

RÉSUMÉ

Cette thèse présente une étude numérique du phénomène de la convection mixte développée au sein des cavités rectangulaires, chauffées sur la paroi inférieure par une température, à profil constant ou variable, et ventilées par injection ou succion du nanofluide (Al_2O_3 -eau). Les configurations adoptées constituent un modèle pour le refroidissement des systèmes générant la chaleur dans de nombreux domaines du génie thermique.

Les équations gouvernantes le phénomène de convection mixte ont été résolues avec un code numérique adéquat, basé sur la méthode des différences finies. En effet, les équations de transport de vorticité et de l'énergie sont résolues par la technique implicite des directions alternées (ADI) et l'équation de continuité est résolue par la méthode de sur-relaxation par point (PSOR).

Le travail de cette thèse se présente en deux parties. Dans la première, le travail est focalisé sur l'étude des écoulements et du transfert de chaleur induits par convection mixte dans une cavité ventilée à l'aide de deux ouvertures situées en bas / (haut) de la paroi gauche / (droite) et chauffée par un profil de température non-uniforme sur la paroi inférieure, alors que les autres parois sont adiabatique. Les simulations portent spécifiquement sur les effets des différents paramètres clés tels que le nombre de Reynolds, $200 \leq Re \leq 5000$, la concentration de nanoparticules, $0 \leq \phi \leq 0.1$, le profil de température de chauffage variable et le mode de ventilation extérieur imposé (injection ou succion) sur les caractéristiques dynamiques et thermiques de l'écoulement et les performances thermiques au sein de la cavité. Les résultats obtenus montrent que les champs d'écoulement et de température sont fortement influencés par les paramètres de contrôle susmentionnés et que la présence de nanoparticules contribue à l'augmentation du transfert de chaleur et de la température moyenne au sein de la cavité. En outre, le mode de ventilation par succion se trouve favorable au transfert de chaleur et conduit à un meilleur refroidissement de la cavité, en comparaison avec le mode d'injection. En plus, il est utile de mentionner que le type de chauffage peut contribuer de manière appréciable au confort thermique à l'intérieur de la cavité pour des valeurs particulières des paramètres gouvernants et pour un mode de ventilation approprié.

La deuxième partie de cette thèse est consacrée à l'étude de la convection mixte se développant au sein d'une cavité horizontale multi-ventilée (ventilée par trois ouvertures). Dans ce cas, le chauffage s'effectue par une température uniforme appliquée sur la paroi inférieure tandis que les autres parois sont considérées thermiquement isolées. Le nanofluide entre / (sort) par injection / (succion)   travers deux ouvertures aménagées dans la partie inférieure des deux parois verticales. Une troisième ouverture placée au milieu de la paroi horizontale supérieure permet d'assurer la ventilation. Les effets combinés des paramètres de base à savoir le nombre de Reynolds, $200 \leq Re \leq 5000$, la concentration de nanoparticules, $0 \leq \phi \leq 0.07$ et le mode d'écoulement extérieur imposé (injection ou succion) sur les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur sont examinés. Les principaux résultats trouvés montrent que la présence de nanoparticules contribue à l'amélioration du transfert de chaleur et à l'augmentation de la température moyenne dans la cavité. De plus, il a été trouvé que l'efficacité du refroidissement est plus prononcée par le mode de succion en comparaison avec le mode d'injection.

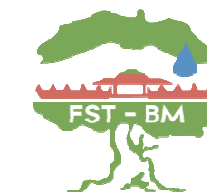
Mots clés : Cavité ventilée, chauffage uniforme ou variable, convection mixte, étude numérique, injection, succion, nanofluide, transfert de chaleur.



UNIVERSITE SULTAN MOULAY SLIMANE

Faculté des Sciences et Techniques

Béni-Mellal



Centre d'études Doctorales : Sciences et Techniques

Formation Doctorale : **Mathématiques et Physique Appliquée**

THÈSE

Présentée par

ARROUB ISMAIL

Pour l'obtention du grade de

DOCTEURSp cialit  : **PHYSIQUE**Option : **ÉNERGÉTIQUE**

ÉTUDE NUMÉRIQUE DE LA CONVECTION MIXTE DANS DES CAVITÉS SOUMISES   UN CHAUFFAGE UNIFORME OU VARIABLE ET VENTILÉES PAR INJECTION OU SUCCION DE NANOFLUIDES

Soutenue le Samedi 23 Février 2019 à 10h devant la commission d'examen:

MOHAMMED HASNAOUI	Professeur, Université Cadi Ayyad, F.S. Semlalia-Marrakech, Maroc	Président
MOURAD KADDIRI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.S.T. Béni-Mellal, Maroc	Rapporteur
RACHID EL AYACHI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.S.T. Béni-Mellal, Maroc	Rapporteur
EL KHADIR LAKHAL	Professeur, Université Cadi Ayyad, F.S. Semlalia-Marrakech, Maroc	Examineur
RACHID EL AMRAOUI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.S.T. Béni-Mellal, Maroc	Examineur
ABDELGHANI RAJI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.S.T. Béni-Mellal, Maroc	Co-Directeur de thèse
AHMED BAHLAOUI	Professeur, Université Sultan Moulay Slimane, F.P. Béni-Mellal, Maroc	Directeur de thèse

N° d'ordre : 193/2019

ÉTUDE NUMÉRIQUE DE LA CONVECTION MIXTE DANS DES CAVITÉS SOUMISES   UN CHAUFFAGE UNIFORME OU VARIABLE ET VENTILÉES PAR INJECTION OU SUCCION DE NANOFLUIDES

ARROUB ISMAIL



UNIVERSITE SULTAN MOULAY SLIMANE
Faculté des Sciences et Techniques
Béni-Mellal



Centre d'Etudes Doctorales « Sciences et Techniques »
Formation Doctorale « Mathématiques et Physique Appliquée »

THÈSE

Présentée par

Ismail ARROUB

En vue de l'obtention du Doctorat National

Spécialité : Physique

Option : Énergétique

**ÉTUDE NUMÉRIQUE DE LA CONVECTION MIXTE DANS DES
CAVITÉS SOUMISES À UN CHAUFFAGE UNIFORME OU VARIABLE
ET VENTILÉES PAR INJECTION OU SUCCION DE NANOFUIDES**

Soutenue publiquement le 23/02/2019 devant le jury composé de :

Président	: Pr. Mohammed HASNAOUI	Faculté des Sciences Semlalia, Marrakech
Rapporteurs	: Pr. Mourad KADDIRI	Faculté des Sciences et Techniques, Béni-Mellal
	: Pr. Rachid EL AYACHI	Faculté des Sciences et Techniques, Béni-Mellal
Examineurs	: Pr. El Khadir LAKHAL	Faculté des Sciences Semlalia, Marrakech
	: Pr. Rachid EL AMRAOUI	Faculté des Sciences et Techniques, Béni-Mellal
Directeur de thèse	: Pr. Ahmed BAHLAOUI	Faculté Polydisciplinaire, Béni-Mellal
Co-encadrant	: Pr. Abdelghani RAJI	Faculté des Sciences et Techniques, Béni-Mellal

DÉDICACES

*À mes très chers parents, qui pour moi, sont un symbole de sacrifice et de dévouement.
C'est avec euphorie que je leur dédie ce travail*

À mes frères

À toute la famille Arroub

À toute la famille Jellali

À tous mes amis

À tous ceux qui m'ont enseigné

À tous ceux qui, de près ou de loin, se sont sacrifiés pour moi.

Que Dieu vous protège tous

Ismail ARROUB

REMERCIEMENTS

C'est avec émotion et beaucoup de sincérité que je voudrais remercier toutes les personnes ayant soutenu et encadré mon travail.

*En premier lieu, je remercie sincèrement et très chaleureusement mon directeur de thèse et responsable de l'Équipe de Physique Appliquée et Nouvelles Technologies (EPANT), le professeur **Ahmed BAHLAOUI** de la Faculté Polydisciplinaire de Béni-Mellal, pour tous ses efforts. Les mots me manquent pour lui exprimer toute ma profonde gratitude pour sa disponibilité permanente, sa contribution majeure à l'orientation des travaux de recherche et ses idées originales qui ont servi à enrichir le contenu de cette thèse. Les longues heures de discussions qu'il m'a consacrées m'ont permis d'apprécier l'étendue de ses compétences scientifiques, ses connaissances et ses qualités professionnelles et humaines. Il était toujours proche de moi dans ma formation de chercheur, et qui par sa sagesse et sa compétence a semé en moi l'amour de la science. Il m'a toujours apporté culture et finesse scientifique. J'ai agréablement aimé travailler avec lui, je suis fier d'être son étudiant.*

*Que le professeur **Abdelghani RAJI** de la Faculté des Sciences et Techniques de Béni-Mellal, codirecteur de cette thèse, trouve ici mes remerciements les plus chaleureux, pour sa disponibilité, sa rigueur scientifique, ses remarques objectives et constructives, son aide et ses qualités humaines. Sa compétence et ses idées foisonnantes m'ont permis de progresser et m'ont réellement donné goût aux aspects de la recherche. Mon estime pour lui n'a d'égal que sa gentillesse et sa disponibilité. Qu'il trouve ici l'expression de mon profond respect.*

*Je remercie également le professeur **Mohammed HASNAOUI** de la Faculté des Sciences Semlalia de Marrakech, pour son aide et ses conseils précieux et illimités et sa générosité. La majorité des visualisations présentées dans ce manuscrit sont les résultats de sa rigueur scientifique et méthodologique et ses remarques objectives et constructives. Je tiens, donc à lui présenter ma profonde reconnaissance et mon grand respect. Aussi, je le remercie d'avoir accepté présider le jury d'examen de cette thèse.*

*Mes plus profonds remerciements sont adressés aussi au professeur **Mohamed NAÏMI** de la Faculté des Sciences et Techniques de Béni-Mellal, pour m'avoir accueilli dans son Laboratoire de Modélisation des Écoulements et des Transferts (LAMET). Le coup de fil que j'ai reçu le mercredi 23 janvier 2019 était celui de la tristesse inoubliable, c'est celui de l'annonce du décès de notre professeur, monsieur NAÏMI, que Dieu l'accueille dans son vaste paradis, Amine. C'était vraiment les moments les plus difficiles avant la soutenance. En effet, les qualités intellectuelles et humaines de monsieur NAÏMI étaient indéniables pour tout celui qui l'a connu et côtoyé. Il était incontestablement un enseignant modèle, rigoureux sur le plan intellectuel et méthodologique, maîtrisant parfaitement le sens des mots et le style des idées. Je le remercie fortement pour son encouragement incessant, ses aides précieuses, ses excellents conseils et ses nombreuses suggestions.*

Aucun remerciement n'est suffisant face à sa gratitude, son humanisme, sa gentillesse et son esprit parental.

*Je tiens à exprimer mes sincères remerciements aux rapporteurs de cette thèse : **A. AMAHMID**, Professeur à la Faculté des Sciences Semlalia de Marrakech, **M. KADDIRI** et **R. EL AYACHI**, Professeurs à la Faculté des Sciences et Techniques de Béni-Mellal, pour l'efficacité avec laquelle ils ont lu mon manuscrit et l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail de recherche, malgré leurs multiples préoccupations.*

*Que les Professeurs **E. LAKHAL** de la Faculté des Sciences Semlalia à Marrakech et **R. EL AMRAOUI** de la Faculté des Sciences et Techniques à Béni-Mellal trouvent ici l'expression de mes chaleureux remerciements pour l'intérêt qu'ils ont manifesté envers mon travail en s'associant aux membres du jury.*

*Je ne saurai oublier de remercier et d'être reconnaissant au Professeur **Khalifa EL HARFI**, Directeur du Laboratoire Interdisciplinaire de Recherche en Sciences et Techniques (LIRST) au sein duquel je me suis inscrit.*

*Je tiens aussi à remercier et d'être redevable aux Professeurs **A. ZEGHAL**, Doyen de la Faculté des Sciences et Techniques de Béni-Mellal et **S. MELLIANI** Directeur du Centre d'Études Doctorales de la Faculté des Sciences et Techniques de Béni-Mellal.*

Je souhaite également remercier tous mes professeurs et collègues du département de physique de la FP de Béni-Mellal, pour leurs encouragements et ses aides précieuses.

Mes amis et mes collègues du laboratoire LAMET et ceux du laboratoire LIRST trouvent ici mes expressions de gratitude, pour l'ambiance amicale et la bonne humeur au sein de ces laboratoires d'accueil.

Mes vifs et sincères remerciements vont aussi à tous mes collègues du Centre de Recherche de la Faculté des Sciences et Techniques de Béni-Mellal pour leur encouragement et pour l'ambiance de travail qu'ils ont su créer.

L'expression de toute ma reconnaissance et de ma plus affectueuse gratitude va bien entendu à mes chers parents pour leur soutien permanent, encouragement, aide matérielle et morale qu'ils m'ont apportés durant toutes mes études.

J'exprime également toute ma profonde gratitude à tous les membres de ma famille et en particulier mes frères (Marouane et Youness) pour leurs encouragements, leur patience et leur inestimable soutien.

Je dirai simplement merci à tous ceux qui, de près comme de loin, ont contribué à la réussite de ce travail de recherche.

Enfin, comme en premier nous remercions Dieu qui nous a donné du courage, de l'endurance et de la volonté jusqu'à l'accomplissement de ce travail. Nous disons : Louange à Dieu, Seigneur de l'univers.

AVANT PROPOS

- Nom et prénom de l'auteur : Ismail ARROUB
- Intitulé du travail : **Étude numérique de la convection mixte dans des cavités soumises à un chauffage uniforme ou variable et ventilées par injection ou succion de nanofluides**
- Nom et prénom du directeur de thèse : Pr. Ahmed BAHLAOUI
- Nom et prénom du co-directeur de thèse : Pr. Abdelghani RAJI
- Entités de recherche où les travaux ont été réalisés :
 - Laboratoire Interdisciplinaire de Recherche en Sciences et Techniques (LIRST), FP de Béni-Mellal.
 - Laboratoire de Modélisation des Écoulements et des Transferts (LAMET), FST de Béni-Mellal.
 - Équipe de Physique Appliquée et Nouvelles Technologies (EPANT), FP de Béni-Mellal.
- Date de commencement de ce travail de thèse : Janvier 2014
- Rapporteurs autres que l'encadrant et le co-encadrant : *les professeurs, A. AMAHMID M. KADDIRI, et R. EL AYACHI*
- Cadre de coopération-soutien financier : /
- Principales publications, communications et formations auxquelles ce travail a donné lieu :

Publications :

- [1] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed Convection of Nanofluid Flows in a Ventilated Cavity Submitted to Varying Heating", *International Journal of Mechanics and Energy*, Vol. 4, No. 2, pp 36-43, (2016).
- [2] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Computational Analysis of Nanofluid Mixed Convection in a Ventilated Enclosure with Linearly Varying Wall Temperature", *Journal of Physical Science and Application*, Vol. 6, No. 6, pp. 49-56, (2016).

- [3] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Cooling Enhancement by Nanofluid Mixed Convection Inside a Horizontal Vented Cavity Submitted to Sinusoidal Heating", *Engineering Computations*, Vol. 35, No. 4, pp. 1747-1773, (2018).
- [4] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Varying Heating Effect on Mixed Convection of Nanofluids in a Vented Horizontal Cavity with Injection or Suction", *Heat Transfer Engineering*, DOI: 10.1080/01457632.2018.1446876, (2018).
- [5] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed convection heat transfer improvement inside a multiple vented cavity crossed by Al₂O₃-water nanofluid", *REINNOVA*, Vol. 2, No. 6, AXE 1: Innovations et Solutions Technologiques, (2018).
- [6] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Aspect Ratio Effect on Mixed Convective Cooling in a Tilted Vented Enclosure utilizing Nanofluids", soumis pour publication, 2018.
- [7] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Effect of External Flow Mode on the Nanofluid Mixed Convective Cooling Inside a Multi-Vented Cavity", soumis pour publication, 2018.

Communications :

- [1] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Numerical Simulation of Mixed Convection Flows in a Rectangular Cavity Heated from One Side using Nanofluid", 2ème Edition des Journées Doctoriales (JDoc'15), F.S.T. de Béni-Mellal, 26-28 mars (2015).
- [2] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Effects of Imposed Flow Modes on Mixed Convection in a Nanofluid-Filled Vented Rectangular Enclosure", 8ème Rencontre Nationale des Jeunes Chercheurs en Physique (RNJCP), Casablanca, 21-22 décembre, pp. 134-138 (2015).
- [3] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui et M. Naïmi, "Convection Mixte dans des Cavités Soumises à un Chauffage Variable et Ventilées par Injection ou Succion des Nano-fluides", Université de Printemps sur l'Efficacité Énergétique (UP2E'2016) pour doctorants, Université Sultan Moulay Slimane, Béni-Mellal, 11-15 avril, pp. 16 (2016).

- [4] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Investigation of Nanofluid Mixed Convection in a Ventilated Cavity with Varying Heating", The 4th International Conference on Thermal sciences, Association Marocaine de Thermique (AMT'2016), Meknès, 19-20 avril, pp. 99 (2016).
- [5] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed Convection of Nanofluids in a Vented Horizontal Cavity Heated from Below", 10^{ème} Congrès Francophone de Génie des Procédés (CFGP'2016), Safi, 27-29 avril, (2016).
- [6] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Cooling Process of Nanofluid in a Cavity Submitted to Non-isothermal Heating", 5th International Conference of Micro and Nano Flows (MNF'2016), Milan, Italy, 11-14 september, ID 181, pp. 186-187 (2016).
- [7] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed Convection of Nanofluid in a Tilted Rectangular Cavity with Ventilation Ports", Forum International sur les Changements Climatiques, Université Sultan Moulay Slimane, Béni-Mellal, 18-19 octobre (2016).
- [8] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Modeling of Nanofluid Mixed Convection in a Vented Enclosure with Periodic Heating", 13^{ème} Congrès de Mécanique, Meknès, 11-14 avril, Vol. 2, Code:128748, (2017).
- [9] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed Convective Cooling in an Inclined Vented Cavity Filled with Nanofluid and Heated from one Side", International Congress of Environmental Engineering and Renewable Energy (ICEERE'2017), El Jadida, 10-11 mai (2017).
- [10] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Aspect Ratio Effect on Nanofluid Mixed Convection in a Tilted Vented Enclosure", International Workshop on Complex Turbulent Flows (IWCTF'2017), Tangier, 27-28 november (2017).
- [11] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Inclination Angle Effect on Nanofluid Mixed Convection through a Vented Cavity with Isothermal Hot Side Wall", 5th International Congress on Thermal Sciences, Association Marocaine de Thermique (AMT'2018), Safi, 18-19 avril, pp. 150 (2018).
- [12] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Computational Study of Mixed Convection in a Multi-vented Enclosure Cooled by

Injected or Sucked Nanofluids" 1^{ère} Rencontre sur la Recherche et l'Innovation «Energies renouvelables et techniques de mesure» R2I'18, Béni-Mellal, 10-11 mai, pp. 11 (2018).

- [13] **I. Arroub**, A. Bahlaoui, K. Ezzaraa, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Effect of Phase Shift of Sinusoidal Heating on Mixed Convection of Nanofluid in a Rectangular Cavity Ventilated by Injection or Suction" 9th Young Researcher Meeting (YRM'2018), Salerno, Italy, 10-13 July, (2018).
- [14] K. Ezzaraa, A. Bahlaoui, **I. Arroub**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Mixed Convection Coupled to Surface Radiation in a Vented Enclosure under Constant Heat Flux Heating", 13^{ème} Congrès de Mécanique, Meknès, 11-14 avril, Vol. 2, Code: 128863, (2017).
- [15] K. Ezzaraa, A. Bahlaoui, **I. Arroub**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Numerical Analysis of Radiative Effects on Mixed Convection inside a Multiple Ventilated Rectangular Cavity", International Congress of Environmental Engineering and Renewable Energy (ICEERE'2017), El Jadida, 10-11 mai (2017).
- [16] K. Ezzaraa, A. Bahlaoui, **I. Arroub**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Heat Performance Resulting from Combined Effects of Radiation and Mixed Convection in a Rectangular Cavity Ventilated by Injection or Suction", Congrès Bâtiments et Villes Durables BVD'2017, Fès, 06-07 décembre, (2017).
- [17] K. Ezzaraa, A. Bahlaoui, **I. Arroub**, A. Raji, M. Hasnaoui and M. Naïmi, "Combined Convective Radiative Heat Transfer in a Vented Enclosure with Diffusely Emitting Boundary Walls", 5th International Congress on Thermal Sciences, Association Marocaine de Thermique (AMT'2018), Safi, 18-19 avril, pp. 130 (2018).

Formations :

- [1] Formation aux *outils Thomson Reuters Web of Science*, organisée par l'Institut Marocain de l'Information Scientifique et Technique (IMIST) et l'Université Sultan Moulay Slimane (USMS), Béni Mellal, 22 mai (2014).
- [2] Formation sur *la Rédaction Scientifique et la Publication Electronique*, organisée par le Centre des Etudes Doctorales "Sciences et Techniques" de la faculté des sciences et technique, Béni-Mellal, 21 mai (2015).

- [3] Formation sur les Energies Renouvelables et l'Efficacité Energétique : Université de Printemps sur l'Efficacité Energétique (UP2E), Ecole de Printemps sur l'Intégration de l'Efficacité Energétique et des Energies Renouvelables dans la Conception des Bâtiments, organisée par le Réseau Universitaire pour la Promotion des Energies Renouvelables et de l'Efficacité Energétique (REUNET) et l'Université Sultan Moulay Slimane (USMS), Béni Mellal, 11-15 avril (2016).
- [4] Formation sur l'utilisation de Scopus, Science Direct et Mendeley, organisée par l'Institut Marocain de l'Information Scientifique et Technique (IMIST)-CNRST, en collaboration avec l'Université Sultan Moulay Slimane (USMS) et ELSEVIER, Béni-Mellal, 19 mai (2016).
- [5] Workshop sur la Rédaction et la Communication Scientifique (WRCS 2017), organisé par le cabinet ALYM Innovation, l'Université Sultan Moulay Slimane (USMS) et l'Équipe de recherche GEVARHY, Béni Mellal, 04 février (2017).
- [6] Formation sur le Solaire Thermique à Concentration (CSP), organisée par le Réseau Universitaire pour la Promotion des Energies Renouvelables et de l'Efficacité Energétique (REUNET) et la Faculté Polydisciplinaire de Ouarzazate, Ouarzazate, 24-27 avril (2017).
- [7] International Workshop on Complex Turbulent Flows (IWCTF'2017), organized by the Polydisciplinary Faculty of Larache "FPL" and University Abdelmalek Essaadi "UAE" in collaboration with the European Research Community On Flow, Turbulence and Combustion "ERCOFTAC", Tangier, 27-28 november (2017).

RÉSUMÉ

Cette thèse présente une étude numérique du phénomène de la convection mixte développée au sein des cavités rectangulaires, chauffées sur la paroi inférieure par une température, à profil constant ou variable, et ventilées par injection ou succion du nanofluide (Al_2O_3 -eau). Les configurations adoptées constituent un modèle pour le refroidissement des systèmes générant la chaleur dans de nombreux domaines du génie thermique.

Les équations gouvernant le phénomène de convection mixte ont été résolues avec un code numérique adéquat, basé sur la méthode des différences finies. En effet, les équations de transport de vorticité et de l'énergie sont résolues par la technique implicite des directions alternées (ADI) et l'équation de continuité est résolue par la méthode de sur-relaxation par point (PSOR).

Le travail de cette thèse se présente en deux parties. Dans la première, le travail est focalisé sur l'étude des écoulements et du transfert de chaleur induits par convection mixte dans une cavité ventilée à l'aide de deux ouvertures situées en bas / (haut) de la paroi gauche / (droite) et chauffée par un profil de température non-uniforme sur la paroi inférieure, alors que les autres parois sont adiabatique. Les simulations portent spécifiquement sur les effets des différents paramètres clés tels que le nombre de Reynolds, $200 \leq \text{Re} \leq 5000$, la concentration de nanoparticules, $0 \leq \phi \leq 0.1$, le profil de température de chauffage variable et le mode de ventilation extérieur imposé (injection ou succion) sur les caractéristiques dynamiques et thermiques de l'écoulement et les performances thermiques au sein de la cavité. Les résultats obtenus montrent que les champs d'écoulement et de température sont fortement influencés par les paramètres de contrôle susmentionnés et que la présence de nanoparticules contribue à l'augmentation du transfert de chaleur et de la température moyenne au sein de la cavité. En outre, le mode de ventilation par succion se trouve favorable au transfert de chaleur et conduit à un meilleur refroidissement de la cavité, en comparaison avec le mode d'injection. En plus, il est utile de mentionner que le type de chauffage peut contribuer de manière appréciable au confort thermique à l'intérieur de la cavité pour des valeurs particulières des paramètres gouvernants et pour un mode de ventilation approprié.

La deuxième partie de cette thèse est consacrée à l'étude de la convection mixte se développant au sein d'une cavité horizontale multi-ventilée (ventilée par trois ouvertures). Dans ce cas, le chauffage s'effectue par une température uniforme appliquée sur la paroi inférieure tandis que les autres parois sont considérées thermiquement isolées. Le nanofluide entre / (sort) par injection / (succion) à travers deux ouvertures aménagées dans la partie inférieure des deux parois verticales. Une troisième ouverture placée au milieu de la paroi horizontale supérieure permet d'assurer la ventilation. Les effets combinés des paramètres de base à savoir le nombre de Reynolds, $200 \leq \text{Re} \leq 5000$, la concentration de nanoparticules, $0 \leq \phi \leq 0.07$ et le mode d'écoulement extérieur imposé (injection ou succion) sur les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur sont examinés. Les principaux résultats trouvés montrent que la présence de nanoparticules contribue à l'amélioration du transfert de chaleur et à l'augmentation de la température moyenne dans la cavité. De plus, il a été trouvé que l'efficacité du refroidissement est plus prononcée par le mode de succion en comparaison avec le mode d'injection.

Mots clés : Cavité ventilée, chauffage uniforme ou variable, convection mixte, étude numérique, injection, succion, nanofluide, transfert de chaleur.

ABSTRACT

This thesis presents a numerical study of the phenomenon of mixed convection developed within rectangular cavities, heated on the lower wall by a constant or variable temperature profile, and ventilated by injection or suction of the nanofluid (Al_2O_3 -water). The adopted configurations provide a model for cooling heat generating systems in many fields of thermal engineering.

The equations governing the phenomenon of mixed convection were solved with a suitable numerical code, based on the finite difference method. Indeed, the vorticity and energy transport equations are solved by the alternating direction implicit method (ADI) and the continuity equation is solved by the point over-relaxation method (PSOR).

The work of this thesis is presented in two parts. In the first, the work is focused on the study of the flows and heat transfer induced by mixed convection in a ventilated cavity having two openings located at the lower/(upper) part of the left /(right) wall and heated by a non uniform temperature profile on the lower wall, while the others are adiabatic. The simulations concern specifically the effects of various key parameters, such as the Reynolds number, $200 \leq \text{Re} \leq 5000$, the concentration of nanoparticles, $0 \leq \phi \leq 0.1$, the variable heating temperature profile and the mode of the imposed external ventilation mode (injection or suction) on the dynamic and thermal characteristics of the flow and the thermal performances within the cavity. The obtained results show that the dynamical and thermal fields are strongly influenced by the aforementioned control parameters and that the presence of nanoparticles contributes to the increase of the heat transfer and the average temperature within the cavity. In addition, the suction ventilation mode is favorable to the heat transfer and leads to a better cooling of the cavity, compared with the injection mode. In addition, it is worth mentioning that the type of heating can contribute appreciably to the thermal comfort inside the cavity for particular values of the governing parameters and for a suitable ventilation mode.

The second part of this thesis is dedicated to the study of mixed convection generated within a multi-vented horizontal cavity (ventilated by three openings). In this case, the heating is ensured by a uniform temperature applied to the lower wall while the other boundaries are considered thermally insulated. The nanofluid enters / (leaves) by injection / (suction) through two openings located in the lower part of the two vertical walls. A third opening is placed at the middle of the upper horizontal wall for ventilation purposes. The combined effects of the basic parameters namely the Reynolds number, $200 \leq \text{Re} \leq 5000$, the concentration of nanoparticles, $0 \leq \phi \leq 0.07$ and the imposed external flow mode (injection or suction) on the flow characteristics of the flow and heat transfer are examined. The obtained results show that the presence of nanoparticles contributes to the improvement of the heat transfer and the increase of the average temperature in the cavity. In addition, it was found that the cooling efficiency is more pronounced by the suction mode compared to the injection one.

Key words: Ventilated cavity, uniform or variable heating, mixed convection, numerical study, injection, suction, nanofluid, heat transfer.

ملخص

تقدم هذه الأطروحة دراسة عددية لظاهرة الحمل الحراري المختلط المتكون داخل تجاويف مستطيلة، يتم تسخينها بدرجات حرارة ثابتة أو متغيرة، مطبقة على الجدار السفلي وتهويتها عن طريق الحقن أو الإمتصاص بواسطة سائل نانوي من نوع (أكسيد الألومنيوم- ماء). توفر هذه التشكيلات المعتمدة نموذجاً لتبريد أنظمة توليد الطاقة في العديد من مجالات الهندسة الطاقية.

تم حل المعادلات الناتجة عن الحمل الحراري المختلط بإستعمال برنامج رقمي مناسب، استناداً إلى طريقة الفروق المنتهية. يتم حل معادلات انخفاض كمية الحركة و الطاقة عن طريق التقنية الضمنية للاتجاهات البديلة (ADI) ويتم حل معادلة انخفاض الكتلة باستخدام طريقة الاستلقاء الزائد (PSOR).

يتم تقديم مضمون هذه الأطروحة في جزأين. في المرحلة الأولى، يركز العمل على دراسة نقل الطاقة بالحمل الحراري المختلط في تجويف مهوى باستخدام فتحتين في الجزء السفلي / (العلوي) من الجدار الأيسر / (الأيمن). يتم تسخينها من خلال درجات حرارة غير منتظمة على الجدار السفلي، في حين أن الجدران الأخرى تبقى عازلة للحرارة. المحاكاة تركز بشكل خاص على آثار معايير مختلفة مثل عدد رينولدز، $5000 \geq Re \geq 200$ ، تركيز الجسيمات النانوية، $0.1 \geq \phi \geq 0$ ، نوع درجة حرارة التسخين المتغيرة و نموذج التدفق الخارجي المفروض (الحقن أو الإمتصاص) على الخصائص الديناميكية والحرارية للتدفق و السلوك الحراري داخل التجويف. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أن مجالات التدفق والحرارة تتأثر كثيراً بعوامل التحكم المذكورة أعلاه وأن وجود الجسيمات النانوية يزيد من انتقال الطاقة ومتوسط درجة الحرارة داخل التجويف. بالإضافة إلى ذلك، فإن طريقة التهوية بالإمتصاص يزيد من النقل الطاقوي ويؤدي إلى تبريد أفضل للتجويف، مقارنة مع طريقة الحقن. هذه النتيجة تجعل من الممكن تصنيف طريقة الإمتصاص أكثر كفاءة حرارياً. بالإضافة إلى ذلك، من المفيد أن نذكر أن نوع التسخين يساهم في الاعتدال الحراري وذلك حسب معايير تحكم خاصة و طريقة تهوية مناسبة.

خصّص الجزء الثاني من هذه الأطروحة لدراسة الحمل الحراري المختلط المتولد داخل تجويف أفقي متعدد التهوية (مهوى بثلاثة فتحات). في هذه الحالة، يتم إجراء التسخين بواسطة درجة حرارة منتظمة تطبق على الجدار السفلي في حين تعتبر الجدران الأخرى معزولة حرارياً. يدخل / (يخرج) النانو سائل عن طريق الحقن / (الإمتصاص) من خلال فتحتين تقعان في الجزء السفلي من الجدارين العموديين. فتحة ثالثة موضوعة في منتصف الجدار الأفقي العلوي لتأمين التهوية. وفقاً للنتائج العددية، فإن تأثير المتغيرات الأساسية وهي عدد رينولدز، $5000 \geq Re \geq 200$ ، تركيز الجسيمات النانوية، $0.07 \geq \phi \geq 0$ ، و طريقة التدفق الخارجي المفروض (الحقن أو الإمتصاص) على خصائص التدفق ونقل الطاقة تم فحصه. النتائج الرئيسية تبين أن وجود الجسيمات النانوية يساهم في تحسين نقل الطاقة وزيادة متوسط درجة الحرارة في التجويف. بالإضافة إلى ذلك، فقد تبين أن كفاءة التبريد هي أكثر وضوحاً بواسطة طريقة الإمتصاص مقارنة مع طريقة الحقن.

كلمات مفتاحية: الحمل الحراري المختلط، الحقن، الإمتصاص، دراسة عددية، نانو سائل، نقل الطاقة، تجويف مهوى، تسخين منتظم أو غير منتظم

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACES.....	I
REMERCIEMENTS.....	II
AVANT PROPOS.....	IV
RÉSUMÉ.....	IX
ABSTRACT.....	X
ملخص.....	XI
TABLE DES MATIÈRES.....	XII
NOMENCLATURE.....	XVI
Liste des figures.....	XVIII
Liste des tableaux.....	XXIII
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1

CHAPITRE 1 : Nanofluides et Applications : Revue Bibliographique

1.1 INTRODUCTION.....	4
1.2 NANOFUIDES.....	4
1.2.1 Définition.....	4
1.2.2 Types de nanoparticules et choix du liquide de base.....	5
1.2.3 Production des nanoparticules et de nanofluides.....	6
1.2.4 Approches adoptées dans les simulations numériques.....	8
1.2.5 Caractéristiques thermophysiques des nanofluides.....	9
1.2.6 Facteurs influençant les propriétés thermophysiques des nanofluides.....	14
1.2.6.1 Effets de la concentration volumique des nanoparticules.....	14
1.2.6.2 Effets de la température.....	15
1.2.6.3 Effets du fluide de base.....	16
1.2.7 Domaines d'applications des nanofluides.....	16
1.2.7.1 Refroidissement des systèmes.....	16
1.2.7.2 La biomédecine.....	17
1.2.7.3 Autres applications.....	18

1.3 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA CONVECTION DANS LES NANOFLUIDES.....	18
1.3.1 État de l’art sur la convection naturelle dans les nanofluides.....	18
1.3.2 État de l’art sur la convection forcée dans les nanofluides.....	22
1.3.3 État de l’art sur la convection mixte dans les nanofluides.....	23
1.4 CONCLUSION.....	29

CHAPITRE 2 : Formulation Mathématique et Méthode de Résolution

2.1 INTRODUCTION.....	30
2.2 HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES.....	31
2.3 FORMULATION MATHÉMATIQUE.....	32
2.3.1 Formulation en variables primitives (u' , v' , p' et T').....	32
2.3.2 Formulation en variables secondaires (Ψ' , Ω' , T').....	33
2.3.3 Formulation en variables adimensionnelles (Ψ , Ω , T).....	34
2.4 DISCRÉTISATION DES ÉQUATIONS GOUVERNANTES.....	35
2.4.1 Discrétisation des termes convectifs.....	35
2.4.2 Discrétisation des termes temporel et spatiaux.....	36
2.5 RÉOLUTION DES ÉQUATIONS GOUVERNANTES.....	37
2.5.1 Résolution des équations de la vorticité et de l’énergie.....	37
2.5.2 Discrétisation des équations de transport.....	38
2.5.3 Résolution de l’équation de Poisson.....	39
2.6 CARACTÉRISATION DU RÉGIME PERMANENT.....	40
2.7 ALGORITHME DE CALCUL.....	41

CHAPITRE 3 : Convection Mixte dans une Cavité Ventilée par un Nanofluide et Chauffée à l’aide d’une Température Linéairement Variable

3.1 INTRODUCTION.....	42
3.2 CONDITIONS AUX LIMITES.....	46
3.3 TRANSFERT DE CHALEUR.....	48
3.4 EFFET DU MAILLAGE.....	49
3.5 VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	51
3.6 RÉSULTATS ET DISCUSSION.....	52
3.6.1 Cas du mode d’injection.....	52

3.6.1.1 Écoulements et champs thermiques.....	52
3.6.1.2 Étude des performances thermiques.....	55
3.6.2 Cas du mode succion.....	59
3.6.2.1 Écoulements et champs thermiques.....	59
3.6.2.2 Étude des performances thermiques.....	60
3.7 CONCLUSION.....	62

CHAPITRE 4 : Convection Mixte dans une Cavité Ventilée par un Nanofluide et Chauffée par une Température Sinusoïdale

4.1 INTRODUCTION.....	73
4.2 CONFIGURATION ÉTUDIÉE.....	74
4.3 CONDITIONS AUX LIMITES ET TRANSFERT DE CHALEUR.....	76
4.4 EFFET DU MAILLAGE.....	76
4.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION.....	77
4.5.1 Lignes de courant et isothermes en mode d'injection.....	78
4.5.2 Lignes de courant et isothermes en mode de succion.....	80
4.5.3 Effet de Re et ϕ sur les performances thermiques.....	82
4.5.3.1 Cas de $\gamma = 0$ (déphasage nul).....	82
4.5.3.2 Cas de $\gamma = \pi/2$	83
4.5.3.3 Cas de $\gamma = \pi$	85
4.5.4 Effet de γ et ϕ sur le taux de transfert de chaleur moyen.....	87
4.5.4.1 Cas de $Re = 200$	87
4.5.4.2 Cas de $Re = 1000$	87
4.5.4.3 Cas de $Re = 5000$	88
4.5.5 Effet de Re et γ sur le transfert de chaleur local.....	89
4.5.5.1 Cas du mode d'injection.....	89
4.5.5.2 Cas du mode de succion.....	90
4.6 CONCLUSION.....	90

CHAPITRE 5 : Convection Mixte dans une Cavité Multi-ventilée et Uniformément Chauffée par le Bas

5.1 INTRODUCTION.....	106
5.2 CONDITIONS AUX LIMITES	109

5.3 TRANSFERT DE CHALEUR.....	110
5.4 EFFET DU MAILLAGE.....	110
5.5 VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	111
5.6 RÉSULTATS ET DISCUSSION.....	112
5.6.1 Comparaison entre deux modèles de la viscosité dynamique et de la conductivité thermique.....	112
5.6.2 Écoulements et champs thermiques.....	114
5.6.2.1 Cas du mode d'injection.....	114
5.6.2.2 Cas du mode de suction.....	116
5.6.3 Étude des performances thermiques.....	117
5.7 CONCLUSION.....	120
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	129
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	131

NOMENCLATURE

A	rapport de forme de la cavité, ($= L' / H'$)
a'	amplitude de la température sinusoïdale, (K)
B	hauteur relative des ouvertures, ($= h' / H' = \ell' / L'$)
c_p	chaleur spécifique, (J/kg.K)
g	accélération de la pesanteur, (m/s^2)
h'	hauteur des ouvertures sur les parois verticales, gauche et droite, (m)
H'	hauteur de la cavité, (m)
ℓ'	longueur de l'ouverture sur la paroi supérieure, (m)
L'	longueur de la cavité, (m)
Nu	nombre de Nusselt moyen
Nu_{loc}	nombre de Nusselt local
Pr	nombre de Prandtl, ($Pr = \nu_f / \alpha_f$)
Ra	nombre de Rayleigh, ($Ra = g \beta_f (T'_C - T'_F) H'^3 / \alpha_f \nu_f$)
Re	nombre de Reynolds, ($Re = u'_o H' / \nu_f$)
Ri	nombre de Richardson, ($Ri = Ra / Re^2 Pr$)
t	temps adimensionnel, $t = t' u'_o / H'$;
T	température adimensionnelle du fluide, $T = (T' - T'_F) / (T'_C - T'_F)$
T'	température dimensionnelle, (K)
\bar{T}	température moyenne adimensionnelle
T'_C	température moyenne dimensionnelle de la paroi chaude, (K)
T'_F	température dimensionnelle de l'écoulement imposé, (K)
T_o	température adimensionnelle de référence, $T_o = T'_F / (T'_C - T'_F)$
u'_o	vitesse dimensionnelle de l'écoulement imposé, (m/s)
u, v	vitesse adimensionnelles dans les directions x et y, $(u, v) = (u', v') / u'_o$
x, y	coordonnées cartésiennes adimensionnelles, $(x, y) = (x', y') / H'$

Lettres grecques

α	diffusivité thermique du fluide, (m^2/s)
β	coefficient d'expansion thermique à pression constante, ($1/\text{K}$)
Δt	pas de temps adimensionnel
γ	déphasage de la température chaude sinusoïdale
λ	conductivité thermique du fluide, ($\text{W}/\text{K}\cdot\text{m}$)
μ	viscosité dynamique, ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)
ν	viscosité cinématique du fluide, (m^2/s)
ρ	densité, (Kg/m^3)
ϕ	fraction volumique des nanoparticules
Ω	vorticité adimensionnelle, $\Omega = \Omega' H' / u'_0$
Ψ	fonction de courant adimensionnelle, $\Psi = \Psi' / u'_0 H'$

Indices

C	chaud
CR	paramètre critique
F	froid
f	fluide de base
loc	local
max	maximum
min	minimum
nf	nanofluide
np	nanoparticules

exposant

'	variables dimensionnelles
---	---------------------------

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 :	Approches de fabrication des nanomatériaux, <i>Li</i> (2011).....	7
Figure 1.2 :	Effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique du nanofluide (Al_2O_3 -eau) pour différentes températures du mélange, <i>Das et al.</i> (2003).....	14
Figure 1.3 :	Effet de la température sur la conductivité thermique des nanofluides: (a) Al_2O_3 -eau et (b) CuO-eau, <i>Das et al.</i> (2003).....	15
Figure 3.1 :	Configurations étudiées : a) Cas de l'injection, b) Cas de la succion et c) Profils de température imposés sur la paroi chauffée	45
Figure 3.2 :	Comparaisons en terme du nombre de Nusselt moyen, Nu, dans une cavité carrée ventilée à l'aide du nanofluide Cu-eau pour $\text{Ri} = 1$ et différentes valeurs de Re et ϕ	51
Figure 3.3 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection avec un chauffage croissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re: a) Re = 800, b) Re = 1000, c) Re = 3000 et d) Re = 5000.....	63
Figure 3.4 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection avec un chauffage décroissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re: a) Re = 200, b) Re = 500, c) Re = 1000, d) Re = 3000 et e) Re = 5000.....	64
Figure 3.5 :	Variations, avec Re, du nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée en mode d'injection pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ	65
Figure 3.6 :	Oscillations périodiques, en mode d'injection avec un chauffage croissant, obtenues pour Re = 200 et $\phi = 0.05$: a) $\Psi_{\min}(t)$, b) Nu(t) et c) projection dans le plan de phase (Ψ_{\min} , Nu).....	66
Figure 3.7 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection avec un chauffage croissant, au cours du cycle d'écoulement représenté sur la figure 3.6b, pour Re = 200 et $\phi = 0.05$	67

Figure 3.8 :	Variations, avec Re , de la température moyenne \bar{T} , en mode d'injection pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ	68
Figure 3.9 :	Lignes de courant et isothermes, en mode de succion avec un chauffage croissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 800$, b) $Re = 1000$, c) $Re = 3000$ et d) $Re = 5000$	69
Figure 3.10 :	Lignes de courant et isothermes, en mode de succion avec un chauffage décroissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 200$, b) $Re = 500$, c) $Re = 1000$, d) $Re = 3000$ et e) $Re = 5000$	70
Figure 3.11 :	Variations, avec Re , du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée en mode de succion pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ	71
Figure 3.12 :	Variations, avec Re , de la température moyenne \bar{T} , en mode de succion pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ	72
Figure 4.1 :	Configurations étudiées : a) Cas de l'injection, b) Cas de la succion et c) Profils de température sinusoïdaux imposés sur la paroi chauffée.....	75
Figure 4.2 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 800$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$	92
Figure 4.3 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 3000$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$	93
Figure 4.4 :	Lignes de courant et isothermes, en mode de succion, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 800$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$	94

Figure 4.5 :	Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 3000$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$	95
Figure 4.6 :	Variations, avec Re : a) du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée, et b) de la température moyenne, \bar{T} , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\gamma = 0$ et différentes valeurs de ϕ	96
Figure 4.7 :	Variations, avec Re : a) du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée, et b) de la température moyenne, \bar{T} , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\gamma = \pi/2$ et différentes valeurs de ϕ	97
Figure 4.8 :	Variations, avec Re : a) du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée, et b) de la température moyenne, \bar{T} , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\gamma = \pi$ et différentes valeurs de ϕ	98
Figure 4.9 :	Oscillations périodiques, en mode d'injection, obtenues pour $Re = 200$, $\phi = 0.05$ et $\gamma = \pi$: a) $\Psi_{\min}(t)$, b) $Nu(t)$ et c) projection dans le plan de phase (Ψ_{\min}, Nu).....	99
Figure 4.10 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, au cours du cycle d'écoulement du nanofluide représenté sur la figure 4.9b, pour $Re = 200$, $\phi = 0.05$ et $\gamma = \pi$	100
Figure 4.11 :	Variations, avec γ , du nombre de Nusselt moyen, Nu , pour $Re = 200$ et différentes valeurs de ϕ : a) mode d'injection et b) mode de suction.....	101
Figure 4.12 :	Variations, avec γ , du nombre de Nusselt moyen, Nu , pour $Re = 1000$ et différentes valeurs de ϕ : a) mode d'injection et b) mode de suction.....	102
Figure 4.13 :	Variations, avec γ , du nombre de Nusselt moyen, Nu , pour $Re = 5000$ et différentes valeurs de ϕ : a) mode d'injection et b) mode de suction.....	103

Figure 4.14 :	Variations du nombre de Nusselt local, Nu_{loc} , évalué sur la paroi chauffée en mode d'injection pour $\phi = 0.05$ et différentes valeurs de γ : a) $Re = 800$ et b) $Re = 3000$	104
Figure 4.15 :	Variations du nombre de Nusselt local, Nu_{loc} , évalué sur la paroi chauffée en mode de succion pour $\phi = 0.05$ et différentes valeurs de γ : a) $Re = 800$ et b) $Re = 3000$	105
Figure 5.1 :	Convection mixte dans une cavité multi-ventilée: a) Cas de l'injection et b) Cas de la succion.....	108
Figure 5.2 :	Comparaisons en termes du nombre de Nusselt moyen, Nu , dans une cavité carrée ventilée par le nanofluide Cu-eau pour $Re = 100$ et différentes valeurs de Ri et ϕ	112
Figure 5.3 :	Variations, avec Re , du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée, en appliquant les modèles de <i>Brinkman</i> (1952) et <i>Hamilton et Crosser</i> (1962) et celui de <i>Corcione</i> (2011) pour $\phi = 0.05$ et les deux modes d'écoulement (injection et succion).....	114
Figure 5.4 :	Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.07$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 600$, b) $Re = 1000$, c) $Re = 3000$ et d) $Re = 5000$	121
Figure 5.5 :	Lignes de courant et isothermes, en mode de succion, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.07$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 200$, b) $Re = 600$, c) $Re = 1000$, d) $Re = 3000$ et e) $Re = 5000$	122
Figure 5.6 :	Variations, avec Re , du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée, pour les deux modes de ventilation (injection et succion) et différentes valeurs de ϕ	123
Figure 5.7 :	Oscillations périodiques, en mode d'injection, obtenues pour $Re = 300$ et $\phi = 0.04$: a) $\Psi_{min}(t)$, b) $Nu(t)$ et c) projection dans le plan de phase (Ψ_{min}, Nu).....	124

Figure 5.8 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, au cours du cycle d'écoulement représenté sur la figure 6.5b, pour $Re = 300$ et $\phi = 0.04$ **125**

Figure 5.9 : Variations, avec Re , de l'amélioration E_{md} du transfert de chaleur induite par le mode de succion pour différentes valeurs de ϕ **126**

Figure 5.10 : Variations, avec Re , de l'amélioration E_{nf} du transfert de chaleur induite par l'ajout de nanoparticules pour différentes valeurs de ϕ **127**

Figure 5.11 : Variations, avec Re , de la température moyenne \bar{T} pour les deux modes de ventilation (injection et succion) et différentes valeurs de ϕ **128**

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 :	Valeurs de Λ et S pour les deux équations de transport	38
Tableau 3.1 :	Propriétés thermophysiques du fluide pur (eau) et des nanoparticules (Al_2O_3) à la température $T'_F = 25^\circ\text{C}$ (<i>Mahmoodi et al.</i> (2014), <i>Sivasankaran et al.</i> (2010)).....	46
Tableau 3.2 :	Sensibilité des résultats au maillage, en termes de Ψ_{\max} et Nu, pour différentes valeurs de Re et ϕ dans le cas des deux modes de ventilation (injection et suction) et des deux types de chauffage.....	50
Tableau 3.3 :	Sensibilité des résultats au maillage, en termes de u et T, pour différentes valeurs de Re et ϕ dans le cas des deux modes de ventilation (injection et suction) et des deux types de chauffage..	50
Tableau 3.4 :	Validation du code numérique en termes du nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chaude d'une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau...	52
Tableau 4.1 :	Sensibilité des résultats, vis-à-vis du maillage, exprimée en termes de Ψ_{\max} et Nu pour différentes valeurs de Re, ϕ et γ dans le cas des deux modes de ventilation (injection et suction).....	77
Tableau 5.1 :	Propriétés thermophysiques de l'eau et de l'alumine à $T' = 305\text{ K}$, <i>Incropera et DeWitt</i> (2002).....	109
Tableau 5.2 :	Sensibilité des résultats, en termes de Ψ_{\max} et Nu, au maillage pour différentes valeurs de Re et ϕ pour les deux types de ventilation (injection et suction).....	111
Tableau 5.3 :	Validation du code numérique en termes de nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée d'une cavité carrée remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau.....	112

INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'amélioration du transfert de chaleur dans diverses applications telles que les échangeurs de chaleur, les collecteurs solaires, les réacteurs chimiques, les systèmes de stockage d'énergie et le refroidissement des dispositifs électroniques, etc, a été un domaine de recherche permanent au cours des dernières années. Les fluides classiques tels que l'eau, l'éthylène glycol et l'huile jouent un rôle important dans de nombreuses applications domestiques et industrielles mais leurs faibles conductivités thermiques constituent l'inconvénient principal pour améliorer les performances et la compacité de nombreux dispositifs d'ingénierie. Une des façons pour surmonter ce problème consiste en l'ajout de nanoparticules solides, ayant une conductivité thermique élevée, dans le fluide de base. Le mélange résultant est appelé nanofluide et présente des caractéristiques favorables au transfert de chaleur.

