RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ CONSTANTINE 1

FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

N° d'ordre :……/Doct/2014.

Série :……/GM/2014.

THESE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat en Sciences
en Génie Mécanique

Étude Numérique de la Convection Mixte en Milieu Poreux dans un Canal Contenant des Composants Électroniques

OPTION :

Énergétique

Par : **BOUTINA Lyes**

Soutenue le: / /

Devant le jury composé de :

Président :	M^{r}. A. BOUCHOUCHA	Professeur	Université Constantine 1
Rapporteur :	M^{r}. R. BESSAIH	Professeur	Université Constantine 1
Examinateurs :	M^{r}. S. BENISSAD	Professeur	Université Constantine 1
	M^{r}. C. BOUGRIOU	Professeur	Université Hadj-Lakhdar-Batna
	M^{r}. E. MEZAACHE	Professeur	Université 20 Août 1955-Skikda

بسم الله الرحمن الرحيم

ABSTRACT

A numerical study of laminar mixed convection air-cooling of two identical heat sources enveloped by a porous matrix has been presented in this work. The flow field is governed by the Navier–Stokes equations in the fluid region, the Darcy–Brinkman–Forchheimer model in the porous region, and the thermal field by the energy equation. The numerical calculation was carried out using the software "FLUENT", based on the finite volume method.

The first application is to examine the effects of the Reynolds number, the inclination angle, the size of electronic components and the space between them on the heat transfer inside a two-dimensional (2D) vertical channel. The results show that increasing of the Reynolds number and the separation distance can enhance the cooling of electronic components. For an inclinaison angle ($\alpha = 45$ °), the maximum heat transfer was obtained. For the second application, we have considered a two-dimensional (2D) vertical channel, containing two electronic components wrapped by a porous matrix. The effects of the Reynolds number, the inclination angle, the Darcy number, the thickness of the porous layer and their conductivity have been examined. The results show that the thickness of the porous matrix improves the cooling of electronic components inside the channel, about 60% higher compared to the case without integration of the porous matrix. The increase of the Darcy number ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) causes a decrease of the maximum temperature in the channel, which contributes to the cooling of electronic components. The insertion of the porous matrix with a thermal conductivity in the range $ke/kf \leq 50$ improves the cooling of heat sources. For the third application, we have considered a three-dimensional (3D) vertical channel, containing two electronic components wrapped by a porous matrix. The effects of the Reynolds number, the Darcy number and the thickness of the porous layer have been examined. The results show that proper cooling of electronic components is obtained for a channel completely filled with a porous matrix with high thermal conductivity ($ke / kf = 100$), with $Re = 200$ and $Gr = 10^4$ ($Ri = Gr/Re^2=0.25$) and for all values of the Darcy number ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$).

Keywords: Mixed Convection, Channel, Air-cooling, Electronic components, Porous medium.

RÉSUMÉ

Une étude numérique de la convection mixte laminaire et stationnaire lors du refroidissement à air de deux sources de chaleur identiques enveloppées par une matrice poreuse a été présentée dans ce travail. L'écoulement du fluide est gouverné par les équations de Navier–Stokes dans la région fluide, le modèle de Darcy–Brinkman–Forchheimer dans la région poreuse et le champ thermique par l'équation d'énergie. Le calcul numérique a été mené à l'aide du logiciel de calcul "FLUENT", basé sur la méthode des volumes finis.

La première application consiste à examiner les effets du nombre de Reynolds, de l'angle d'inclinaison, des dimensions des composants électroniques et de l'espace entre eux sur le transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal vertical bidimensionnel (2D), contenant deux composants électroniques. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que de la distance de séparation entre les composants entraîne une amélioration du refroidissement des composants électroniques. Pour un angle d'inclinaison (α = 45°), le taux du transfert de chaleur maximum a été obtenu. Pour la deuxième application, nous avons considéré un canal vertical bidimensionnel (2D), contenant deux composants électroniques enveloppés par une matrice poreuse. Les effets du nombre de Reynolds, l'angle d'inclinaison, du nombre de Darcy, de l'épaisseur de la couche poreuse et leurs conductivités ont été examinés. Les résultats montrent que l'épaisseur de la matrice poreuse améliore le refroidissement des composants électroniques au sein du canal, de l'ordre 60 % supérieur par rapport au cas sans insertion de la matrice poreuse. L'augmentation du nombre de Darcy dans la gamme ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) entraîne une diminution de la température maximale dans le canal, ce qui contribue dans le refroidissement des composants électroniques. L'insertion de la matrice poreuse avec une conductivité thermique dans la gamme $ke/kf \leq 50$ améliore le refroidissement des sources de chaleur. Pour la troisième application, nous avons considéré un canal vertical tridimensionnel (3D), contenant deux composants électroniques enveloppés par un milieu poreux. Les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Darcy et de l'épaisseur de la couche poreuse ont été examinés. Les résultats montrent qu'un bon refroidissement des composants électroniques est obtenu pour un canal complètement rempli par la matière poreuse de conductivité thermique élevée ($ke/kf=100$), avec $Re= 200$ et $Gr=10^4$ ($Ri =Gr/Re^2=0.25$), et pour tous les nombres de Darcy ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$).

Mots-clefs : Convection Mixte, Canal, Refroidissement à air, Composants électroniques, Milieux poreux.

ملخص

في هذا العمل، قدمنا دراسة عددية للحمل الحراري المزدوج في حالته المستقرة من خلال التبريد بالهواء لمنبعين للحرارة (يمثلان العناصر الإلكترونية) مثبتان داخل قناة عمودية، و تغطيهما مصفوفة مسامية. تدفق الهواء مسير عن طريق معادلة نافي ستوكس، و نموذج (**دارسي برينكمان فورشها يمر**) في منطقة المصفوفة المسامية و الحقل الحراري مسير بمعادلة الطاقة . وقد أجريت العمليات الحسابية العددية باستخدام برنامج "فلونت"، استناداً إلى طريقة الحجوم المنتهية.

التطبيق الأول يتمثل في دراسة مدى تأثير عدد رينولدز، زاوية الميل، وحجم المكونات الإلكترونية والمسافة التي تفصل بينهما داخل قناة عمودية ثنائية الأبعاد، و تحتوي على منبعين لحرارة. أظهرت النتائج أن الزيادة في عدد رينولدز والمسافة الفاصلة بين المكونات يؤدي إلى تحسين تبريد المكونات الإلكترونية. من أجل زاوية ميل للقناة $\alpha = 45°$، تم الحصول على الحد الأقصى لمعدل نقل الحرارة.

في التطبيق الثاني، درسنا مدى تأثير عدد رينولدز، زاوية الميل، عدد دارسي و سماكة طبقة المسامية و ناقليتها على تبريد المكونات الإلكترونية المثبتة داخل قناة عمودية ثنائية الأبعاد تحتوي على مكونين إلكترونيين تغطيهما مصفوفة مسامية. أظهرت النتائج أن الزيادة في سمك المصفوفة المسامية يحسن في تبريد المكونات الإلكترونية داخل القناة، و هو أعلى بحوالي 60٪ مقارنةً بنتائج التطبيق بدون إدراج المصفوفة المسامية. الزيادة في قيمة عدد دارسي في المجال ($10^{-3} \geq$ دارسي $\geq 10^{-6}$) يؤدي إلى انخفاض درجة الحرارة القصوى في القناة، مما يساهم في تبريد المكونات الالكترونية. إدراج مصفوفة مسامية ذات ناقلية حرارية كبيرة (≤ 50 مرة من ناقلية الهواء) يساهم في تحسين تبريد المصادر الحرارية.

في التطبيق الثالث، درسنا مدى تأثير عدد رينولدز، عدد دارسي و سماكة الطبقة المسامية على تبريد المكونات الإلكترونية المثبتة داخل تجويف مستطيل و عمودي ثلاثي الأبعاد يحتوي على مكونين إلكترونيين تغطيهما مصفوفة مسامية . بينت النتائج أن التبريد المناسب للمكونات الإلكترونية يكون بملئ القناة بمصفوفة مسامية ذات ناقلية مرتفعة، مع عدد رينولدز= 200 و غراشوف = 10^4 (حيث ريشردسون = 0.25) و من أجل كل القيم للعدد دارسي في المجال ($10^{-3} \geq$ دارسي $\geq 10^{-6}$).

الكلمات المفتاحية : الحمل المزدوج، قناة ، تبريد بالهواء، المصفوفة المسامية.

REMERCIEMENTS

Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donnée le courage, la force et la patience de mener à bien ce modeste travail.

Je tiens à remercier sincèrement mon encadreur Monsieur ***R. Bessaïh****, Professeur à l'Université Constantine 1, de m'avoir suivi et dirigé tout au long de la réalisation de cette thèse. Aussi, je le remercie pour la confiance qu'il a placée en mois, pour sa disponibilité permanente, pour sa patience et ses conseils.*

Je tiens à remercier Monsieur ***A.Bouchoucha****, Professeur à l'Université Constantine 1, d'avoir accepté de présider le jury.*

Je tiens aussi à remercier Monsieur ***S. Benissaad****, Professeur à l'Université Constantine 1, Monsieur* ***C. Bougriou,*** *Professeur à l'Université Hadj Lakhdar-Batna, et Monsieur* ***E. Mezaache,*** *Professeur à l'Université 20 Aout 1955, pour leurs participations à l'évaluation de ce modeste travail.*

Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près où de loin à la réalisation de ce travail.

lyes

Dédicace

Je dédie cette thèse en particulier

Au prophète Mohamed (ص)

A mes très chère parent ***Abderrahmane*** *et* ***Hadjira****, qui m'ont éclairés le chemin en me donnant la main tout au long de mes années d'études « que dieu me les gardes ».*

A mes chers frères et sœurs, et ma femme

A tous mes amis

A tous mes maîtres

A tous les scientifiques

Lyes

SOMMAIRE

ABSTRACT	**I**
RESUME	**II**
ملخص	**III**
Remerciements	**IV**
Dédicace	**V**
Nomenclature	**X**
Liste des figures	**XIII**
Liste des tableaux	**XIX**
Introduction générale	**01**
Chapitre I **Généralités et Recherche Bibliographique**	**03**
I. 1. Généralités et Définition	**03**
I. 2. Recherche Bibliographique	**06**
Chapitre II **Modélisation du Problème et Résolution par Fluent**	**35**
II. 1. Introduction	**35**
II. 2. Géométrie du problème	**35**
II.3. Equation générale de transport	**36**
II.4. Hypothèses simplificatrices	**38**
II.5. Modélisation mathématique de notre problème	**38**
II.5.1. Les équations gouvernantes	**39**
II.5.2. Adimensionnalisation des équations	**40**

II. 6. Conditions aux limites	**41**
II. 6.1. Pour le cas du canal bidimensionnel	**41**
II.6.2. Pour le cas du canal tridimensionnel	**42**
II. 7. Résolution par Fluent	**42**
II. 7. 1. Maillage sous Gambit	**45**
II. 7. 2. Définition des frontières de notre problème	**46**
II. 7. 3. Implémentation dans "FLUENT"	**47**
II. 7. 3. 1. Simple précision ou double précision	**47**
II. 7. 3. 2. Choix de la formulation du solveur	**48**
II. 7. 3. 3. Schémas numériques de discrétisation	**48**
II. 7. 3. 4. Choix du schéma d'interpolation de la pression	**49**
II. 7. 3. 5. Choix de la méthode de couplage Pression -Vitesse	**49**
II. 7. 3. 6. Choix des facteurs de relaxation	**51**
Chapitre III **Résultats et Discussion**	**52**
Application «A» **Refroidissement à air par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal incliné**	**52**
III.A.1. Introduction	**52**
III.A.2. Paramètres géométriques et physiques du problème	**52**
III.A.3. Effet du maillage	**53**
III.A.4. Validation du code de calcul	**53**
III.A.5. Résultats et discussion	**54**
III.A.5.1. Effet du nombre de Reynolds, (Re)	**56**
III.A.5.2. Effet de l'angle de l'inclinaison, (α)	**58**

III.A.5.3. Effet de la taille des composants électroniques, (S)	**58**
III.A.5.4. Effet de l'espace d entre les composants électroniques, (d/H)	**59**
Conclusion sur l'application «A»	**61**
Application «B» **Convection mixte dans un canal contenant des composants électroniques enveloppés par une matrice poreuse**	**62**
III.B.1. Introduction	**62**
III.B.2. Paramètres géométriques et physiques du problème :	**62**
III.B.3. Effet du maillage	**63**
III.B.4. Validation du code de calcul	**63**
III.B.5. Résultats et discussion	**65**
III.B.5.1. Effet du nombre de Reynolds, (Re)	**65**
III.B.5.2. Effet de l'angle d'inclinaison du canal, (α)	**69**
III.B.5.3. Effet du nombre de Darcy, (Da)	**72**
III.B.5.4. Effet de l'épaisseur de la couche poreuse, (e/H)	**76**
III.B.5.5. Effet de la conductivité thermique de la matrice poreuse, (ke/kf)	**80**
Conclusion sur l'application «B»	**83**
Chapitre IV : **Résultats et Discussion** **Convection mixte tridimensionnelle (3D) dans un canal vertical contenant une matrice poreuse »**	**84**
IV.1. Introduction	**84**
IV.2. Paramètres géométriques et physiques	**84**
IV.3. Effet du maillage sur la solution numérique	**84**
IV.4. Résultats et discussions	**85**

IV.4.1. Effet du nombre de Reynolds, (Re)	**86**
IV.4.2. Effet du nombre de Darcy, (Da)	**97**
IV.4.3. Effet de l'épaisseur de la couche poreuse, (e/H)	**102**
Conclusion sur le cas de la convection mixte 3D	**107**
Conclusion Générale	**108**
Références Bibliographiques	**110**
Annexe :Publication internationale Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel, ***Applied Thermal Engineering*** 31 (2011) 2052-2062	**116**

NOMENCLATURE

H	Largeur du canal (2D) ou du canal (3D), [m]
h	Hauteur du canal, [m]
L	Longueur du canal (2D) ou du canal (3D), [m]
l_1	Longueur d'entrée avant le premier composant, [m]
l_2	Longueur de sortie après le deuxième composant, [m]
w	Longueur des composants électroniques, [m]
c	Largeur des composants électroniques, [m]
m	Hauteur des composants électroniques, [m]
s	Espace entre les composants, [m]
e	Epaisseur de la couche poreuse, [m]
e/H	Epaisseur adimensionnelle de la couche poreuse, [-]
F	Coefficient de Forchheimer, [-]
g	Accélération de la pesanteur, [m/s^2]
i, j	Coordonnées logiques des points, [-]
K	Perméabilité du milieu poreux, [m^2]
k	Conductivité thermique, [W/m.K]
ke	Conductivité thermique du milieu poreux, [W/m.K]
kf	Conductivité thermique du fluide, [W/m.K]
ks	Conductivité thermique du solide [W/m.K]
k*(= k/kf)	Conductivité thermique adimensionnelle [-]

Nu(= $-k^{*}\frac{1}{\theta_{w}}\frac{\partial\theta}{\partial n}$)	Nombre de Nusselt local [-]
Num(= $\frac{1}{A}\int_{A} \mathrm{Nu}\, dA$)	Nombre de Nusselt moyen [-]
p	Pression [pa]
P	Pression adimensionnelle [-]
q	Source de chaleur volumétrique des composants [W/m^3]
Q	Dissipation de la chaleur par unité de longueur [W/m]
S	Terme source de l'équation de transport discrétisée [-]
t	Temps dimensionnel [s]
τ	Temps adimensionnel [-]
T_0	Température ambiante d'entrée [K]
T	Température [K]
u,v,w	Composantes de la vitesse dimensionnelle [m/s]
U,V, W	Composantes de la vitesse adimensionnelle [-]
V_0	Vitesse à l'entrée du canal [m/s]
x, y, z	Coordonnées cartésiennes dimensionnelles [m]
X,Y, Z	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles [-]
Symboles grecs	
α_f	Diffusivité thermique du fluide [m^2/s]
β (= $\frac{-1}{\rho_0}\frac{\partial\rho}{\partial T}$)	Coefficient d'expansion thermique à pression constante du fluide [1/K]
ϕ	Variable dépendante générale [-]
Γ	Coefficient de diffusion [-]
ε	Porosité [-]

$\lambda(=F/Da^{1/2}=0.35)$	Coefficient inertiel [-]
ρ	Masse volumique [kg/m^3]
ρ_0	Masse volumique à T_0 [kg/m^3]
ρ_f	Masse volumique du fluide [kg/m^3]
μ_f	Viscosité dynamique du fluide [kg/m.s]
ν_f	Viscosité cinématique du fluide [m^2/s]
$\nu^* (= \nu/ \nu_f)$	Viscosité cinématique adimensionnelle [-]
ψ	Fonction de courant adimensionnelle [-]
ΔT	Différence de température [K]
$\Delta\tau$	Incrément du temps adimensionnel [-]
θ	Température adimensionnelle [-]
Nombre adimensionnelle	
$Gr=g\beta(T_s - T_0)\, H^3/ \nu^2$	Nombre de Grashof (canal 2D) [-]
$Gr =g\beta(q_v / k_f)H^5 /\nu^2$	Nombre de Grashof (canal 3D) [-]
$Re (=V_0 H / \nu_f)$	Nombre de Reynolds [-]
$Ri (=Gr/ Re^2)$	Nombre de Richardson [-]
$Da (=K/H^2)$	Nombre de Darcy [-]
$Pr (=\nu_f/\alpha_f=0.71)$	Nombre de Prandtl [-]
Indices et exposants	
e	Effective
f	Fluide
0	Valeur initiale
*	Valeur adimensionnelle

Liste des Figures

Figure (I. 1)	Représentation schématique de la taille intermédiaire «*l*» du volume élémentaire représentatif V.E.R entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique «L» et à l'échelle des pores «d» **(Delache, 2005)**.	**04**
Figure (I. 2)	Deux plaques parallèles inclinées contenant un block solide **(Yang et al., 2010)**.	**06**
Figure (I. 3)	Canal horizontal muni de deux sources de chaleur avec un élément perturbateur placé au-dessus de ces dernières **(Hamouche et Bessaïh, 2008)**.	**07**
Figure (I. 4)	(a) Schéma de l'installation d'essais ; (b) Montage des sources sur une paroi du canal **(Bhowmik et Tou, 2005)**.	**08**
Figure (I. 5)	Canal horizontal contenant deux composants électroniques, **(Icoz et Jaluria, 2005)**.	**09**
Figure (I. 6)	Canal vertical ouvert **(Chang et Shian, 2004)**.	**09**
Figure (I. 7)	Deux longues plaques parallèles **(Chen et Chung, 2003)**.	**10**
Figure (I. 8)	Cavité ouverte **(Khanafer et al., 2002)**	**11**
Figure (I. 9)	Deux cylindres coaxiaux horizontaux **(Islam et al., 2001)**.	**11**
Figure (I. 10)	Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude, **(Habchi et Acharya, 1986)**.	**13**
Figure (I. 11)	Canal vertical contenant plusieurs sources de chaleur, couvertes par un milieu poreux **(Huang et Chen, 2012)**.	**14**
Figure (I. 12)	Cavité carrée poreuse (**Basak et al., 2011)**.	**14**
Figure (I. 13)	Canal horizontal contenant des sources de chaleur enveloppées par des blocs poreux (**Narasimhan et Reddy, 2011)**.	**15**
Figure (I. 14)	Deux sources de chaleur identiques montées dans un canal vertical en utilisant une matrice poreuse **(Bensouici et Bessaïh, 2010)**.	**16**
Figure (I. 15)	Canal horizontal bidimensionnel équipé de blocs poreux attachés à des sources de chaleur chauffées par un flux de chaleur **(Guerroudj et Kahalerras, 2010)**.	**16**
Figure (I. 16)	Deux plaques parallèles avec des blocs poreux décalés **(H. Li et al., 2010)**.	**17**
Figure (I. 17)	Canal confiné poreux **(Sivasamy et al., 2010)**.	**17**
Figure (I. 18)	Une enceinte carrée remplie d'un milieu poreux **(Kumar et al., 2010)**.	**18**
Figure (I. 19)	Canal contenant quatre blocs chauffés couverts par une matière poreuse **(Yucel et Guven, 2009).**	**19**
Figure (I. 20)	Canal contenant six blocs intercalés chauffés, avec insertion d'une matrice poreuse **(Yucel et Guven, 2007)**.	**19**
Figure (I. 21)	Deux plaques parallèles horizontales, munies d'une couche poreuse, **(Boubendir et al., 2009).**	**20**

Figure (I. 22)	Canal horizontal ouvert équipé d'un bloc poreux attaché à une source de chaleur chauffée par un flux de chaleur **(Yen et al., 2008)**.	**20**
Figure (I. 23)	Canal horizontal bidimensionnel équipé des blocs poreux attachés à des sources de chaleur chauffées par un flux de chaleur **(Huang et Yang, 2008)**.	**20**
Figure (I. 24)	Canal vertical contenant une plaque ouverte avec deux sources et une plaque oscillante **(Florio et al., 2007)**.	**21**
Figure (I. 25)	Canal horizontal rempli par un matériau poreux et contenant cinq sources de chaleur **(Tzeng, 2006)**.	**21**
Figure (I. 26)	Cavité carrée poreuse ventilée (**Mahmud et al., 2006)**.	**22**
Figure (I. 27)	Canal rempli d'une matière poreuse **(Jiang et al., 2006)**.	**22**
Figure (I. 28)	Canal horizontal contenant plusieurs sources de chaleur, couvertes par un milieu poreux **(Huang et al., 2005)**.	**23**
Figure (I. 29)	Couche poreuse verticale placée sur une plaque verticale contenant deux sources de chaleur **(Saeid et Pop, 2005)**.	**24**
Figure (I. 30)	Plaque verticale immergée dans un milieu poreux **(Nazar et al., 2004)**.	**24**
Figure (I. 31)	Cylindre circulaire horizontal immergé dans un milieu poreux saturé, **(Nazar et al., 2003)**.	**25**
Figure (I. 32)	Cavité poreuse **(Khanafer et Chamkha, 1999)**.	**26**
Figure (I. 33)	Canal horizontal contenant des blocks chauffés, avec une plaque oblique (**Horng et al, 1999**).	**26**
Figure (I. 34)	Couche poreuse verticale (**Amahmid et al., 1999)**.	**27**
Figure (I. 35)	Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse **(Ould-Amer et al., 1998)**.	**27**
Figure (I. 36)	Deux plaques parallèles partiellement remplies d'un milieu poreux **(Chang et al., 1996)**.	**28**
Figure (I. 37)	Canal vertical rectangulaire **(Umavathi, 2013)**.	**28**
Figure (I. 38)	Cavité poreuse cubique **(Khadiri et al., 2011)**.	**29**
Figure (I. 39)	Cavité inclinée poreuse **(Wang et al., 2010)**.	**30**
Figure (I. 40)	Géométrie du domaine de calcul **(Stiriba et al., 2010)**.	**31**
Figure (I. 41)	(a) Schéma du domaine numérique (b) des conditions aux limites, **(Yang and Wang, 2008)**.	**32**
Figure (I. 42)	Canal horizontal contenant des rangées de sources de chaleur **(Wang et Jaluria, 2002)**.	**32**
Figure (I. 43)	Cavité horizontal rempli par un milieu poreux **(Mohamad et al., 2002)**.	**33**
Figure (I. 44)	Cavité poreuse bidimensionnelle (**Sivasankaran et al., 2014**).	**33**
Figure (I. 45)	Cavité poreuse bidimensionnelle (**Sivasankaran et Pan, 2012**).	**34**
Figure (II. 1 a, b)	Géométrie du problème considéré : (a) Canal bidimensionnel, (b) Canal tridimensionnel.	**36**
Figure (II. 2)	Volume de contrôle typique.	**43**
Figure (II. 3)	Maillage du canal vertical bidimensionnel.	**45**
Figure (II. 4)	Maillage du canal vertical tridimensionnel.	**46**

Figure (II. 5)	Conditions aux limites, (a) Canal bidimensionnel et (b) Canal tridimensionnel.	**47**
Figure (II. 6)	Schémas de discrétisation.	**48**
Figure (II. 7)	Maillage décalé du volume de contrôle pour les trois vitesses dans les trois directions séparées.	**50**
Figure (III.A. 1)	La variation de la vitesse adimensionnelle V=f(X) à une position Y = 3.0 (cas du canal vertical, α = 0°) pour différents maillages ($Gr = 10^4$, Re =20).	**53**
Figure (III.A. 2 a,b)	Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de **Habchi et al., (1986)** (a) à y/L = 2.77, Re = 1195 et $Gr/Re^2 = 0.1$, (b) à y/L = 1.45, Re = 378 et $Gr/Re^2 = 1$.	**54**
Figure (III.A. 3)	Les faces des deux composants électroniques, montés sur la paroi droite du canal vertical.	**56**
Figure (III.A. 4)	Evolution du nombre de Nusselt Moyen des deux composants en fonction du nombre de Reynolds ($Gr=10^4$, α =0° cas du canal vertical)	**57**
Figure (III.A. 5)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de l'angle d'inclinaison «α », pour ($Gr=10^4$, Re = 5).	**58**
Figure (III.A. 6)	L'évolution du nombre de Nusselt Moyen des deux composants pour différentes tailles des sources de chaleur S (=0.125x0.125, 0.25x0.25, 0.5x0.5), avec ($Gr=10^4$, Re=20 et α = 0°).	**59**
Figure (III.A. 7)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants pour différentes valeurs de la distance entre les composants électroniques d/H, ($Gr=10^4$, Re=20 et α= 0°).	**60**
Figure (III.B. 1)	Evolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants électroniques en fonction des différents maillages.	**63**
Figure (III.B. 2 a,b)	Comparaison du profil de vitesse adimensionnelle entre nos résultats numériques et ceux de **Khanafer et al., (1999)**.	**64**
Figure (III.B. 3 a-f)	Contours de la fonction de courant, les vecteurs-vitesses et les isothermes pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re: (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10, (d) Re=50, (e) Re=100, (f) Re=200, pour ($Gr = 10^4$, $Da=10^{-4}$, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**67**
Figure (III.B. 4)	La variation de la température adimensionnelle Θ = f(X) à une position Y=2.375, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re, ($Gr = 10^4$, $Da=10^{-4}$, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**68**
Figure (III.B. 5)	La variation du nombre de Nusselt local le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re, ($Gr = 10^4$, $Da=10^{-4}$, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**68**
Figure (III.B. 6)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction du nombre de Reynolds, ($Gr = 10^4$, $Da=10^{-4}$, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**68**

Figure (III.B. 7)	Contours de la fonction de courant pour différentes valeurs de l'angle d'inclinaison (α), pour (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1, et ke/kf=100).	**70**
Figure (III.B. 8)	La variation de la température adimensionnelle Θ = f(Y) à une position X=0.2, pour différentes valeurs de l'angle d'inclinaison du canal (Gr=10^4, Re=20, Da=10^{-4}, e/H=0.1 et ke/kf=100).	**70**
Figure (III.B. 9 a-e)	La variation du nombre de Nusselt local le long des faces AB, BC et CD du premier composant pour différents angles d'inclinaison du canal α (= 0°, 45°, -45°, 90° et -90°), pour (Gr=10^4, Re=20, Da=10^{-4}, e/H=0.1 et ke/kf=100).	**71**
Figure (III.B. 10)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de l'angle d'inclinaison du canal, pour (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1 et ke/kf=100).	**71**
Figure (III.B. 11 a-f)	Contours des isothermes, les vecteurs-vitesses pour différentes valeurs du nombre de Darcy: (a) Da=10^{-6}, (b) Da=10^{-5} (c) Da=10^{-4}, (d) Da=10^{-3}, (e) Da=10^{-2} et (f) Da=10^{-1}, (Gr = 10^4, Re=20, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**73**
Figure (III.B.12 a,b)	La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes valeurs du nombre de Darcy : (a) Θ = f(X) à une location horizontale Y=2.375, (b) Θ = f(Y) à une location verticale X=0.2 ; (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**74**
Figure (III.B. 13)	La variation du nombre de Nusselt local le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour plusieurs valeurs du nombre de Darcy, pour (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**75**
Figure (III.B. 14)	L'évolution du nombre de Nusselt moyendes deux composants en fonction du nombre de Darcy, pour (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**75**
Figure (III.B. 15 a-f)	Contours des isothermes, les vecteurs-vitesses pour différentes épaisseurs de la couche poreuse :(a) sans milieux poreux, (b)e/H=0.10, (c) e/H=0.25, (d) e/H=0.375, (e) e/H=1.00 et (f) Canal rempli d'un milieu poreux, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).	**78**
Figure (III.B. 16)	La variation de la température adimensionnelle Θ=f(Y) à une position verticale X=0.2, pour différentes épaisseurs de la couche poreuse ; (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100)	**79**
Figure (III.B. 17)	La distribution du nombre de Nusselt local le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes épaisseurs de la couche poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).	**79**
Figure (III.B. 18)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).	**79**

Figure (III.B.19a-d)	Contours de la fonction de courant et les isothermes pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse : (a) ke/kf=1, (b) ke/kf=5, (c) ke/kf=50 et (d) ke/kf=100, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).	**81**
Figure (III.B.20 a,b)	La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse : (a) Θ = f(X) à une location horizontale Y=2.375, (b) Θ = f(Y) à une location verticale X=0.2 (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).	**81**
Figure (III.B. 21)	La distribution du nombre de Nusselt local le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).	**82**
Figure (III.B. 22)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de la conductivité de la matrice poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).	**82**
Figure (IV. 1 a-f)	Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long des plans X-Y (à Z=0.1, 0.5 et 0.9), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re : (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**89** **90**
Figure (IV. 2 a-f)	Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes le long de plan X-Y, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re: (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10, (d) Re=50, (e) Re=100, (f) Re=200 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**91**
Figure (IV. 3 a-f)	Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long des plans Z-Y (à X=0.1, 0.5 et 0.9), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re : (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**92** **93**
Figure (IV. 4 a-f)	Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes le long de plan Z-Y, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re: Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**94**
Figure (IV. 5 a-c)	La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes valeurs du nombre de Reynolds : (a) Θ = f(X) à (Y=2.375 et Z=0.5), (b) Θ = f(Z) à (Y=2.125, X=0.2) et (c) Θ = f(Z) à (Y=2.625, X=0.2), (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**95**
Figure (IV. 6 a,b)	La variation de la vitesse V pour différentes valeurs du nombre de Reynolds : (a) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.125, X=0.2) et (b) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.625, X=0.2), (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**96**
Figure (IV. 7)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction du nombre de Reynolds, pour (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**96**

Figure (IV. 8 a-f)	Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long du plan X-Y (à Z=0.5), pour différentes valeurs du nombre de Darcy Da: (a) Da=10^{-6}, (b) Da=10^{-5}, (c) Da=10^{-4}, (d) Da=10^{-3}, (e) Da=10^{-2}, (f) Da=10^{-1}; (Gr = 10^4, Re=20, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**99**
Figure (IV. 9 a-f)	Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long de plan Z-Y (à X=0.2), pour différentes valeurs du nombre de Darcy Da: (a) Da=10^{-6}, (b) Da=10^{-5}, (c) Da=10^{-4}, (d) Da=10^{-3}, (e) Da=10^{-2}, (f) Da=10^{-1}; (Gr = 10^4, Re=20, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).	**100**
Figure (IV. 10)	La variation de la vitesse adimensionnelle V pour différentes valeurs du nombre de Darcy : (a) V = f(Z) (à Y=2.125, X=0.2) et (b) V=f(Z) (à Y = 2.625, X=0.2), (Gr = 104, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**101**
Figure (IV. 11)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction du nombre de Darcy, pour (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).	**101**
Figure (IV. 12 a-f)	Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes le long du plan X-Y (à Z=0.5), pour différentes épaisseurs de la couche poreuse e/H ; (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10-4, α = 0 ° et ke/kf=100).	**104**
Figure (IV. 13 a-f)	Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes le long du plan Z-Y (à X=0.2), pour différentes épaisseurs de la couche poreuse e/H ; (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10-4, α = 0 ° et ke/kf=100).	**105**
Figure (IV. 14)	La variation de la vitesse adimensionnelle V pour différentes épaisseurs de la couche poreuse : (a) V = f(Z) (à Y=2.125, X=0.2) et (b) V=f(Z) (à Y=2.125, X=0.2), (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).	**16**
Figure (IV. 15)	La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes épaisseurs de la couche poreuse : (a) Θ = f(Z) (à Y=2.125, X=0.2) (b) Θ=f(Z) (à Y=2.125, X=0.2), (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).	**106**
Figure (IV. 16)	L'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse, pour (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).	**106**

Liste des Tableaux

Tableau (II. 1)	Equation générale de transport.	**37**
Tableau (II. 2)	Les conditions aux limites pour le cas tridimensionnel.	**41**
Tableau (II. 3)	Les conditions aux limites pour le cas bidimensionnel.	**42**
Tableau (II. 4)	Paramètres de dans – relaxation pour notre problème.	**51**
Tableau (III.B. 1)	Résultats du test du maillage, (Gr = 10^4 et Re = 20).	**63**
Tableau (IV. 1)	Résultats du test du maillage, (Gr = 10^4 et Re = 20).	**85**

Introduction Générale

Dans la vie moderne que nous vivons, les équipements électroniques sont devenus essentiels et importants (**Bensouici et Bessaïh, 2010**). Dans de nombreuses situations, le refroidissement des composants électroniques est l'un des principaux obstacles au développement rapide des systèmes plus petits et plus fiables, afin de garantir une longue durée de vie. Plusieurs techniques de refroidissement ont été fréquemment utilisées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes classiques de refroidissement par convection naturelle, forcée et mixte.

C'est pour cela, une grande attention est motivée dans ce domaine qui couvre un champ très vaste, une des techniques prometteuses est l'intégration d'un matériel poreux. L'intérêt de cette procédure est l'augmentation de la surface d'échange du transfert de chaleur (**Ould-amer et al., 1998 ; Yucel et Guven, 2007**).

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

1. Pour le cas bidimensionnel (2D) on étudiera deux applications : la première concerne le refroidissement à air par convection mixte des composants montés dans un canal incliné (sans milieu poreux). Et la deuxième consiste à étudier numériquement la convection mixte dans un canal contenant des composants électroniques, enveloppés par une matrice poreuse.
2. Pour le cas tridimensionnel (3D), on étudiera les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Darcy et l'épaisseur de la couche poreuse sur la structure d'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal contenant des composants électroniques enveloppés par une matrice poreuse.

La présente thèse comprend quatre chapitres, en plus une conclusion générale:

- Le premier chapitre est consacré à la présentation des généralités sur les milieux poreux et ses caractéristiques, ainsi une recherche bibliographique.
- Le deuxième chapitre détaille la géométrie, la modélisation mathématique du problème et les conditions aux limites pour les deux cas, bidimensionnel (2D) et tridimensionnel (3D), et la résolution par Fluent.
- Le troisième chapitre détaille les résultats avec discussion pour le cas bidimensionnel avec et sans milieu poreux, suivi d'une conclusion.
- Le quatrième chapitre détaille les résultats avec discussion pour le cas tridimensionnel, suivi d'une conclusion.

Finalement, on terminera par une conclusion générale.

Chapitre I
Généralités et Recherche bibliographique

I. 1. Généralités et Définition :

On appelle un milieu poreux toutes matrices solides comportant des vides au travers desquelles un ou plusieurs fluides pouvant s'écouler. Ces espaces vides qui peuvent être connectés sont appelés pores. On rencontre plusieurs matériaux poreux dans la nature ou l'industrie, on peut distinguer deux formes de milieux poreux :

- Les matrices solides non consolidées ou la phase solide est formée de grain (par exemple d'empilement de billes, de panneaux de fibre de verre, de sable,…, etc.)
- Les matrices solides consolidées (par exemple les roches, le bois, …, etc.)

Un milieu poreux est caractérisé principalement par, deux propriétés macroscopiques liées entre elles et qui sont la porosité et la perméabilité.

Dans ce chapitre, on rappelle succinctement les différentes grandeurs caractéristiques qui interviennent dans la description des écoulements en milieu poreux. Le lecteur intéressé, pourra consulter l'ouvrage de **Nield et Bejan (1999)**, pour de plus amples informations.

I. 1. A. Paramètres du milieu poreux :

I. 1. A. 1. Volume Elémentaire Représentatif (V.E.R) :

En réalité, un milieu poreux est constitué de graines solides et vides pour lesquelles il n'est pas possible d'attribuer des notions comme la porosité et la perméabilité qu'à partir d'une échelle supérieure de plusieurs ordres de grandeur à l'échelle des pores (L'échelle du pore « d » varie généralement de 0.05 µm pour les nanopores, à 0.5mm pour les macropores). Un volume élémentaire représentatif est un volume pour lequel les propriétés caractéristiques moyennes (comme la porosité, la perméabilité dans le cas d'un milieu poreux) peuvent être déduites. On est donc amené à effectuer une moyenne spatiale de ces grandeurs. Cette moyenne s'effectue donc sur des nombreux pores par l'intermédiaire d'un Volume Elémentaire

Représentatif V.E.R du milieu, (voir figure I. 1). De plus, l'échelle « l » du V.E.R doit donc vérifier: d << l << L (**Delache, 2005**).

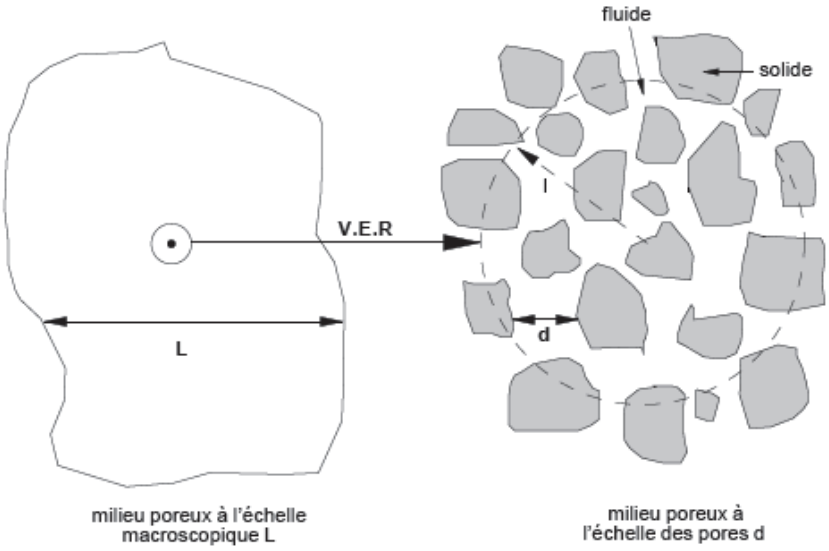


Figure (I. 1): Représentation schématique de la taille intermédiaire «*l*» du volume élémentaire représentatif V.E.R entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique «L» et à l'échelle des pores «d» **(Delache, 2005)**.

I. 1. A. 2. Porosité (ε) :

La porosité est une caractéristique intrinsèque d'un milieu poreux notée « ε», est définie comme le rapport du volume vide occupé par les pores, sur le volume total du milieu poreux soit :

$$\varepsilon = \frac{\text{Volume des pores}}{\text{Volume total du milieu poreux}} \qquad \text{(I.1)}$$

I. 1. A. 3. Perméabilité (K) :

La perméabilité « K » d'un milieu poreux correspond à son aptitude à se laisser traverser par un fluide de référence à l'intérieur des pores. Généralement, la perméabilité « K » s'exprime en m^2 ou en Darcy (Da). 1 Darcy= Perméabilité d'un milieu poreux de 1 cm^2 de section, 1 cm de longueur, soumis à une différence de pression de 1 bar traversé par un fluide dont la vitesse de filtration est 1cm/s, 1 Darcy = $9.87.10^{-13}$ m^2.

I. 1. B. Loi de Darcy généralisée :

La loi expérimentale de Darcy est notamment utilisée pour décrire la dynamique des fluides homogènes au travers d'un milieu poreux. Cette loi régissant l'écoulement stationnaire d'un fluide incompressible caractérisé par une viscosité dynamique μ et une masse volumique ρ au travers d'un milieu poreux caractérisé par une perméabilité K. Elle s'écrit :

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} V \qquad (I.2)$$

Où V est la vitesse de filtration, ∇P est le gradient de pression appliqué.

I. 1. C. Formulation de Brinkman :

Dans le cas où la porosité est importante (de l'ordre de 0.8), il faut tenir compte de l'effet des forces visqueuses au niveau des parois. Il convient donc de rajouter un terme diffusif à loi de Darcy. Brinkman en 1947 a proposé le modèle suivant :

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} V + \mu_{eff} \nabla^2 V \qquad (I.3)$$

Où μ_{eff} est la viscosité effective, qui peut être déterminée expérimentalement. Cette loi empirique est connue sous le nom de la formulation de Darcy-Brinkman. Le premier terme de droite de l'équation (I.3) est le terme de Darcy et le deuxième est appelé le terme de Brinkman.

I. 1. D. Formulation de Forchheimer :

Lorsque la vitesse débitante augmente, les forces d'inertie ne sont plus négligeables. Dans ce cas, on montre expérimentalement que pour un gradient de pression fixé, le débit mesuré est plus petit qu'il ne le serait avec la loi de Darcy. Pour prendre en compte cet effet, Forchheimer fut le premier à proposer, en 1901, une modification empirique de la loi de Darcy en reliant non linéairement (par un polynôme du second ordre), la vitesse de filtration et le gradient de pression. La formulation la plus utilisée est la suivante (**Delache, 2005**) :

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} V + \mu_{eff} \nabla^2 V - \frac{\rho F}{K^{1/2}} \|V\| V \qquad (I.4)$$

Le premier terme de droite de l'équation (I.4) est le terme de Darcy et le deuxième est appelé le terme de Brinkman et le troisième terme est le terme de Forchheimer. Avec F le coefficient de Forchheimer et $\| \ \|$ est la norme euclidienne de R3.

