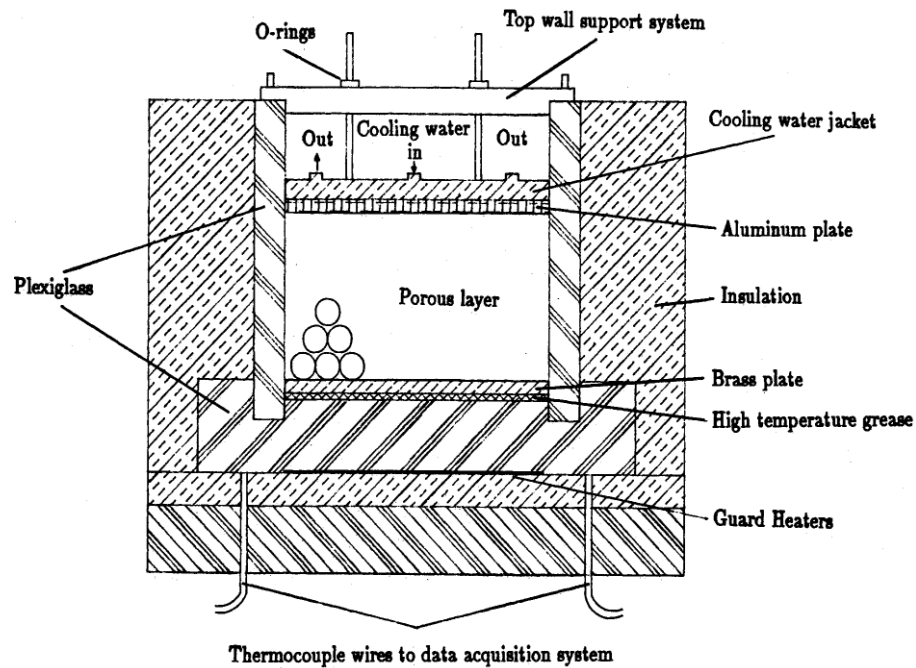


Figure 2.9 Un dispositif expérimental

Suite à cette analyse de littérature on a constaté que la plupart des études consacrées au transfert couplé dans les milieux poreux sont réalisées en utilisant le modèle de Darcy qui ne prend pas en considération des effets des termes visqueux imposés par les frottements sur les frontières solides, ainsi que les effets d'inertie dus aux vitesses d'écoulement élevées. C'est pourquoi on s'est intéressé dans la présente étude au modèle de Darcy- Brinkman-Forscheimer qui permet de prédire les mécanismes de transfert d'une manière plus précise.

Chapitre III

MODELES PHYSIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

3.1 Introduction

La modélisation des écoulements et des phénomènes de transport dans les milieux poreux est effectuée par une formulation empirico-théorique. Une grande variété d'applications à différents aspects peut être réalisée pendant l'écoulement et le transport dans les milieux poreux.

Pour un milieu poreux saturé, homogène et isotrope le phénomène est régi par les équations de conservation de quantité de mouvement (la loi de Darcy généralisée tenant compte des modifications de Brinkman et de Forchheimer), l'équation de conservation de masse ou continuité, l'équation de l'énergie et l'équation de concentration.

3.2 Equation de conservation de la quantité de mouvement en milieu poreux

Suivant une analogie aux équations de Navier – Stokes régissant l'écoulement convectif dans les milieux fluides, plusieurs modèles décrivant le phénomène de l'écoulement de fluide dans les milieux poreux ont été proposés. La première modélisation des phénomènes de transport dans les milieux poreux a été suggérée par Darcy en 1856. Dans le but d'élargir son domaine de validité, des corrections ont été introduites pour tenir compte des effets des frottements visqueux (extension de Brinkman), et des effets d'inertie (extension de Forchheimer).

3.2.1 Modèle de Darcy

La majorité des études pertinentes existantes sur les phénomènes d'écoulement de chaleur et de fluide à travers des milieux poreux utilisent le modèle d'écoulement de Darcy (loi de Darcy). Ce modèle comporte une équation de moment linéaire, qui déclare (en l'absence de force de gravité) à travers des expériences en 1856, que la vitesse volumétriquement

moyenne dans n'importe quelle direction est proportionnelle au gradient de pression dans cette direction. Mathématiquement, il peut s'écrire [49].

$$\vec{\nabla} P = - \frac{\mu \vec{V}}{K} \dots\dots\dots 3.1$$

Ou, $\vec{V}$ est la vitesse de filtration, μ est la viscosité dynamique du fluide, K la perméabilité du milieu poreux et $\vec{\nabla} P$ le gradient de la pression appliquée.

L'un des principaux avantages de la loi de Darcy est qu'elle rend l'équation de moment linéaire. Cependant, suite à des expériences réalisées plus tard, il a été observé que cette linéarité n'était pas valide lorsque le débit augmente. En effet, dans cette loi, l'influence de la nature du fluide sur l'écoulement, notamment les conditions aux limites hydrodynamiques traduisant le glissement aux parois ne sont pas prises en compte quel que soit le fluide considéré. En plus elle, ne tient pas compte non plus des effets d'inertie. Par conséquent, cette loi est limitée à une vitesse maximale. De nombreux chercheurs ont donc tenté d'élargir le domaine de validité, en apportant des corrections au modèle de Darcy.

3.2.2 Extensions de la loi de Darcy

La loi de Darcy reste valable pour les écoulements laminaires en milieux poreux à des nombres de Reynolds (basée sur la taille des vides ou la taille des nanoparticules) très faible.

La loi de Darcy représente une résistance des frottements appliqués par les particules solides sur l'écoulement du fluide. Depuis le développement du modèle d'écoulement de Darcy, plusieurs tentatives ont été faites pour le dériver analytiquement à partir de l'équation de Navier-Stokes. Ces dérivations montrent que le modèle d'écoulement de Darcy est limité à un écoulement dans lequel les forces visqueuses dominent sur les forces d'inertie. En supposant

un nombre de Reynolds correctement défini, R_{ep} (basé sur le diamètre moyen des pores d_p), le critère général pour l'applicabilité du modèle d'écoulement de Darcy est [49] :

$$R_{ep} = \frac{\rho U d_p}{\mu} \leq 1 \quad \dots\dots\dots 3.2$$

3.2.3 Extension de Forchheimer

L'équation de Darcy (1.3) est linéaire. Des preuves expérimentales ont montré que cette équation était insuffisante pour décrire les écoulements si v est suffisamment petite. En pratique, «suffisamment petite» signifie que le nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement est d'ordre unité ou plus petite. En effet une transition vers la non linéarité de la loi de Darcy apparaît d'une façon progressive dans l'intervalle de Re de 1 à 10. Cette limitation a incité Forchheimer à proposer un terme de vitesse en plus du terme de Darcy pour rendre compte des effets d'inertie dans la chute de pression au fur et à mesure que le fluide traverse le milieu poreux. Le modèle d'écoulement de Darcy étendu par Forchheimer est considéré comme le premier modèle d'écoulement non Darcien. Mathématiquement, il peut s'écrire [49].

$$\nabla \vec{P} = -\frac{\mu}{K} \vec{V} - C_f K^{-1/2} \rho_f |\vec{V}| \vec{V} \quad \dots\dots\dots 3.3$$

Où C_f , est le coefficient du terme de Forchheimer, il peut être estimé, pour les milieux poreux granulaires, par la relation :

$$C_f = \frac{1.75}{(150\varepsilon^3)^{1/2}}$$

3.2.4 Équation de Brinkman

Dans le cas d'un régime plus important que celui de Darcy, traduit par une perméabilité K plus élevée, Brinkman considère que les effets des frottements de l'écoulement à travers une

matrice de particules ne sont plus négligeables, et que les termes de viscosité classique de Stokes devraient être pris en compte dans la loi de Darcy. Brinkman considère que La force agissant sur une seule particule dans un courant lent est calculée dans le champ de vitesse d'écoulement de Stokes, tandis que l'écoulement à travers une matrice de particules(milieu poreux) est décrit par le modèle d'écoulement de Darcy. Par conséquent, il a estimé que la force sur une particule située dans un ensemble de particules pourrait être calculée comme s'il s'agissait d'une particule solide contenue dans un milieu poreux. Mathématiquement, la loi de Darcy corrigée par Brinkman peut s'écrire[50]:

$$\overline{\nabla P} = -\frac{\mu}{K} \vec{V} + \tilde{\mu} \nabla^2 \vec{V} \quad \dots 3.4$$

Selon Brinkman. La difficulté à utiliser ce modèle est d'évaluer la viscosité effective du milieu $\tilde{\mu}$. En effet, ce paramètre dépend de la porosité et de la géométrie du milieu, plusieurs corrélations existent dans la littérature, nous considérons dans notre étude la proposition de Brinkman, qui estime que la viscosité effective du milieu et celle du fluide sont les mêmes. $\tilde{\mu} = \mu$.

3.2.5 Équation de quantité de mouvement généralisée, Formulation vectorielle

Dans d'autres études de l'écoulement de fluide à travers des milieux poreux, les modèles d'écoulement à extension, Forchheimer-Darcy et Brinkman-Darcy ont été groupés et généralisés en tant que modèle d'écoulement Darcy-Brinkman-Forchheimer (abrégé, modèle d'écoulement DBF) qui peut être écrit sous la forme suivante .

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} \frac{\vec{V}}{\varepsilon} \right) = \underbrace{(-\nabla \vec{P})}_{(a)} + \underbrace{\rho_f \cdot \vec{g}}_{(c)} + \underbrace{\nabla \cdot (\mu \nabla \vec{V})}_{(d)} - \underbrace{\frac{\mu}{K} \vec{V}}_{(e)} - \underbrace{C f K^{-1/2} \rho_f |\vec{V}| \vec{V}}_{(f)} \quad \dots 3.5$$

Avec :

- (a) effets d'accélération macroscopiques (généralement négligeables),
- (b) gradient de pression,
- (c) forces de volume,
- (d) terme de Brinkman (rendant compte des effets visqueux à l'échelle macroscopique),
- (e) terme de Darcy (résultant des effets de viscosité à l'échelle microscopique),
- (f) terme de Forcheimer (traduisant l'influence des effets d'inertie).

Choi et Kułacki [49] ont étudié l'influence des termes inertiels et visqueux sur le profil de vitesse. Leurs résultats (Fig.3.1) montrent que le terme visqueux de Brinkman contribue d'une façon significative sur l'écart par rapport au résultat obtenu lorsque le modèle d'écoulement de Darcy est utilisé, alors que la contribution du terme d'inertie est négligeable.

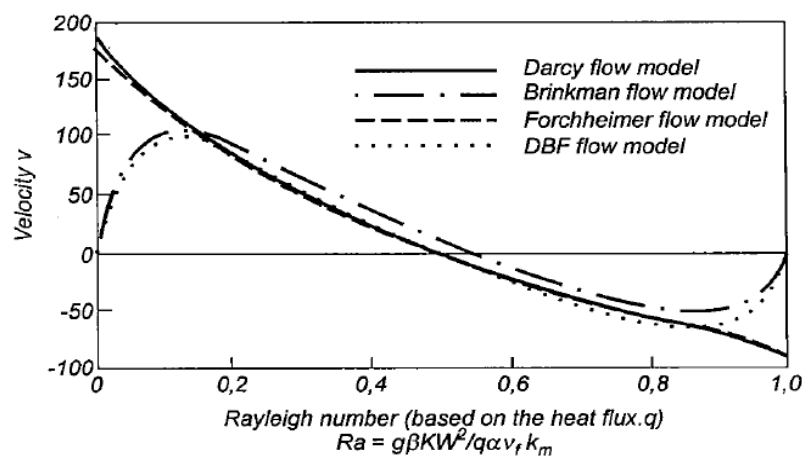


Figure 3.1 Effets des termes de viscosité et d'inertie sur les profils de vitesse pour la convection naturelle dans un milieu poreux [49]

3.3 Modélisation du transfert de chaleur par convection

Dans ce qui suit on va établir l'équation du transfert de chaleur par convection dans un milieu poreux. Pour un fluide homogène, l'équation régissant le transfert de chaleur est obtenue d'après le principe de la conservation de l'énergie [50].

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) = k \nabla^2 T \quad \dots\dots\dots 3.6$$

Avec, ρ la masse volumique du fluide, C_p la chaleur spécifique, et k la conductivité thermique. Cette forme d'équation peut être étendue et adoptée pour les écoulements dans un milieu poreux. Pour cela des approximations supplémentaires nécessaires ont été considérées, à savoir :

1. T , représente la température moyenne dans le VER et des deux phases fluide et solide en même temps cette hypothèse est appelée équilibre thermique ($T_f = T_s = T$).
2. Le terme d'advection fait référence au transfert d'énergie par la phase fluide. D'où le multiplicateur est $(\rho C_p)_f$ selon la phase fluide.
3. dans le terme de droite (3.6) la conductivité thermique sera la conductivité thermique équivalente ou effective du milieu poreux, notée k_m .
4. Les pores sont interconnectés pour former un milieu homogène isolé du milieu solide. Ainsi, l'équation de l'énergie thermique dans le milieu poreux peut être exprimée comme :

$$(\rho C_p)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C_p)_f u \cdot \nabla T = k_m \nabla^2 T \quad \dots\dots\dots 3.7$$

Des expressions reliant les propriétés thermophysiques des phases solide et fluide avec ceux du milieu poreux ont été largement discutées dans la littérature, ces propriétés dépendent essentiellement de la porosité et la géométrie de la matrice du milieu. Les corrélations les plus

simples pour la chaleur spécifique et la conductivité thermique équivalentes sont données par :

$$(\rho C)_m = \varepsilon(\rho C)_f + (1 - \varepsilon)(\rho C)_s$$

$$k_m = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon)k_s$$

Les modèles utilisés pour évaluer la conductivité thermique effective sont fondés sur l'identification du milieu poreux comme une structure géométrique simple régulière.

Parmi les modèles les plus usuels, les modèles série et parallèle, supposant les milieux poreux constitués de strates de solide et de fluide perpendiculaires (modèle série) et parallèles (modèle parallèle) au flux de chaleur, conduisent respectivement aux valeurs limites inférieure et supérieure lorsque k_f et k_s sont fixées. La conductivité thermique du milieu poreux k_m dépend en général des conductivités thermiques des phases fluide et solide k_f, k_s respectivement, Une disposition parallèle des phases donne la limite inférieure par le modèle analytique de Maxwell.

$$\frac{k_m}{k_f} = \frac{\frac{(3-2\varepsilon)k_s}{k_f} + 2\varepsilon}{3 - \varepsilon + \varepsilon k_s/k_f}$$

3.4 Equation de transfert de masse

$$\varepsilon \frac{\partial C}{\partial t} + \nabla \cdot \nabla C = D_m \nabla^2 C \quad \dots\dots\dots 3.8$$

Ou D_m est la diffusivité massique du milieu poreux.

3.5 Formulation mathématique du problème

Le problème considéré dans notre travail consiste à une étude numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans une cavité poreuse fermée, de longueur de côté L, le fluide occupant les pores est l'air, La configuration est illustrée sur la figure 3.2. Les parois

verticales sont maintenues à des températures différentes et constantes, alors que les faces haute et basse sont adiabatiques et imperméables. L'écoulement convectif est induit par les forces de volume d'origine thermique et massiques résultantes des conditions aux limites imposées aux parois verticales.

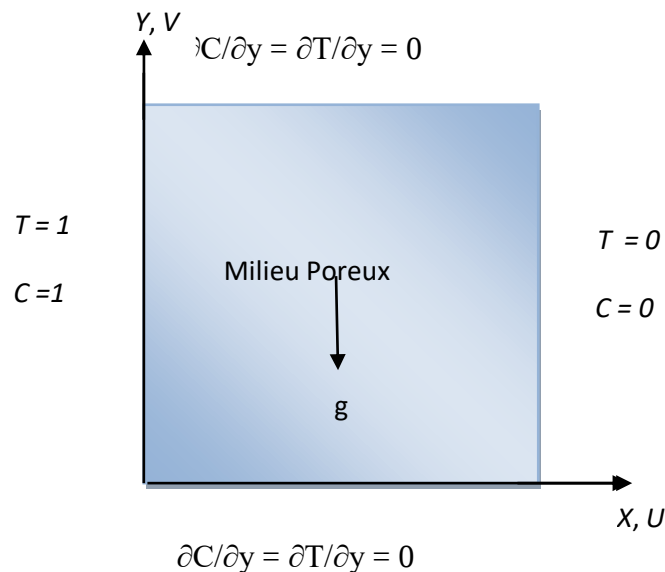


Figure 3. 2 Model physique et conditions aux limites.

3.5.1 Hypothèses simplificatrices

Dans le but de simplifier les équations régissant le phénomène de transport dans les milieux poreux, on fait recours à certaines approximations simplificatrices:

- ❖ Dissipation visqueuse négligeable
- ❖ Pas de source de génération de chaleur ou de masse
- ❖ Le fluide dans la cavité étudiée est considéré comme newtonien et incompressible
- ❖ Le milieu poreux est supposé homogène, isotrope et en équilibre thermique
- ❖ Ecoulement du fluide supposé laminaire, bidimensionnel et stationnaire
- ❖ Pas de réaction chimique, et effets de radiation négligeables
- ❖ l'écoulement obéit à l'approximation de Boussinesq. Les propriétés thermophysiques du

fluide sont supposées constantes et sont évaluées à la température et concentration de références, à l'exception de la masse volumique dans le terme des forces de volume qui dépend linéairement de la température et de la concentration, et nous posons :

$$\rho(T, C) = \rho_0 [1 - \beta_T(T - T_0) - \beta_C(C - C_0)] \quad \dots\dots 3.9$$

β_T et β_S sont respectivement les coefficients d'expansion thermique et massique données par:

$$\beta_T = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_C \text{ et } \beta_C = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial C} \right)_T \quad \dots\dots 3.10$$

Compte tenu de ces hypothèses simplificatrices, pour un milieu poreux saturé, homogène et isotrope le phénomène de convection naturelle bidifusive est régi par les équations de conservation de quantité de mouvement (la loi de Darcy généralisée tenant compte des modifications de Brinkman et de Forchheimer), équation de conservation de masse ou continuité, équation de l'énergie, et équation de concentration de masse. Le système d'équations le plus largement utilise est:

L'équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \dots\dots\dots 3.11$$

L'équation de la quantité de mouvement suivant x :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\nu}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\nu}{K} u - \frac{F_C}{\sqrt{K}} u \sqrt{u^2 + v^2} \quad \dots\dots 3.12$$

L'équation de la quantité de mouvement suivant y :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\nu}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g[\beta_T(T - T_0) + \beta_C(C - C_0)] - \frac{\nu}{K} v - \frac{F_C}{\sqrt{K}} v \sqrt{u^2 + v^2}. \quad 3.13$$

L'équation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \dots\dots\dots 3.14$$

L'équation de transfert de masse

$$u \frac{\partial c}{\partial x} + v \frac{\partial c}{\partial y} = D_m \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) \dots\dots\dots 3.15$$

Avec : $F_C = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^3}}$, et la diffusivité thermique : $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$.