Même si l'utilisation des nanofluides a été avantageuse dans plusieurs situations pratiques en raison de sa capacité à évacuer la chaleur générée dans les systèmes de travail, la nécessité d'améliorer encore l'évacuation de la chaleur reste nécessaire dans certains systèmes complexes pour assurer leur fonctionnement idéal. Parmi les techniques utilisées pour augmenter la performance thermique, le recours à l'imposition d'une ventilation extérieure a été envisagé. En effet, dans certaines applications pratiques, la convection naturelle peut s'avérer incapable d'assurer de manière efficace l'évacuation de l'énergie dégagée par ces systèmes. Ainsi, par un choix approprié des paramètres caractérisant la ventilation imposée, il devient possible d'améliorer l'échange thermique dans les systèmes considérés par rapport au cas de la convection naturelle.

La présence de nanofluides et d'une ventilation extérieure pourrait être une alternative pour améliorer les performances thermiques des systèmes étudiés en combinant l'impact positif de ces paramètres sur le transfert de chaleur. En effet, la

ventilation extérieure associée à la présence d'une suspension de nanoparticules pourrait générer un meilleur échange thermique.

De plus, dans plusieurs systèmes d'ingénierie, l'énergie fournie au système est non uniforme et la distribution de température est variable localement. Les collecteurs solaires et les cartes de circuits imprimés sont des exemples de tels systèmes soumis à des conditions aux limites thermiques variables localement. De plus, les comportements thermiques et dynamiques d'un fluide soumis à des conditions aux limites thermiques non uniformes sont impossibles à prédire sur la base des résultats obtenus avec des températures ou des flux de chaleur constants.

En tant que tel, l'objectif de la présente étude consiste à examiner les effets combinés de l'imposition d'une injection ou d'une succion d'un nanofluide, de la fraction volumique des nanoparticules et de la distribution locale de la température sur l'écoulement du fluide et sur le transfert de chaleur à travers une cavité ventilée. Une attention particulière sera accordée à la détermination des conditions spécifiques conduisant à l'échange thermique maximal entre le nanofluide et les parois actives de la cavité.

Le but du présent travail consiste à étudier la convection mixte laminaire dans une cavité ventilée par injection ou par succion à l'aide d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau). Une des parois de la cavité est chauffée à l'aide d'une température ayant un profil constant ou variable. Différents profils de température seront considérés. Les effets des paramètres gouvernant les champs dynamique et thermique ainsi que les transferts de chaleur conséquents seront étudiés.

Le travail présenté dans ce manuscrit de thèse est organisé en cinq chapitres de la manière suivante :

Le premier chapitre présente une synthèse des travaux antérieurs ayant traité la convection dans les nanofluides dans les régimes de convection naturelle, forcée et mixte pour différentes configurations géométriques et pour des conditions aux limites variées.

Dans le deuxième chapitre, on présente la formulation générale des équations qui modélisent le problème physique et aussi les hypothèses simplificatrices généralement admises. De même, un modèle numérique permettant de résoudre l'ensemble des équations gouvernant l'écoulement des nanofluides a été développé et fera aussi l'objet de ce chapitre.

Les chapitres 3 et 4 sont consacrés à la présentation des résultats numériques relatifs au cas d'une cavité horizontale soumise respectivement à un chauffage linéairement variable (croissant ou décroissant) ou à un chauffage sinusoïdal. Dans chaque chapitre, des analyses, des interprétations et des commentaires sont faits à partir des lignes de courants, d'isothermes et de grandeurs caractérisant l'écoulement et le transfert de chaleur. Les effets des principaux paramètres gouvernants seront examinés en l'absence et en la présence de nanoparticules pour des ventilations avec injection ou suction.

Le cinquième chapitre de la thèse rassemble les principaux résultats numériques relatifs au cas d'une cavité multi-ventilée par trois ouvertures. Une étude comparative entre deux modèles basés sur des approches différentes de la viscosité dynamique et de la conductivité thermique des nanofluides constitue la première partie des résultats de ce chapitre. La suite portera essentiellement sur les effets des paramètres de base sur l'écoulement du nanofluide et le transfert de chaleur.

CHAPITRE 1

Nanofluides et Applications : Revue Bibliographique

1.1 INTRODUCTION

L'amélioration du transfert de chaleur par convection mixte dans les nanofluides constitue l'objet principal de cette étude. Un grand nombre de chercheurs ont mené de multiples essais numériques et expérimentaux portant sur l'étude des phénomènes de convection dans différentes configurations géométriques et pour différentes propriétés thermophysiques des fluides utilisés. L'amélioration des propriétés thermophysiques du fluide caloporteur, notamment sa conductivité thermique, permet généralement de réaliser des gains énergétiques. Les nanofluides s'inscrivent dans cette catégorie de techniques d'amélioration du taux de transfert de chaleur. Dans ce qui suit, nous dresserons l'état de l'art de cette technique en présentant les différentes études théoriques, expérimentales et numériques disponibles dans la littérature.

1.2 NANOFLUIDES

1.2.1 Définition

Les nanofluides sont des solutions constituées de particules de taille nanométrique en suspension dans un fluide caloporteur. Ce type de solutions suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières. En effet, les fluides

de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques faibles limitant leur capacité de transfert de chaleur. L'idée de base est d'insérer au sein des fluides des nanoparticules de conductivité thermique très élevée afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et d'améliorer par conséquent ses performances thermiques. Les liquides de base généralement utilisés dans la préparation des nanofluides sont ceux d'usage commun dans les applications de transfert de chaleur tels que l'eau, l'éthylène glycol, les huiles, etc. Les nanoparticules peuvent être à base de métaux, d'oxydes, de carbures, de nitrures ou de carbone. Les nanofluides sont dotés de propriétés thermophysiques particulières et intéressantes, telles que leur importante conductivité thermique. Ils offrent généralement un coefficient de transfert thermique élevé par rapport aux fluides de base. Les études menées dans ce sens ont conduit à une bibliographie riche et variée.

1.2.2 Types de nanoparticules et choix du liquide de base

D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories :

- Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de métaux (Cuivre (Cu), Fer (Fe), Or (Au), Argent (Ag)...) ou d'oxydes (Oxyde d'Aluminium (Al_2O_3), Oxyde de Cuivre (CuO), Oxyde de Titane (TiO_2), ...).
- Les nanotubes (les nanotubes de Carbone (NTC), les nanotubes de dioxyde de Titane (TiO_2), nanotubes de Silicium, ...).

Le choix du liquide de base est primordial pour un nanofluide. En effet, c'est lui qui permettra d'assurer la stabilité de la suspension et évitera les phénomènes d'agrégation. La sélection d'un tel fluide se fera en fonction de la nature des nanoparticules. Pour qu'un fluide soit performant, il doit avoir un pouvoir calorifique (ρC_p) et une conductivité thermique importants. L'eau satisfait la première condition avec une chaleur massique C_p de l'ordre de $4179 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ à $25 \text{ }^\circ\text{C}$, mais sa

conductivité thermique est assez faible (de l'ordre de $0.613 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ à la même température). L'augmentation de la conductivité thermique du fluide apparaît donc comme une priorité et pourra être améliorée par l'ajout de nanoparticules de conductivité thermique plus élevée (dans le cadre de notre étude, il s'agit de l'oxyde d'aluminium Al_2O_3).

1.2.3 Production des nanoparticules et de nanofluides

Les expériences effectuées sur les fluides caloporteurs avec des particules de taille micrométrique (10^{-6} m) ont montré que certains problèmes pouvaient être engendrés par l'utilisation de ces dernières tels que le problème de sédimentation et l'augmentation des pertes de charge. Pour des particules de l'ordre du nanomètre (10^{-9} m), ces problèmes sont pratiquement insignifiants.

Au cours de ces dix dernières années, de nombreuses techniques ont été développées pour fabriquer des nanoparticules. Chaque technique a ses avantages et ses inconvénients, ce qui représente un grand problème quand on produit des nanoparticules à l'échelle industrielle. En raison du fort rapport surface sur volume, induit par la taille nanométrique, l'interaction entre les atomes de surface et le milieu extérieur ne peut pas être négligeable. Ainsi, le contrôle de la taille des particules et la maîtrise de l'interface de celles-ci devient un critère important quand on choisit la technique de fabrication. Il existe plusieurs techniques de classification selon les conditions de synthèse (procédé en phase gazeuse, procédé en phase liquide et procédé en phase solide) et aussi selon les méthodes de synthèse (méthode physique, méthode physico-chimique et méthode chimique). En résumé, il y a deux sens d'approche : «Bottom-up» et «Top-down», *Roco* (2005). L'approche «Top-down» est faite à partir d'un matériau massif qui a une dimension supérieure au micromètre, et en revanche l'approche «Bottom-up» est faite à partir d'atomes ou molécules qui constituent les nanoparticules par différents processus :

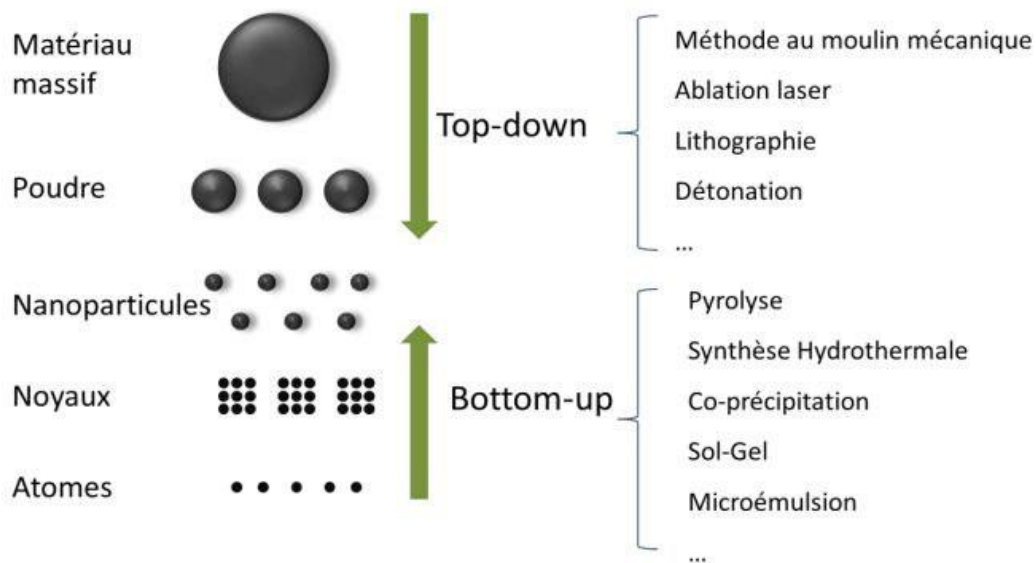


Figure 1.1 : Approches de fabrication des nanomatériaux, *Li (2011)*.

L'approche «Top-down» permet d'obtenir des nanoparticules en grande quantité mais souvent la qualité du produit est mal contrôlée (distribution non uniforme de la taille des particules, défauts structuraux, etc). L'approche «Bottom-up» est bien plus étudiée en laboratoire et permet de mieux contrôler la qualité des nanoparticules (distribution de la taille des particules, morphologie, pureté), mais le point faible par rapport à l'approche «Top-down» est en général la faible quantité de production.

Tout en supposant que la suspension est stable et durable, l'agglomération des particules est négligeable et sans aucun changement chimique du fluide, la préparation des nanofluides peut se faire par l'une des deux méthodes suivantes :

- Méthode à une seule étape : elle est basée sur la vaporisation d'un matériau solide sous vide, puis condensation directe de sa vapeur dans le liquide.
- Méthode à deux étapes : elle consiste d'abord en la fabrication d'une nanopoudre sèche, puis la mélanger et la disperser dans le liquide.

Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour réduire le coût de production qui reste parfois élevé pour obtenir des particules de taille désirée.

1.2.4 Approches adoptées dans les simulations numériques

Pour étudier les caractéristiques du transfert de chaleur des nanofluides par la simulation numérique, deux approches ont été essentiellement adoptées dans la littérature. La première approche suppose que la condition de continuité reste valide pour les nanofluides (modèle monophasique). La seconde approche utilise un modèle diphasique pour une meilleure description des phases liquides et solides.

Le modèle couramment utilisé est celui du fluide monophasé (modèle monophasique), car c'est le plus simple et le plus utilisé dans le calcul numérique. Dans cette approche, le fluide de base et les nanoparticules sont supposés en équilibre thermique et se déplacent avec la même vitesse. L'utilisation de l'approche monophasée est justifiée pour les particules solides ultrafines ne subissant pas de sédimentation. Les propriétés du mélange résultant sont évaluées comme des fonctions de celles des constituants (liquide + solide) en connaissant leurs propriétés stables. Certains auteurs optent pour l'approche du modèle diphasique en considérant les propriétés et les comportements des nanoparticules séparément de ceux du fluide de base. Ce modèle peut devenir intéressant lorsque les nanoparticules peuvent développer une vitesse de glissement par rapport au fluide de base pour les phénomènes de transport dans les nanofluides, ce qui peut conduire à un modèle d'équilibre non homogène.

Les chercheurs restent divisés entre les deux approches, monophasée et diphasée, pour le traitement du nanofluide. Les résultats comparatifs obtenus par les deux approches ont généralement conduit à un transfert de chaleur plus élevé par rapport à celui obtenu par le fluide de base seulement. Un examen critique par rapport au traitement théorique des nanofluides a été évoqué dans des travaux récents effectués par *Kakaç et Pramuanjaroenkij* (2016) et *Vanaki et al.* (2016). Ces études ont montré que les deux approches conduisent à des résultats très proches. C'est pour cette raison que le modèle monophasique sera adopté dans la présente étude.

1.2.5 Caractéristiques thermophysiques des nanofluides

- **Masse volumique**

Le calcul de la masse volumique d'un nanofluide, supposé parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide), en fonction de la fraction volumique ϕ , nous ramène à la définition de la masse volumique de ce mélange.

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{V} \right)_{nf} = \frac{m_f + m_{np}}{V_f + V_{np}} = \frac{\rho_f V_f + \rho_{np} V_{np}}{V_f + V_{np}} \quad (1.1)$$

La fraction volumique des nanoparticules désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide + nanoparticules).

$$\phi = \frac{\text{Volume du solide}}{\text{Volume total du nanofluide}} = \frac{V_{np}}{V_f + V_{np}} \quad (1.2)$$

On en déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = \phi \rho_{np} + (1 - \phi) \rho_f \quad (1.3)$$

- **Chaleur spécifique**

Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on retrouve les relations suivantes adoptées par plusieurs auteurs :

Certains auteurs dont *Pak et Cho* (1998) ont utilisé :

$$(C_p)_{nf} = \phi (C_p)_{np} + (1 - \phi) (C_p)_f \quad (1.4)$$

De nombreux autres dont *Garooosi et al.* (2013) ont utilisé :

$$(\rho C_p)_{nf} = \phi (\rho C_p)_{np} + (1 - \phi) (\rho C_p)_f \quad (1.5)$$

C'est cette dernière relation que nous conservons dans la suite de notre travail puisqu'elle est, contrairement à la première, fréquemment utilisée. Cette dernière expression peut être retrouvée tout simplement en revenant à la définition de la chaleur spécifique du nanofluide.

- **Coefficient d'expansion thermique**

Nous nous intéressons dans le cadre de notre étude aux fluides incompressibles (masse volumique indépendante de la pression) mais dilatables. La variation de la masse volumique sous l'effet de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique $\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$ appelé également coefficient de dilatation isobare. Pour

calculer la valeur de ce coefficient, certains auteurs ont utilisé l'expression classique :

$$\beta_{nf} = \phi \beta_{np} + (1 - \phi) \beta_f \quad (1.6)$$

La relation habituellement utilisée dans la plupart des travaux récents est celle retrouvée par linéarisation comme cité dans *Garooosi et al.* (2013) :

$$(\rho\beta)_{nf} = \phi \rho_{np} \beta_{np} + (1 - \phi) \rho_f \beta_f \quad (1.7)$$

- **Viscosité dynamique**

La majorité des études ayant traité la viscosité dynamique des nanofluides ont eu recours, pour son calcul à partir de la viscosité du fluide de base et de la fraction volumique ϕ , aux relations de *Stokes-Einstein* ou de *Brinkman*. Ces relations ont été établies dans un cadre précis à savoir des particules métalliques de forme sphérique, en faible concentration, parfaitement dispersées et sans interaction inter-particules. L'ajout de particules solides dans un liquide provoque une augmentation, plus ou moins importante, de la viscosité du mélange obtenu. Pour des nanoparticules identiques (nature, taille) dans un fluide de base, la qualité de la dispersion et la température peuvent influencer considérablement la viscosité.

La dispersion de nanoparticules dans un fluide de base modifie notablement sa viscosité et conduit par conséquent à une modification de la structure des écoulements convectifs. On dispose de différents modèles et de formules semi-empiriques variées, *Vanaki et al.* (2016), décrivant l'évolution de la viscosité relative en fonction de la fraction volumique. La viscosité relative est le rapport de la viscosité du nanofluide sur celle du fluide de base μ_{nf} / μ_f .

Dans le cadre de cette étude, on a utilisé deux modèles différents :

- Pour les chapitres 3 et 4 de la thèse, on a utilisé le Modèle de *Brinkman* (1952). Il s'agit d'une extension de la formule d'*Einstein* pour couvrir une large plage de concentrations volumiques. La viscosité dynamique du nanofluide est ainsi donnée par :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (1.8)$$

Dans ce modèle, le diamètre des nanoparticules n'est pas pris en considération.

- Dans le chapitre 5 de la thèse, on a remplacé le modèle de *Brinkman* par un modèle plus récent (modèle de *Corcione* (2011)) :

$$\mu_{nf} = \mu_f \left[\frac{1}{1 - 34.87 \left(d_{np} / d_f \right)^{-0.3} \phi^{1.03}} \right] \quad (1.9)$$

Où d_{np} est le diamètre des nanoparticules en suspension (environ 100 nm) et d_f est le diamètre équivalent d'une molécule fluide de base (eau).

Le diamètre d_f est calculé à la température de référence $T'_o = 293$ K sur la base de la relation $M = \rho_{fo} V_m N$ où M , ρ_{fo} , V_m et N sont respectivement la masse molaire, la densité massique à la température T'_o , le volume moléculaire du fluide de base et le nombre d'Avogadro ($N = 6,022 \times 10^{23} \text{ mol}^{-1}$). Si nous exprimons V_m par $(4/3) \pi (d_f/2)^3$, nous obtenons :

$$d_f = 0.1 \left(\frac{6M}{N \pi \rho_{fo}} \right)^{1/3} \quad (1.10)$$

• Conductivité thermique des nanofluides

Lors de la résolution de l'équation de l'énergie, beaucoup de modèles ont été utilisés pour prédire la conductivité thermique du nanofluide, *Vanaki et al.* (2016). Les modèles décrits dans la littérature sont des outils de prédictions développés afin d'appréhender les mécanismes de transfert thermique aux seins des nanofluides. Dans ce qui suit, on présentera succinctement les deux modèles qu'on a adoptés dans cette étude :

- Dans les chapitres 3 et 4, on a utilisé le modèle d'*Hamilton et Crosser* (1962) qui représente une extension du modèle de *Maxwell*. Il concerne des particules de forme quelconque et il est défini comme suit :

$$\lambda_{nf} = \lambda_f \left[\frac{\lambda_{np} + (m-1)\lambda_f - (m-1)\phi (\lambda_f - \lambda_{np})}{\lambda_{np} + (m-1)\lambda_f + \phi (\lambda_f - \lambda_{np})} \right] \quad (1.11)$$

Avec m : facteur de forme empirique ($m = 3$ pour des particules sphériques).

Ce modèle a été adopté dans plusieurs travaux récemment publiés (*Alsabery et al.* (2016), *Kalidasan et al.* (2016), *Malik et Nayak.* (2016), *Umavathi et al.* (2017)). Ceci ne peut que donner confiance quant à son utilisation dans notre étude. En plus, des études antérieures ont montré que ce modèle peut être utilisé pour prédire avec précision la conductivité thermique effective des nanofluides. Cette prédiction théorique de la conductivité thermique a été trouvée en bon accord avec des résultats expérimentaux dans le cas de nanoparticules sphériques pour une gamme des fractions volumiques allant jusqu'à 30 % (*Xuan et Roetzel* (2000)).

- Dans le chapitre 5, on a utilisé un nouveau modèle proposé ces dernières années par *Corcione* (2011). Dans ce modèle, la conductivité thermique effective des nanofluides est calculée grâce à une corrélation empirique basée sur un ensemble de données expérimentales disponibles dans la littérature. Cette corrélation tient compte des effets du mouvement brownien des nanoparticules, de leur diamètre, de la température et de la fraction volumique. Ce modèle est formulé par la corrélation suivante :

$$\lambda_{nf} = \lambda_f \left[1 + 4.4 \text{Re}_{np}^{0.4} \text{Pr}^{0.66} \left(\frac{T'}{T'_{fr}} \right)^{10} \left(\frac{\lambda_{np}}{\lambda_f} \right)^{0.03} \phi^{0.66} \right] \quad (1.12)$$

Où T'_{fr} est le point de congélation du liquide de base et Re_{np} est le nombre de Reynolds des nanoparticules défini comme suit :

$$\text{Re}_{np} = \frac{\rho_f u_B d_{np}}{\mu_f} \quad (1.13)$$

Dans lequel u_B est la vitesse brownienne des nanoparticules, calculée comme le rapport entre d_{np} et le temps nécessaire pour parcourir une telle distance. Ce temps est donné selon *Keblinski et al.* (2002) par :

$$t_D = \frac{d_{np}^2}{6D_B} \quad (1.14)$$

Le coefficient de diffusion brownien, D_B , est donné par l'équation de *Einstein-Stoke's* (*Einstein* (1905)) comme suit :

$$D_B = \frac{k_b T'}{3\pi \mu_f d_{np}} \quad (1.15)$$

Où $k_b = 1.38066 \times 10^{-23}$ J/K est la constante de *Boltzmann*.

L'expression du nombre de Reynolds Re_{np} devient alors :

$$\text{Re}_{np} = \frac{2 \rho_f k_b T'}{\pi \mu_f^2 d_{np}} \quad (1.16)$$

D'ailleurs, le fait que les deux équations (1.9) et (1.12) interpolent avec précision les données expérimentales sur lesquelles elles sont basées, leur force a été testée récemment au moyen d'une analyse comparative avec plusieurs données expérimentales différentes de celles utilisées pour les générer, ce qui donne un très bon accord (*Corcione et al.* [(2013), (2015)]).

- **Diffusivité thermique des nanofluides**

La diffusivité thermique traduit la vitesse de propagation de la chaleur. Pour un nanofluide, elle s'exprime par (*Garoosi et al.* (2013)) :

$$\alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (1.17)$$

1.2.6 Facteurs influençant les propriétés thermophysiques des nanofluides

La variation des propriétés thermophysiques des nanofluides est de nature complexe, car elle est fonction d'un grand nombre de paramètres à savoir : la concentration volumique des nanoparticules, la température du mélange, la nature du liquide de base, la taille et la forme des nanoparticules, la présence d'additifs indésirables, le pH du mélange, ...

1.2.6.1 Effets de la concentration volumique des nanoparticules

La plupart des travaux expérimentaux publiés dans la littérature ont révélé que la conductivité thermique des nanofluides augmente d'une manière significative avec la concentration volumique des nanoparticules. Ce comportement est bien illustré sur la figure (1.2) pour des nanoparticules Al_2O_3 dispersées dans l'eau à différentes températures du mélange, *Das et al.* (2003).

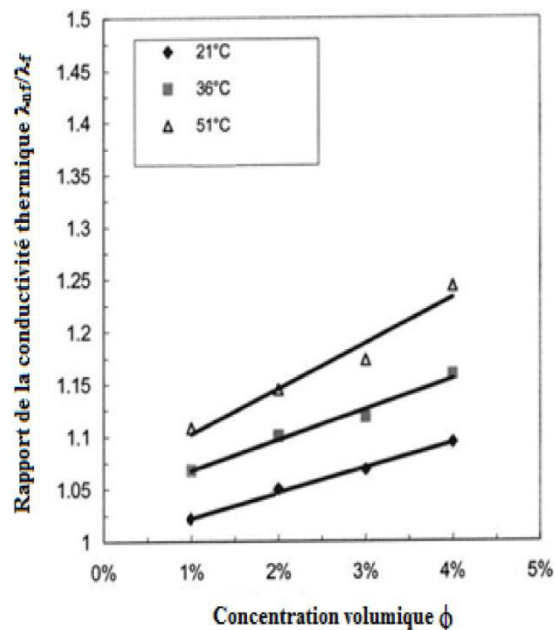


Figure 1.2 : Effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique du nanofluide (Al_2O_3 -eau) pour différentes températures du mélange, *Das et al.* (2003).

La conductivité thermique du nanofluid est ainsi favorisée par l'augmentation de la concentration des nanoparticules. Ce mécanisme favorisant ainsi le transfert de chaleur, contribue à l'augmentation de la viscosité du nanofluid et conduit à une augmentation des pertes de charges résultant de la diminution de la capacité du fluide à s'écouler.

1.2.6.2 Effets de la température

Dans la grande majorité des travaux existants, il est établi que la conductivité thermique des nanofluides augmente avec la température, quel que soit le type de nanoparticules ou leur concentrations. *Das et al.* (2003) ont présenté des résultats pour un intervalle de température allant de 28 jusqu'à 51 °C en utilisant des nanofluides à base d'eau et contenant des nanoparticules de Al_2O_3 et CuO . Ils ont trouvé que la conductivité thermique du nanofluid étudié augmente linéairement avec la température (Figure 1.3). D'autre part, il y a une dépendance entre la température et la viscosité des nanofluides car cette dernière tend à diminuer sous l'effet de la température.

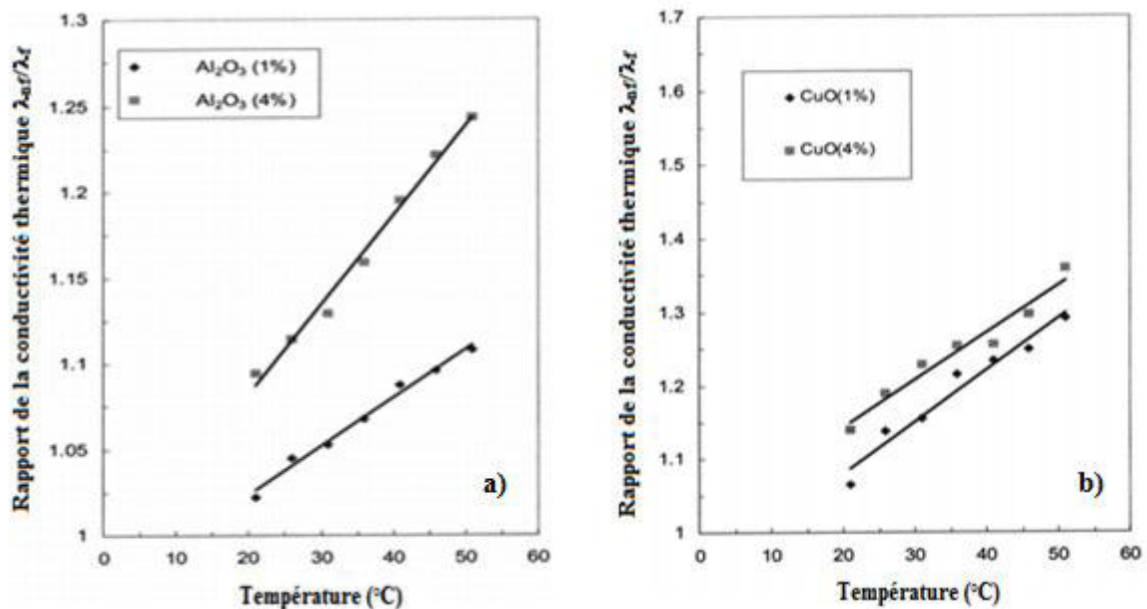


Figure 1.3 : Effet de la température sur la conductivité thermique des nanofluides : (a) Al_2O_3 -eau et (b) CuO -eau, *Das et al.* (2003).

1.2.6.3 Effets du fluide de base

En plus des facteurs évoqués ci-dessus, les propriétés thermophysiques du fluide de base peuvent aussi influencer l'amélioration de la conductivité thermique des nanofluides. Cependant, cet effet est relativement moins étudié.

1.2.7 Domaines d'applications des nanofluides

Les nanofluides peuvent être utilisés pour améliorer le transfert de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette section, quelques exemples d'applications seront présentés :

1.2.7.1 Refroidissement des systèmes

- **Systèmes thermiques de transports**

Le mélange (éthylène-glycol, eau), est utilisé comme liquide de refroidissement dans les moteurs des véhicules. L'addition des nanoparticules dans de tel liquide améliore le taux de refroidissement. Ce point est confirmé par *Tzeng et al.* (2005) qui ont dispersé des nanoparticules de type CuO et Al₂O₃ dans l'huile de refroidissement d'un moteur de transmission. Une autre application est citée dans le travail de *Zhang et al* (1997). Ces chercheurs ont rapporté une étude sur la réduction de l'usure à l'aide des nanoparticules.

- **Systèmes électroniques**

Dans les circuits intégrés, les nanofluides ont été considérés comme fluides de refroidissement. Dans ce contexte, plusieurs études ont été effectuées. *Tsai et al.* (2004) ont utilisé un nanofluide à base d'eau pour refroidir une unité centrale d'un micro-ordinateur. De leur côté, *Ma et al.* (2006) ont étudié l'effet du nanofluide sur les possibilités de transfert de la chaleur d'un caloduc oscillant. Ils ont prouvé que pour une puissance d'entrée de 80 W, et seulement pour une concentration volumique

$\phi = 1 \%$, la différence de température entre le vaporisateur et le condensateur est de l'ordre de $16.6 \text{ }^\circ\text{C}$.

- **Systèmes militaires**

Les applications militaires incluent le refroidissement des machines électriques à haute puissance et les armes d'énergie dirigée. Ces technologies impliquent des flux thermiques très importants (> 500 à 1000 W/cm^2). Les nanofluides sont efficaces pour refroidir ces systèmes et aussi d'autres systèmes militaires y compris les véhicules militaires, les sous-marins et les diodes laser à haute puissance.

- **Systèmes spatiaux**

You et al. (2003) et *Vassallo et al.* (2004) ont effectué des études pour montrer que la présence de nanoparticules dans un fluide de refroidissement joue un rôle très important dans les applications spatiales où la densité de puissance électrique est très élevée.

- **Systèmes nucléaires**

Les recherches sont en train d'évaluer l'impact potentiel de l'utilisation des nanofluides sur la sûreté neutronique et la performance économique des systèmes nucléaires.

1.2.7.2 La biomédecine

Les nanofluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédicale. Par exemple, pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles de traitement du cancer, les nanoparticules à base de fer ont été employées comme transporteur des produits chimiques destinés au traitement. D'autre part, les nanofluides pourraient être employés pour conduire à une température plus élevée autour des tumeurs pour tuer les cellules cancéreuses sans affecter les cellules saines voisines, *Jordan et al.* (1999).

1.2.7.3 Autres applications

Il existe de nombreuses situations où l'augmentation de l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité, la quantité et au coût d'un produit ou d'un procédé. Par exemple, dans l'industrie de l'énergie renouvelable, les nanofluides sont utilisés pour augmenter le transfert de chaleur à partir des capteurs solaires aux réservoirs de stockage et aussi pour augmenter l'inertie thermique ou la capacité de stockage. Les liquides réfrigérants de type nanofluide ont une application potentielle dans la majorité des industries de transformation, tels que les matériaux, la production chimique, la nourriture, les boissons, le pétrole, le gaz, ...

1.3 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA CONVECTION DANS LES NANOFLUIDES

L'étude du transfert de chaleur par convection est un domaine de recherche depuis plusieurs décennies. Il existe une grande quantité de publications scientifiques consacrées à l'étude de la convection thermique dans les cavités, mais une attention moindre a été accordée à la convection impliquant des nanofluides. De nombreuses recherches ont été menées depuis 2001 sur cette nouvelle classe de nanofluides afin de permettre une meilleure compréhension des mécanismes mis en jeu, et de mettre au point des fluides caloporteurs plus performants. Il devrait être utile de mentionner que les transferts thermiques par convection peuvent être améliorés par la modification de la configuration de l'écoulement, par le choix du type de chauffage (total ou localisé, uniforme ou variable) ou par le choix du fluide caloporteur (fluide ou nanofluide).

1.3.1 État de l'art sur la convection naturelle dans les nanofluides

Plusieurs travaux de recherche ont été réalisés sur le transfert thermique par convection naturelle dans des cavités remplies de nanofluides et soumises à différentes conditions thermiques. Ces travaux ont montré que les structures dynamique et thermique ainsi que les performances thermiques dans de telles configurations sont fortement dépendantes des conditions thermiques auxquelles elles sont soumises.

Dans le cas du chauffage total, une modélisation mathématique basée sur la méthode de Boltzmann a été réalisée par *Lai et Yang* (2011) pour simuler la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau). Les résultats obtenus montrent que les nanofluides conduisent à des taux de transfert de chaleur plus élevés que ceux correspondant au cas de l'eau pure. Une autre étude numérique a été effectuée par *Bouhaleb et Abbassi* (2014) sur la convection naturelle dans une cavité inclinée remplie du nanofluide CuO-eau. Leur étude a prouvé que l'addition des particules solides de CuO dans l'eau est bénéfique pour l'amélioration du transfert de chaleur. En outre, ils ont constaté que l'impact du rapport de forme sur le transfert thermique est significatif lorsque la cavité est allongée et le nombre de Rayleigh est élevé. Les mêmes auteurs (*Bouhaleb et Abbassi* (2016)) ont analysé la convection naturelle du nanofluide CuO-eau dans une cavité inclinée différentiellement chauffée. Les auteurs ont trouvé que l'augmentation du diamètre des nanoparticules contribue à la détérioration du transfert thermique. En outre, les effets combinés du rapport de forme et de l'angle d'inclinaison affectent le transfert de chaleur.

Dans le cas du chauffage localisé, *Mahmoodi et al.* (2014) ont examiné le transfert de chaleur par convection naturelle en utilisant le nanofluide Cu-eau confiné dans une cavité carrée avec une source de chaleur imposée sur sa paroi inférieure et deux dissipateurs d'énergie sur ses parois latérales verticales. Ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente en fonction de Ra pour toutes les valeurs considérées de la fraction volumique des nanoparticules, ϕ , et toutes les positions testées des dissipateurs. *Hamdy* (2014) a mené une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'une cavité remplie du nanofluide Cu-eau et chauffée par une source de chaleur discrète localisée sur la paroi inférieure. Les résultats présentés montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente par augmentation de Ra et ϕ et par diminution du diamètre des nanoparticules.

Dans la plupart des problèmes de convection naturelle au sein des cavités, le chauffage est variable et le corps chauffant est disposé soit à l'intérieur de la cavité ou

sur ses parois. Ainsi, le mode du chauffage linéaire a été considéré par *Sivasankaran et al.* (2010) et *Arani et al.* (2014) pour examiner son effet sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée remplie de nanofluides à base d'eau. L'une des parois de la cavité est soumise à une distribution linéaire de la température. Les résultats obtenus montrent que la présence des nanoparticules dans le fluide de base entraîne une amélioration ou une réduction du nombre de Nusselt moyen en fonction de Ra et ϕ . En plus, ils ont conclu que la température linéairement variable de la paroi conduit à un transfert de chaleur amélioré par rapport à celui généré dans le cas d'une paroi isotherme. Une configuration similaire a été traitée numériquement par *Kefayati* (2014, a) en utilisant la méthode de *Boltzmann*. Les résultats présentés montrent que le meilleur / (plus faible) transfert de chaleur est obtenu pour les nanoparticules de cuivre (Cu) / (d'alumine (Al_2O_3)). De plus, l'augmentation de Ra entraîne une augmentation de l'effet des nanoparticules. Une autre étude numérique concernant la convection naturelle générée au sein d'une cavité carrée avec une paroi chauffée par une température linéairement variable a été effectuée par *Bhuvaneswari et al.* (2015) en appliquant différentes combinaisons de modèles thermophysiques de nanofluides. Ils ont trouvé que le taux de transfert de chaleur moyen à travers la cavité peut être favorisé ou réduit avec ϕ dépendamment des modèles adoptés pour la viscosité et la conductivité thermique effectives du nanofluide. D'ailleurs, le cas d'une paroi chaude soumise à une température linéairement variable a conduit à un taux de transfert de chaleur moyen inférieur à celui obtenu dans le cas d'une paroi isotherme. Cet écart est accentué par l'augmentation de Ra .

D'autres chercheurs ont étudié la convection naturelle dans des cavités soumises à une température périodiquement variable. Dans ce cadre, *Oztop et al.* (2011) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité inclinée et remplie d'un nanofluide. L'une des parois verticales est soumise à une température chaude sinusoïdale et l'autre paroi est refroidie de manière uniforme. Les résultats montrent que l'ajout de nanoparticules affecte d'une manière significative la structure d'écoulement et la distribution de température pour des nombres de Rayleigh assez

élevés. De même, l'ajout de nanoparticules de types TiO_2 et Al_2O_3 favorise le transfert de chaleur pour toute la gamme considérée de Ra . Récemment, *Ben-Cheikh et al.* (2013) ont étudié la convection naturelle dans une cavité carrée remplie de nanofluides et soumise à une distribution sinusoïdale de la température sur sa paroi inférieure. Les résultats rapportés prouvent que l'amélioration du transfert de chaleur dépend fortement du type de nanofluides. De plus, il a été constaté que, pour un nombre de Rayleigh élevé ($Ra = 10^6$), l'écoulement du fluide pur devient instable alors qu'il revient à l'état stable par l'ajout de nanoparticules. Le même problème a été traité par *Rahman et al.* (2015) pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh conduisant à la convection naturelle instationnaire. Ils ont trouvé une valeur optimale de ϕ qui contrôle le transfert de chaleur, la distribution de température et le champ d'écoulement. Une autre étude numérique a été menée par *Bouhaleb et Abbassi* (2015) et se rapporte à la convection naturelle de nanofluide (CuO-eau) à l'intérieur d'une cavité rectangulaire, inclinée avec une paroi chauffée à l'aide d'une température sinusoïdale. Les auteurs ont conclu que le transfert de chaleur diminue par augmentation du rapport de forme tandis qu'il est amélioré par les nanoparticules et l'angle d'inclinaison. Le maximum de cette amélioration est obtenu pour $\phi = 2\%$ ou pour une position verticale de la cavité.

Dans le cas d'un chauffage périodique dans le temps, *Wang et al.* (2014) ont examiné le transfert de chaleur généré par le nanofluide Cu-eau dans une enceinte carrée dont la température de la paroi verticale gauche varie de manière sinusoïdale. Les résultats montrent que la présence de nanoparticules affecte de manière significative le comportement oscillatoire des champs d'écoulement et de température. D'ailleurs, le nombre de Nusselt moyen dans le temps présente une allure linéaire croissante avec la fraction volumique du solide ($0 \leq \phi \leq 0.2$). Dans l'étude numérique menée par *Sourtiji et al.* (2014), la convection naturelle instationnaire est induite par une source de chaleur portée à une température sinusoïdale dépendante du temps et localisée au centre d'une cavité carrée contenant un nanofluide (alumine-eau). Les auteurs ont constaté que l'ajout de nanoparticules au fluide de base conduit à l'amélioration du transfert de chaleur pour toutes les périodes d'oscillation et les valeurs considérées du nombre de Rayleigh. Le même problème a été traité par

Hati et al. (2017) dans le cas d'une cavité inclinée et remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau. Il a été trouvé qu'une augmentation notable du transfert de chaleur est obtenue par la combinaison des effets bénéfiques du chauffage variable, de l'inclinaison de la cavité et de la fraction volumique des nanoparticules. Aussi, ils ont observé que le phénomène de résonance, obtenu pour des périodes critiques de la température d'excitation, peut être amplifié par l'ajout de nanoparticules au fluide de base.

1.3.2 État de l'art sur la convection forcée dans les nanofluides

Au cours des dernières années, la plupart des études axées sur le comportement thermique des nanofluides dans le contexte de la convection forcée sont rapportées au cas de canaux uniformément chauffés. Ainsi, dans le cas d'un chauffage assuré à l'aide d'une température imposée, on peut citer les travaux de *Heidary et Kermani* (2012) et *Sidik et al.* (2013) relatifs au cas de la convection forcée dans des canaux avec des blocs ou des ailettes isothermes attachés à la paroi inférieure. A travers ces études, il semble que l'utilisation combinée des nanoparticules et des blocs ou ailettes chauffants soit un moyen efficace permettant de contrôler l'augmentation du transfert de chaleur dans les canaux. En outre, il a été observé que l'effet positif des nanoparticules est plus perceptible pour les grandes valeurs de Re . Dans le cas d'un chauffage interne, une étude numérique a été menée par *Bovand et al.* (2015) et se rapporte au transfert de chaleur par convection forcée du nanofluide Al_2O_3 -eau autour d'un obstacle isotherme triangulaire sous différentes orientations au sein du canal. Les résultats obtenus ont révélé que l'effet maximal des nanoparticules sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur est atteint lorsque la face du triangle est exposée à l'écoulement. Le cas de la convection forcée du nanofluide cuivre-eau dans un micro-canal isothermiquement chauffé a été étudié par *Kalteh et al.* (2011). Les résultats obtenus indiquent que le modèle diphasique entraîne une amélioration importante du transfert de chaleur en comparaison avec le modèle monophasique. Aussi, le taux de transfert de chaleur croît avec Re et ϕ et décroît avec le diamètre des nanoparticules. Dans ce même contexte, *Kalteh* (2013) a considéré le cas d'un micro-canal comportant des plaques solides isothermiquement chauffées et traversé par différents types de nanofluides.

Les résultats de l'étude ont montré que le coefficient de transfert de chaleur / (la chute de pression) est le plus élevé / (la plus faible) pour un nanofluide à base d'eau.

Dans le cas d'un flux de chaleur imposé, on cite les études, numérique et expérimentale, menées respectivement par *Kalteh et al. (2012)* et *Safaei et al. (2014)*. Ces études se rapportent au cas de la convection forcée des nanofluides à travers des canaux uniformément chauffés par le bas à l'aide d'un flux de chaleur constant. Les résultats présentés ont révélé que le transfert de chaleur est favorisé par l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration volumique des nanoparticules et par la diminution de la taille de ces dernières. De leur part, *Malvandi et Ganji (2014)* ont mené une étude numérique sur la convection forcée de nanofluide à l'intérieur d'un canal refroidi sur sa paroi supérieure. Ce travail révèle que les nanoparticules se déplacent de la paroi adiabatique (épaulement des nanoparticules) vers la paroi froide (accumulation des nanoparticules) en conduisant à la non-uniformité de leur distribution. En plus, l'anomalie du taux de transfert de chaleur apparaît quand le mouvement brownien contrôle la migration des nanoparticules de petite taille. La performance thermique de différents types de nanofluides en convection forcée dans les canaux a fait l'objet de récentes études expérimentales. Dans ce sens, les caractéristiques du transfert de chaleur d'un dissipateur thermique miniaturisé refroidi par le nanofluide SiO₂-eau (*Fazeli et al. (2012)*) ou par le nanofluide Al₂O₃-eau (*Zirakzadeh et al. (2012)*) ont été examinées. Les auteurs ont montré que les nanoparticules dispersées dans l'eau améliorent significativement le coefficient de transfert de chaleur du dissipateur thermique alors qu'elles conduisent à une diminution de la résistance thermique de ce dernier.

1.3.3 État de l'art sur la convection mixte dans les nanofluides

Le processus d'évacuation de la chaleur par convection naturelle n'est utile que lorsque les pertes de chaleur du système sont relativement faibles. Pour améliorer le processus de refroidissement, le recours à une ventilation extérieure ou au mouvement des parois de la cavité est souvent considéré comme un moyen d'atteindre des performances thermiques plus élevées lorsque la chaleur générée est importante.

Dans le cas d'une cavité à parois mobiles, on trouve le travail de *Abu-Nada et Chamkha* (2010) traitant la convection mixte dans une cavité carrée, inclinée, remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau et chauffée par une température constante sur sa paroi supérieure mobile. Il a été trouvé qu'une augmentation significative du transfert de chaleur, due à la présence des nanoparticules, peut être obtenue. Un tel comportement est accentué par l'inclinaison de la cavité pour des valeurs modérées et grandes du nombre de Richardson. La même géométrie, en position horizontale a été considérée numériquement par *Muthamilselvan et al.* (2010) pour différents rapports de forme. Il a été illustré que le rapport de forme et la fraction volumique des nanoparticules affectent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur dans l'enceinte. Quantitativement, pour ϕ de l'ordre de 2 %, l'augmentation du taux de transfert de chaleur est approximativement 5 % pour tous les rapports de forme et pour $\phi = 8$ %, cette augmentation est de l'ordre de 20 % pour tous les rapports de forme à l'exception de $A = 0.25$. *Mahmoodi* (2011) a étudié l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte dans des cavités rectangulaires remplies de nanofluides et chauffées par une température uniforme sur la paroi inférieure mobile. L'analyse effectuée a prouvé que, pour toute la gamme de variation du nombre de Richardson, le nombre de Nusselt croît avec la concentration volumique des nanoparticules et se trouve plus élevé pour les cavités élancées que pour celles allongées. Une étude numérique basée sur le modèle de *Buongiorno* a été réalisée par *Garroosi et al.* (2014) dans le cas d'une cavité carrée doublement entraînée (ayant deux parois mobiles) et remplie d'un nanofluide. Les auteurs ont observé que la distribution des particules dépend des nombres de Rayleigh et de Richardson. De plus, ils ont trouvé qu'il existe une fraction volumique optimale des nanoparticules pour laquelle le taux de transfert de chaleur maximum pourrait être obtenu. Deux autres travaux ont été effectués par *Karimipour et al.* (2014) et *Goodarzi et al.* (2014) dans le cas de la convection mixte laminaire et turbulente du nanofluide Cu-eau dans une cavité rectangulaire à parois mobiles et chauffée sur l'un de ses côtés. Ces études montrent que l'angle d'inclinaison de la cavité et la concentration des nanoparticules pourraient jouer un rôle positif dans l'obtention d'un meilleur transfert de chaleur.