I. 2. Recherche Bibliographique :

Ces dernières années, une grande attention est portée sur les écoulements laminaires et turbulents en milieux poreux. Cette attention est motivée par plusieurs applications industrielles tels que : le génie pétrolier, les industries agroalimentaire et pharmaceutique, les sciences et techniques de l'environnement, le stockage de chaleur, le refroidissement des sources de chaleur, etc. Il existe très peu de travaux se rapportant à l'étude en question, notamment en situation tridimensionnelle en présence d'un milieu poreux. Parmi les travaux existent, nous citons quelque travaux expérimentaux et numériques afin de résoudre le problème du refroidissement des composants électroniques par convection, sous ses trois formes (convection naturelle, forcée et mixte), avec et sans utilisation du milieu poreux (bidimensionnel et tridimensionnel).

Pour les études bidimensionnelles, le transfert de chaleur par convection mixte a été étudié numériquement par **Yang et al.** (2010), entre deux plaques parallèles inclinées contenant un bloc solide sur la paroi inférieure chauffée, (voir figure I. 2). Les résultats indiquent qu'il existe un rapport d'aspect optimal du bloc solide, qui assuré la maximum dissipation du transfert de chaleur dans le canal. Aussi, ils ont montré que le rapport d'aspect optimal du bloc solide augmente avec l'augmentation du rapport de conductivité thermique (ks/kf).

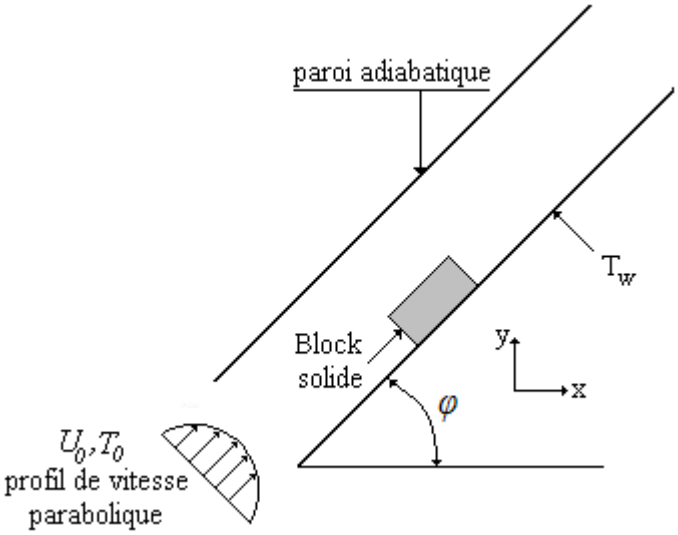


Figure (I. 2) : Deux plaques parallèles inclinées contenant un bloc solide **(Yang et al. 2010)**.

Une étude numérique du refroidissement par convection mixte de deux sources de chaleur montées dans un canal horizontal a été faite par **Hamouche et Bessaïh** (2009). Les résultats montrent que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Aussi, ils ont remarqué l'amélioration de transfert de chaleur toute en augmentant la distance de séparation, la taille et la largeur des sources de chaleur. Les auteurs ont prouvé que l'installation d'un élément de blocage de forme rectangulaire au-dessus des composants améliore le transfert thermique à l'intérieur du canal (figure I.3).

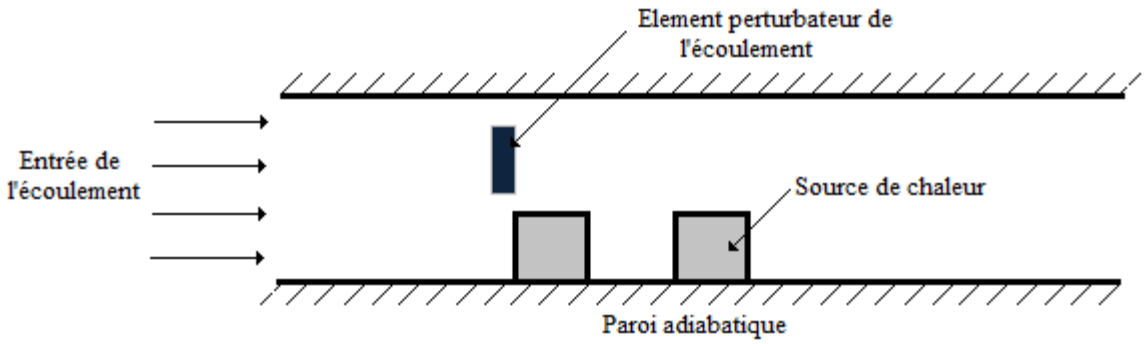


Figure (I. 3) : Canal horizontal muni de deux sources de chaleur avec un élément perturbateur placé au-dessus de ces dernières **(Hamouche et Bessaïh, 2008)**.

Sharif (2007) a étudié numériquement l'écoulement en convection mixte dans une cavité rectangulaire inclinée. La surface supérieure de la cavité rectangulaire est maintenue à haute température et la surface inférieure à basse température, tandis que les deux surfaces gauche et droite sont maintenues adiabatiques. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation de l'angle de l'inclinaison pour la convection forcée dominante. Aussi, ils ont constaté que les nombres de Nusselt local et moyen augmentent avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison pour Ri = 0.1, tandis qu'il augmente plus rapidement dans le cas où Ri = 10 (avec Ri est le nombre de Richardson).

Premachandran et Balaji (2006) ont étudié numériquement l'effet du rayonnement thermique sur l'écoulement en convection mixte dans un canal horizontal contenant des sources de chaleur. Les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof, de l'émissivité et de la conductivité thermique des sources de chaleur ont été examinés. Les résultats montrent que la température adimensionnelle diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof et de l'émissivité.

Mohamed (2006) a étudié expérimentalement les caractéristiques du refroidissement à air d'un ensemble de modules montés dans un canal en aluminium. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente légèrement avec l'augmentation de la température des modules, mais il augmente davantage en augmentant les vitesses d'écoulement de l'air.

Bhowmik et Tou (2005) ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection forcée transitoire monophasée sur un ensemble de sources de chaleur discrètes placées dans un canal rectangulaire vertical pendant le fonctionnement transitoire d'une pompe (figure I. 4 a-b). Les résultats expérimentaux indiquent que le coefficient de transfert de chaleur est fortement affecté par le nombre des sources et au nombre de Reynolds.

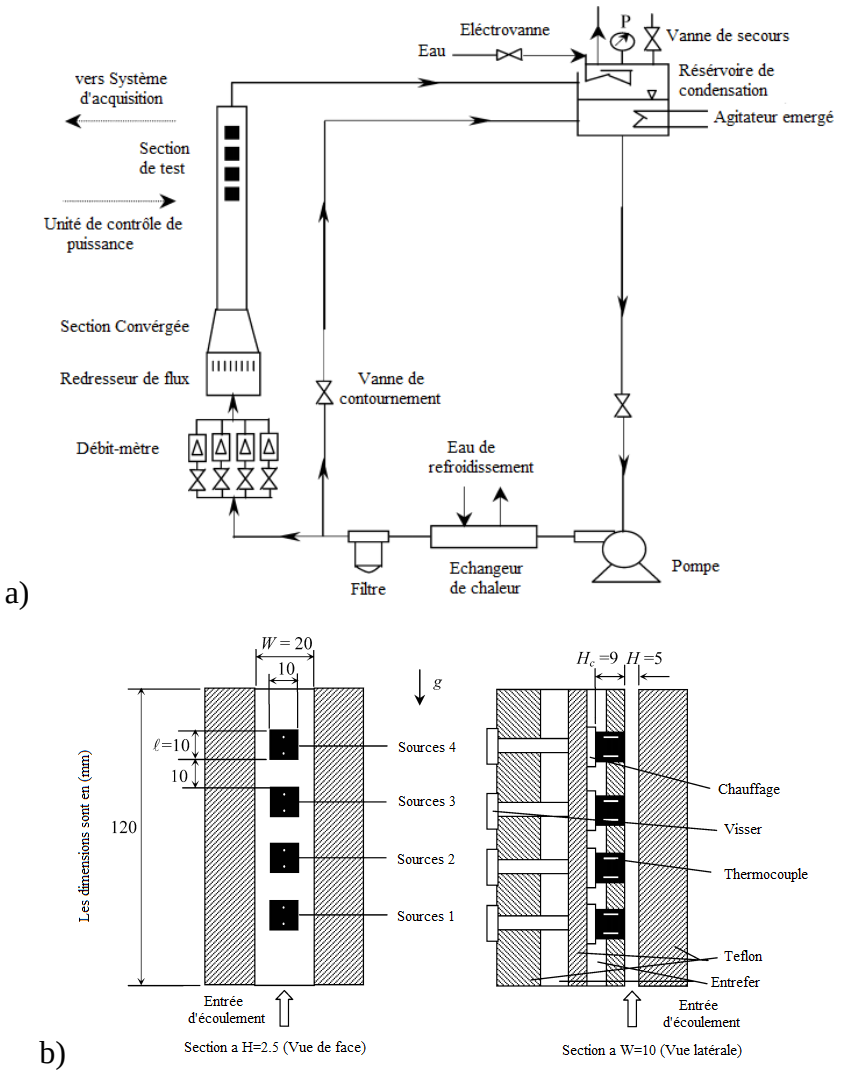


Figure (I. 4) : (a) Schéma de l'installation d'essai ; (b) Montage des sources sur une paroi du canal **(Bhowmik et Tou, 2005)**.

La simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert (figure I. 5) et contenant des sources de chaleur identiques a été faite par **Icoz et Jaluria** (2005). Les effets de la température des sources, des dimensions du canal, de l'emplacement des sources ainsi que le début de l'instabilité ont été étudiés. Les résultats indiquent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement du fluide. Aussi, l'augmentation de la hauteur du canal, conduit à un écoulement moins stable.

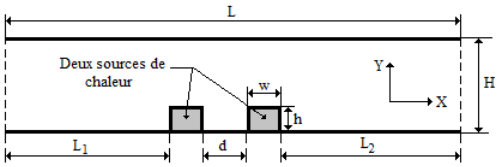


Figure (I. 5) : Canal horizontal contenant deux composants électroniques **(Icoz et Jaluria, 2005)**.

Chang et Shiau (2005) ont étudié numériquement l'écoulement pulsatif en convection mixte dans un canal vertical ouvert (figure I. 6). Ils ont explorés les influences des fréquences de pulsation, de l'augmentation du nombre de Prandtl et de la position de cloison pour différentes nombres de Richardson sur la structure d'écoulement et le transfert de chaleur. Les résultats montrent que le transfert de chaleur est meilleur lorsqu'on utilise la cloison et l'écoulement pulsatif. Aussi, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et la variation d'angle de pulsation d'écoulement.

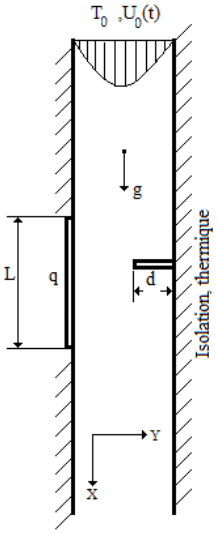


Figure (I. 6) : Canal vertical ouvert **(Chang et Shian, 2004)**.

Le transfert de chaleur en convection mixte dans un canal rectangulaire avec deux sources de chaleur a été étudié numériquement par **Wang et Jaluria** (2004). Les résultats montrent que le nombre de Reynolds, l'arrangement spatial des sources de chaleur et le rapport des conductivités thermiques (=Ks/Kair) ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur, ce qui conduit à une température moyenne plus faible pour les deux sources de chaleur. La possibilité d'optimiser l'arrangement spatial des sources pour le transfert thermique maximal est évidente d'après ces résultats.

Chen et Chung (2003) ont étudié par une simulation numérique des phénomènes de transition par convection mixte d'un écoulement entre deux longues parallèles plaques verticales séparées par une distance 2d et maintenues à un flux de chaleur uniforme et constant (figure I. 7). Ils ont trouvé que l'effet de la force de buoyancy (ou flottabilité) à un grand rôle dans la production des tourbillons, dûe à l'amélioration du taux de génération de l'énergie cinétique. Aussi, les fluctuations de la température locale commencent avec des oscillations sinusoïdales, qui indiquent que la transition d'écoulement s'effectue vers le régime turbulent.

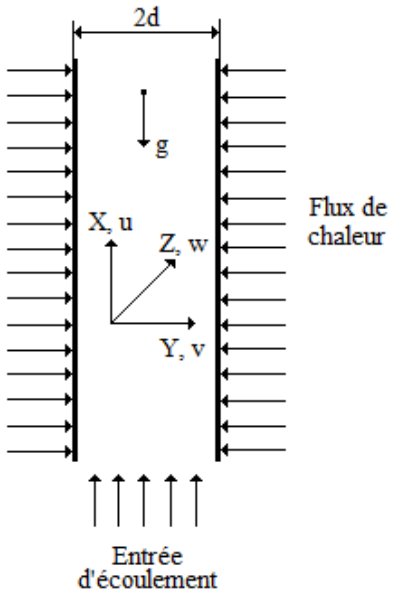


Figure (I. 7) : Deux longues plaques parallèles **(Chen et Chung, 2003)**.

Khanafer et al. (2002) ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité ouverte (figure I. 8), et pour trois différents angles d'attaque de l'écoulement d'entrée. L'étude a été faite pour une grande gamme de paramètres, tels que le nombre de Grashof, le nombre de Reynolds et le rapport d'aspect de la cavité. Les résultats

montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente presque linéairement avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour les trois configurations considérées. Ils ont également observé que l'angle d'attaque de l'écoulement a un effet considérable sur le taux du transfert de chaleur, pour des faibles valeurs du nombre de Grashof.

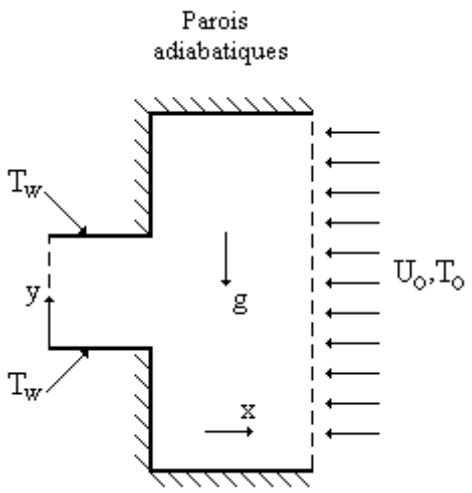


Figure (I. 8) : Cavité ouverte **(Khanafer et al., 2002)**.

Le transfert de chaleur par convection mixte laminaire dans un espace annulaire de deux cylindres coaxiaux horizontaux a été étudié numériquement par **Islam et al.** (2001). La paroi interne est soumise à un flux de chaleur uniforme et la paroi externe supposée adiabatique (figure I. 9). Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh améliore le transfert de chaleur, que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du rapport d'aspect. Aussi, ils ont trouvé que l'effet du nombre de Reynolds est très minime sur le nombre de Nusselt moyen aussi bien que sur le coefficient de frottement.

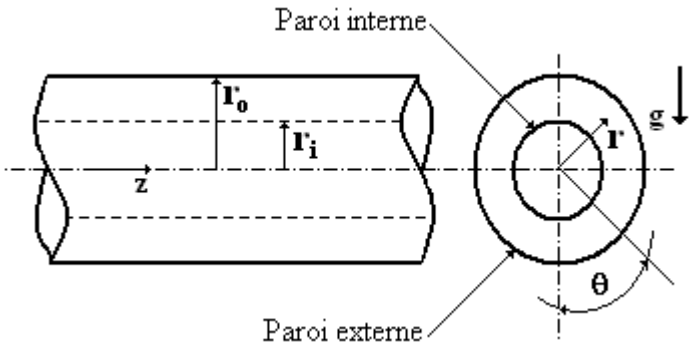


Figure (I. 9) : Deux cylindres coaxiaux horizontaux **(Islam et al., 2001)**.

Une analyse numérique de la convection mixte dans des tubes inclinés avec des ailettes longitudinales externes soumises à un flux uniforme solaire a été étudiée par **Ouzzane et Galanis** (2001). Les résultats montrent que l'écoulement secondaire induit par les forces de flottabilité a un effet très significatif sur la structure d'écoulement axial et les isothermes.

Le refroidissement de trois sources de chaleur montées dans un canal vertical, par convection naturelle turbulente et bidimensionnelle, a été étudié numériquement par **Bessaïh et Kadja** (2000). Les résultats montrent que l'augmentation d'espacement entre les composants électroniques conduit à une diminution de leur température et, par conséquent, à un meilleur refroidissement.

Berletta (1998) a effectué une étude analytique de la convection mixte dans un canal vertical, en tenant compte de l'effet de la dissipation visqueuse. Les deux parois verticales ont été considérées isothermes ou différentiellement chauffées. Les résultats montrent que l'effet de la dissipation visqueuse peut être important dans le cas où l'écoulement est ascendant. L'une des conséquences des termes de la dissipation visqueuse est que le transfert de chaleur entre les deux parois du canal n'est pas dû simplement à la conduction pure comme dans le cas où on néglige la dissipation visqueuse.

Choi et Ortega (1993) ont trouvé que le nombre du Nusselt moyen dépend fortement de l'angle d'inclination d'un canal lors du refroidissement des sources de chaleur par convection mixte. Ils ont constaté qu'à mesure que le nombre de Grashof augmente, pour un nombre de Reynolds fixe, facilite l'écoulement dans le canal.

Les effets des forces de flottabilité sur l'écoulement laminaire d'air forcé dans un tube vertical (chauffage / refroidissement) a été étudié numériquement par **Moutsoglou et Kwonf** (1993). Les résultants montrent le début de l'inversion de l'écoulement pour une valeur critique des forces de flottabilité.

Papanicolaou et Jaluria (1992) ont fait une simulation numérique de la convection mixte transitoire en régime périodique dans une cavité bidimensionnelle ventilée et soumise à un échauffement local. Les résultats montrent que les effets thermiques affectent essentiellement les paramètres de l'écoulement comme la fréquence des oscillations, qui est proportionnelle au nombre de Grashof et inversement au nombre de Reynolds. Les résultats montrent aussi que la fréquence et l'amplitude des oscillations ne dépendent pas des conditions initiales ni de

l'incrément de temps, mais un grand maillage donnera des fréquences et des amplitudes très grandes.

Habchi et Acharya (1986) ont analysé numériquement l'écoulement d'air en convection mixte dans un canal vertical contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffées, alors que l'autre est considérée comme adiabatique ou chauffée (figure I.10). Les résultats montrent qu'à des faibles nombres de Richardson, le maximum de la vitesse se trouve au voisinage de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque Ri augmente. Un écoulement inversé est prédit derrière l'obstacle, où les variations de la température sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque le nombre de Richardson diminue.

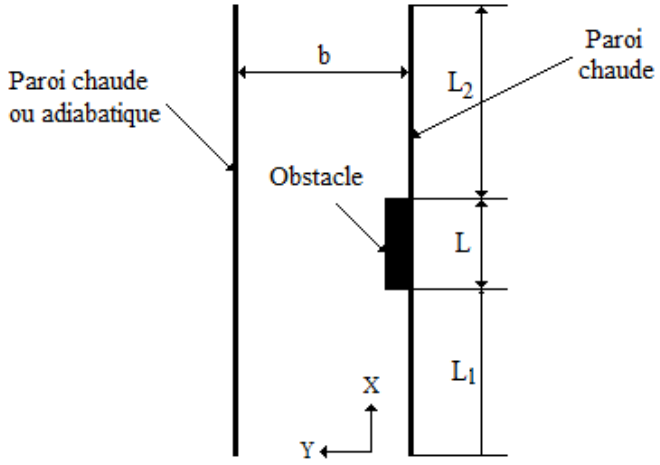


Figure (I. 10) : Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude **(Habchi et Acharya, 1986)**.

Huang et Chen (2012) ont étudié numériquement la convection mixte laminaire dans un canal vertical contenant plusieurs sources de chaleur couvertes par un milieu poreux (figure I. 11). Ils ont exploré en détaille les effets du nombre de Darcy, du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof, du rapport de conductivité et des paramètres géométriques sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur. Les résultats montrent que la zone de recirculation induite par la couverture poreuse entraîne un bon refroidissement des sources de chaleur. Aussi, ils ont remarqué qu'il existe une valeur critique du nombre de Darcy pour laquelle le taux de transfert de chaleur est maximal.

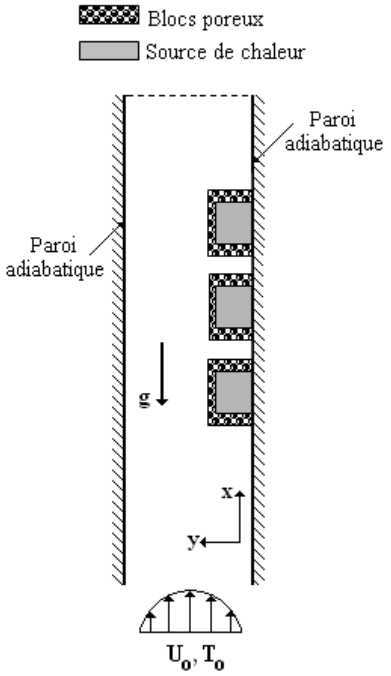


Figure (I. 11) : Canal vertical contenant plusieurs sources de chaleur couvertes par un milieu poreux **(Huang et Chen, 2012)**.

Mukhopadhyay (2012) a étudié numériquement la couche limite et le transfert de chaleur par convection mixte le long d'un cylindre immergé dans un milieu poreux. Les résultats indiquent que l'augmentation de perméabilité entraîne une diminution de la vitesse, donc l'augmentation de la température adimensionnelle.

Une simulation numérique qui traite l'influence des différentes conditions aux limites sur les caractéristiques du transfert de chaleur et la structure de l'écoulement en convection mixte dans une cavité carrée poreuse a été étudiée par **Basak et al.** (2011) (figure I. 12). Ils ont observé que le nombre de Nusselt est plus élevé près de la paroi gauche que de droite. Aussi, ils ont distingué que le taux de transfert de chaleur est assez important dans le coin droit de la paroi inférieure.

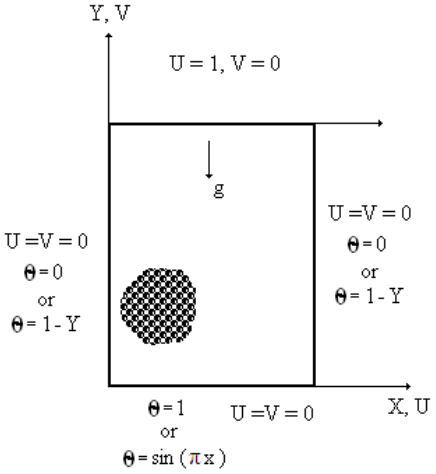


Figure (I. 12) : Cavité carrée poreuse **(Basak et al., 2011)**.

Le refroidissement à air par convection forcée laminaire des composants électroniques enveloppés par des blocs poreux et montés dans un canal horizontal a été étudié numériquement par **Narasimhan et Reddy** (2011) (figure I. 13). Ils ont montré que le choix de la géométrie et la distribution des blocs poreux dans le canal augmentent le transfert de chaleur et réduisent la chute de pression.

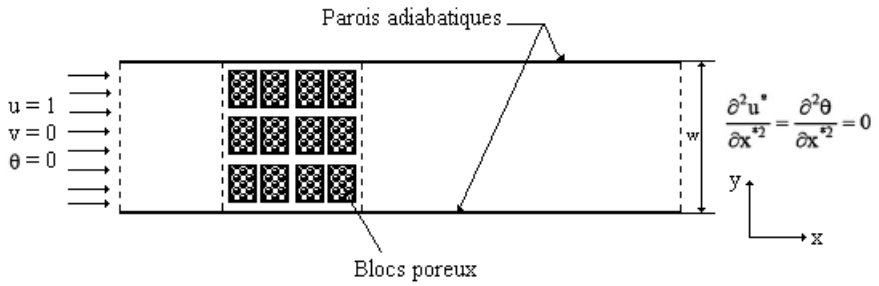


Figure (I. 13) : Canal horizontal contenant des sources de chaleur enveloppées par des blocs poreux **(Narasimhan et Reddy, 2011)**.

Une investigation numérique sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur par convection mixte dans un cylindre vertical annulaire rempli de milieu poreux saturé a été faite par **Ahmed et al.** (2011). La surface intérieure du cylindre annulaire est maintenue à une température constante, tandis que la surface externe reste à température ambiante. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt du fluide diminue légèrement avec l'augmentation de nombre du Péclet. Aussi, ils ont remarqué que le nombre de Nusselt du solide augmente avec l'augmentation de la conductivité thermique. Ils ont prouvé que le taux du transfert de chaleur total augmente avec l'augmentation du nombre de Péclet.

Bensouici et Bessaïh (2010) ont étudié numériquement le refroidissement à air par convection mixte de deux sources de chaleur identiques montées dans un canal vertical, en utilisant une matrice poreuse (figure I. 14). Ils ont étudié en détail les effets du nombre de Richardson, du nombre de Darcy, de l'épaisseur, de la conductivité thermique de la matrice poreuse, et de la conductivité thermique du composant électronique. Les résultats montrent qu'en augmentant le nombre de Reynolds, la température adimensionnelle maximale diminue et le nombre du Nusselt augmente. Aussi, ils ont prouvé que l'insertion de la matrice poreuse avec une conductivité thermique élevée améliore le refroidissement des sources de chaleur.

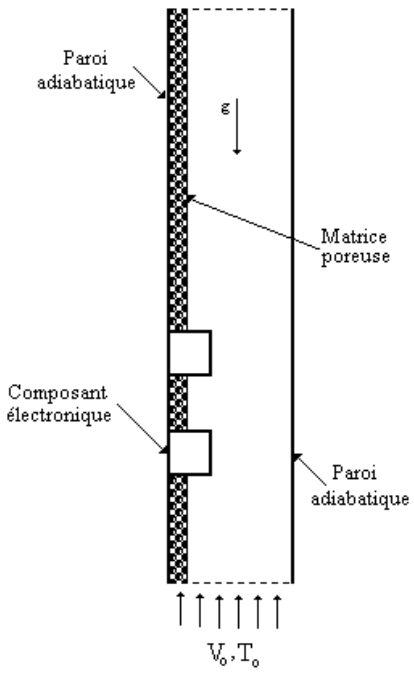


Figure (I. 14) : Deux sources de chaleur identiques montées dans un canal vertical en utilisant une matrice poreuse **(Bensouici et Bessaïh, 2010)**.

Guerroudj et Kahalerras (2010) ont étudié numériquement la convection mixte laminaire dans un canal horizontal bidimensionnel équipé de blocs poreux de diverses formes (figure I. 15). Les influences de l'intensité des forces de flottabilité, de la forme des blocs poreux et leurs dimensions, de la perméabilité, du nombre de Reynolds et du rapport de conductivité thermique ont été analysées. Les résultats montrent que la forme des blocs poreux peut changer sensiblement les caractéristiques d'écoulement et du transfert thermique. En outre, les choix judicieux de ces paramètres peuvent mener à des taux élevés de transfert thermique avec une augmentation modérée de la chute de pression.

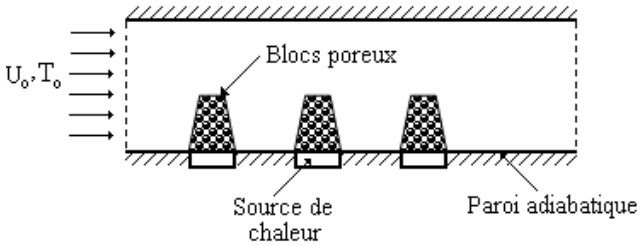


Figure (I. 15) : Canal horizontal bidimensionnel équipé de blocs poreux attachés à des sources de chaleur chauffées par un flux de chaleur **(Guerroudj et Kahalerras, 2010)**.

Li et al. (2010) ont étudié l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte entre deux plaques parallèles avec des blocs poreux décalés sur les deux parois supérieure et inférieure (figure I. 16).Ils ont étudié les influences du nombre de Darcy, du nombre de Reynolds, de la hauteur et largeur du bloc poreux sur la structure de l'écoulement et du transfert de chaleur. Les résultats montrent que le comportement d'écoulement et de transfert de chaleur associé est sensiblement affecté par la variation des paramètres ci-dessus. Il est prévu que l'augmentation du rapport de conductivités thermiques entre les blocs poreux et le fluide entraîne une amélioration significative du transfert de chaleur à l'emplacement des blocs poreux.

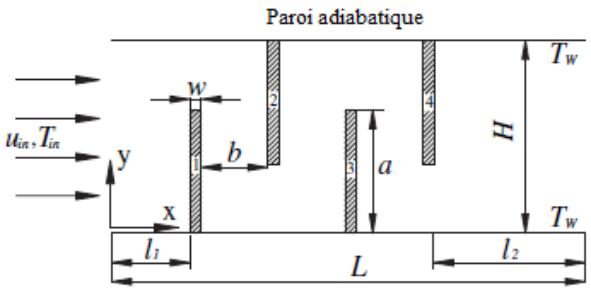


Figure (I. 16) : Deux plaques parallèles avec des blocs poreux décalés **(H. Li et al., 2010)**.

Une investigation numérique de l'impact d'un jet horizontal sur le refroidissement par convection mixte d'une surface horizontale, à flux de chaleur constante, immergée dans un canal confiné poreux a été faite par **Sivasamy et al.** (2010) (figure I. 17). Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyenne augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Aussi, ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente avec la diminution de la distance entre le jet et la surface chauffée.

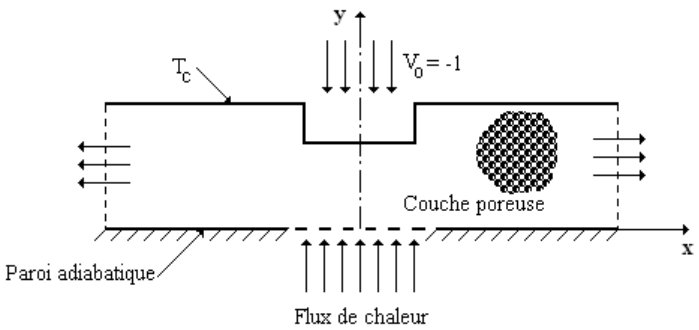


Figure (I. 17) : Canal confiné poreux **(Sivasamy et al., 2010)**.

Kumar et al. (2010) ont étudié par une simulation numérique le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité remplie d'un milieu poreux saturé (figure I. 18). L'étude à été faite pour une large gamme de paramètres tels que le nombre de Grashof (Gr $\in$[2, 10]), nombre de Rayleigh (Ra $\in$ [50, 500]), la vitesse d'injection / aspiration ($V_0 \in$ [0, 0.5]), la largeur de la fenêtre d'injection/aspiration ($D/H \in$ [0, 0.3]). Les résultats montrent que les forces d'inertie favorisent le processus de transfert de chaleur lorsque les forces de flottabilité thermique sont importantes.

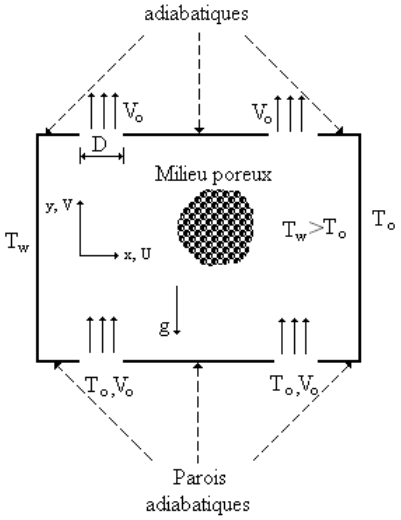


Figure (I. 18) : Une enceinte carrée remplie d'un milieu poreux **(Kumar et al., 2010)**.

Venugopal et al. (2010) ont étudié expérimentalement l'effet d'insertion d'une couche poreuse pour améliorer le transfert de chaleur par convection mixte, dans un canal vertical chauffé. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt augmente avec la diminution de la porosité. Aussi, ils ont développé des corrélations pour le nombre de Nusselt en fonction de la porosité du milieu poreux.

Yucel et Guven (2009) ont étudié numériquement l'influence du nombre de Reynolds, du nombre de Prandtl, du coefficient inertiel et de la conductivité thermique du milieu poreux sur l'écoulement et le transfert de chaleur en convection forcée laminaire dans un canal horizontal, contenant des blocs chauffés couverts par un milieu poreux (figure I. 19). Les résultats montrent que la couverture poreuse avec une grande conductivité thermique améliore efficacement le transfert de chaleur des blocs. Aussi, en augmentant les nombres de Reynolds et de Prandtl et en diminuant le coefficient inertiel, le refroidissement des blocs est amélioré. Les auteurs ont prouvé que l'insertion d'une matrice poreuse dans un canal contenant six blocs

intercalés chauffés améliore le transfert de chaleur à l'intérieur du canal, en utilisant des inserts poreux à haute conductivité thermique (figure I.20).

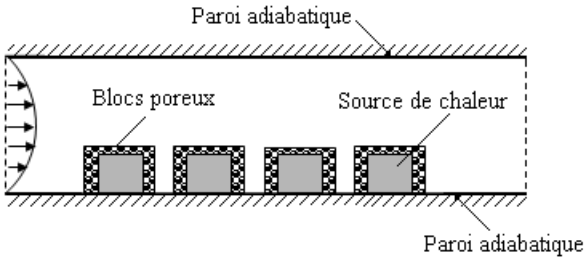


Figure (I. 19) : Canal contenant quatre blocs chauffés couverts par une matière poreuse **(Yucel et Guven, 2009)**.

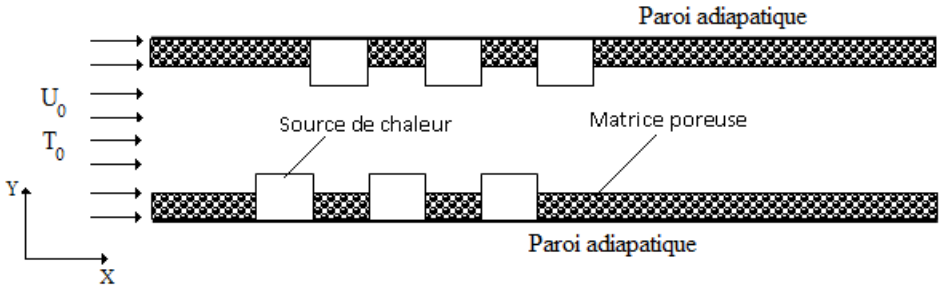


Figure (I. 20) : Canal contenant six blocs intercalés chauffés, avec insertion d'une matrice poreuse **(Yucel et Guven, 2007)**.

Wong et al. (2009) ont simulé numériquement la convection mixte dans la même géométrie étudiée par **Sivasamy et al.** (2010). Ils ont montré que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Darcy, pour des valeurs élevées du nombre de Péclet. Aussi, **Saeid et al.** (2006) ont simulé numériquement la convection mixte laminaire dans la même géométrie étudiée par **Wong et al.** (2009). Ils ont trouvé que la réduction de la distance entre le jet et la partie chauffée pourrait augmenter le taux de transfert thermique.

Une investigation numérique pour caractériser le transfert de chaleur d'un écoulement turbulent dans un échangeur à plaques maintenues à une température constante (Tp), muni d'une couche poreuse a été analysée par **Boubendir et al.** (2009) (figure I. 21). Ils ont étudié l'influence de l'épaisseur de la couche poreuse, la perméabilité ainsi que la conductivité effective sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur. Les résultats montrent qu'il existe une valeur optimale et critique de l'épaisseur de la couche poreuse, pour le maximum du transfert de chaleur. Aussi, ils ont remarqué que l'augmentation du rapport de conductivité thermique améliore considérablement le transfert de chaleur.

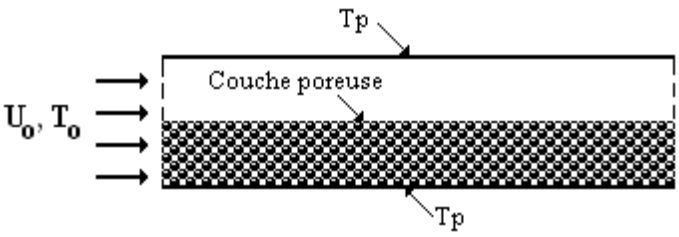


Figure (I. 21) : Deux plaques parallèles horizontales munies d'une couche poreuse **(Boubendir et al., 2009)**.

Yen et al. (2008) ont étudié numériquement l'effet d'un écoulement pulsatif sur les caractéristiques du transfert de chaleur dans un canal contenant un bloc poreux chauffé dans sa face inferieure par un flux de chaleur « q », (figure I. 22). Ils ont montré que l'insertion du bloc poreux et l'écoulement pulsatif ont un impact direct sur le comportement de l'écoulement et sur le taux du transfert thermique.

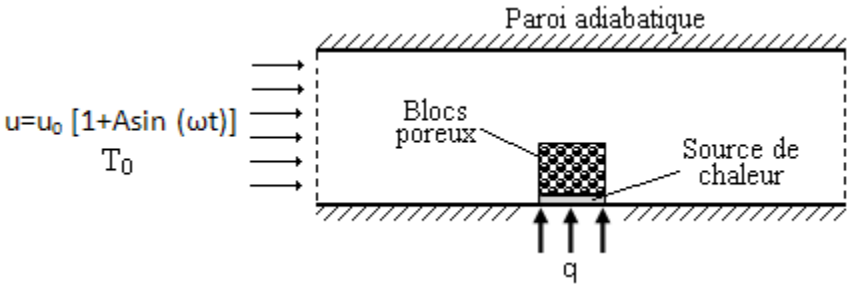


Figure (I. 22) : Canal horizontal ouvert équipé d'un bloc poreux attaché à une source de chaleur chauffée par un flux de chaleur **(Yen et al., 2008)**.

Huang et Yang (2008) ont étudié numériquement l'écoulement pulsatif et le transfert de chaleur dans un canal contenant deux blocs poreux attachés sur les deux sources de chaleur, (voir figure I. 23). Les résultats montrent que le changement cyclique de la structure de la zone de recirculation, causé par le bloc poreux et l'écoulement pulsatif ont un impact direct sur la structure de l'écoulement et les caractéristiques thermiques, près de la région de la source de chaleur.

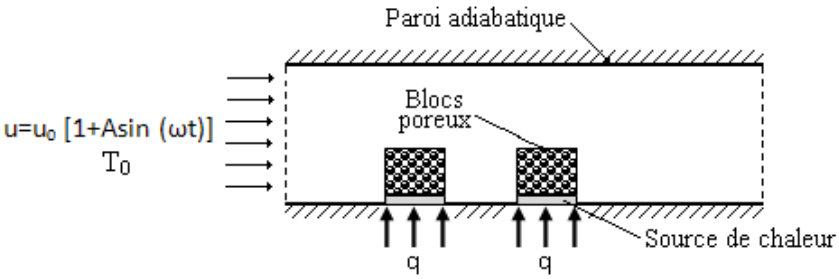


Figure (I. 23) : Canal horizontal bidimensionnel équipé des blocs poreux attachés à des sources de chaleur chauffées par un flux de chaleur **(Huang et Yang, 2008)**.

Florio et al. (2007) ont fait une investigation détaillée sur le refroidissement des composants électroniques par convection naturelle dans un canal vertical contenant une plaque ouverte comporte deux sources de chaleur et une plaque oscillante (figure I. 24). Les résultats montrent que l'utilisation d'une plaque oscillante peut considérablement améliorer le refroidissement local des sources de chaleur.

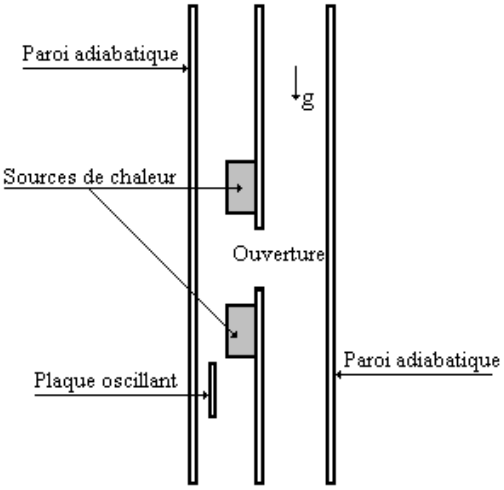


Figure (I. 24) : Canal vertical contenant une plaque ouverte avec deux sources et une plaque oscillante **(Florio et al., 2007)**.

Une étude numérique a été présentée par **Tzeng** (2006) sur le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal horizontal rempli par un matériau poreux en bronze, et contenant cinq sources de chaleur placées sur leur paroi inferieure (figure I. 25). Les effets du nombre de Reynolds, des dimensions des sources de chaleur, de l'espacement entre les sources et du diamètre de la graine de bronze ont été considérés. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne un bon refroidissement des sources de chaleur. Aussi, on remarque l'amélioration du transfert de chaleur, si on augmente le nombre de Reynolds et si on diminue la largeur des sources de chaleur.

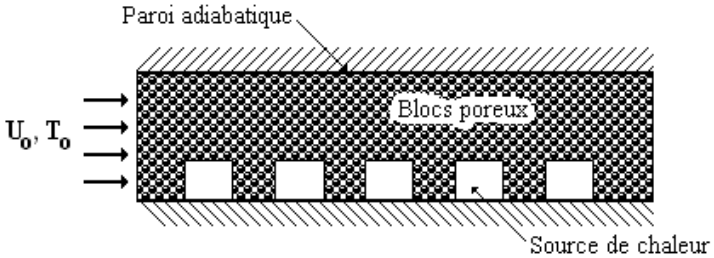


Figure (I. 25) : Canal horizontal rempli par un matériau poreux et contenant cinq sources de chaleur **(Tzeng, 2006)**.

Mahmud et al. (2006) ont étudié numériquement la convection mixte dans une cavité carrée poreuse ventilée (figure I. 26). Ils ont examiné les influences du nombre de Péclet, du nombre de Rayleigh et de la largeur de l'entrée (D/H) sur la structure de l'écoulement et du transfert de chaleur. Les résultats montrent que la largeur de l'entrée (D/H) a un effet considérable sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur dans la cavité. Aussi, ils ont remarqué que l'augmentation du nombre de Péclet et du nombre de Rayleigh transforme le modèle d'écoulement de l'unicellulaire à multicellulaires.

