

Convection naturelle d'un nanofluide confiné dans une enceinte triangulaire : Effet du fractionnement et de la position de la source de chaleur

S.-E. OUYAHIA^a, Y.K. BENKAHLA^a, W. BERABOU^{a,b}, M. BENZEMA^a,
A. BOUDIAF^a

a. Laboratoire des Phénomènes de Transfert, FGMGP, USTHB, BP, 32 El Alia, 16111 Bab Ezzoouar, Alger, Algérie. E-mail : seifeddine.ouyahia@yahoo.fr

b. Centre de Recherche Scientifique et Technique en Analyses Physico-Chimiques (UR-ADTE), BP,384 Zone industrielle de Bou-Ismaïl RP, 42004, Tipaza, Algérie

Résumé :

On se propose dans ce travail d'étudier numériquement les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un nanofluide, constitué de nanoparticules de dioxyde de titane et d'eau, remplissant une cavité triangulaire isocèle. Les parois inclinées de cette dernière sont isothermes froides, tandis que la base est isolée thermiquement. D'autre part, la cavité est munie d'une source de chaleur isotherme chaude. Les équations aux dérivées partielles couplées régissant le problème considéré dans cette étude sont discrétisées par le biais de la technique des volumes finis. Un schéma numérique hybride, de type amont-centré, est utilisé pour l'interpolation des variables dépendantes, notamment les champs de vitesse et de température. La présence des nanoparticules dans le fluide de base, l'eau en l'occurrence, est modélisée par les corrélations proposées par He et al. (2009) et ce, à travers la conductivité thermique et la viscosité dynamique effectives du nanofluide.

Les simulations numériques sont menées pour examiner l'effet de paramètres physiques, à savoir, le nombre de Rayleigh et la fraction volumique en nanoparticules et de paramètres géométriques, tel que, le fractionnement et la position de la source de chaleur. Les résultats issus de la simulation numérique sont représentés sous forme de cartographies de lignes de courant et d'isothermes ainsi que le nombre de Nusselt moyen de la cavité. L'analyse des résultats montre que l'augmentation du nombre de Rayleigh intensifie les champs de vitesses et de température. En outre, l'ajout de nanoparticules suscite une amélioration notable des taux de transfert thermique mais affaiblit, cependant, l'écoulement. Par ailleurs, il en ressort que certaines positions de la source de chaleur apportent une augmentation du nombre de Nusselt alors que d'autres, le défavorisent. En fin, les fractionnements horizontal et vertical de la source de chaleur augmentent sensiblement le transfert thermique. Ce dernier est beaucoup plus important lors d'un fractionnement vertical.

Abstract :

We propose to study numerically the thermo-hydraulic characteristics of TiO₂ water nanofluid filled in an isosceles triangular cavity. The inclined walls are isothermal cold, while the base is insulated. On the other hand, the cavity is provided with a hot isothermal heat source. The governing equations of

this study are discretized by the finite volume method. A hybrid numerical scheme, Upwind-Centered, is used for the interpolation of dependent variables, especially the velocity and temperature fields. The presence of nanoparticles in the base fluid, water in this case, is modeled by the correlations proposed by He et al. (2009), and this through the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of the nanofluid.

Numerical simulations are conducted to examine the effect of physical parameters such as the Rayleigh number and the volume fraction of the nanoparticles, as well as geometric parameters namely, fractionation and position of the heat source. The results are presented in term of cartography of streamlines and isotherms as well as the cavity average Nusselt number. The results show that increasing the Rayleigh number intensifies the velocity and temperature fields. Furthermore, the addition of nanoparticles improves the heat transfer rates but weakens the flow. Moreover, it is observed that some positions of the heat source increase the Nusselt number while others disadvantage it. At the end, the horizontal and vertical splitting of the heat source increases substantially the heat transfer in particular, for a vertical splitting.

Mots clefs : Cavité triangulaire, Convection naturelle, Nanofluide, Source de chaleur

Nomenclature

c_p	Chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	β	Coefficient d'expansion thermique, K^{-1}
g	Acc�l�ration de la pesanteur, $m.s^{-2}$	δ	Angle de la base, $^\circ$
h	Hauteur de la source de chaleur, m	θ	Température adimensionnelle
H	Hauteur de la cavité, m	λ	Angle d'apex (du sommet), $^\circ$
k	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$	μ	Viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
L	Longueur de la cavité, m	ρ	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
Nu	Nombre de Nusselt	ϕ	Fraction volumique en nanoparticules
P	Pression adimensionnelle	<i>Indices et exposants</i>	
Pr	Nombre de Prandtl, $\mu_f / \rho_f \alpha_f$	C	Chaud
Ra	Nombre de Rayleigh, $\rho_f g \beta_f (T_C - T_F) L^3 / \alpha_f \mu_f$	F	Froid
T	Température, K	f	Fluide
U, V	Composantes de la vitesse adimensionnelle	m	Moyen
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	nf	Nanofluide
<i>Symboles grecs</i>		s	Nanoparticule
α	Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$		