3.5.2 Conditions aux limites

$$A \quad X = 0: \quad U = V = 0, \quad T = 1 \quad C = 1$$

$$A \quad X = 1: \quad U = V = 0, \quad T = 0 \quad C = 0$$

$$A \quad Y = 0: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad \frac{\partial C}{\partial Y} = 0$$

$$A \quad Y = 1: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad \frac{\partial C}{\partial Y} = 0$$

3.6 Adimensionalisation

Les équations dimensionnelles sont développées sous forme adimensionnelle par l'utilisation des variables caractéristique suivantes :

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{uL}{\alpha}, \quad V = \frac{vL}{\alpha}, \quad P = \frac{pL^2}{\rho\alpha^2}, \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0}, \quad C = \frac{C - C_0}{C_1 - C_0}$$

Nous obtenons les équations adimensionnelles, sous la forme suivante :

L'équation de continuité:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \dots\dots\dots 3.16$$

L'équation de la quantité de mouvement suivant x:

$$\frac{1}{\varepsilon^2} U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\varepsilon^2} V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\text{Pr}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \frac{\text{Pr}}{Da} U - \frac{1.75}{\sqrt{150}} \frac{\sqrt{U^2 + V^2}}{\sqrt{Da}} \frac{U}{\varepsilon^{3/2}} \dots\dots\dots 3.17$$

L'équation de la quantité de mouvement suivant y :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\varepsilon^2} U \frac{\partial V}{\partial X} + \frac{1}{\varepsilon^2} V \frac{\partial U}{\partial Y} = \\ & - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\text{Pr}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \frac{\text{Pr}}{Da} V - \frac{1.75}{\sqrt{150}} \frac{\sqrt{U^2 + V^2}}{\sqrt{Da}} \frac{V}{\varepsilon^{3/2}} + Ra \text{Pr} \theta + NRa \text{Pr} C. \end{aligned} \quad \dots\dots\dots 3.18$$

L'équation d'énergie :

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

L'équation de transfert de masse :

$$U \frac{\partial C}{\partial X} + V \frac{\partial C}{\partial Y} = - \frac{1}{Le} \left(\frac{\partial^2 C}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2} \right) \quad \dots\dots\dots 3.20$$

Suite à cette adimensionalisation, nous notons la présence de quatre grandeurs adimensionnels caractérisant le problème étudié, à savoir, le nombre de Prandtl Pr , le nombre de Rayleigh Ra , le nombre de Darcy Da , le nombre de Lewis, et la porosité ε . X et Y sont des coordonnées sans dimension variant le long des directions horizontale et verticale, respectivement; U et V sont des composantes de vitesse sans dimension dans les directions X et Y , respectivement; θ est la température sans dimension et C représente la concentration sans dimension.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad Da = \frac{K}{L^2}, \quad Ra = \frac{g\beta(T_H - T_C)L^3 \cdot \text{Pr}}{\nu^2}, \quad \varepsilon = \frac{\text{volume des pores}}{\text{volume total}}, \quad Le = \frac{\alpha}{D}$$

La solution du problème non dimensionnel dépend des valeurs des paramètres de contrôle et des conditions aux limites adimensionnelles nécessaires pour la résolution des équations de ce système. Ces conditions sont les suivantes :

$$A \quad X = 0: \quad U = V = 0, \quad \theta = 1 \quad C = 1$$

$$A \quad X = 1: \quad U = V = 0, \quad \theta = 0 \quad C = 0$$

$$A \quad Y = 0: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad \frac{\partial C}{\partial Y} = 0$$

$$A \quad Y = 1: \quad U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad \frac{\partial C}{\partial Y} = 0$$

3.7 Transfert de chaleur et de masse

Pour l'analyse des taux de transfert de chaleur et de masse dans la cavité étudiée, il faut déterminer les quantités physiques d'intérêt, soient les nombres locaux et moyens de Nusselt et Sherwood:

$$Nu = -\frac{\partial \theta}{\partial x} \quad \text{et} \quad \overline{Nu} = -\int_0^1 \frac{\partial \theta}{\partial x} dY \quad 3.21$$

$$Sh = -\frac{\partial C}{\partial x} \quad \text{et} \quad \overline{Sh} = \int_0^1 \frac{\partial C}{\partial x} dY \quad 3.22$$

3.8 Procédure de calcul et validation

3.8.1 Introduction

Les équations gouvernantes régissant les transferts de chaleur et de masse sont fortement couplées et non linéaires, En général, Ces équations n'admettent pas de solutions analytiques exactes, sauf dans des cas simplifiés, ce qui nous oblige de faire appel aux méthodes numériques. Parmi ces méthodes, on peut citer la méthode des éléments finis, méthode des différences finies et la méthode des volumes finis. Dans ce qui suit, nous allons exposer la procédure de simulation numérique en utilisant le Logiciel Fluent, ce dernier est basé sur la méthode des volumes finis.

3.8.2 Logiciel FLUENT

FLUENT, développé par Fluent Inc, est un logiciel de calcul de la dynamique des fluides (CFD), utilisé avec succès pour simuler différents problèmes d'écoulement de fluide, le transfert de chaleur et les réactions chimiques dans deux et trois dimensions d'espace, comme il est utilisé aussi dans une grande variété de branches industrielles et de recherche universitaire, les industries automobile et aérospatiale, la métallurgie et la production d'énergie. En utilisant un solveur basé sur la méthode des volumes finis, programmé en langage C. FLUENT fournit la capacité à utiliser différents modèles physiques tels que l'écoulement incompressible ou compressible, visqueux ou non visqueux, laminaire ou turbulent, etc. La génération de géométrie et de grille se fait à l'aide de GAMBIT le préprocesseur fourni avec FLUENT.

3.8.3 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis, est à l'origine de nombreux codes de simulation numérique: FLUENT, STAR-CD, CFX, FINE-TURBO, PHONEICS. Cette méthode consiste à transformer un problème exact et continu en un problème approché et discret. Comme chaque méthode numérique, elle comporte une phase de maillage et une phase de discrétisation.

Le maillage : il consiste à diviser le domaine physique en plusieurs intervalles réguliers appelés volumes de contrôle, limités par des nœuds, et identifiés chacun par un couple d'indice (i, j) (maille), remplissant tout le domaine étudié sans laisser d'interstices,

La discrétisation : cette phase consiste à discrétiser le domaine physique étudié en un domaine de calcul qui se compose d'un nombre fini de volumes. Les bilans des grandeurs étudiées seront exprimés sur ces volumes de contrôle. Cette méthode est généralement utilisée pour la solution numérique des problèmes de transferts, cette méthode a été bien détaillée par PATANKAR [52].

3.8.4 Couplage Pression –Vitesse

Le gradient pression figurant dans les équations de conservation de quantité de mouvement rend leur résolution plus compliquée, pour la principale raison que cette pression est inconnue et constitue de ce fait l'une des variables du problème. La solution passe par la définition des vitesses sur un maillage décalé "Staggeredgrid", et l'emploi d'algorithmes tels que "SIMPLE" pour résoudre ce lien ou faire le couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes "SIMPLE" est essentiellement une procédure d'estimation et correction pour le calcul de la pression sur un "maillage décalée" et des composantes de la vitesse [52].

Plusieurs itérations de la boucle de solution (figure 3.1) doivent être effectuées avant la convergence vers la solution, chacune des itérations est effectuée comme suit:

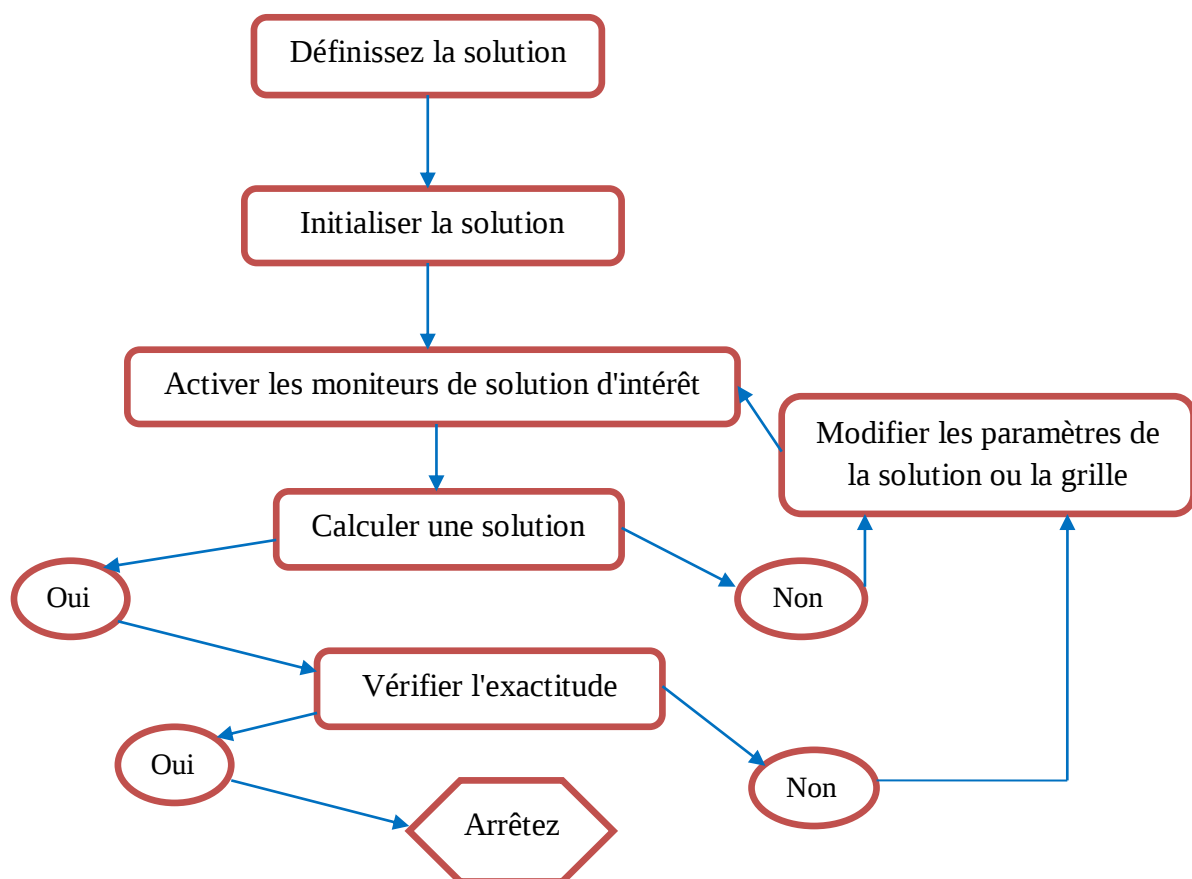


Figure.3.1. Algorithme de l'approche numérique utilisée [55].

Critère de convergence

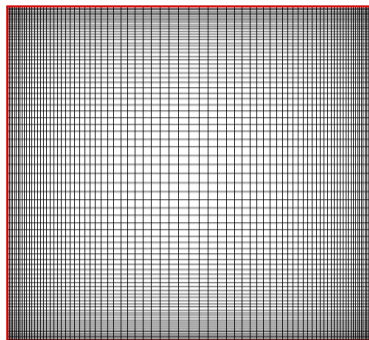
Le critère de convergence est basé sur les résidus qui sont calculés à partir des corrections dans les variables, pression, vitesse, température... du problème entre la présente itération et l'itération précédente. Dans notre cas la solution converge quand les résidus sont $\leq 10^{-6}$.

3.8.5 Effet et choix du maillage

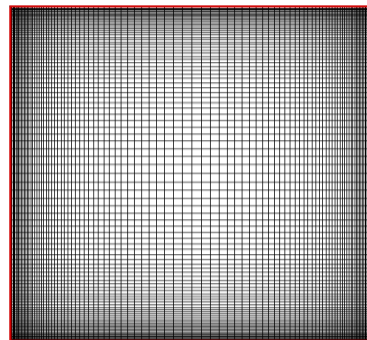
Dans l'objectif d'avoir un choix optimisé, et de nous assurer de l'indépendance de la solution numérique du maillage, des essais de calculs ont été exécutés pour différents maillages uniformes (figure 3.2), et ce pour les deux cas considérés dans notre étude. La convection purement thermique, et la convection bidiffusive. Une grille uniforme dans la direction X et Y a été utilisée dans tous les calculs. La convergence du maillage a été étudiée dans le cas d'une cavité carrée avec des valeurs de $Ra=10^5$, $Da= 10^{-2}$ et $\varepsilon = 0.4$ et des maillages de (82 x 82) à (222 x 222). Les paramètres utilisés dans ces calculs sont : le nombre de Nusselt moyen Nu , et les vitesses maximales aux milieux de la cavité horizontale et verticale U_{max} et V_{max} . Les résultats sont présentés sur le Tableau 3.1. Le maillage optimal est choisi quand l'influence de variation du maillage sur les paramètres sera négligeable. Les résultats montrent qu'un maillage d'ordre 182 x 182 est suffisant pour avoir une meilleure présentation des résultats.

Tableau 3.1 Effet de la taille du maillage sur la vitesse maximale horizontale, verticale et le nombre de Nusselt moyen. Pour $Ra=10^5$, $Da=10^{-2}$ et $\varepsilon=0.4$.

Mesh size	$U_{\max}$	$V_{\max}$	Nu
82×82	14.069	20.3699	5.033571
102×102	13.85677	19.64757	4.941667
122×122	13.747	19.19972	4.837619
142×142	13.69577	18.96857	4.761693
162×162	13.68824	18.91078	4.705161
182×182	13.68114	18.83855	4.666403
202×202	13.68114	18.83855	4.666303
222×222	13.68114	18.83855	4.666302



82 × 82



102×102

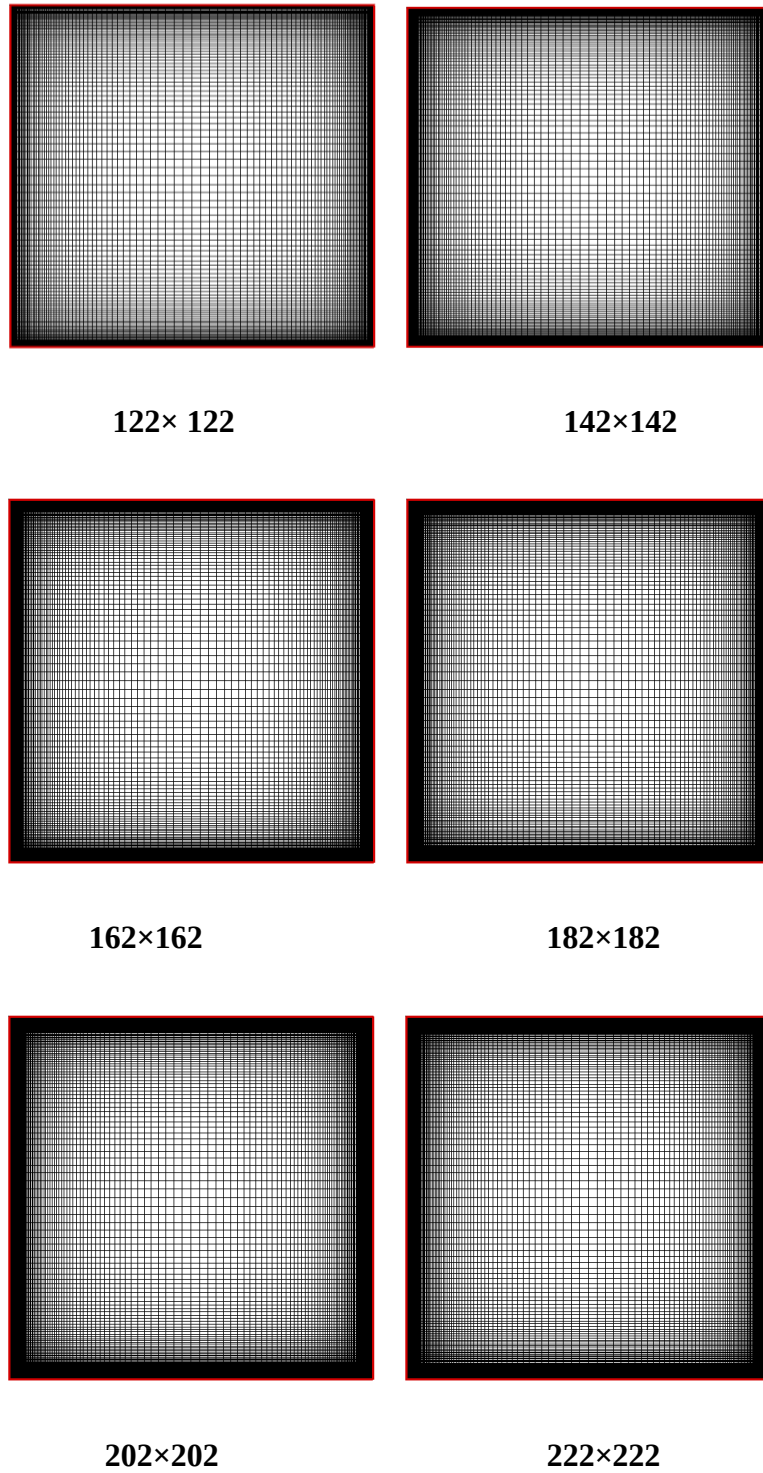


Figure3.2. Différent maillage dans la cavité.

3.8.6 Validation numérique

Afin de vérifier la validité du code numérique appliqué dans notre étude, nos résultats sont comparés avec ceux de la littérature (Nithiarasu et al [53]), pour le cas de la convection

purement thermique et Chamkha et Al-Mudhaf [54] et Goyeau et al [35] pour le cas de la convection bidiffusive.

3.8.6.1 Convection thermique

Des comparaisons sont effectuées au niveau de la distribution de la température au milieu de la hauteur de la cavité et des lignes de courant et des isothermes à des valeurs de :

$Da = 10^{-6}$, $Ra = 10^8$, $\varepsilon = 0.8$. et $Da = 10^{-2}$, $Ra = 10^4$, $\varepsilon = 0.6$.

Sur les figures 3.3 et 3.5, nous illustrons une comparaison entre les résultats obtenus par notre code et ceux de Nithiarasu et al. [53]. On constate une bonne concordance entre les deux travaux dans les deux cas.

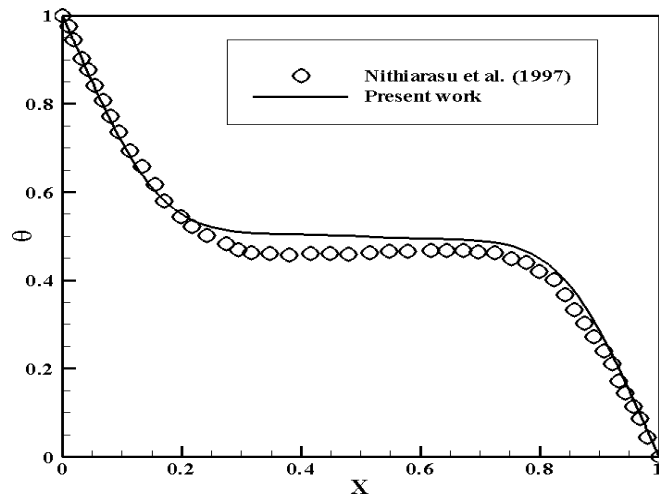


Figure 3.3 Comparaison de la distribution de la température au milieu de la hauteur pour $Ra=10^5$, $Da= 10^{-2}$ and $\varepsilon = 0.4$.

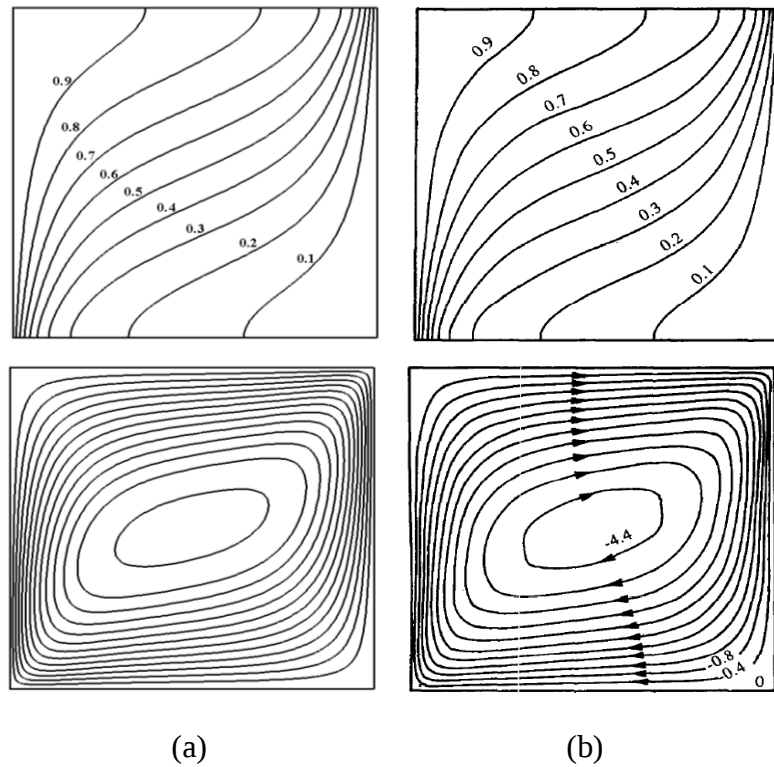


Figure 3.4 Comparaison des lignes de courant et isothermes pour $Da = 10^{-6}$, $Ra = 10^8$, $\varepsilon = 0.8$.