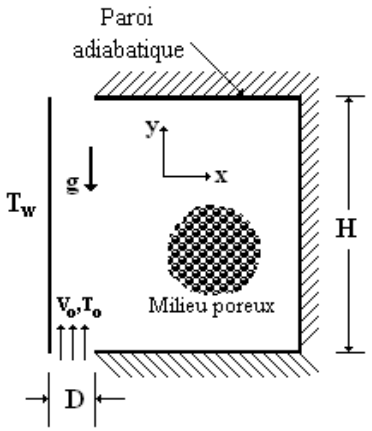


Figure (I. 26) : Cavité carrée poreuse ventilée **(Mahmud et al., 2006)**.

Jiang et al. (2006) ont étudié numériquement le transfert de chaleur convectif dans un canal rempli d'une matière poreuse (particules sphériques) en bronze. La partie supérieure du canal est soumise à un flux de chaleur constant (figure I. 27). Ils ont montré que le coefficient de transfert de chaleur local entre les particules solides et fluide augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, et diminue avec l'augmentation du diamètre des particules poreuse.

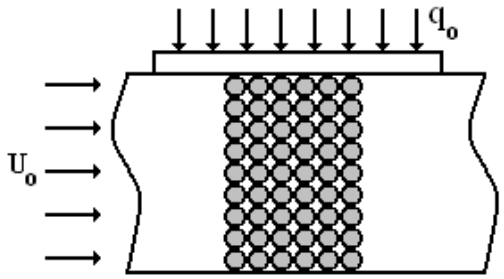


Figure (I. 27) : Canal rempli d'une matière poreuse **(Jiang et al., 2006)**.

Un ensemble d'expériences a été effectué par **Hetsroni et al.** (2006) dans le but d'étudier le transfert de chaleur et le refroidissement d'un canal rectangulaire avec l'insertion d'un milieu poreux de différentes porosités, en acier inoxydable. Les résultats montrent que l'insertion d'un milieu poreux avec une porosité de 32% et diamètre moyen des pores 20 µm, peut retirer un flux de chaleur jusqu'à 6 MW/m^2.

Huang et al. (2005) ont fait une investigation numérique sur le refroidissement par convection forcée laminaire d'un canal contenant plusieurs sources de chaleur couvertes par un milieu poreux (figure I. 28). Ils ont étudié les effets du nombre de Darcy, du coefficient inertiel et de l'épaisseur du milieu poreux sur l'amélioration de transfert de chaleur. Ils ont trouvé que la zone de recirculation causée par le milieu poreux augmente le taux de transfert de chaleur.

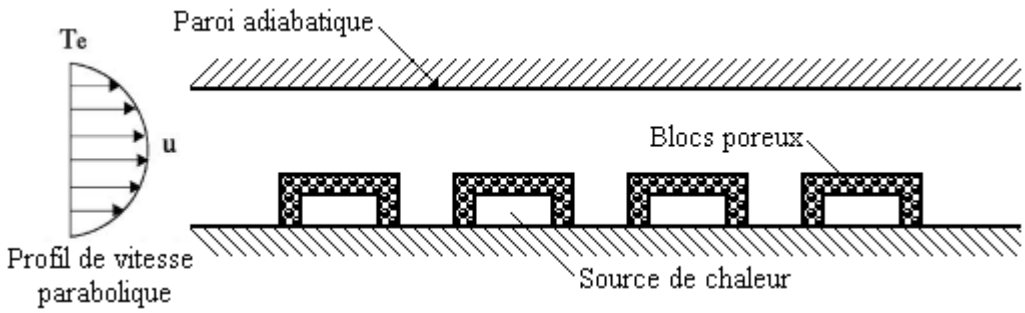


Figure (I. 28) : Canal horizontal contenant plusieurs sources de chaleur couvertes par un milieu poreux **(Huang et al., 2005)**.

Tzeng et al. (2005) ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal poreux. Ils ont examiné la distribution de température et le transfert de chaleur pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, et du flux de chaleur de la paroi chauffée. Les résultats montrent qu'en diminuant la porosité du milieu poreux, la surface spécifique de contact du fluide augmente, cela provoque l'augmentation du taux de transfert de chaleur. Aussi, ils ont trouvé que l'augmentation de la conductivité thermique du milieu poreux entraîne une augmentation considérable le transfert de chaleur.

Saeid et Pop (2005) ont effectué une investigation numérique sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une couche poreux placée sur une plaque verticale contenant deux sources de chaleurs, deux cas ont été étudiés selon le sens de l'écoulement (figure I. 29). Pour le premier cas, les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente le long la source de chaleur inférieure, en augmentant la distance de séparation entre les deux sources de

chaleur le taux du transfert de chaleur moyenne augmente le long de la source de chaleur supérieure. Pour le deuxième cas, ils ont trouvé que le nombre de Nusselt moyen diminue le long des deux sources avec l'augmentation du nombre de Peclet. Aussi, ils ont observé que le nombre du Nusselt moyen augmente le long de la source inférieure avec l'augmentation de la distance de séparation.

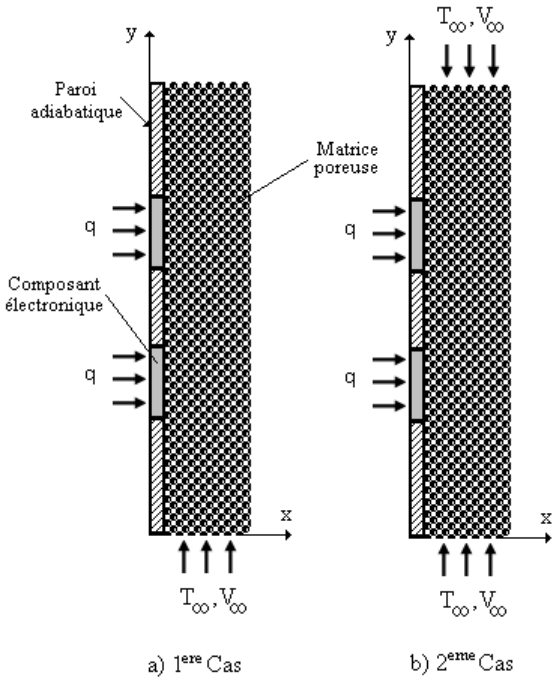


Figure (I. 29) : Couche poreuse verticale placée sur une plaque verticale contenant deux sources de chaleur (**Saeid et Pop, 2005)**.

Nazar et al. (2004) ont étudié numériquement l'écoulement instable en convection mixte, prêt d'un point de stagnation sur une plaque verticale de température T_w immergée dans un milieu poreux (figure I. 30). Ils ont examiné la stabilité de l'écoulement en variant le paramétrer (λ= s Ra/Pe) de la convection mixte. Ils ont trouvé que la solution est stable pour toutes les valeurs de $\lambda > 0$, et pour $\lambda < 0$ la solution stable est possible seulement pour une gamme limitée.

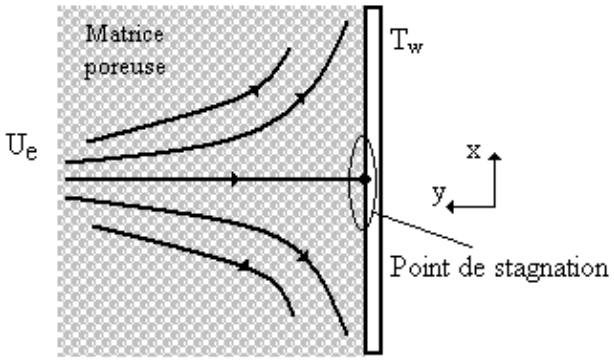


Figure (I. 30) : Plaque verticale immergée dans un milieu poreux **(Nazar et al., 2004)**.

Nazar et al. (2003) ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte autour d'un cylindre circulaire horizontal immergé dans un milieu poreux (figure I. 31). Ils ont analysé en détaille l'effet du paramètre de Darcy-Brinkman (Γ) et le coefficient de la convection mixte (λ) sur le taux de transfert de chaleur. Les résultats montrent que l'augmentation de la valeur de Γ entraîne une diminution du transfert de chaleur.

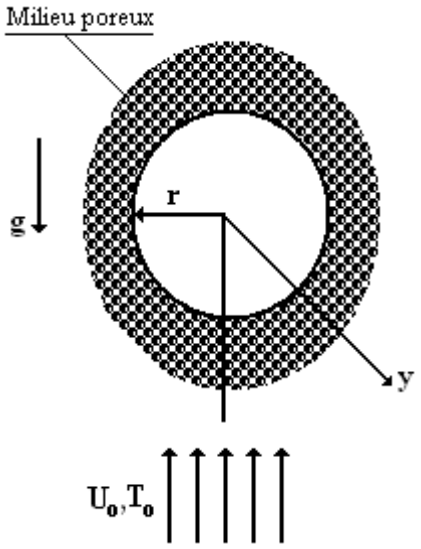


Figure (I. 31) : Cylindre circulaire horizontal immergé dans un milieu poreux saturé **(Nazar et al., 2003)**.

Chen et al. (2000) ont étudié numériquement la convection mixte entre deux plaques verticales soumises à un flux de chaleur constant, remplies d'un milieu poreux. Ils ont examiné les effets du nombre de Darcy, du nombre de Forchheimer et du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur. Les résultats montrent que les forces de flottabilité et le nombre de Darcy ont une influence sur le taux de transfert de chaleur. Aussi, ils ont remarqué que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Darcy, et la diminution du nombre de Forchheimer.

Khanafer et Chamkha (1999) ont étudié numériquement la convection mixte laminaire dans une cavité remplie par un milieu poreux (figure I. 32). Les deux parois verticales de la cavité supposées adiabatiques, la paroi horizontale inferieure est maintenue à une température constante, avec la paroi horizontale supérieure se déplaçant à une vitesse constante.

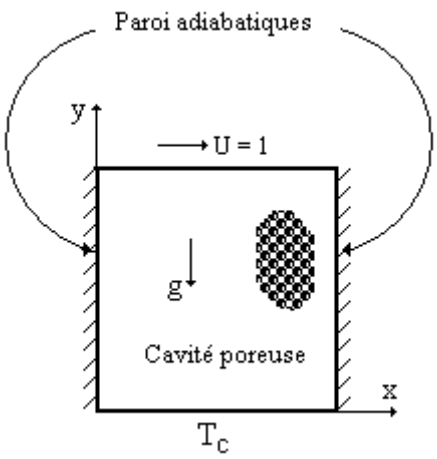


Figure (I. 32) : Cavité poreuse **(Khanafer et Chamkha, 1999)**.

L'effet de l'insertion d'une plaque oblique sur l'amélioration du transfert de chaleur en convection mixte a été étudié numériquement par **Horng et al.** (1999) dans un canal horizontal en régime stationnaire (figure I. 33). Cette plaque est installée au-dessus de blocs chauffés pour modifier l'écoulement à l'intérieur du canal, en produisant des tourbillons. Ils ont montré que l'association de l'effet de flottabilité avec les tourbillons a des influences sur l'amélioration du transfert de chaleur, et sur l'instabilité du champ d'écoulement.

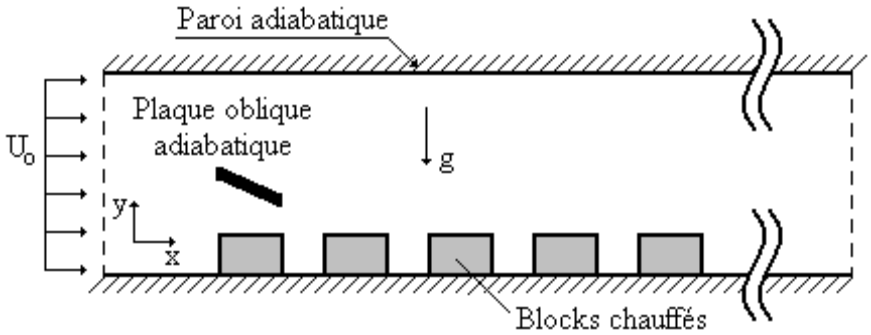


Figure (I. 33) : Canal horizontal contenant des blocs chauffés avec une plaque oblique (**Horng et al., 1999**).

Amahmid et al. (1999) ont étudié analytiquement et numériquement la convection naturelle thermosolutale dans une couche poreuse verticale soumise à des flux de chaleur (q) et de masse (J) uniformes (figure I. 34). L'étude à été faite pour une large gamme de paramètres tels que le nombre de Rayleigh critique, le nombre de Lewis et le nombre de Darcy. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Darcy induit une diminution de l'intensité de l'écoulement et le transfert thermique. Quand le nombre de Rayleigh critique augmente, l'intensité de l'écoulement augmente d'une façon monotone.

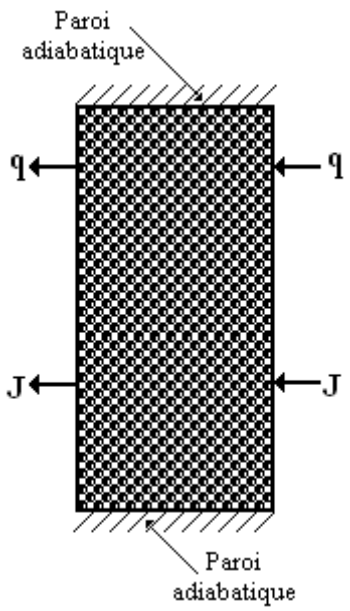


Figure (I. 34) : Couche poreuse verticale **(Amahmid et al., 1999)**.

Ould-Amer et al. (1998) ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal contenant des sources de chaleur avec l'insertion d'une matrice poreuse (figure I. 35). Ils ont trouvé que l'insertion de la matrice poreuse entre les sources de chaleur produit un meilleur refroidissement de ces dernières.

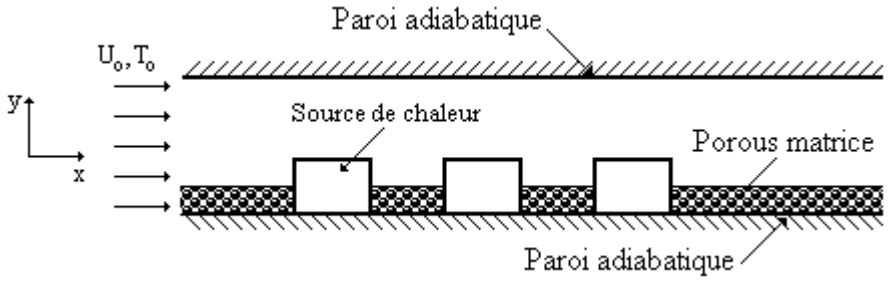


Figure (I. 35) : Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse **(Ould-Amer et al., 1998)**.

Chang et al. (1996) ont fait une investigation numérique bidimensionnelle de la convection mixte entre deux plaques parallèles partiellement remplies d'un milieu poreux à haute perméabilité (figure I. 36). Ils ont étudié les effets de l'épaisseur de la couche poreuse (s), du nombre de Darcy (Da) et du nombre de Grashof (Gr) sur le transfert de chaleur. Ils ont observé que l'augmentation d'épaisseur de la couche poreuse entraîne une diminution du nombre de Nusselt local. Aussi, ils ont constaté que l'augmentation du nombre de Darcy et du nombre de Grashof entraîne une augmentation du nombre de Nusselt.

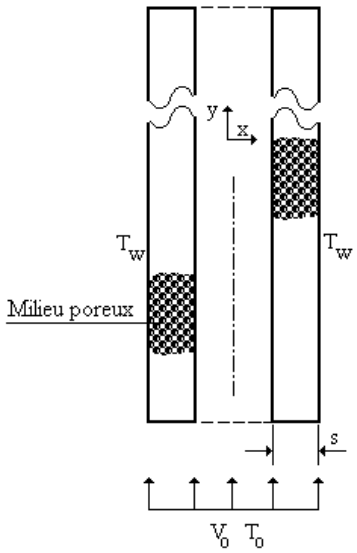


Figure (I. 36) : Deux plaques parallèles partiellement remplies d'un milieu poreux **(Chang et al., 1996)**.

Pour des études tridimensionnelles, **Umavathi** (2013) a étudié numériquement l'écoulement en convection naturelle stable dans un canal rectangulaire tridimensionnel rempli par un milieu poreux. L'une des parois verticales du canal est refroidie à une température constante (T_1), tandis que l'autre paroi est chauffée à une température constante (T_2>T_1). Les autres côtés du canal sont adiabatiques (figure I. 37). Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Darcy réduit l'intensité de l'écoulement. Alors que l'augmentation du nombre de Grashof, du nombre de Brinkman, du rapport de viscosité et du rapport d'aspect du canal augmentent l'intensité de l'écoulement.

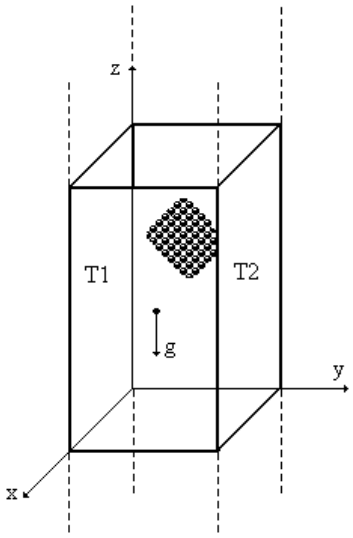


Figure (I. 37) : Canal vertical rectangulaire (**Umavathi, 2013)**.

L'amélioration de transfert de chaleur en convection mixte tridimensionnelle dans un canal horizontal avec l'insertion d'un bloc mobile a été étudiée numériquement par **Shung et al.** (2012). Ils ont examiné le paramètre (Gr/Re^2) et la vitesse du bloc mobile sur le transfert de chaleur. Les résultats montrent, que l'influence de la vitesse du déplacement de bloc améliore le transfert de chaleur d'environ 38%, pour les faibles valeurs de Gr/Re^2. Aussi, ils ont constaté que l'augmentation de Gr/Re^2 a un effet négatif sur l'amélioration du transfert de chaleur, en raison de l'influence de la convection naturelle.

Une étude numérique bi- et tridimensionnelle de la convection naturelle double diffusive dans une cavité poreuse cubique soumise à des gradients de température et concentration a été réalisée par **Khadiri et al.** (2011) (figure I. 38). Ils ont analysé les effets du nombre de Rayleigh thermique (Ra_T), du rapport la flottabilité (N) sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur. Pour $Ra_T = 200$, avec les conditions de l'écoulement double diffusive, ils ont montré qu'il existe une valeur critique du rapport de forces de flottabilité qui stabilise l'écoulement.

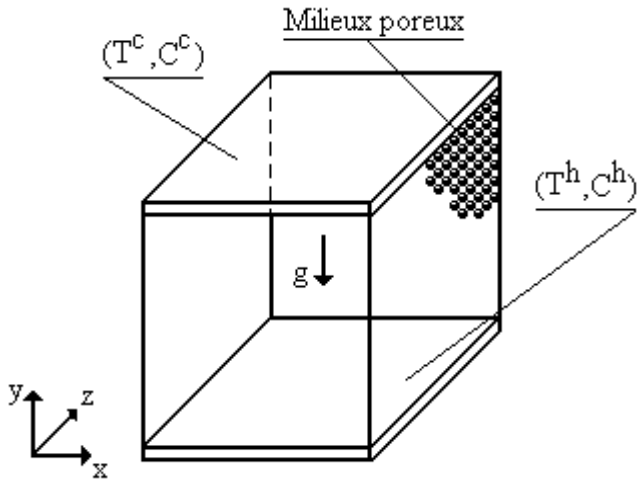


Figure (I. 38) : Cavité poreuse cubique **(Khadiri et al., 2011)**.

Une étude numérique a été présentée par **Amirouche et Bessaïh** (2010) sur le transfert de chaleur par convection mixte tridimensionnelle dans un canal vertical contenant un ensemble de composants électroniques. Ils ont examiné les effets du nombre de Grashof, du nombre de Reynolds et de l'insertion des blocs solide entre les composants sur l'amélioration du transfert de chaleur. Les résultats indiquent que l'augmentation du nombre de Reynolds conduit à un bon refroidissement des composants électroniques, lorsqu'un bloc non chauffé est placé entre deux composants.

Hirata et Ouarzazi (2010) ont étudié numériquement par convection mixte l'influence de l'écoulement horizontal sur la stabilité et les propriétés linéaires d'un fluide viscoélastique à travers un milieu poreux. Le système étudié est constitué d'une couche poreuse tridimensionnelle chauffée par un gradient de température vertical, et soumis à un écoulement horizontal d'un fluide viscoélastique. Les résultats montrent que les rouleaux transversaux peuvent présenter une transition vers le régime d'instabilité absolue, et donc affecter le milieu poreux partout.

Wang et al. (2010) ont étudié numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur en convection naturelle tridimensionnelle dans une cavité inclinée poreuse (figure I. 39). Ils ont discuté en détail les effets combinés de l'angle d'inclinaison (θ) et la fréquence d'oscillation de température (f) sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur avec différentes valeurs du nombre de Rayleigh (Ra). Les résultats obtenus montrent que le choix approprié des angles d'inclinaison et de la fréquence d'oscillation de température améliore considérablement le transfert de chaleur par convection naturelle.

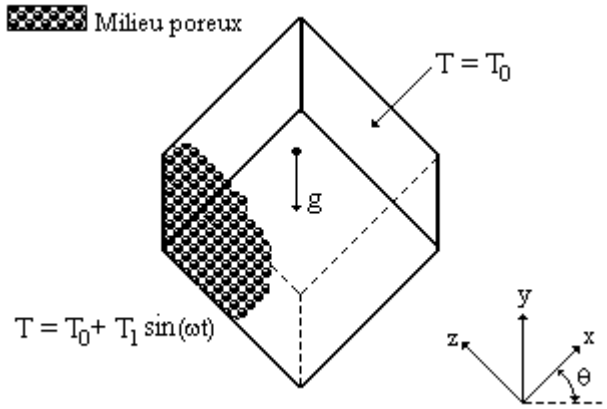


Figure (I. 39) : Cavité inclinée poreuse **(Wang et al., 2010)**.

Une étude numérique a été réalisée par **Stiriba et al.** (2010) afin d'analyser l'écoulement en convection mixte laminaire dans une cavité cubique tridimensionnelle lies au fond d'un canal horizontal. Les parois verticales sont supposées isothermes, et toutes les autres parois sont adiabatiques (figure I.40). Ils ont étudié les effets du nombre de Grashof (10^3-10^6), du nombre de Reynolds (100, 1000) sur la structure de l'écoulement et de transfert de chaleur. Les résultats montrent que les effets de convection mixte apparaître à de grandes valeurs des nombres de Grashof et Reynolds, et l'écoulement devient instable.

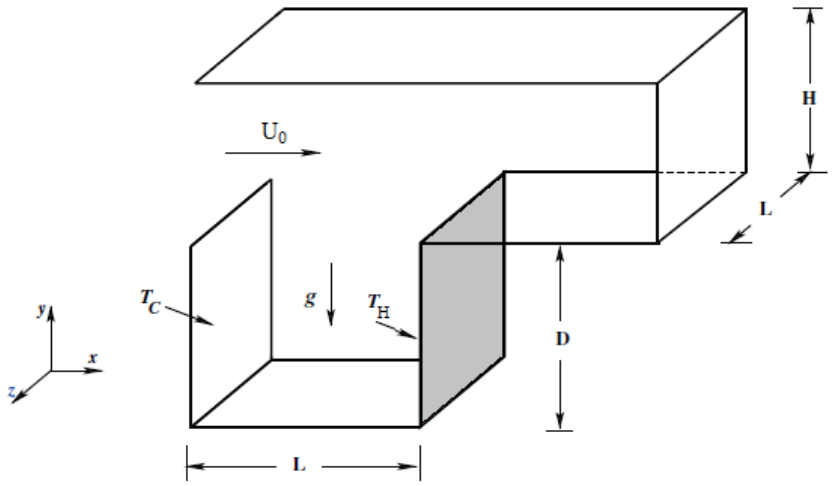


Figure (I. 40) : Géométrie du domaine de calcul **(Stiriba et al., 2010)**.

Singh et al. (2009) ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection forcée lors du refroidissement à eau des microprocesseurs à haute puissance dans un canal rempli par une structure poreuse en cuivre. Avec le prototype conçu, les résultats montrent que l'insertion d'un milieu poreux en cuivre, qui a une porosité de 40 % et une perméabilité de 1,44 $\times 10^{11}$ m^2 , peut enlever un flux de chaleur de 2.9 MW/m^2.

Yang et Wang (2008) ont étudié numériquement le comportement de l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans un canal poreux tridimensionnelle contenant des blocs métalliques chauffés périodiquement (figure I. 41). Les influences da la variation du nombre de Reynolds (Re), du diamètre moyen des billes (d), de la hauteur de bloc relative (h/H), de la largeur relative de bloc (w/H) et de l'espacement entre les blocs par rapport (s/H) sur la structure d'écoulement et les caractéristique de transfert de chaleur ont été explorées. Les résultats montrent que la distribution locale du nombre de Nusselt le long de la périphérie des blocs indique une valeur maximale au niveau des coins supérieurs du fait de l'accélération du fluide. En outre, ils ont démontré que la distribution du nombre de Nusselt local le long de la périphérie des blocs est considérablement affectée par les paramètres étudiés.

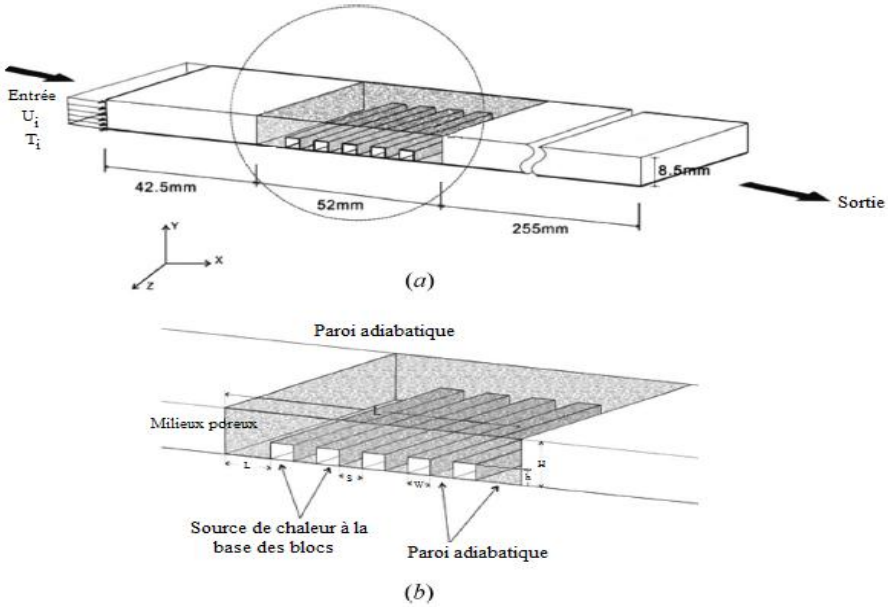


Figure (I. 41) : (a) Schéma de domaine numérique, (b) des conditions aux limites **(Yang and Wang, 2008)**.

Wang et Jaluria (2002) ont étudié numériquement la stabilité en convection mixte tridimensionnelle dans un canal horizontal rectangulaire contenant des rangées de sources de chaleur, montées sur la surface inférieure (figure I. 42). Ils ont trouvé qu'il y a quatre types d'écoulements : en rouleaux longitudinaux, en rouleaux transversaux, en mixture et en écoulement chaotique. Les deux premiers écoulements pour un nombre de Reynolds supérieur à 3 et des nombres de Grashof de l'ordre de 10^4. Tandis que les autres écoulements pour des faibles valeurs de Re < 3 et des Grashof élevés.

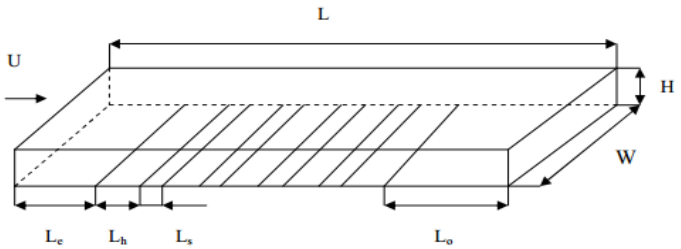


Figure (I. 42) : Canal horizontal contenant des rangées de sources de chaleur **(Wang et Jaluria, 2002)**.

Mohamad et al. (2002) ont étudié numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur en convection naturelle double-diffusive (bi- et tridimensionnelle) dans une cavité horizontale remplie par un milieu poreux saturé (figure I. 43). Les parois verticales sont chauffées différemment. Les résultats montrent que la différence dans le taux de transfert et de masse dans le cas bi- et tridimensionnels n'est pas importante.

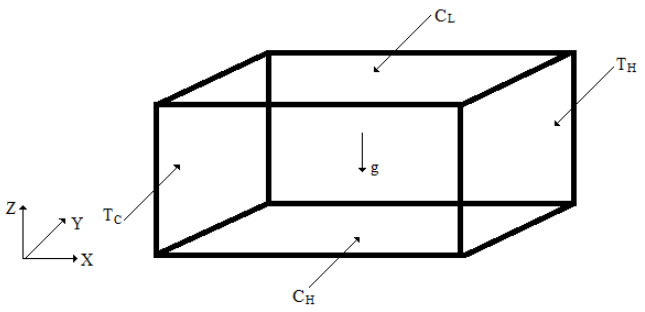


Figure (I. 43) : Cavité horizontale remplie par un milieu poreux **(Mohamad et al., 2002)**.

Sivasankaran et Pan (2012) ont analysé numériquement la convection mixte dans une cavité poreuse bidimensionnelle (figure I. 44). Les parois latérales verticales de la cavité sont soumises à une distribution sinusoïdale des températures. L'étude a été faite pour une plage de rapport d'amplitude, de l'écart de phase, de la porosité, du nombre de Richardson et du nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement et du transfert de chaleur. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du rapport d'amplitude, du nombre de Darcy, et de la porosité du milieu poreux. Aussi, ils ont prouvé que le chauffage non uniforme sur les deux parois latérales permet d'obtenir un taux de transfert de chaleur plus élevé que dans le cas où le chauffage non uniforme sur une seule paroi.

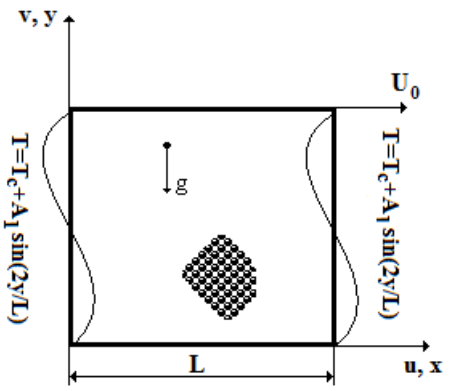


Figure (I. 44) : Cavité poreuse bidimensionnelle **(Sivasankaran et Pan, 2012)**.

Une analyse numérique du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte triangulaire bidimensionnelle poreuse a été effectuée par **Zeng et al. (2013)**. L'étude a été faite sur une large gamme de paramètres tels que le nombre de Darcy ($10^{-6} \leq Da \leq 10^{-2}$), le nombre de Rayleigh ($10^{1} \leq Ra \leq 10^{8}$), et l'angle d'inclinaison ($10° \leq \theta \leq 45°$). Ils ont trouvé que les solutions analytiques sont en bon accord avec les résultats numériques, en particulier lorsque l'angle d'inclinaison est petit. Avec l'augmentation de Da.Ra, l'effet conductif est

toujours dominé près de la zone d'angle gauche de la cavité, tandis que la convection devient relativement importante dans la zone de repos.

Une étude numérique de la convection naturelle transitoire dans un cylindre vertical bidimensionnel contenant une couche poreuse saturée a été faite par **Sheremet et Trifonova (2013)**. La condition empirique de Beavers-Joseph est imposée à l'interface fluide-poreux avec le modèle de Darcy pour la couche poreuse. L'analyse a été faite sur une large gamme de paramètres tels que le nombre de Darcy ($10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$), le rapport d'hauteur de la couche poreuse ($0 \leq d/L \leq 1$), le rapport de l'épaisseur solide ($0,1 \leq l/L \leq 0,3$), le rapport de la conductivité thermique ($1 \leq k \leq 20$), et le temps adimensionnel ($0 \leq \tau \leq 1000$) sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Darcy conduit à une augmentation du transfert de chaleur.

Sivasankaran et al. (2014) ont étudié numériquement l'écoulement en convection mixte dans une cavité carrée bidimensionnelle (figure I. 45). Une partie de la paroi gauche inférieure de la cavité est maintenue à haute température. Tandis que, la paroi droite est maintenue à une basse température et les parties restantes de la cavité sont isolées. Les résultats sont obtenus pour différentes longueurs de la partie chauffée, du nombre de Richardson, et des paramètres de génération de chaleur. Ils ont remarqué l'amélioration du taux de transfert de chaleur pour le régime d'écoulement en convection forcée dominante. Ceci, lorsque la longueur de la paroi verticale chauffée est supérieure à celle de la longueur de paroi horizontale chauffée.

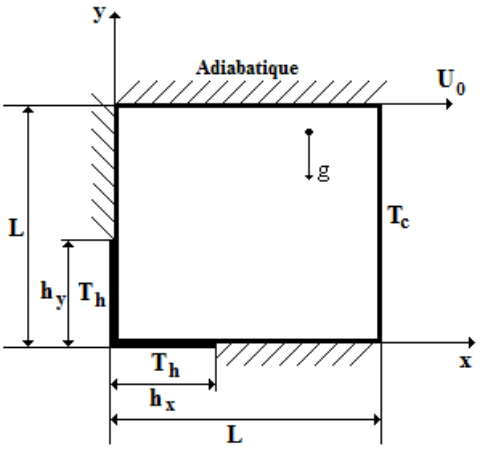


Figure (I. 45) : Cavité poreuse bidimensionnelle **(Sivasankaran et al., 2014)**.

Chapitre II
Modélisation du Problème et Résolution par Fluent

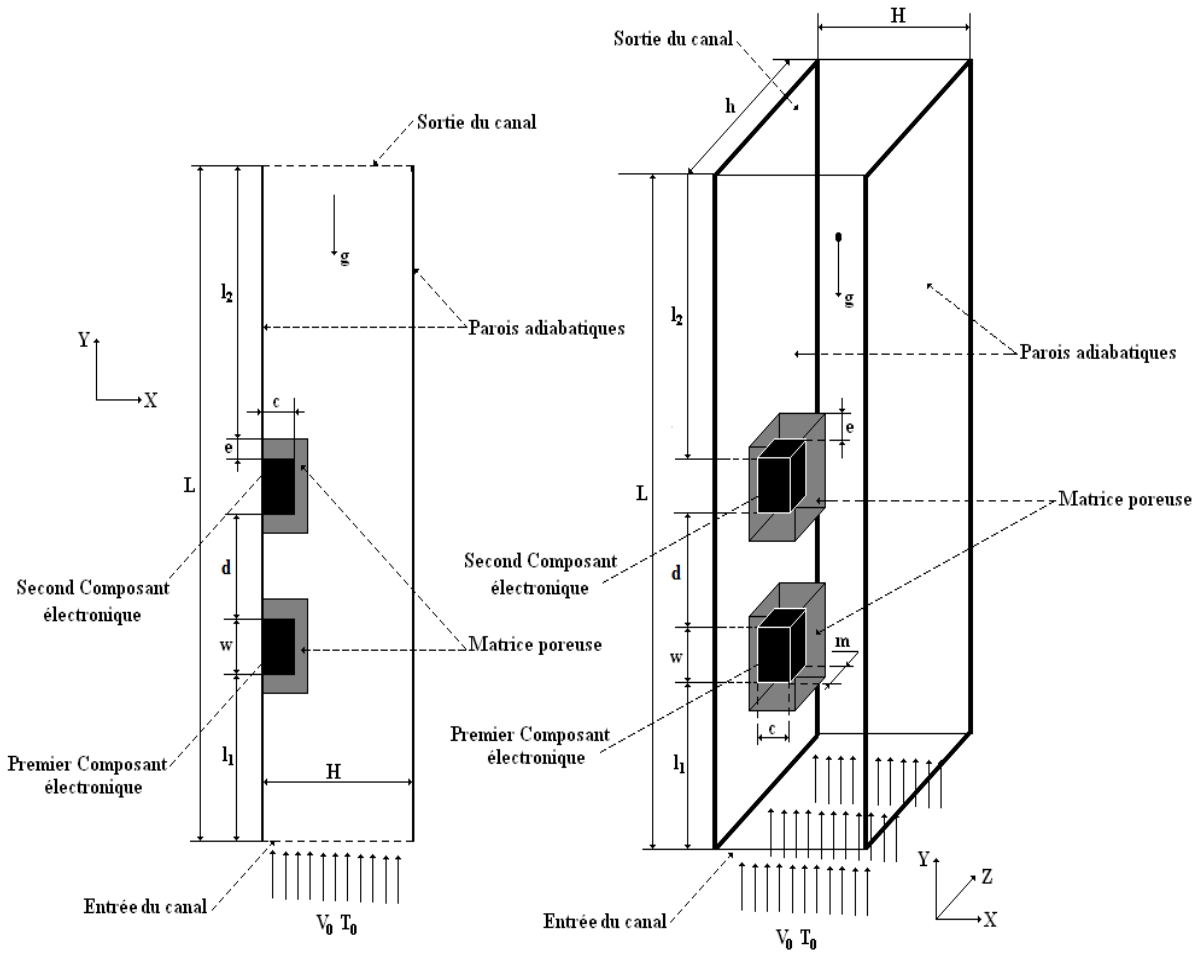
II. 1. Introduction :

Le calcul numérique a été mené à l'aide du logiciel de calcul "FLUENT" 6.2., basé sur la méthode des volumes finis. En premier lieu, nous présentons la géométrie et le système d'équations qui régit l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte avec/sans milieux poreux pour deux cas (bi- et tridimensionnels). Le calcul en question est exécuté sur une machine PC Core (TM) i5-3470 avec une fréquence d'horloge de 3.20 GHz et de 4 Go de mémoire vive.

II. 2. Géométries du problème :

Dans cette section, nous présentons les deux géométries et le système d'équations qui régit l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte avec/sans milieux poreux bi-et tridimensionnelles.

Les géométries du problème considéré sont illustrées sur la figure (II.1 a-b).On étudié numériquement le problème de la convection mixte avec/sans insertion d'un milieu poreux dans un canal vertical de longueur (L), de largeur (H) et de hauteur (h). Deux sources de chaleur identiques montées sur la paroi gauche du canal, de longueur (w), de largeur (c) et de hauteur (m) et séparées par une distance (s). La première source de chaleur est située à une distance (l_1) de l'entrée du canal. Par contre, la distance entre la deuxième source de chaleur et la sortie du canal est égale à (l_2). Les parois du canal sont supposées adiabatiques. A l'entrée, l'air forcé pénètre avec une vitesse (V_0) à l'intérieur du canal pour refroidir les composants électroniques. Une matrice poreuse d'épaisseur (e) enveloppe les surfaces extérieures des deux sources de chaleur.



(a) (b)

Figure (II. 1 a, b) : Géométries du problème considéré :

(a) Canal bidimensionnel,

(b) Canal tridimensionnel

- Canal vertical bidimensionnel contenant deux sources de chaleur, simulant deux composants électroniques, avec/sans insertion de la matrice poreuse.
- Canal vertical tridimensionnel contenant deux sources de chaleur, simulant deux composants électroniques, enveloppées par une matrice poreuse.

II. 3. Equation générale de transport :

Les lois de conservation gouvernant l'écoulement de fluides et le transfert de chaleur exprimées en termes d'équations différentielles impliquent un bilan entre le variable dépendante ϕ et tous les différents facteurs qui ont une influence sur cette variable.

L'expression mathématique de l'équation générale de transport adimensionnelle d'une entité physique (ϕ), peut s'écrire :

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X_j}(U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial X_j}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial X_j}\right) + S_\phi \qquad \text{(II. 1)}$$

Où :

$\frac{\partial \phi}{\partial \tau}$: Le terme transitoire.

$\frac{\partial}{\partial X_j}(U_j \phi)$: Le transport par convection de ϕ.

$\frac{\partial}{\partial X_j}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial X_j}\right)$: Le transport par diffusion de ϕ .

S_ϕ : Le terme source.

L'équation (II. 1) peut prendre plusieurs formes dépendant de la variable (ϕ). Pour notre problème nous donnons la définition de ϕ ,Γ et S_ϕ dans le **tableau (II. 1)**:

Equation	ϕ	Γ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement	U	$\frac{\nu^*}{\varepsilon \mathrm{Re}}$	$-\frac{\partial P}{\partial X} - \frac{1}{\mathrm{Re\,Da}} U - \lambda \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}\, U$
	V		$-\frac{\partial P}{\partial Y} - \frac{1}{\mathrm{Re\,Da}} V - \lambda \sqrt{U^2 + V^2 + W}^{\,2}\, V + \frac{Gr}{Re^2}\theta$
	W		$-\frac{\partial P}{\partial Z} - \frac{1}{\mathrm{Re\,Da}} W - \lambda \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}\, W$
Energie	θ	$\frac{k^*}{\mathrm{Re\,Pr}}$	$\frac{f_d}{\mathrm{Re\,Pr\,C.\,W}}$

Tableau (II. 1) : Equation générale de transport.

Si ϕ peut être égale à 1, U,V,W, ou θ alors l'équation de transport peut être identifiée respectivement comme l'équation de conservation de masse, l'équation de quantité de

mouvement suivant X, l'équation de quantité de mouvement suivant Y, l'équation de quantité de mouvement suivant Z ou l'équation de l'énergie dans le système de coordonnées cartésiennes.

II. 4. Hypothèses simplificatrices :

1- Fluide Newtonien, visqueux et incompressible, pour les deux cas (2D et 3D).

2- Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y) pour le cas canal 2D, écoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x, y et z) pour le cas canal 3D.

3- Régime laminaire et stationnaire pour les deux cas.

4- Le milieu poreux est isotrope, homogène et saturé par un seul fluide qui est en équilibre thermique avec la matrice poreuse pour les deux cas.

5- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable pour les deux cas.

6- L'approximation de Boussinesq est valide pour les deux cas, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables aux niveaux de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit (Bejan, 2004) : $\rho = \rho_0[1-\beta(T-T_0)]$

Où :

T_0 : La température de référence

β : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante

ρ_0 : La masse volumique du fluide à T_0.