1 Introduction

Les nanofluides sont une nouvelle catégorie de fluide qui a été introduite pour la première fois par Choi [1]. En effet, il s'agit de disperser des particules de taille nanométrique dans les fluides conventionnels couramment utilisés, dans le but d'améliorer les propriétés thermiques de ces derniers. Les nanofluides sont généralement classés en fonction de la nature des nanoparticules qui les composent en trois catégories, à savoir, métalliques, oxyde métalliques et non-métalliques. Les nanofluides trouvent leurs applications dans plusieurs secteurs, notamment domestique, ingénierie et biomédical.

L'utilisation des nanofluides dans certaines opérations industrielles, qui font intervenir les transferts de chaleur par convection, s'avère être une solution prometteuse et alternative pour améliorer les performances thermiques. Par ailleurs, la géométrie des équipements mettant en jeu ces échanges convectifs joue un rôle essentiel dans l'optimisation des transferts thermiques. En effet, Ridouane et Campo [2] ont comparé deux cavités rectangulaires horizontales ayant un rapport d'aspect différent avec deux autres cavités triangulaires (isocèles et angle droit) et ce, afin de maximiser le transfert de chaleur et de réduire la taille de la cavité. Ils ont conclu que la cavité isocèle, qui présente une taille minimale, offre les meilleures performances thermiques. Le problème de la convection naturelle au sein d'une cavité triangulaire remplie de nanofluide a fait l'objet de nombreuses publications scientifiques et ce, tant dans le domaine numérique que dans le domaine expérimental.

Aminossadati et Ghasemi [3] ont réalisé une étude numérique pour comparer deux cavités triangulaires équipées de sources de chaleur, l'une est remplie d'éthylène glycol pur et l'autre est remplie d'un nanofluide d'éthylène-glycol-cuivre. Ils ont constaté que ce dernier montre un meilleur transfert de chaleur, en particulier pour les valeurs élevées du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique en nanoparticules. A. H. Mahmoudi *et al.* [4] ont utilisé la méthode des volumes finis pour étudier la convection naturelle et la génération d'entropie au sein d'un nanofluide, Cu-eau, dans une cavité triangulaire exposée à un champ magnétique. Ils ont remarqué que l'ajout de nanoparticules est plus efficace aux faibles valeurs du nombre de Rayleigh. Cependant, ils ont remarqué que le transfert de chaleur est insensible au nombre de Hartmann. Une simulation par éléments finis d'une enceinte triangulaire inclinée remplie d'un nanofluide, Cu-eau, a été réalisée par Rahman *et al.* [5]. Ils ont conclu que l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules a un effet plus significatif sur l'écoulement que sur le nombre de Nusselt. De plus, ils ont noté que les champs hydrodynamique et thermique dépendent fortement du nombre de Richardson. Ghasemi et Aminossadati [6] ont étudié le problème de la convection mixte à l'intérieur d'une enceinte triangulaire entraînée remplie d'un nanofluide, Al₂O₃-eau, en utilisant la méthode des volumes finis. Ils ont remarqué qu'un mouvement descendant de la paroi améliore le transfert thermique. De plus, ce dernier diminue lorsque le nombre de Richardson augmente. Aminossadati [7] a étudié la magnétohydrodynamique d'un nanofluide, Cu-eau, à l'intérieur d'une cavité triangulaire. Il a observé que l'augmentation du nombre de Rayleigh engendre une intensification des courants convectifs. Il a remarqué également que l'augmentation du nombre de Hartmann réduit le transfert thermique et supprime les cellules de recirculation. En outre, il a constaté que l'ajout de nanoparticules augmente le nombre de Nusselt aux faibles valeurs du nombre de Rayleigh.