(a) Présent travail , (b) Nithiarasu et al. [53].

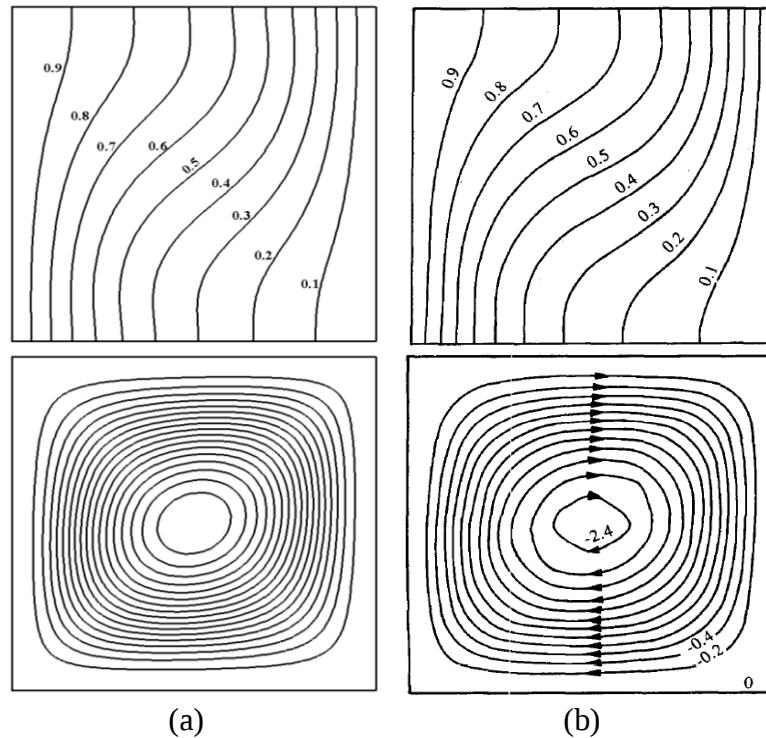


Figure 3.5 Comparaison des lignes de courant et isothermes pour $Da = 10^{-2}$, $Ra = 10^4$, $\varepsilon = 0.6$.

(a) Présent travail, (b) Nithiarasu et al. [53]

3.8.6.2 Convection bidiffusive

Dans cette partie concernant la convection bidiffusive, il suffit d'ajouter au gradient thermique imposé aux parois verticales un gradient massique dans le même sens.

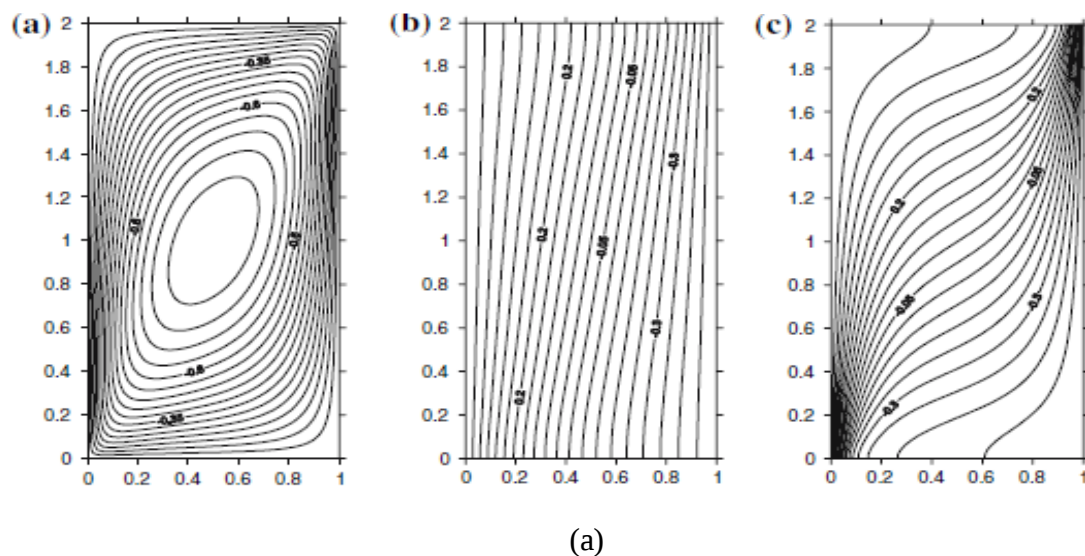
Le mélange utilisé : Air-H₂O.

Tableau.3.2 Propriétés thermophysiques de gaz purs à $P = 1\text{bar}$ et $T = 555\text{K}$

	M	ρ	λ	α	C_p
Gaz	(kg/kmol)	(kg/m ³)	(W/(m.k))	(N.s/m ²)	(kj/(kg.K))
Air	28.9	0.636	0.0419	2.891×10^{-5}	1.041
H ₂ O	18	0.397	0.0383	1.902×10^{-5}	1.999

Des simulations sont effectuées au milieu de la hauteur de la cavité, figures 3.7 -3.8, en termes des lignes de courant et des isothermes à des valeurs de, $Da = 10^{-5}$, $Pr = 7.6$, $Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.6$ nous illustrons une comparaison entre les résultats obtenus par notre code et ceux de Chamkhaet Al-Mudhaf [54], Goyeau et al.[35]. On constate une bonne concordance entre les deux travaux dans les deux cas.

1. Comparaison avec les résultats numériques de Chamkhaet Al-Mudhaf [54].



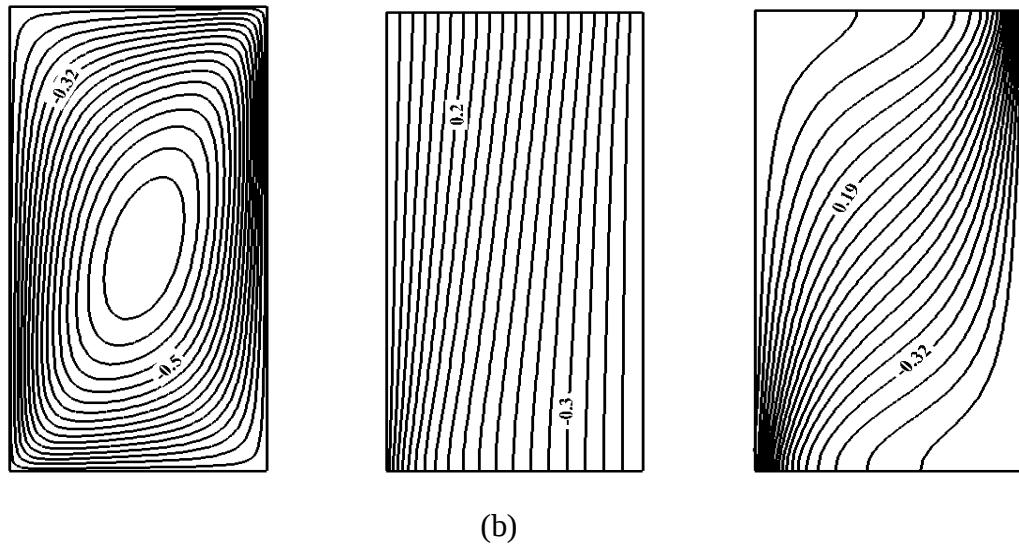


Figure.3.6 contours des, lignes de courant, isothermes et iso-concentration pour, $Da = 10^{-5}$, $Pr = 7.6$, $Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.6$. (a) Résultats numériques de Chamkha et Al-Mudhaf[54], et (b) Nos résultats.

2. Comparaison avec les résultats numériques de Goyeau et al.[35].

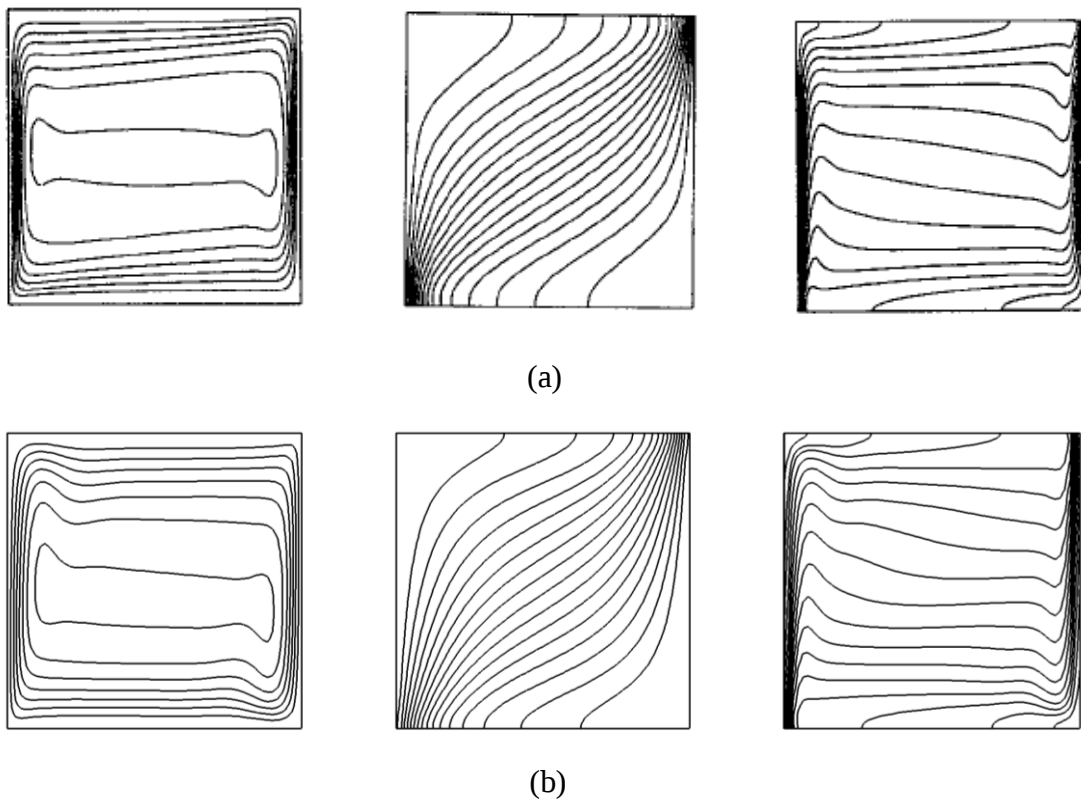


Figure.3.7 Lignes de courant, isothermes et iso-concentration $Ra = 10^5$, $A = 1$, $Da = 10^{-3}$.

(a) Résultats numériques de Goyeau et al.[35], et (b) Nos résultats.

Conclusion.

Dans ce chapitre nous avons déterminé les équations régissant notre problème, pour les deux cas, à savoir la convection naturelle et bidiffusive dans une cavité carrée, ainsi que les conditions aux limites. On a également exposé d'une façon générale la procédure de calcul pour la résolution de ces équations. Enfin, on a présenté la validation de notre code de calcul. Le chapitre suivant sera consacré aux résultats et commentaires.

Chapitre IV

RESULTATS ET COMMENTAIRES

4.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser à l'étude numérique de la convection naturelle dans un milieu poreux. L'adimensionnement des équations gouvernantes a fait apparaître des nombres sans dimensions, représentant des paramètres de contrôles du phénomène.

Dans notre cas, les résultats sont présentés en termes de profils des lignes de courant, isotherme, et nombres de Nusselt et Sherwood moyens. On analyse donc les effets des paramètres tels que : le nombre de Rayleigh Ra , le nombre de Darcy Da et la porosité ϵ sur les champs d'écoulement dynamique et thermique, et la distribution de la température ainsi que le taux de transfert thermique et massique. La forme des lignes de courant et les isothermes nous donnent des renseignements qualitatifs sur la manière avec laquelle se développent. Pour toutes les simulations réalisées, nous avons adopté un nombre de Prandtl égale à 0.72 (air), un nombre de Rayleigh, variant de 10^4 à 10^7 , nombre de Darcy de 10^{-6} à 10^{-1} et porosité ϵ de 0.3 à 0.9.

Dans notre étude, deux cas de convection sont considérés, convection purement thermique et convection bidiffusive.

4.2 Transfert thermique pur

4.2.1 Effet du nombre de Rayleigh

Le paramètre principal qui gouverne la convection naturelle est le nombre de Rayleigh, qui est le rapport entre les forces de flottabilité (poussée d'Archimède) et les forces de dissipation (viscosité et diffusivité thermique). Pour étudier les effets de ce nombre sur l'écoulement et le transfert de chaleur, des simulations numériques ont été menées pour différentes valeurs du nombre ($Ra = 10^4$ - 10^7).

4.2.1.1 Structure de l'écoulement

La figure 4.1(a) illustre la structure dynamique de l'écoulement représentée par des lignes de courants, pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ($10^4 \leq Ra \leq 10^7$), et une valeur fixe du nombre de Darcy, $Da = 10^{-3}$, et la porosité, $\varepsilon = 0.7$. On remarque que pour une valeur relativement faible de Rayleigh, $Ra = 10^4$, l'écoulement se compose d'une cellule parfaitement symétrique tournant dans le sens des aiguilles d'une montre. Ce phénomène est créé par le fait que le fluide en contact avec la paroi chaude reçoit de la chaleur et devient plus léger et a tendance à se déplacer vers le haut de l'enceinte. Par contre à proximité de la paroi froide il se refroidit et devient plus lourd et descend le long de cette paroi, le même phénomène se produit.

En augmentant le nombre de Rayleigh, 10^5 à 10^6 , les lignes de courant se concentrent de plus en plus vers les parois extrêmes, créant une surface plus large au noyau de la cavité, ou le flux circulant avec une ligne centrale légèrement déformée en forme elliptique.

Pour la valeur de $Ra = 10^7$, la cellule s'élargit sur toute la surface de l'enceinte. Les contours se concentrent plus, et la structure devient plus intense que le cas précédent, où il y a donc une amplification du phénomène de convection.

4.2.1.2 Lignes isothermes

La figure 4.1(b) montre la répartition de la température dans le milieu poreux. Les lignes isothermes sont exposées pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. On observe que pour de faibles valeurs du nombre de Rayleigh, $Ra = 10^4$, les isothermes sont des lignes verticales uniformément réparties dans toute la cavité et sont symétriques par rapport au plan médian vertical et parallèles aux parois actives, ainsi qu'elles sont stratifiées thermiquement dans le cœur de l'enceinte et ne sont que légèrement déformées par la source chaude. Le transfert de chaleur s'effectue dans ce cas uniquement

par conduction, car la force de flottabilité générée n'est pas assez forte pour déclencher la convection du fluide.

Pour des valeurs plus élevées du nombre de Rayleigh, $Ra = 10^5$ à 10^6 , les lignes isothermes commencent à se déformer dans le sens horaire, et prennent la forme de «Z» à angle droit, l'écoulement change de direction verticalement au milieu de la cavité. Ou la conduction commence à céder progressivement la place au phénomène de la convection. Les lignes isothermes sont compressées dans la partie inférieure de la paroi gauche et dans la partie supérieure de la paroi droite, en effet les lignes isothermes et les contours sont clairement affectés à mesure que le nombre de Rayleigh augmente.

L'augmentant du nombre de Rayleigh à des valeurs plus élevées $Ra = 5.10^6$ à 10^7 , intensifie la circulation d'air près des parois verticales, les lignes isothermes subissent une déformation notable et sont plus concentrées sur les deux coins inférieur et supérieur qui correspondent aux parois verticales droite et gauche. Donc, les grands gradients de température dans ces deux coins provoquent donc la déformation des isothermes. En conséquence, l'uniformité du gradient de température diminue et les lignes isothermes deviennent plus horizontales, ce qui entraîne une structure moins dense dans la zone centrale. De plus, les forts gradients de température près des parois isothermes chauffées et froides, entraînent des lignes isothermes très compactées et très denses à la proximité de ces parois, ce qui prouve également la dominance des courants convectifs.

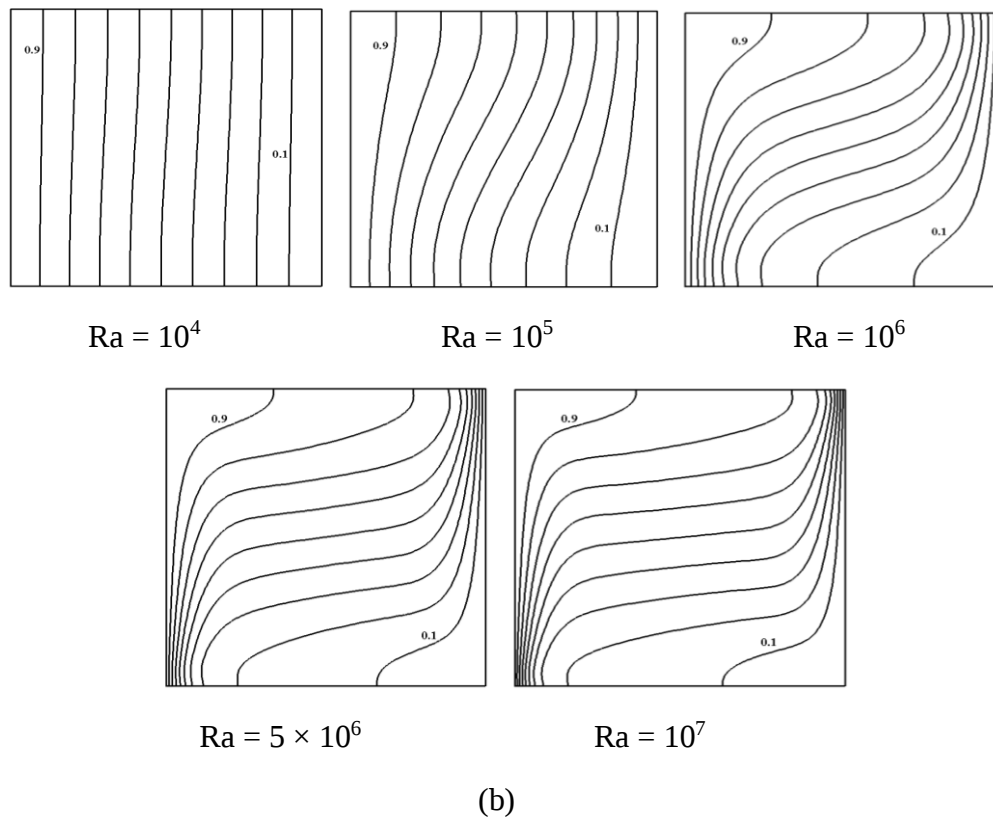
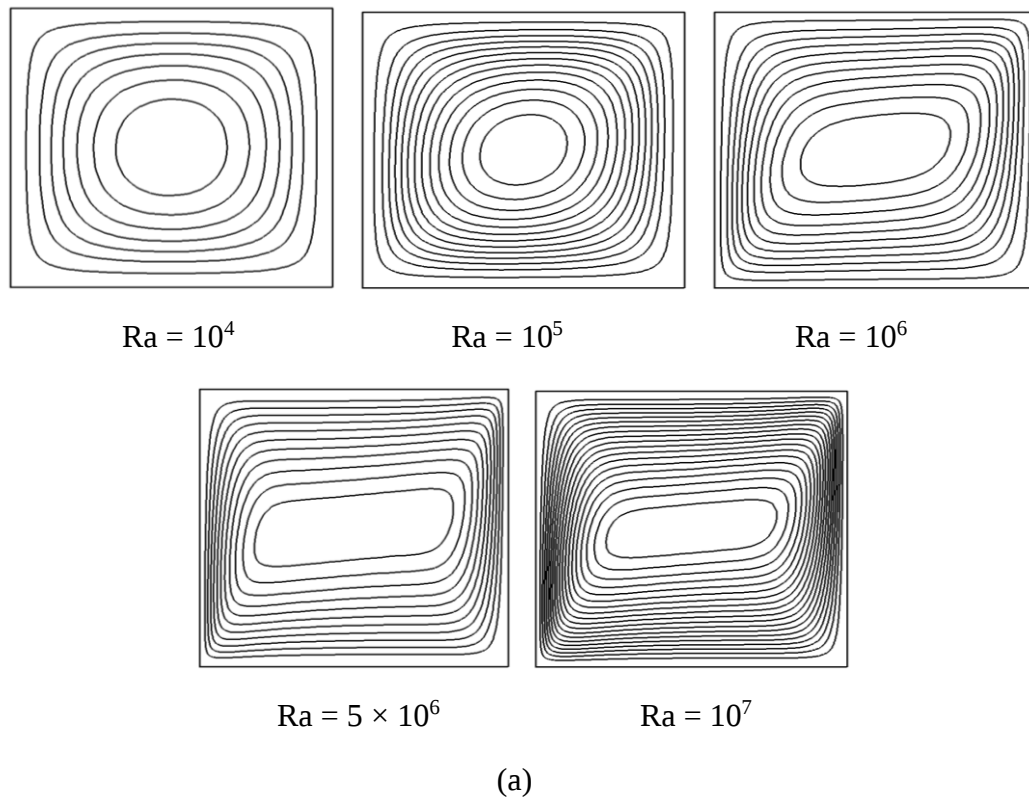


Figure 4.1 Lignes de courant (a) Lignes des Isothermes (b) pour différentes valeurs de Ra à $Da = 10^{-2}$ et $\epsilon = 0.7$

4.2.1.3 Profils de vitesses

Sur les figures 4.2. (a) et (b), on a présenté les profils des composantes de vitesse au milieu de la cavité (a) composante horizontale (b) composante verticale, pour différentes valeurs de Rayleigh et pour $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.7$. La première remarque à faire est qu'il y a un inversement dans le sens du mouvement du fluide au centre de la cavité prenant une forme symétrique, avec une conservation du débit. Cela est dû au cisaillement près des parois.