7- Les propriétés physiques du fluide et des composants électroniques (ρ,ν ,C_P, k) sont supposées constantes pour les deux cas.

8- La viscosité du fluide est égale à la viscosité du milieu poreux (Lundgren, 1972) pour les deux cas.

II. 5. Modélisation mathématique du notre problème :

L'écoulement est modélisé par l'équation de Navier-Stokes dans la région fluide et l'équation de ***Darcy-Brinkman-Forchheimer*** dans le milieu poreux. Le champ thermique par l'équation d'énergie.

II. 5. 1. Les équations gouvernantes :

En prenant compte de toutes ces hypothèses, les équations dimensionnelles qui régissent l'écoulement pour les deux cas peuvent s'écrivent comme suit :

- La loi de conservation de la masse (Equation de continuité)

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \qquad \text{(II. 2)}$$

(Où j=1, 2, 3 : indice de sommation)

- La loi de conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon^2}\left(\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} \underbrace{-\frac{\mu_f}{K} u_i}_{(1)} \underbrace{-\frac{\rho_f F}{\sqrt{K}}\left(u_j^{\,2}\right)^{1/2} u_i}_{(2)} + \underbrace{\frac{\mu_f}{\varepsilon}\left\{\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\right\}}_{(3)} \qquad \text{(II. 3)}$$

D'où : (1) le terme de Darcy

(2) le terme de Forchheimer

(3) le terme de Brinkman.

- La loi de conservation d'énergie (équation de l'énergie)

$$\rho\, C_P\left[\frac{\partial}{\partial x_j}(u_j T)\right] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[k\frac{\partial T}{\partial x_j}\right] + q_v \qquad \text{(II. 4)}$$

Où :

k : La conductivité thermique.

C_P : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

q_v :La génération de chaleur volumétrique.

μ: La viscosité dynamique du fluide.

II. 5. 2. Adimensionnalisation des équations :

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

$$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, Z = \frac{z}{H}, U = \frac{u}{V_0}, V = \frac{v}{V_0}, W = \frac{w}{V_0},$$

$$\theta = \frac{T - T_0}{Q/kf}, P = \frac{p - p_0}{\rho_f V_0^2}, \nu^* = \frac{\nu}{\nu_f}, k^* = \frac{k}{kf}$$

- <u>Equation de continuité</u>

$$\frac{\partial U_j}{\partial X_j} = 0 \qquad \text{(II. 5)}$$

(Où j : indice de sommation)

- <u>La loi de conservation de la quantité de mouvement</u>

$$\frac{1}{\varepsilon^2}\left(\frac{\partial U_i U_j}{\partial X_j}\right) = -\frac{\partial p}{\partial X_i} + \frac{1}{\varepsilon \operatorname{Re}}\left\{\frac{\partial}{\partial X_j}\left(\frac{\nu^* \partial U_i}{\partial X_j}\right)\right\} - \frac{1}{\operatorname{Re}\ Da} U_i - \lambda\left(U_j^{\,2}\right)^{1/2} U_i \qquad \text{(II. 6)}$$

$$\text{D'où, } \nu^* = \begin{cases} \nu_s/\nu_f \to \infty & \text{dans chaque source de chaleur} \\ 1 & \text{dans la région fluide et la matrice poreuse} \end{cases}$$

- <u>La loi de conservation d'énergie (équation de l'énergie)</u>

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(U_j \theta) = \frac{1}{\operatorname{Re}\ \operatorname{Pr}}\left(k^* \frac{\partial \theta}{\partial x_j}\right) + \frac{f_d}{\operatorname{Re}\ \operatorname{Pr}\ C\ W} \qquad \text{(II. 7)}$$

$$\text{D'où : } f_d = \begin{cases} 1 & \text{dans la source de chaleur} \\ 0 & \text{dans le domaine du calcul restant} \end{cases}$$

$$\text{Et} \quad k^* = \begin{cases} ks/kf & \text{dans la source de chaleur} \\ ke/kf & \text{dans la matrice poreuse} \\ 1 & \text{dans la région fluide} \end{cases}$$

Uj sont respectivement les vitesses adimensionnelles dans les directions X, Y et Z. λ représente le coefficient inertiel (=F/Da$^{1/2}$=0.35) (Ould-amer et al, 1998 ; Yucel et Guven, 2007), Re est le nombre de Reynolds (Re=V_0H/νf), Da est le nombre de Darcy (Da=K/H^2), Gr est le nombre de Grashof (Gr= $g\beta(Q/kf)H^3/\nu_f{}^2$) et Pr est le nombre de Prandtl (Pr=ν_f/α_f). Dans la région fluide, Da tend vers l'infini (Da→∞) et ε à l'unité (ε=1), dans le but de transformer les équations (II.6) et (II.7) aux équations de Navier – Stokes. νs et νf sont respectivement les viscosités cinématiques de la source de chaleur et du fluide. ks, kf et ke sont respectivement les conductivités thermiques de la source de chaleur, du fluide (air) et de la matrice poreuse.

II. 6. Conditions aux limites :

II. 6. 1. Pour le cas du canal bidimensionnel :

Les conditions aux limites pour le champ dynamique et le champ thermique sont illustrées dans le **tableau (II.2)**.

Limite	Conditions hydrodynamiques	Conditions thermiques
X = 0, pour 0 ≤ Y ≤ L (paroi gauche adiabatique)	U = V = 0	$\frac{\partial\theta}{\partial X}=0$
X = H, pour 0 ≤ X ≤ L (paroi droite adiabatique)	U = V = 0	$\frac{\partial\theta}{\partial X}=0$
Y = 0, pour 0 ≤ X ≤ H (entrée du canal)	$U=0$ $V=1$	$\theta=0$
Y = L, pour 0 ≤ X ≤ H (sortie du canal)	$\frac{\partial U}{\partial Y}=\frac{\partial V}{\partial Y}=0$	$\frac{\partial\theta}{\partial Y}=0$

Tableau (II. 2) : Les conditions aux limites pour le cas du canal bidimensionnel.

II. 6. 2. Pour le cas du canal tridimensionnel :

Les conditions aux limites pour le champ dynamique et le champ thermique sont illustrées dans le **tableau (II. 3)**.

Limite	Conditions hydrodynamiques	Conditions thermiques
X = 0, pour 0 ≤ Y ≤ L et 0 ≤ Z ≤ h (paroi verticale gauche)	U = V = W = 0	$\frac{\partial \theta}{\partial X}=0 \quad \frac{\partial \theta}{\partial Z}=0$
X = H, pour 0 ≤ Y ≤ L et 0 ≤ Z ≤ h (paroi verticale droite)	U = V = W = 0	$\frac{\partial \theta}{\partial X}=0 \quad \frac{\partial \theta}{\partial Z}=0$
Y = 0, pour 0 ≤ X ≤ H et 0 ≤ Z ≤ h (entrée du canal)	U = W = 0 et V = 1	$\theta=0$
Y = L, pour 0 ≤ X ≤ H et 0 ≤ Z ≤ h (sortie du canal)	$\frac{\partial U}{\partial Y}=\frac{\partial V}{\partial Y}=\frac{\partial W}{\partial Y}=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial Y}=0$
Z = 0, pour 0 ≤ X ≤ H et 0 ≤ Y ≤ L (paroi verticale avant)	$\frac{\partial U}{\partial Y}=\frac{\partial V}{\partial Y}=\frac{\partial W}{\partial Y}=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial Z}=0$
Z = h, pour 0 ≤ X ≤ H et 0 ≤ Y ≤ L (paroi verticale arrière)	$\frac{\partial U}{\partial Y}=\frac{\partial V}{\partial Y}=\frac{\partial W}{\partial Y}=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial Z}=0$

Tableau (II. 3) : Les conditions aux limites pour le cas du canal tridimensionnel.

II. 7. Résolution par Fluent :

FLUENT est un Code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) capable de simuler des problèmes des écoulements de fluide. Il est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations associées à des écoulements de fluides :

- Une génération du maillage : division du domaine physique en volumes de contrôles.
- Une discrétisation des différentes équations intégro-différentielles par rapport aux volumes de contrôles obtenant ainsi un système d'équations algébriques pour chaque variable dépendante du problème à résoudre.

Les équations résolues par FLUENT prennent la forme de l'équation générale de transport d'une quantité scalaire ϕ, et s'appliquent aux différentes mailles du volume de contrôle typique.

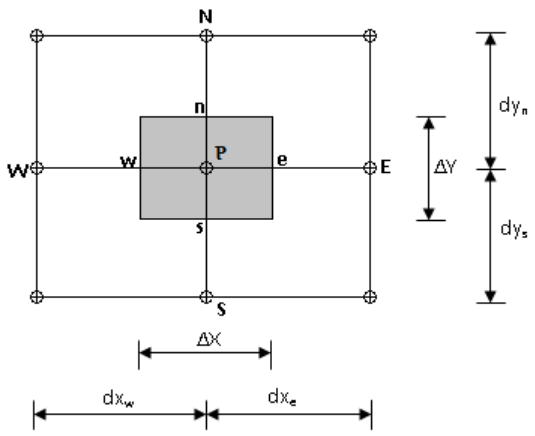


Figure (II. 2) : Volume de contrôle typique.

La discrétisation de l'équation générale de transport (éq. II.1) sur un volume de contrôle typique donne (**figure II.2**) :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial \phi}{\partial t} dx\ dy\ d\tau + \int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial (U\ \phi)}{\partial x} dx\ dy\ d\tau + \int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial (V\ \phi)}{\partial y} dx\ dy\ d\tau =$$
$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) dx\ dy\ d\tau + \int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) dx\ dy\ d\tau + \int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e S_\phi dx\ dy\ d\tau \qquad \text{(II. 8)}$$

Où :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial \phi}{\partial t} dx\ dy\ d\tau = \left(\phi_p^{n+1} - \phi_p^n\right)\ \Delta X\ \ \Delta Y$$

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial (U\ \phi)}{\partial x} dx\ dy\ d\tau = \left(U_e\phi_e - U_w\phi_w\right)\ \Delta Y\ \Delta\tau$$

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial (V\ \phi)}{\partial y} dx\ dy\ d\tau = \left(V_n\phi_n - V_s\phi_s\right)\ \Delta X\ \ \Delta\tau$$

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) dx\ dy\ d\tau = \left[\left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial X}\right)_e - \left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial X}\right)_w\right]\ \Delta Y\ \Delta\tau$$

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) dx\ dy\ d\tau = \left[\left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial Y}\right)_n - \left(\Gamma\ \frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_s\right]\ \Delta X\ \ \Delta\tau$$

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_s^n\int_w^e S_\phi dx\ dy\ d\tau = \overline{S_\phi}\Delta X\ \ \Delta Y\ \Delta\tau$$

Le résultat de l'intégration de l'équation (II.8) divisé par $\Delta\tau$ donne :

$$\left(\phi_p^{n+1}-\phi_p^n\right)\frac{\Delta X\ \Delta Y}{\Delta\tau}+\left(U_e\phi_e-U_w\phi_w\right)\Delta Y+\left(V_n\phi_n-V_s\phi_s\right)\Delta X=$$
$$\left[\left(\Gamma\ \frac{d\phi}{dX}\right)_e-\left(\Gamma\ \frac{d\phi}{dX}\right)_w\right]\Delta Y+\left[\left(\Gamma\ \frac{d\phi}{dY}\right)_n-\left(\Gamma\ \frac{d\phi}{dY}\right)_s\right]\Delta X+\overline{S_\phi}\Delta X\ \Delta Y \qquad \text{(II. 9)}$$

Où : n et $n+1$ correspondant respectivement aux incréments du temps τ et $\tau+\Delta\tau$.

En posant :

$$J_x=U\ \phi\ -\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X}$$

$$J_y=V\ \phi\ -\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y}$$

Donc le résultat de l'équation (III.9) donne :

$$\left(\phi_p^{n+1}-\phi_p^n\right)\frac{\Delta X\ \Delta Y}{\Delta t}+J_e^{n+1}-J_w^{n+1}+J_n^{n+1}-J_s^{n+1}=\overline{S_\phi}\Delta X\ \Delta Y \qquad \text{(II. 10)}$$

Où :

$$\left.\begin{aligned}
J_e&=U_e\phi_e\Delta Y-\Gamma\left.\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{X}}\right|_e\Delta\mathrm{Y}\\
J_w&=U_w\phi_w\Delta Y-\Gamma\left.\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{X}}\right|_w\Delta\mathrm{Y}\\
J_n&=V_n\phi_n\Delta X-\Gamma\left.\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{Y}}\right|_n\Delta\mathrm{X}\\
J_s&=V_s\phi_s\Delta X-\Gamma\left.\frac{\partial\phi}{\partial \mathrm{Y}}\right|_s\Delta\mathrm{X}
\end{aligned}\right\} \qquad \text{(II. 11)}$$

Les quantités J_e, J_w, J_n et J_s sont les flux aux interfaces (e, w, n, s). Le terme S_ϕ est supposé être constant dans le volume de contrôle, et $\overline{S_\phi}$ est évalué au centre du volume de contrôle.

Dans notre cas, l'utilisation du logiciel « **FLUENT 6.3** » nous a permet de construire un modèle numérique capable de traiter le problème de l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte avec/sans milieux poreux pour les deux cas (bi- et tridimensionnels).
Le calcul numérique a été mené à l'aide du logiciel de calcul "FLUENT" 6.2.

II. 7. 1. Maillage sous Gambit :

GAMBIT est un logiciel utilisé pour construire la géométrie, générer le maillage, et définir les frontières appropriées au système considéré (interfaces, parois rigide, fluide etc.).Celui-ci permet de construire deux types de maillage, structuré ou non-structuré **(Patankar**, 1980). Pour notre cas, la création de la géométrie ainsi que le maillage s'est fait dans le progiciel "GAMBIT" 2.0. Notre configuration est de forme simple où l'écoulement suit pratiquement la forme de la géométrie, construite sur la base d'un maillage à cellules quadrilatères pour le cas bidimensionnel et Hexaédriques pour le cas tridimensionnel (**figure II. 3** et **figure II. 4**).

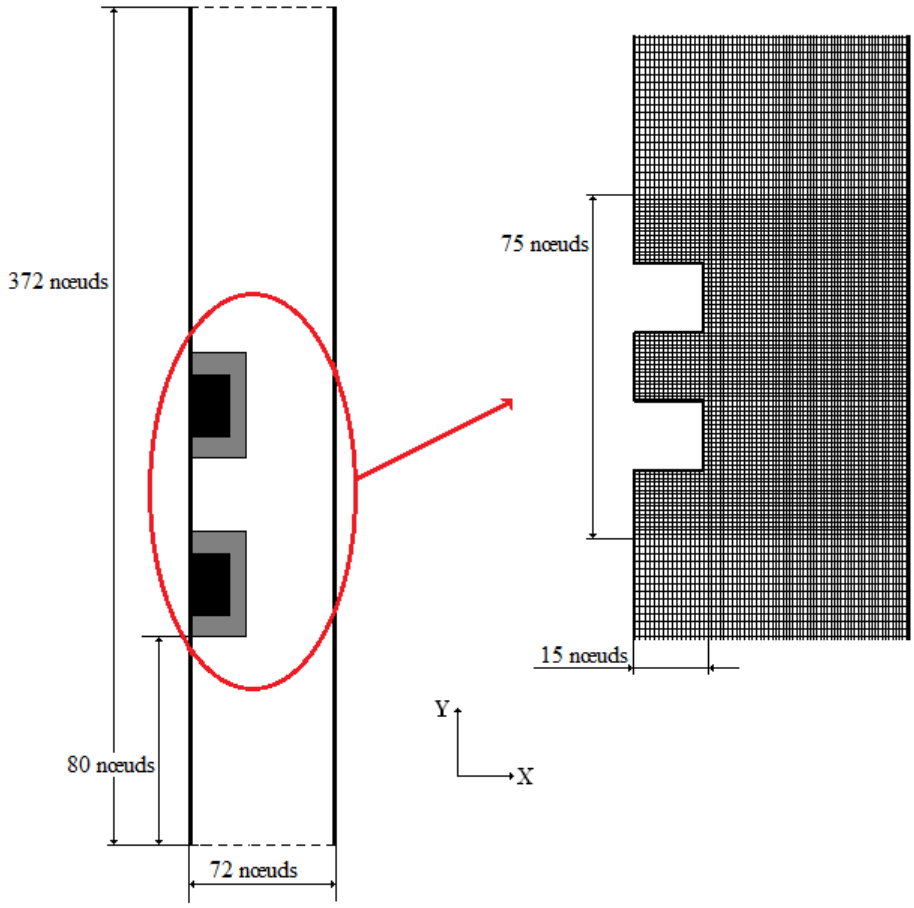


Figure (II. 3) : Maillage du canal vertical bidimensionnel.

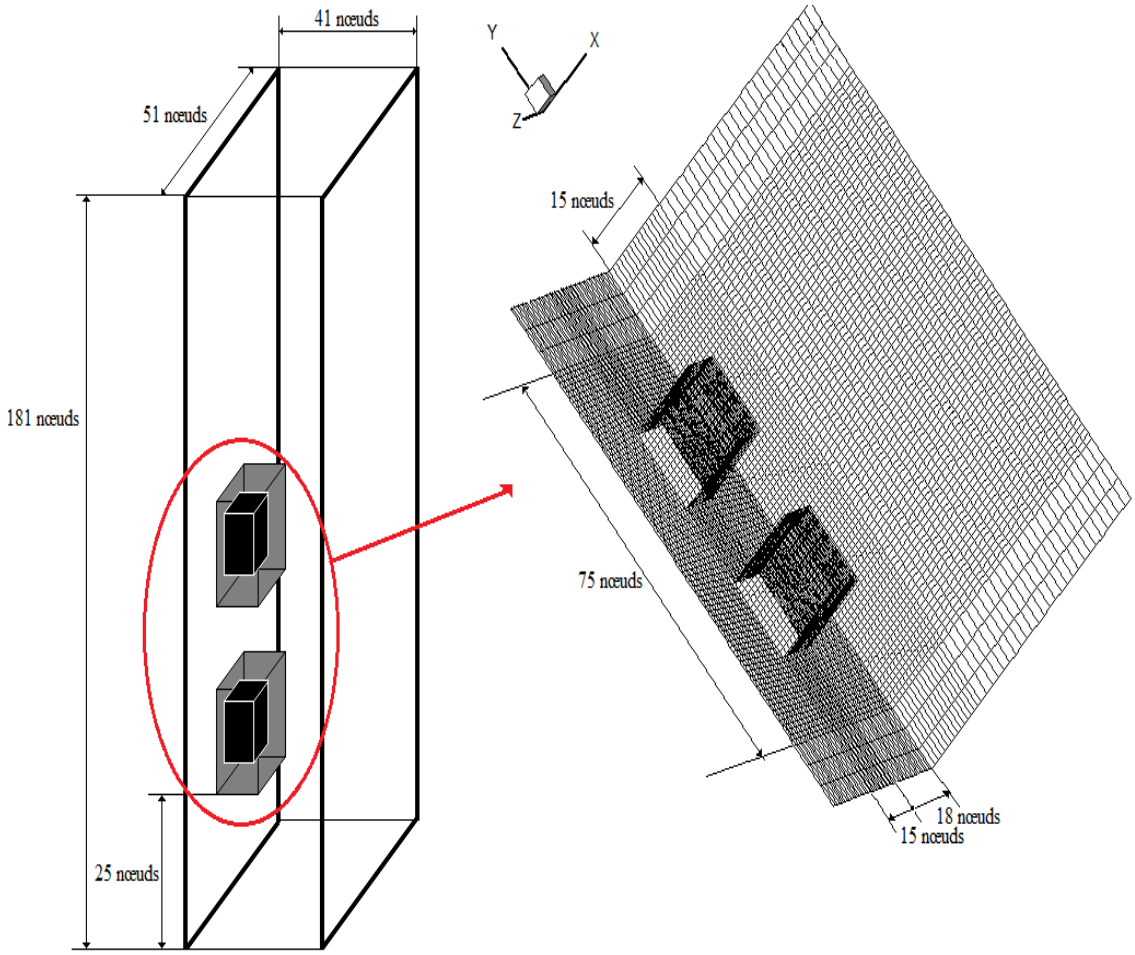
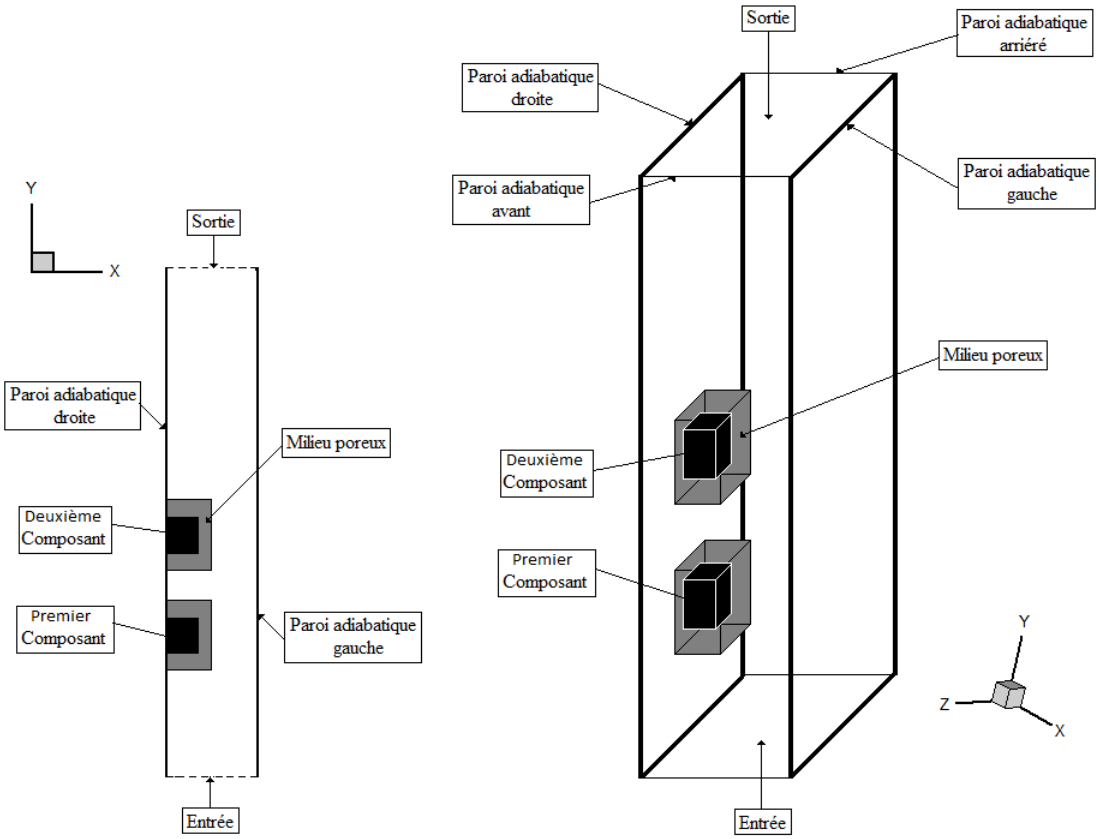


Figure (II. 4) : Maillage du canal vertical tridimensionnel.

II. 7. 2. Définition des frontières de notre problème :

Les conditions aux limites imposées aux notre problème bi- et tridimensionnel sont illustré dans la **figure (II. 5 a, b)**.

- Paroi droite → **Wall**
- Paroi gauche → **Wall**
- Paroi avant → **Wall**
- Paroi arriéré → **Wall**
- Entrée → **Velocity Inlet**
- Sortie → **Outflow**
- Premier composant → **Wall**
- Deuxième composant → **Wall**
- Milieu poreux → **Fluid**
- Fluide → **Fluid**



(a) Cas canal bidimensionnel (b) Cas canal tridimensionnel

Figure (II. 5 a, b) : Conditions aux limites : (a) Cas bidimensionnel et (b) Cas tridimensionnel.

II. 7. 3. Implémentation dans "FLUENT" :

Au chargement du maillage dans "FLUENT", il s'agit, en premier lieu de choisir entre simulation bidimensionnelle (2D) ou tridimensionnelle (3D), de mettre la géométrie à l'échelle appropriée, (centimètre pour notre cas). Le logiciel permet aussi de réordonner les nœuds, les surfaces et les cellules en mémoire, de telle façon qu'ils aient la même disposition dans le maillage et dans la mémoire. Ceci permet d'améliorer les performances du calcul et l'efficacité de l'accès à la mémoire.

II. 7. 3. 1. Simple précision ou double précision

"FLUENT" offre deux modes de calcul : le mode "simple précision" et le mode "double précision". Dans le mode "double précision", les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode "simple précision" utilise une représentation à 32 bits. Il est évident que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire.

II. 7. 3. 2. Choix de la formulation du solveur

En démarrant "FLUENT" on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur :

❖ La formulation "Segregated", ou isolée (implicite) : Cette formulation permet de résoudre les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles. De ce fait, c'est la formulation que l'on a choisie pour notre problème.

❖La formulation "Coupled", ou couplée soit implicite ou explicite : Cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes aux autres.

II. 7. 3. 3. Schémas numériques de discrétisation

Dans "FLUENT", les variables stockées au centre de la cellule doivent êtres interpolées aux faces du volume de contrôle. Plusieurs schémas d'interpolation d'ordres de précision 1, 2 ou éventuellement 3 sont disponibles dans le code FLUENT. Qu'ils sont résumés dans la **figure (II. 6)**, comme suit :

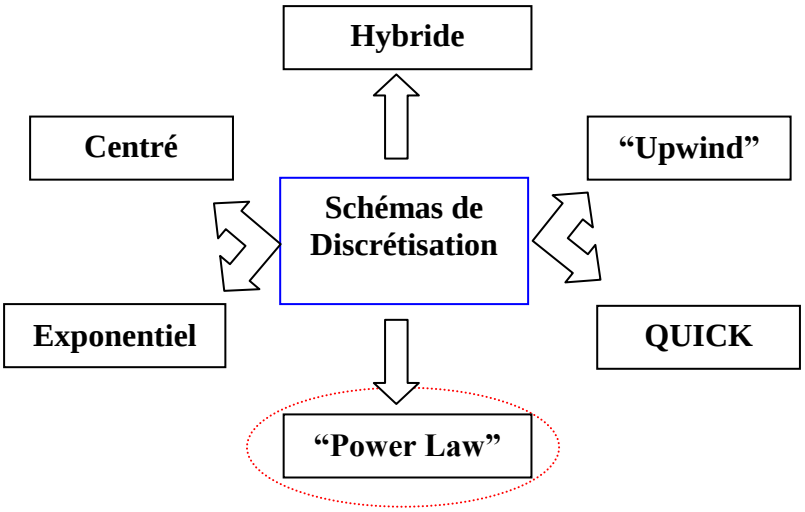


Figure (II. 6) : Schémas de discrétisation

Ces schémas sont appliqués aux termes convectifs des équations gouvernantes, les termes visqueux étant automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision. Dans notre cas, le schéma "Power Law" est plus précis pour les écoulements à très faible vitesse, avec insertion d'un milieux poreux.

II. 7. 3. 4. Choix du schéma d'interpolation de la pression

Dans FLUENT plusieurs schéma d'interpolation de pression disponible, on peut choisir parmi les options suivantes :

❖ Le schéma force de volume pondéré "Body-Force-Weighted" est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh).

❖ Le schéma "PRESTO" (Pressure Staggering Option): est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou les écoulements dans des domaines fortement courbés.

❖ Le schéma au second ordre à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.

❖ Le schéma linéaire "Linear" est disponible comme alternative au cas où les autres options présent des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques.

Pour notre cas, le schéma "Second ordre" a été adopté, pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.

II. 7. 3. 5. Choix de la méthode de couplage Pression -Vitesse

La présence de la pression dans les équations de conservation de la quantité de mouvement sous forme de gradient rend la résolution de celles-ci plus compliquée, pour la principale raison est que cette pression est inconnue et constitue l'une des variables du problème. La solution passe par la définition des vitesses sur un maillage décalé "Staggeredgrid", (**figure II. 7**). 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 la "maillage décalée" des composantes de la vitesse.
"FLUENT" propose trois méthodes pour le couplage pression-vitesse (seulement avec la formulation "isolé") :

- Les deux premières, très proche l'une de l'autre, sont la méthode "**SIMPLE**" (**S**emi **I**mplicit **Me**thod for a **P**ressure **L**inked **E**quations) et la méthode "SIMPLEC" (SIMPLE **C**onsistent). Cette dernière méthode se distingue de la première par le fait qu'on peut lui assigner un facteur de relaxation (correction) de pression proche de 1, ceci accélère la convergence dans la plupart des cas, mais peut conduire à des instabilités de la solution.

- Méthode "PISO" (**P**ressure **I**mplicit with **S**pliting of **O**pérators): Cette méthode fait partie des algorithmes de la famille "SIMPLE". Elle est recommandée pour les écoulements instationnaires ou pour les maillages contenants des cellules très obliques "highly skewed".

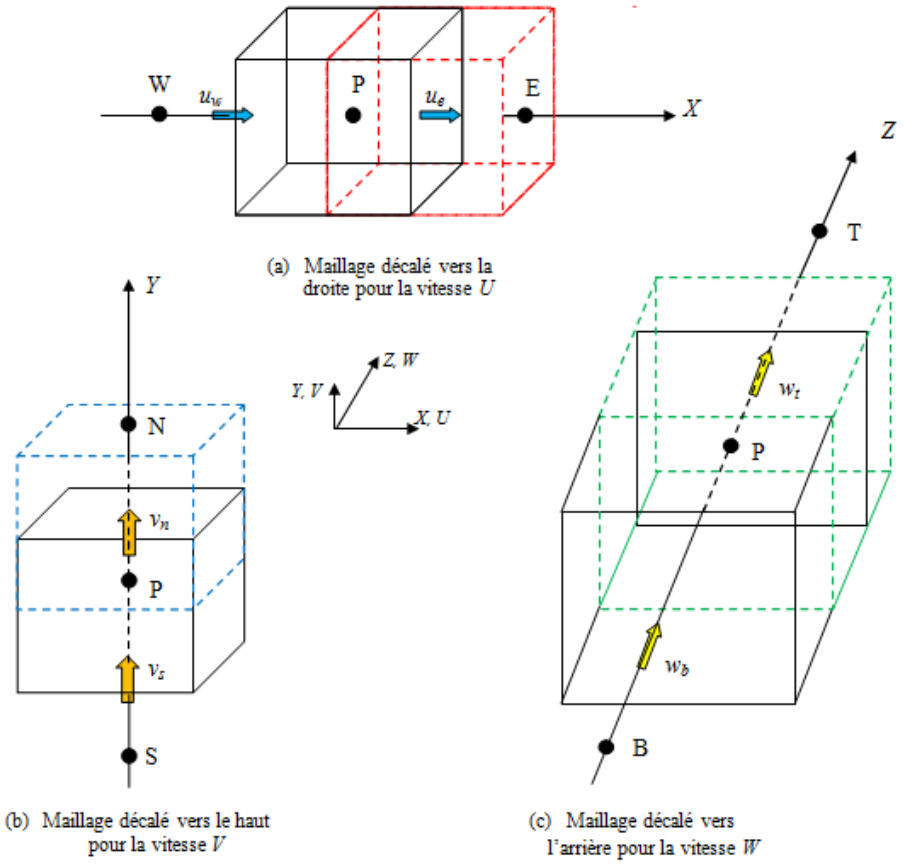


Figure (II. 7) : Maillage décalé du volume de contrôle pour les trois vitesses dans les trois directions séparées

Dans le présent travail, on utilise deux modèle géométrique 2D et 3D et les équations régissant l'écoulement en régime laminaire stationnaire. Donc, l'algorithme SIMPLEC a été adopté. Le lecteur intéressé, pourra consulter l'ouvrage de **Patankar** (1980), pour de plus amples informations sur cet algorithme.

II. 7. 3. 6. Choix des facteurs de relaxation

Dans les méthodes itératives, que ce soit pour la résolution des systèmes d'équations algébriques linéaires, ou pour les schémas itératifs permettant d'appréhender les non linéarités, souvent on veut ralentir ou accélérer, d'une itération à l'autre la variation de la variable considérée. Ces processus sont appelés respectivement dans - relaxation (ralentissement) et Sur - relaxation (accélération).

- La sur - relaxation est souvent utilisée avec la méthode de Gauss - Seidel, la méthode obtenue s'appelle alors SOR (Successive Over-Relaxation) et très peu utilisée avec la méthode ligne par ligne.

- Les dans - relaxation est très pratique pour les problèmes non linéaires car elle permet d'éviter la divergence des méthodes itératives utilisées pour la résolution.

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence sont présentés dans la tableau II.4.

Variables	Facteurs de Relaxation
Pression	0.7
Densité	1
Forces de volume	1
Quantité de mouvement	0.7
Energie	0.9

Tableau (II. 4) : Paramètres de dans – relaxation pour notre problème.

Chapitre III
Résultats et discussion

Application «A»

« Refroidissement à air par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal incliné»

III. A. 1. Introduction :

Pour déterminer les recommandations qualitatives qui peuvent améliorer la conception thermique des appareils électroniques, le présent travail a pour but d'étudier l'influence de certains paramètres sur le transfert de chaleur par convection mixte laminaire en régime stationnaire à l'intérieur d'un canal vertical contenant deux source de chaleur maintenues à des températures constantes (voir **figure II. 1 a**, cas du canal sans insertion d'une couche poreuse e/H = 0.00, chapitre II). Les parois verticales gauche et droite sont adiabatiques, et l'air forcé venant de l'extérieur est animé d'une vitesse adimensionnelle égale à (V_0/V_0 =1), où V_0 est la vitesse caractéristique de l'écoulement.

III.A.2. Paramètres géométriques et physiques du problème :

Les paramètres géométriques sous forme adimensionnelle sont comme suit (**figure II. 1 a**) : L_1/H=2, L_2/H =6, h/H = w/H = 0.25, d/H= 0.25, e/H=0.00 (sans milieu poreux) avec H=2cm. La valeur du nombre de Grashof Gr est de l'ordre de 10^4 pour un ΔT=10K **(Wang et al., 2002)**. Les valeurs utilisées du nombre de Reynolds sont (Re=1, 5, 50, 100 et 200). Les valeurs de l'angle d'inclinaison sont (α=90, 45, 0, -45 et -90), avec α=0 correspond au cas du canal vertical.

III.A.3. Effet du maillage :

Nous considérons quatre maillages uniformes (52×162), (62×272), (72×372) et (82×472) nœuds. La **figure (III.A. 1)** montre le profil de vitesse adimensionnelle V=f(X) à Y = 3 (au-dessus de la deuxième source de chaleur), pour Gr=10^4 et Re=20. D'après la **Figure (III.A. 1)**, il est clair que le troisième maillage (72×372) nœuds présente la meilleure solution, afin d'optimiser le temps CPU et du coût des calculs.

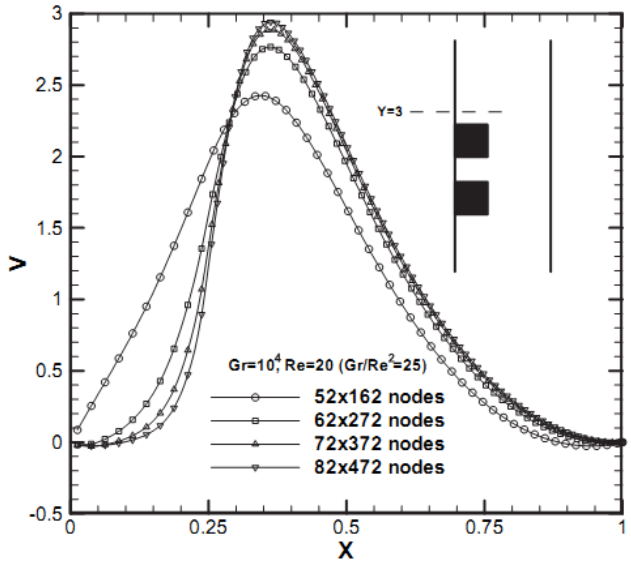


Figure (III.A. 1) : La variation de la vitesse adimensionnelle V=f(X) à une position choisie Y = 3.0 (cas du canal vertical, α = 0°) pour différents maillages (Gr = 10^4, Re =20 e t e/H = 0.00).

III.A. 4. Validation du code de calcul :

Afin de donner une crédibilité à nos résultats numériques, le code de calcul a été validé avec les résultats numériques de **Habchi et al, (1986)**. Ces derniers ont traité le cas de la convection mixte dans un canal vertical et incliné ayant une paroi adiabatique, et l'autre paroi est maintenue à une température constante et sur laquelle est monté un obstacle.

D'après la **figure (III.A. 2)** qui montre une comparaison entre les profils de la vitesse adimensionnelle verticale en fonction de X, il est clair que les résultats numériques de **Habchi et Acharya (1986)** sont en bon accord avec notre travail.

(a) Résultats Fluent (b) Résultats code fortran

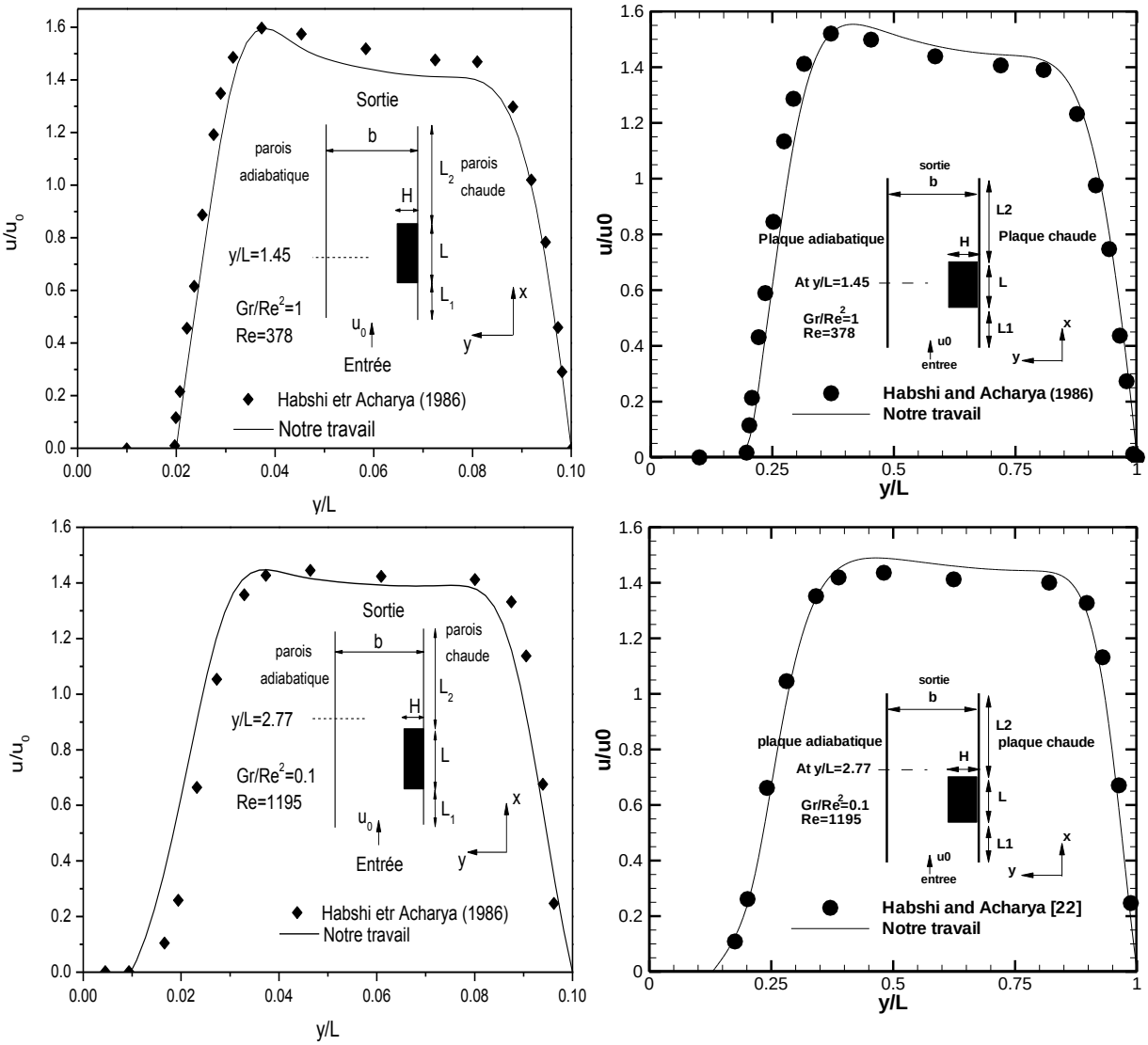


Figure (III.A. 2 a,b): Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de **Habchi et al, (1986)** (a) à y/L = 2.77, Re = 1195 et $Gr/Re^2 = 0.1$, (b) à y/L = 1.45, Re = 378 et $Gr/Re^2 = 1$.

III.A.5. Résultats et discussion :

Une étude numérique détaillée sur l'amélioration de transfert de chaleur par convection mixte laminaire, en régime stationnaire dans un canal vertical contenant deux sources de chaleur maintenues à une température constante adimensionnelle ($\theta = (T-T_0)/(T_S-T_0)=1$), est présentée. Le fluide utilisé pour le refroidissement est de l'air, et son écoulement à l'intérieur du canal est contrôlé par les nombres adimensionnels suivants :

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

L'étude traite les effets du nombre de Reynolds (Re = 1, 5, 10, 50, 100, and 200), de l'angle d'inclinaison du canal (α= 0°, 45°, -45°, 90° et -90°), les dimensions de chaque source de chaleur S = w/H x h/H, et la distance d de séparation entre les deux sources de chaleur sur la structure de l'écoulement, le champ de température et la distribution des nombres de Nusselt local Nu et moyen $\overline{Nu}$.

La structure de l'écoulement et du champ thermique ont été visualisés graphiquement par les contours de la fonction de courant ψ définie ci-dessous, des vecteurs de vitesses et par les contours des isothermes (voir les résultats dans l'application B suivante).