Des travaux antérieurs [8,9] ont conclu que les propriétés thermophysiques des nanofluides jouent un rôle majeur dans la prédiction des transferts thermiques. D'autre part, Polidori *et al.* [10] ont montré que le transfert de chaleur par convection naturelle est sensiblement affecté par les propriétés thermophysiques du nanofluide, en particulier par sa viscosité et sa conductivité thermique. Cependant, la plupart des travaux numériques mentionnés précédemment s'appuient sur des modèles théoriques. Ces derniers ne prédisent pas la contribution correcte des nanoparticules en termes d'amélioration du transfert thermique. Par conséquent, nous avons utilisé, dans la présente étude, les relations empiriques proposées par He *et al.* [11], qui rendent compte de la viscosité dynamique et de la conductivité thermique du nanofluide TiO₂-eau.

L'objectif principal du présent travail est d'évaluer l'effet de paramètres physiques, à savoir, le nombre de Rayleigh et la fraction volumique en nanoparticules et de paramètres géométriques, tel que, le fractionnement de la source de chaleur et sa position sur les caractéristiques hydrodynamique et thermique d'un nanofluide (TiO₂-eau) confiné au sein d'une cavité triangulaire.

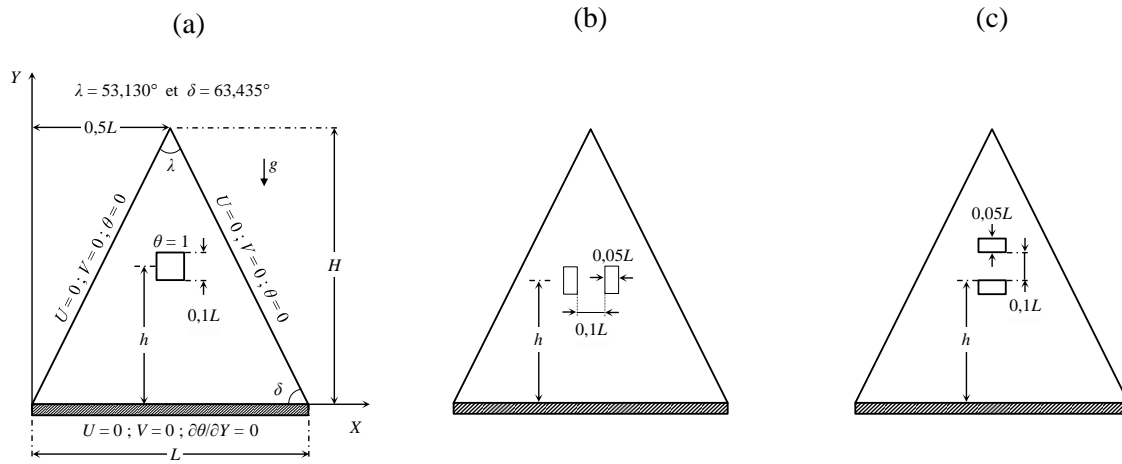


Figure 1 : Schéma du problème physique avec les conditions aux limites. (a) Cas 0 : Sans fractionnement, (b) Cas 1 : fractionnement vertical et (c) Cas 2 : fractionnement horizontal

2 Description du problème et modèle mathématique

Le problème physique considéré dans cette étude est celui d'un écoulement laminaire et stationnaire d'un nanofluide, TiO_2 -eau, généré par une convection purement thermique et ce, dans une cavité triangulaire isocèle de rapport de forme $A = H/L = 1$. Les parois inclinées la cavité sont isothermes froides, alors que sa base est isolée thermiquement. D'autre part, la cavité est munie d'une source de chaleur carrée isotherme chaude (Cas 0). Cette dernière est fractionnée verticalement et horizontalement, en deux sources de chaleur identiques, pour donner naissance aux configurations notées Cas 1 et Cas 2, respectivement (voir figure 1).

Les propriétés thermophysiques du nanofluide (voir tableau 1) sont supposées constantes à l'exception de la masse volumique pour laquelle l'approximation de Boussinesq est adoptée. Le nanofluide est considéré incompressible, newtonien et homogène. En outre, les nanoparticules de TiO_2 sont supposées être en équilibre thermique avec le fluide de base, en l'occurrence, l'eau. Compte tenu des hypothèses préalables et de l'adoption adéquate de grandeurs de références, les équations générales décrivant l'écoulement et le transfert thermique du nanofluide sont écrites sous la forme adimensionnelle de la façon suivante :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (1)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho \beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} RaPr \theta \quad (2)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

Les conditions aux limites adimensionnelles régissant le problème sont représentées sur la figure 1.