Alors que les composantes horizontales et verticales de la vitesse prennent des valeurs nulles au centre et aux extrémités de la cavité, et des valeurs maximales à proximité des parois horizontales et verticales avec une direction opposée indiquant un écoulement suivant le sens des aiguilles d'une montre. Pour $Ra = 10^4$, le profil est presque une droite parallèle à l'axe OX (a) et à l'axe OY (b). Pour $Ra > 10^4$ les profils se convergent plus en plus vers des valeurs maximales en se rapprochant des parois extrêmes, dans des sens opposés et symétriques. Cela est dû à l'intensification du phénomène de convection.

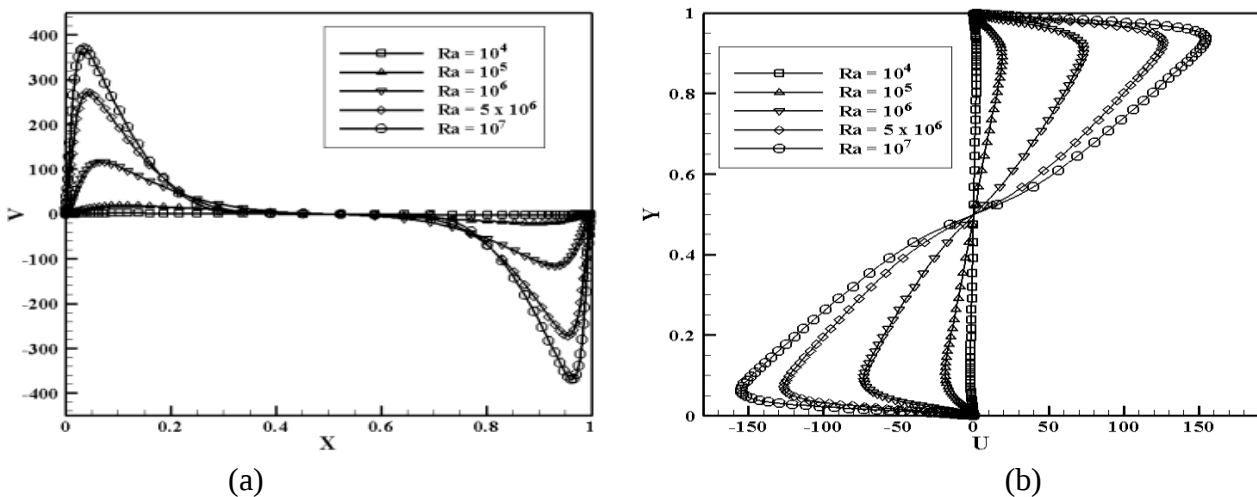


Figure 4.2 Profils des composantes de vitesse au milieu de la cavité (a) composante verticale (b) composante horizontale, pour différentes valeurs de Ra pour $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.7$

4.2.1.4 Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt

L'influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen est illustrée sur la figure 4.3. Pour des faibles valeurs de nombres de Rayleigh, $Ra = 10^4$ à 10^5 , l'écoulement est lent et par conséquent, les forces d'inertie ne contribuent pas de manière significative au mécanisme de transfert de chaleur entre les parois d'extrémité, d'où Nusselt s'approche d'une valeur constante comme il est indiqué sur la figure 4.3. Avec l'augmentation du nombre de Rayleigh à $Ra = 10^5$, la force de flottabilité augmente, entraînant une forte circulation du fluide à l'intérieur de la cavité et indiquant ainsi l'amélioration du transfert de chaleur par convection, traduit par l'augmentation du nombre de Nusselt, comme il est observé. Cette augmentation produit un taux de transfert de chaleur nettement plus élevé. Il est observé aussi une transition du mécanisme de transfert de chaleur à partir de la conduction (faible nombre de Rayleigh) à la convection (nombre de Rayleigh élevé), qui domine l'écoulement lorsque le nombre de Rayleigh augmente.

Ces prédictions sont cohérentes avec les comportements observés sur les contours des lignes de courant et les isothermes indiquées sur les figures 4.1(a) et figure 4.1(b).

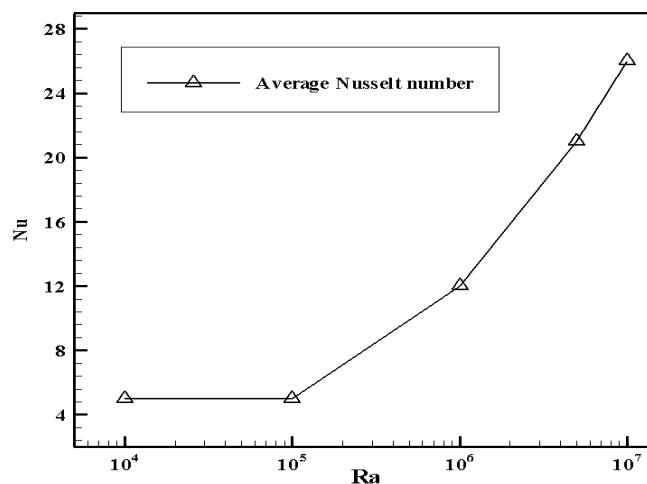


Figure 4.3 Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de Ra pour $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.7$

4.2.2 Effet du nombre Darcy

4.2.2.1 Profil de vitesses

Selon les profils de vitesse (figure 4.4), le sens de l'écoulement est dans le sens des aiguilles d'une montre et correspond toujours à la force de flottabilité créée par la différence de température entre les deux parois. La forte pénétrabilité de la circulation dans les régions proches des parois crée des profils de vitesse de plus en plus forts, en atteignant le centre de la cavité, en raison du changement de direction du fluide, le profil de vitesse devient nul, et la même chose se produit dans la moitié supérieure et inférieure de la cavité. Dans les deux cas, les graphiques sont symétriques, ce qui confirme la conservation du débit dans tous les domaines de la cavité.

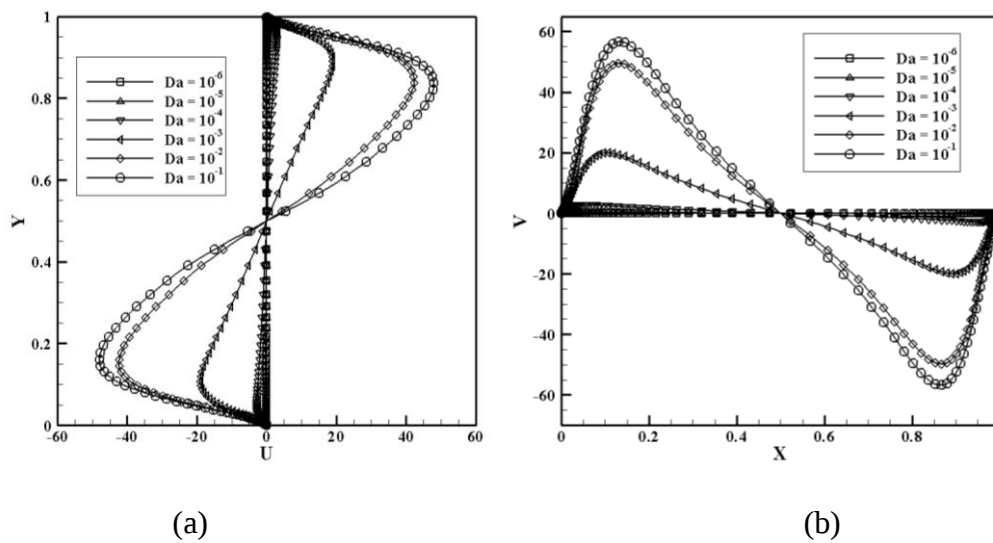


Figure 4.4. Profil de vitesse horizontale(a) et la vitesse verticale(b) dans le milieu de la cavité, pour différents nombres de Da , $Ra = 10^5$ et $\varepsilon = 0.7$).

4.2.2.2 Structures dynamique et thermique

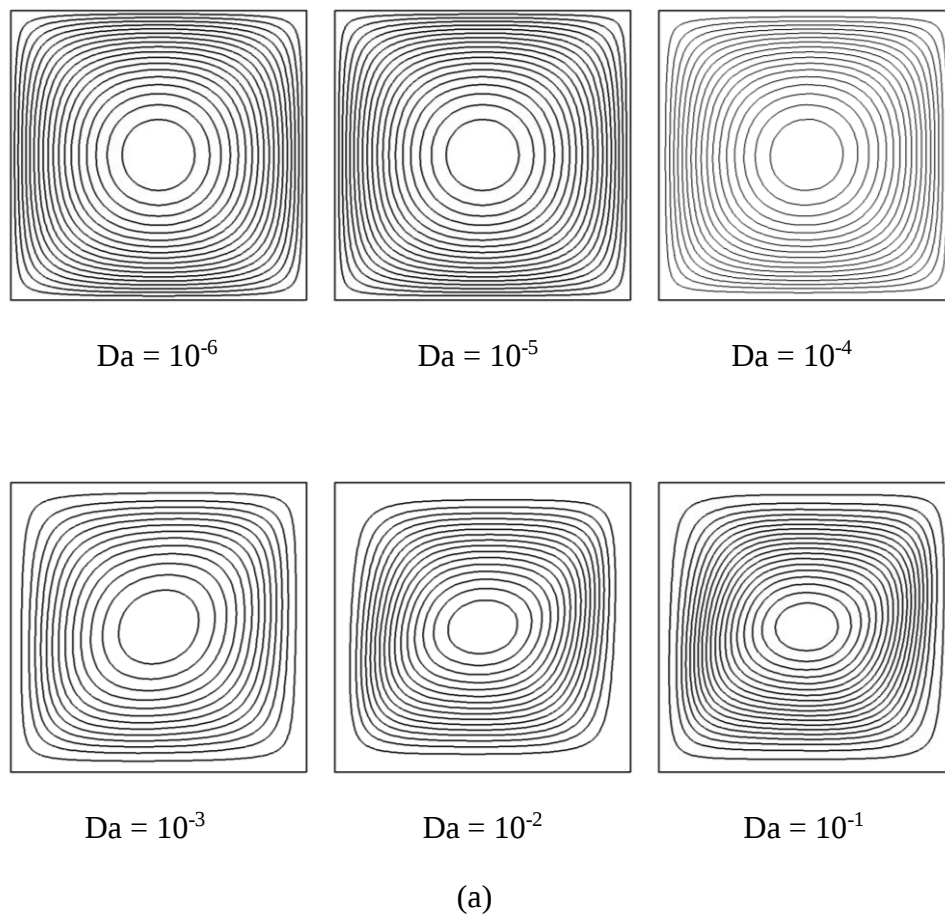
Pour étudier l'effet du nombre de Darcy sur l'écoulement hydrodynamique et les champs thermiques à l'intérieur d'une cavité carrée poreuse, des calculs sont effectués pour une gamme des valeurs du nombre de Darcy ($Da = 10^{-6}, 10^{-5}, 10^{-4}, 10^{-3}, 10^{-2}$ et 10^{-1}), pour des valeurs fixes de $Ra = 10^5$ et la porosité $\varepsilon = 0.7$. La Figure 4.5 présente les lignes de courant (a) et les isothermes (b).

Une vue d'ensemble montre que le débit dépend fortement du nombre Darcy. Ceci est prévu, puisque le nombre de Darcy est directement associé à la perméabilité du milieu poreux, et en conséquence, il affecte de manière significative la structure de l'écoulement des isothermes et le transfert de chaleur dans la cavité.

A faible nombre de Darcy, $Da = 10^{-6}$ (faible perméabilité), cela signifie que le milieu serait moins perméable, ce qui agit comme un obstacle retardateur à l'écoulement dans le milieu poreux en raison de la résistance produite par la force du frottement induite par la matrice solide et les parois extrêmes, donc une vitesse plus faible et par conséquent le mouvement de la convection dans la cavité est faible, les effets visqueux se limitent à une couche limite mince proches des parois. Les isothermes restent parallèles aux parois actives et montrent une région centrale stratifiée thermiquement et des gradients de température concentrés le long des parois latérales verticales. Par conséquent, le mécanisme de transfert convectif est presque nul, et le transfert de chaleur est principalement dominé par le mode conduction du transfert thermique. Le régime dans ce cas est toujours purement Darcien, c.à.d que les effets des forces visqueuses (Brinkman) et inertielles (Forcheimer) présents par ces termes dans l'équation du mouvement sont négligeables, et les équations se réduisent au modèle de Darcy.

Quand le nombre de Darcy augmente à $Da = 10^{-1}$, la perméabilité du milieu poreux augmente et donc la résistance du frottement est progressivement réduite. Par conséquent, les lignes de courant présentent une configuration d'écoulement forte, et les structures dynamique et thermique changent radicalement avec l'augmentation du nombre de Darcy, ou l'intensité du flux convectif devient plus forte. En effet, lorsque le nombre de Darcy augmente, le flux pénètre plus profondément dans le milieu poreux comme on peut le voir à partir des lignes de courant et les champs isothermes. Les forces visqueuses (modélisées par l'extension de Brinkman) agissent dans toute la cavité et les couches limites sont relativement épaisses. En conséquence, le noyau est thermiquement moins

stratifié. A des valeurs plus élevées de Da , l'allure de l'écoulement et du transfert de chaleur sont assez proches que l'on pourrait assimiler comme la convection naturelle dans une enceinte verticale remplie de fluide pur à un nombre de Rayleigh similaire, le transfert de chaleur par convection et le comportement d'écoulement du fluide augmente et atteint la stagnation, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de changement significatif du débit du fluide dans la cavité lorsque Da dépasse 10^{-1} . Cela indique donc que les équations de Darcy étendues par Brinkman et Forchheimer traduisent la correction limite pour une perméabilité (nombre de Darcy) infinie, alors qu'un nombre de Darcy faible représente la limite physique d'une couche poreuse presque imperméable.



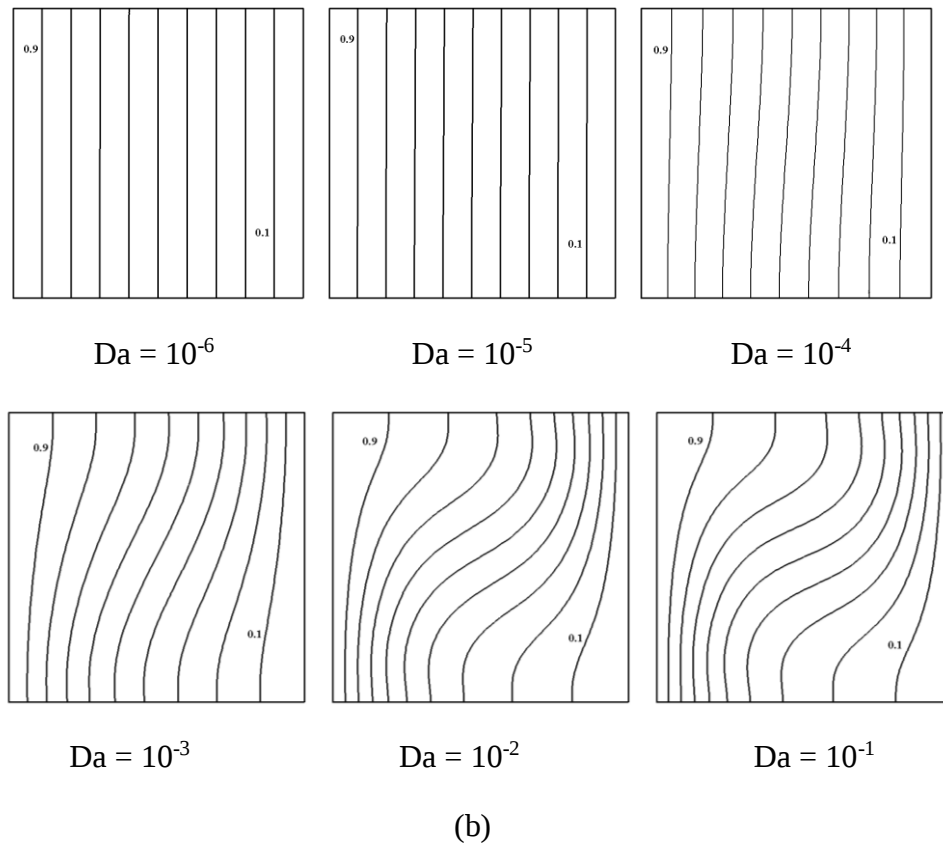


Figure 4.5. Lignes de courant (a) et lignes isothermes (b) pour différentes valeurs de Darcy Da et pour $Ra = 10^5$ et $\varepsilon = 0.7$

4.2.2.3 Effet du nombre de Darcy sur le nombre de Nusselt

La figure 4.6 présente la variation du nombre de Nusselt moyen, en fonction du nombre de Darcy. Un aperçu de la figure montre que le nombre de Nusselt moyen dépend fortement du nombre de Darcy. Pour des valeurs très faibles du nombre de Darcy, $Da \leq 10^{-4}$, le nombre de Nusselt ne subit aucune variation significative et s'approche d'une valeur constante.

Une augmentation du nombre de Darcy induit un taux de transfert de chaleur nettement plus élevé, cela est due à l'augmentation de la perméabilité traduite pratiquement par une augmentation du nombre de Darcy, d'où un plus grand espace pour l'infiltration des particules fluides convectant et par conséquent une amélioration de la convection naturelle à l'intérieur de la cavité qui à son tour augmente le transfert de chaleur global. De plus, le nombre de Nusselt continue son augmentation

pour Da plus élevé, ce qui est cohérent avec la figure 4.5(b), où on remarque une forte accumulation des isothermes dans les régions extrêmes.