Les lignes de courant sont tracées à l'aide de la fonction de courant ψ définie par :

$$U = \frac{\partial \psi}{\partial Y} \qquad \text{(III.A. 1)}$$

D'où :

$$\int_1^2 d\psi = \int_1^2 U dY = -\int_1^2 V dX \qquad \text{(III.A. 2)}$$

Par définition, la différence entre deux lignes de courant, représente le débit du fluide écoulé à travers la distance séparant ces deux lignes. En intégrant, on aura :

$$\Psi_2 - \Psi_1 = U \Delta Y \qquad \text{(III.A. 3)}$$

Un vecteur-vitesse est la résultante des deux composantes de la vitesse (U ,V), d'où son module est :

$$\left\| \vec{Vv} \right\| = \sqrt{U^2 + V^2} \qquad \text{(III.A. 4)}$$

Les profils des nombres de Nusselt local Nu et moyen $\overline{Nu}$ définis ci-dessous ont été aussi présentés pour évaluer le taux de transfert de chaleur au niveau des composants électroniques.

Le nombre de Nusselt est défini par le rapport du flux de chaleur convectif sur le flux de chaleur diffusif. Ce nombre caractérise le taux de transfert de chaleur au niveau de l'interface (fluide – solide) de chaque face du composant électronique.

Le nombre de Nusselt local est défini comme suit :

L'échange de chaleur se fait dans la direction X : $Nu_X = -\frac{\partial \theta}{\partial X}$ (III.A. 5)

L'échange de chaleur se fait dans la direction Y : $Nu_Y = -\frac{\partial \theta}{\partial Y}$ (III.A. 6)

Nous avons calculé le nombre de Nusselt local le long des trois faces de chaque composant électronique, voir **figure (III.A. 3)**.

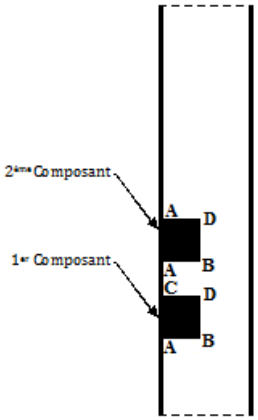


Figure (III.A. 3) : Les faces des deux composants électroniques montés sur la paroi droite du canal.

Le nombre de Nusselt moyen est défini comme suit :

$$\overline{Nu_1} = \int_{A_1}^{B_1} Nu_X dy + \int_{B_1}^{C_1} Nu_y dx + \int_{C_1}^{D_1} Nu_X dy \text{ (Composant 1)} \qquad \text{(III.A. 7)}$$

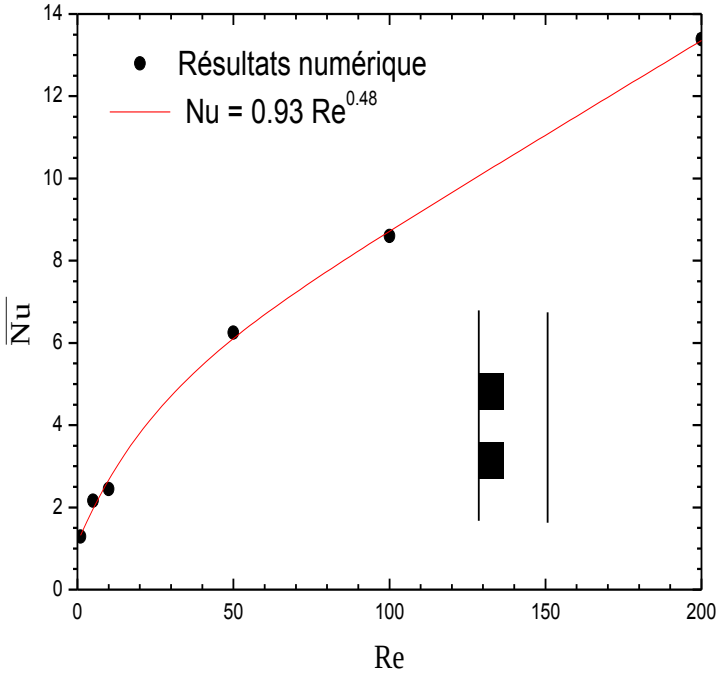
$$\overline{Nu_2} = \int_{A2}^{B2} Nu_X dy + \int_{B2}^{C2} Nu_y dx + \int_{C_2}^{D2} Nu_X dy \text{ (Composant 2)} \qquad \text{(III.A. 8)}$$

III. A. 5. 1. Effet du nombre de Reynolds, (Re) :

Les données géométriques prises pour cette section sont : L_1 /H = 2, L_2 /H = 6, h/H = 0.25, w/H = 0.25, d/H = 0.25 et e/H = 0.00 (cas du canal sans milieu poreux). Afin d'examiner l'effet du nombre de Reynolds sur le taux de transfert de chaleur, la **figure (III.A. 4)** présente le profil de l'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}_{1-2}$ des deux composants en fonction du nombre de Reynolds (Re = 1, 5, 10, 50, 10 0, 20 0), avec Gr = 10^4 (cas du canal vertical). Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds augmente le nombre de Nusselt moyen. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

$$\overline{Nu} = 0.93 \ \mathrm{Re}^{0.48} \qquad \text{(III.A. 9)}$$

(1) Résultats Fluent



(2) Résultats code fortran

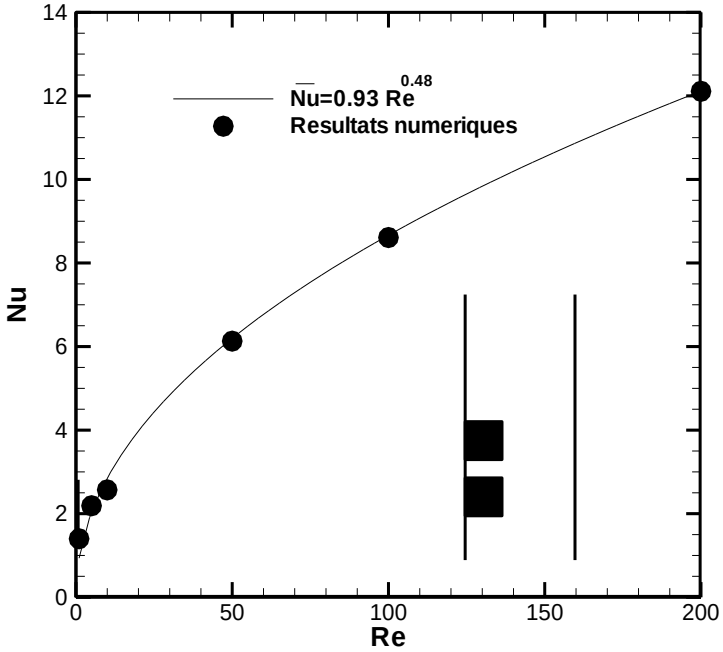


Figure (III.A. 4) : Evolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction du nombre de Reynolds (Gr=10^4, e/H = 0.00 et α =0° cas du canal vertical)

III. A. 5. 2. Effet du l'angle de l'inclinaison, (α) :

Ici, les paramètres géométriques sont fixes : $L_1/H=2$, $L_2/H=6$, h/H=0,25, w/H=0,25, d/H=0,25 et e/H = 0.00 (cas du canal sans milieu poreux). Pour consulter l'influence de l'angle d'inclinaison α sur le transfert de chaleur, la **Figure (III.A. 5)** confirme que le taux de transfert de chaleur global des deux composants a une valeur maximale pour un angle d'inclinaison α = + 45°.

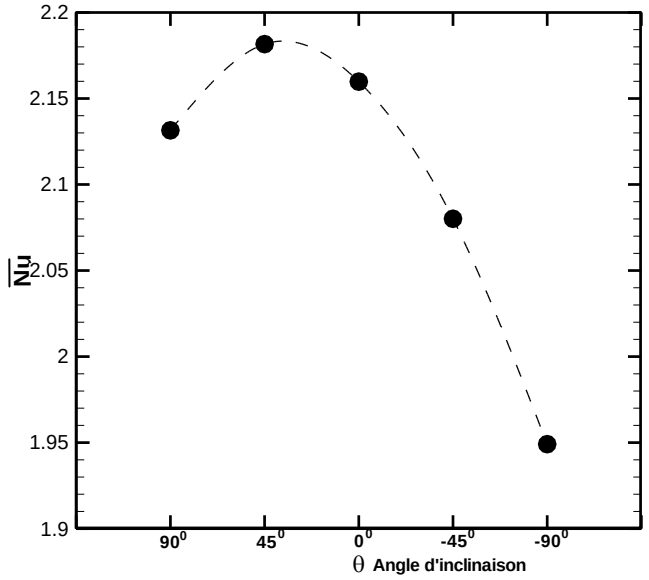


Figure (III.A. 5) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction de l'angle d'inclinaison «α », pour ($Gr=10^4$, Re = 5 et e/H = 0.00)

III. A. 5. 3. Effet de la taille des composants électroniques, (S) :

Les paramètres géométriques fixes sont : $L_1/H = 2$, $L_2/H = 6$, d/H = 0,25 et e/H = 0.00 (cas du canal sans milieu poreux). Pour examiner l'effet de la taille des sources de chaleur S (=h/H x w/H) sur le transfert thermique au sein du canal, la **Figure (III.A. 6)** présente le nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux sources de chaleur pour différentes tailles des composants à Gr = 10^4, Re = 20 et θ = 0°. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de S. Ce taux peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux sources de chaleur :

$$\overline{Nu} = 3.165 - 2.707S + 3.72\,S^2 \qquad \text{(III.A. 10)}$$

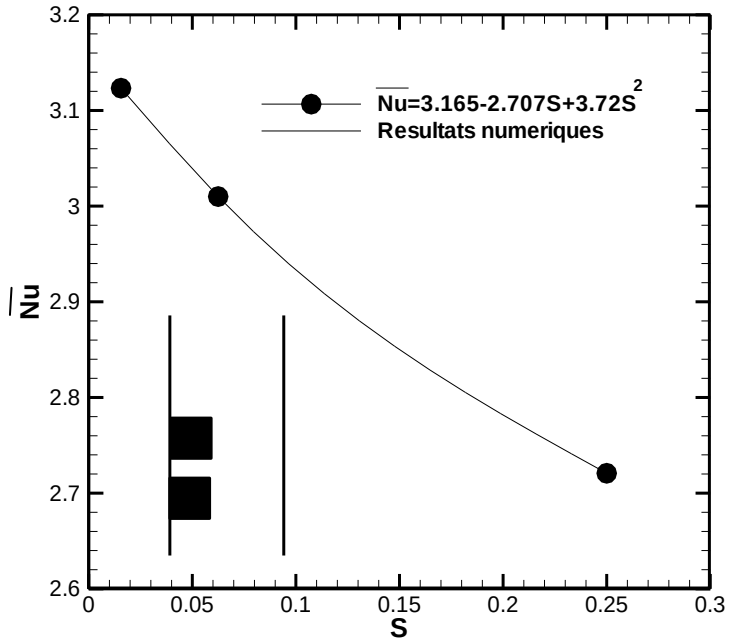


Figure (III.A. 6) : L'évolution du nombre de Nusselt Moyen $\overline{Nu}$ des deux composants pour différentes tailles des sources de chaleur S (=0.125x0.125, 0.25x0.25, 0.5x0.5), avec ($Gr=10^4$, Re = 20, e/H = 0.00 et α = 0°).

III. A. 5. 4. Effet de l'espace d entre les composants électroniques, (d/H) :

Dans cette section, les paramètres géométriques fixes sont : $L_1/H = 2$, $L_2/H = 6$, h/H = w/H 0.25 et e/H = 0.00 (cas du canal sans milieu poreux). Pour $Gr = 10^4$, Re = 20 et α = 0°, on examine l'influence de la distance de séparation d entre deux composants électroniques sur l'évolution du nombre de Nusselt moyen. Les valeurs de la distance adimensionnelle entre les composants électroniques sont : d/H=0.25, 0.5, 0.75 et 1.00.

La figure **(III.A. 7)** présente le nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleurs pour différentes valeurs de la distance de séparation adimensionnelle d/H pour $Gr=10^4$, Re=20, α=0° et e/H = 0.00. On a constaté que le nombre de Nusselt moyen de deux sources de chaleurs augmente avec l'augmentation de la distance de séparation d. Ce résultat confirme que l'augmentation du la distance de séparation entre les composants électroniques améliore considérablement le refroidissement des composants électroniques à l'intérieur de canal. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur pour $0.25 \leq d/H \leq 1.0$:

$$\overline{Nu} = 1.1926 + 8.2873\,(d/H) - 4.5816\,(d/H)^2 \qquad \text{(III.A. 11)}$$

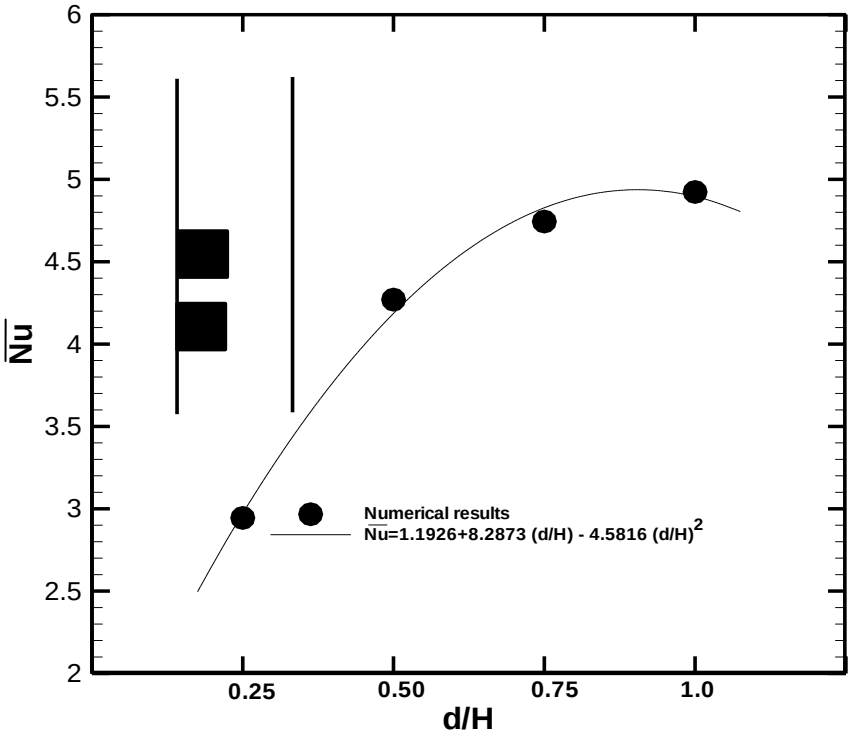


Figure (III.A. 7) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants pour différentes valeurs de la distance entre les composants électroniques d/H, ($Gr=10^4$, Re=20 et $\alpha= 0°$).

Conclusion sur l'application «A» :

La simulation numérique de la convection mixte laminaire dans un canal incliné contenant deux sources de chaleur, simulant des composants électroniques, a été faite. La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre le modèle mathématique. Les effets du nombre de Reynolds, l'angle d'inclinaison, les dimensions des composants électroniques et l'espace entre eux ont été examinés sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que de la distance de séparation entre les composants entraîne une amélioration du refroidissement des composants électroniques à l'intérieur du canal. Nous avons trouvé aussi que le transfert de chaleur diminue tout en augmentant les dimensions des sources de chaleur. Pour α = 45°, le taux du transfert de chaleur maximum a été obtenu à l'intérieur du canal. Enfin, des corrélations ont été proposées pour calculer les nombres de Nusselt moyens des deux composants électroniques.

Ce présent travail a fait l'objet d'une publication internationale dans une revue internationale de renommée « *Applied Thermal Engineering*, vol.31, pp. 2052– 2062, 2011 ».

L'intitulé de l'article est:

« Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel »

Application «B»

« Convection mixte dans un canal contenant des composants électroniques enveloppés par une matrice poreuse »

III. B. 1. Introduction :

La connaissance du transfert de chaleur et de l'hydrodynamique dans un canal contenant des sources de chaleur, enveloppées par une matrice poreuse, est nécessaire pour la conception thermique des installations thermiques ou des composants placés dans un circuit, et aussi pour le prolongement de la durée de vie des sources de chaleur. Dans cette partie, nous présentons une étude numérique de la convection mixte laminaire en régime stationnaire dans un canal bidimensionnel contenant deux sources de chaleur enveloppées par une matrice poreuse (figure II.1 a). L'objectif de cette étude est d'examiner les effets du nombre de Reynolds, de l'angle d'inclinaison du canal, du nombre de Darcy, de l'épaisseur de la couche poreuse et leur conductivité thermique sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur dans le but d'essayer d'obtenir une amélioration du transfert de chaleur.

III. B. 2. Paramètres géométrique et physiques du problème :

Les paramètres géométriques et physique sous forme adimensionnelle sont comme suit : $l_1/H=2$, $l_2/H=6$, $c/H=w/H=s/H=0.25$, $H/H=1$, $L/H=8.75$ et $0 \leq e/H \leq 1$. La valeur du nombre de Grashof Gr est maintenue constante, de l'ordre de 10^4 pour un $\Delta T=10K$ **(Wang et Jaluria, 2002)**. Les valeurs utilisées de la conductivité thermique adimensionnelle du milieu poreux sont ke/kf= (1, 5, 50 et 100), du nombre de Darcy sont ($10^{-1} \leq Da \leq 10^{-6}$), du coefficient inertiel est $\lambda=0.35$ et de la porosité est $\varepsilon=0.99$ **(Yucel et Guven, 2007 ; Ould-Amer et al., 1998)**. La valeur de la conductivité thermique adimensionnelle du composant électronique est ks/kf=100. Les valeurs utilisées du nombre du Reynolds sont Re=1, 5, 10, 50, 100 et 200.

III. B. 3. Effet de maillage :

Le maillage adopté est structuré, uniformes de type map. L'indépendance de solution par rapport au maillage a été étudiée en considérant quatre maillages uniformes (52×162), (62×272), (72×372) et (82×472 nœuds, avec Gr=10^4, Re=20, Da=10^{-4} et e/H=0.1.

En consultant la **figure (III.B. 1)** et d'après le **tableau (III.B. 1)**, il est clair que le troisième maillage (72×372) nœuds présente la meilleure solution, puisque les différences entre leurs valeurs des variables considérées sont inférieures à 1 %.

Maillage (nœuds)	Paramètre physique		
	Vmax (m/s)	Vmin (m/s)	$\overline{Nu}$
52x172	0.092962	-0.005932	12.326475
62x272	0.093046	-0.005746	12.18275
72x372	0.093039	-0.005620	12.119977
82x472	0.092965	-0.005505	12.100852

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

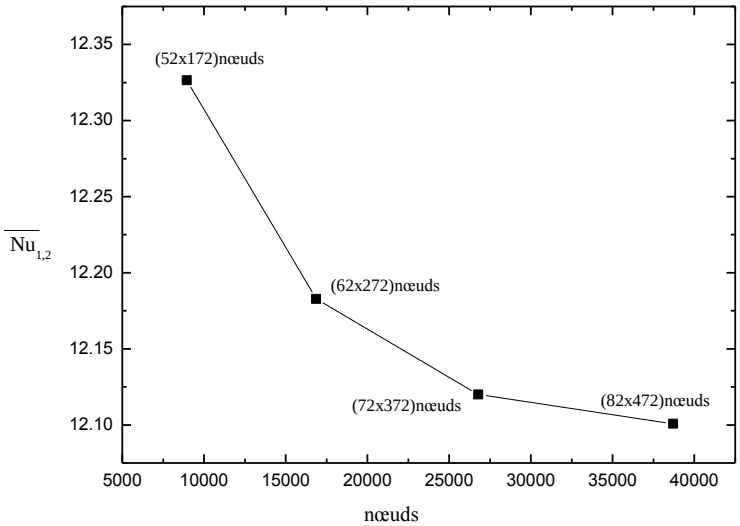
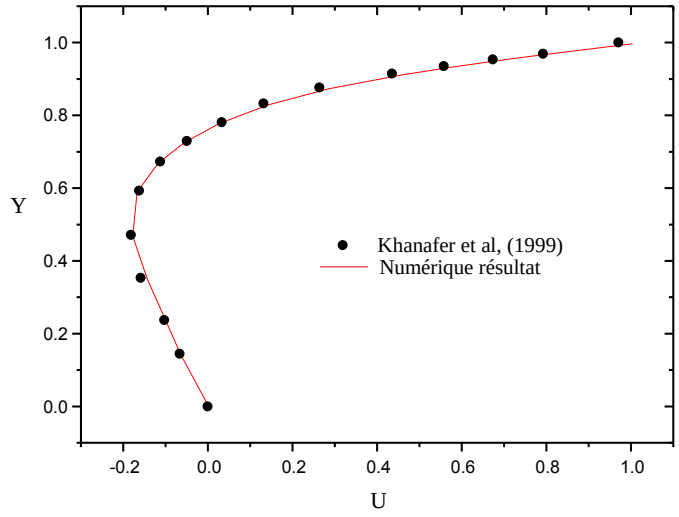


Figure (III.B. 1) : Evolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants électroniques en fonction des différents maillages.

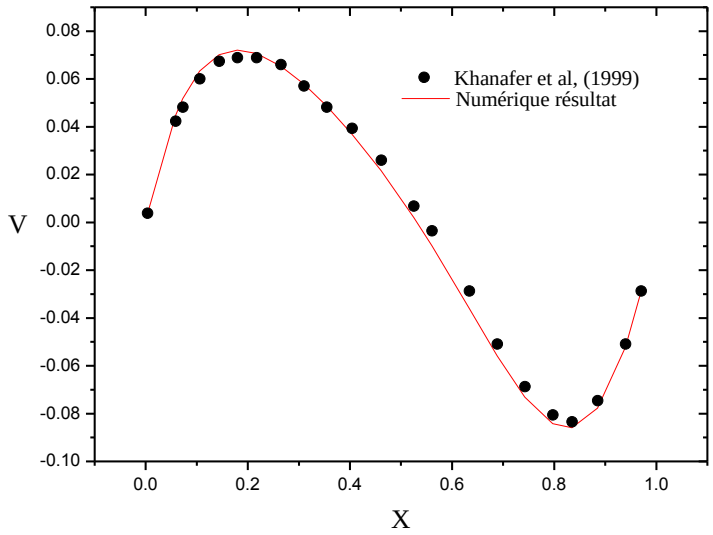
III. B. 4. Validation du code de calcul :

Afin de vérifier l'exactitude de l'étude numérique actuelle, le code numérique a été validé avec le travail de Khanafer et al. (1999) qui ont étudié numériquement la convection mixte dans une cavité poreuse. Les parois de la cavité sont supposées adiabatiques, sauf la paroi horizontale inferieure est maintenue à une température constante, avec la paroi horizontale supérieure se déplaçant à une vitesse constante.

Deux comparaisons ont été faites, du profil de vitesse adimensionnelle en prenant deux valeurs du nombre de Darcy (a) U = f(Y) avec Da = 0.1 ; et (b) V = f(X) avec Da = 0.01. Comme montré sur les **figures (III.B. 2 a et b)**, on peut conclure que nos résultats numériques sont en bonne concordance avec les résultats numériques de Khanafer et al. (1999).



(a) U = f (Y), pour Da = 0.1



(b) V = f (X), pour Da = 0.01

Figures (III.B. 2 a, b) : Comparaison du profil de vitesse adimensionnelle entre nos résultats numériques et ceux de Khanafer et al., (1999).

III. B. 5. Résultats et discussion :

Dans cette section sont présentés tous les résultats obtenus concernant l'étude de la convection mixte dans un canal contenant des composants électroniques, enveloppés par une matrice poreuse. Le fluide utilisé pour le refroidissement est l'air, et son écoulement à l'intérieur du canal est contrôlé par les nombres adimensionnels suivants, définis dans le deuxième chapitre :

- Le nombre de Prandtl, *Pr*.
- Le nombre de Reynolds, *Re*.
- Le nombre de Grashof, *Gr*.

Les effets étudiés dans cette partie sont :

- L'effet du nombre de Reynolds, Re.
- L'effet du l'inclinaison du canal, α.
- L'effet du nombre de Darcy, Da.
- L'effet de l'épaisseur de la matrice poreuse, e/H.
- L'effet de la conductivité thermique de la matrice poreuse, ke/kf.

III. B. 5. 1. Effet du nombre de Reynolds, (Re) :

L'effet du nombre de Reynolds sur la nature de l'écoulement et le transfert de chaleur en convection mixte dans un canal vertical bidimensionnel contenant deux sources de chaleur, enveloppées par une matrice poreuse d'épaisseur e/H = 0.1, a été examiné. Des simulations ont été accomplies pour : Re =1, 5, 10, 50, 100 et 200, en fixant le nombre de Grashof à $Gr=10^4$. Les paramètres maintenus constants dans cette section sont : $Da=10^{-4}$, e/H=0.1, λ=0.35, α = 0° et ke/kf=100.

Les **figures (III.B. 3 a-f)** montrent les lignes des courants, les vecteurs de vitesse et les contours des isothermes pour différentes nombre de Reynolds. En comparant avec le cas sans milieux poreux, en constate l'inexistence de la zone de recirculation entre les deux composants toute en augmentant le nombre de Reynolds. Ceci est dû à l'insertion de la matrice poreuse qui empêche leur formation.

En augmentant le nombre de Reynolds Re=5, 10 (voir **figure III.B. 3 b et figure III.B. 3 c**), on constate la diminution de la taille de la zone de recirculation située juste à côté de paroi droite, où la vitesse du fluide augmente et les forces de flottabilité diminuent (voir le champ des vecteurs-vitesses). Pour Re=50, 100 et 200, on remarque la création d'une zone de recirculation après le deuxième composant juste à côté de paroi gauche.

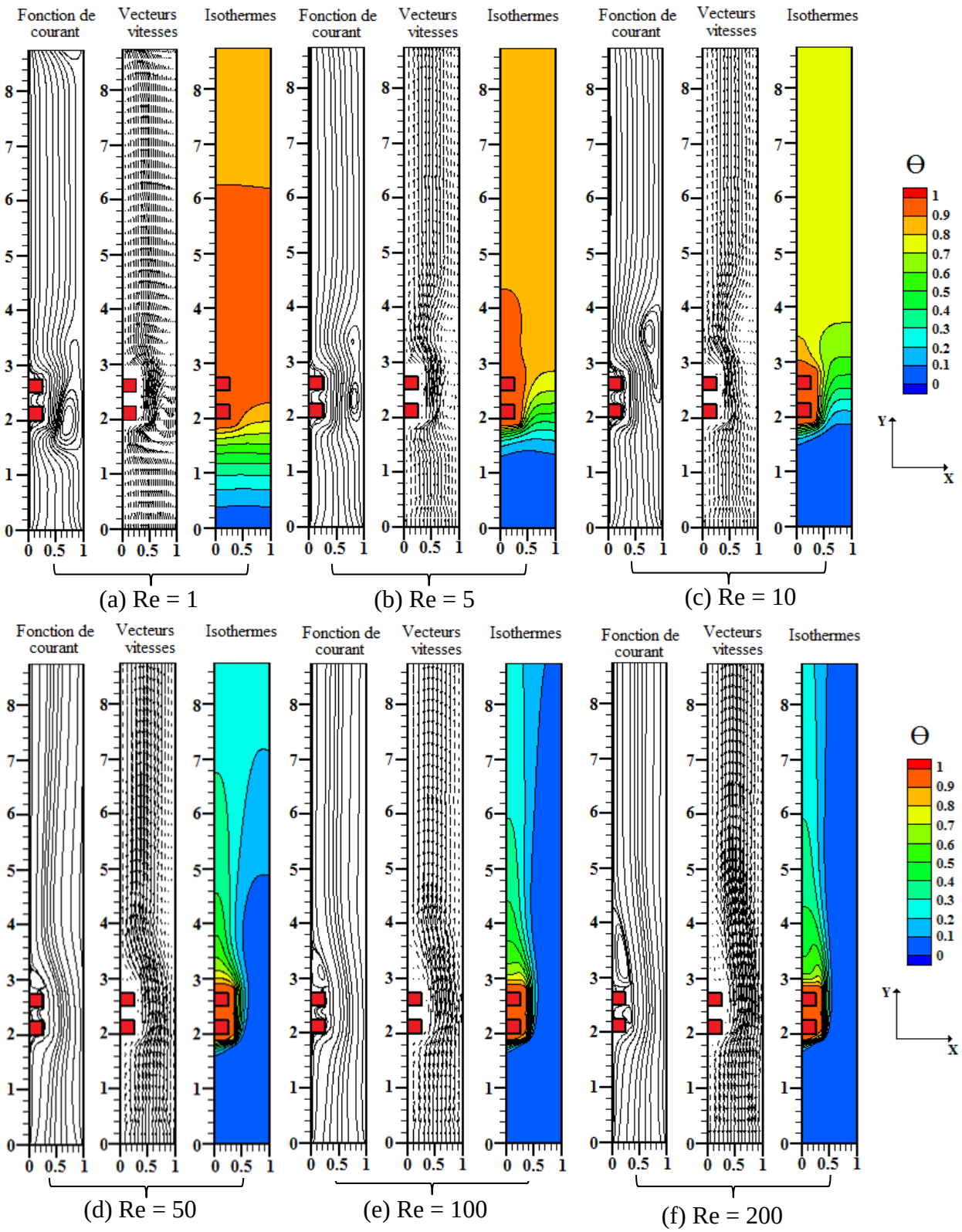
Comme le montrent les **figures (III.B. 3 a-f)**, lorsque l'on augmente le nombre de Reynolds les contours des isothermes deviennent approximativement verticales et le gradient de température devient important dans la région fluide. Cela est dû au passage de la convection libre (faible valeur du nombre de Re, $Ri=Gr/Re^2>>1$) vers le mode en convection forcée (grande valeur du nombre de Re, $Ri= Gr/Re^2<<1$). En outre, il est constaté que l'effet du mode conductif de la matrice poreuse contribue à l'amélioration du taux de transfert de chaleur dans le canal.

La **figure (III.B. 4)** illustre l'évolution de la température adimensionnelle $\Theta = f(X)$ à une position Y=2.375 en fonction du nombre de Reynolds. Nous observons qu'en augmentant le nombre de Reynolds (C.-à-d., en passant du mode de la convection libre Ri >> 1 vers le mode par convection forcée Ri ≤ 1), la température adimensionnelle du fluide diminue, cela est dûe à l'effet combiné de la matrice poreuse et la vitesse d'écoulement d'air.

La **figure (III.B. 5)** présente la variation du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes nombre de Reynolds. On constate que le nombre de Nusselt local est plus important par rapport au cas du canal sans milieu poreux. Lorsque l'on augmente le nombre de Reynolds on remarque l'augmentation du nombre de Nusselt, est plus important au sein de premier composant sur les faces A_1B_1 et B_1C_1.

Afin d'examiner l'effet du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur, la **figure (III.B. 6)** montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction du nombre de Reynolds. On remarque l'augmentation du nombre de Nusselt moyen pour les deux sources de chaleur en fonction de l'augmentation de nombre de Reynolds, est de l'ordre de 60% par rapport au canal sans insertion de la matrice poreuse. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

$$\overline{Nu} = 3.2485\ Re^{0.39} \qquad \text{(III.B. 1)}$$



Figures (III.B. 3 a-f): Contours de la fonction de courant ψ, les vecteurs-vitesses et les isothermes pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re: (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10, (d) Re=50, (e) Re=100, (f) Re=200, pour (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

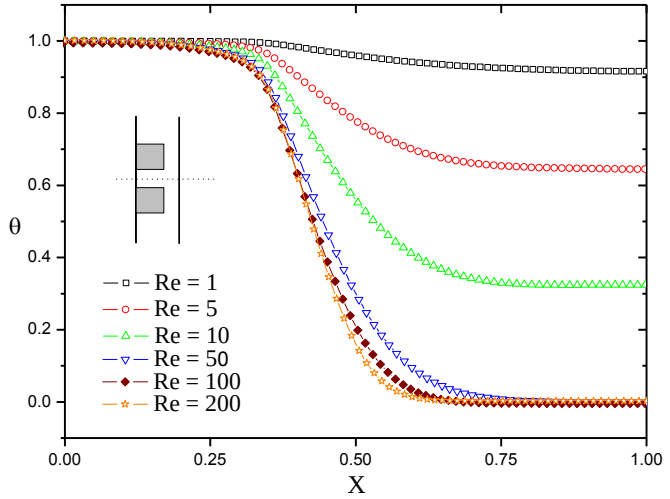


Figure (III.B. 4): La variation de la température adimensionnelle Θ = f(X) à une position Y=2.375, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re, (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

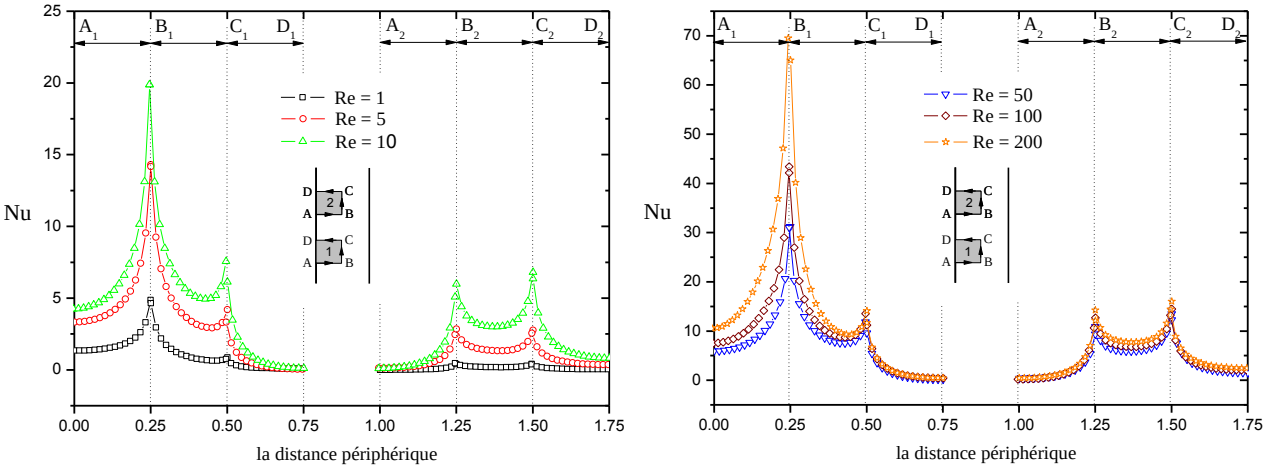


Figure (III.A. 5): La variation du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re,

(Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

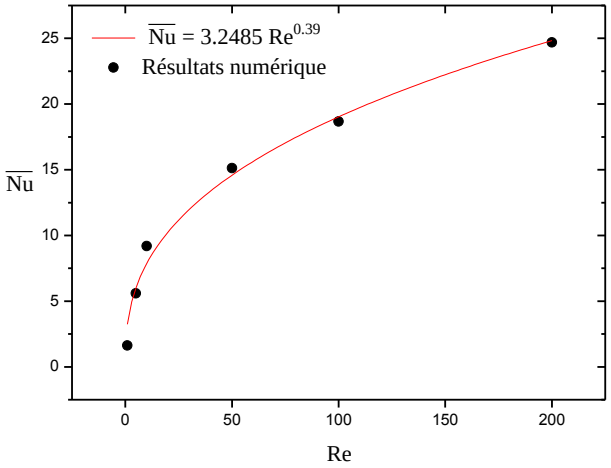
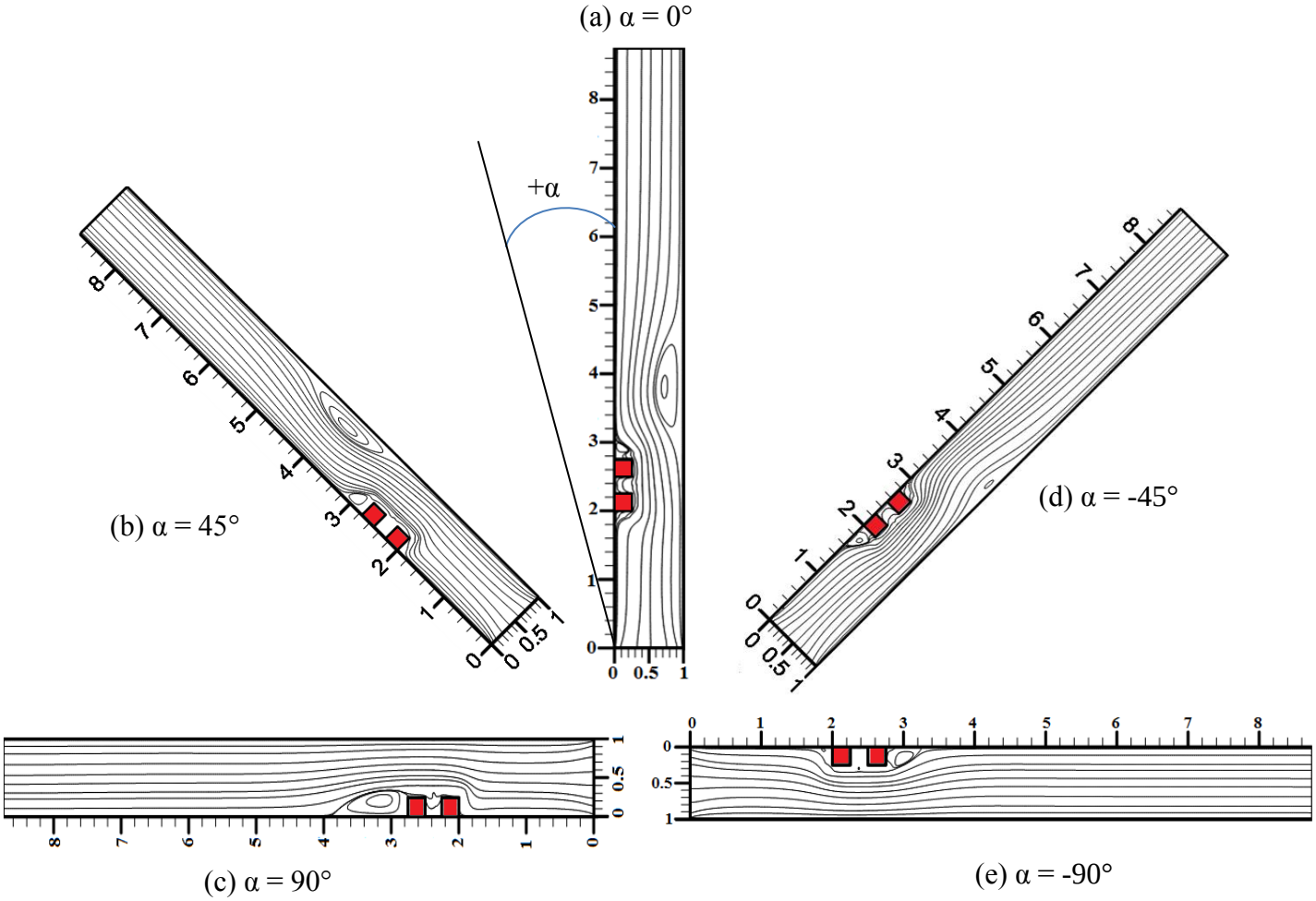


Figure (III.B. 6) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction du nombre de Reynolds, (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

III. B. 5. 2. Effet du l'inclinaison de canal, (α) :

Dans cette section, les paramètres physiques et géométriques fixes sont : Gr $=10^4$, Re = 20, Da$=10^{-4}$, e/H=0.1, λ=0.35 et ke/kf=100. Les **figures (III.B. 7 a-e)** présentent les lignes de courant pour différentes angles d'inclinaison du canal α (= 0°, 45°, 90°, -45° et -90°). On observe l'inexistence de la zone de recirculation entre les deux composants toute en fonction de la variation de l'angle d'inclinaison, ceci est dû à l'effet de l'insertion de la matrice poreuse qui empêche leur formation. Pour α=0° (**figure III.B. 7 a**), on constate qu'il existe une zone de recirculation juste à côté de la paroi gauche, qui diminue jusqu'à la disparition pour α=90° et -90° (voir **figures III.B. 7 c et e**). Pour α=45° et α=-45° (**figures III.B. 7 b et d**), on remarque la création d'une zone de recirculation au-dessous et au-dessus des deux composants juste à côté de la paroi droite, respectivement.

En examinant l'effet du l'angle d'inclinaison du canal sur le transfert de chaleur, la **figure (III.B. 8)** donnant la variation de la température adimensionnelle Θ=f(Y) à une position verticale X=0.2, on constate deux pics de température au sein des deux composants électroniques. Aussi, on remarque l'augmentation de la température adimensionnelle du fluide dans le canal pour α = 0° et α = 45°. La **figure (III.B. 9)** montre l'évolution du nombre de Nusselt local le long des faces AB, BC et CD du premier composant, pour différentes angles d'inclinaison du canal α (= 0°, 45°, 90°, -45° et -90°). On remarque que le nombre de Nusselt local est plus important pour α = 45°. Finalement, la **figure (III.B. 10)** montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'angle d'inclinaison. On constate que le taux de transfert de chaleur des deux composants à une valeur maximale pour un angle d'inclinaison α=+45°, est de l'ordre 70% plus supérieur par rapport au canal sans insertion de la matrice poreuse.



Figures (III.B. 7 a-e) : Contours de la fonction de courant ψ pour différentes valeurs de l'angle d'inclinaison (α), pour (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1, et ke/kf=100).

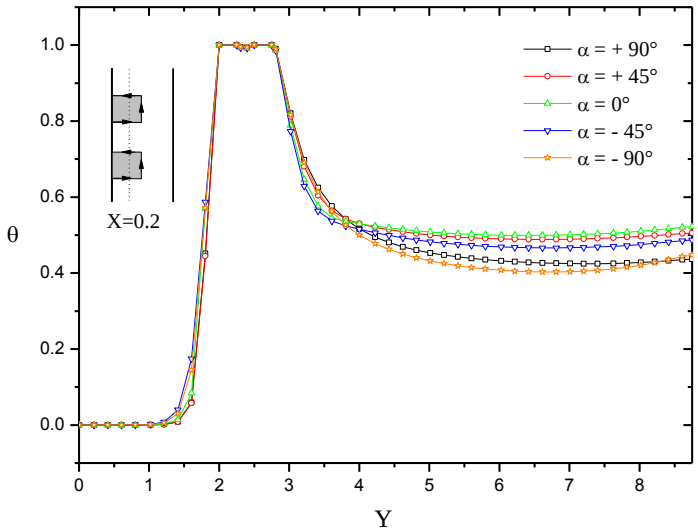


Figure (III.B. 8) : La variation de la température adimensionnelle Θ = f(Y) à une position X=0.2, pour différentes valeurs de l'angle d'inclinaison du canal (Gr=10^4, Re=20, Da=10^{-4}, e/H=0.1 et ke/kf=100).