La viscosité dynamique et la conductivité thermique effectives du nanofluide sont évaluées par les corrélations proposées par He et *al.* [11] et sont exprimées, respectivement, de la façon suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f (199,21 \phi^2 + 4,62 \phi + 1) \quad (5)$$

$$k_{nf} = k_f (125,62 \phi^2 + 4,82 \phi + 1) \quad (6)$$

Après avoir résolu les équations gouvernantes pour U , V et θ , on a déterminé d'autres quantités utiles telles que le nombre de Nusselt afin d'estimer les taux de transfert de chaleur au sein de la cavité. En effet, dans notre cas, le nombre de Nusselt local est évalué le long des parois inclinées froides et est donné par l'expression suivante :

$$Nu = -\frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right)_{X=0 \text{ et } 1} \quad (7)$$

où $\eta = X \sin \delta$ représente la direction normale à la paroi inclinée.

L'intégration du nombre de Nusselt local obtenu par l'expression (8) sur chacune des parois inclinées, rapportée à la longueur, nous conduit à l'expression du nombre de Nusselt moyen, respectif, de celles-ci :

$$Nu_m|_{X=0 \text{ et } 1} = \frac{\sin \delta}{H} \int_0^{H/\sin \delta} Nu \, dY \quad (8)$$

Le nombre de Nusselt moyen de la cavité est donné par la moyenne arithmétique des nombre de Nusselt moyen des parois inclinées :

$$Nu_m = \frac{Nu_m|_{X=0} + Nu_m|_{X=1}}{2} \quad (9)$$

	ρ	K	c_p	β	Pr
	kg.m ⁻³	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	K ⁻¹	
Eau	997,1	0,613	4179	21	6,2
TiO ₂	4250	8,9538	686,2	0,9	

Tableau 1 : Propriétés thermophysiques de l'eau et de TiO₂

3 Modèle numérique

Le problème considéré dans la présente étude est régi par les équations (1)-(4) aux dérivées partielles non linéaires couplées. Ces équations sont discrétisées par la méthode des volumes finis sur un domaine rectangulaire, subdivisé en un maillage uniforme. Les parois inclinées de la cavité sont approximées par la méthode escalier en zigzag et par conséquent, les volumes de contrôle se situant en dehors de la région triangulaire sont supposés inactifs [8]. L'algorithme SIMPLER est adopté afin de pallier le problème du couplage vitesse-pression, connu sous le nom du problème du damier [12]. Le terme de convection-diffusion, traité comme un seul flux, est discrétisé avec un schéma hybride (amont-centré). Par ailleurs, les systèmes d'équations algébriques de chaque variable, qui en découlent, sont résolus par le couplage de la méthode ADI (Alternating Direction Implicit) et de l'algorithme TDMA (Tri Diagonal Matrix Algorithm). La convergence est basée sur la somme des résidus de chaque variable indépendante (U , V et θ) et est atteinte quand celle-ci est inférieure à 10^{-7} .

4 Résultats et discussion

Pour vérifier la précision du code de calcul utilisé pour conduire les simulations numériques, relatives au problème considéré dans cette étude, nous avons confronté les résultats issus de notre code avec ceux de la littérature. Ces derniers consistent en le problème de la convection naturelle d'un nanofluide, TiO₂-eau, confiné dans un entrefer délimité par deux conduits carrés différentiellement chauffés (voir Arefmanesh et al. [13]). Le tableau 3 montre une comparaison des valeurs du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de nombre de Rayleigh et de fraction volumique en nanoparticules. On constate un bon accord entre nos résultats et ceux de [13] avec un écart maximal de 2,183%. Par ailleurs, le test de la sensibilité des résultats au maillage a révélé que la solution devient indépendante à partir d'une grille 121 × 121, uniforme suivant les deux directions X et Y .

Ra	ϕ	Arefmanesh et al. [13]	Présente étude	Ecart (%)
10^3	0,0	1,191	1,195	0,33
	0,05	1,846	1,858	0,65
10^6	0,0	3,587	3,601	0,39
	0,05	4,488	4,586	2,18

Tableau 2 : Comparaison entre les valeurs du nombre de Nusselt moyen de la cavité issues de notre code de calcul avec celles issues de la littérature [13]

Une étude préliminaire comparative est réalisée afin d'évaluer l'écart entre les résultats simulés, en utilisant les modèles, de viscosité dynamique et de conductivité thermique effectives (Eqs (5) et (6)), obtenus expérimentalement par He et al. [11] (notés ①) et ceux tirés à partir de la théorie. Pour ces derniers, on a utilisé les modèles de Brinkman [14] et de Maxwell-Garnetts [15] (notés ②) donnés par les expressions suivantes, respectivement :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{1}{(1-\phi)^{2,5}} \quad (11)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f + 2\phi(k_s - k_f)}{k_s + 2k_f - \phi(k_s - k_f)} \quad (12)$$