Le problème de convection mixte dans une cavité carrée présentant deux parois latérales mobiles, remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau et soumise à une source de chaleur sur sa paroi inférieure a été étudié numériquement par *Sebdani et al.* (2012). Les auteurs ont montré que, pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh, le taux de transfert de chaleur diminue avec ϕ . Les résultats obtenus montrent aussi que lorsque la source de chaleur est déplacée vers l'une des parois froides latérales, le taux de transfert de chaleur augmente. L'écoulement par convection mixte, dans une cavité carrée remplie de nanofluides, contenant une source de chaleur triangulaire à l'intérieur et possédant une paroi mobile, a été examiné par *Kalteh et al.* (2014). Ils ont obtenu qu'une amélioration significative du transfert de chaleur pourrait être réalisée par l'augmentation / (la diminution) de ϕ et de Re / (de la hauteur de la source de chaleur et du diamètre des nanoparticules).

Récemment, certains auteurs ont abordé le cas des cavités à parois mobiles, soumises à un profil de température variable. Dans ce contexte, on peut citer l'étude numérique réalisée par *Abbasian Arani et al.* (2012) portant sur la convection mixte du nanofluide Cu-eau à l'intérieur d'une cavité carrée simplement entraînée et soumise à un chauffage sinusoïdal sur les parois latérales. Leurs principaux résultats indiquent que, pour un nombre constant de *Grashof* / (de *Reynolds*), le taux de transfert de chaleur augmente / (diminue), avec la diminution du nombre de Richardson. De plus, ils ont obtenu que l'augmentation de ϕ affecte positivement la quantité de chaleur transférée à travers les parois actives de la cavité. Ce dernier problème a été considéré par *Kefayati* (2014, b) dans le cas d'un nanofluide non-newtonien (Al_2O_3 -eau) en adoptant l'approche de Lattice-Boltzmann. Les résultats de cette étude ont montré que l'effet des nanoparticules sur l'amélioration du transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de l'indice de la loi de puissance. En outre, l'influence des nanoparticules pour différents indices diminue au fur et à mesure que le nombre de Richardson augmente. Une étude numérique comparative sur les effets du chauffage uniforme (isotherme) et non uniforme (sinusoïdal) appliqué sur la paroi inférieure d'une cavité à paroi mobile et remplie d'un nanofluide a été élaborée par *Muthtamilselvan et Doh* (2014). Les résultats indiquent que le cas du chauffage non

uniforme conduit à des taux de transfert de chaleur plus élevés au centre de la paroi inférieure par rapport au cas du chauffage uniforme. De plus, il a été rapporté que les nanoparticules sont capables de modifier le mode d'écoulement du régime de convection mixte à celui de convection forcée pour des valeurs du nombre de Richardson supérieures à l'unité.

La présence de nanofluides et l'imposition d'une ventilation extérieure pourrait être une autre alternative pour améliorer les performances thermiques des systèmes étudiés en combinant l'impact positif de ces paramètres sur le transfert de chaleur. En effet, un écoulement imposé associé à la présence d'une suspension de nanoparticules pourrait générer un meilleur échange thermique. Ainsi, de nombreux chercheurs ont procédé à l'étude de la convection mixte de nanofluides au sein des cavités ventilées soumises à un chauffage uniforme. Un tel problème peut être rencontré dans de nombreuses applications technologiques tels que les écoulements atmosphériques, le stockage d'énergie solaire, les échangeurs de chaleur, les technologies de lubrification, les procédés chimiques et nucléaires, le refroidissement des appareils électroniques, etc.

Dans le cas d'une cavité carrée, remplie du nanofluide Cu-eau, ventilée et partiellement chauffée à l'aide d'un flux de chaleur, le travail de *Shahi et al.* (2010) a montré que l'augmentation de ϕ conduit à une augmentation du taux de transfert de chaleur au niveau de la surface de la source thermique et à une diminution de la température moyenne de cette dernière. Le même problème a été traité par *Mahmoudi et al.* (2010) dans le cas d'un chauffage total à l'aide d'un flux de chaleur et pour différents emplacements des ouvertures d'entrée-sortie. Ils ont constaté que la présence de nanoparticules est plus efficace dans la configuration Bas-Haut par rapport aux autres configurations considérées alors que l'augmentation de ϕ a le plus faible effet dans le cas de la configuration Haut-Haut.

Le problème de convection mixte de nanofluide, à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée Bas-Haut et chauffée localement à l'aide d'un flux de chaleur uniforme ou non uniforme, a été considéré par *Mahmoudi et Hooman* (2013). Les constatations

prouvent que le taux de génération entropique est minimal lorsque la source de chaleur et la sortie de la cavité sont situées sur la même paroi. Aussi, il a été trouvé que le taux de transfert de chaleur maximal correspond au cas où l'écoulement principal est parallèle à la paroi chauffée. La convection mixte avec génération d'entropie dans la même cavité pré-décrite, remplie du nanofluide Cu-eau et chauffée localement à l'aide d'une source de chaleur sur la paroi inférieure a été étudiée numériquement par *Khorasanizadeh et al.* (2012). Ils ont montré que l'amélioration du transfert de chaleur est notable pour une inclinaison supérieure à 30° . D'autre part, ils ont constaté que la génération d'entropie induite par les effets visqueux diminue par l'augmentation de Ri ou de Re . La même configuration comportant deux sources de chaleur disposées sur la paroi horizontale inférieure a été traitée numériquement par *Moumni et Sediki* (2015). Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur s'améliore par l'augmentation de ϕ , Re et Ri . Aussi, un transfert de chaleur élevé est perceptible au niveau de la surface de la source de chaleur gauche.

Dans le cas d'un chauffage effectué à l'aide d'une température uniforme, on présente le travail de *Sourtiji et al.* (2011) traitant le problème de la convection mixte au sein d'une cavité carrée, remplie du nanofluide alumine-eau et ventilée Haut-Bas par un écoulement oscillant. Il a été rapporté que l'ajout de nanoparticules au fluide de base entraîne une amélioration du transfert de chaleur pour toutes les valeurs des nombres de Strouhal et de Richardson. Les mêmes auteurs (*Sourtiji et al.* (2014)) ont considéré le cas d'un écoulement entrant stable. L'ouverture d'entrée est positionnée en haut de la paroi gauche tandis que l'emplacement de l'ouverture de sortie varie le long des quatre parois. Ils ont noté que le maximum du nombre de Nusselt total peut être atteint lorsque la position de l'ouverture de sortie est placée au voisinage des trois coins de la cavité. En outre, ils ont observé que la performance de l'utilisation des nanoparticules sur l'amélioration du transfert de chaleur est plus prononcée pour les faibles valeurs de Ri .

D'autres problèmes de convection mixte dans les cavités ventilées considèrent un corps chauffant ou adiabatique au centre de la cavité. *Mehrizi et al.* (2012) ont utilisé la méthode de *Boltzmann* pour étudier l'effet des nanoparticules au sein d'une cavité

ventilée en présence d'un obstacle chauffant à l'intérieur. Les résultats de l'étude montrent que par augmentation de ϕ , le taux de transfert de chaleur est amélioré pour différentes valeurs de Ri et différentes positions de l'ouverture de sortie. Cependant, ce comportement est absent pour $Ri = 10$ quand l'ouverture de sortie est placée sur la partie supérieure de la paroi verticale. Dans ce même contexte, une autre étude numérique concernant la convection mixte dans une cavité carrée, ventilée, chauffée par des températures constantes sur les deux parois horizontales et remplie de nanofluide en présence d'un cylindre rotatif adiabatique est menée par *Selimefendigil et Öztop* (2014). Il a été conclu que l'augmentation de l'angle de rotation du cylindre dans le sens horaire améliore le transfert de chaleur jusqu'à 14 %. De plus, une augmentation linéaire du transfert de chaleur avec ϕ est obtenue. Dans la même année, *Esfe et al.* (2014) ont analysé numériquement la convection mixte dans une cavité carrée, inclinée, ventilée à l'aide du nanofluide Al_2O_3 -eau, avec deux obstacles chauds de forme carrée, situés sur la paroi inférieure. Ils ont constaté que l'augmentation de l'inclinaison de la cavité entraîne une augmentation du nombre de Nusselt sur la face gauche de l'obstacle exposée à l'écoulement entrant en raison de l'alignement de la force de poussée et de la force créée par le fluide entrant.

Récemment, *Bahlaoui et al.* (2014) ont pris en considération l'effet du mode de ventilation (injection ou succion d'un nanofluide) sur les performances thermiques au sein des cavités ventilées. En effet, ces auteurs ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte du nanofluide alumine-eau dans une cavité rectangulaire horizontale, uniformément chauffée par une température, en considérant les deux modes de ventilation externe. Les simulations ont montré que l'augmentation de ϕ contribue à l'amélioration du transfert de chaleur et à une augmentation de la température moyenne au sein de la cavité. En outre, il a été constaté que le mode de succion favorise le transfert de chaleur et conduit au meilleur refroidissement par rapport au cas du mode d'injection. Les mêmes auteurs (*Bahlaoui et al.* (2016)) ont étendu leur étude pour une cavité verticale avec différents rapports de forme. Les résultats ont révélé que l'amélioration du transfert de chaleur est plus prononcée pour des cavités à faible rapport de forme.

1.4. CONCLUSION

Au vu des études susmentionnées et d'autres non évoquées dans ce chapitre, cette étude bibliographique permet de prendre connaissance d'une nouvelle classe de fluides caloporteurs (nanofluides), prometteuse du point de vue transfert de chaleur. Il se dégage aussi un manque sérieux des travaux sur la convection mixte de nanofluide dans des cavités ventilées soumises à différentes conditions aux limites thermiques. Il paraît que le cas de la cavité rectangulaire ventilée et chauffée par un profil de température variable sur l'une des parois et refroidie par injection ou succion d'un nanofluide n'a pas été traité. Cette situation, susceptible d'être rencontrée dans la pratique industrielle, constitue le point de motivation essentiel de la présente thèse. On se propose d'étudier numériquement l'interaction entre la convection naturelle et forcée, et leur impact sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans des cavités rectangulaires, soumises à des températures uniformes et non-uniformes et ventilées par injection ou par succion de nanofluides.

CHAPITRE 2

Formulation Mathématique et Méthodes de Résolution

2.1 INTRODUCTION

La connaissance détaillée de la structure de l'écoulement du nanofluide, de la distribution de la température et du taux de transfert de chaleur dans les systèmes liés au domaine de l'énergie s'effectue généralement moyennant une approche analytique, expérimentale ou bien numérique. Bien qu'il soit le moins coûteux, le processus analytique est le moins utilisé en raison de la forte non-linéarité des problèmes rencontrés et de leur complexité. De plus, c'est tellement rare d'obtenir une solution analytique exacte des équations traduisant les transferts thermiques convectifs sauf si des simplifications importantes sont considérées. Cependant, grâce à la grande puissance des calculateurs, les méthodes numériques se sont imposées comme des compléments indispensables aux méthodes expérimentales qui restent coûteuses et difficiles à réaliser. Par la suite, la modélisation numérique devient un outil privilégié et encouragé par l'abondance de modèles mathématiques fiables et sophistiqués permettant le plus souvent d'avoir des approches rigoureuses des phénomènes de transferts thermiques. Néanmoins et malgré la capacité et la rapidité des moyens de calcul disponibles actuellement, la résolution numérique des équations de convection nécessite un certain nombre de précautions qui sont bien connues par les numériciens-thermiciens.

Dans ce chapitre, on présente le modèle mathématique utilisé pour simuler l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte, dans des cavités rectangulaires horizontales ventilées et remplies de nanofluides. La description de la configuration physique adoptée, avec les conditions aux limites associées, sera présentée au début de chaque chapitre. Ainsi, les équations de conservation régissant le comportement thermo-hydraulique du nanofluide sont écrites sous forme dimensionnelle (en variables primitives et secondaires) et adimensionnelle dans un système de coordonnées cartésiennes, compte tenu de l'aspect rectangulaire de la géométrie considérée.

2.2 HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES

Les équations décrivant la convection mixte dans les systèmes étudiés sont généralement compliquées et difficiles à résoudre. Néanmoins, il est possible de se ramener à un système d'équations simplifiées grâce à des approximations adéquates généralement admises en transfert de chaleur et qui se résument comme suit :

1. Le fluide de base et les nanoparticules sont en équilibre thermique et s'écoulent à la même vitesse sans qu'il y ait glissement entre eux ;
2. Les nanoparticules sont uniformément dispersées au sein du fluide de base de sorte que le nanofluide résultant puisse être considéré comme monophasique ;
3. Les nanoparticules sont de forme sphérique et ont la même taille ;
4. La présence de nanoparticules dans le fluide de base, qui est newtonien, ne modifie pas le comportement rhéologique de ce dernier. Le nanofluide obtenu est considéré newtonien, *Sattler (2010)* ;
5. Le nanofluide en écoulement est incompressible. Dans le domaine des pressions avoisinant celle de l'atmosphère, les liquides constituent une très bonne approximation des milieux incompressibles ;
6. Les propriétés thermo-physiques du nanofluide considéré sont constantes (prises à la température de référence, T'_F) à l'exception de la masse volumique dans le terme de poussée d'*Archimède* qui obéit à l'approximation de *Boussinesq* ;

7. L'écoulement du fluide est bidimensionnel, ce qui suppose que la troisième dimension du système est suffisamment large pour favoriser un écoulement à 2D. Ceci est relativement satisfait et peut donner un aperçu sur les écoulements tridimensionnels plus compliqués (*Siginer et Valenzuela-Rendon (2000)*) ;
8. Les vitesses du nanofluide sont modérées pour considérer le régime d'écoulement comme laminaire ;
9. La production de chaleur, due aux frottements visqueux (dissipation visqueuse) est supposée négligeable. Ceci est valable tant que la viscosité du nanofluide considéré est relativement faible, ce qui est le cas de Al_2O_3 -eau. L'échauffement dû aux contraintes visqueuses ne joue en pratique un rôle important qu'en écoulement compressible (vitesses proches de la vitesse sonique). Une discussion détaillée de ce point est donnée par *Whitaker (1976)*.

2.3 FORMULATION MATHÉMATIQUE

2.3.1 Formulation en variables primitives (u' , v' , p' et T')

Les équations générales gouvernant les processus de convection d'un nanofluide Newtonien sont obtenues à partir des lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Résoudre le problème décrit par ces équations de conservation consiste à déterminer les diverses grandeurs inconnues u' , v' , p' et T' intervenant dans ces équations. Compte tenu des hypothèses citées précédemment, les équations de base régissant le mouvement du nanofluide et les transferts de chaleur en convection mixte s'écrivent comme suit :

► *Équation de continuité*

$$\frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} = 0 \quad (2.1)$$

► *Équation de conservation de la quantité de mouvement*

- Suivant la direction ox' :

$$\frac{du'}{dt'} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p'}{\partial x'} + \nu_{nf} \left[\frac{\partial^2 u'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial y'^2} \right] \quad (2.2)$$

- Suivant la direction oy' :

$$\frac{dv'}{dt'} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial P'}{\partial y'} + \frac{1}{\rho_{nf}} (\rho\beta)_{nf} g (T' - T'_F) + v_{nf} \left[\frac{\partial^2 v'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} \right] \quad (2.3)$$

Où P' désigne la pression effective du nanofluide.

► *Équation de conservation de l'énergie*

$$\frac{dT'}{dt'} = \alpha_{nf} \left[\frac{\partial^2 T'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 T'}{\partial y'^2} \right] \quad (2.4)$$

2.3.2 Formulation en variables secondaires (Ψ', Ω', T')

L'utilisation de la formulation fonction de courant-vorticité, $\Psi' - \Omega'$, présente l'avantage de réduire le nombre d'équations à trois au lieu de quatre en éliminant la pression. Un autre avantage encourageant de cette formulation est le fait qu'elle permet de tracer directement les lignes de courant ($\Psi' = \text{constante}$) qui apportent de précieux renseignements sur la structure de l'écoulement. Cependant, il n'est pas souhaitable d'utiliser le modèle $\Psi' - \Omega'$ en 3D du fait qu'il rend le calcul encombrant, *Balaji et Venkateshan (1995)*.

Les deux composantes de la vitesse sont reliées à la fonction de courant par :

$$u' = \frac{\partial \Psi'}{\partial y'} \quad \text{et} \quad v' = -\frac{\partial \Psi'}{\partial x'} \quad (2.5)$$

La vorticité (rotationnel ou vecteur tourbillon) est définie par :

$$\Omega' = \frac{\partial v'}{\partial x'} - \frac{\partial u'}{\partial y'} \quad (2.6)$$

En introduisant ces nouvelles variables, dites secondaires, les équations gouvernantes deviennent :

$$\frac{d\Omega'}{dt'} = g \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}} \frac{\partial T'}{\partial x'} + v_{nf} \nabla^2 \Omega' \quad (2.7)$$

$$\nabla^2 \Psi' = -\Omega' \quad (2.8)$$

$$\frac{dT'}{dt'} = \alpha_{nf} \nabla^2 T' \quad (2.9)$$

Pour rendre les équations (2.7)-(2.9) adimensionnelles, on utilise les grandeurs de référence suivantes :

H' : hauteur caractéristique de la géométrie considérée

u'_o : vitesse de référence, caractéristique de l'écoulement forcé

$T'_C - T'_F$: facteur d'échelle pour la température

H'/u'_o : facteur d'échelle pour le temps

$u'_o H'$: facteur d'échelle pour la fonction de courant

u'_o/H' : facteur d'échelle pour la vorticité

2.3.3 Formulation en variables adimensionnelles (Ψ, Ω, T)

Avec les grandeurs de référence choisies, les équations gouvernantes sous formes adimensionnelles s'écrivent dans un système de cordonnées (x, y) lié à la configuration étudiée, comme suit.

$$\frac{\partial \Omega}{\partial t} + u \frac{\partial \Omega}{\partial x} + v \frac{\partial \Omega}{\partial y} = \frac{Ra}{Re^2 Pr} \left[\left(\frac{\phi}{(1-\phi) \frac{\rho_f}{\rho_{np}} + \phi} \right) \frac{\beta_{np}}{\beta_f} + \frac{1}{\left(\frac{\phi}{(1-\phi) \frac{\rho_{np}}{\rho_f} + 1 \right)} \right] \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\frac{\mu_{nf}}{\mu_f}}{\left(\phi \frac{\rho_{np}}{\rho_f} + (1-\phi) \right)} \right] \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2} \right) \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f}}{(1-\phi) + \phi \frac{(\rho C_p)_{np}}{(\rho C_p)_f}} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = -\Omega \quad (2.12)$$

$$u = \frac{\partial \Psi}{\partial y} \quad \text{et} \quad v = -\frac{\partial \Psi}{\partial x} \quad (2.13)$$

Cette adimensionnalisation fait apparaître trois paramètres fondamentaux qui sont le nombre de Reynolds, le nombre de Rayleigh et le nombre de Prandtl. Ils sont définis respectivement par :

$$\text{Re} = \frac{u'_o H'}{v_f}, \quad \text{Ra} = \frac{g \beta_f (T'_C - T'_F) H'^3}{\alpha_f v_f} \quad \text{et} \quad \text{Pr} = \frac{v_f}{\alpha_f} \quad (2.14)$$

Le nombre de Reynolds, Re, est un paramètre important en dynamique des fluides. Il mesure le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité. Ce nombre caractérise le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent).

Le nombre de Rayleigh, Ra, est le paramètre moteur de la convection naturelle. Il mesure en fait l'importance relative de la poussée d'*Archimède* qui provoque le mouvement du fluide par rapport aux forces visqueuses et à la conduction thermique qui tendent à supprimer ce mouvement.

Le nombre de Prandtl, Pr, ne dépend que des propriétés physiques du fluide. Il caractérise l'importance relative des effets visqueux et thermiques qui traduisent respectivement la diffusion de la quantité de mouvement et celle de l'énergie. Dans ce travail de thèse, le fluide caloporteur de base considéré est de l'eau.

2.4 DISCRÉTISATION DES ÉQUATIONS GOUVERNANTES

2.4.1 Discrétisation des termes convectifs

Les termes convectifs des équations de transport de la vorticité et de l'énergie selon la direction Ox peuvent s'écrire soit sous forme convective $u \frac{\partial \Phi}{\partial x}$, soit sous forme conservative $\frac{\partial u \Phi}{\partial x}$. Ces deux formulations peuvent donner lieu à plusieurs approximations numériques, principalement à des différences centrées ou décentrées. Dans la présente étude, nous avons utilisé les équations sous forme convective.

Le domaine de calcul est discrétisé avec un maillage uniforme caractérisé par les pas d'espace Δx et Δy respectivement dans les directions x et y. Chaque nœud est repéré par le couple d'indices (i, j) et la fonction $\Phi(x, y, t)$ est remplacée dans les formes discrétisées par $\Phi_{i, j}^n$. Un schéma de différences finies décentrées amont ("*Second Upwind Differences Scheme* ou *Upwind*", Roache (1982)) a été utilisé pour la discrétisation des termes convectifs. De point de vue pratique, cette façon de traiter

les termes des dérivées premières permet de rendre prépondérante la diagonale principale et assure, par conséquent, une meilleure stabilité du schéma afin d'éviter d'éventuelles instabilités numériques fréquemment rencontrées en convection mixte pour les grandes valeurs du nombre de Reynolds. Ainsi, la discrétisation du terme

$u \frac{\partial \Phi}{\partial x}$ est effectuée comme suit :

➔ *Balayage parallèle à ox :*

$$u \frac{\partial \Phi}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2} = (u_R^n - |u_R^n|) \Phi_{i+1,j}^{n+1/2} + (u_R^n + |u_R^n| - u_L^n + |u_L^n|) \Phi_{i,j}^{n+1/2} - (u_L^n + |u_L^n|) \Phi_{i-1,j}^{n+1/2} \quad (2.15)$$

➔ *Balayage parallèle à oy :*

$$v \frac{\partial \Phi}{\partial y} \Big|_{i,j}^n = (v_R^n - |v_R^n|) \Phi_{i,j+1}^n + (v_R^n + |v_R^n| - v_L^n + |v_L^n|) \Phi_{i,j}^n - (v_L^n + |v_L^n|) \Phi_{i,j-1}^n \quad (2.16)$$

avec :

$$\begin{aligned} u_R^n &= \frac{(u_{i,j}^n + u_{i+1,j}^n)}{4\Delta x} & , & & u_L^n &= \frac{(u_{i,j}^n + u_{i-1,j}^n)}{4\Delta x} \\ v_R^n &= \frac{(v_{i,j}^n + v_{i,j+1}^n)}{4\Delta y} & , & & v_L^n &= \frac{(v_{i,j}^n + v_{i,j-1}^n)}{4\Delta y} \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.4.2 Discrétisation des termes temporels et spatiaux

Généralement, la discrétisation des termes d'espace est effectuée en utilisant des différences centrées, précises à l'ordre deux. Au nœud (i, j), les dérivées première et seconde peuvent être approchées par :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} \Big|_{i,j} = \frac{\Phi_{i+1,j} - \Phi_{i-1,j}}{2\Delta x} \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \Big|_{i,j} = \frac{\Phi_{i+1,j} - 2\Phi_{i,j} + \Phi_{i-1,j}}{\Delta x^2} \quad (2.19)$$

Des différences finies avancées du premier ordre sont adoptées pour la discrétisation des dérivées temporelles. Ainsi, en considérant les valeurs de Φ entre les instants $t_n = n\Delta t$ et $t_{n+1} = (n+1)\Delta t$, on obtient :

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial t} \right|_{i,j}^{n+1} = \frac{\Phi_{i,j}^{n+1} - \Phi_{i,j}^n}{\Delta t} \quad (2.20)$$

2.5 RÉOLUTION DES ÉQUATIONS GOUVERNANTES

2.5.1 Résolution des équations de la vorticité et de l'énergie

La résolution numérique des équations de la vorticité et de l'énergie est effectuée par la technique implicite des directions alternées **ADI** (Alternating direction implicit) élaborée par *Peaceman et Rachford* (1955). Cette méthode a été fréquemment utilisée pour traiter les problèmes transitoires bidimensionnels. Généralement, elle donne lieu à des matrices tridiagonales dans les deux directions et le schéma de calcul est efficace car il est simple et consistant. La méthode **ADI** utilise deux équations aux différences finies, l'une implicite en x et l'autre en y . Son principe, relativement simple, consiste à écrire, au cours d'un premier demi-pas de temps ($t_{n+1/2} = t_n + \Delta t/2$) les équations d'évolution pour les inconnues Ω et T de manière implicite dans une direction déterminée (les autres variables apparaissent explicitement). Par contre, pour l'intégration au cours du second demi-pas de temps ($t_{n+1} = t_{n+1/2} + \Delta t/2$), on inverse la direction des termes implicites pour obtenir les valeurs finales de Ω et T .

Comme ces équations présentent des formes similaires, elles peuvent être regroupées sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial f}{\partial t} + u \frac{\partial f}{\partial x} + v \frac{\partial f}{\partial y} = \Lambda \left[\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} \right] + S \quad (2.21)$$

f peut désigner T ou Ω et (Λ, S) sont des paramètres dépendant de l'équation de transport considérée. Leurs expressions sont données dans le tableau suivant :

Tableau 2.1 : Valeurs de Λ et S pour les deux équations de transport

Equation	Λ	S
Vorticité	$\frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\frac{\mu_{nf}}{\mu_f}}{\left(\phi \frac{\rho_{np}}{\rho_f} + (1-\phi) \right)} \right]$	$\frac{\text{Ra}}{\text{Re}^2 \text{Pr}} \left[\left(\frac{\phi}{(1-\phi) \frac{\rho_f}{\rho_{np}} + \phi} \right) \frac{\beta_{np}}{\beta_f} + \frac{1}{\left(\frac{\phi}{(1-\phi) \frac{\rho_{np}}{\rho_f}} + 1 \right)} \right] \frac{\partial T}{\partial x}$
Energie	$\frac{1}{\text{Re Pr}} \left(\frac{\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f}}{(1-\phi) + \phi \frac{(\rho C_p)_{np}}{(\rho C_p)_f}} \right)$	0

Le principe de la discrétisation consiste à exprimer l'évolution de f en balayant, à chaque demi-pas de temps, le domaine physique dans chacune des deux directions considérées.

2.5.2 Discrétisation des équations de transport

✓ *Balayage suivant l'axe des x (f implicite en x) :*

$$\frac{f_{i,j}^{n+1/2} - f_{i,j}^n}{\Delta t / 2} + u \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2} + v \frac{\partial f}{\partial y} \Big|_{i,j}^n = \Lambda_1 \left[\frac{f_{i+1,j}^{n+1/2} + f_{i-1,j}^{n+1/2} - 2f_{i,j}^{n+1/2}}{\Delta x^2} + \frac{f_{i,j+1}^n + f_{i,j-1}^n - 2f_{i,j}^n}{\Delta y^2} \right] + S_{1i,j}^{n+1} \quad (2.22)$$

Où $f_{i,j}^n$ représente la valeur de la fonction f à l'instant $t_n = n \Delta t$ et $f_{i,j}^{n+1/2}$ la valeur de f

à l'instant $t_{n+1/2} = (n+1/2) \Delta t$. La discrétisation des termes $u \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{i,j}^{n+1/2}$ et $v \frac{\partial f}{\partial y} \Big|_{i,j}^n$

s'effectue de la même manière que dans les équations (2.15) et (2.16). Ainsi, après réarrangement, on aboutit à un système d'équations implicites de la forme :

$$A_{1i,j}^x f_{i-1,j}^{n+1/2} + B_{1i,j}^x f_{i,j}^{n+1/2} + C_{1i,j}^x f_{i+1,j}^{n+1/2} = D_{1i,j}^x \quad (2.23)$$

✓ *Balayage suivant l'axe des y (f implicite en y) :*

$$\frac{f_{i,j}^{n+1} - f_{i,j}^{n+1/2}}{\Delta t / 2} + u \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{i,j}^{n+1/2} + v \left. \frac{\partial f}{\partial y} \right|_{i,j}^{n+1} = \Lambda_1 \left[\frac{f_{i+1,j}^{n+1/2} + f_{i-1,j}^{n+1/2} - 2f_{i,j}^{n+1/2}}{\Delta x^2} + \frac{f_{i,j+1}^{n+1} + f_{i,j-1}^{n+1} - 2f_{i,j}^{n+1}}{\Delta y^2} \right] + S_{1i,j}^{n+1} \quad (2.24)$$

Où $f_{i,j}^{n+1/2}$ et $f_{i,j}^{n+1}$ désignent respectivement les valeurs de la fonction f aux instants

$t_{n+1/2}$ et t_{n+1} . Les termes $u \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{i,j}^{n+1/2}$ et $v \left. \frac{\partial f}{\partial y} \right|_{i,j}^{n+1}$ sont approchés en utilisant les équations

(2.15) et (2.16). De la même manière que précédemment, l'équation discrétisée ci-dessus s'écrit sous une forme généralisée comme suit :

$$A_{1i,j}^y f_{i,j-1}^{n+1} + B_{1i,j}^y f_{i,j}^{n+1} + C_{1i,j}^y f_{i,j+1}^{n+1} = D_{1i,j}^y \quad (2.25)$$

La résolution des systèmes d'équations algébriques (2.23) et (2.25) nécessite l'inversion d'une matrice tridiagonale qui s'effectue aisément en appliquant la méthode de factorisation (algorithme de *Thomas*) décrit par *Patankar* (1980) et qui convient parfaitement pour la résolution d'un tel système.

2.5.3 Résolution de l'équation de *Poisson*

A chaque pas de temps, la fonction de courant est reliée à la vorticité par l'équation de *Poisson*. Cette équation est traitée par la méthode de sur-relaxation par point **PSOR** (Point Successive Over Relaxation) qui n'est autre que la méthode de *Gauss-Seidel* relaxée. Cette méthode explicite donne directement la valeur de Ψ à l'instant t_{n+1} au nœud considéré moyennant un nombre suffisant d'itérations. Des testes effectués ont montré que, comparativement à la méthode de *Gauss-Seidel* classique, la technique de sur-relaxation réduit de presque 50 % le nombre d'itérations pour satisfaire cette équation.

En utilisant des différences centrées au second ordre, l'équation de *Poisson* discr t s e et relaxée s'écrit :

$$\Psi_{i,j}^{n+1} = (1 - \omega)\Psi_{i,j}^n + \frac{\omega}{2(1 + \chi^2)} \left[\chi^2 (\Psi_{i,j+1}^n + \Psi_{i,j-1}^n) + (\Psi_{i+1,j}^n + \Psi_{i-1,j}^n) + \Delta x^2 \Omega_{i,j}^{n+1} \right] \quad (2.26)$$

Où $\chi = \Delta x / \Delta y$ et ω est le coefficient de sur-relaxation. La convergence est atteinte plus rapidement pour $1 < \omega < 2$. La valeur optimale de ω dépend de la forme du domaine et du maillage utilisé. Ainsi, pour un maillage rectangulaire uniforme, cette valeur optimale est donnée par l'expression de *Frankel* (1950) :

$$\omega_{\text{op}} = 2 \frac{1 - \sqrt{1 - \xi^2}}{\xi^2} \quad (2.27)$$

avec :

$$\xi = \frac{\cos\left(\frac{\pi}{m}\right) + \chi^2 \cos\left(\frac{\pi}{n}\right)}{1 + \chi^2} \quad (2.28)$$

m et n désignent respectivement le nombre d'intervalles (subdivisions) dans les directions x et y . En se basant sur cette expression, ω_{op} est égal à 1.95 pour le maillage 201×101 adopté pour toutes les configurations traitées.

A chaque pas de temps, la fonction de courant est calculée à partir du champ de vorticité et comparée à celle trouvée dans l'itération précédente. Ce processus itératif est répété jusqu'à ce que le critère de convergence suivant soit satisfait :

$$\left| \sum_{i,j} \Psi_{i,j}^{\text{iter}+1} - \sum_{i,j} \Psi_{i,j}^{\text{iter}} \right| < \varepsilon_k \left| \sum_{i,j} \Psi_{i,j}^{\text{iter}+1} \right| \quad (2.29)$$

ε_k doit être suffisamment petit pour ne pas induire de grandes erreurs de troncature tout en restant au dessus des erreurs d'arrondis ($10^{-5} \leq \varepsilon_k \leq 10^{-3}$).

2.6 CARACTÉRISATION DU RÉGIME PERMANENT

Un test de convergence vers l'état stationnaire (s'il existe) est effectué à la fin de chaque itération. Le régime permanent est atteint lorsque le critère suivant est vérifié pour toutes les variables indépendantes du problème :

$$\left| f_{i,j}^{n+1} - f_{i,j}^n \right| < \varepsilon_\ell \left| f_{i,j}^{n+1} \right| \quad (2.30)$$

f désignant T , Ω ou Ψ et ε_ℓ est de l'ordre de 10^{-5} .

2.7 ALGORITHME DE CALCUL

A chaque pas de temps, l'algorithme de calcul peut se résumer succinctement comme suit :

- ❶ Calcul des propriétés thermo-physiques du nanofluide.
- ❷ Initialisation des champs de température, de vorticité, de la fonction de courant et de vitesse.
- ❸ Résolution de l'équation de l'énergie, Eq. (2.11), avec la méthode *ADI*.
- ❹ Résolution de l'équation de la vorticité, Eq. (2.10), avec la méthode *ADI*.
- ❺ Résolution de l'équation de la fonction de courant, Eq. (2.12), avec la méthode *PSOR*.
- ❻ Calcul de la vorticité sur les parois.
- ❼ Détermination du champ de vitesse.
- ❽ Calcul des nombres de *Nusselt* local et moyen et des quantités de chaleur sur chaque paroi y compris les ouvertures.
- ❾ Fin des étapes de calcul si le critère de convergence est vérifié, sinon retour à l'étape 3.

CHAPITRE 3

Convection Mixte dans une Cavité Ventilée par un Nanofluide et Chauffée à l'aide d'une Température Linéairement Variable

3.1 INTRODUCTION

Etant donné l'importance de l'amélioration du transfert de chaleur dans de nombreuses applications de l'ingénierie, de nombreuses études ont été réalisées sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection. Par conséquent, l'étude des principaux facteurs qui influent sur le transfert de chaleur par convection et l'introduction de meilleures conditions de fonctionnement devraient faire l'objet d'une attention particulière.

Un moyen bénéfique à l'amélioration du taux de transfert de chaleur par convection dans les cavités consiste à utiliser des nanofluides plutôt que d'utiliser le fluide de base. En effet, les fluides conventionnels tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène glycol fréquemment rencontrés dans les applications industrielles pour des fins de refroidissement ne donnent pas parfois entière satisfaction en matière d'échange thermique en raison de leurs faibles conductivités thermiques. L'ajout de nanoparticules métalliques ou non métalliques aux fluides de base permet d'augmenter les conductivités thermiques des mélanges résultants (nanofluides). Cette propriété importante du nanofluide a conduit à ce que son utilisation dans les écoulements

convectifs présente un large éventail d'applications techniques pratiques telles que les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur, le traitement des matériaux, le refroidissement des dispositifs électroniques, etc.

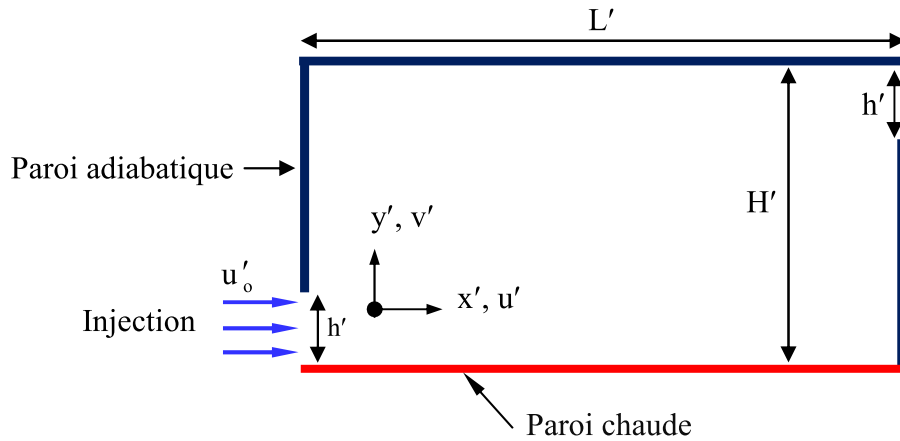
Bien que de nombreuses études utiles aient été menées dans le contexte de la convection de nanofluides dans des différentes configurations, des recherches supplémentaires sont nécessaires pour étudier le co-effet de plusieurs autres paramètres susceptibles d'améliorer le taux de transfert de chaleur. Ainsi, dans le cas d'un problème de transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'une enceinte, l'utilisation de nanofluides et l'imposition d'une ventilation extérieure peuvent considérablement améliorer les performances thermiques du système. De plus, dans la majorité des études effectuées dans le passé, l'injection est souvent le mode de ventilation adopté. Le cas d'une ventilation par succion peut être testé en vue de voir si des performances thermiques encourageantes peuvent être obtenues.

Outre les conditions aux limites de chauffage uniformes conventionnelles, plusieurs études ont porté sur les conditions aux limites thermiques non uniformes. Cette idée a séduit les chercheurs en raison de la présence de conditions aux limites non uniformes dans un grand nombre d'applications pratiques. De plus, cet intérêt particulier a été dicté par le fait qu'il est difficile voire même impossible de prédire le transfert de chaleur à travers un système soumis à un chauffage non uniforme à partir de celui siège d'un chauffage uniforme.

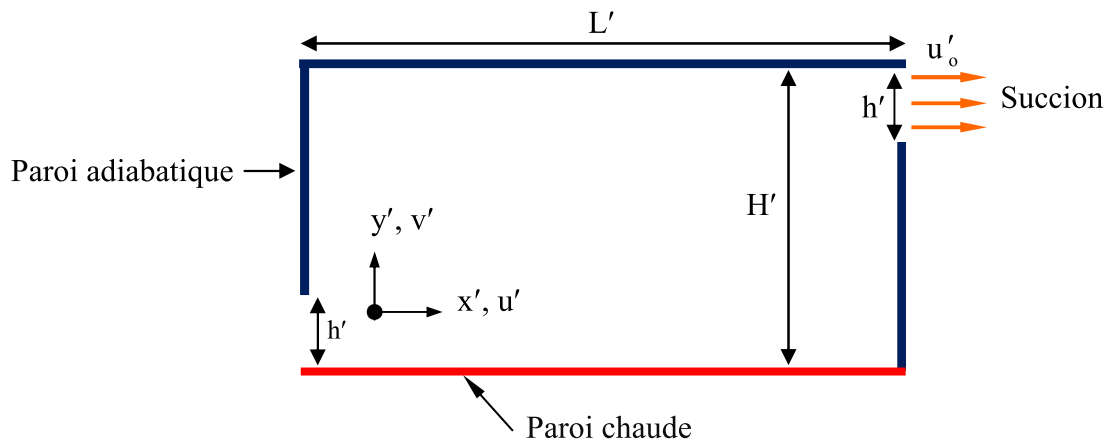
Ainsi, l'objectif de l'analyse numérique présentée dans ce chapitre consiste à identifier les distributions spatiales linéaires les plus prometteuses du point de vue de l'amélioration du taux de transfert de chaleur. Cet effet de la non-uniformité de la distribution de la température (profils linéaires) sera examiné en parallèle avec l'effet du mode de ventilation de la cavité et de l'effet de l'ajout des nanoparticules.

La géométrie considérée dans ce chapitre est présentée sur la figure 3.1. Il s'agit d'une cavité rectangulaire horizontale remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau et de rapport de forme $A = 2$. La paroi inférieure est soumise à une température de chauffage ayant

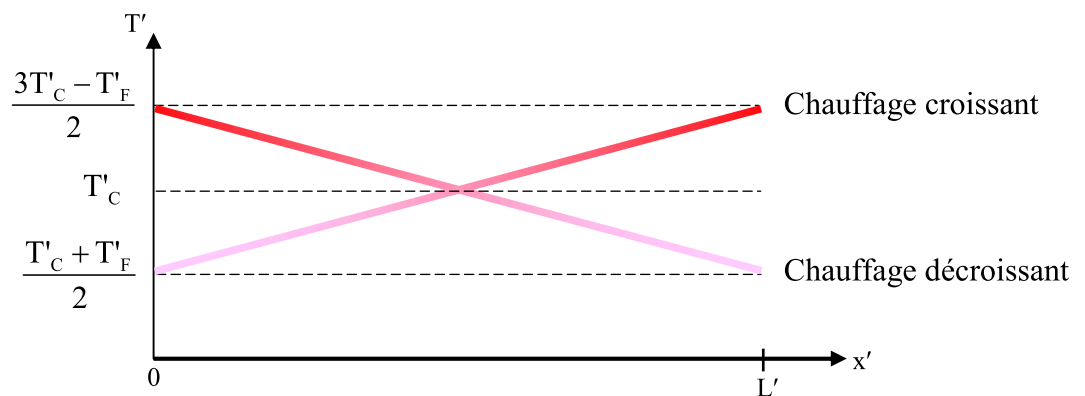
un profil linéaire croissant ou décroissant (figure 3.1c), tandis que les parois restantes sont considérées thermiquement isolées. Le système ainsi défini est soumis à un écoulement forcé entrant par injection (figure 3.1a) ou à un écoulement sortant par succion (figure 3.1b). Le nanofluide froid pénètre dans la cavité par le bas de la paroi verticale gauche et la quitte à travers la partie supérieure de la paroi verticale droite. La hauteur adimensionnelle des ouvertures d'entrée et de sortie est maintenue constante ($B = 1/4$). Les équations adimensionnelles régissant l'écoulement du nanofluide et le transfert de chaleur sont résolues en formulation vorticité-fonction de courant (Ω - Ψ).



a) Cas de l'injection



b) Cas de la suction



c) Profils de température imposés sur la paroi chauffée

Figure 3.1 : Configurations étudiées : a) Cas de l'injection, b) Cas de la suction et c) Profils de température imposés sur la paroi chauffée.

Dans ce chapitre, on s'intéresse à l'étude de l'effet du type de chauffage et de l'ajout des nanoparticules au fluide pur sur le transfert de chaleur par convection mixte. Les effets du nombre de Reynolds ($200 \leq Re \leq 5000$) et de la concentration des nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0.1$) seront aussi examinés.

Les propriétés thermophysiques de l'eau (H₂O) et de l'alumine (Al₂O₃), ayant servi dans les simulations numériques, sont données dans le tableau 3.1. Elles sont évaluées à la température de référence ($T'_F = 25 \text{ °C}$).

Tableau 3.1. Propriétés thermophysiques du fluide pur (eau) et des nanoparticules (Al₂O₃) à la température $T'_F = 25\text{°C}$ (Mahmoodi et al. (2014), Sivasankaran et al. (2010)).

Propriétés physiques	Fluide de base (Eau)	Alumine (Al ₂ O ₃)
C_p (J/kg.K)	4179	765
ρ (kg/m ³)	997.1	3970
λ (W/m.K)	0.613	40
$\beta \times 10^{-5}$ (K ⁻¹)	21	0.85
$\mu \times 10^{-4}$ (N.s/m ²)	9.09	---
Pr	6.2	

3.2 CONDITIONS AUX LIMITES

Le problème est régi par les équations (2.10-2.13) du chapitre 2. A ces équations, on associe les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques suivantes communes pour les deux modes de ventilation :

$$\begin{aligned}
 u = v = 0 & \quad \text{sur les parois rigides} \\
 T = \left(-\frac{2a_1}{A} \right) x + (1 + a_1) & \quad \text{sur la paroi chauffée} \\
 \frac{\partial T}{\partial n} = 0 & \quad \text{sur les parois adiabatiques} \\
 \Psi = 0 & \quad \text{sur les parois au-dessous des ouvertures} \\
 \Psi = B & \quad \text{sur les parois au-dessus des ouvertures}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Où "n" indique la direction normale à la paroi adiabatique considérée et le paramètre a_1 est un coefficient égal à 0.5 pour le profil de chauffage décroissant et égal à -0.5 pour le profil de chauffage croissant.

Les conditions aux limites appropriées, liées à chaque mode d'écoulement imposé, peuvent être exprimées comme suit :

Cas de l'injection :

$$T = 0, \Psi = y, \Omega = 0, u = 1, v = 0 \quad \text{à l'entrée de la cavité}$$

Les conditions aux limites à la sortie de la cavité sont des inconnues. Une brève revue de la littérature concernant les systèmes ouverts montre que plusieurs conditions ont été utilisées au niveau de la sortie, certaines basées sur la propriété d'incompressibilité du fluide (*Lage et al. (1992)*), d'autres sur la condition d'un écoulement établi (*Papanicolaou et Jaluria (1994)*). Cependant, pour un large éventail de problèmes physiques, l'écoulement à la sortie présente une structure à écoulement renversé (aspiration plus rejet du fluide) qui ne peut être prise en considération ni par la condition d'incompressibilité ni par la condition d'un écoulement établi lorsque, comme c'est le cas ici, les gradients horizontaux sont non nuls à la sortie. Ceci nous a conduit à opter pour une technique non restrictive qui consiste à extrapoler les grandeurs T, Ψ, Ω, u et v à chaque pas de temps. Cette démarche, plus réaliste, consistant à considérer des dérivées secondes nulles à la sortie pour toutes les grandeurs susmentionnées, a été adoptée avec succès par d'autres auteurs (*Raji et al. (1995)*, *Raji et Hasnaoui (2001)*, *Raji et al. (2008)*). Explicitement, cette extrapolation s'écrit :

$$f_s = 2f_{s-1} - f_{s-2} \quad (3.2)$$

où f désigne les variables T, Ψ, Ω, u ou v et s leur abscisse au niveau de la sortie.

Cas de la succion :

$$T = 0 \quad \text{à l'entrée de la cavité}$$

$$u = 1, v = 0, \Psi = y - (1 - B), \Omega = 0 \quad \text{à la sortie de la cavité}$$

Pour ce mode, les conditions aux limites pour u , v , Ψ et Ω sont inconnues à l'entrée alors que la température T est inconnue à la sortie. De la même manière que dans le mode précédent, les valeurs de ces variables sont obtenues à chaque pas de temps en considérant des dérivées secondes nulles de ces variables à ces ouvertures.

L'une des principales difficultés de la formulation Ψ - Ω , apparaît lors du traitement des conditions aux limites relatives à la vorticité qui n'est pas connue explicitement sur les frontières rigides du domaine. Plusieurs conditions ont été proposées dans la littérature. Dans cette étude, la modélisation des conditions aux limites de la vorticité se fait à l'aide de l'expression de *Woods* (1954) donnée par :

$$\Omega_p = -\frac{1}{2}\Omega_{p+1} - \frac{3}{\Delta\eta^2}(\Psi_{p+1} - \Psi_p) \quad (3.3)$$

Où p désigne la paroi et $\Delta\eta$ le pas d'espace dans la direction normale à celle-ci.

La vorticité au niveau de l'ouverture d'entrée/(de sortie) pour le mode injection/(suction) est calculée en utilisant l'équation de *Poisson* puisque le profil de vitesse y est imposé. Dans le présent cas, la connaissance du profil de vitesse au niveau de ces ouvertures ($u = 1$) impose que $\Omega = \partial v / \partial x$. Les résultats obtenus en considérant cette relation ont été confrontés avec ceux de la condition $\Omega = 0$. La comparaison en termes du nombre de Nusselt et de la fonction de courant maximale a montré des différences maximales en deçà de 0.3 %. Les structures dynamique et thermique de l'écoulement du fluide ne sont pas affectées par ce choix. Cependant, le choix de $\Omega = 0$ réduit de manière appréciable l'effort de calcul en conduisant à des gains substantiels en temps CPU.