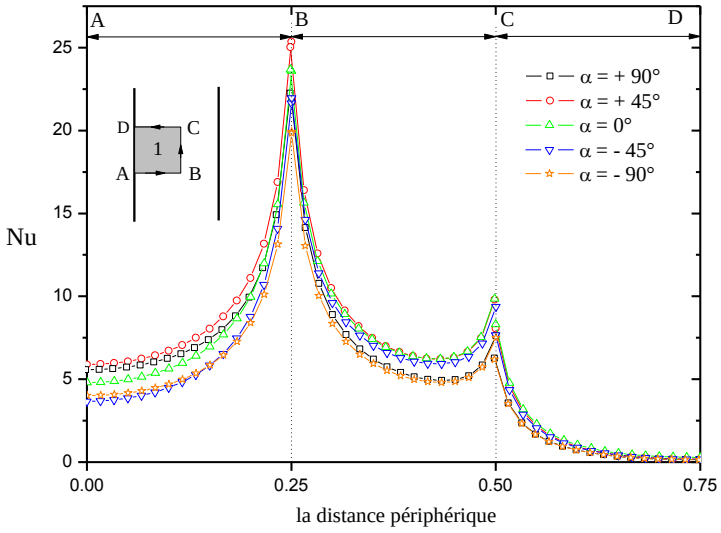


Figure (III.B. 9) : La variation du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD du premier composant pour différentes angles d'inclinaison du canal α (= 0°, 45°, -45°, 90° et -90°), pour (Gr=10^4, Re=20, Da=10^{-4}, e/H=0.1 et ke/kf=100).

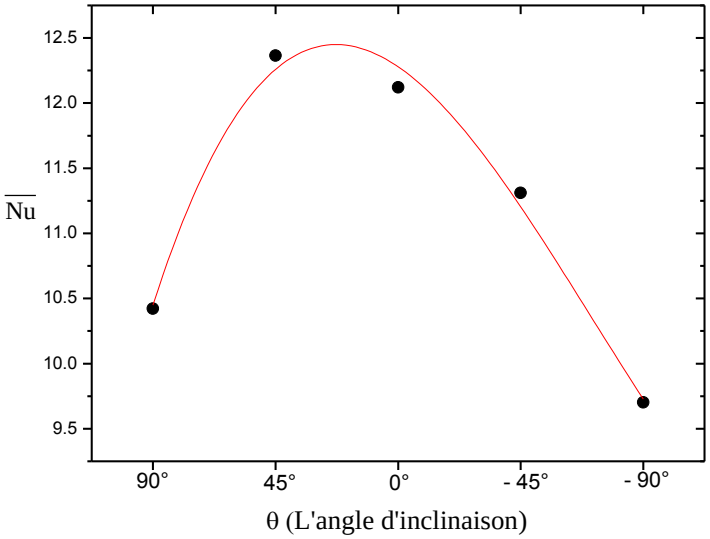


Figure (III.B. 10) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction de l'angle d'inclinaison du canal, pour (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1 et ke/kf=100).

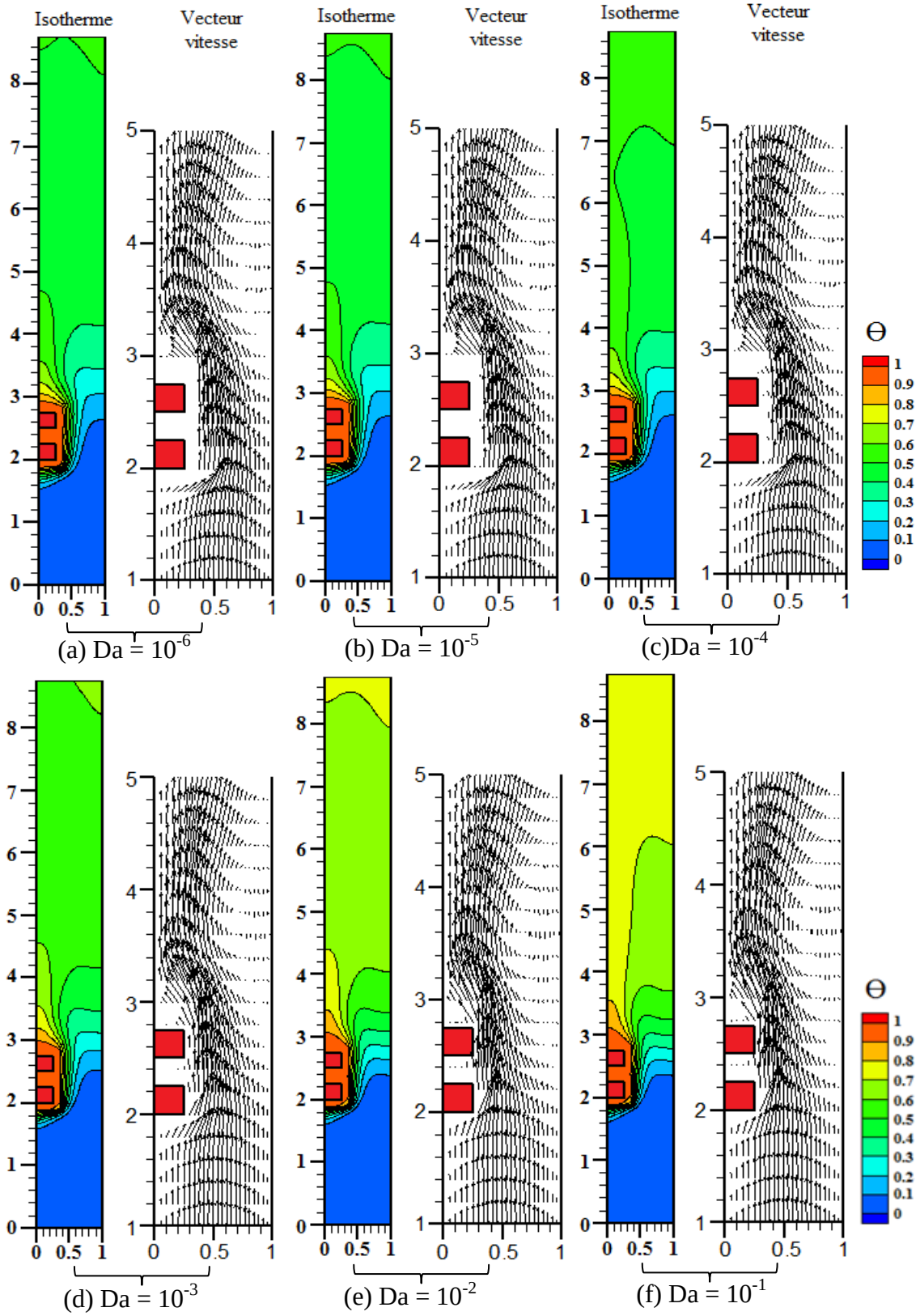
III. B. 5. 3. Effet du nombre de Darcy, (Da) :

Il est important d'étudier l'effet du nombre de Darcy ($Da=K/H^2$), qui est directement lié à la perméabilité de la matrice poreuse. Les calculs des nos simulations numériques seront effectuées pour des nombres de Darcy dans la gamme ($10^{-1} \leq Da \leq 10^{-6}$). Les paramètres physiques et géométriques maintenus fixes dans cette section sont : $Gr = 10^4$, $Re = 20$, $e/H=0.1$, $\lambda=0.35$, $\alpha = 0°$ et $ke/kf=100$. Les **figures (III.B.11 a-f)** montrent le champ des vecteurs-vitesses et les isothermes pour différentes valeur du nombre de Darcy. On remarque que l'augmentation du nombre de Darcy $Da = 10^{-6}$ à $Da = 10^{-1}$ provoque une diminution de la résistance de Darcy à l'écoulement, le fluide pénètre plus profond dans la matrice poreuse et ainsi contribue au refroidissement des sources de chaleur.

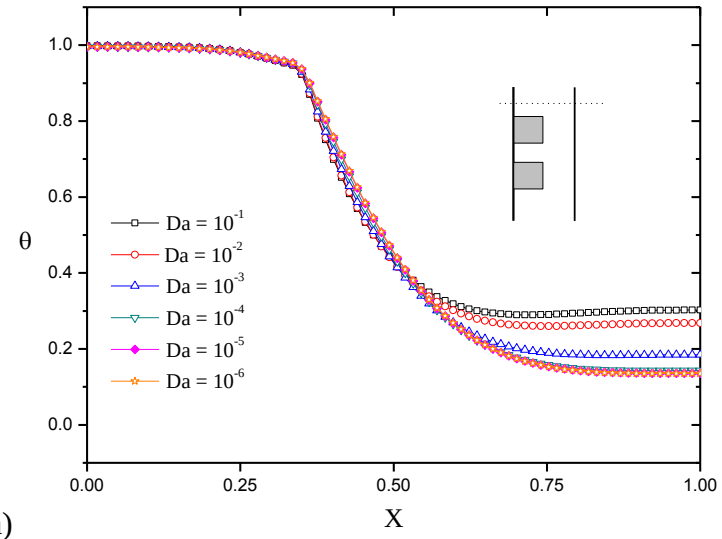
Le champ thermique est par conséquent visualisé par les contours des isothermes qui sont donnés par les **figures (III.B. 11 a-f)**. On constate que l'augmentation du nombre de Darcy entraîne une légère extension de la couche limite thermique. Les **figures (III.B. 12 a et b)** montrent la variation de la température adimensionnelle $\Theta=f(X)$ à une location horizontale ($Y=2.375$) et $\Theta=f(Y)$ à une location verticale ($X=0.2$), pour différentes valeur du nombre de Darcy. On remarque l'augmentation de la température du fluide dans le canal pour $10^{-1} \leq Da \leq 10^{-4}$, cette augmentation devient négligeable pour $Da \geq 10^{-4}$.

La **figure (III.B. 13)** illustre la variation du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes valeurs du nombre de Darcy. Nous pouvons voir clairement que le nombre de Nusselt local augmente tout en augmentant la valeur du nombre de Da dans la gamme $10^{-1} \leq Da \leq 10^{-5}$, sur les faces A_1B_1 et B_1C_1 du premier composant. Enfin, l'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction du nombre de Darcy est présentée par la **figure (III.B. 14)**. On constate que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Darcy. Le transfert de chaleur obtenue peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

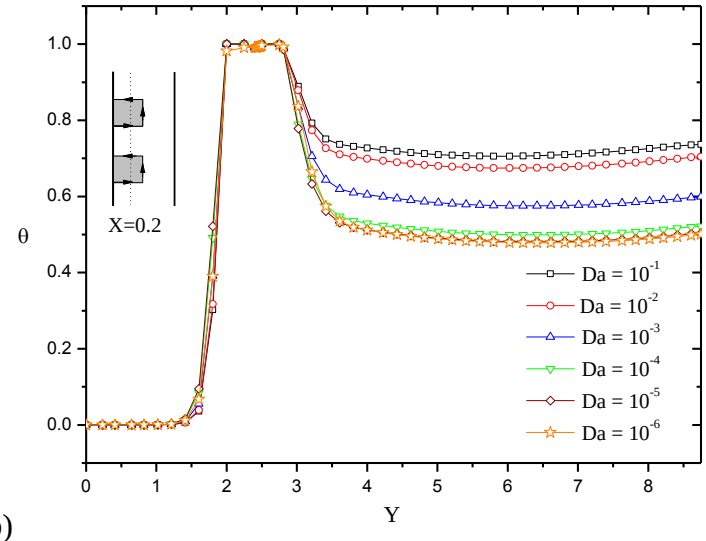
$$\overline{\mathrm{Nu}} = -5.25104 \left[\mathrm{Exp}\left(-\frac{\mathrm{Da}}{0.0017}\right)\right] + 16.16.93869 \qquad \text{(III.B. 2)}$$



Figures (III.B. 11 a-f) : Contours des isothermes, les vecteurs-vitesses pour différentes valeurs du nombre de Darcy : (a) Da=10^{-6}, (b) Da=10^{-5} (c) Da=10^{-4}, (d) Da=10^{-3}, (e) Da=10^{-2} et (f) Da=10^{-1}, (Gr = 10^4, Re=20, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).



(a)



(b)

Figures (III.B. 12 a, b) : La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes valeurs du nombre de Darcy : (a) Θ = f(X) à une location horizontale Y=2.375, (b) Θ = f(Y) à une location verticale X=0.2 ; (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

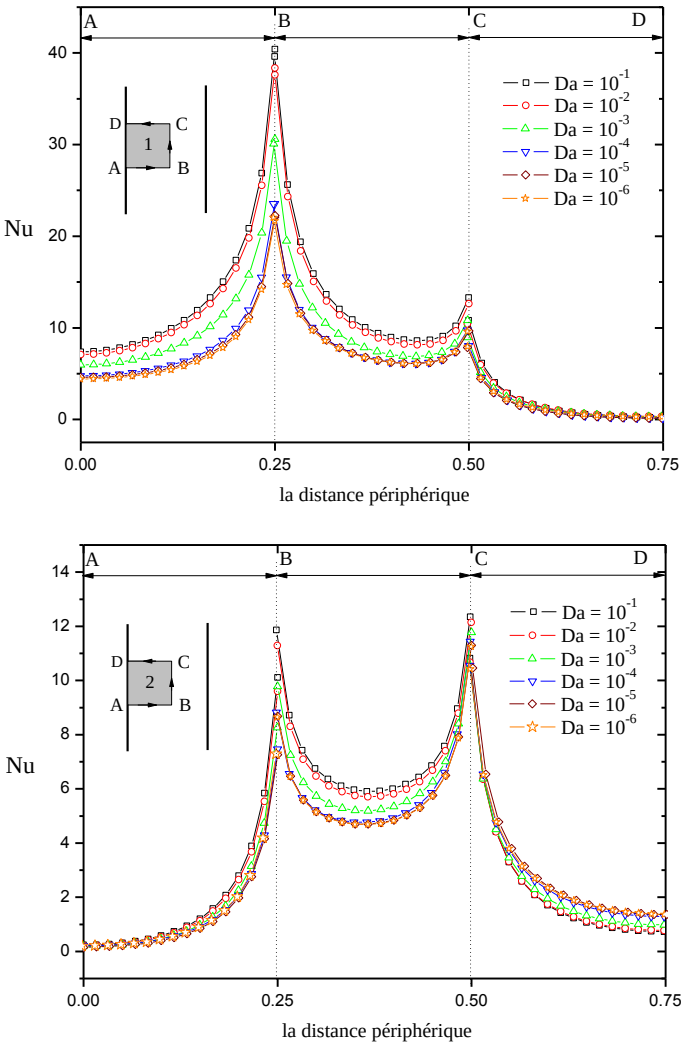


Figure (III.B. 13) : La variation du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour plusieurs valeurs du nombre de Darcy, pour (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

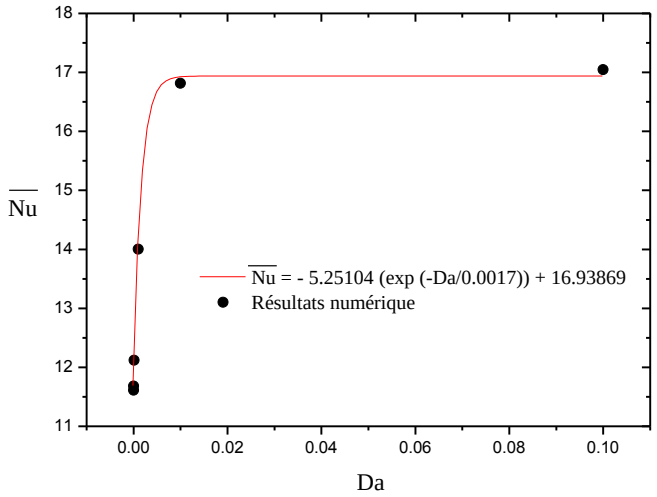


Figure (III.B. 14) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction du nombre de Darcy, pour (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

III.B.5.4. Effet de l'épaisseur de la couche poreuse (e/H) :

Dans le but d'améliorer le taux de transfert de chaleur au sein du canal, l'effet de l'épaisseur de la couche poreuse (e/H = 0.1, 0.25, 0.375, 1 et canal complétement poreux), sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur sera étudié. Les paramètres physiques et géométriques maintenus fixes dans cette section sont : Gr = 10^4, Re = 20, Da = 10^{-4}, λ = 0.35, α = 0° et ke/kf=100.

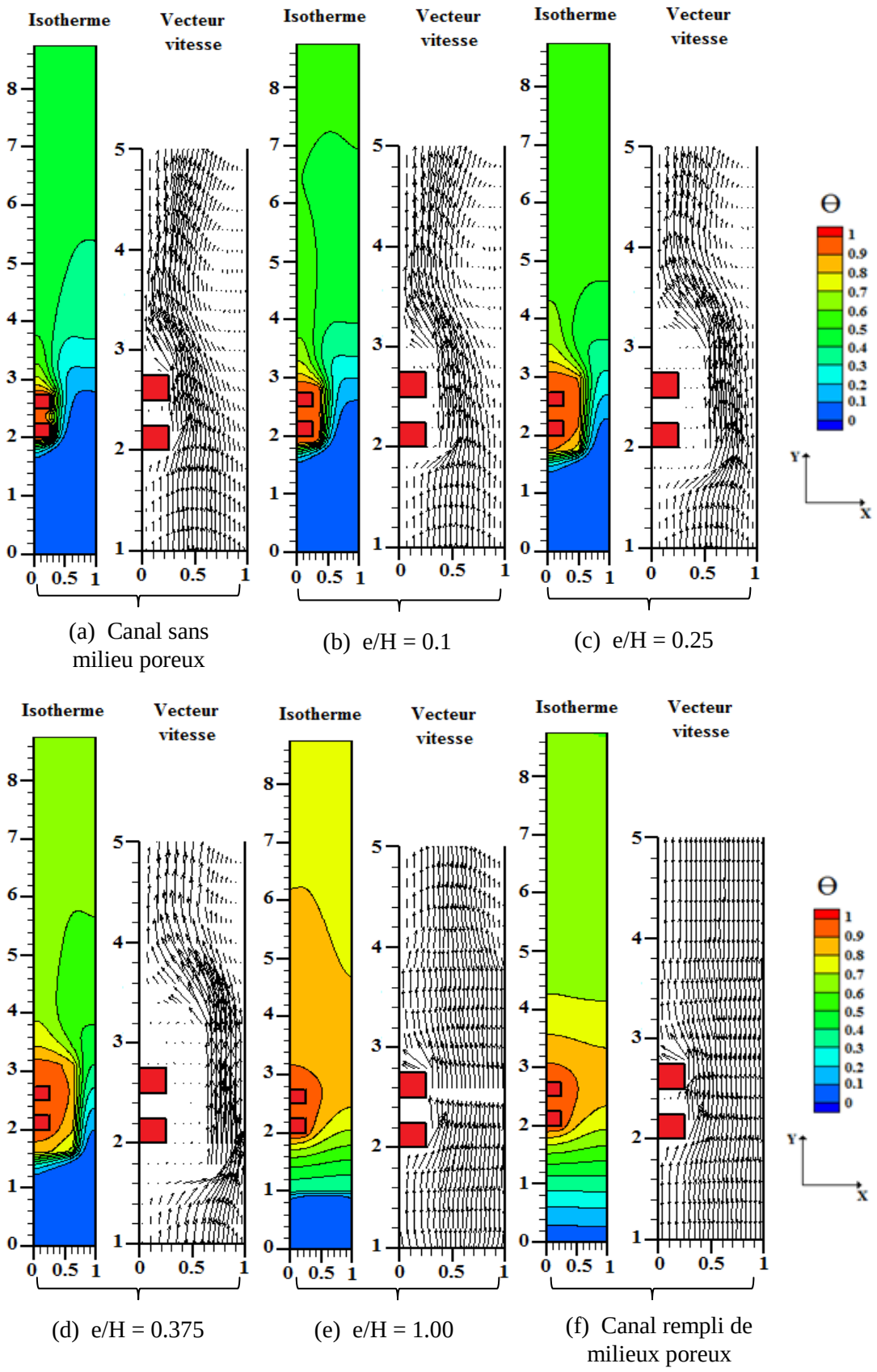
Les **figures (III.B. 15 a-f)** montrent les champs des vecteurs-vitesses et les isothermes pour différentes épaisseurs de la couche poreuse. On remarque que l'augmentation de l'épaisseur de la couche poreuse (e/H = 0.1, 0.25, 0.375) oblige l'écoulement du fluide de s'écouler dans la région fluide, ce que provoque une augmentation de la vitesse et introduit deux termes résistants à l'écoulement (terme de Darcy et terme de Forchheimer). En augmentant l'épaisseur de la couche poreuse (canal complètement poreuse), le champ des vecteurs-vitesses devient uniforme (voir la **figure III.B. 15 f**).

Pour le champ thermique, les **figures (III.B. 15 a-f)** illustrent les contours des isothermes pour différentes épaisseurs de la couche poreuse. On note que l'augmentation de l'épaisseur de la couche poreuse entraîne l'extension de la couche limite thermique et occupent une grand partie dans le canal. La **figure (III.B. 16)** présente la variation de la température adimensionnelle Θ=f(Y) à une location verticale X=0.2. Pour e/H = 0.1, 0.25, 0.375, on remarque que la température du fluide augmente avec l'augmentation de l'épaisseur de la couche poreuse. Pour le canal complètement rempli par une matrice poreuse, on constate que la température du fluide augmente dans le canal, ceci est dûe par l'effet combiné de la conductivité de la matrice poreuse et la vitesse uniforme du fluide.

La **figure (III.B. 17)** montre la distribution du nombre du Nusselt local le long des faces des deux composants, pour différentes épaisseurs de la couche poreuse. Nous pouvons voir que le nombre de Nusselt local augmente sur les faces des deux composants toute en augmentant l'épaisseur de la couche poreuse.

Enfin, et pour mieux visualiser le transfert de chaleur au niveau des composants électroniques, la **figure (III.B. 18)** présente l'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse. On remarque que l'augmentation de l'épaisseur de la couche poreuse provoque une augmentation du nombre de Nusselt moyen. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 4.68337\ (\mathrm{e/H})^2 + 7.06036\ (\mathrm{e/H}) + 11.35731 \qquad \text{(III.B. 3)}$$



(a) Canal sans milieu poreux (b) e/H = 0.1 (c) e/H = 0.25

(d) e/H = 0.375 (e) e/H = 1.00 (f) Canal rempli de milieux poreux

Figures (III.B. 15 a-f): Contours des isothermes, les vecteurs-vitesses pour différentes épaisseurs de la couche poreuse : (a) Canal sans milieux poreux, (b) e/H=0.10, (c) e/H=0.25, (d) e/H=0.375, (e) e/H=1.00 et (f) Canal rempli de milieux poreux, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).

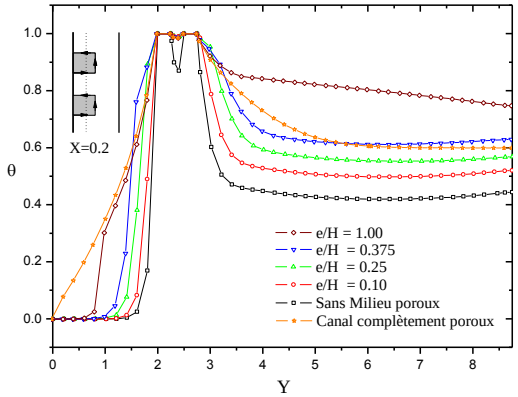


Figure (III.B. 16) : La variation de la température adimensionnelle Θ=f(Y) à une position verticale X=0.2, pour différentes épaisseurs de la couche poreuse (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100)

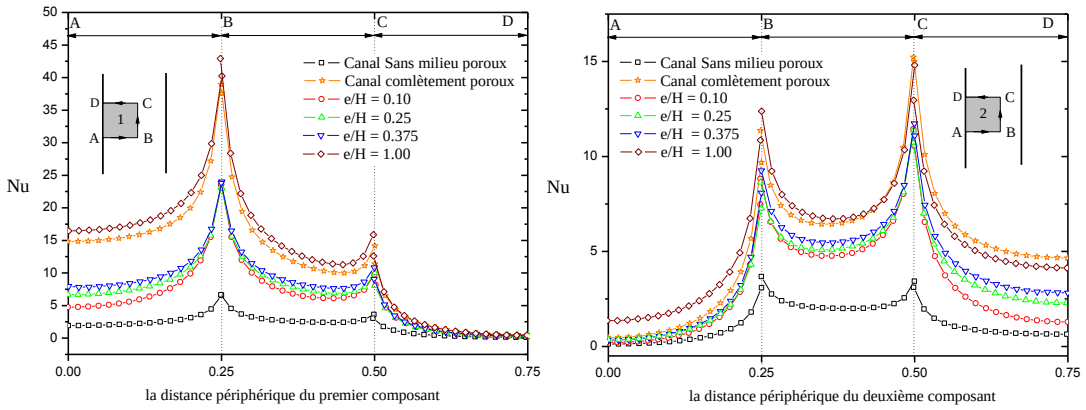


Figure (III.B. 17) : La distribution du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes épaisseurs de la couche poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).

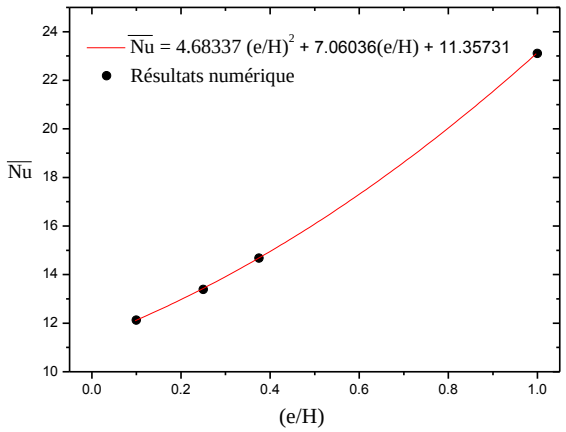


Figure (III.B. 18) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).

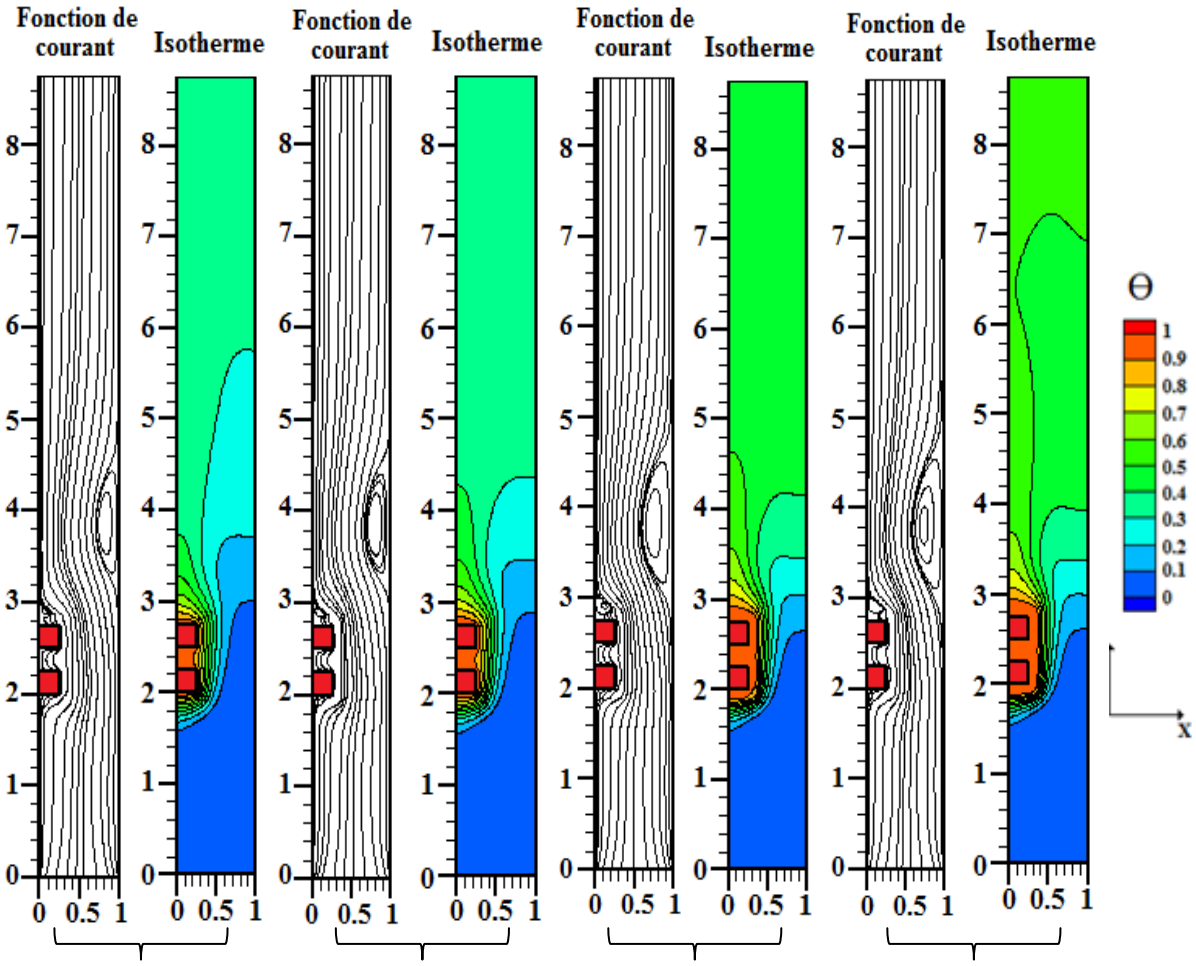
III. B. 5. 5. Effet de la conductivité de la matrice poreuse, (ke/kf) :

Pour étudier l'influence de la conductivité de la matrice poreuse sur la nature d'écoulement et le transfert de chaleur, une série de calculs a été réalisée en changeant la conductivité thermique de la matrice poreuse (ke/kf=1, 25, 50 et 100). Les paramètres physiques maintenus constants dans cette section sont : Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H = 0.1 et λ=0.35. Les **figures (III.B. 19 a-d)** illustrent les contours de la fonction de courant et les isothermes pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse. On observe l'existence d'une zone de recirculation localisée juste à côté de la paroi gauche, toute en augmentant la conductivité de la matrice poreuse on constate leur augmentation.

Le champ thermique est visualisé par les contours des isothermes pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse, qui sont donnés par les **figures (III.B. 19 a-d)**. On note une faible extension de la couche limite thermique toute en augmentant la conductivité de la matrice poreuse. Les **figures (III.B. 20 a, b)** présentent la variation de la température adimensionnelle Θ=f(X) à une location horizontale (Y=2.375) et Θ = f(Y) à une location verticale (X=0.2), pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse. On voit que la température adimensionnelle du fluide augmente avec l'augmentation de la conductivité de la matrice poreuse, cette augmentation devient négligeable à partir de Ke/kf ≥50.

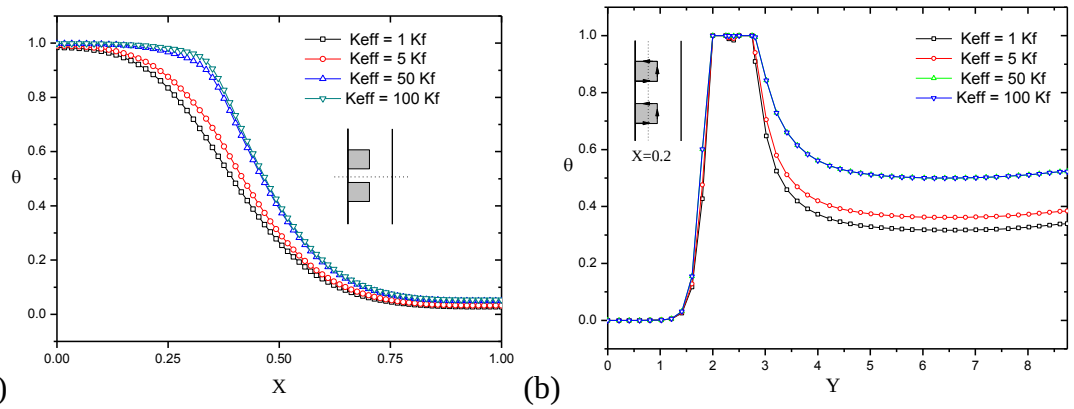
Le transfert de chaleur au niveau des composants électroniques est visualisé par la **figure (III.B. 21)** qui montre la variation du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse. On constate l'augmentation du nombre de Nusselt local sur les faces des deux composants tout en augmentant la valeur de la conductivité thermique de la matrice poreuse. En augmentant la conductivité de la matrice poreuse, le nombre du Nusselt local sur les faces A_1B_1 et B_1C_1 du premier composant et la face B_2C_2 du deuxième composant devient plus important. Enfin, la **figure (III.B. 22)** montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de la conductivité de la matrice poreuse, respectivement. On remarque que le taux de transfert de chaleur global augmente avec l'augmentation de la conductivité de la matrice poreuse. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 3.79 + 0.175(\mathrm{ke/kf}) - 9.20 * 10^{-4}(\mathrm{ke/kf})^2 \qquad \text{(III.B. 4)}$$



(a) ke/kf = 1 (b) ke/kf = 5 (c) ke/kf = 50 (d) ke/kf = 100

Figures (III.B. 19 a-d) : Contours de la fonction de courant ψ et les isothermes pour différentes valeurs de la conductivité thermique de la matrice poreuse : (a) ke/kf=1, (b) ke/kf=5, (c) ke/kf=50 et (d) ke/kf=100,(Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).



(a) (b)

Figures (III.B. 20 a, b) : La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes valeurs de la conductivité de la matrice poreuse : (a) Θ = f(X) à une location horizontale Y=2.375, (b) Θ = f(Y) à une location verticale X=0.2 (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).

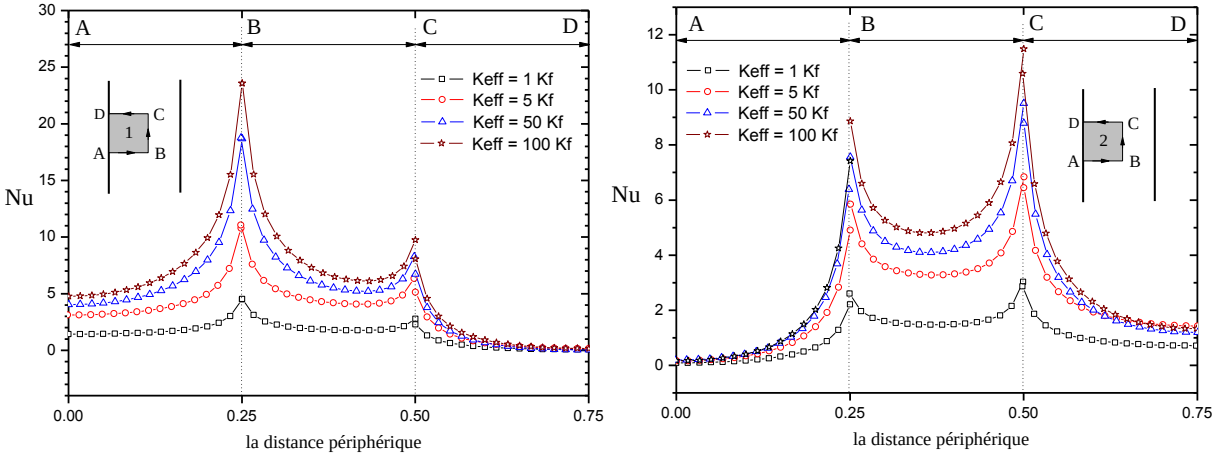


Figure (III.B. 21): La distribution du nombre de Nusselt local Nu le long des faces AB, BC et CD des deux composants pour différentes valeurs de la conductivité thermique de la matrice poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).

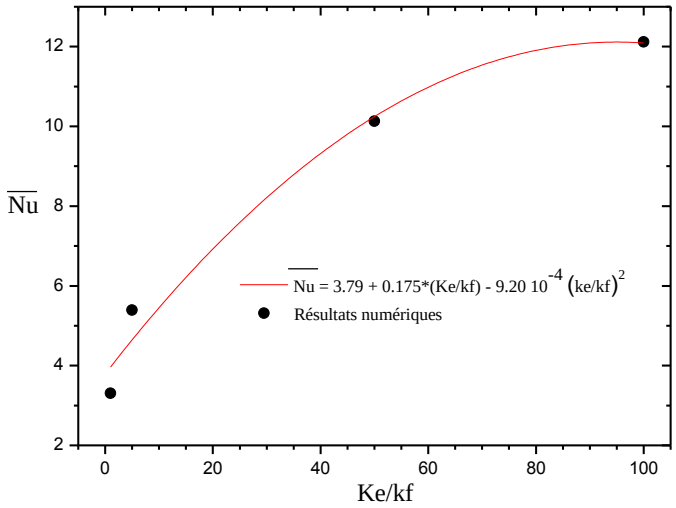


Figure (III.B. 22) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction de la conductivité thermique de la matrice poreuse, (Gr = 10^4, Re = 20, Da=10^{-4}, e/H=0.1et α = 0°).

Conclusion sur l'application «B» :

Dans cette partie, nous avons étudié numériquement la convection mixte stationnaire et laminaire dans un canal vertical contenant deux sources de chaleur enveloppées par une matrice poreuse. Les effets du nombre de Reynolds, l'angle d'inclinaison, du nombre de Darcy, de l'épaisseur de la couche poreuse et leur conductivité thermique ont été examinés sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur au sein du canal.

Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds, l'épaisseur de la matrice poreuse améliorant le refroidissement des composants électroniques au sein du canal, est de l'ordre 60 % supérieur par rapport au cas sans insertion de la matrice poreuse. Le maximum taux de transfert de chaleur a été obtenue pour $\alpha = 45$ °, qui présent un optimal angle d'inclinaison du canal. L'augmentation du nombre de Darcy dans la gamme ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) provoque une augmentation de la température du fluide dans le canal, ce qui contribue dans le refroidissement des composants électroniques. L'augmentation de la conductivité thermique de la matrice poreuse dans la gamme ke/kf≤50 provoque un refroidissement adéquat des sources de chaleur. Enfin, des corrélations ont été proposées pour calculer les nombres de Nusselt moyens des deux composants électroniques.

Chapitre IV : Résultats et discussion

Convection mixte tridimensionnelle (3D) dans un canal vertical contenant une matrice poreuse

IV. 1. Introduction :

Dans cette partie, nous allons étudier numériquement la convection mixte laminaire dans un canal rectangulaire vertical tridimensionnel (3D), et l'effet de l'insertion de la matrice poreuse sur la structure d'écoulement et le transfert de chaleur (**figure II. 1 b**, **chapitre II**). L'objectif de cette étude est l'investigation numérique des effets du nombre de Reynolds, du nombre de Darcy, de l'épaisseur de la couche poreuse (e/H) et de la conductivité de la matrice poreuse (Ke/kf) sur l'amélioration du transfert de chaleur au sein du canal.

IV. 2. Paramètres géométriques et physiques :

Les paramètres géométriques et physique sous forme adimensionnelle sont comme suit : $l_1/H=2$, $l_2/H=6$, $c/H=w/H=s/H=m/H=0.25$, $H/H=h/H=1$, $L/H=8.75$ et $0 \leq e/H \leq 1$. La valeur du nombre de Grashof ($Gr=g\beta q_v H^5/k_{air}\upsilon_{air}=10^4$) est maintenue constante. Les valeurs utilisées de la conductivité thermique du milieu poreux sont ke/kf= (1, 5, 50 et 100), du nombre de Darcy sont ($10^{-1} \leq Da \leq 10^{-6}$), du coefficient inertiel est $\lambda=0.35$ et de la porosité est $\varepsilon=0.9$. Les valeurs utilisées du nombre du Reynolds sont (Re=1, 5, 10, 50, 100 et 200).

IV. 3. Effet du maillage sur la solution numérique

Pour examiner l'indépendance du maillage de la solution, quatre maillages structuré, uniformes de type map sont considérés dans cette étude : (31×181×41), (41×181×41), (41×181×51) et (41×191×51) noeuds. Nous avons considéré le cas d'un écoulement en convection mixte pour ($Gr/Re^2= 25$, avec $Gr=10^4$ et Re=20). Le test du maillage a été fait sur

Umax, Vmax et Wmax qui sont respectivement les valeurs adimensionnelles maximales des vitesses suivantes X, Y, Z. $\overline{Nu}$ présent le nombre du Nusselt moyen des deux composants.

Maillage (nœuds)	31×181×41	41×181×41	**41×181×51**	41×191×51
Umax	0.02544498	0.02528591	0.02510067	0.02498056
Vmax	0.08800221	0.08774709	0.08763413	0.08760792
Wmax	0.02799567	0.02770619	0.02782715	0.02758102
$\overline{Nu}$	21.6421	21.968	22.0987	22.2178

Tableau (IV. 1) : Résultats du test des différents maillages (Gr = 10^4 et Re = 20).

En consultant le **tableau (III.B. 1)**, on constate que les résultats sont proches les uns des autres mais plus particulièrement ceux des deux derniers maillages (41×181×51 et 41×191×51) puisque les différences entre leurs valeurs des variables considérées sont inférieures à 4 %. Donc, pour faire le compromis entre coût et temps de calcul, nous avons opté pour le maillage 41×181×51 nœuds pour tous les calculs de notre étude.

IV. 4. Résultats et discussions :

Dans ce chapitre sont présentés tous les résultats numériques obtenus concernant l'étude numérique détaillée sur l'amélioration de transfert de chaleur par convection mixte tridimensionnelle dans un canal contenant des composants électroniques, enveloppés par une matrice poreuse. Le fluide utilisé pour le refroidissement est l'air, et son écoulement à l'intérieur du canal est contrôlé par les nombres adimensionnels suivants :

- Le nombre de Prandtl, *Pr*.
- Le nombre de Reynolds, *Re*.
- Le nombre de Grashof, *Gr*.