Le tableau 3 représente une comparaison du nombre de Nusselt moyen de la cavité, correspondant au Cas 0, estimé avec les modèles expérimentaux de ① et les modèles théoriques de ② et ce, pour deux valeurs du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^3$ et 10^6) et $\phi = 0,10$. On constate que le nombre de Nusselt moyen calculé avec les modèles théoriques de ② est sous-estimé par rapport à celui calculé avec les modèles expérimentaux de ①. En effet, on note un écart relatif par rapport à ces derniers de l'ordre de 56% pour $Ra = 10^3$ et de 31% pour $Ra = 10^6$. Ceci corrobore les résultats de [8–10] et par conséquent, les résultats générés dans cette étude sont calculés par le biais des modèles de He et al. [11].

Ra	Modèles ①	Modèles ②	Ecart relatif à ①
10^3	2,893	1,267	56,20%
10^6	3,221	2,211	31,36%

Tableau 3 : Comparaison entre les valeurs du nombre de Nusselt moyen de la cavité calculées par les modèles de ① et par ceux de ②. Cas 0, $\phi = 0,10$

La figure 2 représente la structure des lignes de courant et des isothermes correspondante au Cas 0 pour deux valeurs du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^3$ et 10^6) et ce, pour les cas du fluide de base ($\phi = 0,0$) et celui d'un nanofluide ($\phi = 0,10$). L'allure est globalement la même ; une structure bicellulaire, symétrique par rapport au plan médian (en $X = 0,50$). Ces deux cellules tournent dans le sens contraire l'une de l'autre, celle de droite tourne dans le sens horaire et celle de gauche tourne dans le sens antihoraire (sens trigonométrique). Les lignes de courant ont plus ou moins une forme concentrique qui a tendance à se déformer lorsqu'on s'éloigne du centre de la cellule, pour épouser la forme de la source de chaleur et celle de la cavité au niveau de la périphérie.

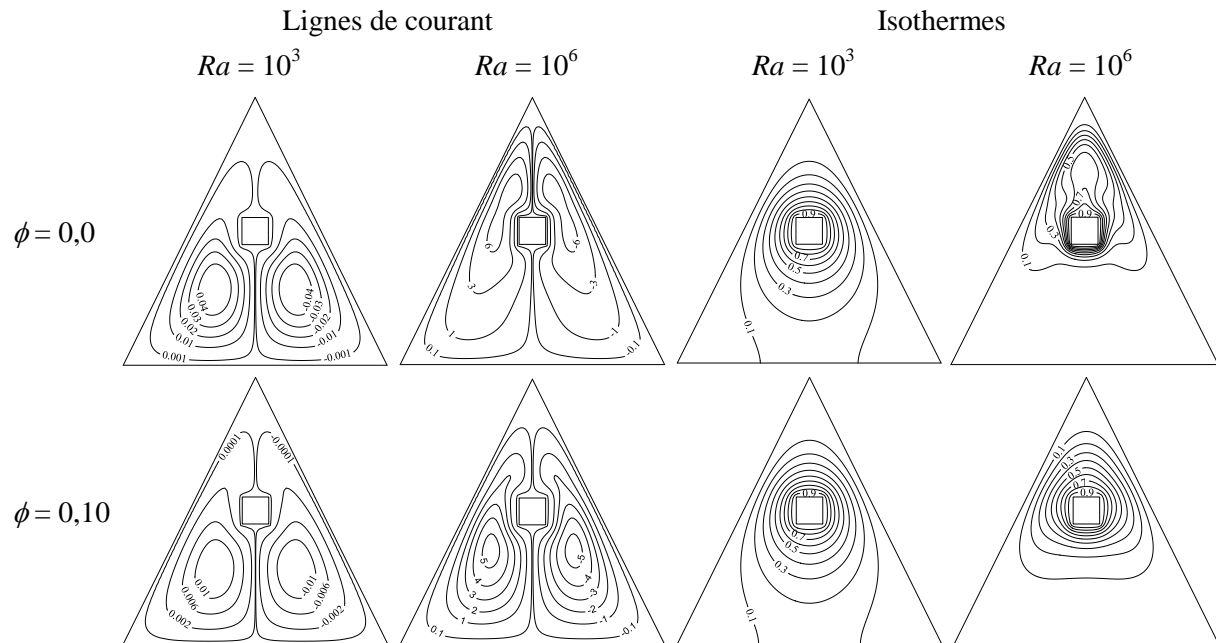


Figure 2 : Structure des lignes de courant et des isothermes en fonction du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique en nanoparticules. $h = 0,5H$

On remarque, à travers les valeurs des lignes de courant, que l'augmentation du nombre de Rayleigh intensifie l'écoulement en donnant d'avantage, naissance aux mouvements convectifs. On constate aussi que l'intensité du champ de vitesse diminue avec l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules. En effet, l'ajout de nanoparticules à l'eau, rend le nanofluide plus dense et surtout, plus visqueux.