3.3 TRANSFERT DE CHALEUR

L'estimation de l'amélioration du transfert de chaleur en présence des nanoparticules est basée sur l'évaluation du nombre de Nusselt moyen, Nu , calculé sur la paroi inférieure chauffée de la cavité de la manière :

$$Nu = -\frac{1}{A} \left(\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} \right) \int_0^A \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} dx \quad (3.4)$$

3.4 EFFET DU MAILLAGE

Dans cette partie, les calculs numériques ont été effectués en considérant un maillage uniforme dans les directions x et y . Des tests préliminaires ont été effectués avec différents maillages et montrent que le maillage 201×101 présente un compromis raisonnable entre le temps de calcul et la précision souhaitée (Tableau 3.2). En effet, les différences maximales observées en termes de la fonction de courant maximale et du nombre de Nusselt moyen évalué sur la paroi chauffée, en considérant un maillage plus raffiné (321×161), sont respectivement inférieures à 1.07 % et 1.42 %. Pour les deux maillages, l'effort de calcul en termes du temps CPU a été également évalué pour les deux modes d'écoulement imposés en initialisant les calculs à partir d'un régime pseudo-conductif. Il a été observé qu'un raffinement du maillage de 201×101 à 321×161 conduit à augmenter de plus de deux fois le temps CPU. Par conséquent, le maillage de 201×101 est jugé suffisant puisqu'il présente un compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats.

D'autres tests sur l'effet du maillage ont été effectués en comparant les résultats obtenus (en termes de variables locales) avec le maillage sélectionné à ceux obtenus en adoptant des maillages plus raffinés (321×161 et 401×201). Les résultats comparatifs sont présentés dans le tableau 3.3 en termes de la vitesse horizontale adimensionnelle (u) et de la température adimensionnelle (T) dans le domaine physique à la position $(x, y) = (1.5, 0.1)$. Les différences maximales observées en termes de $(u)/(T)$, sont inférieures à 1.12 % / 1.28 % et 1.45 % / 1.54 % respectivement pour les maillages 321×161 et 401×201 .

Tableau 3.2 : Sensibilité des résultats au maillage, en termes de Ψ_{\max} et Nu, pour différentes valeurs de Re et ϕ dans le cas des deux modes de ventilation (injection et succion) et des deux types de chauffage.

	Chauffage croissant	Re = 700				Re = 3000			
		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$	
		Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu
Injection	Maillage								
	201×101	0.282	13.680	0.282	14.509	0.273	22.240	0.273	23.904
	321×161	0.285	13.870	0.285	14.713	0.274	21.947	0.274	23.567
Succion	201×101	0.309	19.742	0.309	21.968	0.292	26.344	0.292	28.405
	321×161	0.311	19.648	0.311	21.694	0.290	26.642	0.290	28.730
	Chauffage décroissant	Re = 200				Re = 1000			
		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$	
		Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu
Injection	201×101	0.281	12.577	0.281	13.747	0.280	18.813	0.280	20.619
	321×161	0.283	12.756	0.283	13.913	0.283	19.071	0.283	20.905
Succion	201×101	0.309	15.828	0.308	17.173	0.303	28.366	0.303	30.657
	321×161	0.312	15.891	0.311	17.273	0.304	28.242	0.305	30.585

Tableau 3.3 : Sensibilité des résultats au maillage, en termes de u et T, pour différentes valeurs de Re et ϕ dans le cas des deux modes de ventilation (injection et succion) et des deux types de chauffage.

	Chauffage croissant	Re = 700				Re = 3000			
		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$	
		u	T	u	T	u	T	u	T
Injection	Maillage								
	201×101	-0.037	0.570	-0.023	0.595	-0.090	0.156	-0.089	0.172
	321×161	-0.037	0.567	-0.023	0.591	-0.089	0.158	-0.088	0.173
	401×201	-0.037	0.567	-0.023	0.589	-0.089	0.158	-0.088	0.174
Succion	201×101	0.021	0.796	0.013	0.819	-0.038	0.234	-0.038	0.261
	321×161	0.021	0.801	0.013	0.824	-0.038	0.236	-0.038	0.264
	401×201	0.021	0.803	0.013	0.830	-0.038	0.237	-0.038	0.265
	Chauffage décroissant	Re = 200				Re = 1000			
		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$	
		u	T	u	T	u	T	u	T
Injection	201×101	0.216	0.534	0.201	0.560	-0.054	0.324	-0.054	0.341
	321×161	0.216	0.531	0.201	0.557	-0.054	0.328	-0.054	0.345
	401×201	0.215	0.530	0.201	0.556	-0.054	0.329	-0.054	0.346
Succion	201×101	0.293	0.471	0.275	0.503	-0.040	0.270	-0.040	0.295
	321×161	0.296	0.477	0.277	0.509	-0.040	0.273	-0.040	0.298
	401×201	0.297	0.478	0.279	0.511	-0.040	0.274	-0.040	0.299

3.5 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Le code numérique développé a été validé en comparant les résultats obtenus à ceux de *Mahmoudi et al.* (2010) dans le cas de la convection mixte se développant au sein d'une cavité carrée et ventilée à l'aide du nanofluide Cu-eau. Les résultats comparatifs sont présentés sur la figure 3.2 en termes du nombre de Nusselt moyen sur la paroi inférieure chaude pour $Ri = 1$. Les écarts relatifs maximums observés restent inférieurs à 1.35 % lorsque ϕ varie de 0 à 0.05 pour $Re = 50$ et 100. Notre code numérique a été également validé par rapport aux résultats expérimentaux obtenus par *Ho et al.* (2010) dans le cas d'une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $L' \times H' = 80 \text{ mm} \times 80 \text{ mm}$ et différentes valeurs de Ra et ϕ . Les résultats de la comparaison, illustrés dans le tableau 3.4, en termes du nombre de Nusselt moyen, montrent un bon accord avec un écart maximal de 5.29 %. Un test supplémentaire a été effectué en procédant à un bilan énergétique du système à chaque exécution du code numérique. En effet, il a été soigneusement vérifié que l'énergie transmise au fluide par la paroi chauffée quitte la cavité à travers l'ouverture de sortie. Ce bilan énergétique a été vérifié avec des écarts maximums ne dépassant pas 2 %.

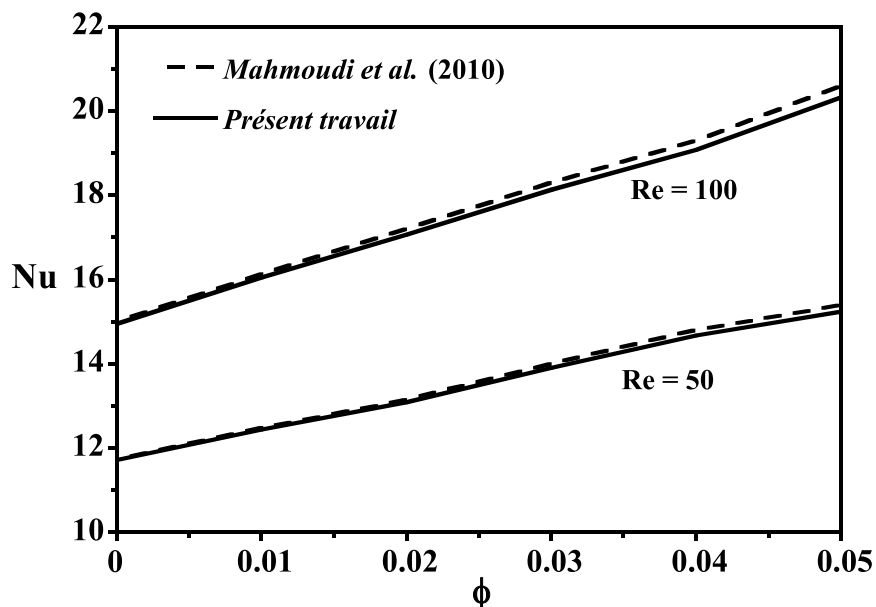


Figure 3.2 : Comparaisons en terme du nombre de Nusselt moyen, Nu , dans une cavité carrée ventilée à l'aide du nanofluide Cu-eau pour $Ri = 1$ et différentes valeurs de Re et ϕ .

Tableau 3.4. Validation du code numérique en termes du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chaude d'une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau.

Ra	Présent travail		<i>Ho et al.</i> (2010) (expérimental)		% de déviation	
	$\phi = 0$	$\phi = 0.001$	$\phi = 0$	$\phi = 0.001$	$\phi = 0$	$\phi = 0.001$
2×10^7	18.83	21.49	18.05	20.5	4.32	4.83
6×10^7	24.16	29.01	23.12	27.6	4.5	5.11
10^8	27.07	31.66	25.85	30.07	4.71	5.29

3.6 RÉSULTATS ET DISCUSSION

Dans cette section, le nombre de Rayleigh est maintenu à une valeur constante ($Ra = 10^6$) tandis que le nombre de Reynolds Re a été varié entre 200 et 5000. Les valeurs de ces paramètres impliquent des valeurs du nombre de Richardson, Ri , variant dans la gamme $[6.45 \times 10^{-3}, 4.03]$ et qui simulent la convection mixte et le régime de convection forcée dominante. Dans ce qui suit, les effets conjugués de la fraction volumique des nanoparticules, du type de chauffage et du mode de ventilation sur la structure d'écoulement, la distribution de température, les performances thermiques et l'efficacité du refroidissement, au sein de la cavité, sont étudiés. Avant de traiter cette partie de résultats, il est à signaler que, dans le cas du chauffage croissant, l'état final de l'écoulement est instable pour de faibles valeurs de Re ($Re \leq 700$). Par conséquent, les structures dynamique et thermique ne peuvent pas être présentées dans cette situation.

3.6.1 Cas du mode d'injection

3.6.1.1 Écoulements et champs thermiques

Des lignes de courant et des isothermes illustrant l'effet de Re sur les structures dynamique et thermique de l'écoulement, pour le mode d'injection dans le cas du chauffage croissant, sont illustrées sur les figures 3.3a-3.3d pour $\phi = 0$ (ligne

continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne en pointillées - - -). Pour une valeur modérée de Re ($Re = 800$), les lignes de courant montrent la présence de deux cellules fermées séparées par les lignes ouvertes de l'écoulement forcé (figure 3.3a). Plus précisément, une grande cellule trigonométrique, engendrée par l'effet du cisaillement est située dans la partie supérieure de la cavité alors qu'une petite cellule tournant dans le sens horaire, due aux effets combinés de la convection naturelle et du cisaillement, se trouve sous les lignes ouvertes en contact avec la paroi chauffée. Un effet qualitatif très limité peut être observé dans la structure d'écoulement en augmentant ϕ de 0 à 0.1, si on excepte la petite cellule située au-dessous des lignes ouvertes ; la taille de cette dernière est réduite et son centre est décalé vers la gauche. Les isothermes correspondantes montrent que l'échange de chaleur entre la surface linéairement chauffée et le nanofluide se manifeste dans la zone délimitée par la paroi active et la paroi verticale droite, en raison de la cellule convective fermée. D'autre part, dans la moitié supérieure de la cavité (là où les cellules fermées sont générées par les effets de cisaillement), le fluide se trouve à une température froide uniforme. En effet, l'existence de cet espace froid indique l'absence d'interaction thermique entre la paroi active et le fluide dans la zone au-dessus de la diagonale reliant les ouvertures de la cavité. De plus, les isothermes correspondant au nanofluide (avec $\phi = 0.1$) ne sont pas confondues avec celles du fluide pur ($\phi = 0$) au niveau du côté droit de la paroi inférieure. Elles sont bien stratifiées et dispersées le long de la couche limite thermique. Ce comportement s'explique par un meilleur échange thermique entre la paroi chauffée et les lignes de courant ouvertes à travers la petite cellule et aussi par l'homogénéisation de la température à l'intérieur de la cavité dans le cas du nanofluide. Une augmentation de Re jusqu'à 1000 conduit à une augmentation de la taille et de l'intensité de la cellule inférieure (figure 3.3b). Une augmentation supplémentaire de Re jusqu'à 3000 puis 5000 (régime de convection forcée dominante) favorise la cellule inférieure comme illustré sur les figures 3.3c et 3.3d. Cette augmentation en termes de taille se fait au détriment de l'espace disponible dans la partie inférieure de la cavité. En même temps, la cellule supérieure subit une bifurcation en deux autres. De plus, le régime de convection forcée dominante engendre une forme spéciale des lignes de courant ouvertes qui deviennent linéaires

entre les deux ouvertures. Les isothermes correspondantes se trouvent condensées au niveau de la paroi chaude, ce qui indique que la chaleur fournie par cette dernière est transportée directement par l'écoulement forcé sans interagir avec les cellules fermées.

Dans le cas du mode d'injection avec un profil de chauffage décroissant, une comparaison des lignes de courant et des isothermes entre l'eau pure ($\phi = 0$) et le nanofluide ($\phi = 0.1$) est faite comme illustré sur les figures 3.4a-3.4e pour différentes valeurs de Re . Selon la figure 3.4a, les lignes de courant obtenues pour $Re = 200$ montrent la présence d'une grande cellule trigonométrique, due à l'effet de cisaillement, surmontant les lignes de courant ouvertes de l'écoulement forcé. Les isothermes correspondantes sont denses juste au-dessus de la paroi chauffée au niveau de l'entrée. Cela signifie que la chaleur libérée par la paroi chaude vers l'écoulement forcé s'effectue principalement à travers la moitié gauche de la paroi chauffée en raison du profil de température décroissant sur cette paroi. On peut également voir que l'espace au-dessus des lignes de courant ouvertes est thermiquement inactif alors que ces dernières envahissent tout l'espace au-dessous des ouvertures et assurent l'évacuation de la chaleur à travers l'ouverture de sortie. Une augmentation modérée de Re jusqu'à 500, comme présenté sur la figure 3.4b, conduit à la formation d'une petite cellule convective de sens horaire, favorisée par l'effet de cisaillement. Une augmentation de Re à 1000 (Figure 3.4c) contribue au développement de la cellule secondaire inférieure à la fois, en taille due à la contraction ascendante des lignes ouvertes (dans la partie inférieure de la cavité) et en intensité. En augmentant progressivement Re jusqu'à 3000 puis à 5000, comme illustré respectivement sur les figures 3.4d et 3.4e, on constate que le mécanisme dominant du transfert de chaleur change vers un mécanisme de convection forcée et que l'écoulement traverse la cavité diamétralement entre les deux ouvertures sans être significativement affecté par la cellule inférieure fermée. Il semble important de noter que pour toutes ces valeurs de Re , les structures d'écoulement en présence de nanoparticules ne changent pas significativement par rapport à celles du fluide pur même pour une fraction volumique élevée ($\phi = 0.1$). Cependant, l'ajout de 10 % de nanoparticules au fluide de base affecte clairement la distribution de température tant que $Re \leq 1000$. Au-delà de cette

valeur de Re , l'effet des nanoparticules sur la distribution de température reste visible uniquement dans la zone au-dessous des lignes de courant ouvertes.

3.6.1.2 Étude des performances thermiques

Afin d'illustrer la performance du mode d'injection sur le processus d'évacuation de la chaleur, nous avons présenté sur la figure 3.5 les variations du nombre de Nusselt moyen, Nu , en fonction du nombre de Reynolds, Re , le long de la paroi chauffée pour les deux profils de température de chauffage et différentes valeurs de ϕ . Dans le cas d'un profil de température décroissant, une augmentation monotone de Nu avec Re est généralement observée. Le taux de cette augmentation devient plus important à partir de $Re \approx 500$ (une augmentation des pentes des courbes est observée à partir de ce seuil). Cette tendance est justifiée par l'intensification de l'écoulement, favorisée par l'augmentation de Re . Pour le deuxième type de chauffage qui consiste en un profil de température croissant, un comportement différent est observé dans l'évolution de Nu en fonction de Re tant que la valeur de ce paramètre est inférieure à une certaine limite. En effet, pour $Re \leq Re_{CR1} = 500$, l'augmentation de Re engendre un changement très limité dans l'évolution de Nu . Juste au-dessus de ce seuil, l'augmentation de Re jusqu'à une nouvelle valeur critique, $Re_{CR2} \approx 1000$, entraîne une légère diminution de Nu dans la gamme $Re_{CR1} \leq Re \leq Re_{CR2}$. Cette diminution de l'effet de la convection mixte, apparaissant dans la phase de transition vers le régime de convection forcée, est attribuée à l'apparition de la cellule fermée, située entre les lignes de courant ouvertes et le coin inférieur droit de la cavité (la zone la plus chauffée de la paroi inférieure). Par conséquent, la chaleur libérée par la paroi chaude vers l'extérieur à travers les lignes de courant ouvertes est affaiblie (voir figure 3.3a). Par la suite, la tendance est renversée et l'évolution de Nu est alors caractérisée par une augmentation monotone avec Re , résultant d'une meilleure interaction thermique entre la paroi chauffée et l'écoulement forcé dominant. Au cours de cette interaction, la contribution de la cellule fermée au-dessous des lignes de courant ouvertes est remarquablement soutenue par l'augmentation de Re . L'examen des résultats présentés sur la figure 3.5 montre également, que l'interaction thermique entre la paroi chauffée et le fluide est plus favorisée par le mode de chauffage croissant dans une courte

gamme allant de la plus faible valeur de Re jusqu'au environ de 500 (par excès). En dehors de cet intervalle de Re , la tendance est renversée en faveur du mode de chauffage décroissant, qui devient plus efficace en termes d'échange de chaleur entre la paroi horizontale inférieure et le fluide. D'un autre point de vue et pour une valeur donnée de Re , l'augmentation de la fraction volumique ϕ jusqu'à 0.1 conduit à une augmentation notable de Nu pour les deux modes de chauffage. Cependant, l'impact des nanoparticules sur l'augmentation de Nu est évidemment plus prononcé dans le cas du profil de température décroissant. L'augmentation de Nu avec la fraction volumique des nanoparticules est due à l'augmentation de la conductivité thermique effective du nanofluide en augmentant ϕ . Plus précisément, en augmentant ϕ de 0 à 0.1, l'augmentation de Nu pour le cas le plus favorable correspondant à $Re = 5000$ se produit respectivement de 27.22 / (31.04) à 31.77 / (36.88) pour le profil de température croissant / décroissant. Il convient de noter que pour le mode d'injection, le type de chauffage décroissant améliore mieux le transfert de chaleur par rapport au mode de chauffage croissant pour des valeurs modérées et élevées de Re , soit en présence ou en l'absence de nanoparticules. Ces résultats permettent de conclure qu'une meilleure évacuation de la chaleur au niveau de la paroi chauffée est assurée par l'application du mode de chauffage décroissant pour un régime de convection forcée dominante. Pour un autre cas important, $Re = 1500$ et $\phi = 0.1$, Nu subit une augmentation de 17.3 à 23.9 en changeant le mode de chauffage du croissant vers le décroissant. Ce changement du mode de chauffage, engendre une augmentation importante du transfert de chaleur de presque 38 %. Cependant, il convient de rappeler que l'effet du mode de chauffage est renversé pour les faibles valeurs de Re (régime de convection mixte dominante) et que l'efficacité thermique, exprimée en termes de chaleur libérée, est passablement favorisée par le mode de chauffage croissant.

Il faut souligner que, lorsque le chauffage est imposé par le bas, on observe souvent un comportement oscillatoire pendant la phase de transition d'une structure d'écoulement à une autre ou lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à une valeur critique et le nombre de Rayleigh est suffisamment élevé. Par conséquent, dans le cas du mode d'injection avec un profil croissant de la température de chauffage, des

solutions instationnaires périodiques ont été obtenues. Pour ces solutions instationnaires, une étude préliminaire concernant l'effet du pas de temps (effet sur la précision et la stabilité des résultats) a été effectuée mais les résultats obtenus n'ont pas été affectés par la diminution du pas de temps. D'autres tests ont été effectués en examinant l'effet des conditions initiales sur l'état final de l'écoulement. Le code de calcul a été initialisé à partir d'un régime pseudo-conductif ou un régime convectif (à partir d'une solution convective obtenue précédemment) mais aucun effet notable n'a été observé sur la solution périodique finale. Pour les solutions périodiques, les valeurs du nombre de Nusselt moyen, indiquées par de petits cercles pleins sur la figure 3.5, correspondent à des valeurs moyennes obtenues durant plusieurs cycles d'écoulement. Ces solutions périodiques disparaissent lorsque Re dépasse une valeur critique. Une illustration d'une solution périodique est présentée sur les figures 3.6a et 3.6b en termes des variations temporelles de Ψ_{\min} et Nu obtenues pour $Re = 200$ et $\phi = 0.05$. La nature des oscillations est sinusoïdale pour Nu mais le comportement sinusoïdal est absent pour Ψ_{\min} pendant des courts intervalles. Les deux fonctions Ψ_{\min} et Nu oscillent avec la même période. La trajectoire correspondante dans le plan de phase (Ψ_{\min}, Nu) est une simple courbe fermée de type P_1 suivant la convention de *Lennie et al.* (1988). La figure 3.6c montre les limites du cycle projeté dans le plan de phase.

Au cours d'un cycle d'écoulement, des lignes de courant et des isothermes sont illustrées aux instants sélectionnés correspondant aux lettres "a" à "e" sur la figure 3.6b. On peut voir sur les figures 3.7a-3.7e que la structure d'écoulement et le champ de température à l'intérieur de la cavité sont légèrement affectés au cours de l'évolution du cycle. L'observation importante pour ce régime est la faiblesse de la cellule négative fermée au-dessous des lignes ouvertes; ce qui permet à ces dernières d'envahir l'espace localisé à son voisinage. Une autre petite cellule positive, piégée entre les lignes de courant ouvertes de l'écoulement forcé, apparaît dans la structure d'écoulement. L'existence de cette cellule de sens de rotation antihoraire est favorisée par l'importance relative de la convection naturelle. Elle est plus intense que la cellule négative et son apparition est à l'origine de l'établissement du régime oscillatoire dû à la compétition entre la convection naturelle et la convection forcée. Cette structure

perturbe la stabilité d'écoulement et donne lieu à une instabilité justifiée par l'écoulement périodique résultant. La distribution de la température au sein de la partie inférieure droite de la cavité est caractérisée par une certaine complexité résultant de la structure complexe de l'écoulement dans cette région. D'ailleurs, les isothermes présentent une couche limite thermique non-stratifiée avec la présence de deux grands pics ; ils sont situés là où se trouvent les deux petites cellules.

Pour des raisons pratiques, l'évaluation de la température moyenne du fluide à l'intérieur de la cavité est d'une grande importance. Ainsi, pour le mode injection, les variations de cette grandeur avec Re sont présentées sur la figure 3.8 pour les deux profils de température, croissant et décroissant, et différentes valeurs de ϕ . On voit clairement pour les deux cas de chauffage que la température moyenne, \bar{T} , augmente par augmentation de Re jusqu'à un maximum atteint prématurément dans le cas du mode de chauffage décroissant. La valeur maximale de la température moyenne dépend fortement de ϕ et du profil de température de chauffage. Le réchauffement de la cavité accompagnant l'augmentation de Re avant le maximum est justifié par la complexité de l'interaction entre la convection forcée et la convection naturelle, résultant de leurs effets coopérants. Une fois que \bar{T} atteint son maximum, la tendance d'évolution change en faveur d'une diminution continue et monotone, accompagnant l'augmentation de Re dans la gamme restante, pour les deux modes de chauffage. Cette tendance est prévue puisque l'augmentation de Re renforce la prédominance de la convection forcée et par la suite son effet de refroidissement bien connu. Pour une valeur donnée de Re , on voit que l'augmentation de la concentration des nanoparticules conduit à une augmentation de la température moyenne du fluide pour les deux modes de chauffage. En effet, l'ajout des nanoparticules améliore l'échange thermique par conduction dans la cavité et contribue par conséquent à une augmentation de la température moyenne. En outre, il ressort de cette figure que le mode de chauffage croissant conduit généralement à un meilleur refroidissement de la cavité (si l'on excepte la courte gamme $700 \leq Re \leq 1000$ autour du maximum) puisque les valeurs résultantes de \bar{T} sont inférieures à celles correspondant au cas du chauffage décroissant.

3.6.2 Cas du mode suction

3.6.2.1 Écoulement et champs thermiques

Dans le cas du mode de suction, l'effet de Re sur les champs dynamique et thermique est illustré sur les figures 3.9a-3.9d, pour le fluide pur (eau) et le nanofluide Al_2O_3 -eau dans le cas du mode de chauffage croissant. En comparaison avec le mode d'injection, un grand changement est observé dans la structure d'écoulement et la distribution de température au sein de la cavité. Ainsi, pour $Re = 800$ (Figure 3.9a), la structure d'écoulement montre l'existence de trois cellules fermées. Deux cellules générées principalement par l'effet de cisaillement sont situées au-dessus des lignes de l'écoulement forcé et une autre cellule négative (de sens de rotation horaire) en dessous des lignes de courant ouvertes est située dans l'espace avoisinant le coin inférieur droit de la cavité. Cette cellule de sens horaire est générée suite aux effets combinés des forces de poussée et de cisaillement. Dans ce cas, les lignes de courant ouvertes sont courbées et régulières alors qu'elles sont droites pour le même type de chauffage dans le cas du mode d'injection. Cela signifie que, pour le mode de suction, les lignes de courant ouvertes interagissent mieux avec la paroi chauffée. Cette observation est confirmée par les isothermes correspondantes illustrant des gradients de température importants le long de la paroi chauffée. De plus, dans le cas de la suction, la figure 3.9a montre que la partie froide couvre presque les trois quarts de la cavité. Cela signifie que le mode de suction est plus efficace que le mode d'injection en termes de refroidissement de la cavité. Une augmentation régulière de Re jusqu'à 1000, 3000 et 5000, cas illustrés respectivement sur les figures 3.9b à 3.9d, conduit qualitativement à la même structure d'écoulement. On observe cependant que cette augmentation est plus favorable aux cellules situées au voisinage des coins opposés de la cavité et défavorable à la cellule de cisaillement en contact avec les lignes de courant ouvertes. L'expansion de la cellule inférieure négative résulte du fort effet de cisaillement dû à la prépondérance de la convection forcée. De plus, l'amplification de la taille de la cellule fermée située dans le coin supérieur gauche de la cavité se fait au détriment de la cellule positive en contact avec les lignes de courant ouvertes. Il est à souligner que, même pour les grandes valeurs de Re , la forme courbée des lignes de

courant ouvertes persiste. Cependant, ces dernières sont visiblement de plus en plus détachées de la première moitié de la paroi chauffée lorsque Re augmente. Ce détachement est évidemment amplifié par l'extension de la cellule négative favorisée par l'augmentation de Re . Par conséquent, on peut conclure que l'effet du mode de succion est thermiquement plus efficace que le mode d'injection. Les isothermes montrent un bon échange thermique entre la paroi active et le fluide sur toute sa surface.

Dans le cas du mode de succion avec un profil de chauffage décroissant, les lignes de courant et les isothermes obtenues pour différentes valeurs de Re sont présentées sur les figures 3.10a-3.10e avec ou sans présence de nanoparticules. En se basant sur la figure 3.10a, obtenue pour $Re = 200$, la structure dynamique consiste en une grande cellule trigonométrique due à l'effet de cisaillement engendré par les lignes de courant ouvertes de l'écoulement forcé. Les isothermes correspondantes montrent que le gradient de température au niveau de la paroi chaude diminue progressivement; ce qui est compatible avec le profil décroissant de la température imposée. En augmentant Re de 500 jusqu'à 5000, on peut voir sur les figures 3.10b à 3.10e, correspondant respectivement à $Re = 500, 1000, 3000$ et 5000 , que deux nouvelles cellules de signes opposés apparaissent au voisinage des coins, supérieur gauche (la cellule positive) et inférieur droit (la cellule négative) de la cavité. Finalement, il est à noter que, pour le mode de succion, l'ajout de nanoparticules au fluide de base a un impact qualitatif limité sur la structure d'écoulement alors que la distribution de température (la zone thermiquement active) est considérée comme plus sensible à cet ajout (voir les figures 3.9 et 3.10).

3.6.2.2 Étude des performances thermiques

Afin d'obtenir une idée plus précise sur les caractéristiques du transfert de chaleur en mode de succion, nous illustrons sur la figure 3.11 l'évolution du nombre de Nusselt moyen avec Re , pour les deux types de chauffage et différentes valeurs de ϕ . Comme prévu, les résultats présentés indiquent que, pour les deux modes de chauffage, Nu augmente avec l'augmentation de Re et ϕ . Cependant, le taux d'augmentation du

transfert de chaleur adimensionnel avec ϕ est manifestement limité pour les faibles valeurs de Re , en particulier dans le cas du profil de chauffage croissant. Quantitativement, en ajoutant des nanoparticules avec $\phi = 10\%$ à l'eau pure, l'amélioration du transfert de chaleur, exprimée en terme de Nu , pour le cas le plus favorable obtenu à $Re = 5000$, est approximativement de $28 / 35$ à $32 / 42$ pour le mode croissant / décroissant. Pour une valeur fixée de Re , on constate que le mode de chauffage décroissant est plus performant, en terme d'évacuation de la chaleur, en comparaison avec l'autre mode de chauffage soit en la présence ou en l'absence de nanoparticules. La performance thermique est amplifiée (en faveur du profil décroissant de la température) avec l'augmentation de Re . Pour plus de précision, le changement du mode de chauffage du profil croissant à celui décroissant pour le cas le plus favorable ($Re = 5000$ et $\phi = 0.1$), conduit à une amélioration en termes du transfert de chaleur de l'ordre de 28% . Finalement, il faut rappeler que le mode de suction a conduit à des solutions périodiques dans le cas du profil croissant de la température pour Re allant de 200 à 600 dépendamment de ϕ .

Pour le mode de suction, les variations avec Re de la température moyenne \bar{T} du fluide à l'intérieur de la cavité sont présentées sur la figure 3.12 pour les deux modes de chauffage et différentes valeurs de ϕ . Dans le cas du chauffage décroissant, la température moyenne \bar{T} diminue rapidement avec l'augmentation de Re . Cette tendance s'explique par le fait que la chaleur dégagée par la paroi chaude est entraînée vers l'extérieur de la cavité par l'effet croissant de l'écoulement forcé, ce qui conduit à un meilleur refroidissement de la cavité. Dans le cas du profil croissant de la température, le paramètre \bar{T} augmente légèrement avec Re jusqu'à atteindre une valeur maximale correspondant à une valeur critique de Re située dans la gamme $[600, 700]$ et qui dépend fortement de ϕ . Cette tendance est attribuée aux effets coopérants des écoulements de convection naturelle et forcée. Au-dessus de ce seuil, l'évolution est renversée et se caractérise par une diminution claire de \bar{T} avec Re ; c'est la conséquence de la prédominance de l'écoulement forcé qui favorise l'évacuation de la chaleur à travers la sortie. Pour une valeur fixée de Re , on constate

que la température moyenne augmente avec ϕ pour les deux modes de chauffage. De plus, on retient de cette figure que le mode de chauffage décroissant conduit globalement un meilleur refroidissement de la cavité puisque les valeurs de \bar{T} sont plus faibles en comparaison avec le mode de chauffage croissant, si on excepte le cas correspondant aux faibles valeurs de Re ($Re \leq 400$) pour lequel le chauffage croissant donne plus d'efficacité de refroidissement.

3.7 CONCLUSION

Les résultats obtenus montrent que les structures d'écoulement et de température sont affectées par le mode d'écoulement imposé et le profil de la température de chauffage. Les nanoparticules en suspension contribuent relativement à l'amélioration du transfert de chaleur échangé entre la paroi active et le nanofluide et à l'augmentation de la température moyenne du fluide pour les deux modes d'écoulements imposés, injection ou succion en appliquant un chauffage soit croissant ou décroissant. D'autre part, il faut rappeler que le mode de chauffage décroissant donne une meilleure performance thermique que le mode de chauffage croissant en conduisant à un bon transfert de chaleur à travers la cavité, avec ou sans présence de nanoparticules. Cependant, cette tendance est renversée en mode d'injection, pour les faibles valeurs de Re , lorsque le transfert de la chaleur est relativement favorisé par le chauffage croissant. De plus, on constate qu'un meilleur refroidissement de la cavité est généralement obtenu en appliquant le chauffage croissant en mode d'injection (pour les valeurs faibles et élevées de Re) et le chauffage décroissant en mode de succion (pour les valeurs modérées et élevées de Re) puisque ces cas conduisent à des valeurs plus faibles de la température moyenne. Finalement, il est utile de mentionner qu'une comparaison a été effectuée avec les résultats de l'étude de *Bahlaoui et al.* (2014) correspondant au cas d'un profil de température uniforme (température constante). Généralement, il s'avère que le chauffage décroissant est plus performant thermiquement que le chauffage uniforme. Ce dernier se trouve à son tour plus performant par rapport au cas d'un chauffage croissant.

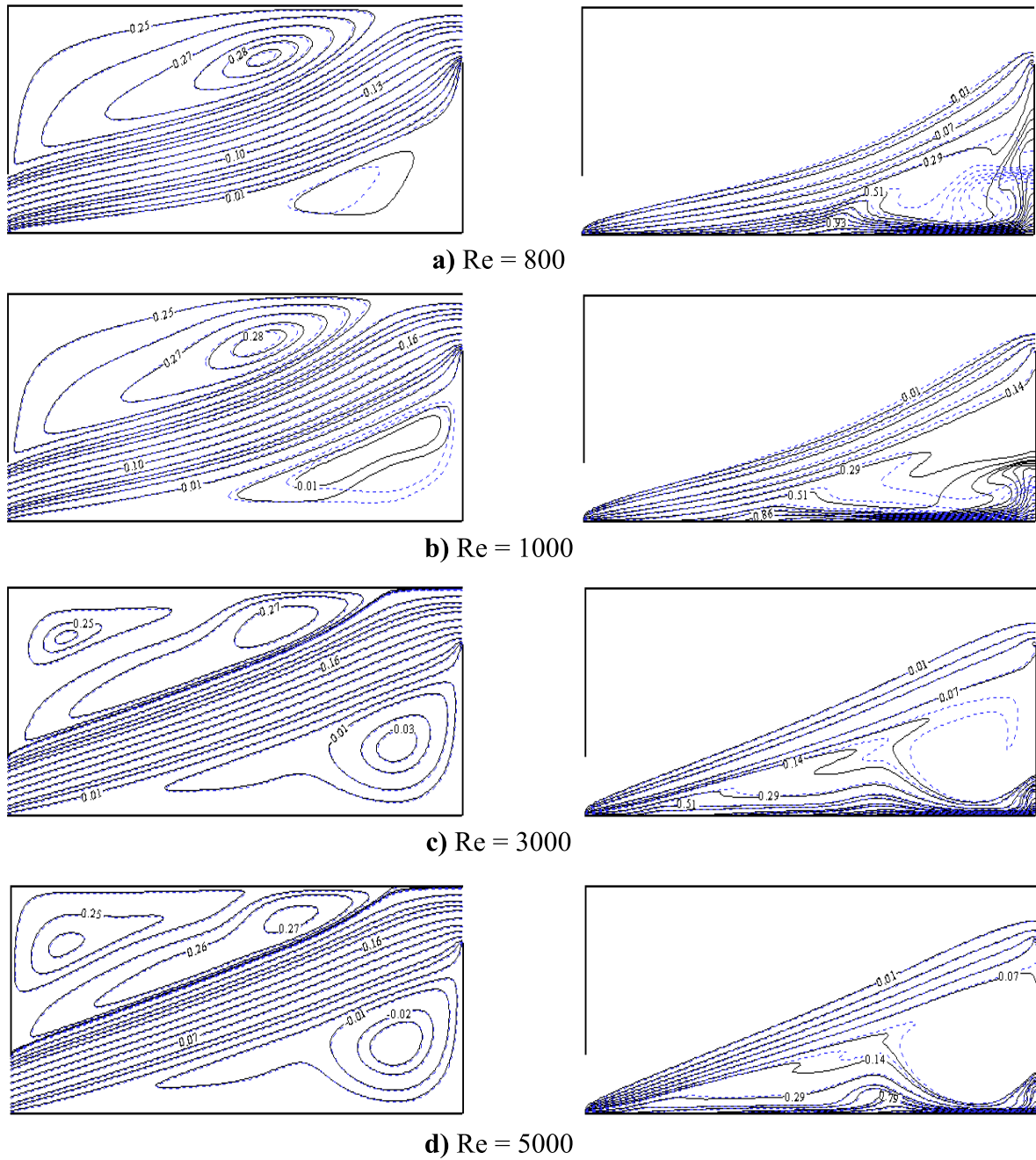


Figure 3.3 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection avec un chauffage croissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 800$, b) $Re = 1000$, c) $Re = 3000$ et d) $Re = 5000$.

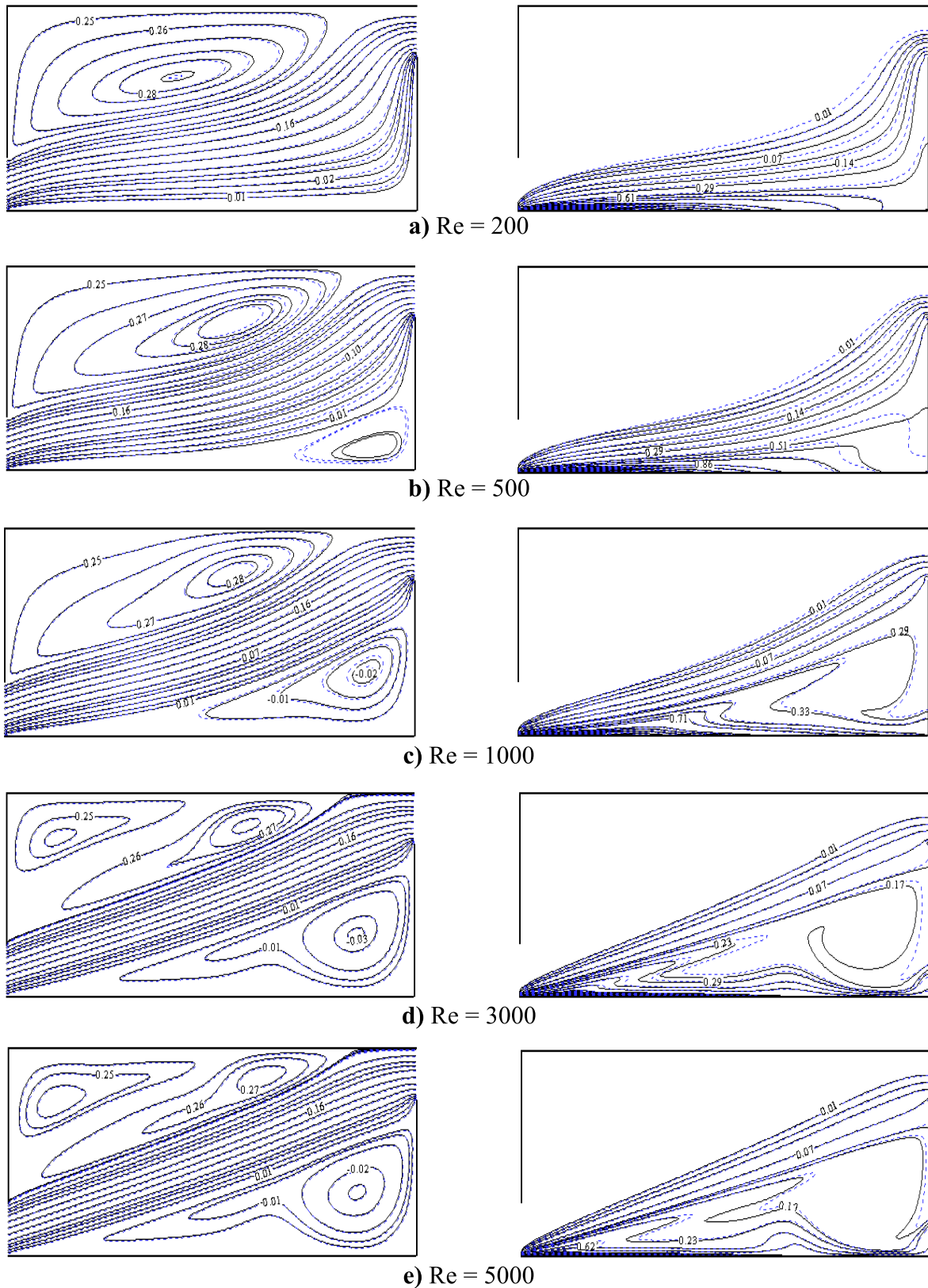


Figure 3.4 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection avec un chauffage décroissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re : a) Re = 200, b) Re = 500, c) Re = 1000, d) Re = 3000 et e) Re = 5000.

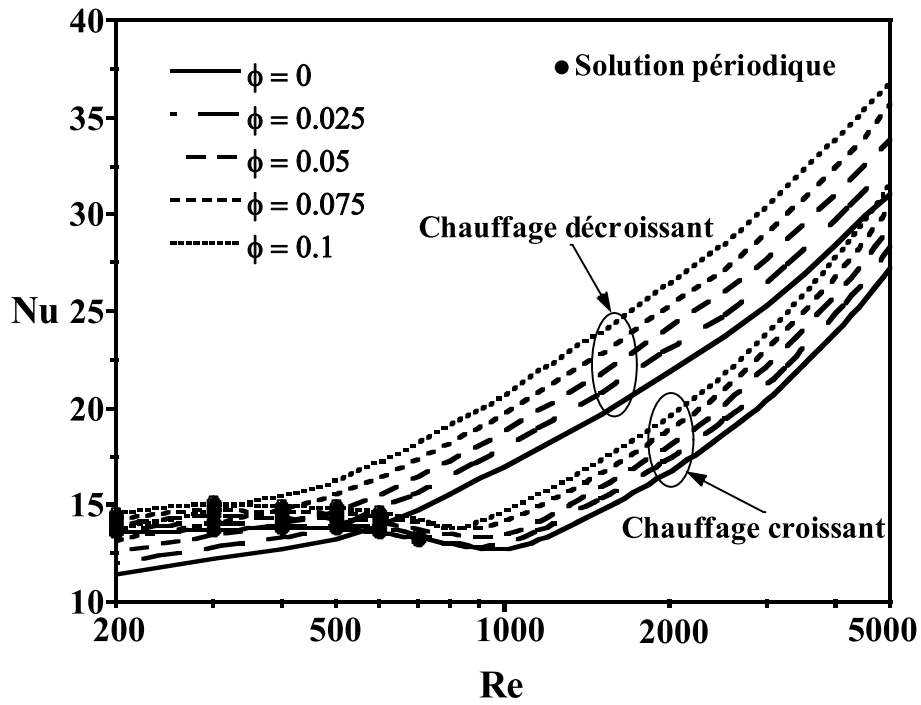


Figure 3.5 : Variations, avec Re, du nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée en mode d'injection pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ .

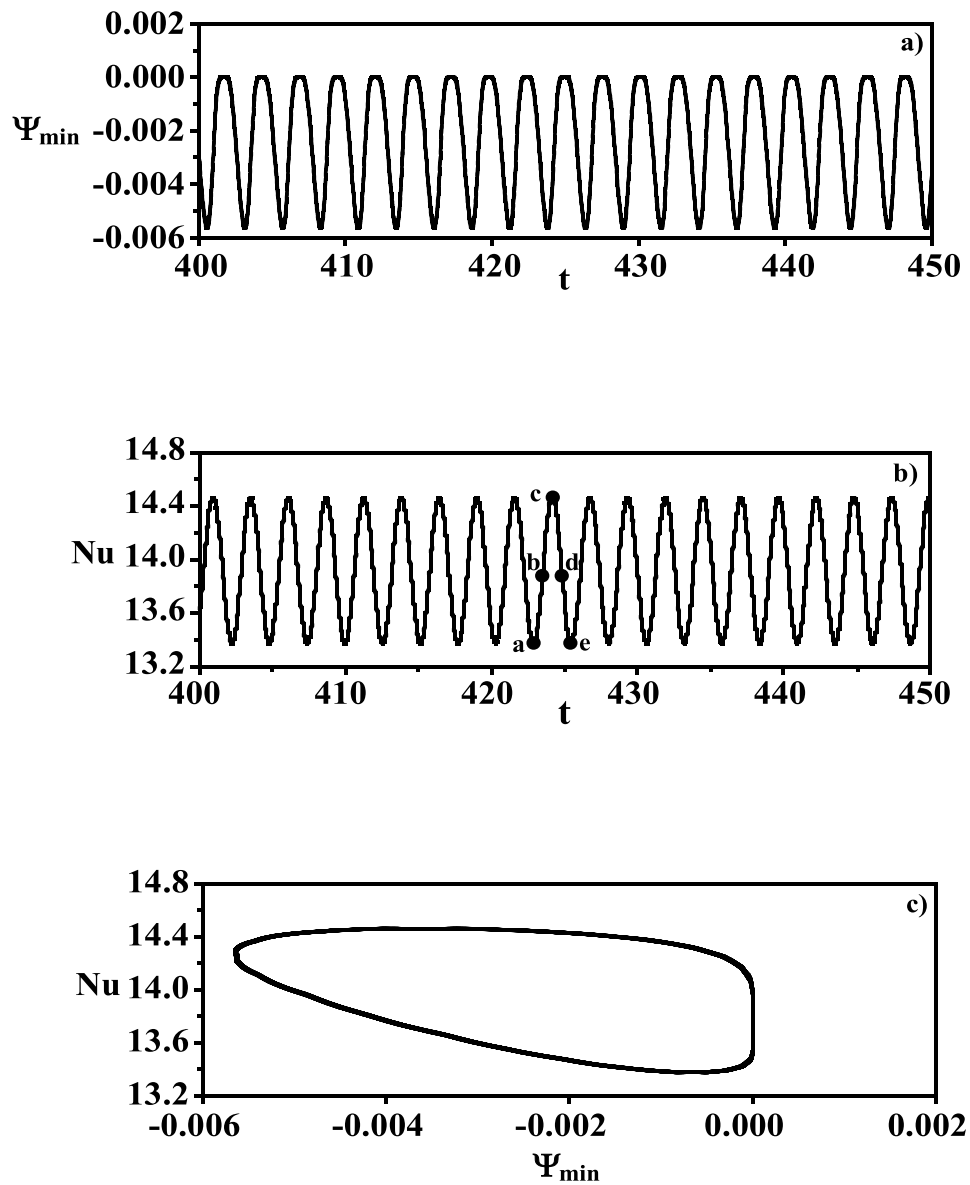


Figure 3.6 : Oscillations périodiques, en mode d'injection avec un chauffage croissant, obtenues pour $Re = 200$ et $\phi = 0.05$: a) $\Psi_{\min}(t)$, b) $Nu(t)$ et c) projection dans le plan de phase (Ψ_{\min}, Nu).

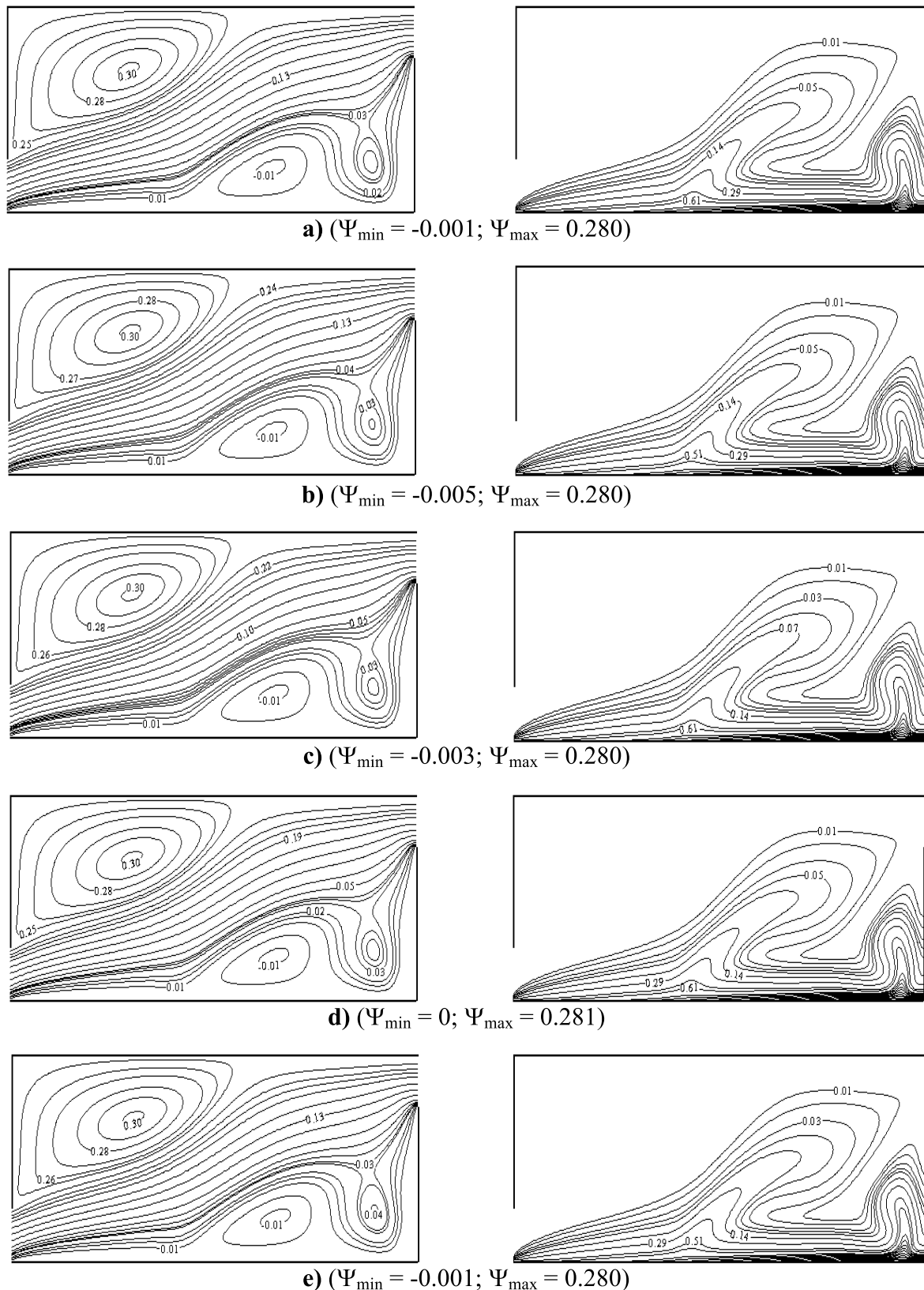


Figure 3.7 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection avec un chauffage croissant, au cours du cycle d'écoulement représenté sur la figure 3.6b, pour $Re = 200$ et $\phi = 0.05$.