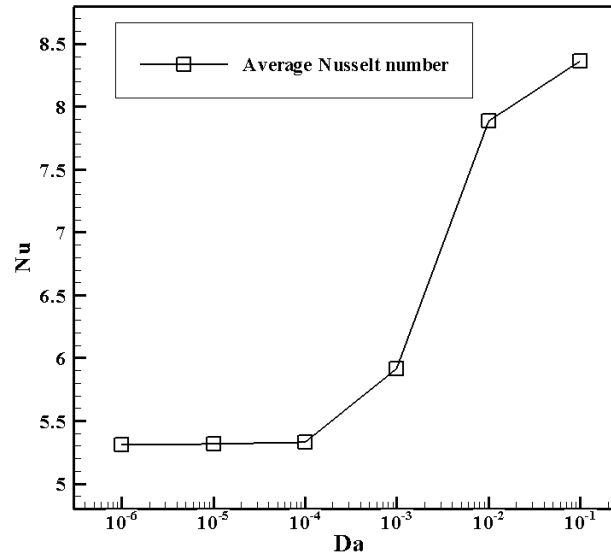


Figure 4.6 Nombre de Nusselt moyen en fonction de Da ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$)

4.2.2.4 Effets de la porosité, nombres de Darcy et Rayleigh.

La figure 4.7 montre l'influence de la porosité sur les lignes de courant et les isothermes. Quand la porosité prend des petites valeurs, l'espace poreux est réduit. Cela fait ralentir la circulation du débit dans toute la cavité et les isothermes dans le milieu poreux ont une faible accumulation au voisinage des parois. Les lignes de courant se développent d'une manière plus stable dans la direction verticale suivant un régime de conduction pur. Les gradients de température commencent à apparaître, indiquant l'établissement d'un régime convectif à mesure que la porosité du milieu augmente. L'influence de la force de flottabilité améliore le champ de circulation de l'écoulement pour passer de la paroi latérale chaude à la paroi adiabatique haute, puis change de direction et se déplace vers la paroi latérale froide, puis change à nouveau de direction.

L'importance du vide accessible au fluide, en augmentant la porosité, permet l'intensification des phénomènes de transfert dans la cavité poreuse. Ce qui explique l'augmentation du nombre de

Nusselt en fonction de la porosité, Une amélioration de l'écoulement convectif créant des forts gradients de température à proximité des parois verticales actives est principalement localisée près du bas du côté chaud et du haut du côté froid.

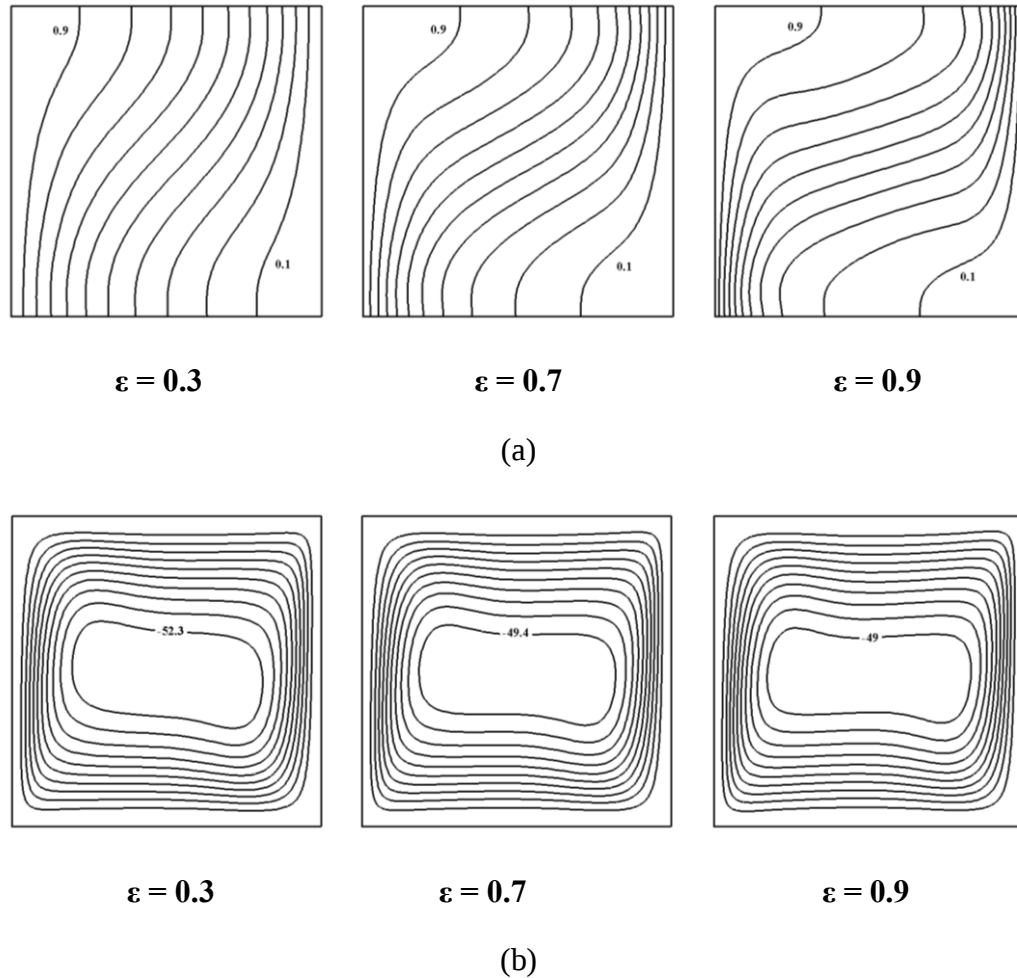


Figure 4.7 lignes isothermes (a), et lignes de courant (b), pour différentes valeurs de la porosité ε ($Ra = 10^5$, $Da = 10^{-2}$).

La figure 4. 8, ci-dessous illustre une combinaison des effets des paramètres de contrôles Da , et ε sur le nombre de Nusselt en fonction de Ra . On peut conclure de ces figures les observations suivantes :

- ✓ La porosité affecte considérablement le nombre de Nusselt et par conséquent le taux de transfert. Ce ci est expliqué par le fait que l'augmentation de la porosité, augmente le volume des espaces vides favorisation par conséquent l'écoulement convectif.
- ✓ Pour toutes les valeurs de Da considérées, on constate que le transfert de chaleur (Nu) est amélioré en augmentant la porosité.
- ✓ Bien que le nombre de Rayleigh soit relativement élevé, l'écoulement est incapable de pénétrer plus profondément dans le bloc poreux en raison de la haute résistance, induite par les espaces de perméabilités réduits dû au faible nombre de $Da=10^{-6}$. Pour cette valeur, le nombre de Nusselt en fonction de Ra reste constant.
- ✓ À mesure que le nombre de Darcy augmente au-delà de la valeur de $Da=10^{-6}$, le flux pénètre plus profondément dans le milieu poreux. Et le taux de transfert s'améliore avec Ra , les courbes traduisant l'effet du nombre de Nu prennent le sens ascendant jusqu'à la valeur $Da = 10^{-1}$, ou le transfert thermique atteint un taux plus important. On peut voir cette observation en prenant par exemple la position où $Ra=10^6$, on remarque qu'à ce point les valeurs de Nu sont constants pour $Da=10^{-6} - 10^{-5}$, puis une légère modification à $Da=10^{-4}$ jusqu'à $Da=10^{-1}$ ou les courbes subissent des déformations remarquables vers des valeurs de Nu plus élevées. Cela est conforme avec les formes des lignes de courant et les isothermes dans les figures 4.7.
- ✓ le nombre moyen de Nusselt augmente à mesure que le nombre de Rayleigh, la porosité et le nombre de Darcy augmentent. La raison de ce comportement est due à l'amélioration du transfert de chaleur par convection à l'intérieur de l'enceinte avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, ce qui conduit à une augmentation du nombre de Nusselt moyen. En outre, le même résultat peut être obtenu en augmentant la porosité et le nombre de Darcy. Par

conséquent, on peut conclure que les valeurs les plus élevées du nombre moyen de Nusselt correspondent aux valeurs les plus élevées de (Ra) , (ε) , et Da .

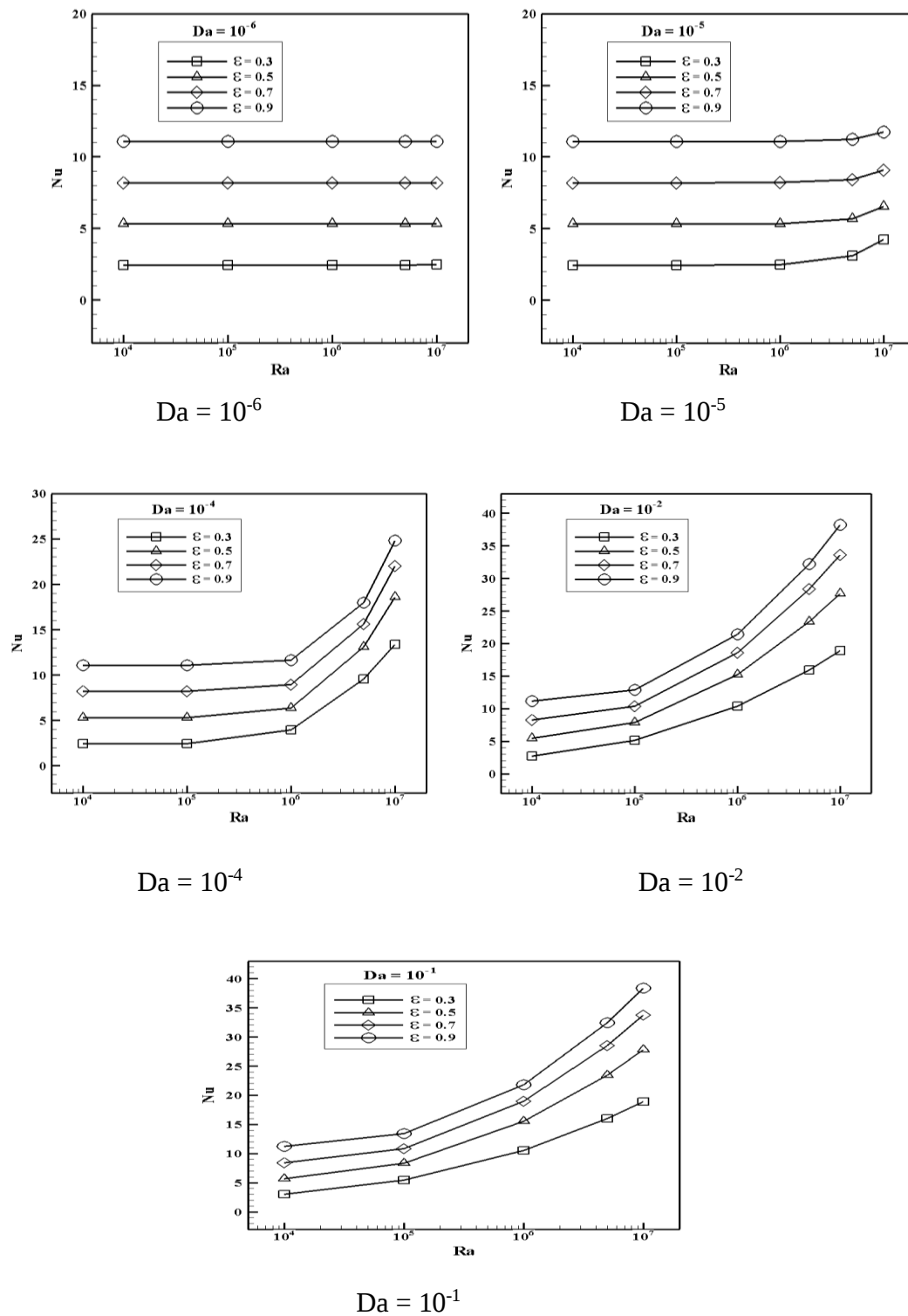


Figure 4.8 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Rayleigh pour différents valeurs de porosité ε et Darcy, Da .

4.2.2.5 Effet du rapport de conductivités $\eta = \frac{\lambda_{fluid}}{\lambda_{solid}}$

La figure 4.9 illustre l'influence du rapport de conductivités (fluide/solide) sur le taux de transfert thermique. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du rapport de conductivité, pour toute la gamme des nombres de Rayleigh considérés dans cette étude. On observe également que si un milieu poreux est constitué de particules hautement conductrices, il peut transporter plus de chaleur par rapport au fluide pur à des nombres de Rayleigh suffisamment élevés. Ainsi, ces courbes montrent clairement que pour un fluide donné, le taux de transfert de chaleur augmente d'une manière monotone avec la conductivité thermique du fluide, λ_{fluide} . L'augmentation du transfert de chaleur est due à la contribution du transfert de chaleur à la fois conducteur et convectif.

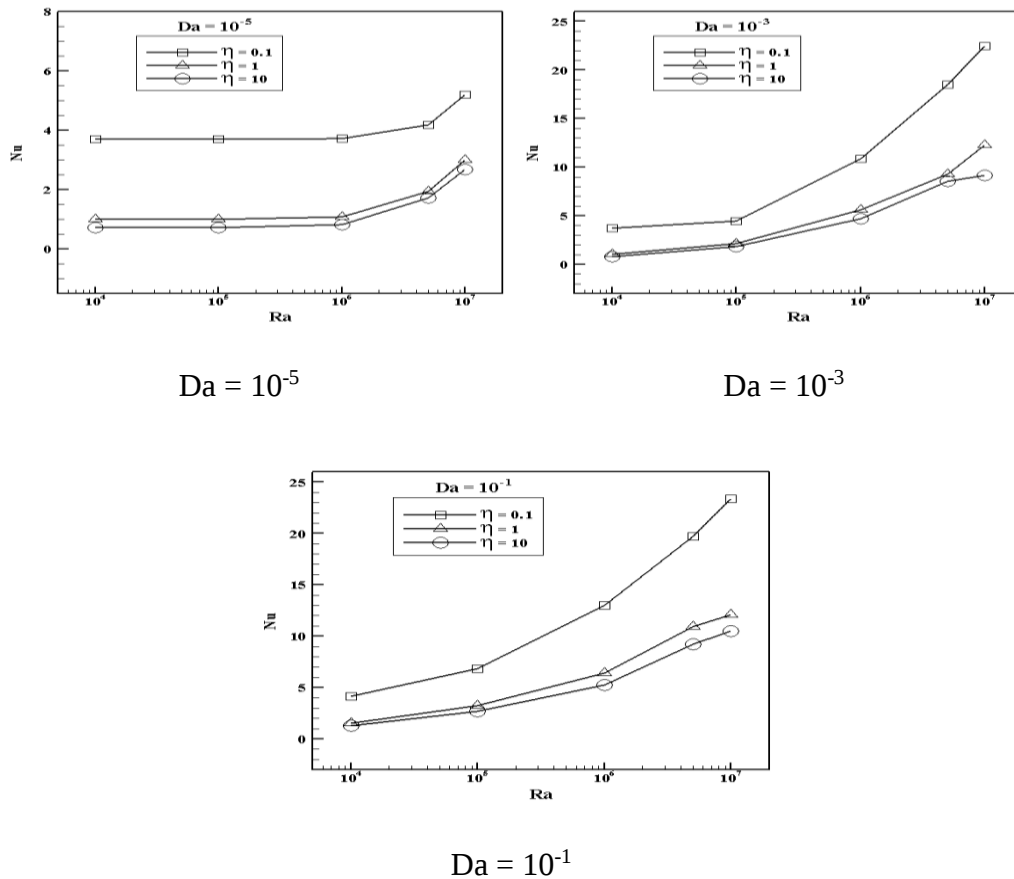


Figure 4.9 Variation du nombre de Nusselt en fonction de nombre de Rayleigh, pour différentes valeurs de rapport de conductivité ($\epsilon = 0.7$)

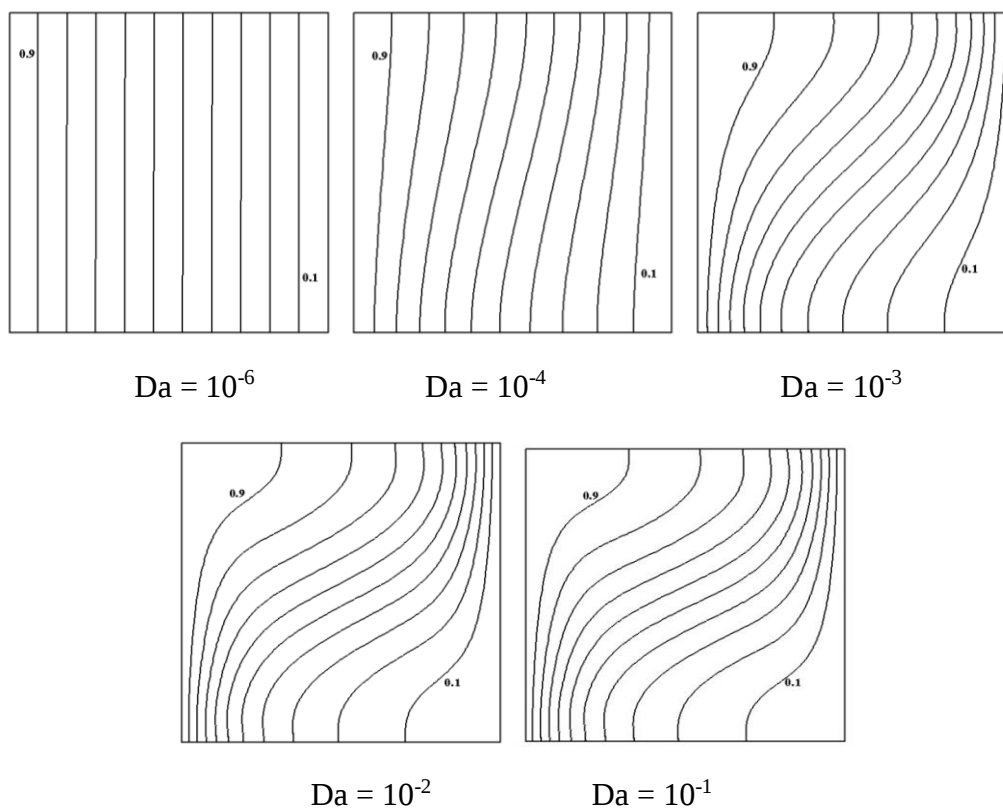
4.3 Convection bidiffusive

4.3.1 Effet du nombre de Darcy

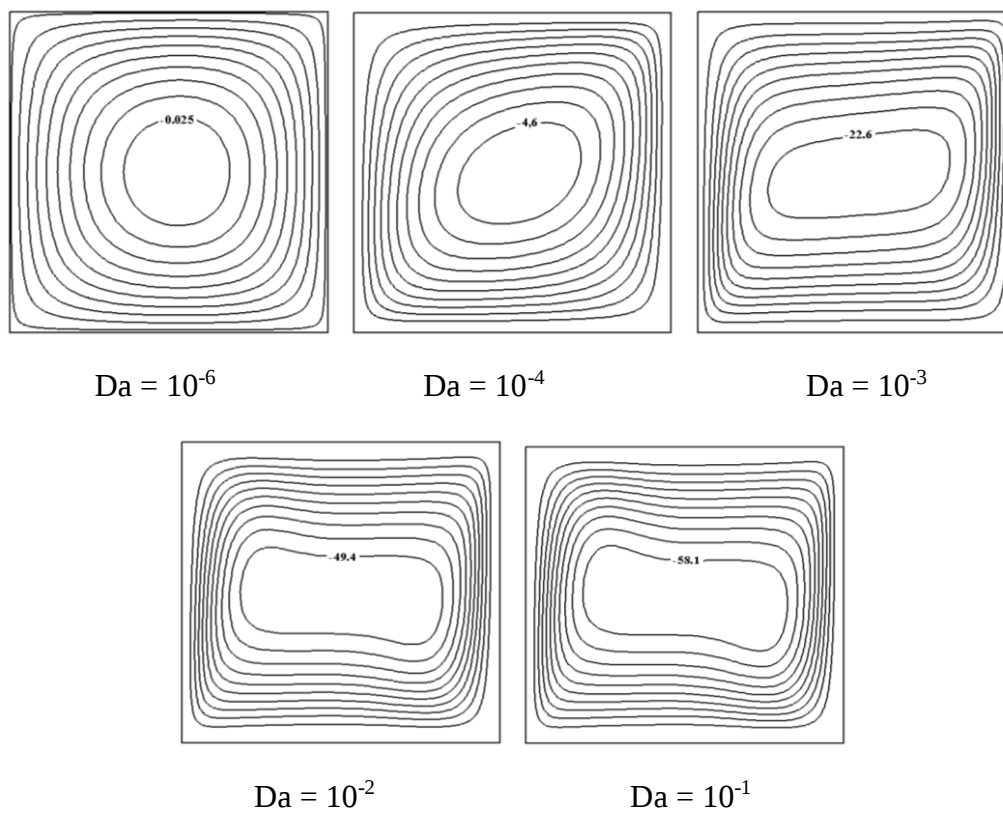
Les figures 4.10 montrent les effets du nombre de Darcy en termes de contour des isothermes des lignes de courant, et des isoconcentrations pour ($Ra = 10^5$, $\epsilon = 0.7$). Les champs de concentration et thermique dépendent d'une manière significative du nombre de Darcy, comme il est illustré sur ces figures. Pour le nombre de Da faible, les structures d'isoconcentration et d'isotherme ne diffèrent pas les uns des autres. Cela est dû aux effets des forces de flottabilités thermiques et solutales qui sont faibles et presque égales pour de faibles valeurs de Darcy. À des nombres de Da plus élevés, les isoconcentration et les lignes isothermes diffèrent. Aux petits nombres de Darcy $Da = 10^{-6}$, les couches limites de concentration ne sont plus distinctes et le transfert de masse à travers la couche poreuse dans ce cas est principalement par diffusion dans la direction l'horizontale. L'effet inverse est rencontré à hauts Nombres de Darcy, $Da = 10^{-1}$, où les couches limites de concentration deviennent plus nettes que les couches limites thermiques.