Concernant la distribution du champ température, on remarque que pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh, la structure des isothermes est concentrique, traduisant un transfert thermique en mode de conduction. Pour $Ra = 10^6$, le mode de convection prend place, les isothermes ne sont alors plus concentriques, mais plutôt déployées vers la partie supérieure de la cavité et repliées au niveau de la face inférieure de la source de chaleur. Par ailleurs et en particulier à $Ra = 10^6$, l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules confère une forme concentrique aux isothermes, mettant en évidence, ainsi, un transfert thermique en mode de conduction.

La figure 3 montre que le nombre de Rayleigh a un effet négligeable sur le nombre de Nusselt moyen, tant que $Ra \leq 10^5$, assistant dans ce cas à un transfert thermique en mode de conduction. Pour des valeurs du nombre de Rayleigh supérieures à 10^5 , un transfert thermique en mode de convection prend alors le relais, entraînant une augmentation notable du nombre de Nusselt. D'autre part, la figure révèle que l'ajout de nanoparticules améliore notablement le transfert thermique en particulier, pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh. En effet, pour $\phi = 0,10$, le nombre de Nusselt augmente de 173,79% pour $Ra = 10^3$ et de 45,12% pour $Ra = 10^6$ et ce, par rapport au fluide de base ($\phi = 0,0$).

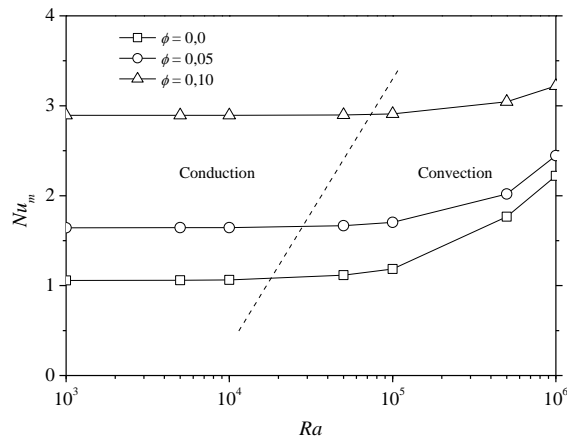


Figure 3 : Evolution du nombre de Nusselt moyen de la cavité en fonction du nombre de Rayleigh, pour différentes valeurs de la fraction volumique en nanoparticules

Dans le but d'améliorer le transfert thermique au sein de la cavité, la source de chaleur est scindée en deux parties identiques de deux manières différentes et placées en différentes positions (notées h). Selon que ce fractionnement est pratiqué verticalement ou horizontalement, il en résulte deux configurations notées Cas 1 et Cas 2 (voir figure 1), pour lesquelles différentes positions par rapport à la base sont considérées. Afin de déterminer la configuration offrant les meilleures performances thermiques, une comparaison par rapport au Cas 0 est alors effectuée.

La figure 4, illustre l'effet du fractionnement et de la position de la source de chaleur sur la structure des lignes de courant et des isothermes. On remarque à travers les lignes de courant que la topologie de l'écoulement est bicellulaire contrarotative, remontant par le centre de la cavité et descendant le long des parois inclinées de cette dernière. On remarque aussi que dans le Cas 1, les sources de chaleur sont envahies par l'écoulement, se trouvant ainsi emprisonnées à l'intérieur des cellules, excepté pour la position $h = 0,05H$. En revanche, pour le Cas 0 et le Cas 2, le fluide contourne la (les) source(s) de chaleur et ce, pour toutes les positions de cette (ces) dernière(s). En outre, pour la position $h = 0,70H$, on constate la formation de deux cellules de type Rayleigh-Bénard, dans le Cas 0 et le Cas 2, formées entre les parois inclinées (froides) et la face supérieure de la source de chaleur (chaude). Par ailleurs, l'analyse des valeurs des lignes de courant révèle que pour les positions $h = 0,50H$ et $0,70H$, l'intensité de l'écoulement du Cas 2 est plus importante que celle du Cas 1 et l'intensité de ce dernier est plus importante que celle du Cas 0. En effet, l'écoulement ascensionnel du fluide, par le centre de la cavité, est assujéti à plus de résistance dans le Cas 0 et le Cas 1, en comparaison avec le Cas 2 étant donnée l'importance de la surface de contact du fluide avec la (les) source(s) de chaleur. En revanche, pour la position $h = 0,05H$, l'intensité de l'écoulement du Cas 2 est faible par rapport au Cas 0 et au Cas 1. Par ailleurs, ces derniers demeurent sensiblement identiques étant donné le faible éloignement entre les deux fragments de la source de chaleur du Cas 1, que l'on peut approximer au Cas 0.