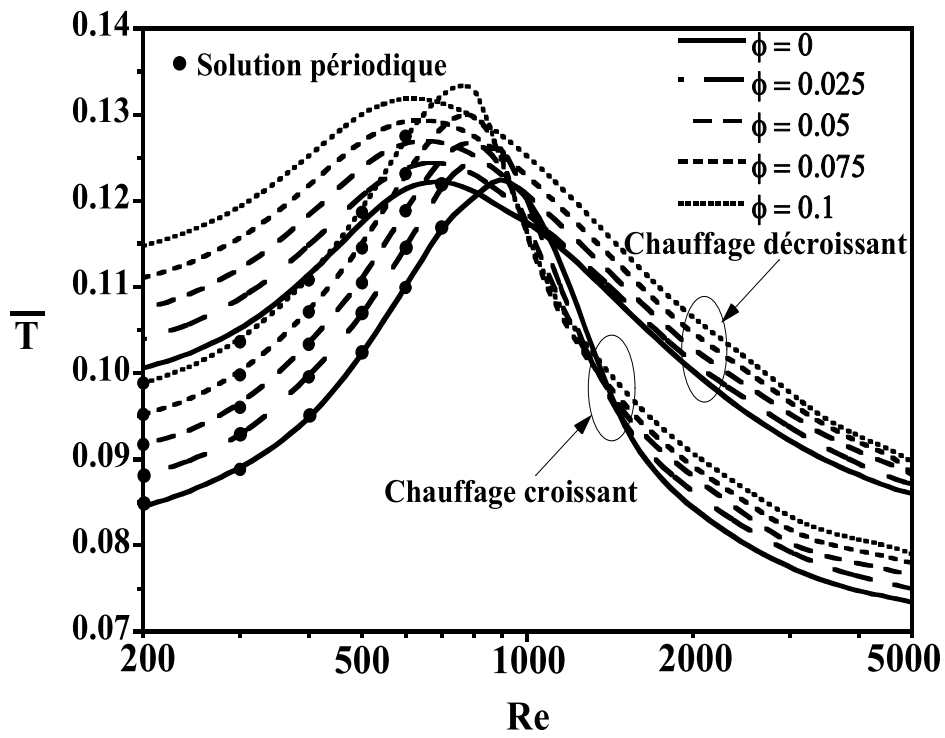


Figure 3.8 : Variations, avec Re , de la température moyenne \bar{T} , en mode d'injection pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ .

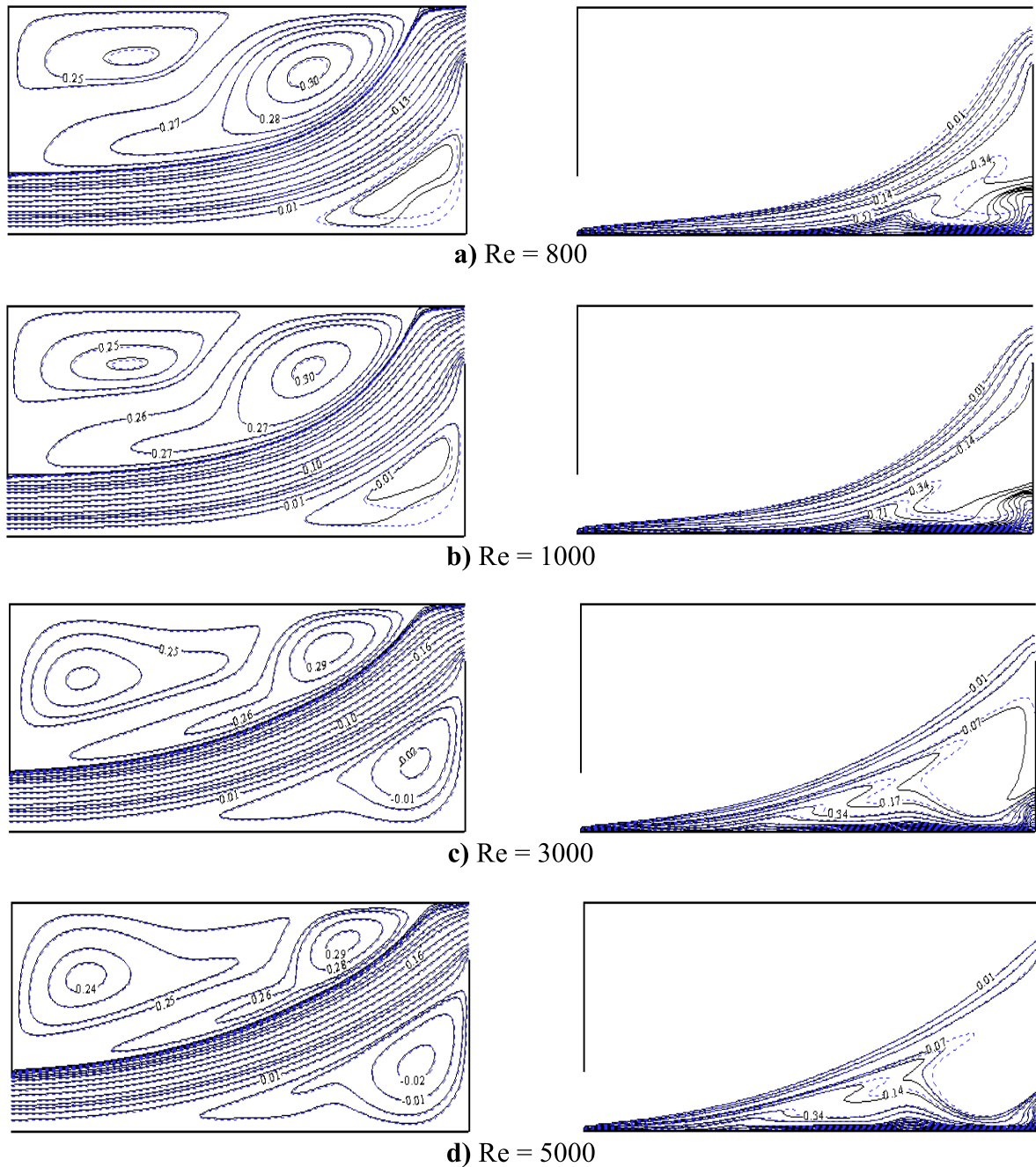


Figure 3.9 : Lignes de courant et isothermes, en mode de succion avec un chauffage croissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 800$, b) $Re = 1000$, c) $Re = 3000$ et d) $Re = 5000$.

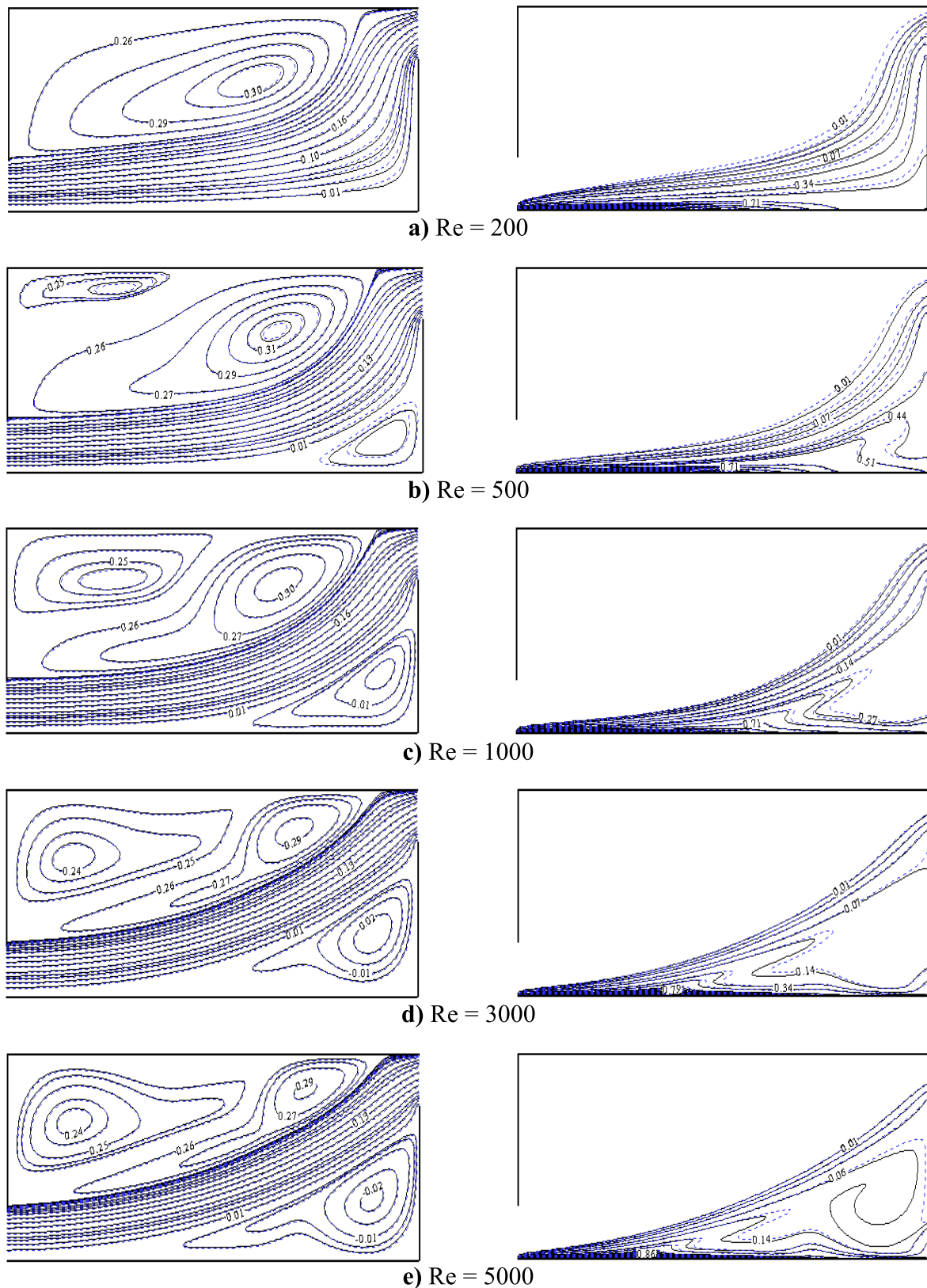


Figure 3.10 : Lignes de courant et isothermes, en mode de suction avec un chauffage décroissant, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.1$ (ligne pointillée - - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 200$, b) $Re = 500$, c) $Re = 1000$, d) $Re = 3000$ et e) $Re = 5000$.

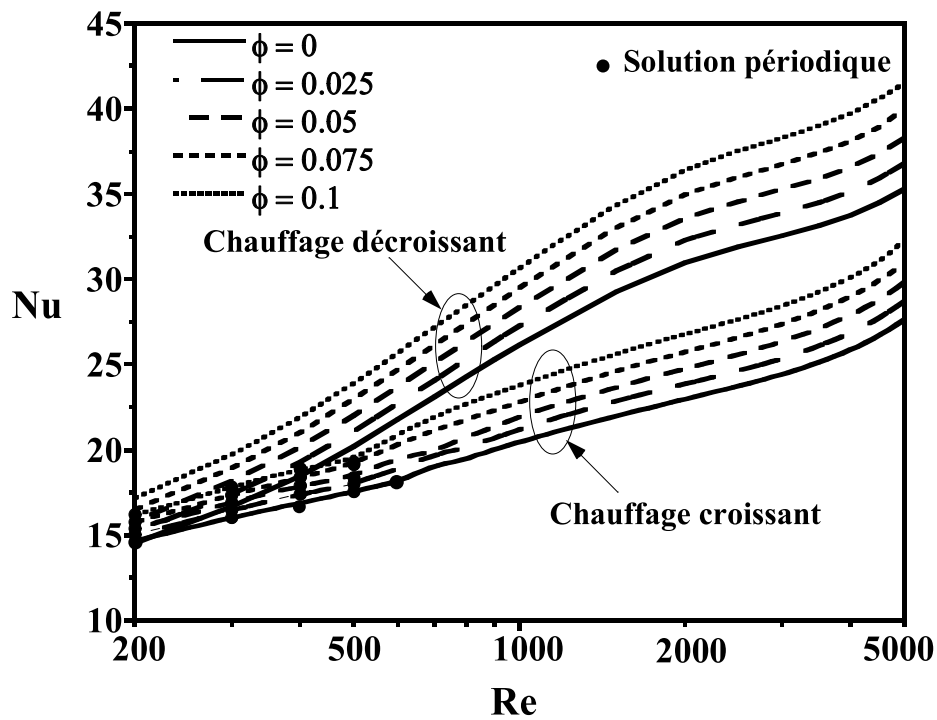


Figure 3.11 : Variations, avec Re, du nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée en mode de suction pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ .

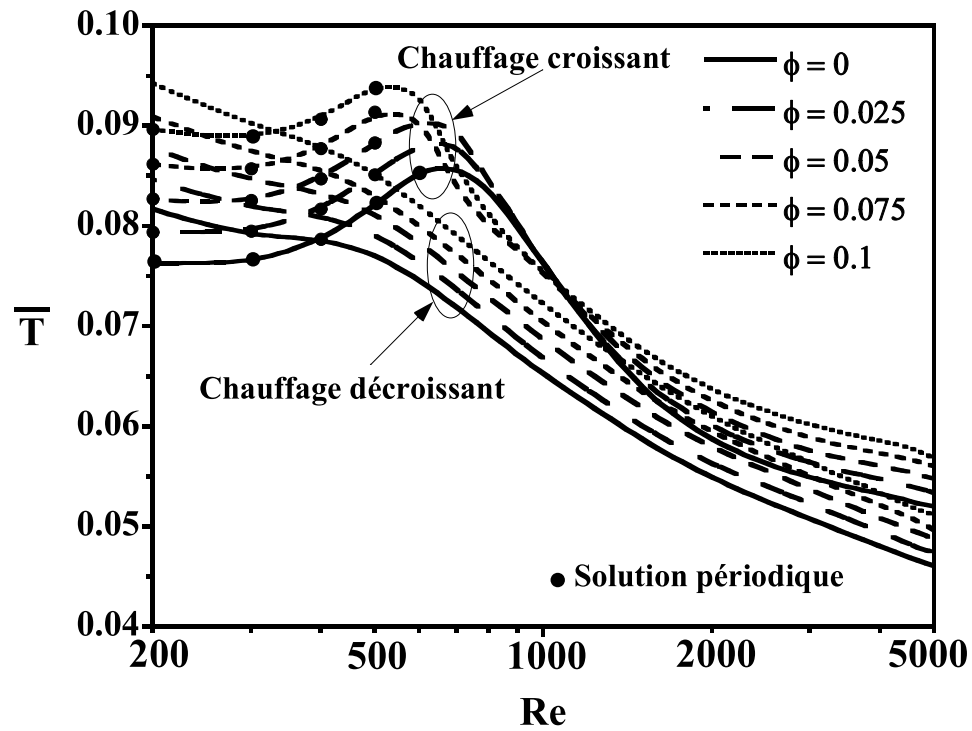


Figure 3.12 : Variations, avec Re , de la température moyenne \bar{T} , en mode de suction pour les deux types de chauffage (croissant et décroissant) et différentes valeurs de ϕ .

CHAPITRE 4

Convection Mixte dans une Cavité Ventilée par un Nanofluide et Chauffée par une Température Sinusoïdale

4.1 INTRODUCTION

Dans le chapitre précédent, on a montré que les conditions d'un chauffage linéairement variable combiné à l'effet bénéfique de la présence des nanoparticules, pourraient générer un meilleur échange thermique pour les deux modes d'écoulement imposés (injection ou suction).

Dans la même optique d'amélioration du transfert de chaleur, le présent chapitre rapporte une étude numérique dans le cas d'une cavité ventilée à l'aide d'un nanofluide et chauffée par le bas en utilisant une autre stratégie de chauffage non uniforme. Cette stratégie consiste en l'application d'un chauffage de forme sinusoïdale. L'effet du déphasage, souvent ignoré dans les études antérieures, pourrait également être considéré comme un paramètre clé susceptible de jouer un rôle central dans la modification du transfert de chaleur. Le transfert d'énergie engendré par ce type d'excitations thermiques est important en tant qu'étude fondamentale ainsi que du point de vue de diverses applications industrielles et technologiques. Les effets des principaux paramètres, tels que le nombre de Reynolds, la concentration des nanoparticules, le déphasage du chauffage sinusoïdal et le mode de ventilation forcée

sur les caractéristiques de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur seront examinés.

4.2 CONFIGURATION ÉTUDIÉE

Dans ce chapitre, on s'intéressera à étudier l'effet du nanofluide Al_2O_3 -eau et du chauffage variable sur le transfert de chaleur par convection mixte à l'intérieur de la même géométrie considérée dans le chapitre précédent. Il s'agit d'une cavité horizontale chauffée par une température à profil sinusoidal le long de sa paroi inférieure. La configuration étudiée avec les sollicitations thermiques sont présentées sur la figure 4.1. Les simulations ont été effectuées pour les deux modes d'écoulement imposés (injection et suction). On s'intéressera à l'effet des différents paramètres de base tels que le nombre de Reynolds ($200 \leq \text{Re} \leq 5000$), la concentration volumique des nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0.1$) et le déphasage de la température de chauffage ($0 \leq \gamma \leq \pi$), sur les caractéristiques dynamiques et thermiques de l'écoulement et les performances du transfert thermique.

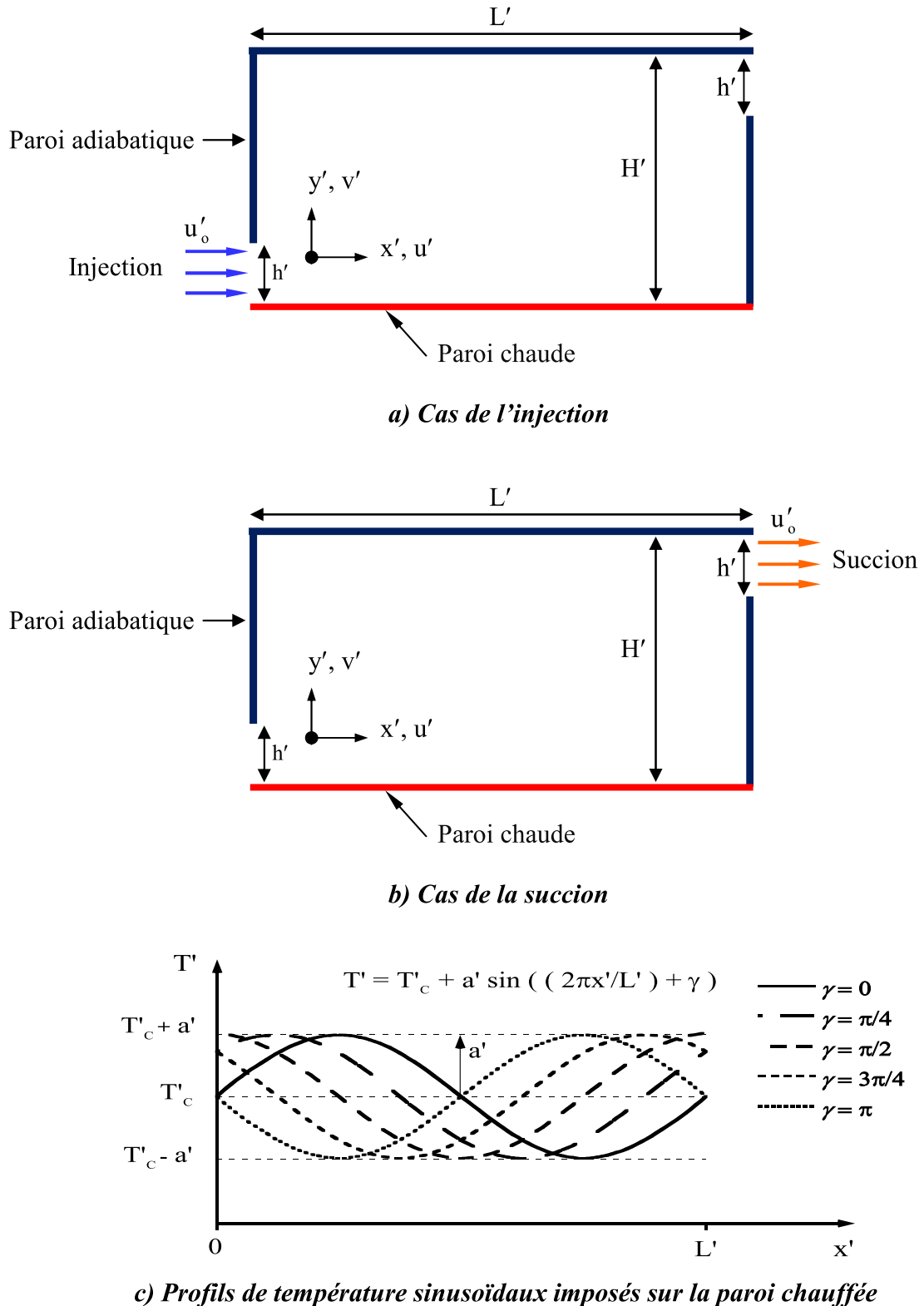


Figure 4.1 : Configurations étudiées : a) Cas de l'injection, b) Cas de la succion et c) Profils de température sinusoidaux imposés sur la paroi chauffée.

4.3 CONDITIONS AUX LIMITES ET TRANSFERT DE CHALEUR

Les conditions aux limites associées à ce problème sont celles déjà présentées dans le chapitre 3 pour les deux types de ventilation (injection et suction), si on excepte la condition thermique imposée sur la paroi inférieure s'agissant cette fois-ci d'une température sinusoïdale. Cette condition est exprimée par l'équation adimensionnelle suivante :

$$T = 1 + a_2 \sin\left(\frac{2\pi x}{A} + \gamma\right) \quad (4.1)$$

Où le paramètre a_2 représente l'amplitude de la température sinusoïdale. En raison du nombre élevé de paramètres gouvernant ce problème, on se limitera dans la présente étude à une seule valeur de l'amplitude ($a_2 = 0.5$).

Le nombre de Nusselt moyen quantifiant le transfert de chaleur au niveau de la paroi chaude de la cavité est défini comme suit :

$$Nu = \frac{1}{A} \int_0^A Nu_{loc} dx = -\frac{1}{A} \left(\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} \right) \int_0^A \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} dx \quad (4.2)$$

4.4 EFFET DU MAILLAGE

La sensibilité des résultats vis-à-vis du maillage est donnée dans le tableau 4.1 en termes de Ψ_{max} et Nu obtenus pour le maillage sélectionné (201×101) et un maillage plus raffiné (321×161). L'examen des résultats présentés dans ce tableau montre que l'erreur relative maximale est inférieure à 1.06 % pour Ψ_{max} et 1.53 % pour Nu.

Un autre test de validation est effectué sur le bilan énergétique global du système qui est systématiquement vérifié à l'état de convergence. Ainsi, pour les solutions stationnaires et périodiques obtenues, la quantité de chaleur évacuée vers l'extérieur à travers les deux ouvertures est comparée à celle libérée par la paroi chauffée. Dans notre situation, le bilan énergétique est satisfait et la différence maximale reste faible (en deçà de 2 %).

Tableau 4.1 : Sensibilité des résultats, vis-à-vis du maillage, exprimée en termes de Ψ_{\max} et Nu pour différentes valeurs de Re, ϕ et γ dans le cas des deux modes de ventilation (injection et suction).

Mode d'injection		Re = 800				Re = 3000			
		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$	
Maillages		Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu
$\gamma = 0$	201×101	0.282	17.317	0.281	18.984	0.273	27.580	0.273	30.257
	321×161	0.285	17.514	0.284	19.221	0.274	27.823	0.274	30.539
$\gamma = \pi$	201×101	0.282	13.449	0.281	14.527	0.273	21.993	0.273	24.143
	321×161	0.285	13.611	0.284	14.713	0.274	22.317	0.274	24.307
Mode de suction		Re = 800				Re = 3000			
		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$		$\phi = 0.05$		$\phi = 0.1$	
Maillages		Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu
$\gamma = 0$	201×101	0.306	26.190	0.306	28.336	0.292	35.537	0.292	38.611
	321×161	0.309	25.949	0.309	28.118	0.289	36.014	0.289	38.913
$\gamma = \pi$	201×101	0.307	21.429	0.307	23.101	0.292	25.889	0.292	28.098
	321×161	0.309	21.154	0.309	22.747	0.289	26.180	0.289	28.426

4.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION

Les résultats numériques présentés dans cette partie, sont obtenus pour une valeur fixée du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^6$) et des valeurs du nombre de Reynolds variant dans la gamme $200 \leq Re \leq 5000$. Dans la suite, les effets de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , du déphasage de la température de chauffage γ et du mode d'écoulement imposé, sur les structures d'écoulement et la performance thermique seront examinés. Il est à préciser que le mode de chauffage sinusoidal avec $\gamma \neq 0$ conduit à des solutions périodiques obtenues en deçà d'une certaine valeur seuil de Re ; ce qui empêche évidemment la présentation des champs dynamique et thermique dans ce régime instable.

4.5.1 Lignes de courant et isothermes en mode d'injection

Dans le cas du mode d'injection, des lignes de courant et des isothermes illustrant l'effet de γ sur les structures dynamique et thermique sont illustrées sur les figures 4.2a-4.2e pour $Re = 800$ (valeur modérée), $\phi = 0$ (lignes continues) et $\phi = 0.1$ (lignes pointillées). Pour $\gamma = 0$ (chauffage périodique sans déphasage), les lignes de courant sont marquées par la présence de deux cellules convectives fermées et séparées par les lignes ouvertes de l'écoulement forcé (figure 4.2a). Plus précisément, une grande cellule tournant dans le sens trigonométrique, due à l'effet de cisaillement, est située dans la partie supérieure de la cavité (au-dessus des lignes ouvertes) tandis que la petite cellule horaire, due aux effets combinés des forces de poussée et de cisaillement, est située au-dessous des lignes ouvertes dans le coin inférieur droit de la cavité. Aucun changement significatif n'est signalé dans la structure de l'écoulement en augmentant la fraction volumique des nanoparticules de $\phi = 0$ à $\phi = 0.1$. L'effet de ϕ est plus perceptible dans le champ des isothermes correspondantes. Ces dernières sont resserrées au niveau de la paroi chauffée à partir de l'entrée jusqu'au milieu, indiquant un bon échange de chaleur entre la surface inférieure, le long de sa première moitié, et le nanofluide. Ce comportement est en accord avec le profil de température imposé qui donne lieu à une température supérieure à la température moyenne chaude, T'_c , comme indiqué sur la figure 4.1c. En outre, plus de la moitié de la cavité (presque l'espace au-dessus du segment reliant les parties inférieures des ouvertures d'entrée et de sortie) est à une température froide uniforme. Ceci indique l'absence d'interaction thermique entre la paroi thermiquement active et le fluide semi-confiné dans tout l'espace au-dessus de la diagonale reliant les ouvertures. Remarquons que, pour le cas du nanofluide ($\phi = 0.1$), les isothermes sont presque coïncidentes avec celles du fluide pur ($\phi = 0$) dans la région de la couche limite. Pour un profil de température présentant un déphasage $\gamma = \pi/4$, les lignes de courant de la figure 4.2b montrent que l'effet résultant de l'ajout de nanoparticules est important sur la cellule inférieure fermée ; sa taille est plus importante par rapport à celle du fluide pur et son centre se déplace vers le haut en se décalant vers la paroi verticale droite. Ce comportement peut s'expliquer par l'augmentation des gradients de température du côté droit de la paroi chauffée suite à

l'augmentation de γ comme indiqué sur les isothermes de la figure 4.2b. D'ailleurs, la longueur de la région caractérisée par l'échange de chaleur important entre le fluide et la paroi chauffée depuis l'entrée est rétrécie en augmentant γ de 0 à $\pi/4$. Ainsi, pour $\gamma = \pi/4$, le rôle de la convection naturelle se trouve favorisé dans la partie inférieure droite de la paroi chauffée et les isothermes pour le nanofluide ($\phi = 0.1$) dans cette partie sont nettement différentes de celles du fluide pur ($\phi = 0$). En outre, les isothermes sont dispersées de manière homogène dans la région occupée par la cellule inférieure suite à l'ajout de nanoparticules. Une augmentation supplémentaire de γ jusqu'à $\pi/2$, $3\pi/4$ et π , comme indiqué sur les figures 4.2c-4.2e, améliore l'interaction entre le fluide et la paroi chauffée au niveau de sa partie droite (cette zone est élargie) au détriment de la partie gauche de cette paroi où l'on voit que la longueur de la zone à forte interaction thermique est réduite vers l'entrée en augmentant γ . Généralement, il convient de noter que les changements, qualitatifs et quantitatifs, les plus importants accompagnant les variations de γ et/ou ϕ sont observés dans l'espace au-dessous des lignes ouvertes, c.-à-d. dans la région en contact avec la paroi chauffée pour le mode d'injection. Au contraire, au-dessus de ces lignes, l'espace occupé par la cellule de cisaillement est légèrement affecté par ces changements et il reste à la température ambiante (zone froide).

Des comparaisons entre les résultats correspondant à l'eau pure ($\phi = 0$) et le nanofluide ($\phi = 0.1$), exprimées en termes de lignes de courant et d'isothermes en mode d'injection, sont illustrées sur les figures 4.3a-4.3e pour une valeur élevée de Re ($Re = 3000$) et différentes valeurs de γ . En comparant les lignes de courant obtenues pour $\gamma = 0$, correspondant à $Re = 800$ (figure 4.2a) et $Re = 3000$ (figure 4.3a), il apparaît clairement que l'augmentation de Re est à l'origine de l'expansion de la cellule inférieure au dessous des lignes ouvertes, vers l'ouverture d'entrée de la cavité. En outre, cette augmentation de Re favorise l'apparition d'une nouvelle cellule au-dessus des lignes ouvertes, résultant de la subdivision de la grande cellule supérieure sous l'effet du fort cisaillement induit par l'intensification de la convection forcée. De plus, la forme de l'écoulement est caractérisée par des lignes ouvertes quasi-linéaires et parallèles joignant les deux ouvertures de la cavité. Une observation attentive de la

figure 4.3a montre que la structure d'écoulement n'est pas globalement affectée par l'ajout de nanoparticules. L'impact de ces dernières est cependant plus visible sur les isothermes correspondantes dans la région occupée par la cellule inférieure fermée. Pour le fluide pur ou le nanofluide, les isothermes sont resserrées au voisinage de la paroi chaude et la grande part de la chaleur fournie par cette paroi est directement transportée par l'écoulement forcé. Par conséquent, tout l'espace au-dessus de la diagonale partant de l'ouverture d'entrée reste isotherme à la température ambiante. Comme illustré sur les figures 4.3b-4.3e, les lignes de courant restent qualitativement insensibles à la variation de γ de $\pi/4$ à π en l'absence et en la présence des nanoparticules. L'effet du paramètre γ est cependant plus visible sur les isothermes, notamment au voisinage de la paroi inférieure. En fait, l'augmentation de γ entraîne un rétrécissement / (élargissement) de la moitié gauche / (droite) de la paroi inférieure avec des gradients de température élevés. Par conséquent, suite à ce comportement, la chaleur libérée par la paroi chaude est de plus en plus évacuée en se déplaçant du côté droit de la paroi inférieure vers sa partie centrale.

4.5.2 Lignes de courant et isothermes en mode de suction

Dans le cas du mode de suction, l'effet de γ sur les lignes de courant et les isothermes est présenté sur les figures 4.4a-4.4e, pour $Re = 800$ dans les cas de l'eau pure et du nanofluide Al_2O_3 -eau. Comme montré sur la figure 4.4a, pour un chauffage avec un déphasage nul ($\gamma = 0$), la structure de l'écoulement est déjà plus complexe que celle décrite pour le mode d'injection, même pour une valeur plus faible de Re (voir figure 4.2). Les lignes ouvertes de l'écoulement forcé s'écartent davantage de leur aspect rectiligne observé dans le cas du mode d'injection. Ce comportement est soutenu par le mode de suction qui favorise clairement le développement et l'expansion des cellules au-dessus des lignes déformées. Par conséquent, les lignes ouvertes sont quasi-parallèles à la paroi chauffée dans la zone d'entrée, permettant une plus grande interaction thermique entre le fluide et cette paroi et forçant la cellule inférieure à être enfermée dans une zone restreinte en contact avec la paroi verticale droite. En même temps, les isothermes correspondantes sont resserrées au niveau de la paroi horizontale

chauffée, de l'entrée à son centre, indiquant un bon transfert de chaleur convectif, caractérisé par une augmentation limitée de l'épaisseur de la couche limite thermique de l'entrée jusqu'au centre de la paroi inférieure. D'autre part, les trois-quarts de l'espace de la cavité sont à la température ambiante. Cela signifie que la zone froide est plus large en mode de suction en comparaison avec celle en mode d'injection (voir figure 4.2a). Notons également que l'ajout de nanoparticules a un effet qualitatif limité sur les lignes de courant mais son effet est plus visible sur la distribution de température dans la zone chauffée. Une augmentation progressive de γ de $\pi/4$ à π (figures 4.4b-4.4e) conduit qualitativement à une structure d'écoulement similaire, avec un effet notable des nanoparticules sur la cellule secondaire inférieure, sauf pour $\gamma = 0$ et π (figures 4.4a et 4.4e) où cet effet est pratiquement inexistant. Les isothermes correspondantes indiquent un élargissement / (rétrécissement) progressif de la zone à gradients de température élevés du côté droit/(gauche) de la paroi chauffée. Le taux de transfert de chaleur se trouve uniformément réparti sur toute la paroi inférieure comme indiqué sur la figure 4.4e correspond à $\gamma = \pi$. Ce comportement résulte du fait que la convection forcée prédominante du côté gauche est équilibrée par une convection naturelle prédominante dans la partie droite de la paroi chauffée.

Pour le mode de suction, des lignes de courant et des isothermes, obtenues pour différentes valeurs de γ , sont présentées sur les figures 4.5a-4.5e, pour $Re = 3000$ dans le cas de l'eau pure et du nanofluide. A partir de la figure 4.5a, obtenue pour $\gamma = 0$, la structure dynamique montre que des valeurs élevées de Re favorisent la cellule de convection naturelle, située dans le coin inférieur droit, en raison des effets coopérant des convections naturelle et forcée. De plus, la convection forcée amplifie la cellule fermée située dans le coin supérieur gauche en réduisant la cellule principale surmontant les lignes ouvertes. Remarquons que, même pour des valeurs élevées de Re , les lignes ouvertes de la convection forcée restent courbées au voisinage de la paroi inférieure chauffée. En conclusion, l'effet du mode de suction est thermiquement plus fort et dynamiquement plus faible que celui du mode d'injection. Les isothermes indiquent généralement une légère augmentation de la couche limite thermique, au détriment de la zone froide, ce qui témoigne de l'effet croissant de la

convection naturelle occasionnée par la grande cellule inférieure. D'autre part, en se référant aux figures 4.5b-4.5e, une augmentation de γ de $\pi/4$ à π maintient la structure d'écoulement inchangée mais modifie le champ thermique. Il convient de noter que, pour les deux types de ventilation, le champ dynamique est presque insensible à tout changement de ϕ ou γ , pour les valeurs élevées de Re , comme le montrent les figures 4.3 et 4.5.

4.5.3 Effet de Re et ϕ sur les performances thermiques

4.5.3.1 Cas de $\gamma = 0$ (déphasage nul)

Afin d'illustrer les performances thermiques des modes d'injection et de succion en termes de transfert de chaleur, les variations de Nu , avec Re , sur la paroi chauffée sont présentées sur la figure 4.6a, pour différentes valeurs de ϕ dans le cas du chauffage périodique sans déphasage ($\gamma = 0$). Globalement, Nu augmente de façon monotone avec Re , pour les deux modes de ventilation, en raison de l'intensification de l'écoulement par les effets des forces d'inertie. Pour une valeur fixée de Re , une augmentation de ϕ jusqu'à 0.1 affecte positivement la conductivité thermique effective du nanofluide, ce qui conduit à la manifestation d'un effet croissant de la convection, que ce soit pour l'injection ou la succion. Plus précisément, pour le cas le plus favorable correspondant à $Re = 5000$ (la plus grande valeur considérée de ce paramètre), une incrémentation de ϕ de 0 à 0.1 conduit à une augmentation de Nu de 31.28 / (35.73) à 36.83 / (41.92) pour le mode d'injection / (de succion). Notons que le mode de succion est plus efficace que le mode d'injection en termes de transfert de chaleur et conduit par conséquent à un meilleur processus de refroidissement au sein de la cavité pour toute la gamme considérée de Re . Cet avantage du mode de succion est observé indépendamment de la nature du fluide (eau pure ou Al_2O_3 -eau) et il est plus prononcé en régime de convection mixte (valeurs modérées de Re). Ainsi, la comparaison entre les deux modes d'écoulement (injection et succion) montre clairement l'importance du mode de succion qui a été ignoré dans de nombreuses études antérieures. Quantitativement, en passant du mode d'injection au mode de

succion, pour $\phi = 0.05$ et $Re = 1000$, Nu passe de 18.84 à 28.40 ; ce qui correspond à une augmentation de presque 50.74 % en termes de transfert de chaleur. Pour des raisons pratiques, l'évaluation de la température moyenne du nanofluide, \bar{T} , à l'intérieur de la cavité est d'un grand intérêt. Par conséquent, les variations de cette grandeur avec Re sont présentées sur la figure 4.6b pour $\gamma = 0$ et différentes valeurs de ϕ pour les deux modes d'injection et de succion. Dans le cas de l'injection, les évolutions de \bar{T} sont caractérisées en premier lieu par une augmentation avec Re jusqu'à une valeur critique située entre 500 et 600 (qui dépend de ϕ). Ce réchauffement de la cavité peut être justifié par le taux limité d'augmentation de Nu au-dessous de la valeur critique de Re , comme on peut le voir sur la figure 4.6a dans le cas du mode d'injection. La tendance est renversée une fois que le maximum de \bar{T} est atteint et l'évolution de ce paramètre change vers une diminution rapide par augmentation de Re . Ce comportement est dû au rôle croissant joué par la convection forcée dont l'effet prédominant, permet plus d'évacuation de la chaleur vers l'extérieur. Pour le cas de succion, l'évolution de \bar{T} , avec Re , est caractérisée par une faible diminution tant que Re est inférieur à une valeur de l'ordre de 500. Au-delà de cette valeur seuil, le taux de diminution devient bien clair. Pour une valeur donnée de Re , on constate que l'ajout de nanoparticules améliore notablement \bar{T} pour les deux modes d'écoulement mais le mode de succion est évidemment plus performant dans le processus de refroidissement puisque les valeurs correspondantes de \bar{T} sont largement inférieures à celles générées dans le cas du mode d'injection. A titre d'exemple, pour $\phi = 0.05$ et $Re = 1000$, une réduction d'environ 39.1 % de \bar{T} est obtenue en changeant le mode d'injection par celui de succion.

4.5.3.2 Cas de $\gamma = \pi/2$

Pour un profil de température présentant un déphasage $\gamma = \pi/2$, les variations en fonction de Re du nombre de Nusselt moyen sur la paroi sinusoidalement chauffée et de la température moyenne à l'intérieur de la cavité, sont présentées respectivement sur les figures 4.7a et 4.7b, pour les deux modes d'écoulement et différentes valeurs de

ϕ . Ainsi, comme on peut le voir sur les figures 4.7a et 4.7b, des changements importants sont observés par rapport au cas de $\gamma = 0$. Les solutions obtenues sont instationnaires périodiques (cercles pleins sur la figure 4.7) en augmentant Re à partir de sa valeur minimale jusqu'à une certaine limite qui dépend du mode d'écoulement imposé (injection ou succion) et de la fraction volumique des nanoparticules. En général, la figure 4.7a montre que Nu augmente de façon continue avec Re . Cependant, le taux d'augmentation est plus lent dans le cas de l'injection pour $Re < 1000$. Une telle tendance est liée à la nature de l'interaction entre la convection naturelle et la convection forcée et la résistance de la première (convection naturelle) à l'augmentation de Re en deçà de cette valeur seuil dans le cas du mode d'injection. Notons également que, au-delà de cette valeur seuil de Re , le taux d'amélioration du transfert de chaleur observé pour le mode d'injection devient plus important que celui correspondant au mode de succion pour $\gamma = \pi/2$, ce qui entraîne l'atténuation de la prédominance du mode de succion en termes de transfert de chaleur pour des valeurs élevées de Re . De plus, pour cette valeur de γ , le taux d'augmentation du transfert de chaleur pour le mode de succion est moins important comparé à celui observé pour le même mode dans le cas où $\gamma = 0$. Notons finalement que l'ajout de nanoparticules a un impact positif qui se manifeste sur Nu pour les modes d'injection et de succion. Quantitativement, pour $\phi = 0.05$, $Re = 1000$ et $\gamma = \pi/2$ par exemple, changer le mode d'injection par le mode de succion conduit à une amélioration du transfert de chaleur d'environ 44.08 %.

Comme présenté sur la figure 4.7b, la température moyenne \bar{T} augmente d'une manière monotone / (hyperbolique) pour le cas d'injection / (succion), en augmentant Re de sa valeur minimale jusqu'à une valeur, située entre 700 et 900, qui dépend fortement de ϕ et du mode d'écoulement imposé. Le réchauffement de la cavité dans cette gamme de Re , est justifié par une évacuation quasi-constante / (faiblement croissante) de la chaleur pour le mode d'injection/ (de succion) et l'effet combiné des convections forcée et naturelle résultant de leurs écoulements assistants. Au-dessous du maximum de \bar{T} , l'ajout de nanoparticules contribue à son augmentation notable. Une fois le maximum atteint, la tendance est renversée et la température moyenne

diminue (le taux de décroissance de \bar{T} est plus important pour le mode de suction) puisque l'augmentation de Re conduit à la prédominance de la convection forcée qui favorise le processus de refroidissement. Il est important de mentionner que l'effet des nanoparticules est considérablement réduit en augmentant Re au-delà du maximum de \bar{T} pour les deux modes d'écoulement. Notons finalement que le mode de suction est plus favorable pour un objectif de refroidissement.

4.5.3.3 Cas de $\gamma = \pi$

Pour un profil présentant un déphasage $\gamma = \pi$ (profil de température opposé à celui correspondant à $\gamma = 0$), les évolutions de Nu et \bar{T} , avec Re , sont présentées respectivement sur les figures 4.8a et 4.8b, pour les deux modes d'écoulement (injection et suction) et différentes valeurs de ϕ . Sur la figure 4.8a, la tendance obtenue pour Nu est globalement similaire à celle correspondant au cas de $\gamma = \pi/2$. Il convient de noter que le mode de suction est plus favorable au transfert de chaleur pour le régime de convection mixte et la gamme de Re conduisant aux solutions instationnaires périodiques est légèrement étendue dans le cas de l'injection.

Pour les variations de la température moyenne (figure 4.8b), la tendance est généralement comparable à celle décrite sur la figure 4.7b, à l'exception du cas de la suction où le pic de \bar{T} est moins visible et les variations de la température moyenne restent limitées en augmentant Re jusqu'à une valeur d'environ 600. Ceci peut être attribué à l'augmentation importante du taux de transfert de chaleur en faisant varier Re dans cette gamme (voir figure 4.8a, mode de suction). Cette augmentation importante de Nu empêche l'amplification du réchauffement à l'intérieur de la cavité. Au-delà de ce seuil, la tendance de l'évolution change vers une diminution nette de \bar{T} avec Re suite au régime d'écoulement forcé prédominant. Par ailleurs, il convient de mentionner les impacts plus importants du mode de ventilation sur l'efficacité du refroidissement.

Notons bien que pour les deux modes de ventilation considérés, des solutions instationnaires périodiques ont été obtenues pour les faibles valeurs de Re et $\gamma = \pi/2$ et π . Les solutions périodiques sont indiquées par des cercles pleins sur les figures 4.7 et 4.8. Les valeurs moyennes de Nu et \bar{T} sont évaluées dans le temps durant plusieurs cycles d'écoulement. Les états périodiques disparaissent lorsque Re dépasse une valeur critique et leur existence est limitée dans la gamme $200 \leq Re \leq 700$ (dépendamment de ϕ et γ). Dans un tel contexte, les variations en fonction du temps de Ψ_{\min} et Nu pour un cas typique sont illustrées sur les figures 4.9a et 4.9b dans le cas du mode d'injection pour $Re = 200$, $\phi = 0.05$ et $\gamma = \pi$. Les oscillations quasi-sinusoïdales sont caractérisées par de petites amplitudes et par une même période relativement grande. Ceci conduit à une solution de type P_1 suivant la convention de *Lennie et al.* (1988). La trajectoire correspondante est une simple courbe fermée dans le plan de phase (Ψ_{\min}, Nu) . La figure 4.9c montre les limites du cycle projeté dans ce plan.

Au cours d'un cycle d'écoulement, les lignes de courant et les isothermes sont illustrées aux instants sélectionnés, indiqués par les lettres "a" à "e" sur la figure 4.9b. On peut voir à partir de ces figures que le comportement oscillatoire n'affecte pas significativement la structure d'écoulement (figures 4.10a-4.10e). Les lignes de courant consistent en une cellule principale antihoraire couvrant tout l'espace disponible au-dessus des lignes ouvertes de l'écoulement forcé, tandis qu'au-dessous de ces lignes, notamment près du côté droit de la paroi chauffée, une petite cellule secondaire est observée. Cette dernière est favorisée par la convection naturelle et parvient à résister à l'invasion des lignes ouvertes de l'écoulement forcé pendant l'évolution du cycle d'écoulement. L'interaction entre ces lignes ouvertes déformées de l'écoulement imposé et la cellule inférieure peut être à l'origine de ces instabilités à l'intérieur de la cavité. Un tel comportement est confirmé par les variations des isothermes au cours du cycle d'écoulement. En effet, des changements notables sont visibles dans la partie droite de la cavité témoignant de la nature complexe de l'interaction entre les convections naturelle et forcée pour le cas illustré.

4.5.4 Effet de γ et ϕ sur le taux de transfert de chaleur moyen

Dans cette section, les caractéristiques des performances thermiques du déphasage de chauffage sont examinées pour des valeurs faibles et relativement élevées de Re .