À faible Da, la densité poreuse diminue et la résistance au débit augmente. Le terme de Brinkman devient significatif. Les profils de concentration et de température sont également uniformément répartis dans toute la cavité et sont symétriques par rapport au plan médian vertical, et montrent que les couches limites dynamiques sont plus épaisses.

L'intensité du flux est notablement augmentée car les forces de flottabilité thermique et solutale sont coopératives et les effets des deux termes sont significatifs. Le champ de concentration, obtenu, montre la présence de couches limites solutales près des parois verticales et une stratification verticale de la concentration dans la région centrale. Alors qu'on constate qu'une augmentation de Da induit un développement des couches limites thermiques distinctes à la proximité des surfaces thermiquement actives. Et que le transfert thermique est presque conductif. La concentration connaît une variation importante près de la paroi active dans la couche limite solutale.



(a)



(b)

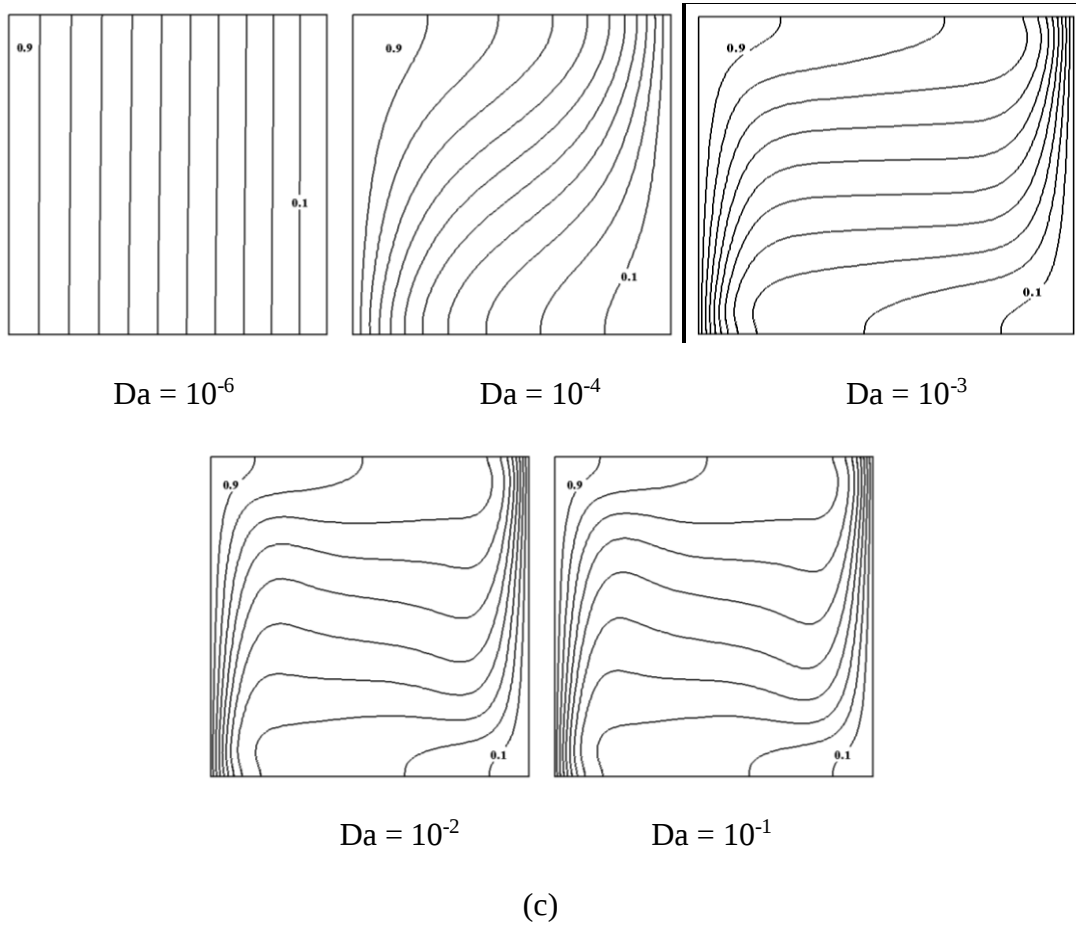


Figure 4.10 Lignes isothermes (a), Lignes de courant (b), et isoconcentrations(c) pour différents valeurs de Da ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$)

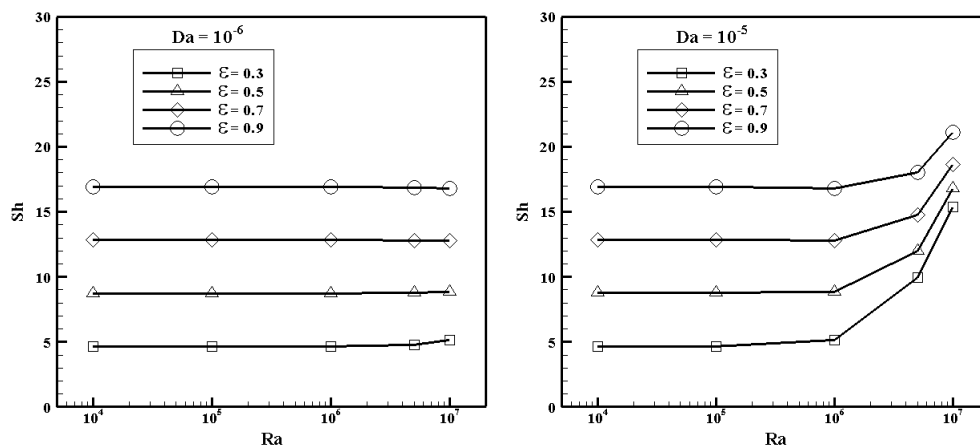
4.3.2 Effet de la porosité sur le transfert de masse (Sh)

La figure 4.11 (a) montre la variation du nombre de Sherwood moyen avec le nombre de Rayleigh Ra , pour différentes valeurs de porosité et du nombre de Darcy. A noter que pour un nombre de Darcy très faible et avec $Ra = 10^6$, la convection existe mais a un effet négligeable sur le transfert de chaleur. Aux faibles valeurs de Da ($Da = 10^{-6}$ - 10^{-5}), le nombre de Sherwood demeure pratiquement constants, la couche poreuse dans cette gamme de Da se comporte comme une paroi imperméable, où l'écoulement est quasiment nul, et le transfert de masse s'effectue dans ce cas par diffusion pure. On note également qu'en augmentant le nombre de Darcy, le nombre de Sherwood s'approche d'une valeur asymptotique qui dépend du nombre de Rayleigh. Les résultats montrent également que le transfert de masse est amélioré plus rapidement lorsque Ra augmente. On peut voir que Sh

correspondant augmente de façon monotone avec Ra tant que les forces de flottabilité solutale et thermique sont coopératives.

Au fur et à mesure que la perméabilité du milieu poreux augmente, la résistance du frottement limite devient progressivement moins importante et la circulation du fluide dans l'enceinte est progressivement améliorée. En effet, augmenter le terme Brinkman implique que l'équilibre entre le terme de Darcy et la force de flottabilité dans la couche limite est progressivement remplacé par l'équilibre entre une force visqueuse et le terme de flottabilité. La force visqueuse augmente la vitesse à des nombres de Darcy élevés. Tandis qu'on observe que Sh diminue considérablement avec Da décroissant vers la limite de diffusion pure. Ceci est attendu puisque, dans la limite de Da approchant 0, le modèle de Brinkman se réduit à la loi de Darcy.

En ce qui concerne l'effet de la porosité, d'une vue générale on peut enregistrer les mêmes constatations que pour les effets de la perméabilité (Da), c.à.d. que l'augmentation de la valeur de la porosité améliore le transfert de masse (Sh), sauf qu'une remarque à signaler. L'influence de la porosité sur le transfert de masse est plus significative pour des faibles nombres de Darcy, comme il est illustré sur les figures 4.11 (a) et (b), où les courbes des différentes porosités ε sont plus séparées que celles des autres figures (c) - (f), où les courbes sont presque confondues, traduisant un effet presque négligeable de la porosité sur (Sh).



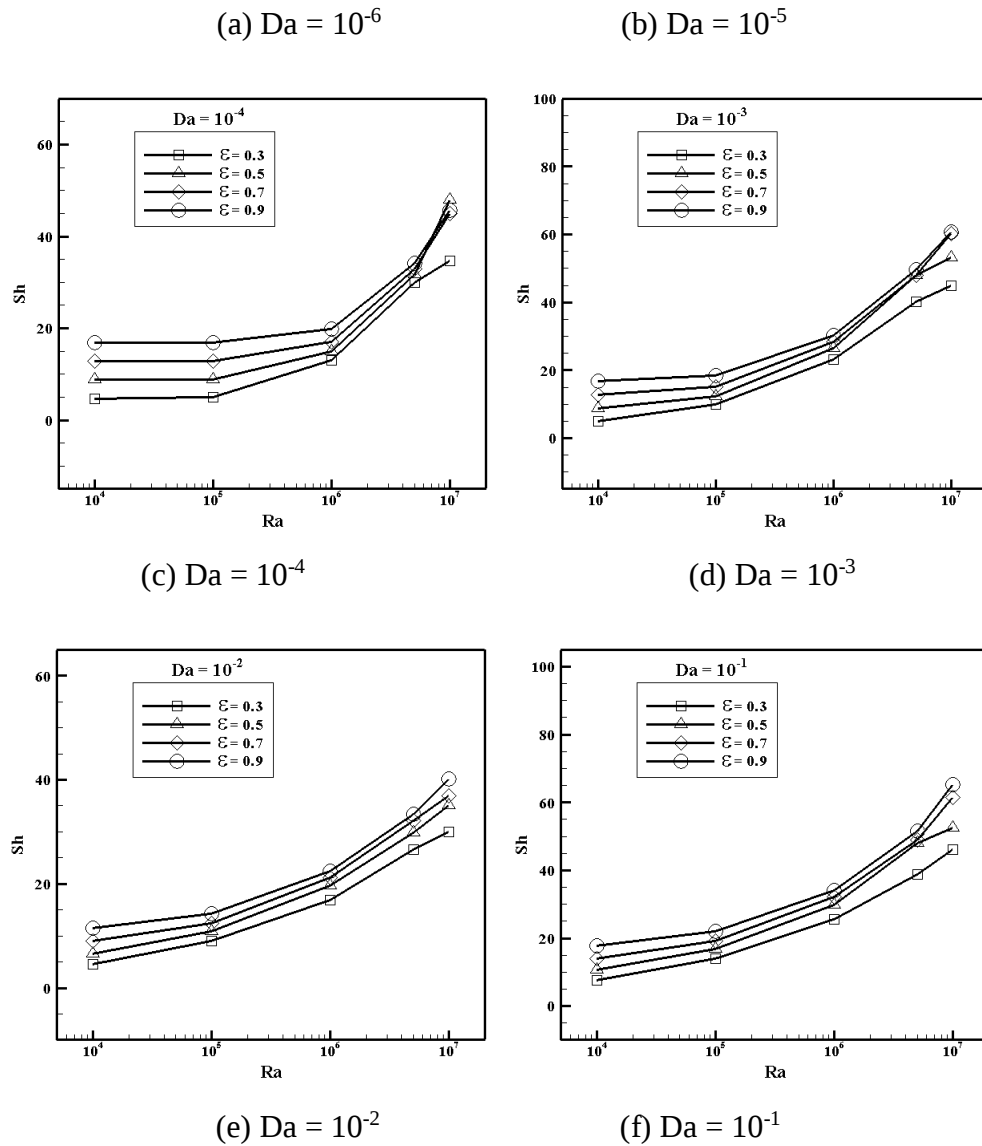
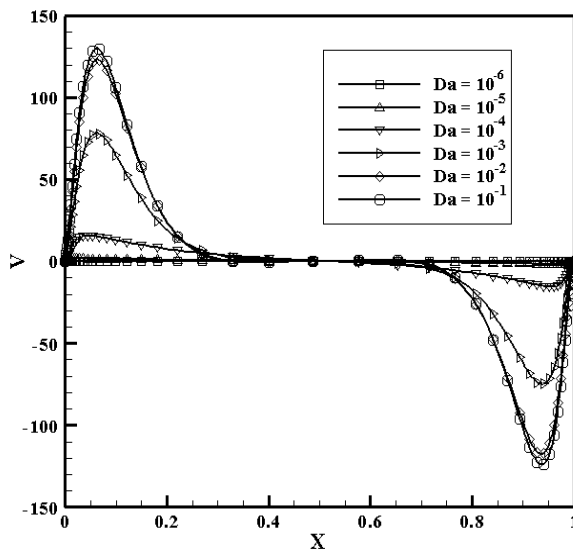


Figure 4.11 Effet de la porosité sur le transfert de masse (Sh) en fonction des nombres de Rayleigh et de Darcy.

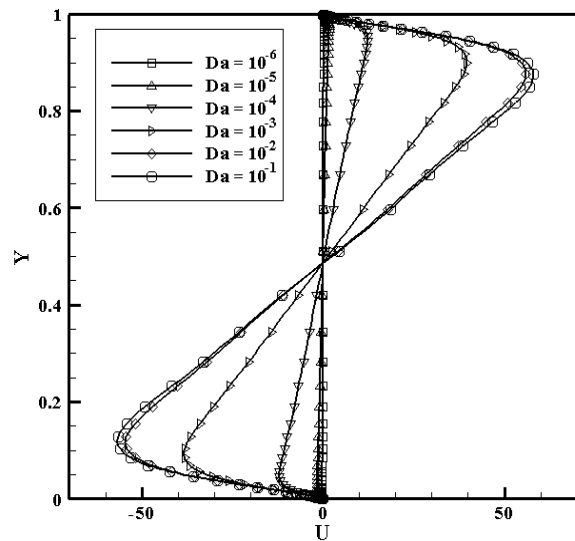
4.3.3 Profils de vitesse, température et concentration

Afin d'analyser l'effet de la perméabilité à travers le nombre de Da de la matrice poreuse, nous avons rapporté sur la figure (4.12 a et b) les profils des composantes horizontale et verticale de la vitesse dans le plan vertical au milieu, pour différentes valeurs du nombre de Darcy avec $Ra = 10^5$, $\epsilon = 0.7$, $Pr=0.7$, nous constatons dans les deux cas que pour les faibles valeurs de Da ($Da=10^{-6}$), la vitesse dans la couche poreuse est nulle, présentant un profil de vitesse quasi linéaire. L'écoulement dans la couche poreuse devient plus intense à mesure que le nombre de Darcy augmente, induisant

l'apparition d'une couche limite dynamique qui se développe près des parois verticale (a) et horizontale (b), jusqu'à l'atteinte d'une vitesse maximale. Pour différents nombres de Darcy, nous remarquons que la vitesse de l'écoulement à la paroi est nulle, ce qui traduit la condition d'adhérence à la paroi. Le déplacement du pic de la vitesse vers la droite avec le nombre de Darcy traduit l'importance croissante des termes visqueux de Brinkman qui agit sur une zone pariétale de plus en plus large. De plus, les profils de vitesse présentent une symétrie parfaite par rapport au centre de la cavité, qui témoigne de l'inversion du sens de l'écoulement chaque fois que ce dernier est au contact avec les parois verticales limitant la cavité. Nous avons aussi tracé les profils de température et de concentration pour différentes valeurs du nombre de Darcy, figures (4.12 c et d). On constate que d'une part que les champs de température et de concentration présentent une symétrie par rapport à l'axe central de l'enceinte, dû donc à l'effet inverse de l'écoulement. D'autre part, au milieu, la température croît avec le nombre de Darcy à une variation minime. Tandis que la concentration subit une déformation plus importante. Les mêmes résultats ont été observés par les auteurs Abdelraheem et Mitsuteru [56] et S. Nazari et al. [57].



(a)



(b)

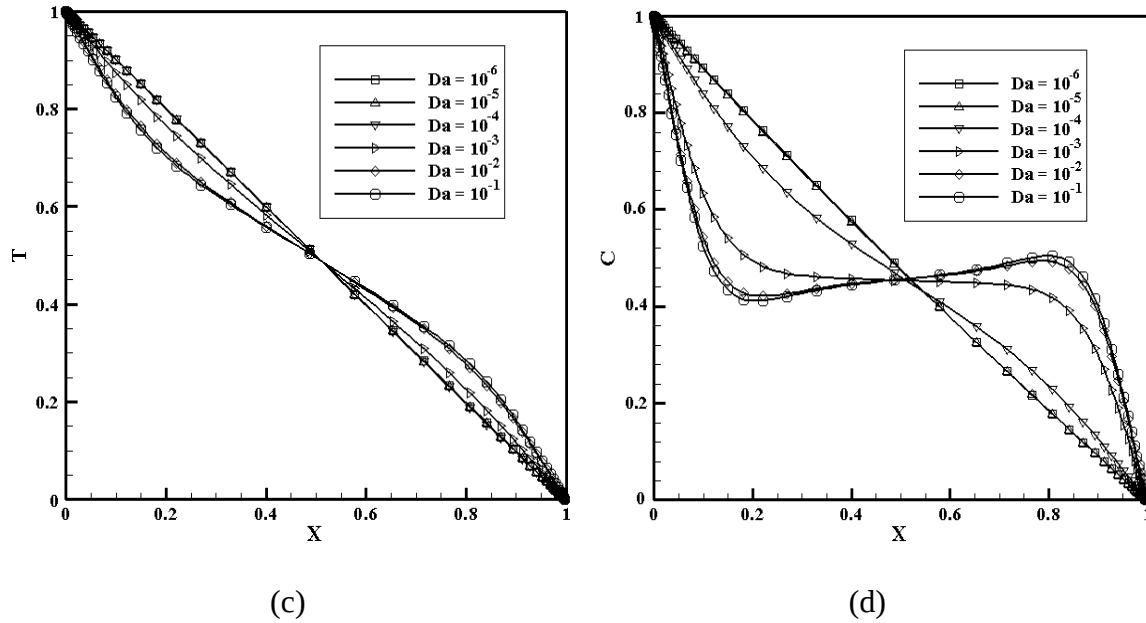


Figure 4.12. Profile de la vitesse verticale (a), vitesse horizontale (b), température (c), et concentration (d) dans la cavité pour différentes valeurs de Darcy Da à ($Ra = 10^5$, $\varepsilon = 0.7$).

4.3.4 Effets de la porosité, nombres de Darcy et Rayleigh

Cette situation a été déjà étudiée dans le paragraphe 4.2.2.4, pour le cas de la convection thermique pure, une combinaison des effets des paramètres de contrôles : le nombre de Darcy Da , et la porosité ε sur le nombre de Nusselt en fonction de Ra . A titre comparatif, on a repris cette analyse dans le cas de la convection bidiffusive afin de mettre en évidence les effets de contribution des gradients de concentration sur le transfert thermique. Pour bien illustrer ces effets, on a résumé les figures des deux cas dans le tableau ci-dessous, figure 4.14, et on a enregistré les remarques suivantes :

- ✓ Pour de faible valeur de Darcy, $Da = 10^{-6}$, le taux de transfert (Nu), demeure constant quelque soit l'augmentation du nombre de Rayleigh pour les deux cas, ce là est dû à la grande résistance de la matrice poreuse qui se comporte comme un milieu imperméable devant les deux forces de flottabilité, pour de faibles nombres de Darcy. Le transfert thermique dans ce cas-là reste purement conductif.