Les effets étudiés dans cette partie sont :

- L'effet du nombre de Reynolds, Re.
- L'effet du nombre de Darcy, Da.
- L'effet de l'épaisseur de la matrice poreuse, e/H.

La structure de l'écoulement et du champ thermique ont été visualisés graphiquement par les vecteurs de vitesses et par les contours des isothermes, respectivement.

Les profils du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ définis ci-dessous a été aussi présenté pour évaluer le taux de transfert de chaleur au niveau des composants électroniques.

Le nombre de Nusselt local est défini par :

$$Nu = \frac{q_S H}{k_{air}(T_S - T_0)} \qquad \text{(IV. 1)}$$

Où : qs est le flux de chaleur défini par :

$$q_S = \frac{q_V \times V_S}{A_S}$$

D'où :

$$Nu = \frac{V_S}{A_S \times H} \frac{1}{\theta_S}$$

θs : Température adimensionnelle de la source de chaleur

Le nombre de Nusselt moyen est défini comme suit :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{1}{A} \int_A Nu \, dA \qquad \text{(IV. 2)}$$

Où : A et As sont la surface adimensionnelle et dimensionnelle du composant électronique.

IV. 4. 1. Effet du nombre de Reynolds, (Re) :

L'effet du nombre de Reynolds sur la nature de l'écoulement et le transfert de chaleur en convection mixte dans un canal tridimensionnel contenant deux composants électroniques, enveloppés par une matrice poreuse d'épaisseur e/H = 0.1, a été examiné. Les calculs numériques ont été faits pour Re = 1, 5, 10, 50, 100 et 200, et en fixant le nombre de Grashof à Gr = 10^4. Les paramètres maintenus constants dans cette section sont : H/H=h/H=1, c/H=m/H=w/H=0.25, s/H=0.25, l1/H=2, l_2/H=6, Da=10^{-4}, e/H=0.1, λ=0.35, α=0° et ke/kf=100. En consultant les **figures (IV. 1 a-f),** (**IV. 2 a-f),** (**IV. 3 a-f)** et **(IV. 4 a-f)** illustrant les vecteurs-vitesses et les isothermes pour différentes valeurs du nombre de Reynolds dans les plans (X-Y) (à Z=0.5) et Z-Y (à X=0.2), respectivement. Pour Re = 1 (**figure IV. 2 a**), dans le plan X-Y (à Z=0.5), on observe la taille importante de la zone de recirculation, ceci est dû par l'effet important des forces de flottabilité. En augmentant la valeur du nombre de Reynolds (voir **figures IV. 2 b-f**), on constate la diminution de la taille de cette zone jusqu'à leur disparition complète, explique que les forces de flottabilité sont affaiblies par les forces

d'inertie. Dans le plan (Y-Z) (à X=0.2= (voir **figures IV. 3 b-f**), on note l'intensité des vecteurs-vitesses avec l'augmentation du nombre de Reynolds, cela peut être justifié par le fait que les vitesses maximales sont localisées au voisinage des composants.

Et en examinant le champ thermique, les **figures (IV. 1 a-f),** (**IV. 2 a-f),** (**IV. 3 a-f)** et **(IV. 4 a-f)** donnant les contours des isothermes pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, dans les plans X-Y (à Z=0.5) et Z-Y (à X=0.2), respectivement. On remarque que pour Re=1, 5 (voir **figure IV. 2 a** et **IV. 4 a**), les isothermes s'étendent en occupant une partie considérable du canal, et présentent une stratification de la température à partir des composants vers le reste du canal. Quand on augmente le nombre de Reynolds Re = 10, 50, 100 et 200 (voir **figure IV. 2 c-f** et **figure IV. 4 c-f**), les isothermes devient approximativement verticales et le gradient de température devient grand (même résultat qui nous avons trouvé dans le cas bidimensionnel). Ceci s'explique par l'effet des forces inertiel important, qui fournit une bonne évacuation de l'air chauffé en dehors du canal. Par conséquent, un bon refroidissement des composants électroniques.

Les **figures (IV. 5 a-c)** montrent la variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, (a) Θ=f(X) à une location horizontale (Y=2.375 et Z=0.5), (b) Θ=f(Z) à une location horizontale (Y=2.125 et X=0.2) et (c) Θ=f(Z) à une location horizontale (Y=2.625et X=0.2). Ici, on peut confirmer que lorsque le nombre de Reynolds augmente la température de fluide diminue dans le canal. En consultant les **figures (IV. 5 a, b)**, on remarque aussi que la température du fluide autour du deuxième composant est plus important par rapport au premier composant.

Les **figures (IV. 6 a, b)** montrent la variation de la vitesse adimensionnelle V pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, (a) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.125 et X=0.2) et (b) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.625 et X=0.2). On note que l'augmentation du nombre de Reynolds provoque une augmentation de la vitesse au voisinage des composants. Aussi, on constate que la vitesse au voisinage du premier composant est plus élevée par rapport au deuxième composant. Qui nous informe que le taux d'enlèvement de la chaleur au niveau du premier composant est supérieur. Qui nous informe que le taux d'enlèvement de la chaleur au niveau du premier composant est supérieur.

Enfin, et pour mieux visualiser le transfert de chaleur au niveau des composants électroniques, la **figure (IV. 7)** nous fournisse l'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants électroniques en fonction du nombre de Reynolds. Même résultat que nous avons trouvé dans le cas bidimensionnel, l'augmentation du nombre de Reynolds provoque une augmentation dans le taux de transfert de chaleur. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 6.08\ \mathrm{Re}^{0.39} - 1.086 \qquad \text{(IV. 3)}$$

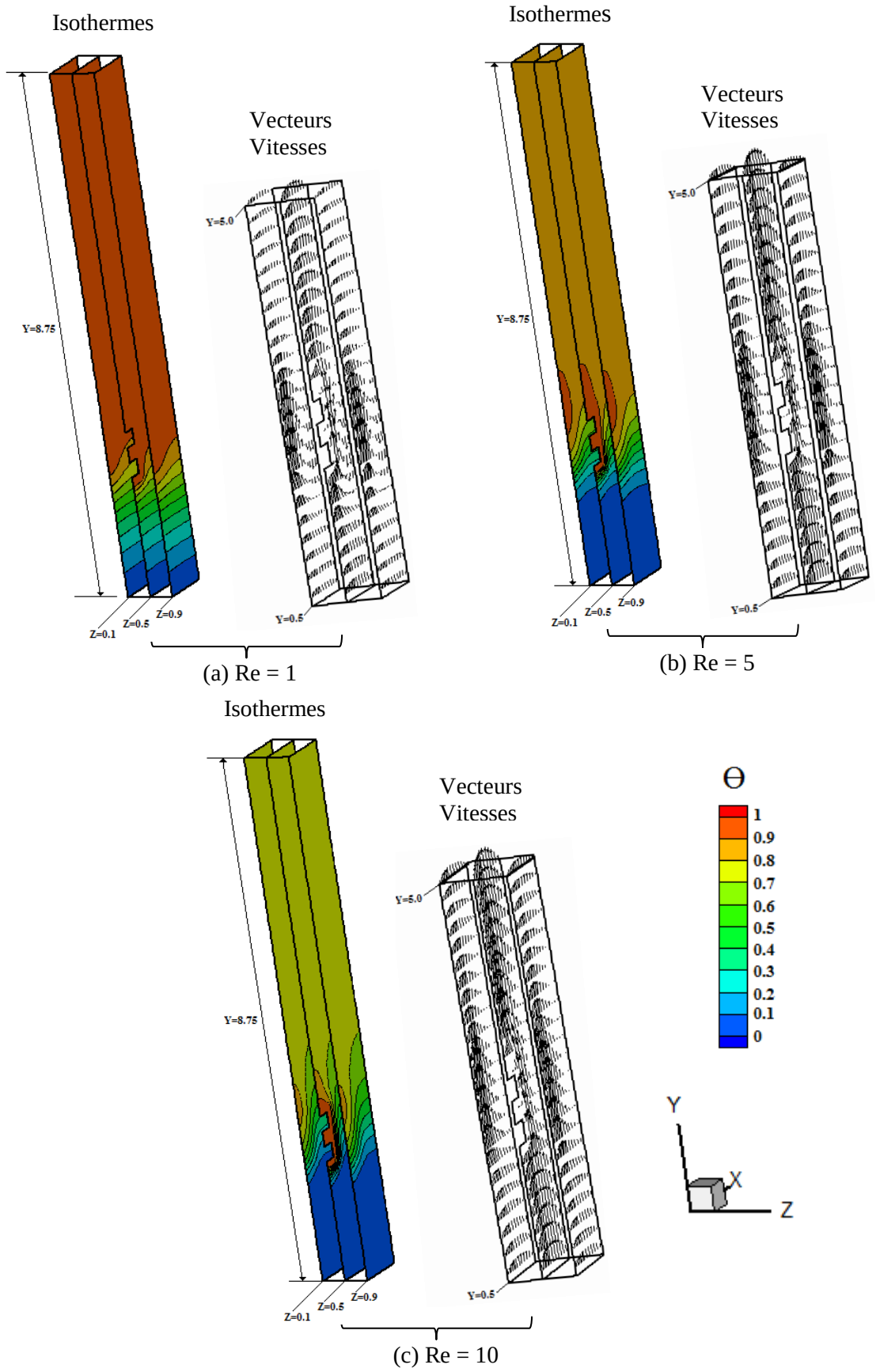


Figure (IV. 1 a-f) : Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long des plans X-Y (à Z=0.1, 0.5 et 0.9), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re : (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

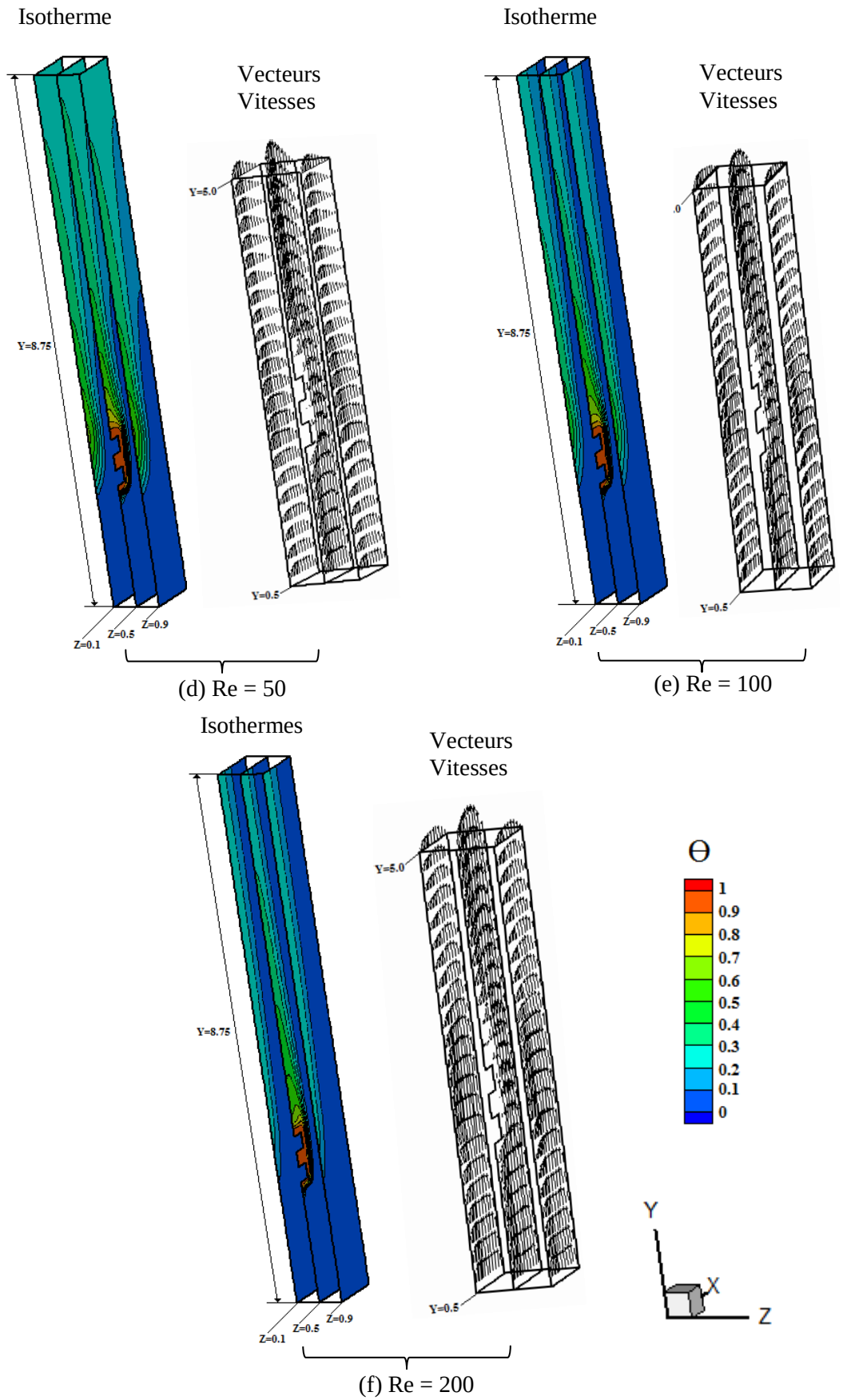


Figure (IV. 1 a-f) suite : Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long des plans X-Y (à Z=0.1, 0.5 et 0.9), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re :

(d) Re=50, (e) Re=100, (f) Re=200 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

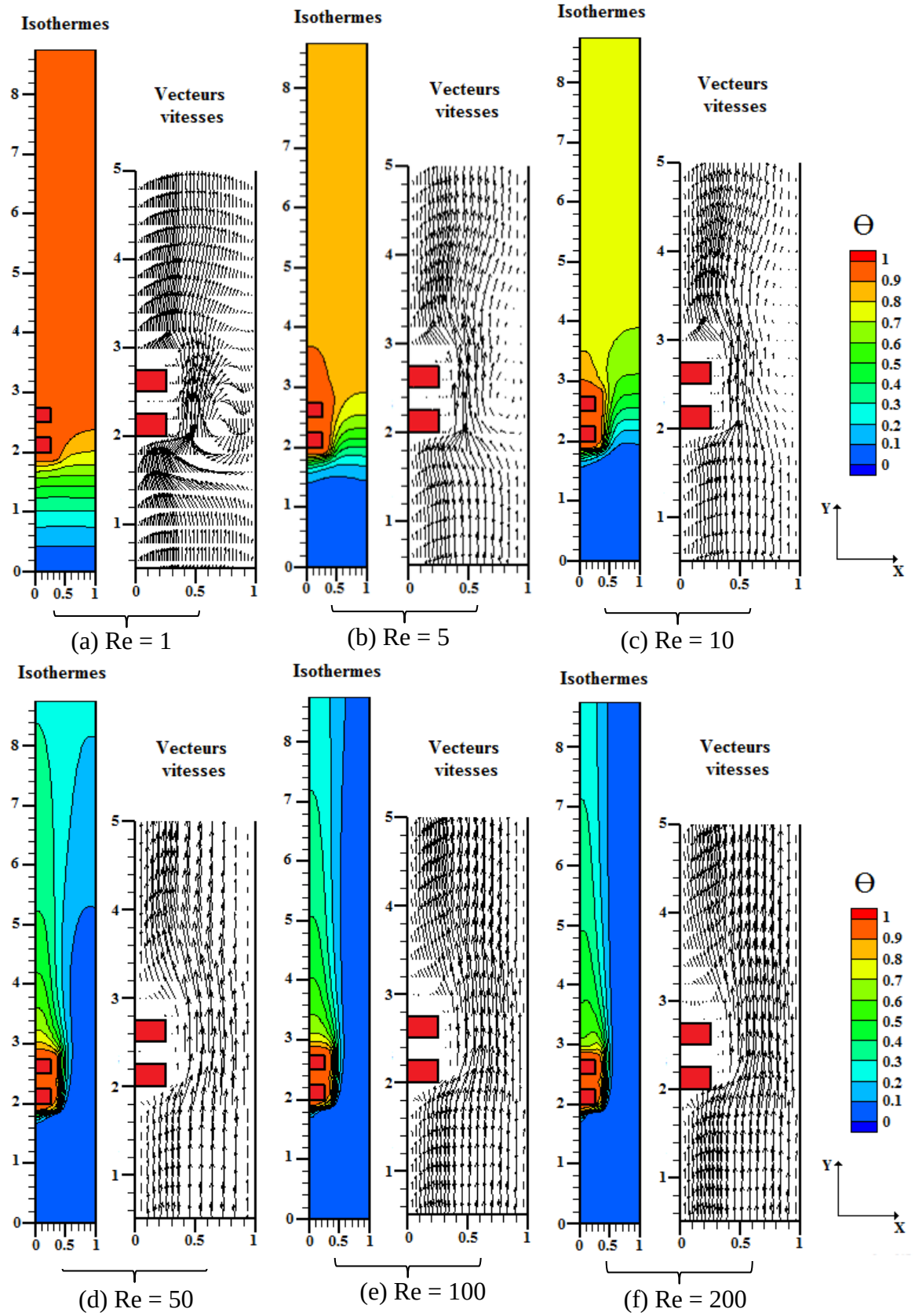


Figure (IV. 2 a-f): Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes le long de plan X-Y, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re: (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10, (d) Re=50, (e) Re=100, (f) Re=200 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

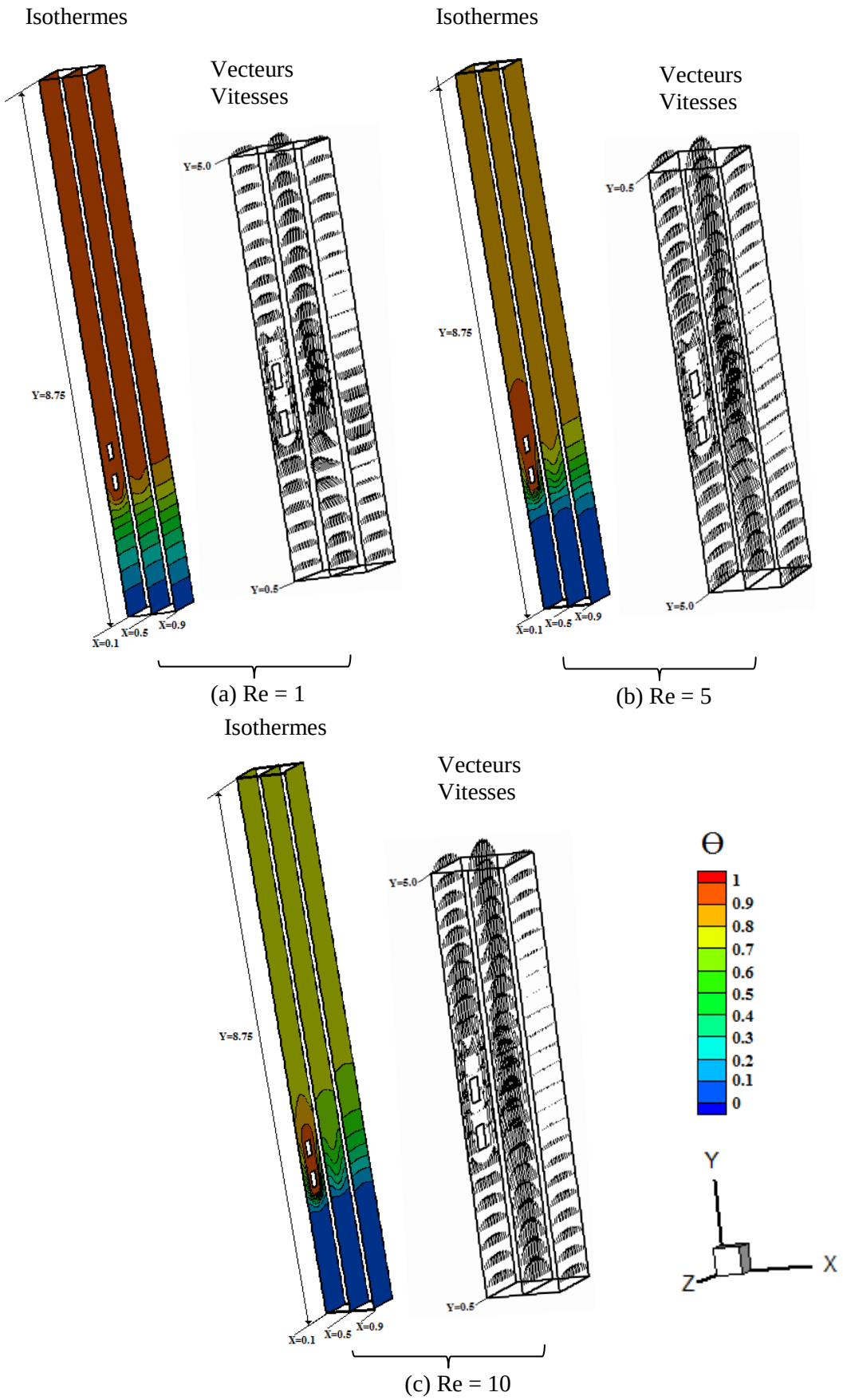


Figure (IV. 3 a-f) : Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long des plans Z-Y (à X=0.1, 0.5 et 0.9), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re : (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

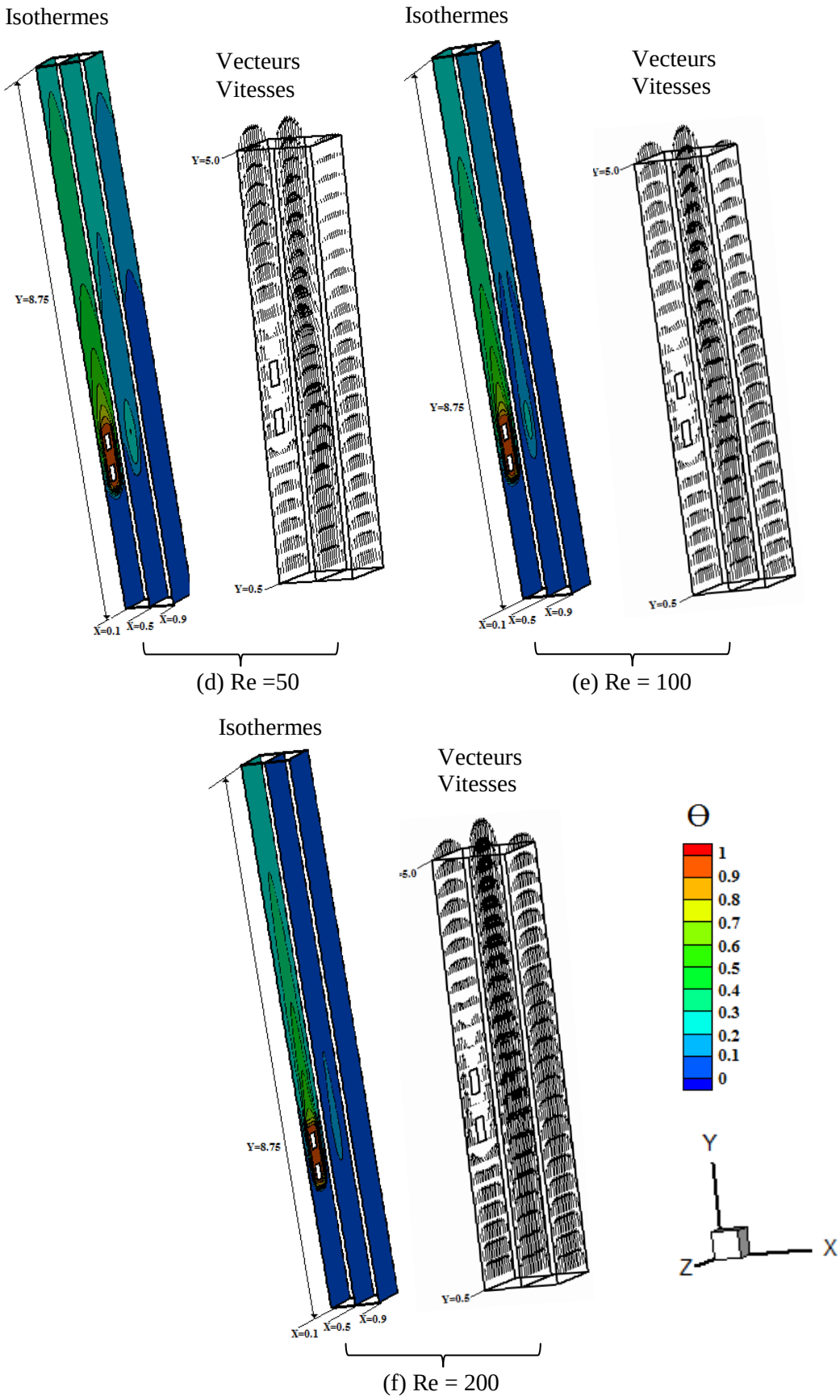


Figure (IV. 3 a-f) suite : Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long des plans Z-Y (à X=0.1, 0.5 et 0.9), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re :

(d) Re=50, (e) Re=100, (f) Re=200 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

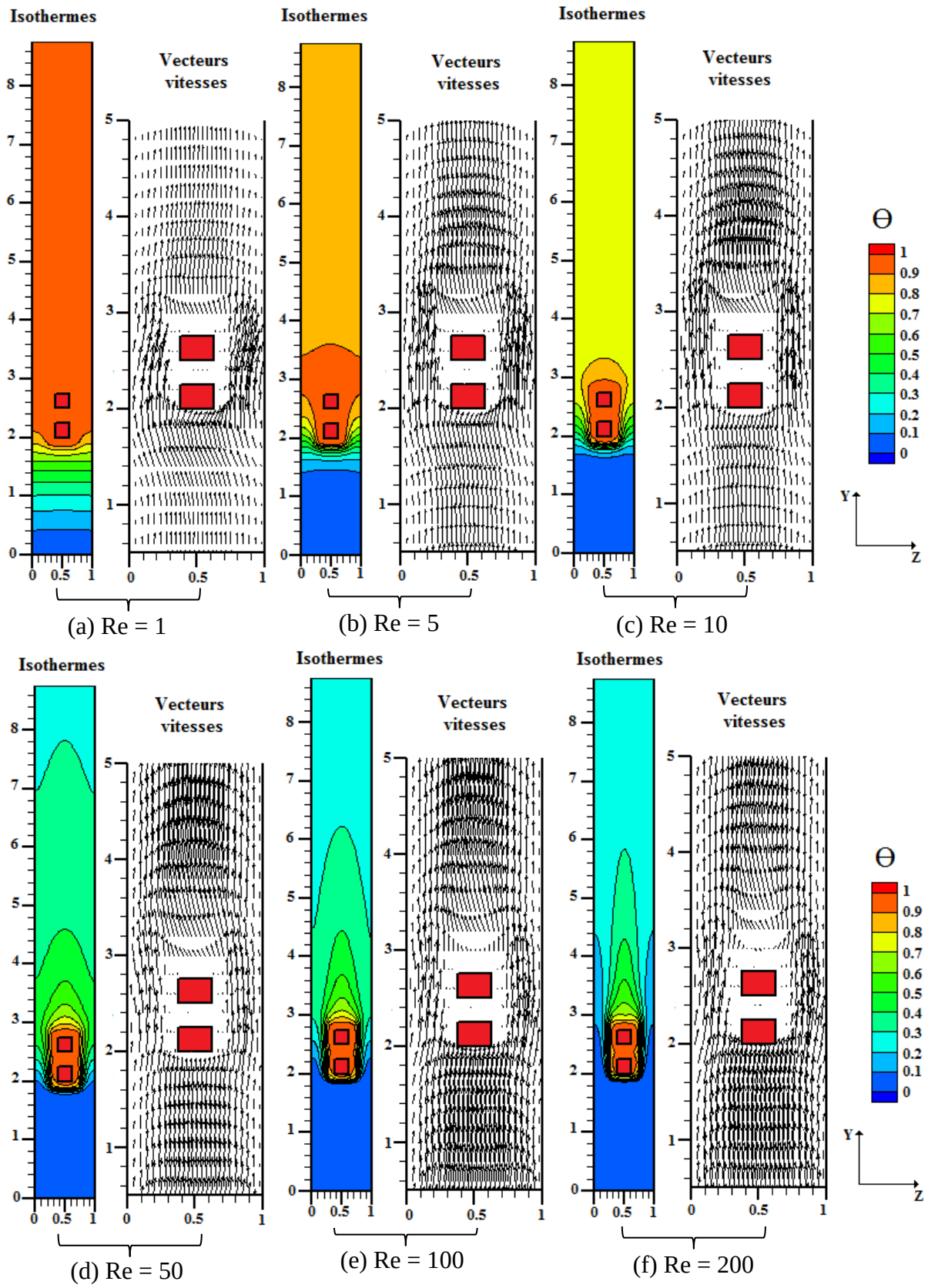


Figure (IV. 4 a-f): Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes le long de plan Z-Y, pour différentes valeurs du nombre de Reynolds Re: (a) Re=1, (b) Re=5, (c) Re=10, (d) Re=50, (e) Re=100, (f) Re=200 ; (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

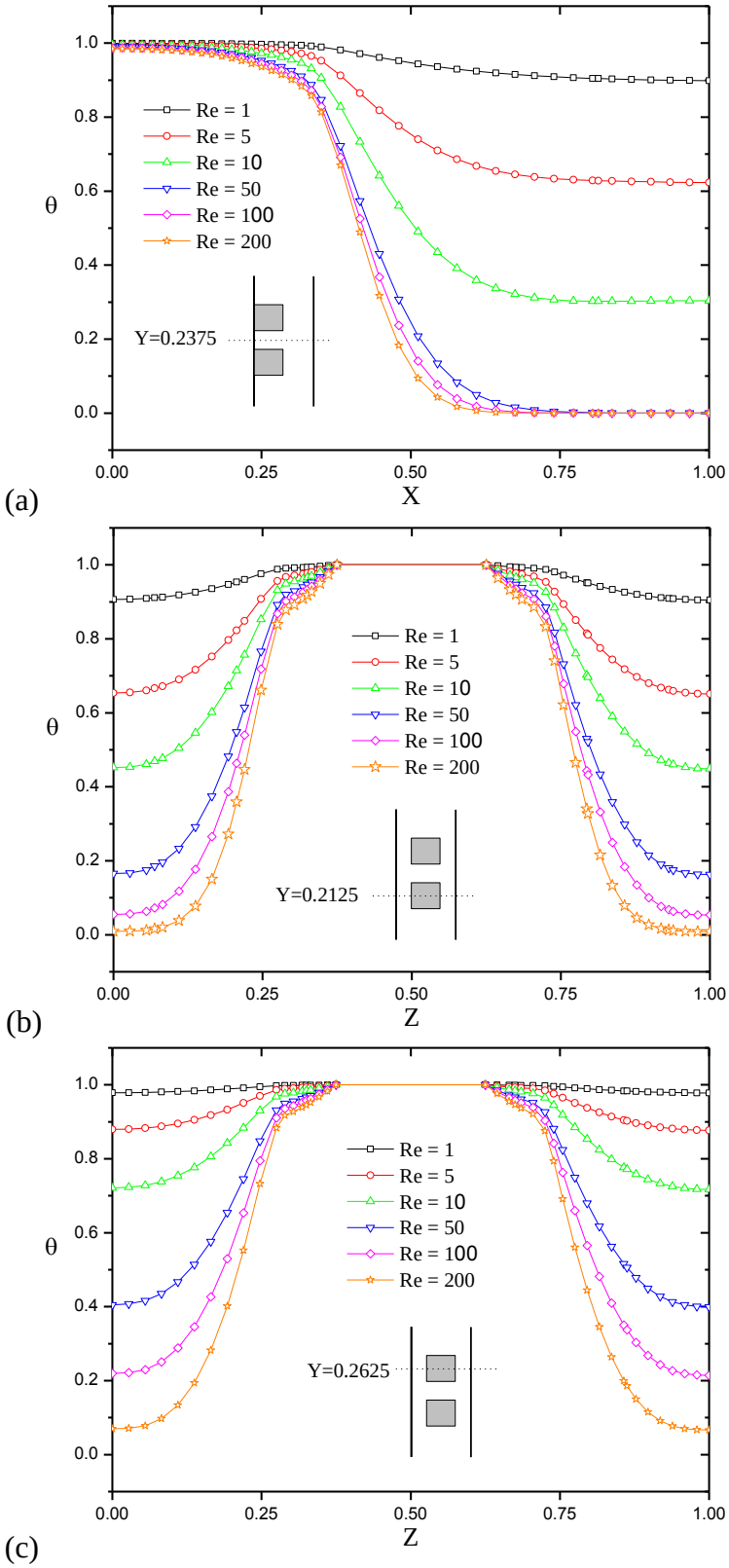


Figure (IV. 5 a-c): La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes valeurs du nombre de Reynolds: (a) Θ = f(X) à une location horizontale (Y=2.375 et Z=0.5), (b) Θ = f(Z) à une location horizontale (Y=2.125, X=0.2) et (c) Θ = f(Z) à une location horizontale (Y=2.625, X=0.2), (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

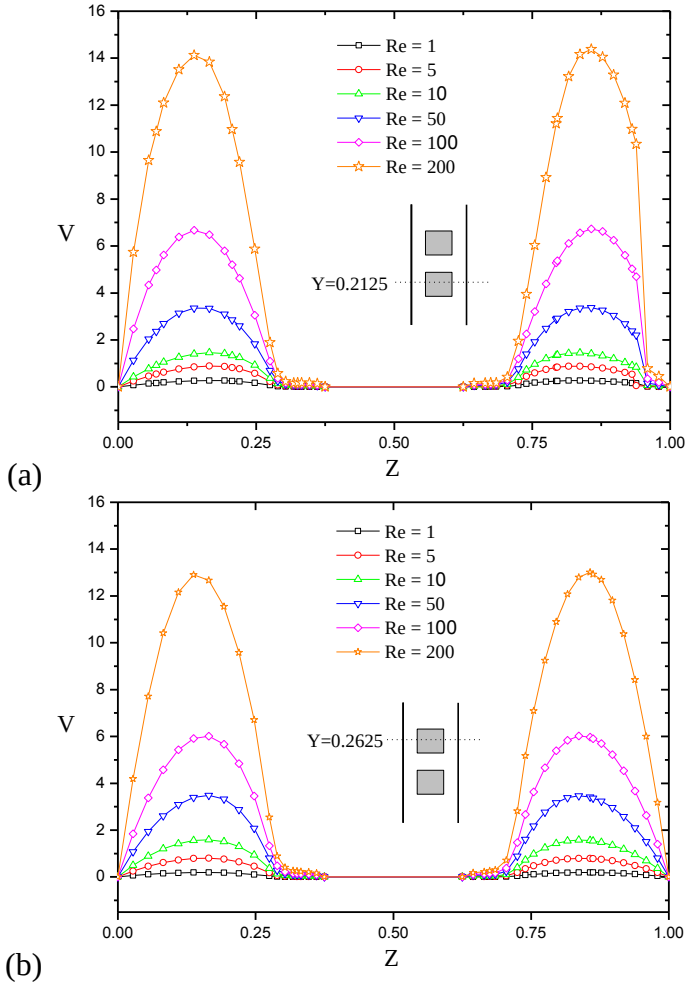


Figure (IV. 6 a, b) : La variation de la Vitesse V pour différentes valeurs du nombre de Reynolds : (a) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.125, X=0.2) et (b) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.625, X=0.2), (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

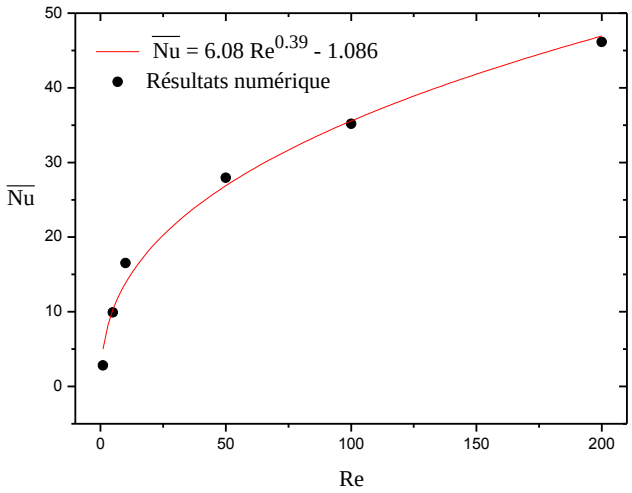


Figure (IV. 7) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction du nombre de Reynolds, pour (Gr = 10^4, Da=10^{-4}, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

IV. 4. 2. Effet du nombre de Darcy, (Da) :

Comme il a été observé, que l'effet de l'augmentation du nombre de Darcy dans la gamme ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) pour le cas bidimensionnel (2D) améliorait le transfert de chaleur au niveau des composants électroniques, on a pensé à voir son impact sur la nature de l'écoulement et le transfert de chaleur en convection mixte tridimensionnel (3D), ou en d'autre terme sur le refroidissement des composants électroniques au sein du canal.

Les calculs numériques ont été faits pour $10^{-1} \leq Da \leq 10^{-6}$. Les paramètres physiques et géométriques maintenus constants dans cette section sont : Gr = 10^4, Re = 20, H/H=h/H=1, c/H=m/H=w/H=0.25, s/H=0.25, l_1/H=2, l_2/H=6, e/H=0.1, λ=0.35 et ke/kf=100.

Le champ d'écoulement peut **être** visualisé par les figures **(IV. 8 a-f) et (IV. 9 a-f)** montrant le champ des vecteurs– vitesses et les isothermes pour différentes valeurs du nombre de Darcy ($10^{-1} \leq Da \leq 10^{-6}$), suivant les plan *X-Y* (à *Z*=0.5) et Z-Y (à X=0.2), respectivement. Nous pouvons clairement voir que pour une épaisseur de la couche poreuse e/H = 0.1, l'augmentation du nombre de Darcy de Da=10^{-6} à Da=10^{-3} (voir **figure IV. 8 a-d** et **IV.9 a-d**), diminue la résistance de Darcy à l'écoulement, et donc, l'écoulement pénètre plus profond dans la matrice poreuse, ce qui refroidit la matrice poreuse et ainsi contribue au refroidissement des sources de chaleur. Par conséquent, l'augmentation du nombre de Darcy de Da=10^{-3} à Da=10^{-1} n'affecte pas la structure d'écoulement, voir les **figures (IV. 8 e, f)** et **figures (IV.9 e, f)**.

La visualisation du champ thermique est donnée par les **figures (IV. 8 a-f) et (IV. 9 a-f)**, qui nous présentent les contours des isothermes pour différentes valeurs du nombre de Darcy ($10^{-1} \leq Da \leq 10^{-6}$), suivant les plan *X-Y* (à *Z*=0.5) et Z-Y (à X=0.2), respectivement. Pour Da=10^{-6} (voir **figure IV. 8 a** et **IV. 9 a**), on remarque que la couche limite thermique s'étende autour des composants électroniques. Quand on augmente le nombre de Darcy $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-1}$ (voir **figure IV. 8 b-d** et **IV. 9 b-d**), on constate l'extension des isothermes autour des composante. Cela peut être expliqué par l'effet de pénétration des particules d'air plus profond dans la matrice poreuse, qui fournit une bonne évacuation de l'air chauffé en dehors du canal.

Les **figures (IV. 10 a, b)** montrent la variation de la vitesse adimensionnelle V pour différentes valeurs du nombre de Darcy, (a) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.125, X=0.2), (b) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.625 et X=0.2). On note que l'augmentation du nombre de Darcy entraîne une augmentation de la vitesse au voisinage des composants. Ceci est directement lié à l'effet de l'augmentation de perméabilité de la matrice poreuse, qui entraîne une diminution de la résistance de Darcy à l'écoulement. Aussi, on constate que la vitesse au voisinage du deuxième composant est plus élevée par rapport au deuxième composant.