4.5.4.1 Cas de $Re = 200$

L'évolution de Nu en fonction de γ est présentée sur les figures 4.11a et 4.11b pour $Re = 200$ et différentes valeurs de ϕ , respectivement pour les modes d'injection et de suction. Pour la ventilation par injection, la figure 4.11a montre que, avec ou sans présence de nanoparticules, Nu augmente par augmentation de γ jusqu'à une valeur critique approximativement égale à $3\pi/4$ et diminue ensuite pour la gamme restante de γ . Soulignons que, pour ce mode, le cas le plus / (moins) favorable au transfert de chaleur est obtenu pour $\gamma = 3\pi/4$ / ($\gamma = 0$). Quantitativement, la quantité de chaleur transférée pour $\phi = 0.05$ augmente d'environ 16.78 % en incrémentant γ de 0 à $3\pi/4$. De plus, des états d'écoulement périodiques sont obtenus à partir de $\gamma = \pi/2$ indépendamment de ϕ . La figure 4.11b, correspondant au mode de suction, indique des valeurs élevées de Nu par rapport à celles obtenues dans le cas du mode d'injection. Cependant, Nu est relativement moins sensible à la variation de γ . Son évolution est caractérisée tout d'abord par une augmentation limitée avec γ jusqu'à un maximum (qui dépend de ϕ) suivie d'une légère diminution dans le reste de l'intervalle de γ . D'ailleurs, pour $\phi = 0.05$, l'amélioration du transfert de chaleur est d'environ 4.1 % lorsque γ augmente de 0 à $\pi/2$. A titre de comparaison, malgré le fait que Nu soit plus sensible aux variations de γ dans le cas du mode d'injection, le maximum atteint par Nu pour ce mode reste largement inférieur au minimum de Nu dans le cas du mode de suction ce qui justifie la suprématie de ce dernier mode dans le processus de transfert de chaleur.

4.5.4.2 Cas de $Re = 1000$

Pour une valeur modérée de Re ($Re = 1000$), l'effet de γ sur le transfert de chaleur est présenté sur les figures 4.12a (cas du mode d'injection) et 4.12b (cas du

mode de suction) pour différentes valeurs de ϕ . On peut voir que pour les deux modes d'écoulement, la chaleur libérée par la paroi chaude diminue généralement en augmentant γ de 0 à π . Cela signifie que le mode de convection mixte favorise le transfert de chaleur lorsque la position du chauffage intense est localisée sur la moitié gauche de la paroi chaude (γ tend vers 0). Un tel comportement résulte de la forte interaction entre la convection forcée et la convection naturelle au voisinage de l'entrée (partie gauche de la cavité). Par conséquent, à mesure que l'intensification du chauffage se déplace vers la droite de la cavité (γ tend vers π), l'effet de la convection mixte est affaibli. Notons également que Nu est insensible à la variation de γ dans les gammes $[0, \pi/4]$ et $[3\pi/4, \pi]$ respectivement pour les modes d'injection et de suction. Ceci est justifié par le fait que le mode d'injection / (de suction) favorise un transfert de chaleur permanent lorsque le chauffage intense est proche de l'extrémité gauche / (droite) de la cavité. Il est utile de quantifier la diminution relative de Nu engendrée par l'augmentation de γ . En effet, dans le cas le plus défavorable correspondant à $\phi = 0.1$, une réduction d'environ 26.22 % / (21.70 %) est observée pour Nu en changeant γ de 0 à π dans le cas du mode injection / (suction).

4.5.4.3 Cas de $Re = 5000$

Dans le cas d'un régime de convection forcée dominante ($Re = 5000$), les variations de Nu avec γ sont illustrées sur les figures 4.13a et 4.13b, pour les deux modes de ventilation et différentes valeurs de ϕ . La figure 4.13a montre que le transfert de chaleur pour le mode d'injection se caractérise d'abord par une augmentation suivie d'un très léger changement dans une gamme de γ se terminant à la valeur critique $\pi/2$. Au-delà de cette valeur, Nu diminue de façon monotone dans la seconde moitié de la gamme de déphasage. La diminution de Nu se produit presque avec le même taux pour les trois valeurs de ϕ .

Dans le cas du mode de suction, la figure 4.13b indique que Nu augmente lentement de $\gamma = 0$ jusqu'à son maximum atteint à $\pi/4$ et diminue de façon drastique (avec un taux indépendant de ϕ) vers son minimum atteint à $\gamma = \pi$. A titre d'exemple, la diminution maximale de Nu (à partir de son maximum) est d'environ 20.67 % et

21.63 % respectivement pour les modes d'injection et de succion. En effet, pour des valeurs élevées de Re , les lignes forcées sont directement en contact avec la paroi chauffée, proche de l'entrée, ou à travers la grande cellule inférieure située à côté de la partie inférieure de la paroi droite. De plus, le chauffage intense est localisé dans ces régions pour $\gamma = \pi/4$ et $\pi/2$ (valeurs de γ pour lesquelles les maximums de Nu sont observés sur la figure 4.13).

4.5.5 Effet de Re et γ sur le transfert de chaleur local

Pour avoir une idée sur la répartition de l'échange thermique local entre la paroi chaude et le nanofluide, on présente sur les figures 4.14 et 4.15 les profils du nombre de Nusselt local, Nu_{loc} , respectivement pour les modes d'injection et de succion pour $\phi = 0.05$ et différentes valeurs de Re et γ .

4.5.5.1 Cas du mode d'injection

Dans le cas du mode d'injection et pour une valeur modérée de Re ($Re = 800$), on peut voir sur la figure 4.14a que Nu_{loc} diminue de manière drastique de sa valeur maximale, située juste à l'entrée de la cavité, pour tendre, au delà de $x = 0.4$, vers des valeurs qui subissent de légères fluctuations autour d'une valeur moyenne qui dépend du profil de la température de chauffage, dicté par la valeur de γ . En effet, le transfert thermique important pour $x < 0.4$ est lié au contact direct des lignes de l'écoulement forcé avec la paroi active. Au-delà de $x = 0.4$, le contact entre l'écoulement et la paroi chaude se fait par l'intermédiaire de la cellule convective, ce qui retarde le transfert de chaleur caractérisé par des valeurs plus ou moins faibles de Nu_{loc} . La figure 4.14b, obtenue pour $Re = 3000$, montre que les profils de Nu_{loc} gardent presque la même tendance que celle affichée pour $Re = 800$. Ainsi, on constate que la partie gauche de la paroi, où l'évacuation de la chaleur est intéressante, se rétrécit à cause de l'expansion de la cellule convective inférieure vers l'entrée de la cavité. Sur le reste de la paroi, on note que l'effet de γ sur le transfert de chaleur local est très visible. De même, un pic se présente à droite de la paroi et dont l'origine est dû au développement de la cellule inférieure fermée qui assure davantage le transfert de chaleur vers l'extérieur.

4.5.5.2 Cas du mode de suction

Dans le cas du mode de suction, les figures 4.15a et 4.15b illustrent les profils de Nu_{loc} le long de la paroi chauffée respectivement pour $Re = 800$ et $Re = 3000$. En général, on observe que la distribution de Nu_{loc} suit la même tendance que celle présentée dans le cas du mode d'injection. Il est important de signaler que par l'application de ce mode de ventilation, la partie gauche de la paroi, affichant un bon transfert thermique, se détend jusqu'à $x = 0.6$. Ce phénomène est dû principalement à la structure d'écoulement qui consiste en la présence de lignes courbées de l'écoulement forcé touchant directement la paroi active sur toute sa moitié gauche. En comparaison avec le mode d'injection, l'effet du déphasage de chauffage est plus perceptible quelle que soit la valeur de Re .

4.6 CONCLUSION

Dans ce chapitre, une étude numérique a été menée pour étudier l'effet du nanofluide Al_2O_3 -eau sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité rectangulaire ventilée et soumise à un chauffage sinusoidal par le bas. L'étude a porté sur deux modes d'écoulement imposés : injection et suction. Les résultats obtenus indiquent que le nombre de Reynolds et le mode d'écoulement imposé affectent de manière significative le champ d'écoulement et les caractéristiques thermiques, qui se révèlent plus sensibles à tout changement de ϕ et γ seulement pour les faibles valeurs de Re . L'étude montre aussi que la présence de nanoparticules dans le fluide de base contribue à l'augmentation du taux de transfert de chaleur et de la température moyenne au sein de la cavité. En plus, les résultats obtenus montrent que le mode de suction présente une meilleure performance thermique en comparaison avec le mode d'injection, par l'amplification du transfert de chaleur à travers la cavité ; un tel comportement cesse pour des valeurs élevées de Re et le transfert de chaleur devient insensible au mode d'écoulement imposé. D'autre part, un meilleur refroidissement est généralement obtenu avec le mode de suction en conduisant à des valeurs plus faibles de la température moyenne. Il convient de souligner que, pour des faibles valeurs de Re , le paramètre de déphasage du chauffage γ entraîne des solutions périodiques, dont

l'origine se réfère à la compétition entre les écoulements des convections naturelle et forcée. En général, une augmentation progressive d'un tel paramètre améliore ou réduit le transfert de chaleur dépendamment de ϕ , du mode de ventilation et du régime de convection prédominant. En fin, il est intéressant de mentionner que par comparaison au cas d'un chauffage à l'aide d'une température uniforme (*Bahlaoui et al.* (2014)), un chauffage par une température sinusoïdale se trouve favorable au transfert thermique.

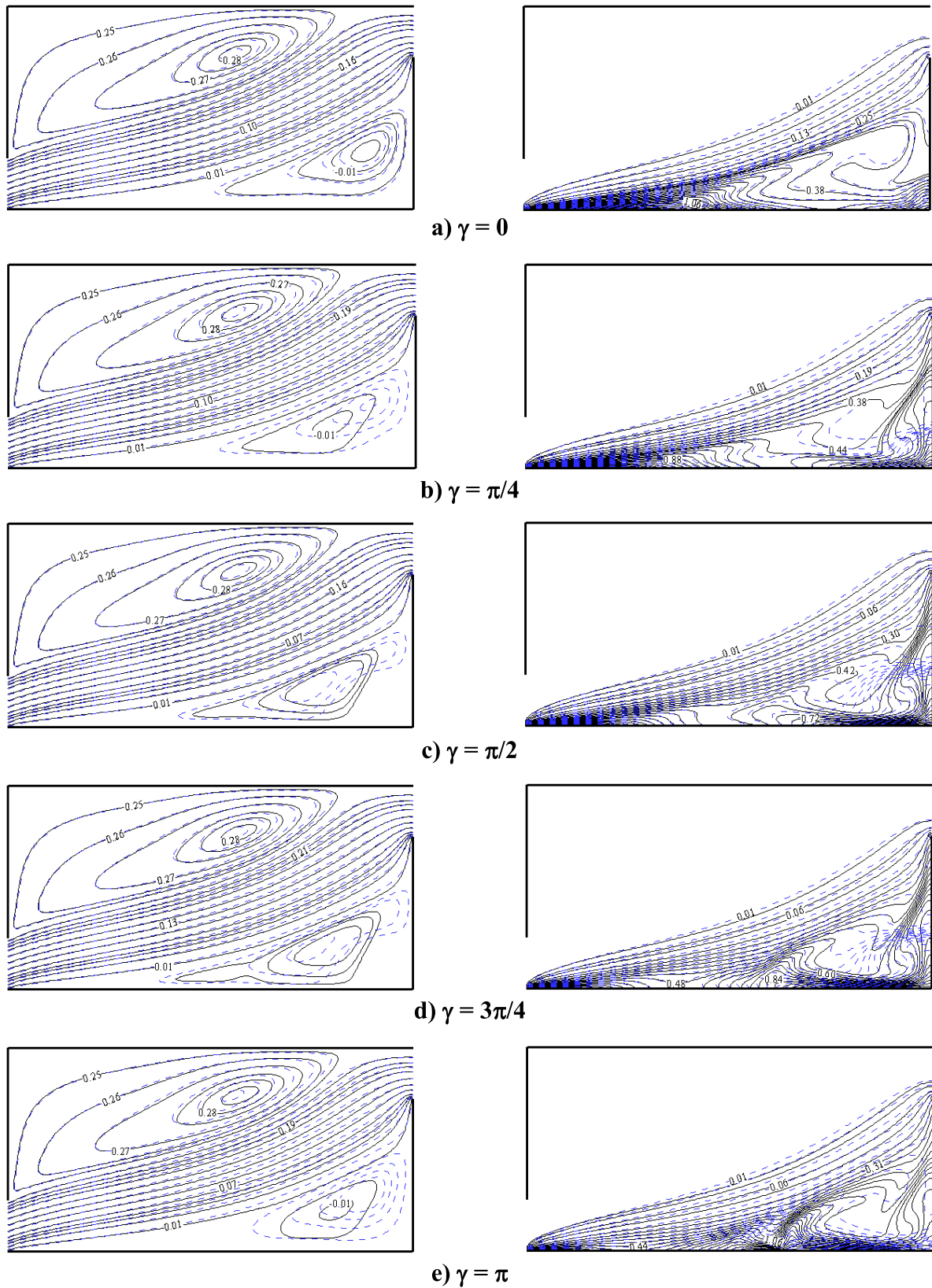


Figure 4.2 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 800$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$.

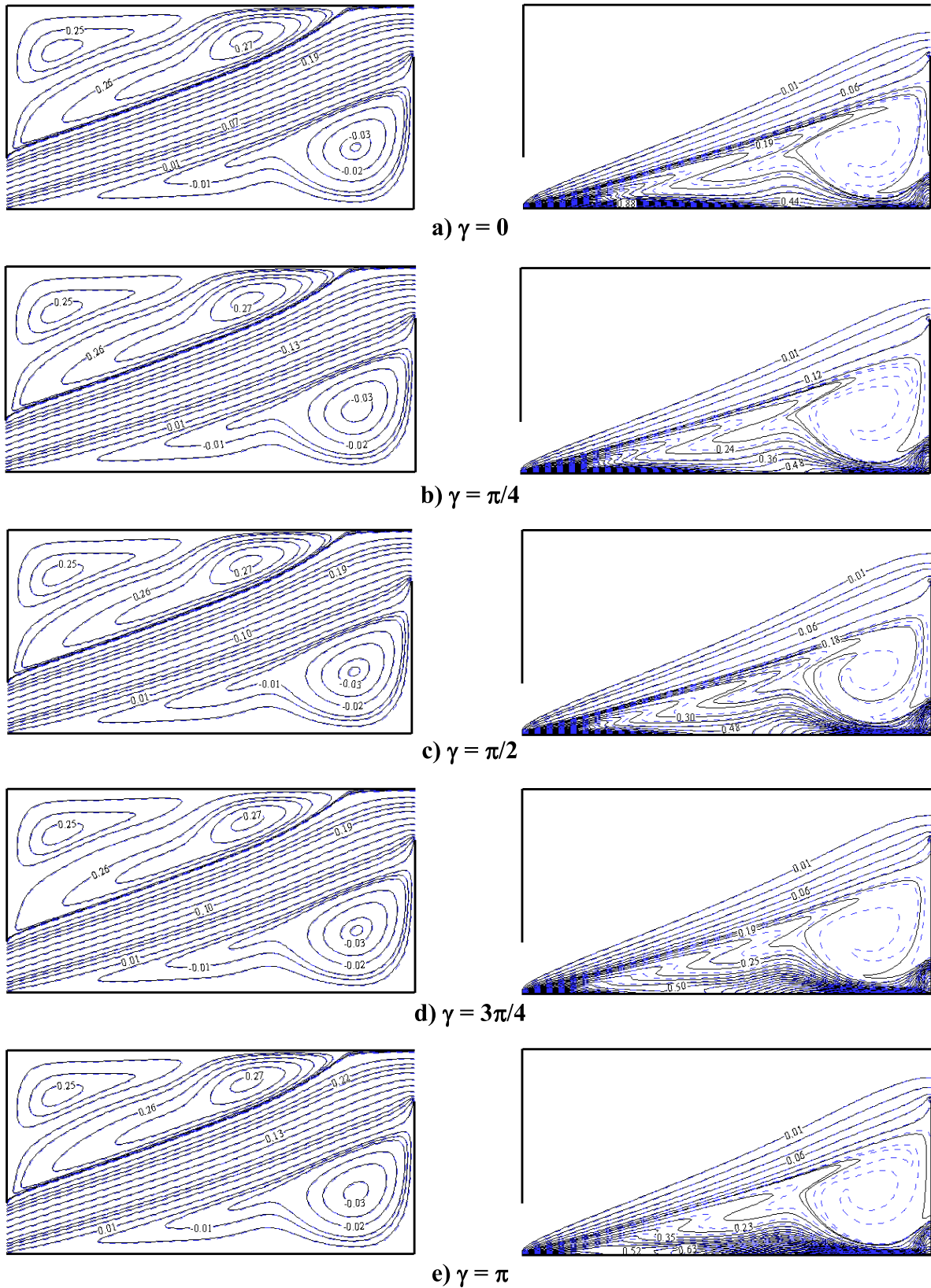


Figure 4.3 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 3000$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$.

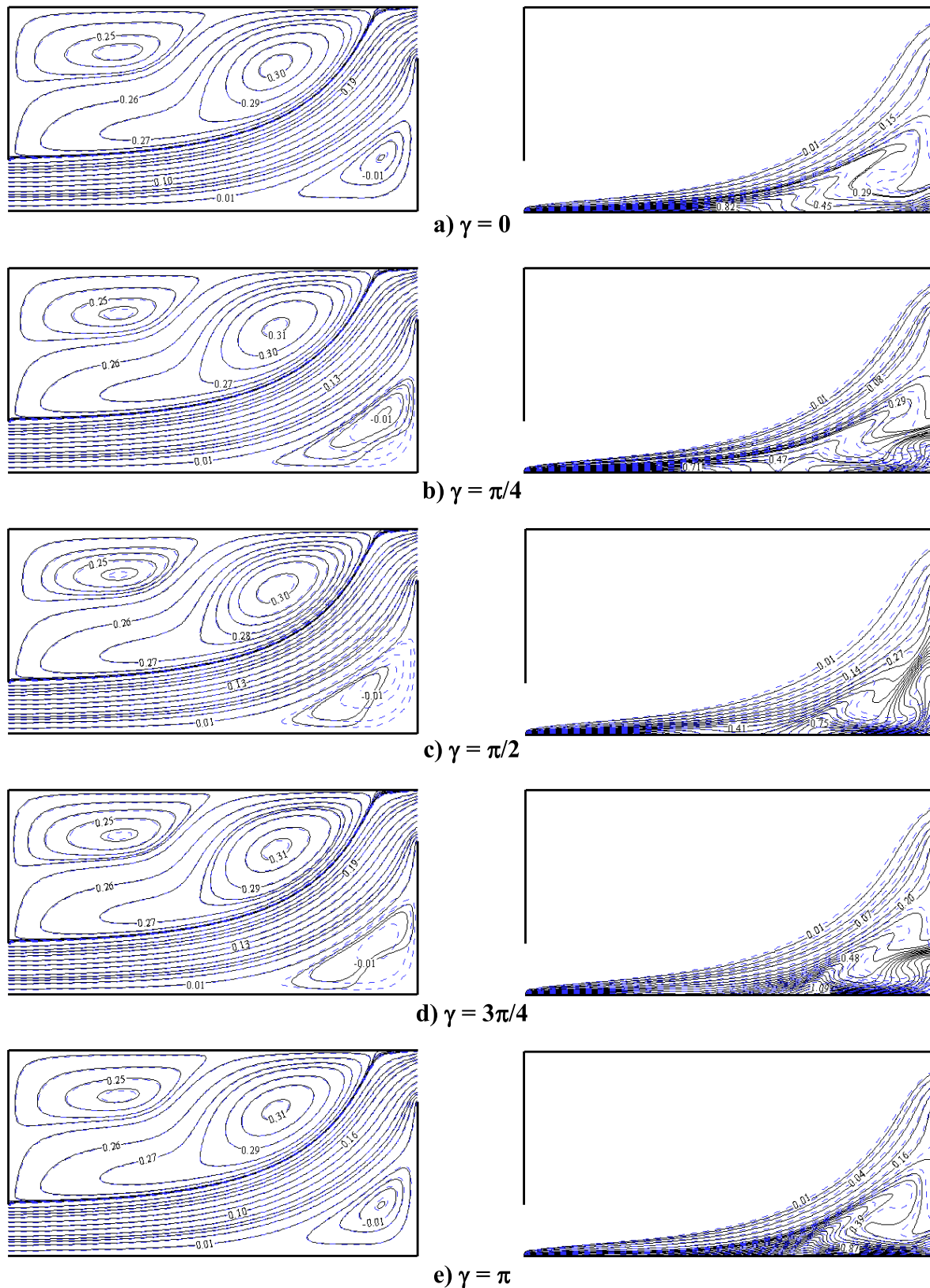


Figure 4.4 : Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 800$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$.

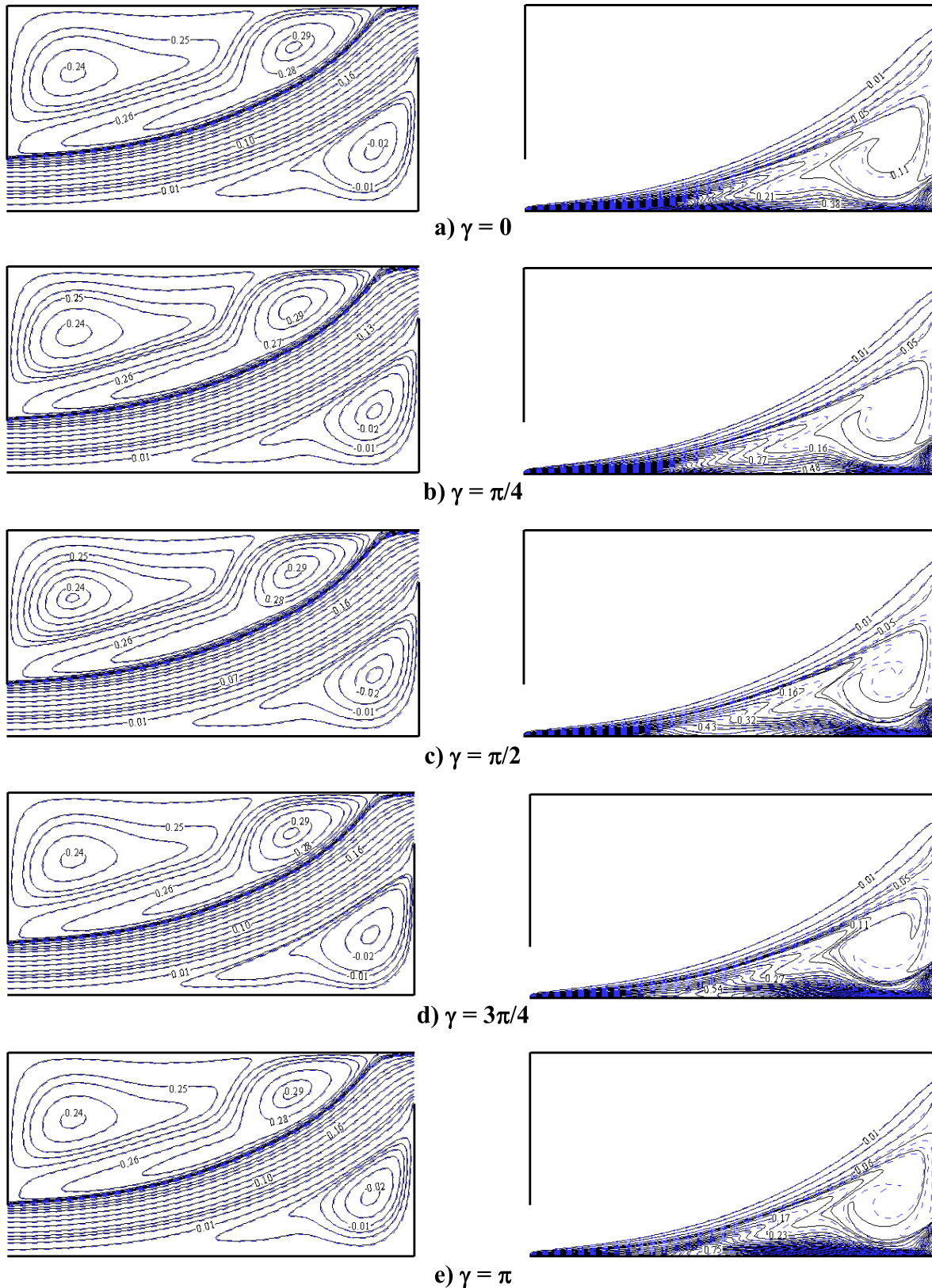


Figure 4.5 : Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, pour $\phi = 0$ (—) et $\phi = 0.1$ (- - -), $Re = 3000$ et différentes valeurs de γ : a) $\gamma = 0$, b) $\gamma = \pi/4$, c) $\gamma = \pi/2$, d) $\gamma = 3\pi/4$ et e) $\gamma = \pi$.

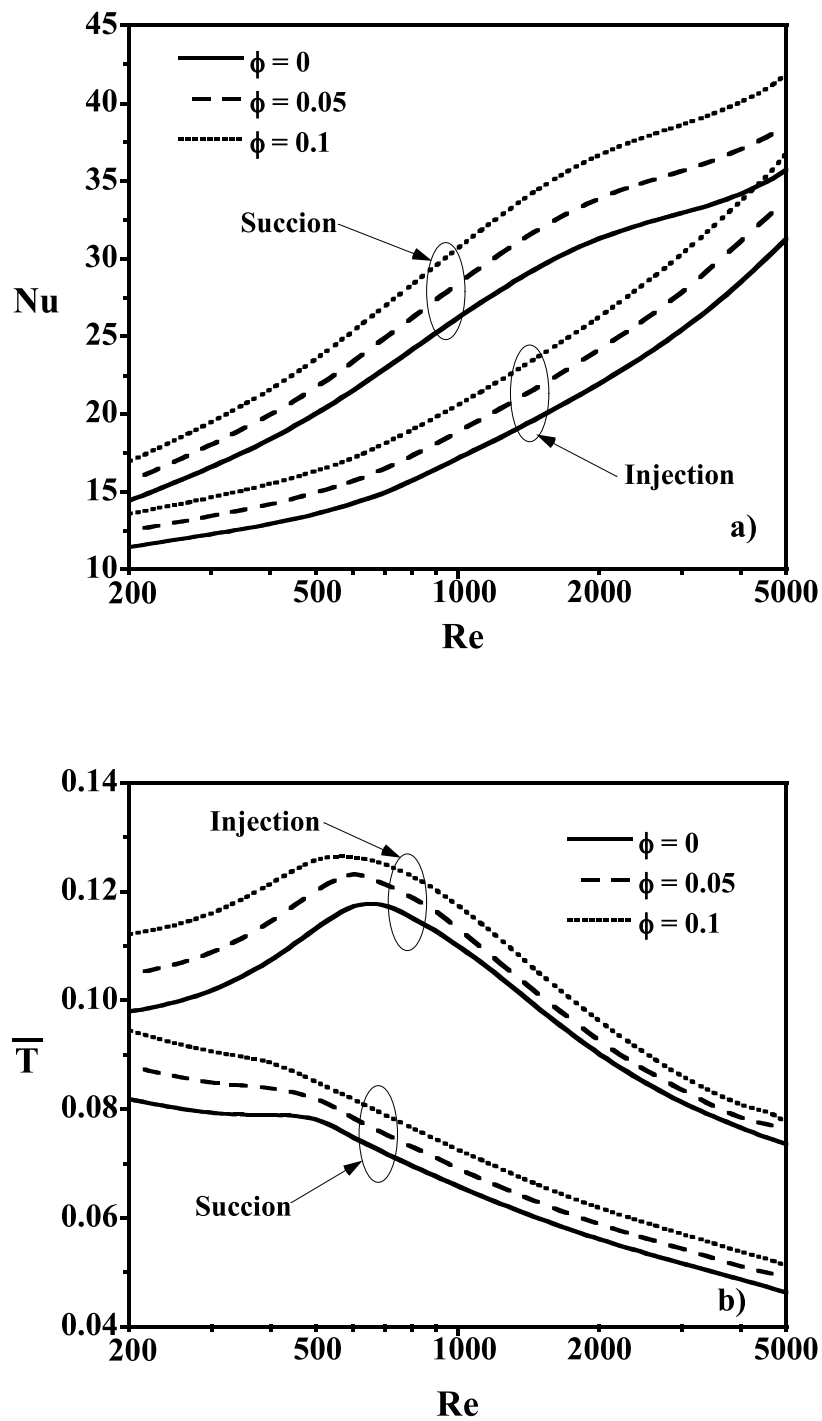


Figure 4.6 : Variations, avec Re : a) du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée, et b) de la température moyenne, \bar{T} , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\gamma = 0$ et différentes valeurs de ϕ .

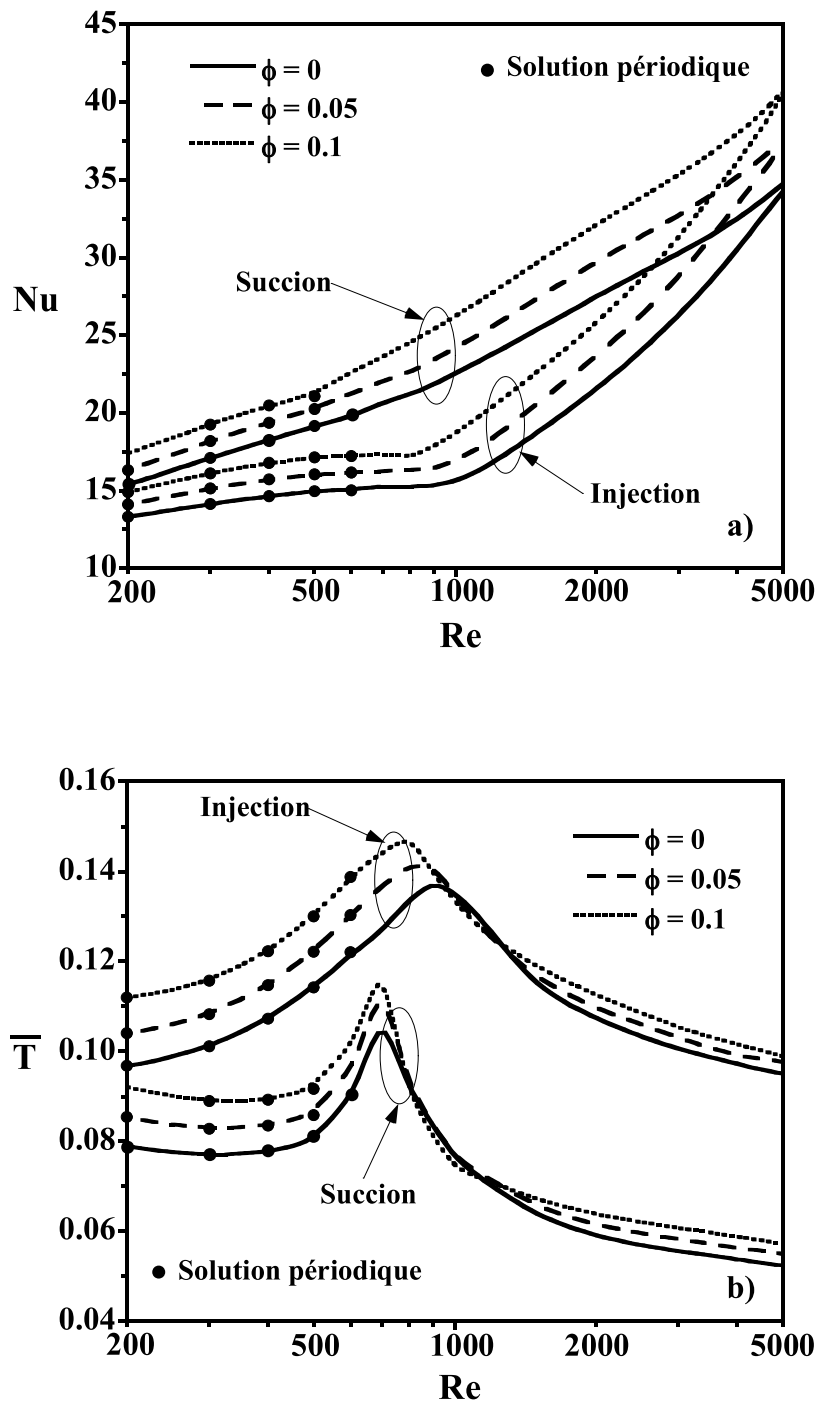


Figure 4.7 : Variations, avec Re : a) du nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée, et b) de la température moyenne, \bar{T} , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\gamma = \pi/2$ et différentes valeurs de ϕ .

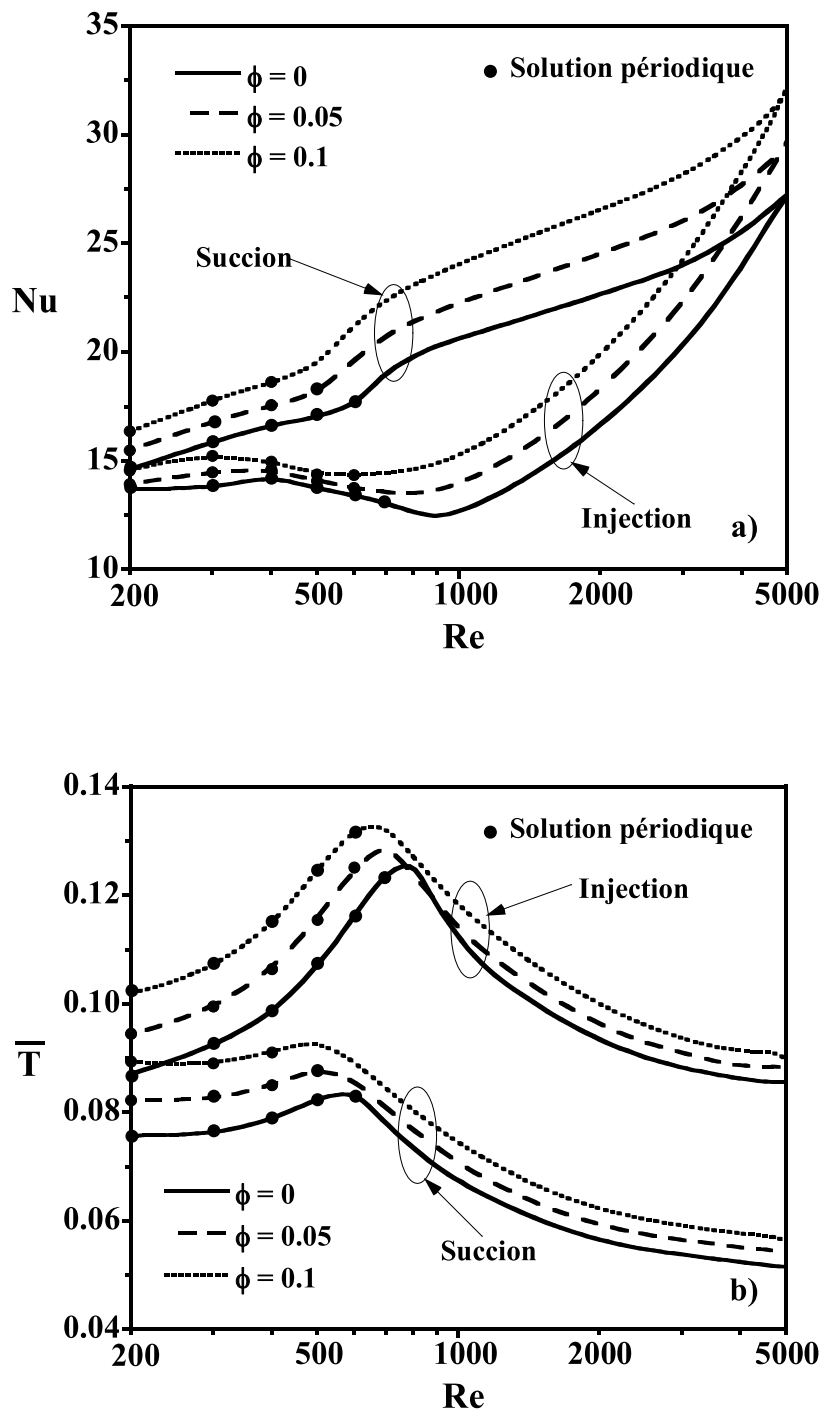


Figure 4.8 : Variations, avec Re : a) du nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée, et b) de la température moyenne, \bar{T} , pour les deux modes d'écoulement (injection et suction), $\gamma = \pi$ et différentes valeurs de ϕ .

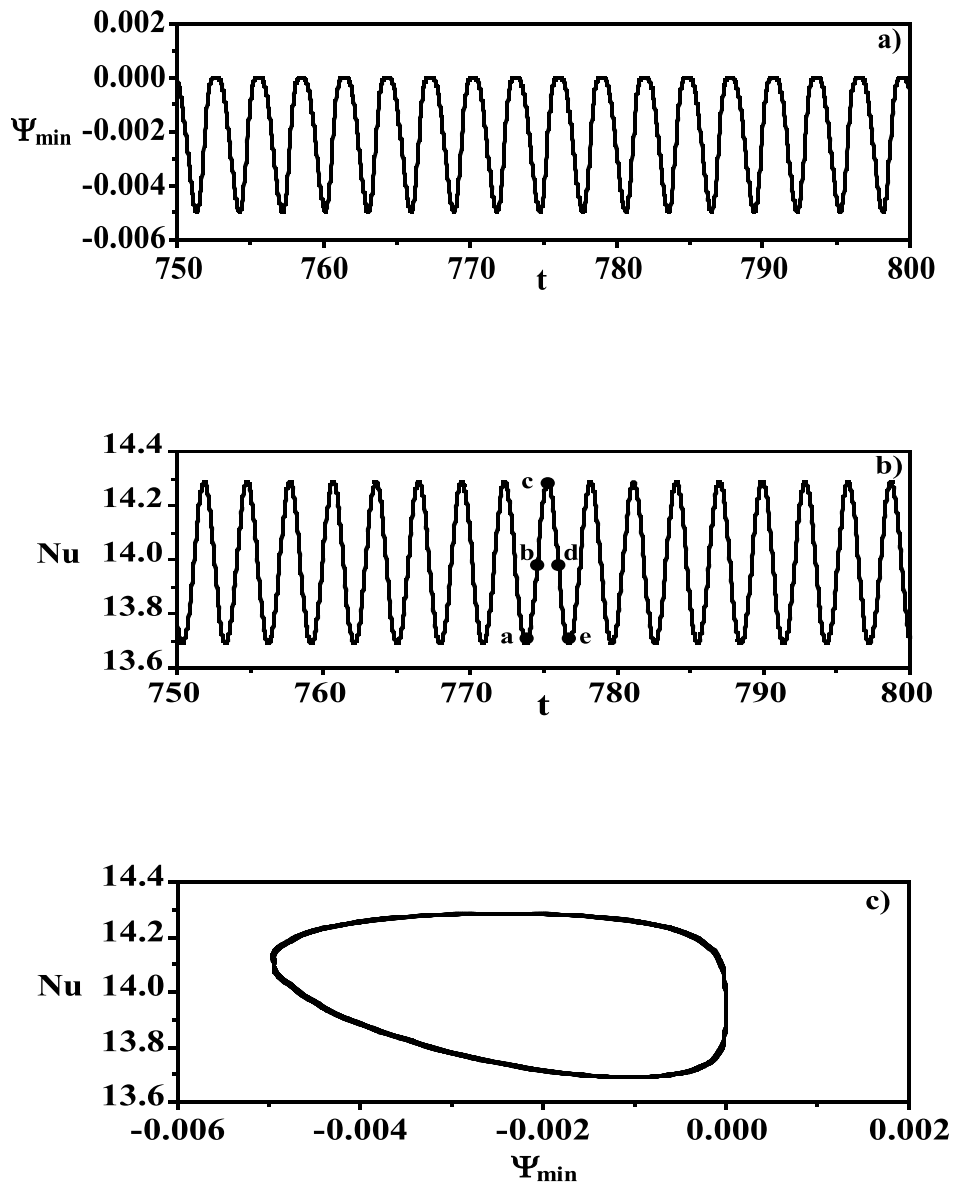


Figure 4.9 : Oscillations périodiques, en mode d'injection, obtenues pour $Re = 200$, $\phi = 0.05$ et $\gamma = \pi$: a) $\Psi_{\min}(t)$, b) $Nu(t)$ et c) projection dans le plan de phase (Ψ_{\min} , Nu).

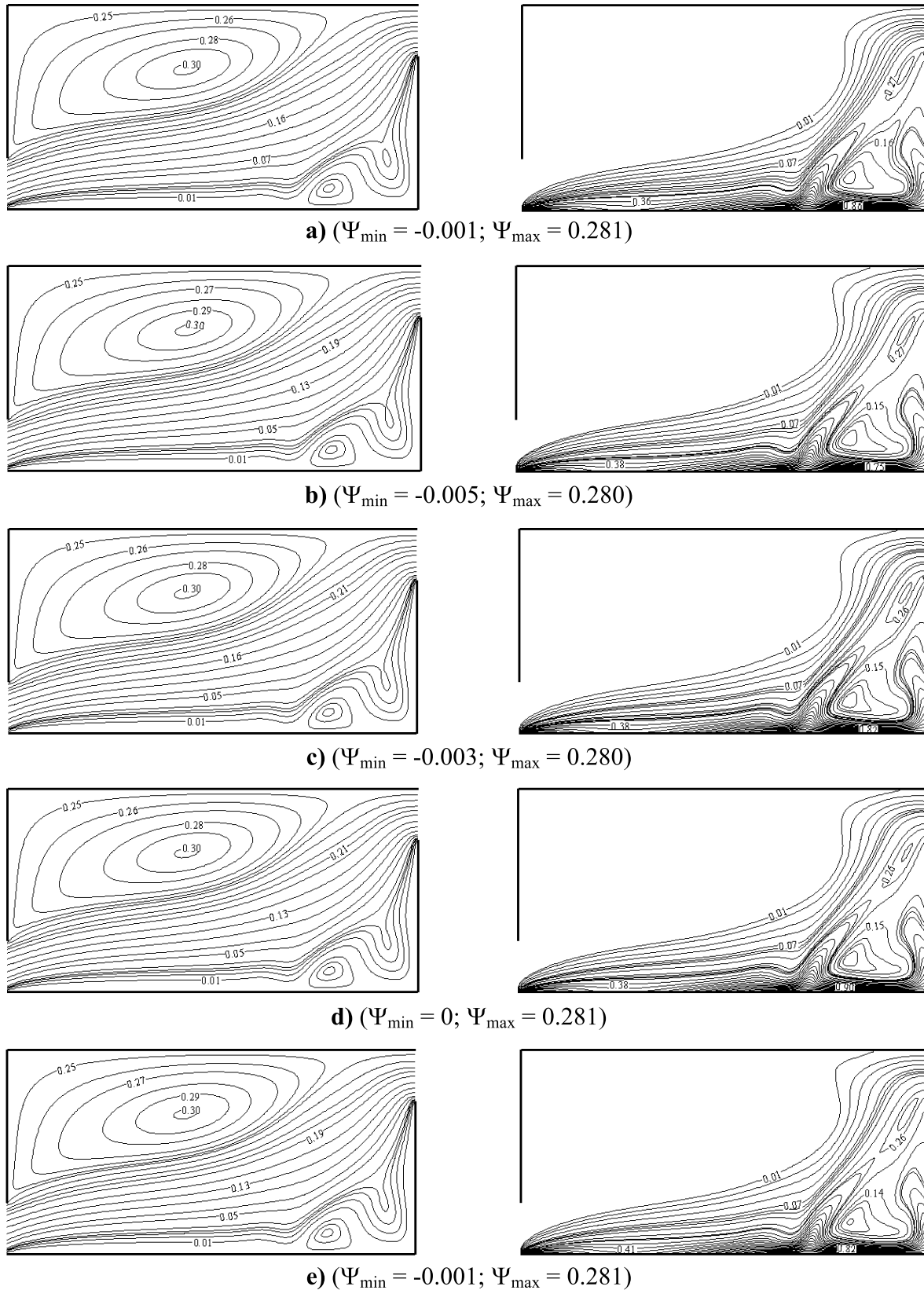


Figure 4.10 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, au cours du cycle d'écoulement du nanofluide représenté sur la figure 4.9b, pour $Re = 200$, $\phi = 0.05$ et $\gamma = \pi$.

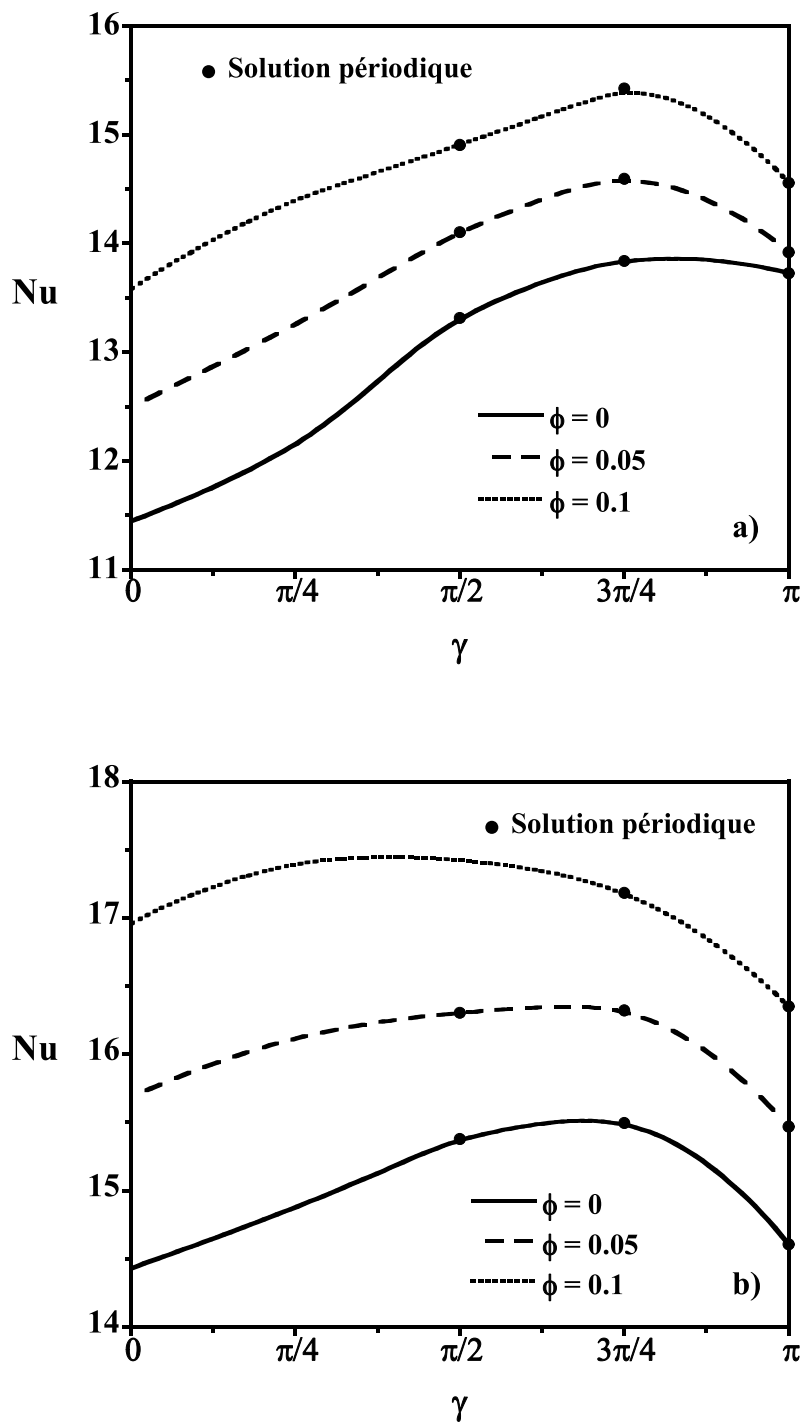


Figure 4.11 : Variations, avec γ , du nombre de Nusselt moyen, Nu, pour $Re = 200$ et différentes valeurs de ϕ : a) mode d'injection et b) mode de suction.