Quant à la répartition du champ de température, on remarque que l'élévation de la (les) source(s) de chaleur, depuis la base de la cavité, correspondant à $h = 0,05H$, jusqu'au sommet, en $h = 0,70H$, atténue le déploiement des isothermes. Ceci est dû à la diminution de l'espace offert au développement de la convection et donne naissance, par conséquent, au transfert thermique en mode de conduction, traduit par un resserrement des isothermes, localisé principalement entre les parois inclinées de la cavité et les coins supérieures des sources de chaleur. Ce resserrement est plus important pour le Cas 1.

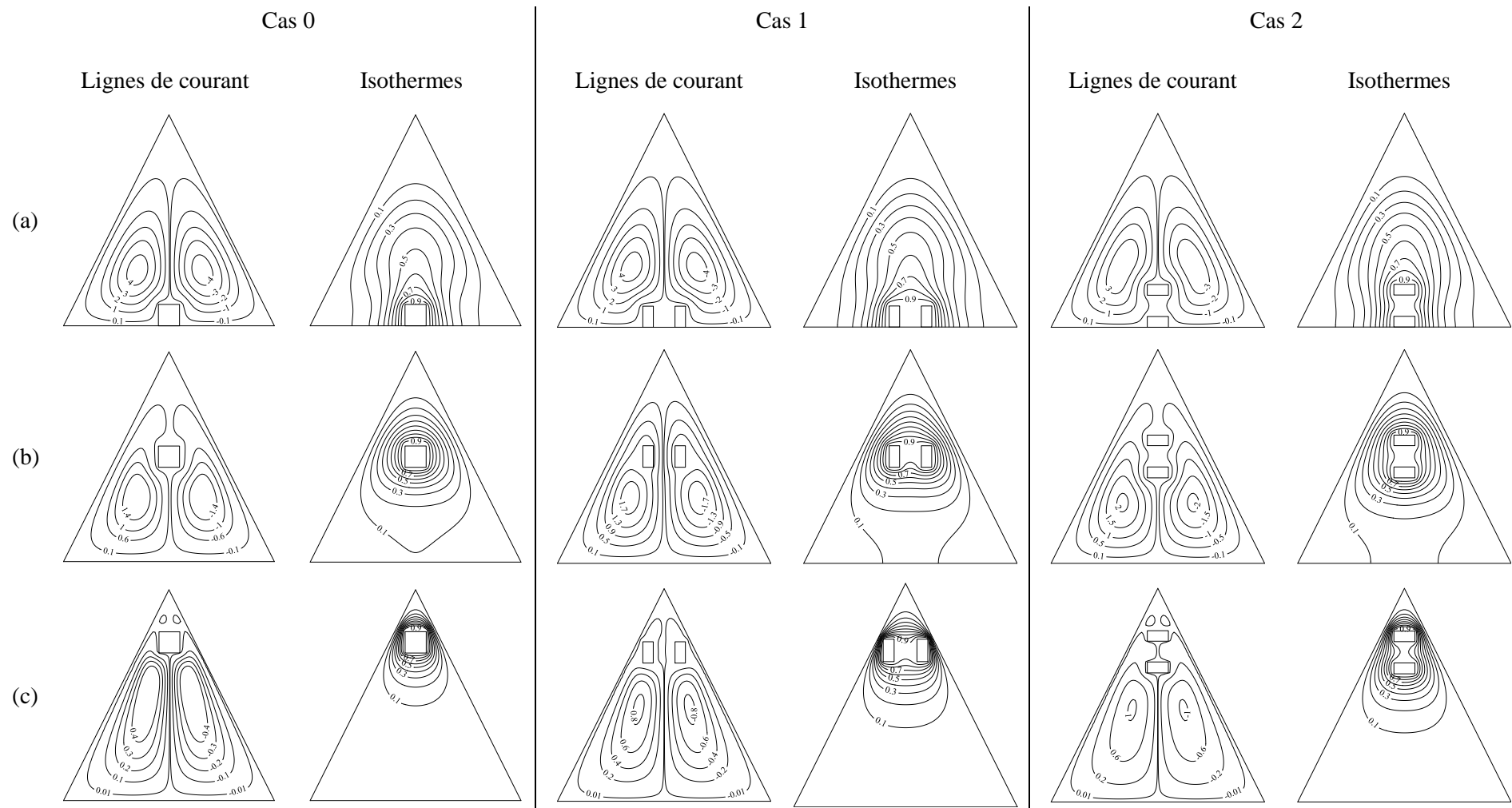


Figure 4 : Structure des lignes de courant et des isothermes pour différents fractionnement de la source de chaleur, avec $\phi = 0,05$ et $Ra = 10^5$. (a) $h = 0,05H$, (b) $h = 0,50H$, (c) $h = 0,70H$

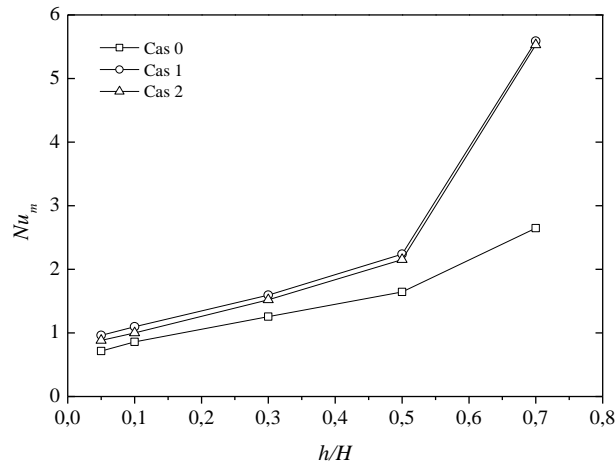


Figure 5 : Evolution du nombre de Nusselt moyen de la cavité en fonction de la position de la source de chaleur pour les différents cas considérés avec $Ra = 10^4$. (a) $\phi = 0,0$ et (b) $\phi = 0,05$

Le tracé du nombre de Nusselt moyen de la cavité de la figure 5 montre manifestement que pour les trois configurations (Cas0, Cas 1 et Cas 2), le déplacement de la (les) source(s) de chaleur depuis la base de la cavité jusqu'au sommet induit une amélioration notable du transfert thermique au sein de la cavité et ceci est d'autant plus important que $h \geq 0,50H$, là où le mode de conduction domine. Par ailleurs, on remarque que le fractionnement de la source de chaleur (Cas 1 et Cas 2) augmente le nombre de Nusselt moyen par rapport au Cas 0, et ce d'une manière significative pour les valeurs supérieures à $0,50H$, dû à l'augmentation de la surface d'échange. Cette amélioration est beaucoup plus importante dans le Cas 1.

5 Conclusion