La **figure (IV. 11)** présente la variation du nombre du Nusselt moyen en fonction des nombres de Darcy. On observe que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Darcy, sauf pour ($10^{-4} \leq Da \leq 10^{-6}$), où l'effet du Darcy est négligeable. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = -8.275\left(\exp\left(-\frac{\mathrm{Da}}{0.0017}\right)\right) + 29.67 \qquad \text{(IV. 4)}$$

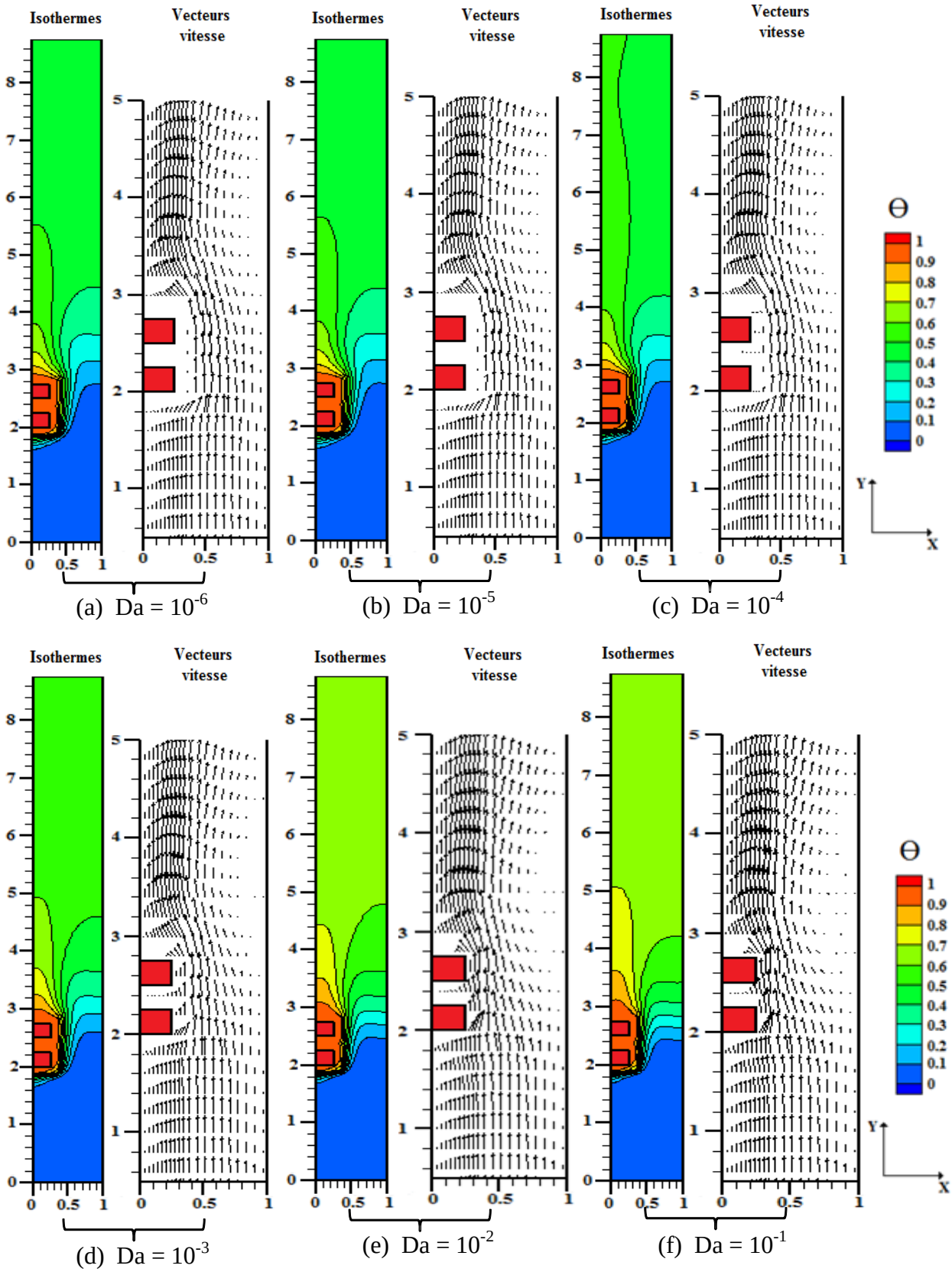


Figure (IV. 8 a-f) : Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long du plan X-Y (à Z=0.5), pour différentes valeurs du nombre de Darcy Da : (a) Da=10^{-6}, (b) Da=10^{-5}, (c) Da=10^{-4}, (d) Da=10^{-3}, (e) Da=10^{-2}, (f) Da=10^{-1} ; (Gr = 10^4, Re=20, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

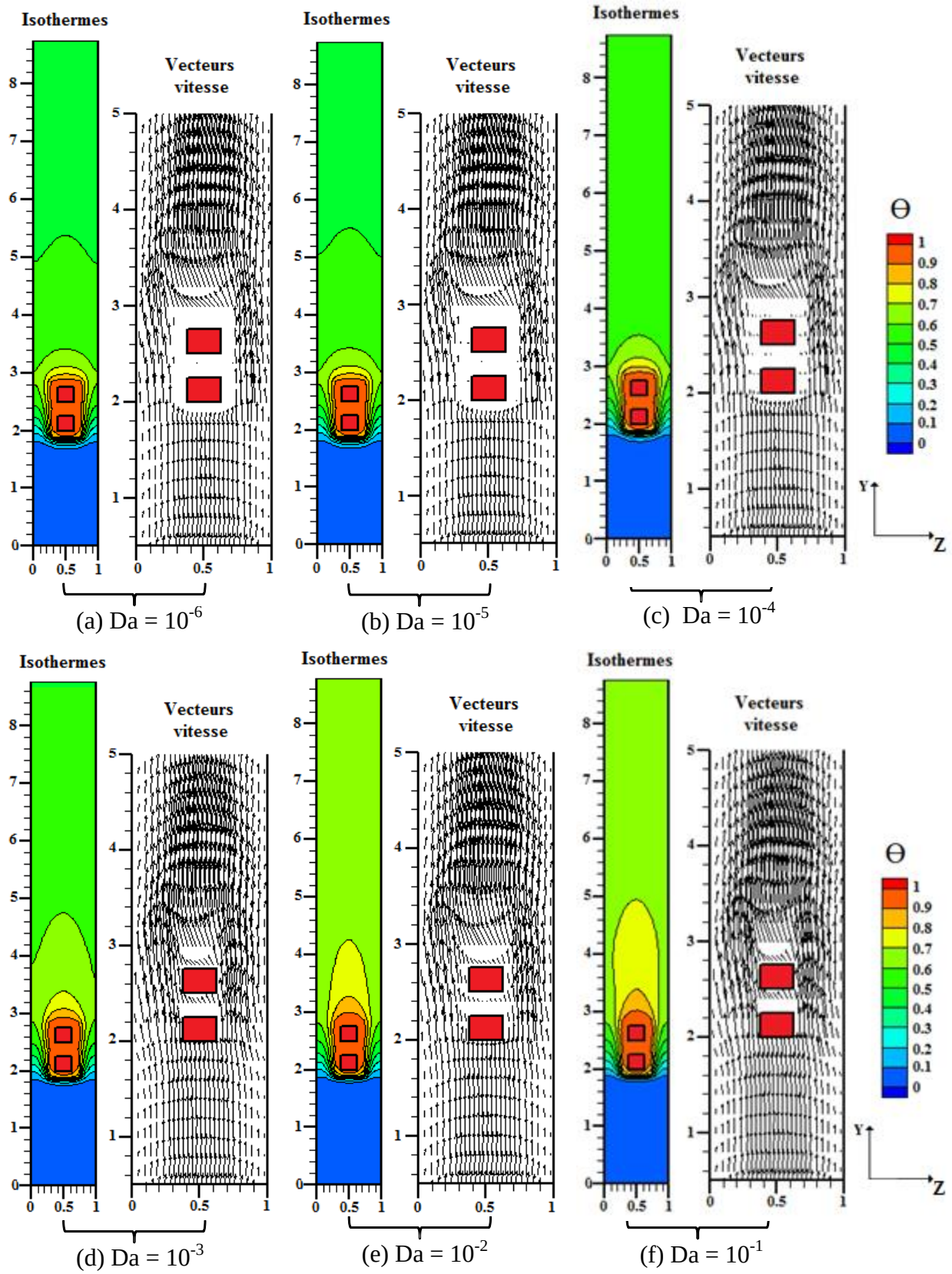


Figure (IV. 9 a-f) : Les contours des isothermes et les vecteurs-vitesses le long du plan Z-Y (à X=0.2), pour différentes valeurs du nombre de Darcy Da : (a) Da=10^{-6}, (b) Da=10^{-5}, (c) Da=10^{-4}, (d) Da=10^{-3}, (e) Da=10^{-2}, (f) Da=10^{-1}; (Gr = 10^4, Re=20, e/H=0.1, α = 0 ° et ke/kf=100).

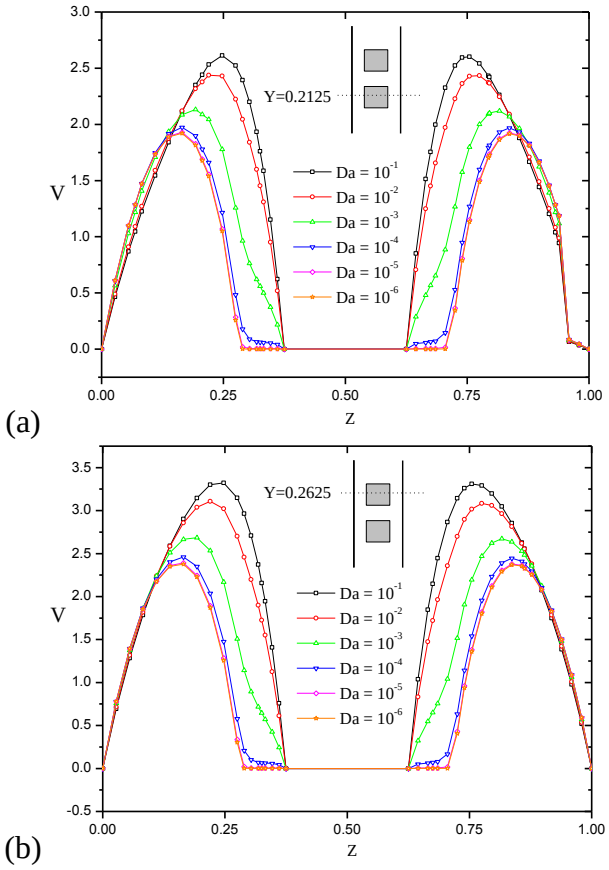


Figure (IV. 10) : La variation de la vitesse adimensionnelle V pour différentes valeurs du nombre de Darcy : (a) V = f(Z) (à Y=2.125, X=0.2) et (b) V=f(Z) (à Y = 2.625, X=0.2), (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

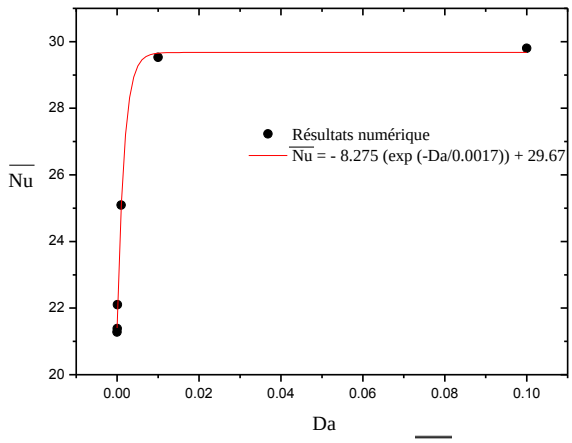


Figure (IV. 11) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction du nombre de Darcy, pour (Gr = 10^4, Re = 20, e/H=0.1, α=0 ° et ke/kf=100).

IV. 4. 3. Effet de l'épaisseur de la couche poreuse, (e/H) :

Parmi les paramètres qui on a examiné leur effet sur la structure d'écoulement et le transfert de chaleur, l'effet de l'épaisseur de la matrice poreuse présente un intérêt important dans notre étude, en effectuant une série de calculs pour différentes épaisseurs de la matrice poreuse (Sans milieu poreux, e/H= 0.1, 0.25, 0.375, 1.00 et canal complètement poreuse). Les paramètres physiques et géométriques maintenus constants dans cette section sont : $Gr=10^4$, Re=20, $Da=10^{-4}$, H/H=h/H=1, c/H=m/H=w/H=0.25, s/H=0.25, $l_1/H=2$, $l_2/H=6$, $\lambda=0.35$ et ke/kf=100.

Les **figures (IV. 12 a-f)** et **(IV. 13 a-f)** illustrant le champ des vecteurs– vitesses et les isothermes pour différentes épaisseurs de la couche poreuse, suivant les plan X-Y (à Z=0.5) et Z-Y (à X=0.2), respectivement. Nous pouvons clairement voir que l'augmentation de l'épaisseur da la couche poreuse e/H =0.1, 0.25 et 0.375 (voir **figures IV. 12 b, c** et **figures IV. 13 b, c**), entraîne une diminution de section de passage dans le canal et oblige l'écoulement du fluide de s'écouler dans la région fluide. On constate aussi l'importance de la vitesse dans la région du fluide par rapport à celui dans la matrice poreuse. Ceci est dû à la matrice poreuse qui introduit deux termes résistant à l'écoulement, qui sont le terme de Darcy et le terme de Forchheimer. Quand on augmente l'épaisseur de la couche poreuse (voir **figures IV. 12 d-f** et **IV. 13 d-f**), on note que le profil de l'écoulement commence à changer de forme jusqu'à devenir un écoulement avec un profil uniforme avec des valeurs de vitesses faibles pour le canal complètement rempli par la matrice poreuse.

Le champ thermique est en conséquence décrit par les contours des isothermes qui sont données par les figures **(IV. 12 a-f)** et **(IV. 13 a-f)** pour différentes épaisseurs de la couche poreuse, suivant les plan X-Y (à Z=0.5) et Z-Y (à X=0.2), respectivement. On constate que les isothermes sont caractérisées par une stratification à partir des composants, où se localisent les températures maximales. En augmentant l'épaisseur de la matrice poreuse, on constate l'extension des isothermes et occupant une grande partie dans le canal. Ceci est dûe par l'effet conductif de la matrice poreuse.

Les **figures (IV. 14 a, b)** montrent la variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes épaisseur de la couche poreuse, (a) Θ = f(Z) à une location horizontale (Y=2.375et Z=0.5), (b) Θ = f(Z) à une location horizontale (Y=2.125 et X=0.2). On note que les grandes valeurs de température sont situées autour des deux composants. Aussi, on constate que la température dans le premier composant est inférieure à celui du deuxième. En augmentant l'épaisseur de la matrice poreuse, la température de fluide autour les composants augmente, donc produit une bonne évacuation de l'air chauffé en dehors du canal.

Les **figures (IV. 15 a, b)** montrent la variation de la vitesse adimensionnelle V pour différentes épaisseur de la couche poreuse, (a) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.125, X=0.2) et (b) V = f(Z) à une location horizontale (Y=2.625 et X=0.2). Pour e/H = 0.1, 0.25, on note la diminution de la vitesse au voisinage des composants. En augmentant l'épaisseur de la matrice poreuse, le profil de l'écoulement commence à changer de forme jusqu'à devenir un écoulement avec un profil presque uniforme.

La **figure (IV. 16)** présente l'évolution du nombre de Nusselt moyen des deux composants en fonction de l'épaisseur de la matrice poreuse. En augmentant l'épaisseur de la matrice poreuse, le nombre du Nusselt moyen augmente. Même résultat obtenu dans le cas bidimensionnel. Le transfert de chaleur obtenu peut être corrélé par l'équation suivante du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ de deux sources de chaleur :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 44.73 - 30.385 * \exp\left[-1.637 * (\mathrm{e/H})\right] \qquad \text{(IV. 5)}$$

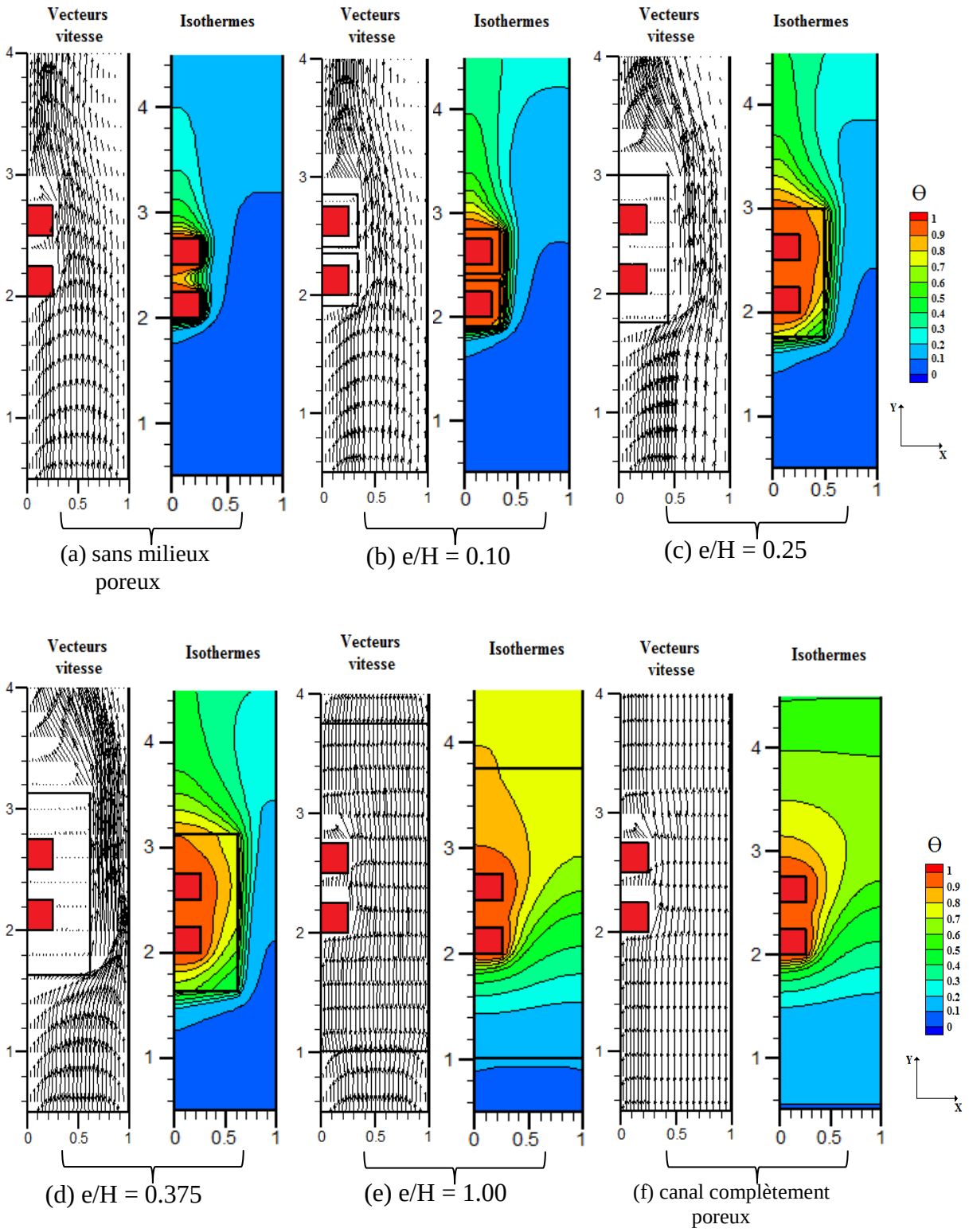
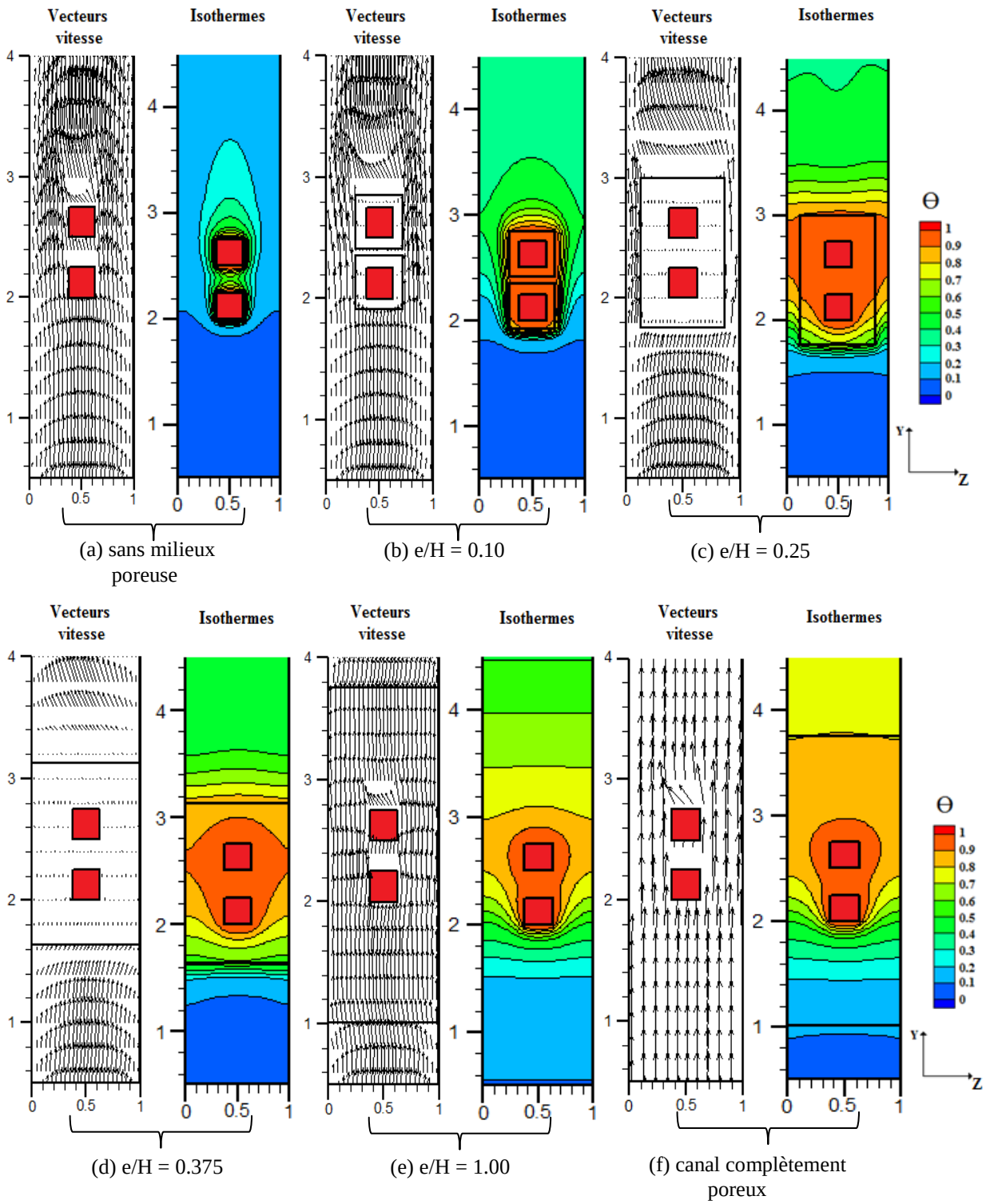


Figure (IV. 12 a-f) : Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes et le long de plan X-Y (à Z=0.5), pour différentes épaisseurs de la couche poreuse e/H : (a) sans milieux poreux, (b) e/H=0.1, (c) e/H=0.25, (d) e/H=0.375, (e) e/H=1.00, (f) canal complètement poreux ($Gr = 10^4$, Re=20, $Da = 10^{-4}$, $\alpha = 0$ ° et ke/kf=100).



(a) sans milieux poreuse (b) e/H = 0.10 (c) e/H = 0.25

(d) e/H = 0.375 (e) e/H = 1.00 (f) canal complètement poreux

Figure (IV. 13 a-f) : Les vecteurs-vitesses et les contours des isothermes et le long du plan Z-Y (à X=0.2), pour différentes épaisseurs de la couche poreuse e/H : (a) sans milieux poreux, (b) e/H=0.1, (c) e/H=0.25, (d) e/H=0.375, (e) e/H=1.00, (f) canal complètement poreux ($Gr = 10^4$, Re=20, $Da = 10^{-4}$, $\alpha = 0$ ° et ke/kf=100).

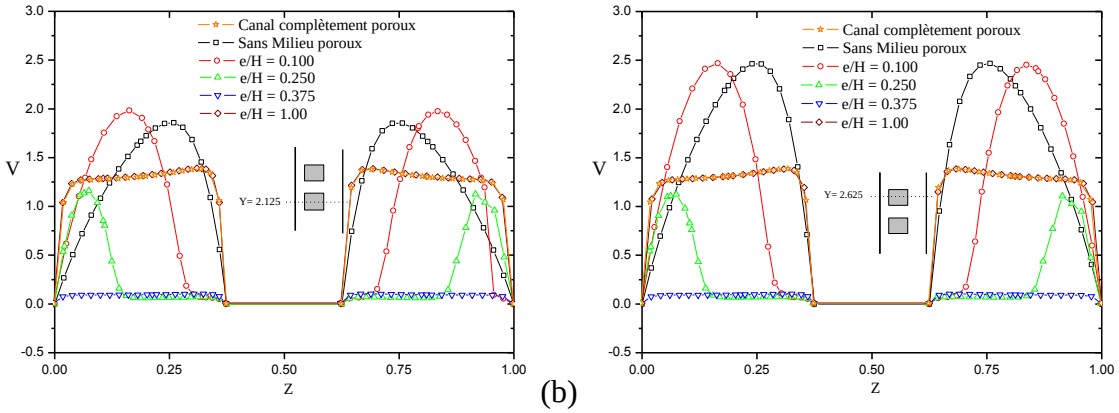


Figure (IV. 14) : La variation de la vitesse adimensionnelle V pour différentes épaisseurs de la couche poreuse : (a) V = f(Z) (à Y=2.125, X=0.2) et (b) V=f(Z) (à Y=2.125, X=0.2), (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).

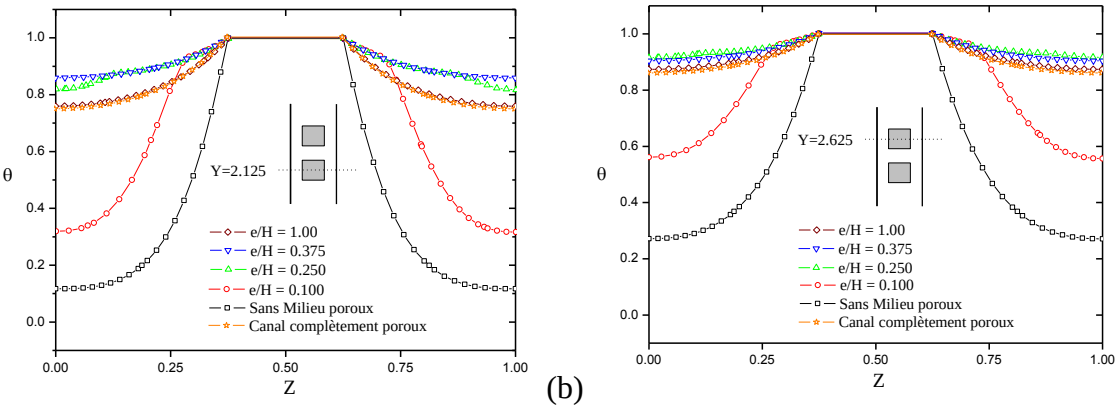


Figure (IV. 15) : La variation de la température adimensionnelle Θ pour différentes épaisseurs de la couche poreuse : (a) Θ = f(Z) (à Y=2.125, X=0.2) (b) Θ=f(Z) (à Y=2.125, X=0.2), (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).

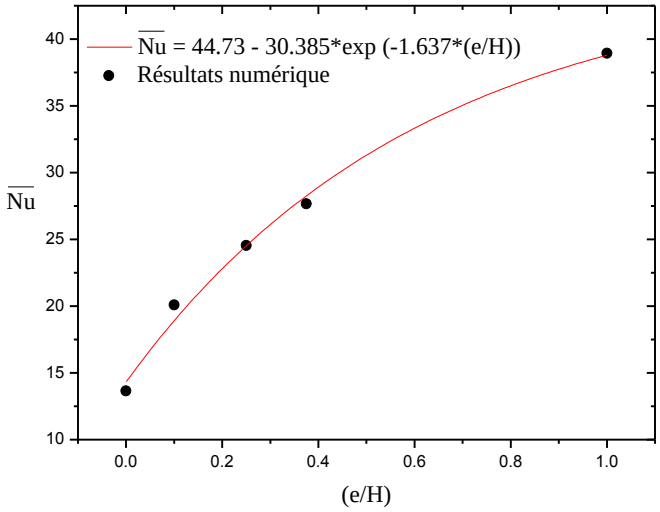


Figure (IV. 16) : L'évolution du nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ des deux composants en fonction de l'épaisseur de la couche poreuse, pour (Gr = 10^4, Re=20, Da = 10^{-4}, α = 0 ° et ke/kf=100).

Conclusion sur le cas de la convection 3D

Dans cette application, nous avons étudié numériquement la convection mixte stationnaire et laminaire dans un canal vertical tridimensionnel (3D), contenant deux sources de chaleur enveloppées par une matrice poreuse. Les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Darcy et l'épaisseur de la couche poreuse ont été examinés. Les principaux résultats sont les suivants :

- **Quand on augmente le nombre de Reynolds, la température adimensionnelle du fluide dans le canal diminue et le nombre du Nusselt moyen augmente.**

- **L'augmentation de l'épaisseur de la couche poreuse améliore le refroidissement des composants électroniques.**

- **L'augmentation du nombre de Darcy entraîne une augmentation de la perméabilité de la matrice poreuse, ce qui diminue la résistance à l'écoulement de Darcy.**

- **L'augmentation du nombre de Darcy dans la gamme ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) contribue dans le refroidissement des composants électroniques.**

Conclusion Générale

L'étude numérique de l'écoulement et de transfert de chaleur par convection mixte dans un canal vertical contenant des sources de chaleur, enveloppées par une matrice poreuse, a été faite pour les deux cas (canal bidimensionnel 2D et canal tridimensionnel 3D). Le logiciel « FLUENT 6.3 » permets de solutionner les équations gouvernantes de l'écoulement avec transfert de chaleur par convection mixte avec/sans milieux poreux. Le champ d'écoulement est régit par l'équation de Navier–Stokes dans la région fluide et l'équation de Darcy-Brinkman-Forchheimer dans la région poreuse. Le champ thermique par l'équation d'énergie.

La première application consiste à examiner les effets du nombre de Reynolds, de l'angle d'inclinaison, les dimensions des composants électroniques et l'espace entre eux sur le transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal bidimensionnel (2D), contenant deux composants électroniques. Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que de la distance de séparation entre les composants entraîne une amélioration du refroidissement des composants électroniques. Pour $\alpha = 45°$, le taux du transfert de chaleur maximum a été obtenu à l'intérieur du canal. Des corrélations ont été proposées pour calculer les nombres de Nusselt moyens des deux composants électroniques.

Ce présent travail a fait l'objet d'une publication internationale dans une revue internationale **« Applied Thermal Engineering », vol. 31, pp. 2052 – 2062, 2011.**

L'intitulé de l'article est:

« Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel »

Pour la deuxième application, nous avons considéré un canal vertical bidimensionnel (2D), contenant deux sources de chaleur enveloppées par une matrice poreuse. Les parois gauche et droite du canal sont maintenues adiabatiques. Les effets du nombre de Reynolds, de l'angle d'inclinaison, du nombre de Darcy, de l'épaisseur de la couche poreuse et leur conductivité thermique sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur au sein du canal ont été examinés. Les principaux résultats sont les suivants :

- L'augmentation du nombre de Reynolds et de l'épaisseur de la matrice poreuse améliorant le refroidissement des composants électroniques au sein du canal, est de l'ordre 60 % supérieur par rapport au cas sans insertion de la matrice poreuse. Le

maximum du taux de transfert de chaleur a été obtenu pour $\alpha = 45$ °, qui présente un angle d'inclinaison optimal du canal. L'augmentation du nombre de Darcy ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) provoque une augmentation de la température du fluide dans le canal, ce qui contribue dans le refroidissement des composants électroniques. L'augmentation de la conductivité thermique de la matrice poreuse dans la gamme ke/kf≤50 provoque un refroidissement adéquat des sources de chaleur. Des corrélations ont été proposées pour calculer les nombres de Nusselt moyen des deux composants électroniques.

Pour le cas tridimensionnel, nous avons examiné les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Darcy et de l'épaisseur de la couche poreuse sur la structure de l'écoulement et du transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal vertical rectangulaire (3D), contenant deux composants électroniques enveloppés par une matrice poreuse. Les résultats obtenus sont en bon accord avec les résultats trouvés dans le cas bidimensionnel. Les principaux résultats sont les suivants :

- L'augmentation du nombre de Reynolds et de l'épaisseur de la couche poreuse améliore le transfert de chaleur autour des deux sources de chaleur à l'intérieur du canal, donc un bon refroidissement des composants électroniques.
- L'augmentation du nombre de Darcy ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$) entraîne une augmentation de la perméabilité de la matrice poreuse, ce qui diminue la résistance à l'écoulement de Darcy et contribue dans le refroidissement des composants électroniques.
- Enfin, un bon refroidissement des composants électroniques est obtenu pour un canal complètement rempli par la matière poreuse de conductivité thermique élevée (ke/kf=100), avec un nombre de Reynolds Re= 200 où $Gr=10^4$ (Ri =0.25), et pour tous les nombres de Darcy ($10^{-3} \leq Da \leq 10^{-6}$).

Références Bibliographiques

Ahmed, N., Badruddin, I., Kanesan, J., Zainal, Z., Ahamed, K. (2011): Study of mixed convection in an annular vertical cylinder filled with saturated porous medium, using thermal non-equilibrium model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 3822-3825.

Amirouche, Y., Bessaïh, R. (2010): Numerical simulation of laminar mixed convection air-cooling from an array of heated electronic components mounted in a vertical channel, *International Renewable Energy Congress*, vol.4, pp. 268-275.

Basak, T., Pradeep, P., Roy, S., Pop, I. (2011): Finite element based heat line approach to study mixed convection in a porous square cavity with various wall thermal boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 1706–1727.

Bensouici, M., Bessaïh, R. (2010): Mixed convection in a vertical channel with discrete heat sources using a porous matrix, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 58, pp. 581–604.

Boubendir, L., Chikh, S. (2009) : Analyse de l'effet de la matrice poreuse sur le transfert thermique en régime turbulent dans un échangeur à plaques, *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 12, pp. 45-53.

Bhowmik, H., Tso, C., Tou, K., Tan, F. (2005): Convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2532-2542.

Bessaïh, R., Kadja, M. (2000): Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel, *Applied Thermal Engineering*,vol.20, pp.453-464.

Bejan, A. (2004): Convection Heat Transfer, Third edition, Wiley & Sons, New-York.

Barletta, A. (1998): Laminar mixed convection with viscous dissipation in a vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, pp. 3501-3513.

Chen, C., Cheng, C. (2009): Numerical simulation of periodic mixed convective heat transfer in a rectangular cavity with a vibrating lid, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 2855-2862.

Chang, T., Shiau, Y. (2005): Flow pulsation and baffle's effects on the opposing mixed convection in a vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 4190-4204.

Chen, Y., Chung, J. (2003): A direct numerical simulation of transition phenomena in a mixed convection channel flow, *Computers & Fluids*, vol. 32, pp. 795-822.

Chen, Y., Chung, J., Wu, C., Lue, Y. (2000): Non-Darcy mixed convection in a vertical channel filled with a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2421-2429.

Chang, W., Chang, W. (1996) : Mixed convection in a vertical parallel-plate channel partially filled with porous media of high permeability, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 1331-1342.

Choi, C., Ortega, A. (1993): Mixed convection in an inclined channel with a discrete heat source, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 3119-3134.

Delache, A. (2005) : Etude analytique et numérique des instabilités spatio-temporelles des écoulements de convection mixte en milieu poreux : Comparaison avec l'expérience, *Thèse de Doctorat de l'Université des Sciences et Technologie* de Lille.

Florio, L., Harnoy, A. (2005): Feasibility study of unconventional cooling of electronic components by vibrating plates at close proximity, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 47, pp.997-1024.

Guerroudj, N., Kahalerras, H. (2010): Mixed convection in a channel provided with heated porous blocks of various shapes, *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 505–517.

Huang, P., Chen, C. (2012): Simulation of mixed convection in a vertical channel containing discrete porous-covering heat blocks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 3147-3159.

Hirata, S., Ouarzazi, M. (2010): Three-dimensional absolute and convective instabilities in mixed convection of a viscoelastic fluid through a porous medium, *Physics Letters*, vol. 374, pp. 2661-2666.

Hamouche, A., Bessaïh, R. (2009): Mixed convection air cooling of protruding heat sources mounted in a horizontal channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 841-849.

Hamouche, A., Bessaïh, R. (2008): Mixed convection air cooling of electronic components mounted in a horizontal channel, *International Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, vol. 3, pp. 53-64.

Hetsroni, G., Gurevich, M., Rozenblit, R. (2006): Sintered porous medium heat sink for cooling of high-power mini-devices, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 27, pp. 259-266.

Huang, P., Yang, C. (2008): Analysis of pulsating convection from two heat sources mounted with porous blocks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 6294-6311.

Huang, P., Yang, C., Hwang, J., Chiu, M. (2005): Enhancement of forced-convection cooling of multiple heated blocks in a channel using porous covers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 647-664.

Habchi, S., Acharya, S. (1986): Laminar mixed convection in a partially, blocked vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, pp. 1711-1722.

Icoz, T., Jaluria, Y. (2005) : Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 48, pp. 831-847.

Islam, N., Gaitonde, U., Sharma, G. (2001): Mixed convection heat transfer in the entrance region of horizontal annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 2107-2120.

Jiang, P., Lu, X. (2006): Numerical simulation of fluid flow and convection heat transfer in sintered porous plate channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 1685-1695.

Khadiri, A., Bennacer, R., Hasnaoui, M., Amahmid, A. (2011): Two- and three-dimensional multiple steady states in a porous cavity heated and salted from below, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 918-929.

Kumar, B., Murthy, S. (2010): Mixed convection in a non-Darcian fluid saturated square porous enclosure under multiple suction effect, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 5764-5773

Khanafer, K., Vafai, K., Lightstone, M. (2002) : Mixed convection heat transfer in two dimensional open-ended enclosures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 5171-5190.

Khanafer, K., Chamkha, A. (1999): Mixed convection flow in a lid-driven enclosure filled with a Fluid-saturated porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 31, pp. 1354-1370.

Li, H., Leong, K., Jin, L., Chai, J. (2010): Analysis of fluid flow and heat transfer in a channel with staggered porous blocks, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 950-962.

Mukhopadhyay, S. (2012): Mixed convection boundary layer flow along a stretching cylinder in porous medium, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 97, pp.73-78.

Mohamed, M. (2006): Air cooling characteristics of a uniform square modules array for electronic device heat sink, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 486-493.

Mahmud, S., Pop, I. (2006): Mixed convection in a square vented enclosure filled with a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 2190-2206.

Mohamad, A., Bennacer, R. (2002): Double diffusion, natural convection in an enclosure filled with saturated porous medium subjected to cross gradients; stably stratified fluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3725-3740.

Moutsoglou, A., Kwonf, Y. (1993): Laminar mixed convection flow in a vertical tube, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 7, pp. 361-368.

Narasimhan, A., Reddy, B. (2011): Laminar forced convection in a heat generating bi-disperse porous medium channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 636–644.

Nazar, R., Amin, N., Pop, I. (2004): Unsteady mixed convection boundary layer flow near the stagnation point on a vertical surface in a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 2681–2688.

Nazar, R., Amin, N., Filip, D., Pop, I. (2003): The Brinkman model for the mixed convection boundary layer flow past a horizontal circular cylinder in a porous medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3167-3178.

Ouzzane, M., Galanis, N. (2001): Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with external longitudinal fins, *Solar Energy*, vol. 71, pp. 199-211.

Ould-Amer, Y., Chikh, S., Bouhadef, K., Lauriat, G. (1998): Forced convection cooling enhancement by use of porous materials, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.19, pp.251-258.

Premachandran, B., Balaji, C. (2006): Conjugate mixed convection with surface radiation from a horizontal channel with protruding heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 3568-3582.

Papanicolaou, E., Jaluria, Y. (1993): Mixed convection from a localized heat source in a cavity with conducting walls: a numerical study, *Numerical Heat Transfer, Part.* A, vol. 23, pp. 463-484.

Patankar, S. (1980): Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Mc Graw-Hill, New York.

Sivasankaran, S., Sivakumar, V., Hussein, A., Prakash, P. (2014): Mixed convection in a lid-driven two-dimensional square cavity with corner heating and internal heat generation, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 65, pp. 269–286.

Sheremet, M., Trifonova, T. (2013): Unsteady conjugate natural convection in a vertical cylinder partially filled with a porous medium, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 64, pp. 994–1015.

Sivasankaran, S., Pan, K. (2012): Numerical simulation on mixed convection in a porous lid-driven cavity with nonuniform heating on both side walls, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 61, pp. 101–121.

Shung, W., Chen, C., Wang, Y., Huang, Y. (2012): Enhancement of mixed convection heat transfer in a three-dimensional horizontal channel flow by insertion of a moving block, *International communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 66–71.

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

Stiriba, Y., Grau, F., Ferré, J., Vernet, A. (2010): A numerical study of three-dimensional laminar mixed convection past an open cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 4797-4808.

Sharif, M. (2007): Laminar mixed convection in shallow inclined driven cavities with hot moving lid on top and cooled from bottom, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1036-1042.

Saeid, N., Mohamad, A. (2006): Jet impingement cooling of a horizontal surface in a confined porous medium: Mixed convection regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 3906-3913.

Saeid, N., Pop, I. (2005): Mixed convection from two thermal sources in a vertical porous layer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 4150-4160.

Tzeng, S. (2006): Convective heat transfer in a rectangular channel filled with sintered Bronze Beads and periodically spaced heated blocks, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 128, pp. 453-464.

Tzeng, S., Jywe, W., Lin, C., Wang, Y. (2005): Mixed convective heat-transfers in a porous channel with sintered copper beads, *Applied Energy*, vol. 81, pp. 19-31.

Umavathi, J. (2013): Analysis of flow and heat transfer in a vertical rectangular duct using a non-Darcy model, *Transp. Porous Med*, vol. 96, pp. 527–545.

Venugopal, G., Balaji, C., Venkateshan, S. (2010): Experimental study of mixed convection heat transfer in a vertical duct filled with metallic porous structures, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 340–348.

Wang, Q., Yang, J., Zeng, M., Wang, G. (2010): Three-dimensional numerical study of natural convection in an inclined porous cavity with time sinusoidal oscillating boundary conditions, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 31, pp. 70-82.

Wong, K., Saeid, N. (2009): Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in a horizontal porous layer-using Brinkman-extended Darcy model, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 96-104.

Wang, Q., Jaluria, Y. (2004): Three dimensional conjugate heat transfer in a horizontal channel with discrete heating, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 126, pp. 642-647.

Wang, Q., Jaluria, Y. (2002): Instability and heat transfer in mixed convection flow in a horizontal duct with discrete heat sources, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 42, pp. 445-463.

Yang, M., Yeh, R., Hwang, J. (2010): Mixed convective cooling of a fin in a channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 760-771.

Yucel, N., Guven, R. (2009): Numerical study of heat transfer in a rectangular channel with porous covering obstacles, *Transport Porous Med*, vol. 77, pp. 41-58.

Yang, Y., Hwang, M. (2008): Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in a rectangular porous channel with periodically spaced heated blocks, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 54, pp. 819-836.

Yen, Y., Huang, P., Yang, C., Chen, Y. (2008): Numerical study of heat transfer of a porous-block-mounted heat source subjected to pulsating channel flow, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 54, pp. 426–449.

Yucel, N., Guven, R. (2007): Forced-convection cooling enhancement of heated elements in parallel-plate channels using porous inserts, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 51, pp. 293-312.

Zeng, M., Yu, P., Xu, F., Wang, Q. (2013): Natural convection in triangular attics filled with porous medium heated from below, *Numerical Heat Transfer, Part. A*, vol. 63, pp. 735–754.