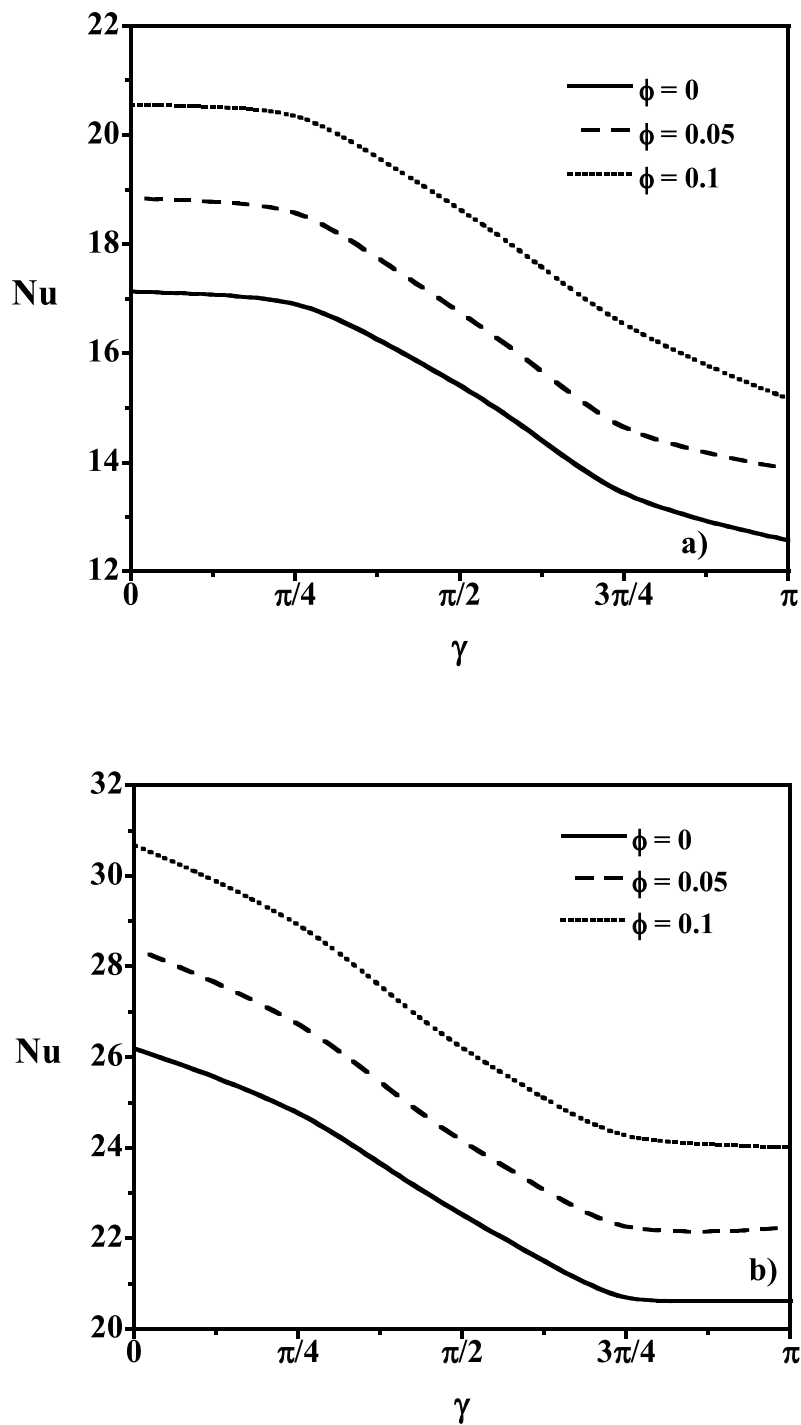


Figure 4.12 : Variations, avec γ , du nombre de Nusselt moyen, Nu, pour $Re = 1000$ et différentes valeurs de ϕ : a) mode d'injection et b) mode de suction.

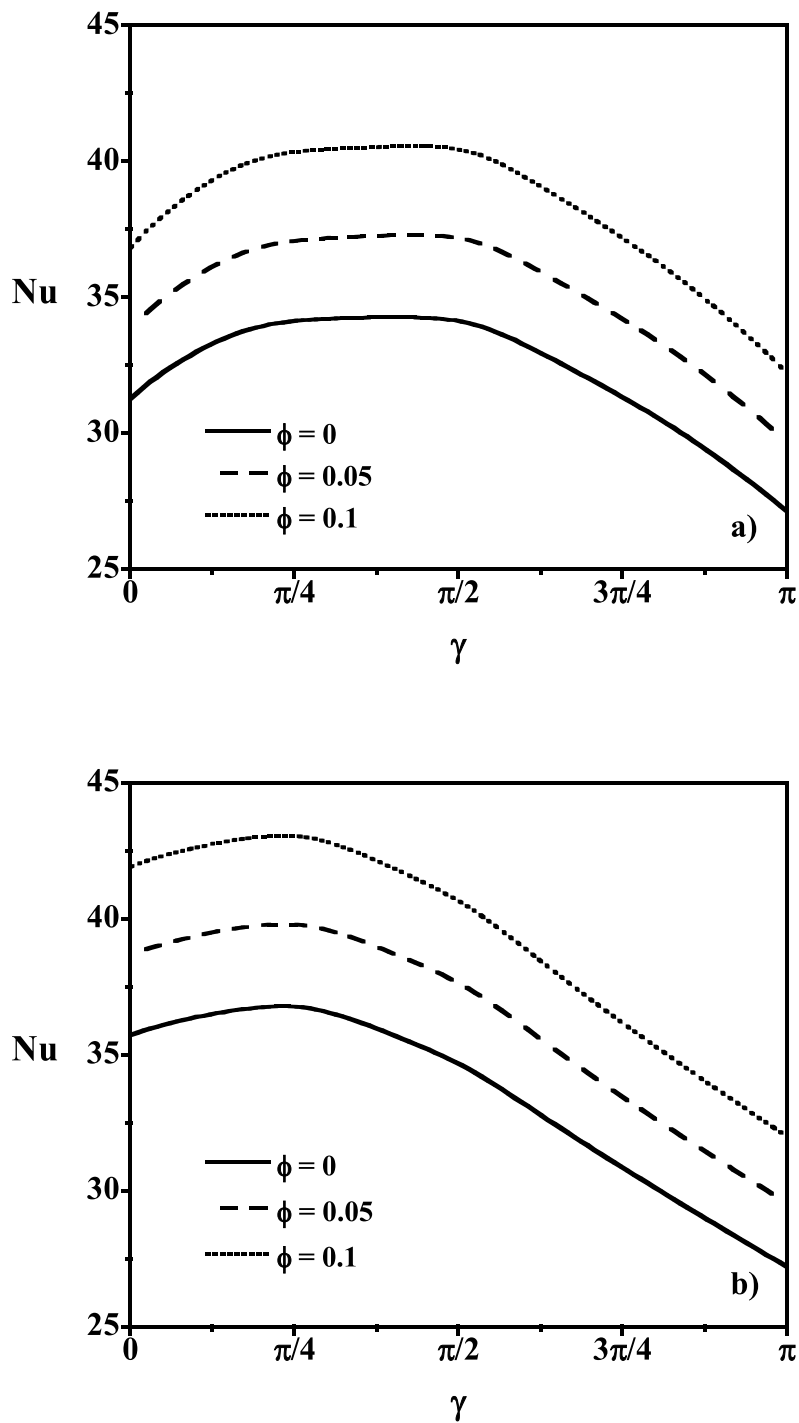


Figure 4.13 : Variations, avec γ , du nombre de Nusselt moyen, Nu, pour $Re = 5000$ et différentes valeurs de ϕ : a) mode d'injection et b) mode de suction.

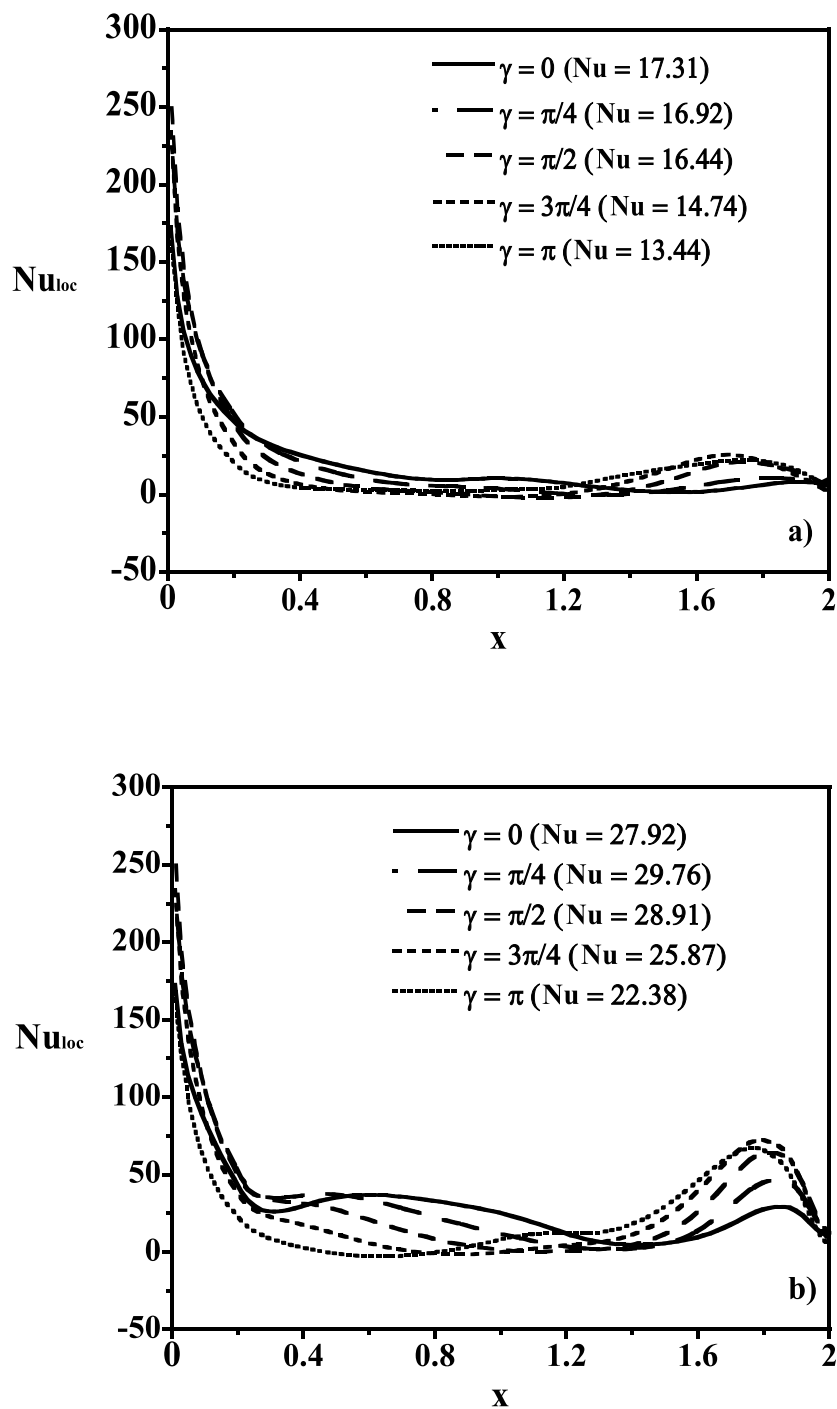


Figure 4.14 : Variations du nombre de Nusselt local, Nu_{loc} , évalué sur la paroi chauffée en mode d'injection pour $\phi = 0.05$ et différentes valeurs de γ : a) $Re = 800$ et b) $Re = 3000$.

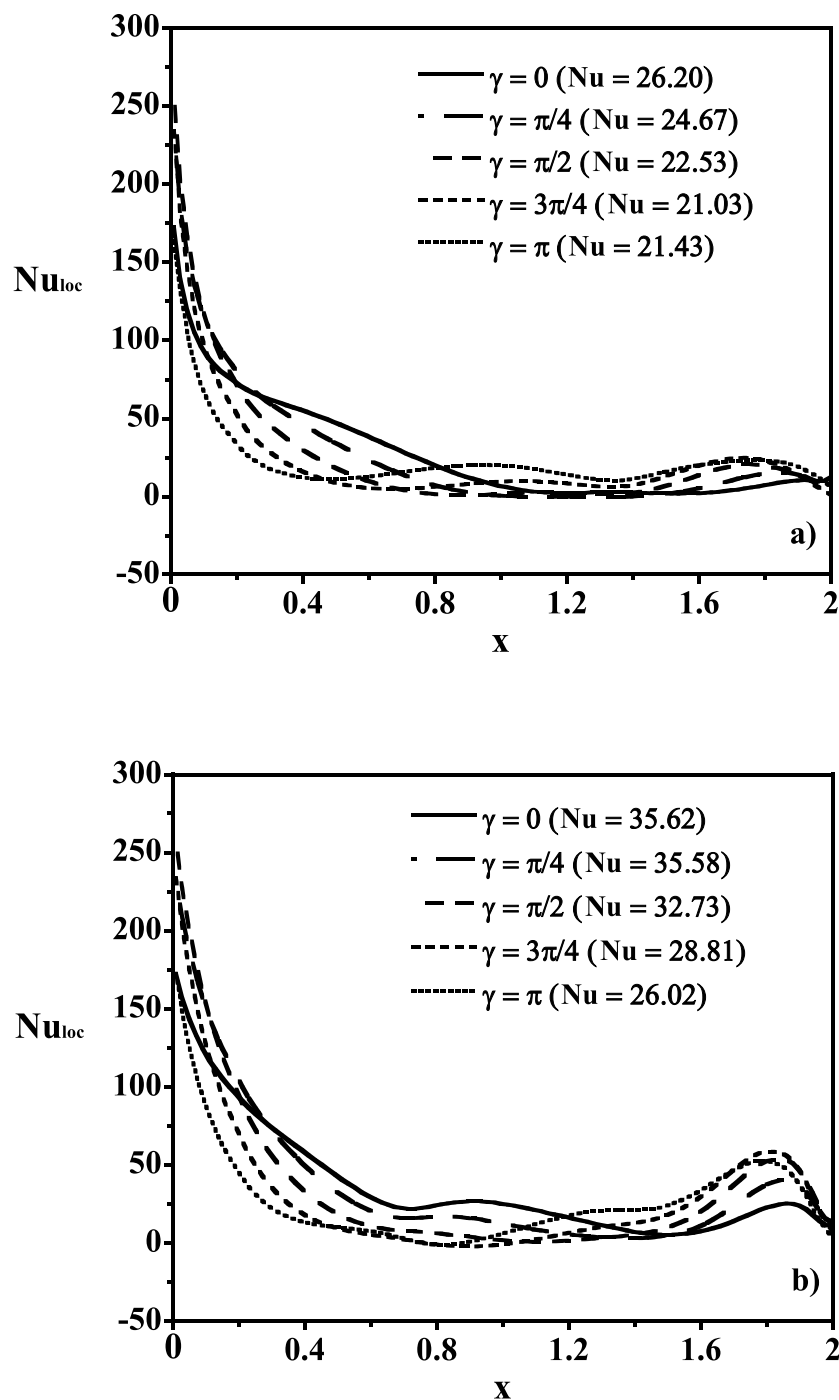


Figure 4.15 : Variations du nombre de Nusselt local, Nu_{loc} , évalué sur la paroi chauffée en mode de suction pour $\phi = 0.05$ et différentes valeurs de γ : a) $Re = 800$ et b) $Re = 3000$.

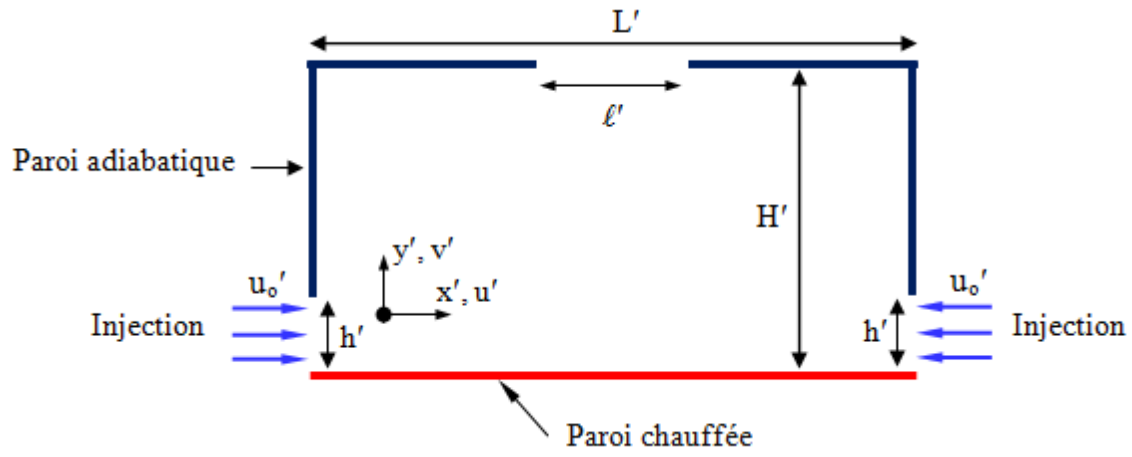
CHAPITRE 5

Convection Mixte dans une Cavité Multi-ventilée et Uniformément Chauffée par le Bas

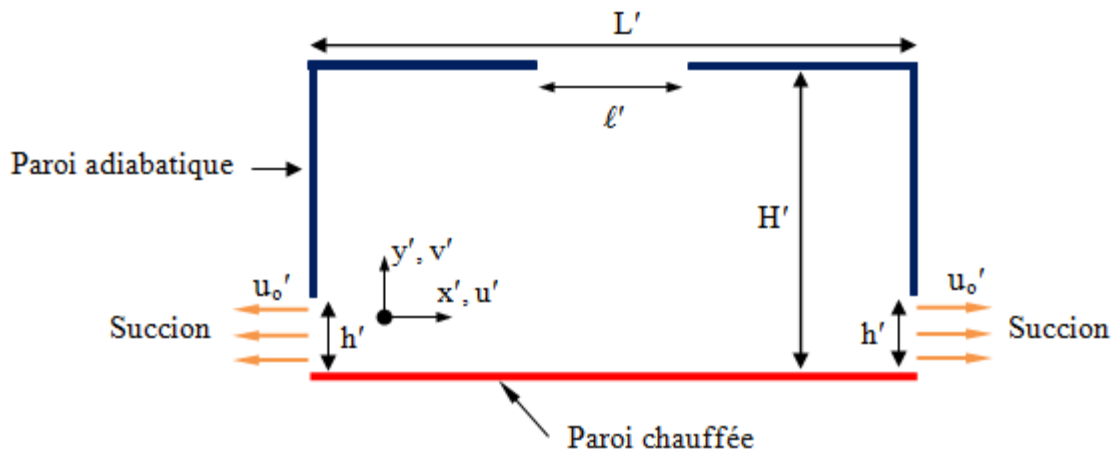
5.1 INTRODUCTION

Nous avons exposé dans les chapitres 3 et 4 l'effet de plusieurs paramètres sur la convection mixte dans une cavité ventilée par deux ouvertures. En effet, nous avons examiné l'impact du type de chauffage (variable de façon linéaire ou sinusoïdale) et de la fraction volumique des nanoparticules sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement, pour les deux modes de ventilation considérés. Nous signalons que pour la configuration présentée dans ces deux chapitres, la structure d'écoulement présente une cellule horaire confinée entre l'écoulement forcé et la paroi inférieure active. Cette cellule agit comme obstacle au transfert de chaleur au niveau de cette paroi en empêchant le contact direct entre cette dernière et le fluide. Par la suite, pour pallier aux inconvénients de la présence de cette cellule sur le transfert thermique, on a opté pour une deuxième configuration (cavité multi-ventilée). Dans le but d'éliminer la cellule emprisonnée entre les deux parois adjacentes (paroi active et verticale droite) afin d'améliorer l'échange thermique, on a pratiqué une ouverture sur la partie inférieure de la paroi verticale droite. En parallèle à ceci, la ventilation est assurée par le déplacement de l'ouverture de sortie vers le milieu de la paroi supérieure.

Ainsi, dans ce dernier chapitre, nous présentons les résultats des simulations numériques relatives au problème de convection mixte au sein d'une cavité horizontale de rapport de forme $A = 2$ et multi-ventilée à l'aide du nanofluide Al_2O_3 -eau soit par injection ou par succion. En raison du nombre élevé des paramètres gouvernants, on s'est limité au cas d'une paroi inférieure chaude maintenue à une température constante tandis que les autres parois sont considérées thermiquement isolées. Le nanofluide entre / sort par injection (figure 5.1a) / succion (figure 5.1b) à travers deux ouvertures situées dans la partie inférieure des parois verticales. Une troisième ouverture localisée au milieu de la paroi horizontale supérieure permet d'assurer la ventilation. Les simulations numériques ont permis d'examiner l'effet du nombre de Reynolds, $200 \leq Re \leq 5000$, de la concentration volumique des nanoparticules, $0 \leq \phi \leq 0.07$ et du mode de ventilation imposé (injection ou succion), sur les caractéristiques de l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur. Les résultats obtenus seront illustrés, pour différentes combinaisons des paramètres gouvernants susmentionnés, en termes de structures d'écoulement, de champs de température, du nombre de Nusselt moyen sur la paroi active et de la température moyenne au sein de la cavité.



a) Cas de l'injection



b) Cas de la succion

Figure 5.1 : Convection mixte dans une cavité multi-ventilée : a) Cas de l'injection et b) Cas de la succion.

Les propriétés thermophysiques de l'eau (H_2O) et de l'alumine (Al_2O_3), qui ont été utilisées dans les simulations numériques sont récapitulées dans le tableau 5.1. Elles sont évaluées à la température moyenne $T' = (T'_C + T'_F) \times 0.5 = 305 \text{ K}$

Tableau 5.1. Propriétés thermophysiques de l'eau et de l'alumine à $T' = 305$ K, *Incropera et DeWitt (2002)*.

Propriétés physiques	Fluide de base (Eau)	Alumine (Al_2O_3)
C_p (J/kg.K)	4178	765
ρ (kg/m ³)	995	3970
λ (W/m.K)	0.620	36
$\beta \times 10^{-5}$ (K ⁻¹)	32.06	0.846
$\mu \times 10^{-4}$ (N.s/m ²)	7.69	---
Pr	5.2	---
ρ_{fo} (kg/m ³) à $T' = 293$ K	998.29	---

5.2 CONDITIONS AUX LIMITES

Les conditions aux limites associées au problème sont :

$$\begin{aligned}
 u = v = 0 & & \text{sur les parois rigides} \\
 T = 1 \text{ et } \Psi = 0 & & \text{sur la paroi chauffée} \\
 \frac{\partial T}{\partial n} = 0 & & \text{sur les parois adiabatiques}
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Où "n" indique la direction normale à la paroi adiabatique considérée

Les conditions aux limites appropriées, liées à chaque mode d'écoulement imposé, peuvent être exprimées comme suit :

Cas de l'injection :

$$T = v = \Omega = 0, u = 1 \text{ et } \Psi = y \quad \text{à l'entrée verticale gauche de la cavité}$$

$$T = v = \Omega = 0, u = -1 \text{ et } \Psi = -y \quad \text{à l'entrée verticale droite de la cavité}$$

$$\Psi = B \quad \text{entre l'ouverture gauche d'entrée et l'ouverture supérieure de sortie}$$

$$\Psi = -B \quad \text{entre l'ouverture droite d'entrée et l'ouverture supérieure de sortie}$$

Pour ce mode, les conditions aux limites sont inconnues au niveau de l'ouverture horizontale de sortie. Les valeurs de u , v , T , Ψ et Ω sont extrapolées à chaque pas de temps en considérant des dérivées secondes nulles à la sortie de la cavité pour toutes ces grandeurs (cette extrapolation est formulée par l'équation 3.2).

Cas de la succion :

$T = 0$	à l'ouverture supérieure d'entrée
$u = -1, v = 0, \Psi = -y, \Omega = 0$	à l'ouverture gauche de sortie
$u = 1, v = 0, \Psi = y, \Omega = 0$	à l'ouverture droite de sortie
$\Psi = -B$	entre l'ouverture gauche de sortie et l'ouverture supérieure d'entrée
$\Psi = B$	entre l'ouverture droite de sortie et l'ouverture supérieure d'entrée

Pour ce mode, les conditions aux limites concernant u , v , Ψ et Ω sont inconnues au niveau de l'ouverture horizontale d'entrée alors que la température T est inconnue aux deux ouvertures, gauche et droite, de sortie. De la même manière que précédemment, les valeurs de ces variables sont obtenues à chaque pas de temps en considérant des dérivées secondes nulles au niveau de ces ouvertures.

5.3 TRANSFERT DE CHALEUR

Le transfert thermique global est un indicateur important dans les applications technologiques. Ainsi, le nombre de Nusselt moyen quantifiant l'échange thermique échangée par convection mixte entre la paroi chaude de la cavité et le fluide est défini par :

$$\text{Nu} = -\frac{1}{A} \left(\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} \right) \int_0^A \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} dx \quad (5.2)$$

5.4 EFFET DU MAILLAGE

Un examen détaillé de l'effet du maillage a été effectué pour garantir une solution indépendante de la grille adoptée. Un maillage uniforme de 201×101 pour les deux directions x et y a été utilisé dans tous les calculs numériques. Une étude sur la sensibilité des résultats vis-à-vis du maillage a été effectuée. Une comparaison des résultats issus du maillage choisi avec ceux obtenus à l'aide d'un maillage plus raffiné de 321×161 est illustrée sur le tableau 5.2. L'erreur relative maximale générée reste en deçà de 1.06 % et 1.76 % respectivement pour Ψ_{\max} et Nu .

Tableau 5.2 : Sensibilité des résultats, en termes de Ψ_{\max} et Nu, au maillage pour différentes valeurs de Re et ϕ pour les deux types de ventilation (injection et succion).

Mode d'injection	Re = 600				Re = 2000			
	$\phi = 0.04$		$\phi = 0.07$		$\phi = 0.04$		$\phi = 0.07$	
Maillages	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu
201×101	0.279	18.892	0.279	19.327	0.282	33.155	0.282	33.820
321×161	0.281	19.191	0.281	19.665	0.285	33.496	0.285	34.182
Mode de succion	Re = 200				Re = 3000			
	$\phi = 0.04$		$\phi = 0.07$		$\phi = 0.04$		$\phi = 0.07$	
Maillages	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu	Ψ_{\max}	Nu
201×101	0.297	23.987	0.297	24.423	0.284	96.540	0.284	98.717
321×161	0.298	23.564	0.298	23.996	0.284	97.214	0.284	99.575

5.5 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Le code numérique utilisé dans ce chapitre est validé en confrontant nos résultats à ceux obtenus numériquement par *Shahi et al.* (2010) dans le cas de la convection mixte au sein d'une cavité carrée, ventilée à l'aide du nanofluide Cu-eau et localement chauffée à l'aide d'un flux de chaleur constant. Les comparaisons reportées sur la figure 5.2 concernent les nombres de Nusselt moyens évalués sur la paroi chauffée pour $Re = 100$. Les comparaisons montrent un bon accord et les écarts relatifs maximums enregistrés sont inférieurs à 1.02 % en faisant varier ϕ de 0 à 0.05 pour $Ri = 0.1, 1$ et 10. Notre code numérique a été également validé expérimentalement en comparant nos résultats avec ceux obtenus par *Ho et al.* (2010) dans le cas d'une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $L' \times H' = 25 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}$, $\phi = 0.1 \%$ et différentes valeurs de Ra. Les résultats de comparaison, présentés dans le tableau 5.3 en termes du nombre de Nusselt moyen évalué sur la paroi chauffée, montrent une bonne concordance avec un écart maximal de l'ordre de 4.5 %.

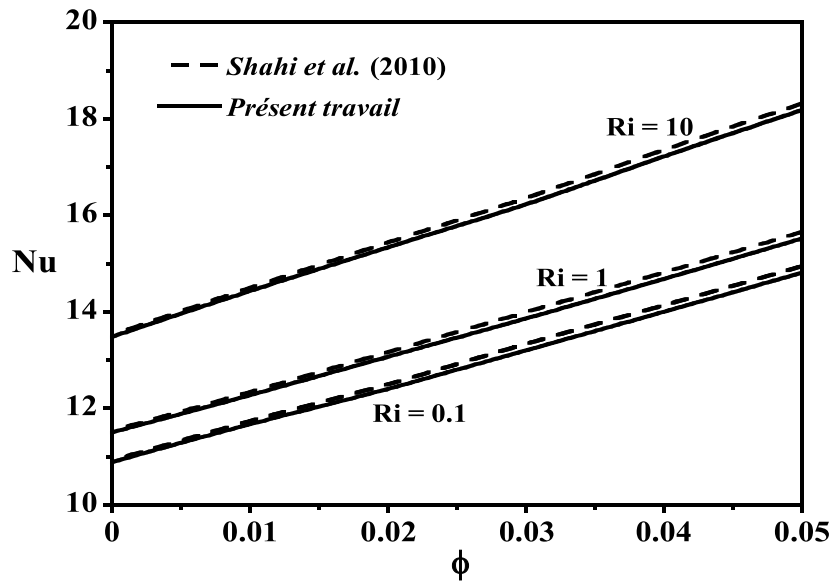


Figure 5.2 : Comparaisons en termes du nombre de Nusselt moyen, Nu, dans une cavité carrée ventilée par le nanofluide Cu-eau pour $Re = 100$ et différentes valeurs de Ri et ϕ .

Tableau 5.3. Validation du code numérique en termes de nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée d'une cavité carrée remplie du nanofluide Al_2O_3 -eau.

Ra	Présent travail	<i>Ho et al. (2010)</i> (expérimental)	% de déviation
7.5×10^5	7.91	7.6	4.08
1.5×10^6	9.801	9.4	4.26
2.5×10^6	11.79	11.3	4.33
3.3×10^6	12.54	12	4.5

5.6 RÉSULTATS ET DISCUSSION

5.6.1 Comparaison entre deux modèles de la viscosité dynamique et de la conductivité thermique

Au cours de l'avancement de ce travail de thèse et lors de la soumission de nos papiers pour publication, plusieurs rapporteurs ont soulevé le point consistant à utiliser

d'autres modèles pour la détermination de la viscosité dynamique et de la conductivité thermique. En réponse à ces suggestions, notre code numérique a été testé en comparant les résultats obtenus par l'application de deux modèles différents caractérisant la viscosité dynamique et la conductivité thermique des nanofluides. Ainsi, le 1^{er} modèle est basé sur la corrélation de *Brinkman* (1952) relative à la viscosité dynamique (voir équation 1.8) et la corrélation d'*Hamilton et Crosser* (1962) relative à la conductivité thermique (voir équation 1.11). Le 2^{ème} modèle est basé sur les corrélations de *Corcione* (2011) (voir équations 1.9 et 1.12).

Les calculs sont effectués dans le cas de la configuration présentée sur la figure 3.1 pour un chauffage à l'aide d'une température constante. Le système est ventilé à l'aide du nanofluide Al_2O_3 -eau soit par injection (figure 3.1a) ou par suction (figure 3.1b). Ainsi, la comparaison est donnée en termes de variations du nombre de Nusselt moyen, évalué sur la paroi chauffée, en fonction de Re pour $\phi = 0.05$ (voir figure 5.3). Les résultats correspondant au 1^{er} modèle de *Brinkman* (1952) et *Hamilton et Crosser* (1962) sont comparés à ceux obtenus en adoptant les corrélations proposées par *Corcione* (2011). Ces corrélations de *Corcione* (2011) ont été établies en se basant sur plusieurs données expérimentales qui tiennent en considération plusieurs facteurs influençant les propriétés thermophysiques des nanofluides. Les résultats montrent un excellent accord sur toute la gamme de Re . L'écart relatif maximal observé ne dépasse pas 1.7 % / (1.4 %) pour le mode d'injection / (de suction). Cela signifie que le 1^{er} modèle peut être utilisé pour décrire raisonnablement la viscosité dynamique et la conductivité thermique effective du nanofluide dans le cas de nanoparticules dispersées dans le fluide de base avec une faible fraction volumique. Le 1^{er} modèle est couramment utilisé dans la littérature et il est satisfaisant pour décrire l'augmentation de la viscosité dynamique et la conductivité thermique des nanofluides. La différence quantitative négligeable, observée en termes de résultats présentés, laisse le choix quant à l'utilisation de l'un des deux modèles.

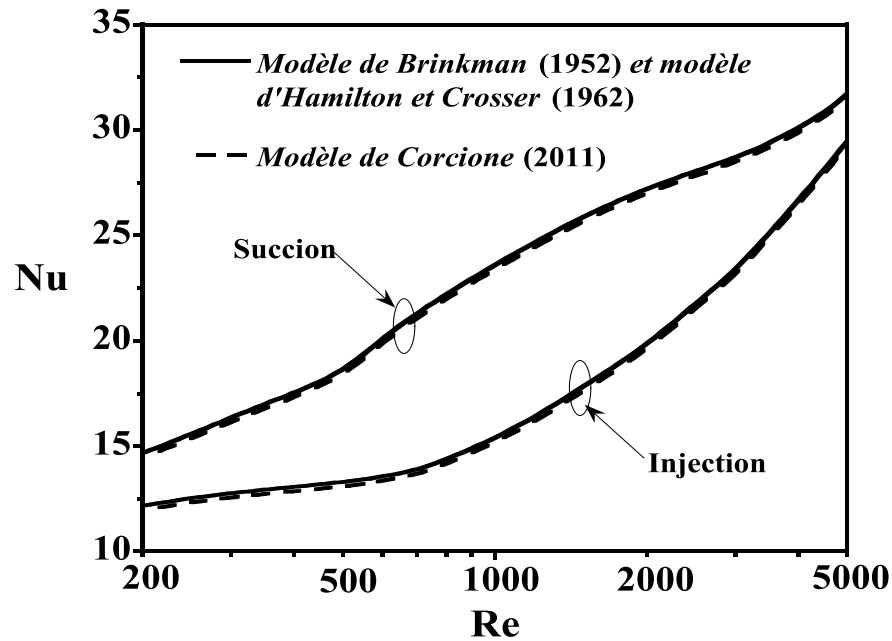


Figure 5.3 : Variations, avec Re , du nombre de Nusselt moyen, Nu , évalué sur la paroi chauffée, en appliquant les modèles de *Brinkman* (1952) et *Hamilton et Crosser* (1962) et celui de *Corcione* (2011) pour $\phi = 0.05$ et les deux modes d'écoulement (injection et suction).

Dans cette section, on présente les effets du nombre de Reynolds ($200 \leq Ra \leq 5000$), de la fraction volumique des nanoparticules, ($0 \leq \phi \leq 0.07$) et du mode d'écoulement imposé sur les champs dynamique et thermique et les performances thermiques. Le nombre de Rayleigh étant maintenu constant ($Ra = 10^6$). Avant d'aborder cette partie de résultats, il est à rappeler que, dans le cas du mode d'injection, l'état final de l'écoulement est instationnaire pour les faibles valeurs de Re ($Re \leq 500$). Par conséquent, les structures dynamique et thermique ne peuvent pas être présentées dans cette situation.

5.6.2 Écoulements et champs thermiques

5.6.2.1 Cas du mode d'injection

Des lignes de courant et des isothermes illustrant l'effet de Re sur les structures dynamique et thermique, en mode d'injection, sont présentées sur les figures 5.4a-5.4d

pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.07$ (ligne pointillée - - -). Pour une valeur modérée de Re ($Re = 600$), les lignes de courant montrent la présence de quatre cellules fermées (figure 5.4a). Les deux cellules surmontant les lignes ouvertes de l'écoulement forcé, engendrées par l'effet de cisaillement, sont situées dans les coins supérieurs droit (cellule horaire) et gauche (cellule trigonométrique) de la cavité. Les deux petites cellules localisées au dessous des lignes ouvertes sont dues aux effets conjugués du cisaillement et de la poussée. L'effet du paramètre ϕ sur la structure de l'écoulement est très limité lorsque ϕ varie entre 0 à 0.07. Les isothermes correspondantes sont resserrées au niveau de la surface horizontale chauffée, témoignant d'un bon échange de chaleur par convection entre cette dernière et le fluide. De même, on constate l'existence de deux zones froides délimitées chacune par une ouverture d'entrée et celle de sortie. Ces deux zones sont thermiquement inactives et elles sont portées à une température uniforme égale à celle de l'écoulement imposé. D'ailleurs, l'effet de ϕ est plus perceptible dans la région occupée par les deux petites cellules inférieures puisque les isothermes correspondant au cas du fluide pure et $\phi = 0.07$ sont bien espacées. Une augmentation de Re jusqu'à 1000 (figure 5.4b) conduit au développement des deux cellules inférieures en taille et en intensité (comparables aux cellules supérieures) en raison de l'intensification de l'écoulement forcé qui permet le redressement des lignes ouvertes vers le haut en laissant plus d'espace au profit des dites cellules. Une augmentation supplémentaire de Re jusqu'à 3000 puis 5000 (régime de convection forcée dominante) favorise les deux cellules inférieures comme illustré sur les figures 5.4c-5.4d. Cette amélioration se fait au détriment des lignes ouvertes qui deviennent relativement droites. Cependant, la structure dynamique devient insensible à la concentration de nanoparticules pour les valeurs élevées de Re . Les isothermes correspondantes se trouvent condensées au niveau de la paroi chaude en formant une couche limite thermique distinguée et très mince. Ce comportement témoigne d'un échange d'énergie important à travers cette paroi.

5.6.2.2 Cas du mode de suction

Dans le cas du mode de suction, l'effet de Re sur les lignes de courant et les isothermes est illustré sur les figures 5.5a-5.5d, pour le cas de l'eau pure (ligne continue —) et le cas du nanofluide avec $\phi = 0.07$ (ligne pointillée - - -). Comme illustré sur la figure 5.5a, les lignes de courants obtenues pour une faible valeur de Re ($Re = 200$) montrent une structure symétrique par rapport à la médiane de la cavité. Cette structure consiste en un écoulement forcé aspiré verticalement à travers l'ouverture d'entrée et sortant horizontalement à travers les sorties verticales. Cette configuration de l'écoulement, permettant un contact direct entre les lignes ouvertes et la paroi horizontale chauffée, sera caractérisée par une forte interaction thermique entre le fluide et cette paroi. De plus, la structure d'écoulement montre la présence de deux grandes cellules fermées de mêmes tailles et de sens opposés surmontant les lignes de courant ouvertes et dont la formation est due principalement à l'effet de cisaillement. Ces cellules sont de taille et intensité plus grandes comparées à celles obtenues dans le cas du mode d'injection (voir figure 5.4a). Les isothermes correspondantes se condensent horizontalement sous forme d'un faisceau au voisinage de la paroi chauffée. L'épaisseur étroite de ce faisceau d'isothermes témoigne d'un bon transfert thermique entre la paroi et le fluide. La chaleur dégagée par la paroi inférieure chaude est rapidement et directement évacuée vers la sortie à travers un couloir étroit. En conséquence, la zone thermiquement inactive (zone froide) occupe presque la quasi-totalité de la cavité. Ce comportement atteste de la grande efficacité thermique du mode de suction en comparaison avec le mode d'injection. Une augmentation de Re à 600 et à 1000, conduit à une légère augmentation de la taille des deux cellules fermées en raison de l'intensification de l'écoulement forcé (figures 5.5b-5.5c). Les isothermes montrent que l'épaisseur de la couche limite thermique est réduite au profit de la zone froide témoignant de l'effet croissant de la convection forcée. Une augmentation supplémentaire de Re jusqu'à 3000 puis 5000 (régime de dominance de la convection forcée) ne modifie pas la structure d'écoulement (figures 5.5d-5.5e) mais contribue à la réduction de l'épaisseur de la zone d'interaction thermique. Enfin, il convient de souligner que la présence de nanoparticules ($\phi = 0.07$)

ne modifie pas les champs dynamique et thermique quelle que soit l'intensité de l'écoulement forcé.

5.6.3 Étude des performances thermiques

Afin d'illustrer les performances thermiques des deux modes d'écoulement imposés (injection et succion), les variations en fonction de Re du nombre de Nusselt moyen, Nu , sont présentées sur la figure 5.6 pour différentes valeurs de ϕ . Sur cette figure, une augmentation de Nu avec Re est généralement observée pour les deux modes de ventilation. Le taux de cette augmentation devient plus important à partir de $Re \approx 500$. Cette tendance est justifiée par l'intensification d'écoulement suite aux forces d'inertie favorisées par l'augmentation de Re . Cependant, dans le cas du mode d'injection, on peut noter que Nu reste pratiquement constant pour des valeurs de $Re < 500$. Un tel comportement est expliqué par la dominance de la convection naturelle dans cette gamme de Re . Ce comportement est conséquent de l'existence de deux cellules fermées, entre la paroi chauffée et les lignes ouvertes, qui retardent l'échange thermique entre la paroi active et le fluide pour les faibles vitesses de l'écoulement imposé. Cette tendance est absente pour le mode de succion qui présente un écoulement forcé constamment en contact avec la paroi chaude, ce qui conduit à une augmentation continue de Nu avec Re . Pour une valeur fixée de ce paramètre, l'augmentation de ϕ jusqu'à 0.07 a un effet positif clair sur la convection mixte pour les deux modes de ventilation. Quantitativement, dans le cas le plus favorable ($Re = 5000$), l'augmentation de ϕ de 0 à 0.07 contribue à une amélioration de Nu d'environ 9.6 % / (8.3 %) dans le cas du mode de succion / (injection). Il convient de noter que le mode de succion est plus favorable au transfert de chaleur en comparaison avec le mode d'injection. D'ailleurs, cette performance thermique du mode de succion s'avère plus importante en régime de convection mixte ou forcée. Quantitativement, pour $\phi = 0.04$ et $Re = 1000$, le passage du mode d'injection au mode de succion contribue à une augmentation substantielle de Nu de 23.59 à 58.23 (le taux de chaleur est multiplié par presque 2.5).

Dans le cas du mode d'injection, des solutions instationnaires périodiques ont été obtenues pour les faibles valeurs de Re . Elles sont marquées par de petits cercles pleins, comme indiqué sur la figure 5.6, et correspondent à des valeurs moyennes obtenues durant plusieurs cycles d'écoulement. L'existence de ces solutions périodiques est limitée dans la gamme de $200 \leq Re \leq 500$ dépendamment de ϕ . Une illustration de ces solutions périodiques est présentée sur les figures 5.7a et 5.7b en termes de variations temporelles de Ψ_{\min} et Nu obtenues en mode d'injection, pour $Re = 300$ et $\phi = 0.04$. Les deux grandeurs, Ψ_{\min} et Nu , oscillent dans le temps avec la même période ce qui donne lieu à une trajectoire dans le plan de phase (Ψ_{\min} , Nu) sous forme d'une simple courbe fermée de type P_1 suivant la convention de *Lennie et al.* (1988). La figure 5.7c montre les limites du cycle projeté dans le plan de phase.

Des lignes de courant et des isothermes sont présentées sur les figures 5.8a-5.8e qui correspondent respectivement aux instants indiqués par les lettres "a" à "e" au cours du cycle d'écoulement reporté sur la figure 5.7b. La structure d'écoulement et la distribution de température sont légèrement affectées au cours de l'évolution du cycle. Toutefois, on peut remarquer l'alternance d'apparition et de disparition des petites cellules au dessous des lignes ouvertes. L'existence de ces cellules convectives est favorisée par l'importance relative de la convection naturelle. Cette compétition entre la convection naturelle et la convection forcée peut être à l'origine de l'apparition du régime oscillatoire. Dans la partie centrale inférieure de la cavité, les isothermes sont caractérisées par une certaine déformation résultant de la structure complexe de l'écoulement dans cette région où les petites cellules sont localisées.

L'amélioration du transfert thermique réalisé par l'adoption du mode de suction à la place du mode d'injection est illustrée sur la figure 5.9 en présentant la variation avec Re du paramètre $E_{\text{mod}} = [(Nu_{\text{suction}} - Nu_{\text{injection}}) / Nu_{\text{injection}}] \times 100$. Pour toutes les valeurs considérées de ϕ , E_{mod} évolue avec Re de manière croissante jusqu'à une valeur maximale obtenue pour une valeur critique $Re_c \approx 1500$. Quantitativement, pour $\phi = 0.07$, E_{mod} atteint sa valeur maximale qui vaut approximativement 150 % (c-à-d, la quantité de chaleur dégagée est amplifiée de 2.5 fois). Au-delà de Re_c , toute

augmentation de Re conduit à une diminution drastique du paramètre E_{mod} . Finalement, on peut remarquer que l'amélioration pour le mode de succion est favorisée par ϕ tant que $Re < 500$.

L'effet de l'ajout des nanoparticules sur l'amélioration du transfert de chaleur, pour les deux modes de ventilation, est présenté sur la figure 5.10 en termes de variations avec Re du paramètre $E_{\text{nf}} = [(Nu_{\text{nf}} - Nu_f) / Nu_f] \times 100$ pour $\phi = 0.04$ et 0.07 . En mode d'injection, E_{nf} croît de façon monotone avec Re jusqu'à une valeur maximale, obtenue pour $Re_c = 600$, qui vaut 6.5% / (9%) pour $\phi = 0.04$ / (0.07) . Au delà de Re_c , E_{nf} demeure presque quasi-constant. Pour le mode de succion, E_{nf} augmente de manière visible avec Re tant que ce dernier est supérieur à 1000 . En deçà de cette valeur, E_{nf} est insensible à toute variation de Re . Il est utile de mentionner que le mode de succion est plus favorable à l'amélioration du transfert thermique par l'ajout de nanoparticules, en comparaison avec le mode d'injection, et ceci pour des valeurs faibles ou élevées de Re .

Sur la figure. 5.11, on présente les variations, avec Re , de la température moyenne à l'intérieur de la cavité pour les deux modes de ventilation et différentes valeurs de ϕ . En mode d'injection, la température moyenne \bar{T} augmente par augmentation de Re jusqu'à une valeur critique $Re_c = 500$ qui dépend de ϕ . Ce réchauffement de la cavité est une conséquence de la présence des solutions périodiques peu favorable au transfert de chaleur. Ceci peut être visible sur le transfert de chaleur présenté sur la figure 5.6 qui demeure constant dans cette gamme de Re pour le mode d'injection. Au-delà de cette valeur critique Re_c , la tendance est renversée et l'augmentation de Re contribue à une diminution de \bar{T} en raison de la prédominance de l'effet de la convection forcée qui favorise l'évacuation de la chaleur et contribue par conséquent au refroidissement de la cavité. Pour le mode de succion, l'évolution de la température moyenne \bar{T} est caractérisée par une diminution continue avec Re . Cette tendance résulte de la structure d'écoulement organisée sous formes de lignes ouvertes en contact total avec la paroi chauffée. De plus, il est intéressant de mentionner que le mode de succion conduit à un meilleur refroidissement de la cavité

puisque les valeurs résultantes de \bar{T} sont inférieures à celles obtenues pour le mode d'injection. A titre d'indication, pour $\phi = 0.04$ et $Re = 1000$, une réduction d'environ 86 % de \bar{T} se produit en passant du mode d'injection au mode de suction. Finalement, l'ajout de nanoparticules contribue à un accroissement clair de la température moyenne du fluide à l'intérieur de la cavité en mode injection.

5.7 CONCLUSION

La convection mixte dans une cavité rectangulaire, chauffée par le bas à l'aide d'une température constante et multi-ventilée par injection ou suction du nanofluide Al_2O_3 -eau est étudiée numériquement. Sur la base des résultats obtenus, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- ✓ L'ajout de nanoparticules au fluide de base contribue à l'augmentation du taux de transfert de chaleur à l'exception des faibles valeurs de Re dans le cas du mode d'injection.
- ✓ La présence de nanoparticules agit sur l'augmentation de la température moyenne du fluide dans la cavité. Cette augmentation est plus visible pour le mode d'injection.
- ✓ Le mode de suction est plus performant thermiquement puisque qu'il conduit à un meilleur échange thermique avec ou sans présence des nanoparticules.
- ✓ Un meilleur refroidissement de la cavité est obtenu par l'application du mode de suction qui mène à une température moyenne plus faible que celle obtenue dans le cas du mode injection.