- ✓ L'influence de la porosité est plus significative dans le cas de la convection thermique pure (CTP).
- ✓ En augmentant le nombre de Darcy, $Da = 10^{-5}$, les courbes commencent à se modifier légèrement, traduisant une augmentation de Nu et la transition vers le mode de transfert convectif. Ce qui est intéressant à signaler ici, c'est que le nombre critique de Rayleigh R_{ac} , caractérisant la transition du mode de transfert conduction-convection, est inférieure dans le cas de convection Bidiffusive, $R_{acB} \approx 10^6$, que dans le cas CTP $R_{acCB} \approx 10^7$, ce nombre critique de R_{ac} diminue avec l'augmentation du nombre de Darcy pour les deux cas, mais plus rapidement pour le cas CB, nous pouvons interpréter ce phénomène par l'augmentation de l'interaction des forces de flottabilité thermique et solutale, en effet la contribution du gradient de concentration dans le régime d'écoulement provoque l'augmentation de la vitesse du fluide et par conséquent l'augmentation du flux thermique convectif.

Avec l'augmentation du nombre de Darcy $Da=10^{-1}$, les courbes dans le cas CB se déforment considérablement sous l'effet de l'intensification de l'écoulement induit par les forces de flottabilité thermique et solutales simultanément, les courbes montrent que le transfert de la chaleur est entièrement dominé par le mode de la convection naturelle, et les valeurs de R_{ac} diminuent de plus en plus.

- ✓ Les effets des gradients de concentration sur le transfert thermique ne sont plus significatifs à des valeurs de Da plus élevées ($Da=10^{-1}$).

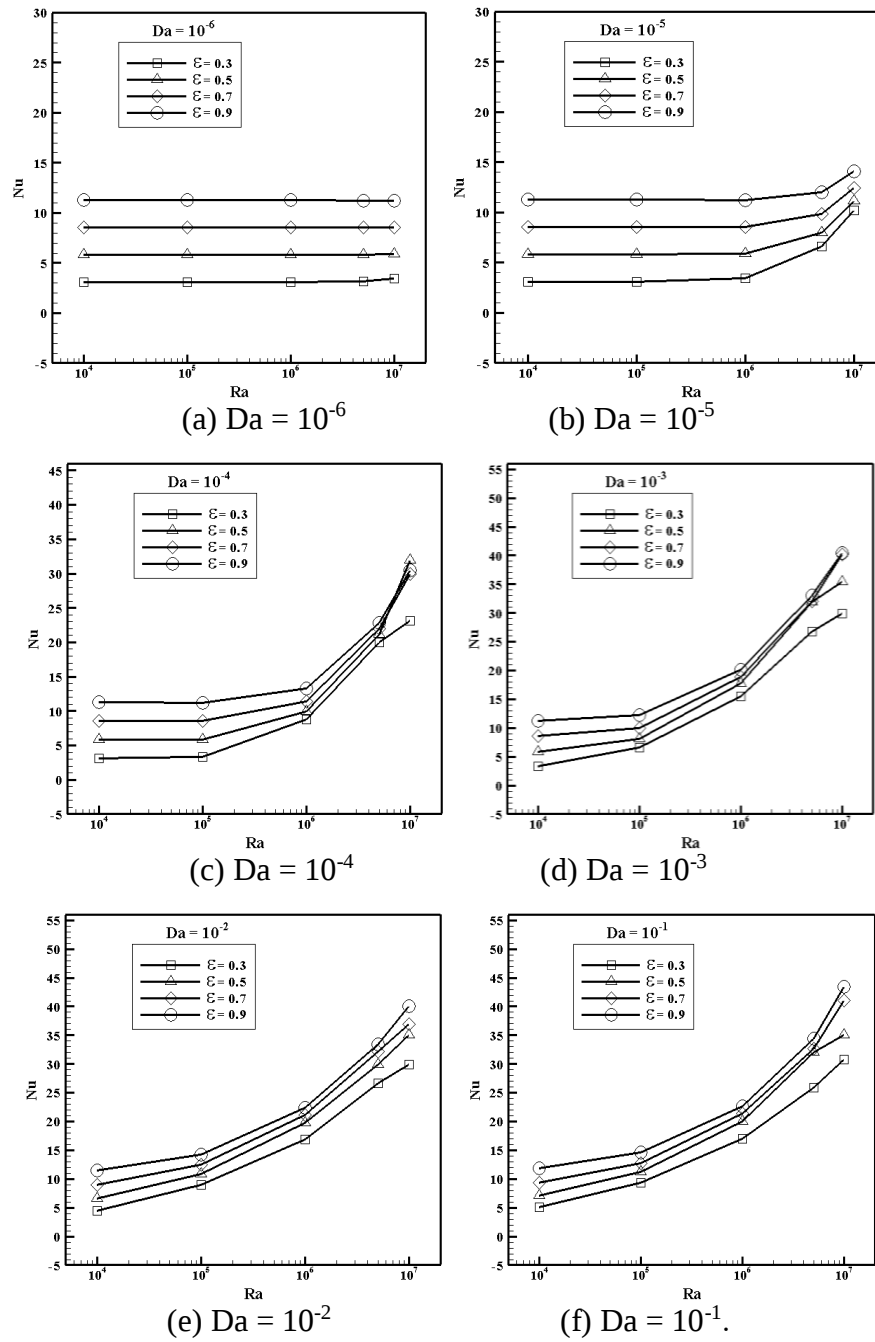
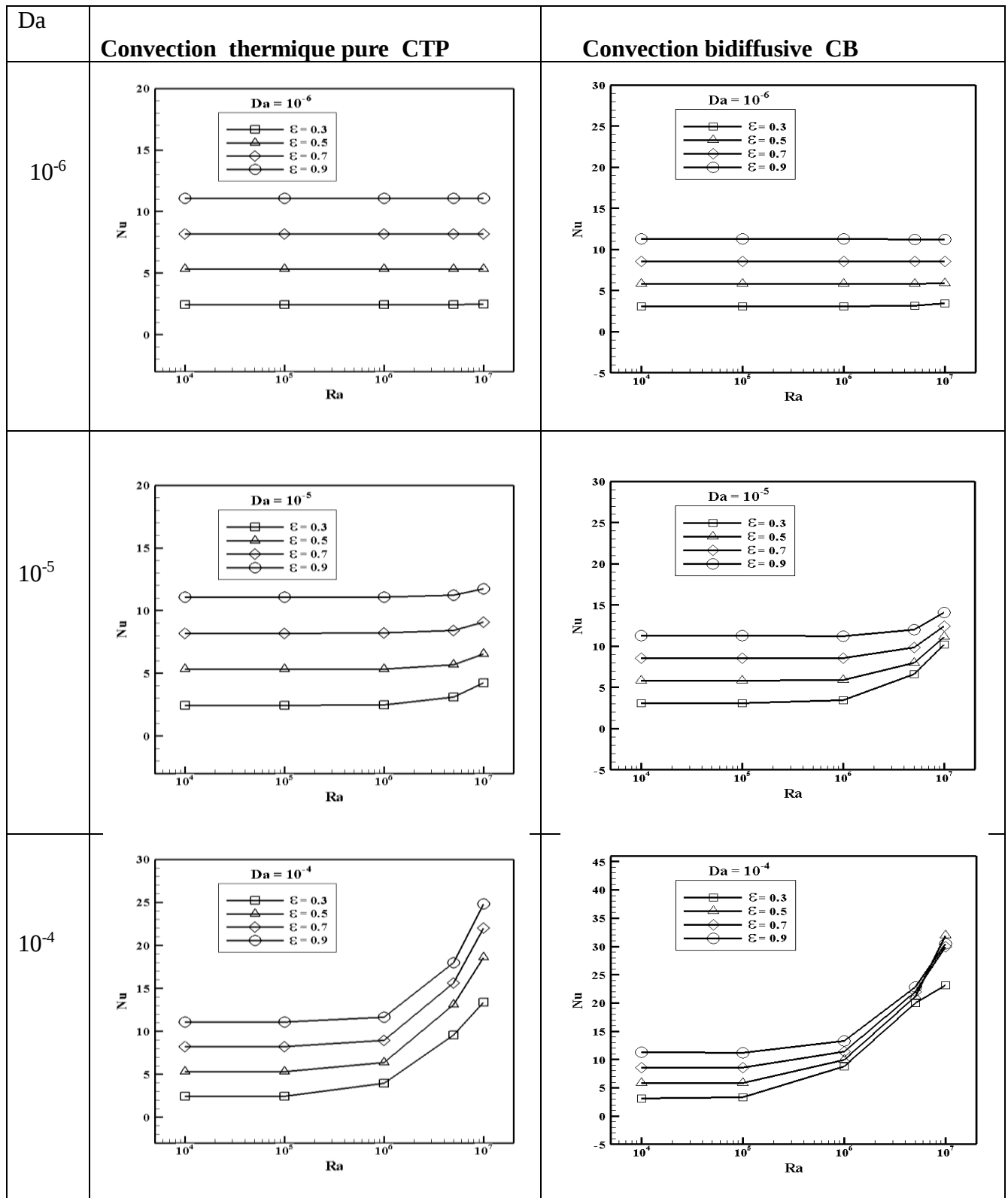


Figure 4.13. Effets de la porosité sur le taux de transfert de chaleur pour différentes valeurs de Darcy.



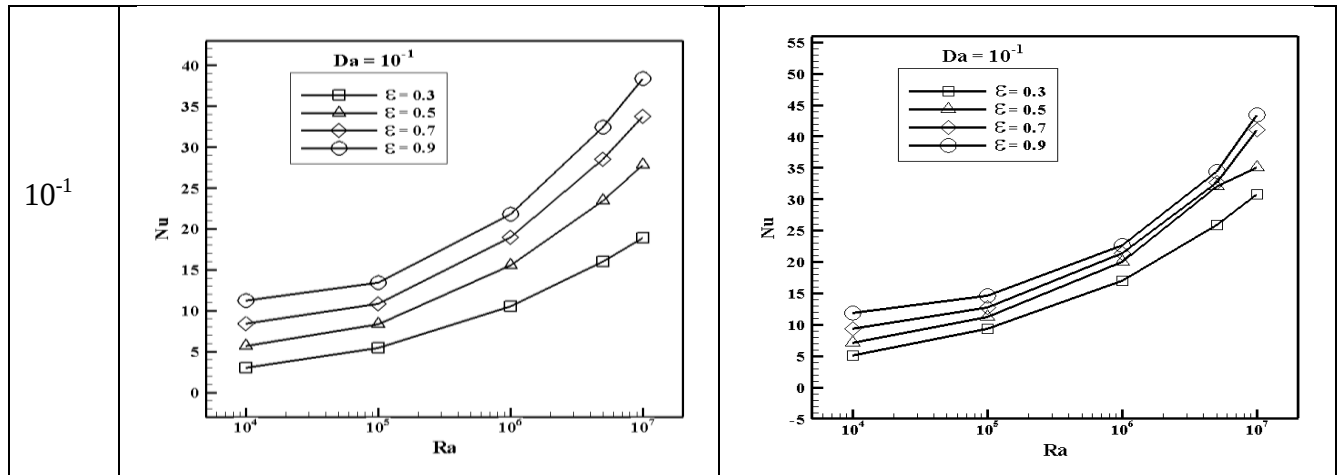


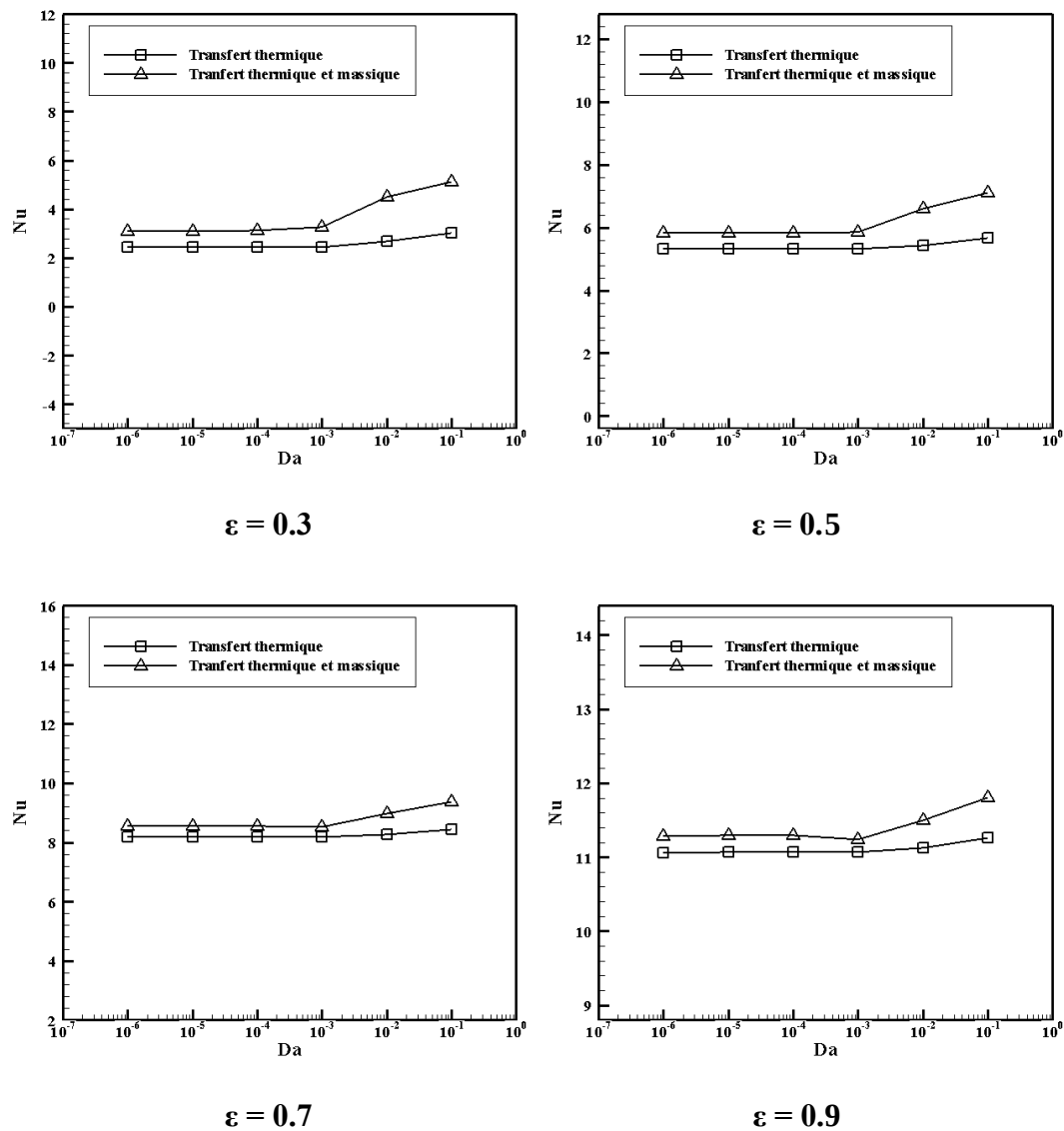
Figure 4.14 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes valeurs de porosité ε et Darcy. Comparaison entre les deux cas convection thermique pure et convection bidiffusive.

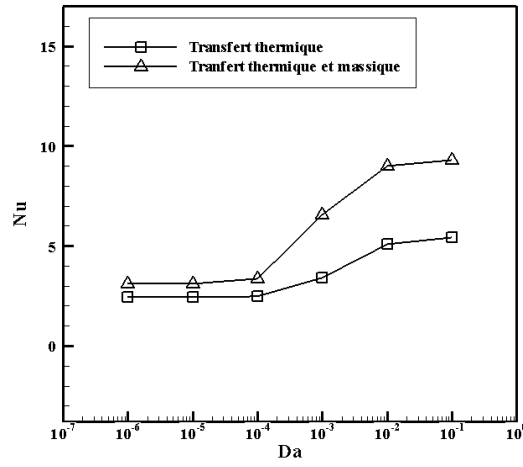
4.4 Analyse comparative, effet du gradient de concentrations sur le transfert thermique

Le même objectif de comparaison entre les deux cas CTP et CB est visé par une autre combinaison des effets de paramètres de contrôle, illustré dans la figure 4.15. On a donc présenté la variation de Nusselt moyen en fonction du nombre de Darcy pour différentes valeurs de la porosité et du nombre de Rayleigh. Il est observé que pour une valeur plus ou moins faible de $Ra = 10^4$ et quelque soit la valeur de la porosité (effet de la porosité négligeable pour cette valeur de Ra), le nombre de Nusselt est constant en fonction de Da , pour le cas de la CTP, tandis qu'il subit une légère augmentation à partir de $Da = 10^{-3}$ pour le cas de CB, mais l'écart des deux courbes CPT et CB reste faible dans ce cas.

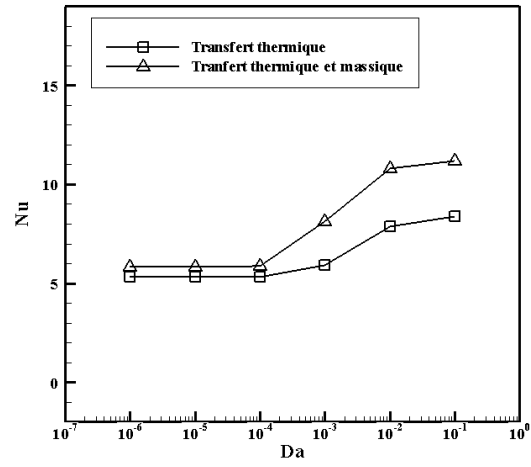
En augmentant le nombre de Ra à 10^5 , l'effet de la contribution de la flottabilité solutale devient plus significative, où on remarque que la courbe CB s'accroît plus rapidement que celle CTP, et l'écart entre eux s'accroît, mais se réduit avec l'augmentation de la porosité. Ainsi, le transfert thermique (Nu) continue l'augmentation avec le nombre de Da à partir de la valeur $Da = 10^{-4}$.

Mêmes observations sur l'effet des gradients de masse sur la variation de Nu pour différentes valeurs de Da , on remarque que pour différentes valeurs de Ra l'effet de flottabilité solutale n'est plus significatif au-delà d'une certaine valeur de Ra . En effet pour $Ra \geq 10^5$, les courbes des deux cas restent presque semblables, alors que l'effet sur la variation de la porosité est remarquable, ou on observe que l'écart entre les deux cas CPT et CB se réduit considérablement avec l'augmentation de la porosité.