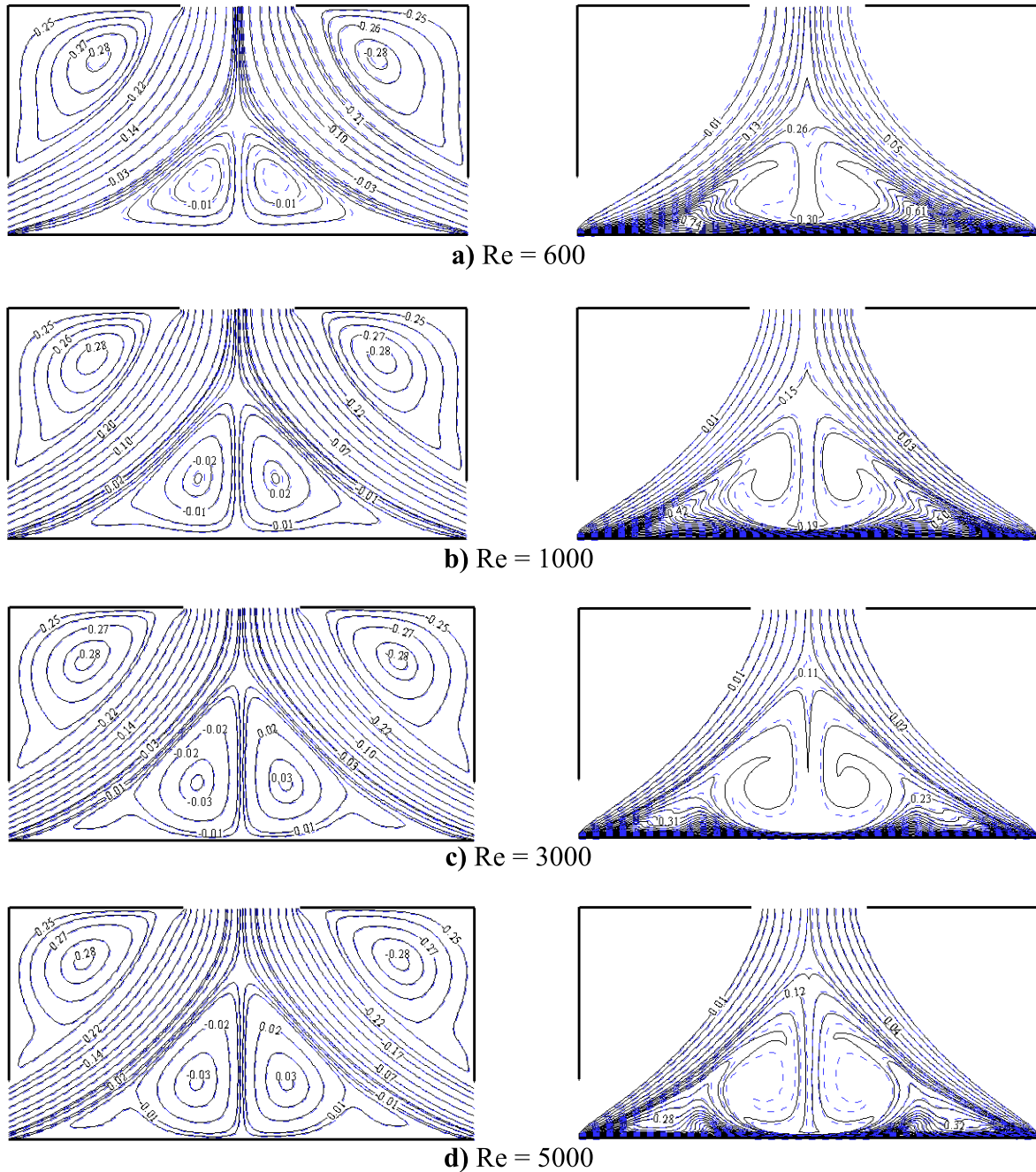


Figure 5.4 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.07$ (ligne pointillée - -) et différentes valeurs de Re : a) Re = 600, b) Re = 1000, c) Re = 3000 et d) Re = 5000.

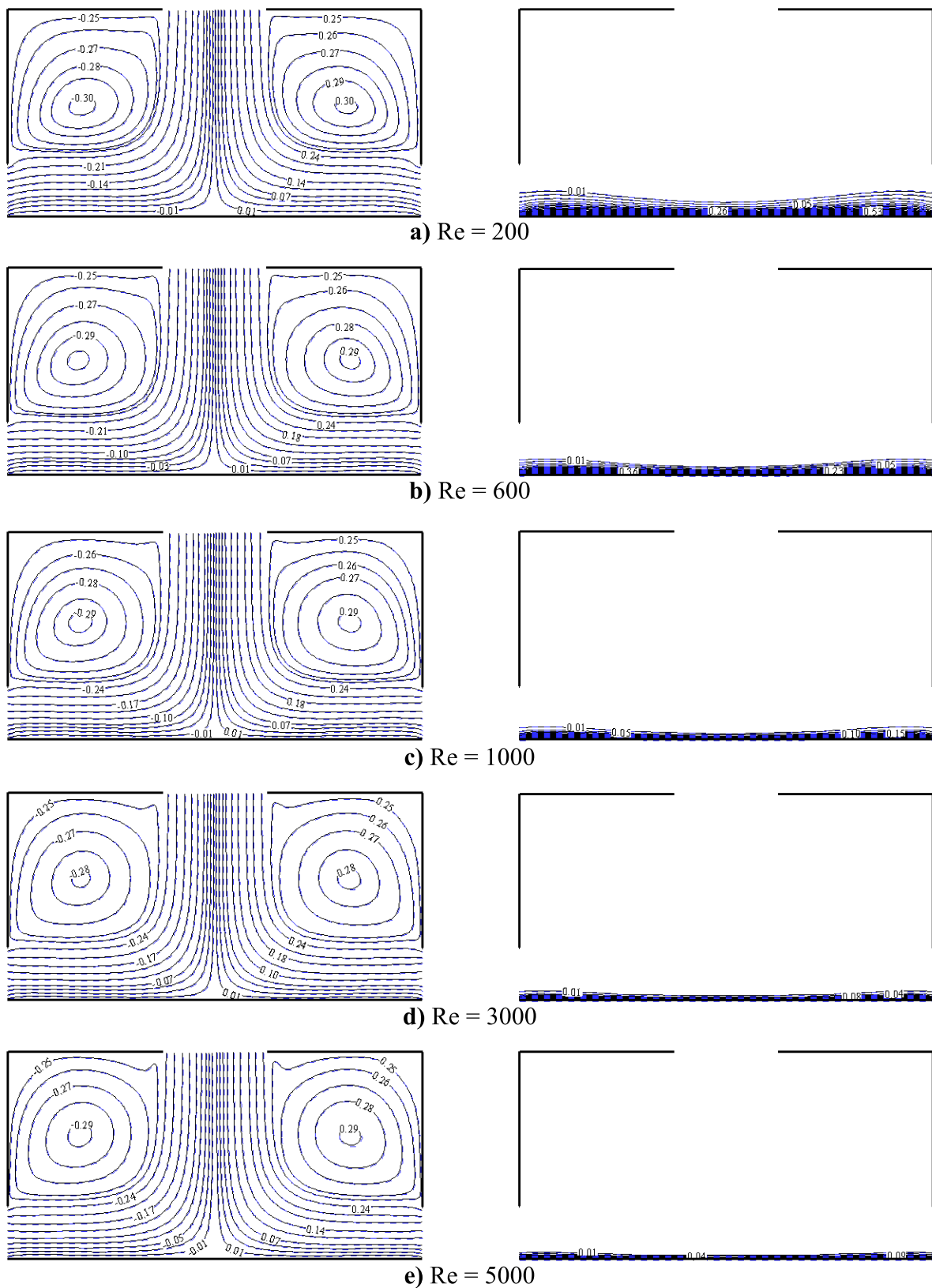


Figure 5.5 : Lignes de courant et isothermes, en mode de suction, pour $\phi = 0$ (ligne continue —) et $\phi = 0.07$ (ligne pointillée - -) et différentes valeurs de Re : a) $Re = 200$, b) $Re = 600$, c) $Re = 1000$, d) $Re = 3000$ et e) $Re = 5000$.

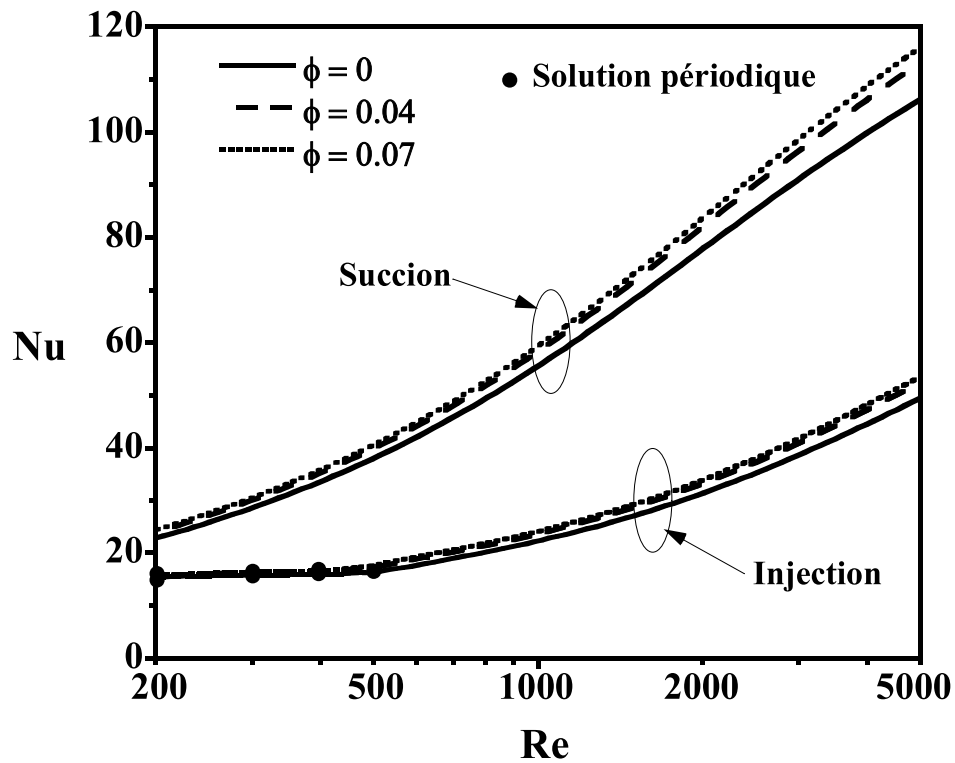


Figure 5.6 : Variations, avec Re, du nombre de Nusselt moyen, Nu, évalué sur la paroi chauffée, pour les deux modes de ventilation (injection et suction) et différentes valeurs de ϕ .

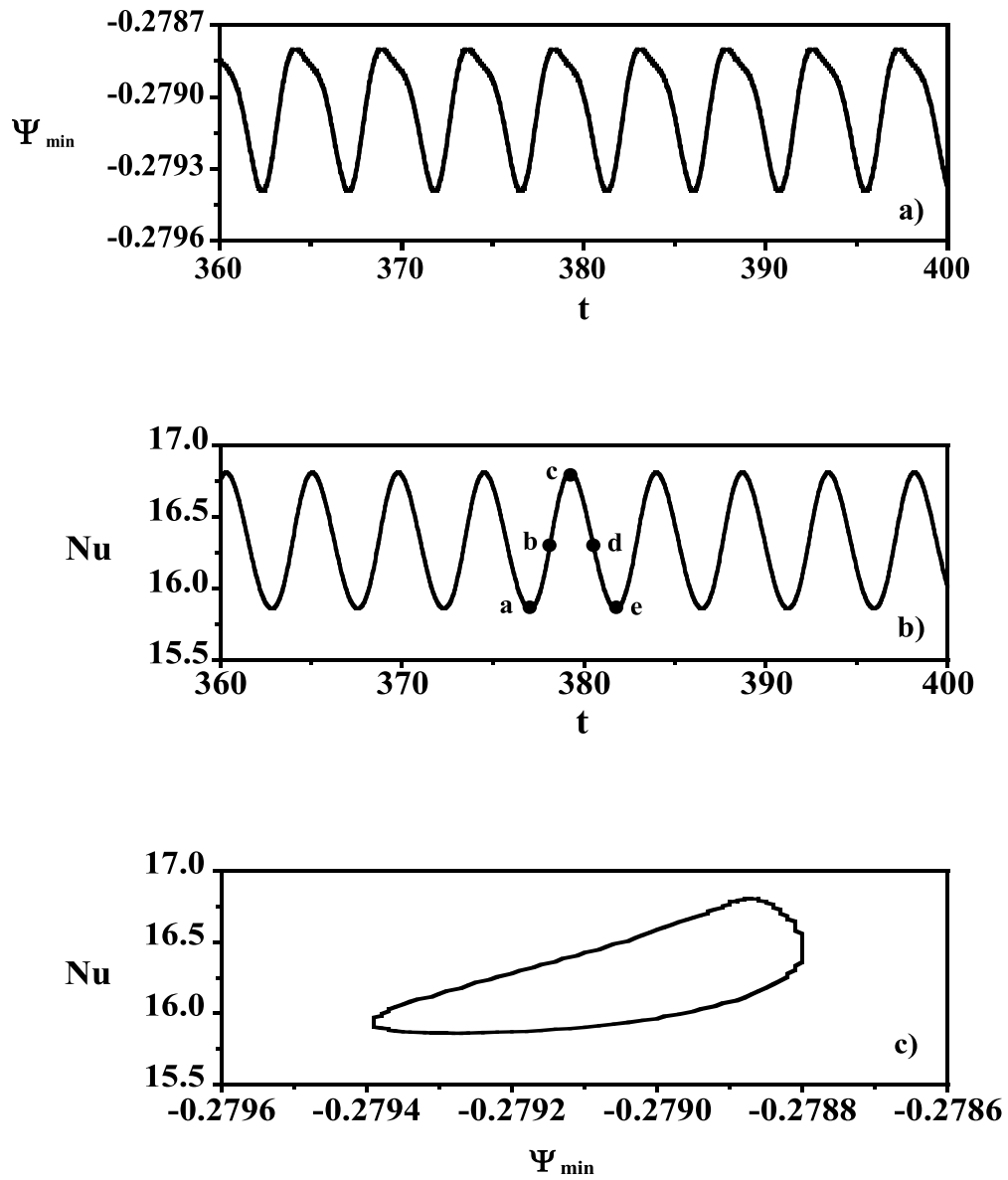


Figure 5.7 : Oscillations périodiques, en mode d'injection, obtenues pour $Re = 300$ et $\phi = 0.04$: a) $\Psi_{\min}(t)$, b) $Nu(t)$ et c) projection dans le plan de phase (Ψ_{\min} , Nu).

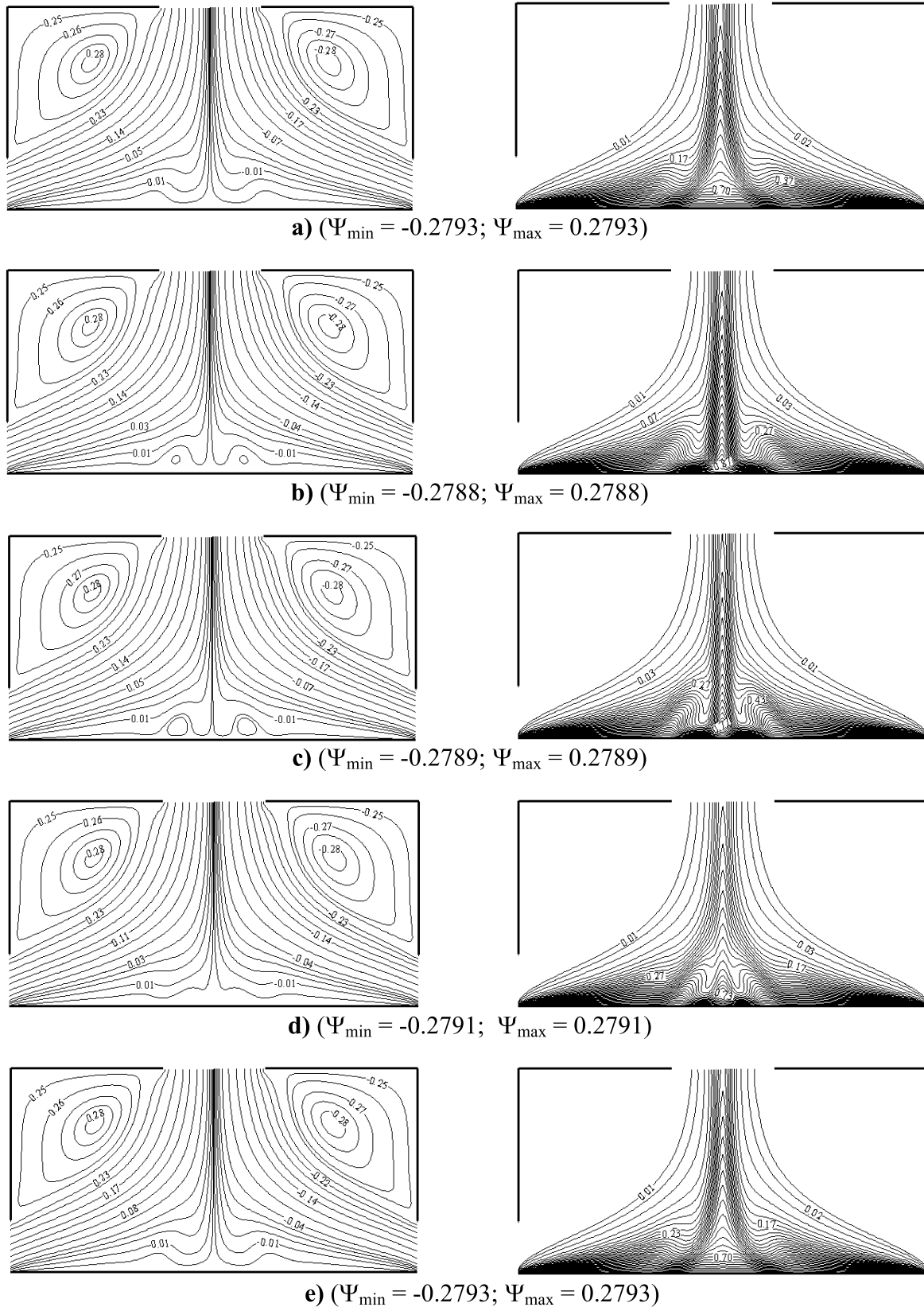


Figure 5.8 : Lignes de courant et isothermes, en mode d'injection, au cours du cycle d'écoulement représenté sur la figure 5.7b, pour $Re = 300$ et $\phi = 0.04$.

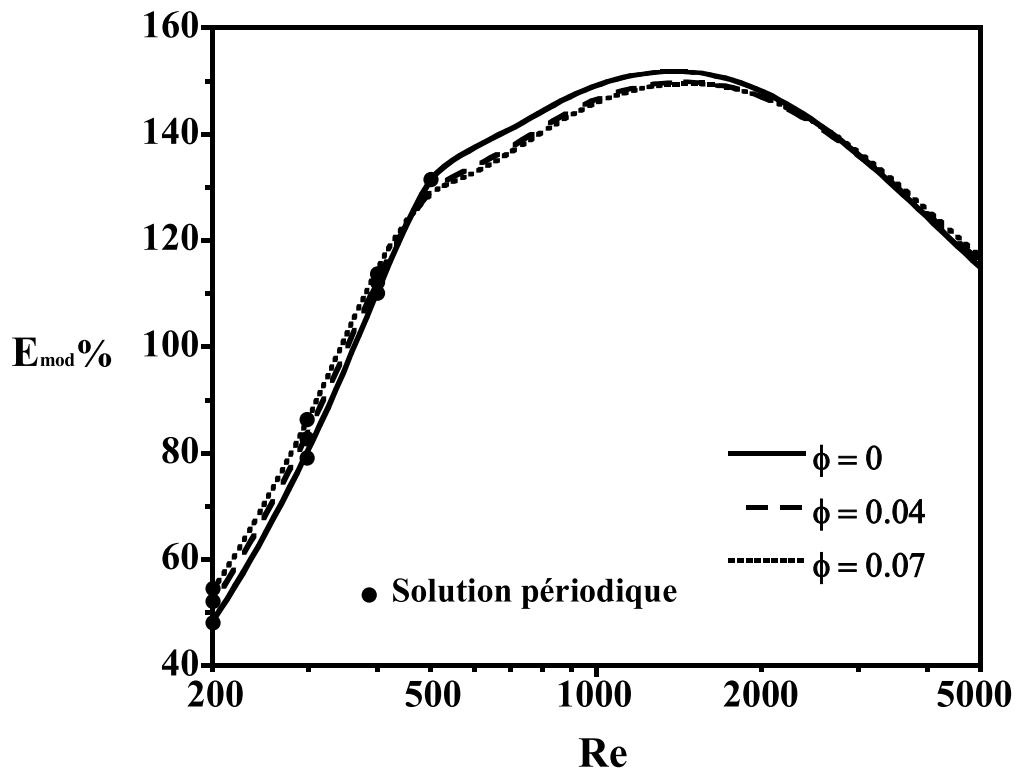


Figure 5.9 : Variations, avec Re , de l'amélioration E_{md} du transfert de chaleur induite par le mode de suction pour différentes valeurs de ϕ .

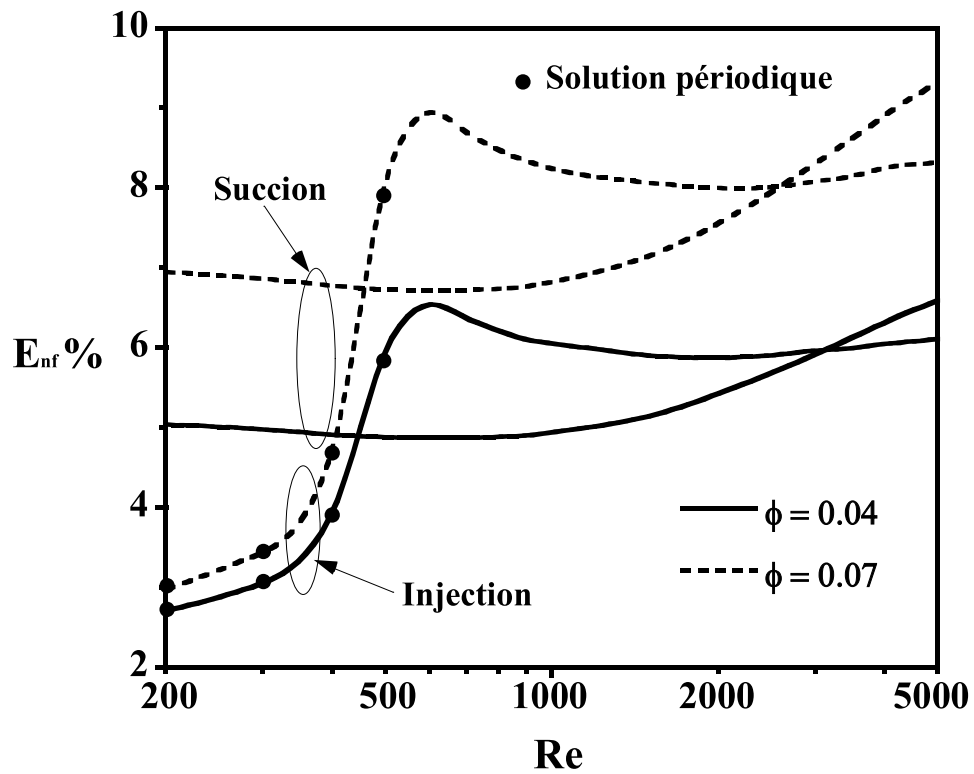


Figure 5.10 : Variations, avec Re , de l'amélioration E_{nf} du transfert de chaleur induite par l'ajout de nanoparticules pour différentes valeurs de ϕ .

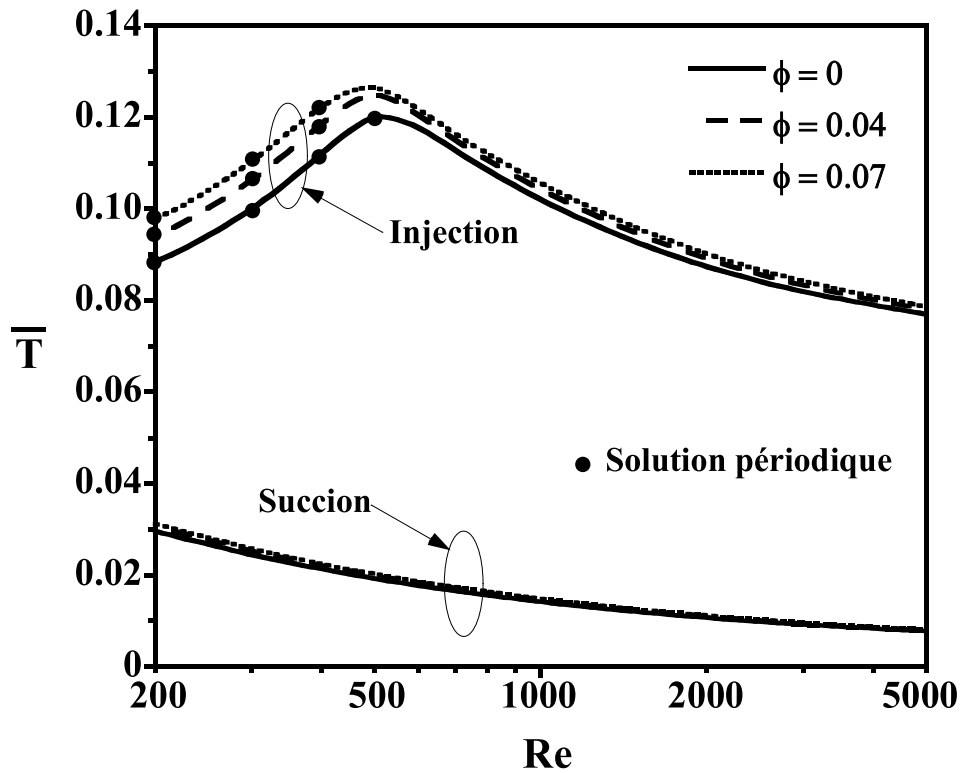


Figure 5.11 : Variations, avec Re , de la température moyenne \bar{T} pour les deux modes de ventilation (injection et suction) et différentes valeurs de ϕ .

CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans ce travail de thèse, nous avons mené une étude numérique en vue de quantifier l'importance de l'utilisation de nanofluides, de l'imposition d'une ventilation extérieure et de la distribution de température imposée sur le taux de transfert de chaleur dans des enceintes ventilées.

Pour avoir plus de confiance quant à la fiabilité des résultats obtenus avec les codes de calcul développés, des validations numériques ont été faites avec des travaux disponibles dans la littérature (numériques et expérimentaux). Un accord très satisfaisant a été obtenu entre nos résultats et ceux issus de la littérature.

Dans la première partie de cette thèse, nous avons mis l'accent sur l'influence de certains paramètres tels que le nombre de Reynolds, la fraction volumique des nanoparticules et la distribution de température imposée sur la paroi active de la cavité. Deux types de ventilations ont été considérés : les cas de l'injection et de la suction. Différents profils de température ont été testés à savoir le profil linéaire et le profil sinusoïdal. Certains de ces profils, donnant lieu à des distributions spatiales particulières de la température, se sont avérés efficaces en termes de transfert de chaleur. Dans la deuxième partie de la thèse, et pour pallier au problème de surchauffe de la cavité dans des endroits bien spécifiques, le cas d'une cavité multi-ventilée a été considéré.

Les résultats obtenus ont montré que les conditions aux limites thermiques imposées sur les différentes parois de la cavité, le mode et l'intensité de l'écoulement imposé, la concentration des nanoparticules et la géométrie ont une influence majeure sur les structures d'écoulement et le transfert de chaleur générés au sein de la cavité. Les conclusions suivantes peuvent être retenues :

- Les nanoparticules en suspension contribuent relativement à améliorer le transfert de chaleur échangé entre la paroi active et le nanofluide, et à augmenter la température moyenne du nanofluide pour les deux modes d'écoulement imposés (injection ou succion) et pour les différents modes de chauffage.
- Le mode de succion se trouve favorable au transfert de chaleur en comparaison avec le cas de l'injection, et permet par conséquent une meilleure performance thermique en conduisant à un bon refroidissement de la cavité.
- De manière générale, un meilleur transfert de chaleur à travers la cavité est obtenu par l'application d'un chauffage décroissant.
- Dans le cas du chauffage sinusoïdal, le déphasage conduit à des solutions périodiques, pour les faibles valeurs de Re , dont l'origine est attribuée à la compétition entre les écoulements des convections, naturelle et forcée.
- Le cas d'une cavité multi-ventilée s'est avéré tellement efficace en termes de transfert de chaleur et en termes de refroidissement de la cavité.
- L'efficacité du mode de succion pour la cavité multi-ventilée se trouve nettement améliorée par rapport à celle du mode d'injection en comparaison avec le cas d'une cavité ventilée uniquement à travers deux ouvertures.

En perspectives, ce travail mérite d'être élargi par des études complémentaires telles que le traitement du problème en adoptant l'approche diphasique du nanofluide et la considération d'autres types de nanofluides pour des objectifs d'amélioration du transfert de chaleur.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

A

Abbasian Arani A.A, Mazrouei Sebdani S, Mahmoodi M, Ardeshiri A and Aliakbari M, "Numerical study of mixed convection flow in a lid-driven cavity with sinusoidal heating on sidewalls using nanofluid", *Superlattices and Microstructures*, Vol. 51, No. 6, pp. 893-911, 2012.

Abu-Nada E and Chamkha A. J, "Mixed convection flow in a lid-driven square enclosure filled with a nanofluid", *European Journal of Mechanic B/Fluids*, Vol. 29, No. 6, pp. 472-482, 2010.

Alsabery A. I, Chamkha A. J, Saleh H and Hashim I, "Heatline visualization of conjugate natural convection in a square cavity filled with nanofluid with sinusoidal temperature variations on both horizontal walls", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 100, pp. 835-850, 2016.

Arani A. A, Mahmoodi M, and Sebdani S. M, "On the Cooling Process of Nanofluid in a Square Enclosure with Linear Temperature Distribution on Left Wall", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 7, No. 4, pp. 591-601, 2014.

B

Bahlaoui A, Raji A, Hasnaoui M and Naïmi M, "Mixed convection in a nanofluid-filled vented rectangular cavity: suction and injection heat performance", *Computational Thermal Sciences*, Vol. 6, No. 2, pp. 129-142, 2014.

Bahlaoui A, Raji A, Hasnaoui M and Naïmi M, "Mixed convection heat transfer enhancement in a vented cavity filled with a nanofluid", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 9, No. 2, pp. 593-604, 2016.

Balaji C and Venkateshan S. P, "Combined conduction, convection and radiation in a slot", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 16, No. 2, pp. 139-144, 1995.

Ben-Cheikh N, Chamkha A. J, Ben-Beya B and Lili T, "Natural convection of water-based nanofluids in a square enclosure with non-uniform heating of the bottom wall", *Journal of Modern Physics*, Vol. 4, No. 2, pp. 147-159, 2013.

Bhuvanewari M, Ganesan P. B, Sivasankaran S and Viswanathan K. K, "Effect of variable fluid properties on natural convection of nanofluids in a cavity with linearly varying wall temperature", *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2015, ID 391786, 13 pages, 2015.

Bouhaleb M and Abbassi H, "Natural Convection of Nanofluids in Enclosures with Low Aspect Ratios", *International journal of hydrogen energy*, Vol. 39, No. 27, pp. 15275-15286, 2014.

Bouhaleb M and Abbassi H, "Natural convection in an inclined rectangular enclosure filled by CuO-H₂O nanofluid, with sinusoidal temperature distribution", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 40, pp. 13676-13684, 2015.

Bouhaleb M and Abbassi H, "Numerical investigation of heat transfer by CuO-water nanofluid in rectangular enclosures", *Heat Transfer Engineering*, vol. 37, no 1, pp. 13-23, 2016.

Bovand M, Rashidi S and Esfahani J. A, "Enhancement of heat transfer by nanofluids and orientations of the equilateral triangular obstacle", *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, pp. 212-223, 2015.

Brinkman H. C, "The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions", *The Journal of Chemical Physics*, Vol. 20, No. 4, pp. 571-581, 1952.

C

Corcione M, Cianfrini M and Quintino A, "Enhanced natural convection heat transfer of nanofluids in enclosures with two adjacent walls heated and the two opposite walls cooled", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 88, pp. 902-913, 2015.

Corcione M, Cianfrini M and Quintino A, "Two-phase mixture modeling of natural convection of nanofluids with temperature-dependent properties", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 71, pp. 182-195, 2013.

Corcione M, "Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 1, pp. 789-793, 2011.

D

Das S. K, Putra N, Thiesen P and Roetzel W, "Temperature depended of thermal conductivity enhancement for nanofluids", *Journal of Heat transfer transaction of the ASME*, Vol. 125, No. 4, pp. 567-574, 2003.

E

Einstein A, "Über die von der molekularkinetischen Theorie der Wärme geforderte Bewegung von in ruhenden Flüssigkeiten suspendierten Teilchen (in German)", *Annalen der Physik.*, Vol. 17, pp. 549–560, 1905.

Esfe M. H, Niazi S, Esforjani S. S. M and Akbari M, "Mixed convection flow and heat transfer in a ventilated inclined cavity containing hot obstacles subjected to a nanofluid", *Heat Transfer Research*, Vol. 45, No. 4, pp. 309-338, 2014.

F

Fazeli S. A, Hashemi S. M. H, Zirakzadeh H and Ashjaee M, "Experimental and numerical investigation of heat transfer in a miniature heat sink utilizing silica nanofluid", *Superlattices and Microstructures*, Vol. 51, No. 2, pp. 247-264, 2012.

Frankel S. P, "Convergence rates of iterative treatments of partial differential equations", *Math. Tables Aids Compt.*, Vol. 4, pp. 65-75, 1950.

G

Garoosi F, Bagheri G and Talebi F, "Numerical simulation of natural convection of nanofluids in a square cavity with several pairs of heaters and coolers (HACs) inside", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 67, pp. 362-376, 2013.

Garoosi F, Garoosi S and Hooman K, "Numerical simulation of natural convection and mixed convection of the nanofluid in a square cavity using Buongiorno model", *Powder Technology*, Vol. 268, pp. 279-292, 2014.

Goodarzi M, Safaei M. R, Vafai K, Ahmadi G, Dahari M, Kazi S. N and Jomhari N, "Investigation of Nanofluid Mixed Convection in a Shallow Cavity using a Two-Phase Mixture Model", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 75, pp. 204-220, 2014.

H

Hamdy H, "Heat Transfer of Cu-Water Nanofluid in an Enclosure with a Heat Sink and Discrete Heat Source", *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, Vol. 45, pp. 72-83, 2014.

Hamilton R. L and Crosser O. K, "Thermal conductivity of heterogeneous two component systems", *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, Vol. 1, No. 3, pp. 182-191, 1962.

Hati M, Raji A, Hasnaoui M, Naïmi M and El Abdallaoui M, "Optimal Natural Convection Heat Transfer Improvement by Combining Periodic Heating Temperature, Cavity Inclination, and Nanofluid", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 38, No. 10, pp. 931-947, 2017.

Heidary H and Kermani M. J, "Heat Transfer Enhancement in a Channel with Block(s) Effect and Utilizing Nano-Fluid", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 57, pp. 163-171, 2012.

Ho C. J, Liu W. K, Chang Y. S, and Lin C. C, "Natural Convection Heat Transfer of Alumina-water Nanofluid in Vertical Square Enclosures : An experimental Study", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 8, pp. 1345-1353, 2010.

I

Incropera F. P and DeWitt D. P, "Introduction to Heat Transfer", *Wiley New York*, 2002.

J

Jordan A, Scholz R, Wust P, Föhling H and Felix R, "Magnetic Fluid Hypothermia (MFH) : Cancer Treatment with AC Magnetic Field Induced Excitation of Biocompatible Superparamagnetic Nanoparticles", *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 201, No. 1, p. 413-419, 1999.

K

Kakaç S. and Pramuanjaroenkij A, "Single-Phase and Two-Phase Treatments of Convective Heat Transfer Enhancement with Nanofluids-a state-of-the-art Review", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 100, pp. 75-97, 2016.

Kalidasan K, Velkennedy R and Kanna P. R, "Natural convection heat transfer enhancement using nanofluid and time-variant temperature on the square enclosure with diagonally constructed twin adiabatic blocks", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 92, pp. 219-235, 2016.

Kalteh M, Abbassi A, Saffar-Avval M and Harting J, "Eulerian–Eulerian two-phase numerical simulation of nanofluid laminar forced convection in a microchannel", *International journal of heat and fluid flow*, Vol. 32, No 1, pp. 107-116, 2011.

Kalteh M, Abbassi A, Saffar-Avval M, Frijns A, Darhuber A and Harting J, "Experimental and Numerical Investigation of Nanofluid Forced Convection Inside a Wide Microchannel Heat Sink", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp. 260-268, 2012.

Kalteh M, "Investigating the effect of various nanoparticle and base liquid types on the nanofluids heat and fluid flow in a microchannel", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 37, No. 18, pp. 8600-8609, 2013.

Kalteh M, Javaherdeh K and Azarbarzin T, "Numerical Solution of Nanofluid Mixed Convection Heat Transfer in a Lid-Driven Square Cavity with a Triangular Heat Source", *Powder Technology*, Vol. 253, pp. 780-788, 2014.

Karimipour A, Esfe M. H, Safaei M. R, Semiromi D. T, Jafari S and Kazi S. N, "Mixed Convection of Copper-Water Nanofluid in a Shallow Inclined Lid Driven Cavity using the Lattice Boltzmann Method", *Physica A : Statistical Mechanics and its Applications*, Vol. 402, pp. 150-168, 2014.

Keblinski P, Phillpot S. R, Choi S. U. S, and Eastman J. A, "Mechanisms of Heat Flow in Suspensions of Nano-Sized Particles (nanofluids)", *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 45, No. 4, pp. 855-863, 2002.

Kefayati G. H. R, "Lattice Boltzmann simulation of natural convection in a square cavity with a linearly heated wall using nanofluid", *Arabian Journal of Science and Engineering*, Vol. 39, No. 3, pp. 2143-2156, 2014, a.

Kefayati G. H. R., "Mixed convection of non-Newtonian nanofluids flows in a lid-driven enclosure with sinusoidal temperature profile using FDLBM", *Powder Technology*, Vol. 266, pp. 268-281, 2014, b.

Khorasanizadeh H, Amani J, Nikfar M and Hemmat M, "Numerical investigation of nanofluid mixed convection and entropy generation in an inclined ventilating cavity", *Journal of Nanostructures*, Vol. 2, No. 4, pp. 509-518, 2012.

L

Lage J. L, Bejan A and Anderson R, "Removal of contaminant generated by a discrete source in a slot ventilated enclosure", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 5, pp. 1169-1180, 1992.

Lai F. H and Yang Y. T, "Lattice Boltzmann Simulation of Natural Convection Heat Transfer of Al₂O₃/Water Nanofluids in a Square Enclosure", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, No. 10, pp. 1930-1941, 2011.

Lennie T. B, McKenzie D. P, Moore D. R and Weiss N. O, "The Breakdown of Steady Convection", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 188, pp. 47-85, 1988.

Li W, "Elaboration par un procédé de précipitation de nanoparticules aux propriétés contrôlées. Application à la magnétite", *Thèse de doctorat, L'institut national polytechnique de lorraine*, (p.53), 2011.

M

Ma H. B, Wilson C, Borgmeyer B, Park K, Yu Q, Choi S.U.S and Tirumala M, "Effect of nanofluid on the heat transport capability in an oscillating heat pipe", *Applied Physics Letters*, Vol. 88, No. 14, p. 143116, 2006.

Mahmoodi M, Arani A. A. A, Sebdani S. M, Nazari S and Akbari M, "Free Convection of a Nanofluid in a Square Cavity with a Heat Source on the Bottom Wall and Partially Cooled from Sides", *Thermal Science*, Vol. 18, pp. S283-S300, 2014.

Mahmoodi M, "Mixed convection inside nanofluid filled rectangular enclosures with moving bottom wall", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 15, No. 3, pp. 889-903, 2011.

Mahmoudi A. H, Hooman K, "Effect of a discrete heat source location on entropy generation in mixed convective cooling of a nanofluid inside the ventilated cavity", *International Journal of Exergy*, Vol. 13, No. 3, pp. 299-319,2013.

Mahmoudi A. H, Shahi M and Talebi F, "Effect of inlet and outlet location on the mixed convective cooling inside the ventilated cavity subjected to an external nanofluid", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 8, pp. 1158-1173, 2010.

Malik S and Nayak A. K, "A comparative study of mixed convection and its effect on partially active thermal zones in a two sided lid-driven cavity filled with nanofluid", *Engineering Science and Technology, an International Journal*, Vol. 19, Issue 3, pp. 1283-1298, 2016.

Malvandi A and Ganji D. D, "Effects of nanoparticle migration on force convection of alumina/water nanofluid in a cooled parallel-plate channel", *Advanced Powder Technology*, Vol. 25, No. 4, pp. 1369-1375, 2014.

Mehrizi A. A, Farhadi M, Afroozi H. H, Sedighi K and Darz A. R, "Mixed convection heat transfer in a ventilated cavity with hot obstacle : effect of nanofluid and outlet port location", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 7, pp. 1000-1008, 2012.

Moumni H and Sediki E, "Enhanced mixed convection and heat transfer by nanofluid in ventilated square enclosure including two heat sources", *Computational Thermal Sciences : An International Journal*, Vol. 7, No. 1, pp. 15-34, 2015.

Muthamilselvan M and Doh D. H, "Mixed convection of heat generating nanofluid in a lid-driven cavity with uniform and non-uniform heating of bottom wall", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 38, No. 13, pp. 3164-3174, 2014.

Muthamilselvan M, Kandaswamy P and Lee J, "Heat transfer enhancement of copper-water nanofluids in a lid-driven enclosure", *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Vol. 15, No. 6, pp. 1501-1510, 2010.

O

Oztop H. F, Abu-Nada E, Varol Y and Al-Salem K, "Computational Analysis of Non-Isothermal Temperature Distribution on Natural Convection in Nanofluid Filled Enclosures", *Superlattices and Microstructures*, Vol. 49, pp. 453-467, 2011.

P

Pak B. C and Cho Y. I, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles", *Experimental Heat Transfer*, Vol. 11, No. 2, pp. 151-170, 1998.

Papanicolaou E and Jaluria Y, "Mixed convection from simulated electronic components at varying relative positions in a cavity", *Journal of heat transfer*, Vol. 116, No. 4, pp. 960-970, 1994.

Patankar S. V, "Numerical Heat Transfer", *Hemisphere Publishing Corporation*, Washington D.C., 1980.

Peaceman D.W and Rachford H.A, "The numerical solution of parabolic and elliptic difference equation", *J. Soc. Ind. Appl. Math*, Vol. 3, pp.28-43, 1955.

R

Rahman M. M, Öztop H. F, Steele M, Naim A. G, Al-Salem K and Ibrahim T. A, "Unsteady natural convection and statistical analysis in a CNT–water filled cavity with non-isothermal heating", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 64, pp. 50-60, 2015.

Raji A and Hasnaoui M, "Combined mixed convection and radiation in ventilated cavities", *Engineering Computations, International journal for computer-aided engineering and software*, Vol. 18, No. 7, pp. 922-949, 2001.

Raji A, Hasnaoui M and Bahlaoui A, "Numerical study of natural convection dominated heat transfer in a ventilated cavity: Case of forced flow playing simultaneous assisting and opposing roles", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 29, pp. 1174-1181, 2008.

Raji A, Hasnaoui M and Zrikem Z, "Convection mixte dans un canal incliné de longueur finie contenant des obstacles et chauffé de manière isotherme et discrète", *Revue Générale de Thermique*, Vol. 34, No. 399, pp. 202-209, 1995.

Roache P. J, "Computational Fluid Dynamics", *Hermosa Publishers*, 1982.

Roco M. C, "The emergence and policy implications of converging new technologies integrated from the nanoscale", *Journal of Nanoparticle Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 129-143, 2005.

S

Safaei M. R, Togun H, Vafai K, Kazi S. N and Badarudin A, "Investigation of Heat Transfer Enhancement in a Forward-Facing Contracting Channel using FMWCNT Nanofluids", *Numerical Heat Transfer, Part A : Applications*, Vol. 66, No. 12, pp. 1321-1340, 2014.

Sattler K. D, "Handbook of Nanophysics : Nanoparticles and Quantum Dots", *Taylor & Francis, CRC press*, Vol. III, pp. 526, Boca Raton, 2010.

Sebdani S. M, Mahmoodi M and Hashemi S. M, "Effect of nanofluid variable properties on mixed convection in a square cavity", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 52, pp. 112-126, 2012.

Selimefendigil F and Öztop H. F, "Estimation of the mixed convection heat transfer of a rotating cylinder in a vented cavity subjected to nanofluid by using generalized neural networks", *Numerical Heat Transfer, Part A : Applications*, Vol. 65, No. 2, pp. 165-185, 2014.

Shahi M, Mahmoudi A. H and Talebi F, "Numerical study of mixed convective cooling in a square cavity ventilated and partially heated from the below utilizing nanofluid", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 2, pp. 201-213, 2010.

Sidik N. A. C, Khakbaz M, Jahanshaloo L, Samion S and Darus A. N, "Simulation of Forced Convection in a Channel with Nanofluid by the Lattice Boltzmann Method", *Nanoscale Research Letters*, Vol. 8, pp. 178-185, 2013.

Siginer D. A, and Valenzuela-Rendon A, "On the laminar free convection and instability of grade fluids in enclosures", *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 43, No. 18, pp. 3391-3405, 2000.

Sivasankaran S, Aasaithambi T, and Rajan S, "Natural Convection of Nanofluids in a Cavity with Linearly Varying Wall Temperature", *Maejo International Journal of Science and Technology*, Vol. 4, No 3, pp. 468-482, 2010.

Sourtiji E, Ganji D. D, Gorji-Bandpy M and Seyyedi S. M, "Numerical study of periodic natural convection in a nanofluid-filled enclosure due to transitional temperature of heat source", *Powder Technology*, Vol. 259, pp. 65-73, 2014.

Sourtiji E, Gorji-Bandpy M, Ganji D. D and Hosseinizadeh S. F, "Numerical analysis of mixed convection heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid in a ventilated cavity considering different positions of the outlet port", *Powder Technology*, Vol. 262, pp. 71-81, 2014.

Sourtiji E, Hosseinizadeh S. F, Gorji-Bandpy M and Ganji D. D, "Effect of water-based Al₂O₃ nanofluids on heat transfer and pressure drop in periodic mixed convection inside a square ventilated cavity", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 8, pp. 1125-1134, 2011.

T

Tsai C. Y, Chien H. T, Ding P. P, Chan B, Luh T.Y and Chen P. H, "Effect of structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance", *Materials Letters*, Vol. 58, No. 9, pp. 1461-1465, 2004.

Tzeng S. C, Lin C. W and Huang K. D, "Heat Transfer Enhancement of Nanofluids in Rotary Blade Coupling of Four-Wheel-Drive Vehicles", *Acta Mechanica*, Vol. 179, No. 1-2, pp. 11-23, 2005.

U

Umavathi J. C, Ojjela O and Vajravelu K, "Numerical analysis of natural convective flow and heat transfer of nanofluids in a vertical rectangular duct using Darcy-Forchheimer-Brinkman model", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 111, pp. 511-524, 2017.

V

Vanaki S. M, Ganesan P and Mohammed H. A, "Numerical Study of Convective Heat Transfer of Nanofluids: A Review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 54, pp. 1212-1239, 2016.

Vassallo P, Kumar R and D'Amico S, "Pool Boiling Heat Transfer Experiments in Silica-Water Nano-Fluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 2, pp. 407-411, 2004.

W

Wang G, Meng X, Zeng M, Ozoe H and wang Q. W, "Natural convection heat transfer of copper-water nanofluid in a square cavity with time-periodic boundary temperature", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 35, No. 6-8, pp. 630-640, 2014.

Whitaker S, "Elementary Heat Transfer Analysis", *Pergamon Press*, 1976.

Woods L. C, "A note on the numerical solution of fourth order differential equations", *Aero. Quart.*, Vol. 5, pp. 176-184, 1954.

X

Xuan Y and Roetzel W, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, Issue 19, pp. 3701-3707, 2000.

Y

You S. M, Kim J. H and Kim K. H, "Effect of Nanoparticles on Critical Heat Flux of Water in Pool Boiling Heat Transfer", *Applied Physics Letters*, Vol. 83, No. 16, pp. 3374-3376, 2003.

Z

Zhang Z, Xue Q and Zhang J, "Synthesis, Structure and Lubricating Properties of Dialkydithiophosphate-Modified Mo-S Compound Nanoclusters", *Wear*, Vol. 209, No. 1-2, pp. 8-12, 1997.

Zirakzadeh H, Mashayekh A, Bidgoli H. N and Ashjaee M, "Experimental investigation of heat transfer in a novel heat sink by means of alumina nanofluids", *Heat Transfer Research*, Vol. 43, No. 8, pp. 709-720, 2012.