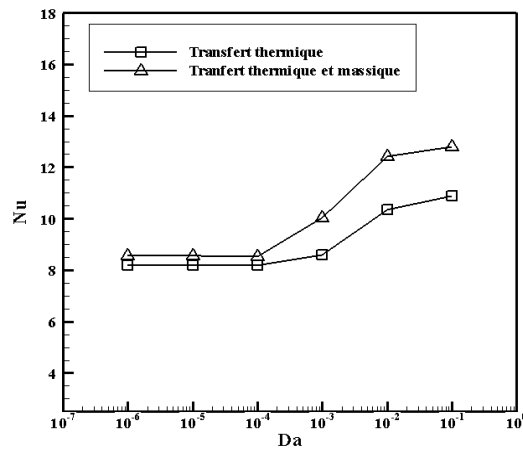
(a) $Ra=10^4$



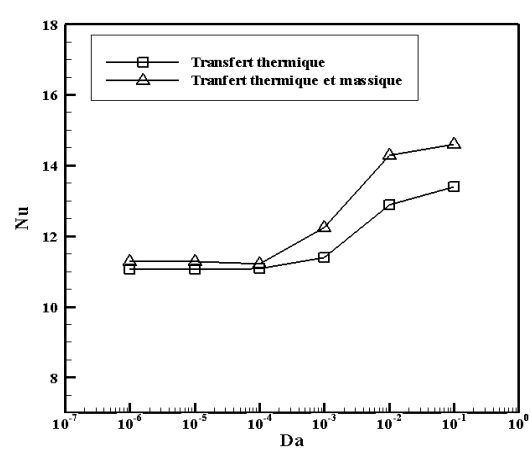
$\varepsilon = 0.3$



$\varepsilon = 0.5$

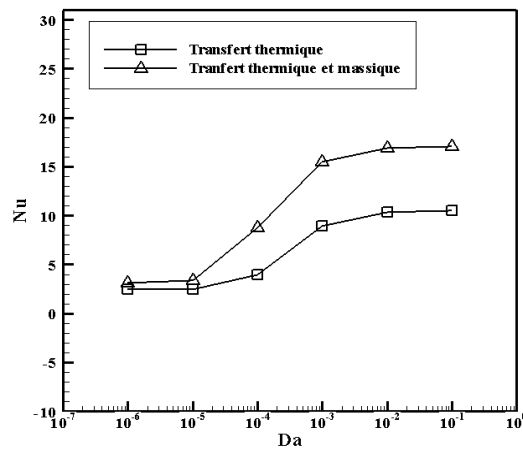


$\varepsilon = 0.7$

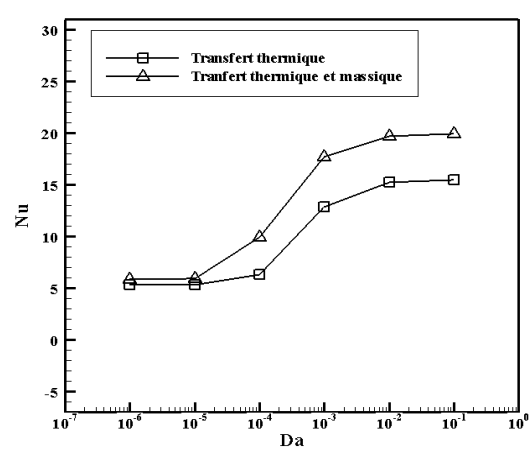


$\varepsilon = 0.9$

(b) $Ra=10^5$



$\varepsilon = 0.3$



$\varepsilon = 0.5$

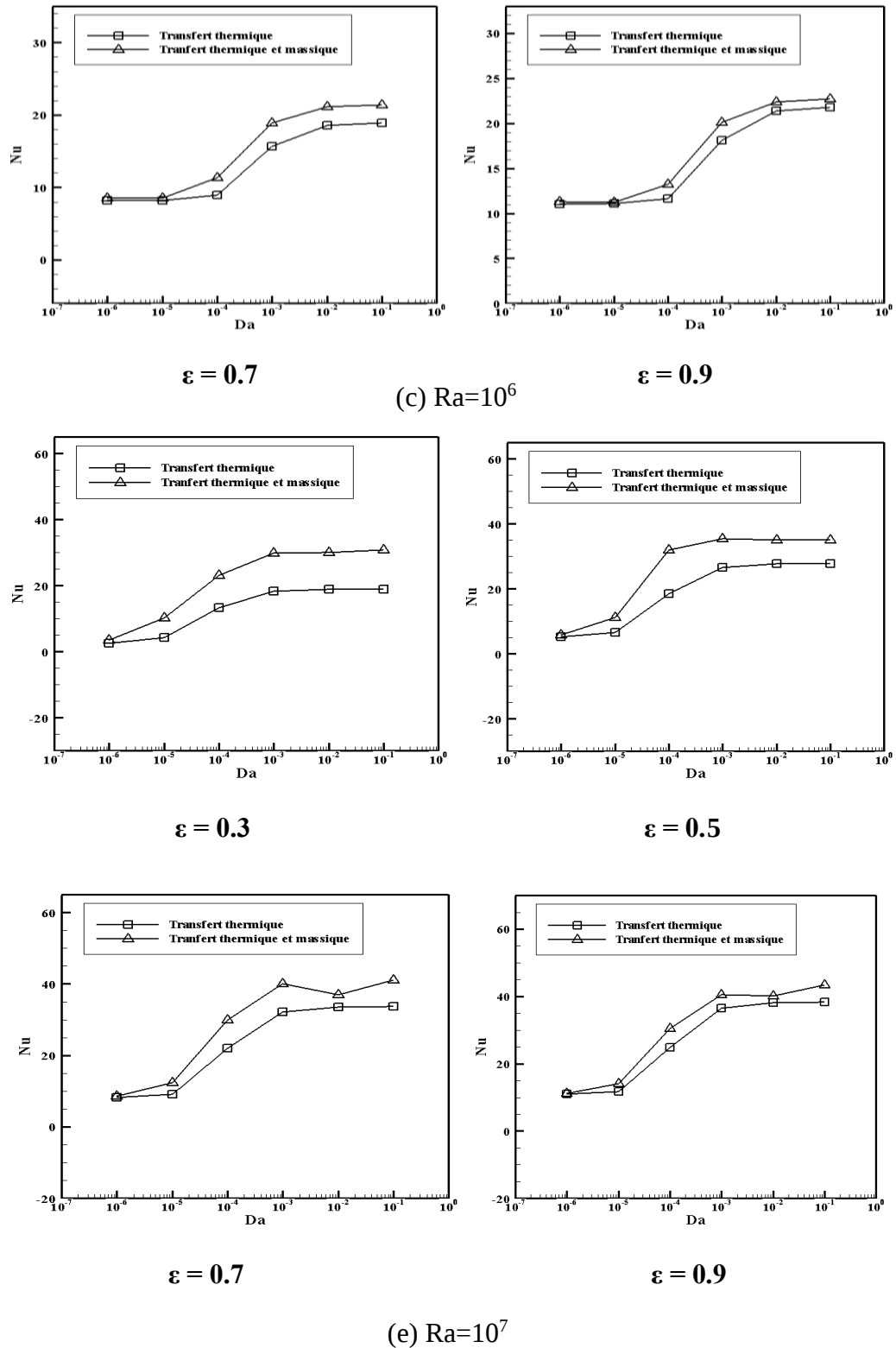


Figure 4.15 Variation de Nusselt moyen en fonction de nombre de Darcy pour différentes valeurs de la porosité et nombre de Rayleigh. Comparaison entre la convection purement thermique et la convection bidiffusive.

Conclusion Générale

Dans ce travail de thèse, on a mené une étude numérique du phénomène de la convection naturelle purement thermique comme une première partie, puis le cas double diffusive, dans une cavité carrée contenant un milieu poreux. Les parois verticales latérales de la cavité sont maintenues à des températures et concentrations différentes et constantes. Tandis que les parois horizontales de l'enceinte sont supposées rigides, imperméables et adiabatiques. L'extension de Brinkman-Forchheimer de la loi de Darcy a été adoptée pour décrire le mouvement du fluide au sein de la matrice poreuse. Les équations modélisées de continuité, de mouvement, d'énergie et de masse sont résolues numériquement par la méthode des volumes finis. Nous avons effectué des validations de nos résultats avec des travaux antérieurs pour les deux cas considérés, la convection naturelle thermique pure, ainsi que pour la convection naturelle bidiffusive. On a trouvé un bon accord avec ces travaux.

Une série de calcul numériques est menée pour analyser l'influence des différents paramètres de contrôle sur le processus, tels que, le nombre de Rayleigh thermique Ra , le nombre de Darcy Da , et particulièrement la porosité ε , pour le cas de transfert convectif thermique pur, et le cas du transfert convectif bidiffusif. Dans nos simulations, nous avons fait varier la porosité ε , le nombre de Darcy Da et le nombre de Rayleigh Ra . Les résultats obtenus montrent que les valeurs les plus élevées des nombres moyens de Nusselt et de Sherwood correspondent aux valeurs les plus élevées de (Ra) , (ε) , et Da . Ainsi, on a constaté que l'écoulement de la convection naturelle non darcienne est considérablement influencé par les effets de l'inertie et des forces visqueuses, et par conséquent, le taux de transfert thermique et massique.

En outre, la porosité affecte de manière significative l'écoulement, le transfert de chaleur et de masse dans le milieu poreux. En effet, pour des nombres de Rayleigh et de Darcy donnés, une porosité plus élevée conduit à des valeurs plus élevées des nombres moyens de Nusselt et de Sherwood. Et par conséquent, une amélioration des taux de transfert de chaleur et de masse dans la cavité poreuse. Il est observé dans tel cas que la porosité doit être considérée comme un paramètre indépendant. Aux faibles nombres de Darcy, l'effet de la porosité est faible, mais pas négligeable.

Les résultats montrent aussi clairement l'importance des effets des nombres Darcy et de Rayleigh sur le phénomène, où on peut signaler que l'augmentation de la perméabilité à travers le nombre de Darcy, et le mécanisme de la convection naturelle à travers le nombre de Rayleigh favorisent d'une manière significative les taux de transfert de chaleurs et de masse.

Enfin, on a étudié l'influence de l'ajout d'un gradient de concentration dans la paroi poreuse, Il est observé que le transfert de chaleur convectif est bien amélioré pour des nombres de Darcy et de Rayleigh moins élevés.

Il ressort de ces résultats quelques idées d'extension de cette étude en perspectives, afin d'aboutir à des résultats meilleurs et plus optimales, comme par exemple :

- ✓ L'introduction dans le milieu poreux des particules nano fluides caractérisés par des propriétés thermophysiques plus performantes.
- ✓ L'analyse de l'effet de l'anisotropie en perméabilité ou en conductivité.
- ✓ Une combinaison des deux sujets précédents dans le cas tridimensionnel.

REFERENCES

- [1] ISET Kélibia, Convection thermique , Département génie des procédés : 2015/2016 .
- [2] O. Coussy, Mécanique des milieux poreux , Ed. Technip Paris, 1991. D'après these de doctorat de .Arnaud Mesgouez . 2005.
- [3] M. Quintard ,Transferts en Milieux Poreux , D.R. CNRS. 22/02/15.
- [4] R. Lefebvre, Ecoulement multiphase en milieu poreux , 2003.
- [5] G. Mittermeir, fluid flow in porous media , textbook series .VOL 1. 2013.
- [6] R. CALVET , le sol : propriétés et fonctions , VOL 2.
- [7] A. Dybbs, R. V. Edwards, A new look at porous media fluid mechanics-Darcy to turbulent, Int Fundamentals of transport phenomena in porous media pp 199-256. Springer,
- [8] H. Darcy Les fontaines publiques de la ville de Dijon, Victor Dalmont (1856).
- [9] R. Abed Mahdi, Review of convection heat transfer and fluid flow in porous media with nanofluid, Renewable and Sustainable Energy Reviews 41. 715-734 2015.
- [10] R. Bénédicte, Étude et simulation de la conductivité thermique de matériaux composites à matrice organique chargée et renforcée de fibres de carbone PITCH, thèse doctorat 2014.
- [11] D.A. Nield, A. Bejan, Convection in Porous Media, fourth ed., Springer, New York,2013.
- [12] S. Das, R.K. Sahoo, Effect of Darcy ,fluid Rayleigh and heat generation parameters on natural convection in a porous square enclose: A Brinkman- extended Darcy model, Int. comn. Heat mass Transfer, 26.pp.569-578,1999.
- [13] B. D. Chan, C. M Ivey, J. M. Barry, Natural Convection in Enclosed Porous Media with Rectangular Boundaries, J. Heat Transfer, 92, pp 21-27, 1970.
- [14] J. W. LEE et J. M. HYUN, Double-diffusive convection in a rectangle with opposing horizontal temperature and concentration gradients, int. J. Heat Mass Transfer, 33. pp 1617-1632. 1990.

- [15] D. Santhosh Kumar, K. Dass, and A. Dewan, analysis of non-darcy models for mixed convection in a porous cavity using a multigrid approach, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 56, pp 685–708, 2009.
- [16] D. Das, M. Roy, T. Basak, Studies on natural convection within enclosures of various (non-square) shapes -A review, *Int. J. Heat Mass Transfer* 106 pp 356–406, 2017.
- [17] V. Osvaldo Trevisan, Mass and heat transfer by natural convection in a vertical slot filled with porous medium, *Int. J. Heat Mass Transfer*. 29, pp. 403 - 415, 1986.
- [18] H. Nawaf. Saeid, Natural convection in porous cavity with sinusoidal bottom wall temperature variation, *Int Comm in Heat Mass Transfer* 32 pp 454- 463, 2005.
- [19] T. Basak, S. Roy, T. Paul, I. Pop, Natural Convection in a Square Cavity Filled with a Porous Medium: Effects of Various Thermal Boundary Conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49 pp 1430–1441 2006.
- [20] M. Sathiyamoorthy, T. Basak, S. Roy, I. Pop, Steady natural convection in a square cavity filled with a porous medium for linearly heated side wall, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50 pp 1892–1901 2007.
- [21] R. Satish Kaluri, Heatline analysis of thermal mixing due to natural convection in discretely heated porous cavities filled with various fluids, *Chemical Engineering Science* 65 pp 2132-2152. 2010.
- [22] K. Manish, W. Khandelwal, P. Bera, A. Chakrabarti, Influence of periodicity of sinusoidal bottom boundary condition on natural convection in porous enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer* 55 pp 2889–2900 2012.
- [23] D. Ramakrishna, T. Basak, S. Roy, I. Pop, Numerical study of mixed convection within porous square cavities using Bejan's heatlines: Effects of thermal aspect ratio and thermal boundary conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer* 55, pp 5436-5448, 2012.
- [24] W. Feng, G. Wang, W. Zhou, Numerical Study of Natural Convection in a Porous Cavity with Sinusoidal Thermal Boundary Condition, *Chem. Eng. Technol*, 39, pp 767-774. 2016.
- [25] K. Vafai, C. L. Tien, Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer* 24, pp. 195-203, 1982.

- [26] C. Beckermann , R. Viskanta , S. Ramadhyani, A numerical study of non-darcian natural convection in a vertical enclosure filled with a porous medium, *Numerical Heat Transfer*, 10 , pp 557-570, 2007.
- [27] G. Lauriat, V.Prasad, Non-Darcian effects on natural convection in a vertical porous enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*. 32, pp. 2135-2148. 1989.
- [28] Y. Ould-Amer, Effet de l'angle d'inclinaison sur la convection naturelle dans une cavité poreuse bicouche, *Revue de Mécanique Appliquée et Théorique*, 2, pp. 265-273, 2010.
- [29] A. Hadj Abbas, H. Messaoud, D. Saada, B. Abdennacer, Numerical study of laminar natural convection in porous media :Darcy -Brinkman-Forscheimer model, *Energy Procedia* 74, pp 77 -86, 2015.
- [30] M.Boussaid, A.Mezenner, M. Bouhadeuf , convection naturelle de chaleur et de masse dans une cavité trapezoidale, *int. J. Therm. sci.* 38, pp 363-371 1999.
- [31] Y. Varol , F.Hakan Oztop, A. Varol, Free convection in porous media filled right-angle triangular enclosure, *Int Communications in Heat Mass Transfer* 33, pp 1190-1197, 2006.
- [32] E. Fuad Kent, Numerical analysis of laminar natural convection in isosceles triangular enclosures for cold base and hot inclined walls, *Mechanics Research Comm* 36, pp 497-508, 2009.
- [33] A. Bejan , R.Khairi, Heat and mass transfer by natural convection in a porous medium, *Int.J. heat Mass transfer*, 28 pp 909-918, 1985.
- [34] V. Osvald, A. Bejan, Natural convection with combined heat and mass transfer buoyancy effects in a porous medium, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28, pp. 1597-1611, 1985.
- [35] B. Goyeau, J. Songb, D. Gobin, Numerical study of double-diffusive natural convection in a porous cavity using the Darcy- Brinkman formulation, *Int. J. Heat Mass Transfer*. 39, pp. 1363-1378, 1996.

- [36] P. Nithiarasu ,T.Sundararajan, K.N.Seetharamu, Double-diffusive natural convection in a fluide saturated porous cavity with a frelly convecting wall, Int. communication Heat Mass Transfer, 24, pp.1121-1130,1997.
- [37] M. Mamou , L.kalla, Multiple solutions for double diffusive convection in a shallow porous cavity with vertical fluxes of heat and mass, Int. J. Heat Mass Transfer, 44 pp. 4493-4504, 2001.
- [38] A. Amahmid, M. Hasnaoui, P. Vasseur, Etude analytique et numérique de la convection naturelle dans une couche poreuse de Brinkman doublement diffusive , Int. J. Heat Mass Transfer, 42 pp 2991-3005, 1999.
- [39] R. Bennacer, A. Tobbal , H. Beji, Convection naturelle Thermosolutale dans une Cavité Poreuse anisotrope: Formulation de Darcy-Brinkman, Rev. Energ. Ren. 5 pp 1-21, 2002.
- [40] M. Bourich, M. Hasnaoui, A. Amahmid, Double-diffusive natural convection in a porous enclosure partially heated from below and differentially salted, Int. J. Heat Fluid Flow 25, pp 1034-1046, 2004.
- [41] S. Benissaad , N. Ouazaa, Étude analytique et numérique de la convection naturelle bidiffusive dans un milieu poreux confiné,
- [42] F.Y. Zhao, D.Liu, G. F. Tang, Natural convection in a porous enclosure with a partial heating and salting element, Int. J. Thermal Sciences 47, pp 569–583,2008.
- [43] A.C. Baytas, A.F. Baytas, D.B. Ingham, I. Pop, Double diffusive natural convection in an enclosure filled with a step type porous layer: Non-Darcy flow, Int. J. Thermal Sciences 48, pp 665-673, 2009.
- [44] S. Safi , S. Benissaad, Heat and Mass Transfer in Anisotropic Porous Media , Adv. Theor. Appl. Mech. 5, pp 11- 22, 2012.

- [45] K. Sofen, S. K. Mahapatra, A. Sarkar, Double diffusive buoyancy opposed natural convection in a porous cavity having partially active vertical walls, *Int. J. Heat Mass Transfer* 62, pp. 805-817, 2013.
- [46] M. Sabyasachi, P. Sibani, Effects of buoyancy ratio on unsteady double-diffusive natural convection in a cavity filled with porous medium with non-uniform boundary conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 85, pp. 401-413, 2015.
- [47] Azeem, I. A. Badruddin, M. Yamani, I. Idris, N. Ghazali, S. Ahmed, A. Al-Rashed, Conjugate heat and mass transfer in square porous cavity, *Indian J. Pure & Applied Physics*, 54, pp. 777-786, 2016.
- [48] N. Kladias, V. Prasad, Experimental Verification of Darcy-Brinkman-Forchheimer Flow Model for Natural Convection in Porous Media, *J. Thermophysics*, 5, 1990.
- [49] A. Gamal, Amhalhel, P. Furmański, Problems of modeling flow and heat transfer in porous media, *Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej*, 85, 1997.
- [50] K. Malay, D. Partha, P. Mukherjee, K. Muralidhar, *Modeling Transport Phenomena in Porous Media With Applications*, Springer International Publishing, AG 2018.
- [51] M. Kaviany, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, Second Edition 1995.
- [52] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Taylor Francis, 1980.
- [53] P. Nithiarasu, T. Sundararajan, Natural convective heat transfer in a fluid saturated variable porosity medium, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40, pp. 3955-3967, 1997.
- [54] A. J. Chamkha, A. Al-Mudhaf, Double-diffusive natural convection in inclined porous cavities with various aspect ratios and temperature-dependent heat source or sink, *Heat Mass Transfer/Wärme- und Stoffübertragung* 44 (6), pp. 679-693, 2008.

- [55] P. Agarwal, Simulation of heat transfer phenomenon in furnace using fluent-gambit, Department of Mechanical Engineering National Institute of Technology Rourkela, these 2009,
- [56] M. Abdelraheem , A. Mitsuteru, Modelling of Non-Darcy Flows through Porous Media Using Extended Incompressible Smoothed Particle Hydrodynamics, Numerical Heat Transfer, Part B, 67, 255-279, 2015.
- [57] S. Nazari , Numerical study on mixed convection of a non-Newtonian nanofluid with porous media in a two lid-driven square cavity, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry 140,1121-1145, 2020.