Nous avons mené dans ce travail une étude numérique portant sur la convection naturelle au sein d'une enceinte triangulaire abritant une source de chaleur chaude et remplie d'un nanofluide, TiO_2 -eau. Les parois inclinées de la cavité sont froides tandis que la base est isolée thermiquement. Des relations empiriques ont été utilisées pour la prédiction des propriétés thermophysiques du nanofluide. Les principales conclusions suivantes sont tirées :

- Les modèles de Brinkman [14] et de Maxwell-Garnetts [15] sous-estiment la prédiction de la conductivité thermique et de la viscosité effective du nanofluide en comparaison avec les modèles de He et al. [11].
- L'augmentation du nombre de Rayleigh intensifie les champs de vitesse et de température, induisant ainsi un passage d'un mode de conduction en un mode de convection.
- L'ajout de nanoparticules affaiblit l'écoulement alors qu'il améliore le transfert thermique en particulier, pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh.
- Le déplacement de la source de chaleur depuis la base de la cavité jusqu'au sommet donne place à un mécanisme de transfert thermique en mode de conduction.
- Le fractionnement de la source de chaleur suscite une augmentation du nombre de Nusselt moyen de la cavité en particulier, lors d'un fractionnement vertical (Cas 1).

References

- [1] S.U.S. Choi, J.A. Eastman, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, ASME's International Mechanical Engineering Congress and Exposition 66 (1995) 99–105
- [2] E.H. Ridouane, A. Campo, Relationship between thermal convection intensity and aspect ratio of two triangular cavities inscribed in horizontal rectangular cavities, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow 16 (2006) 338–355
- [3] S.M. Aminossadati, B. Ghasemi, Enhanced natural convection in an isosceles triangular enclosure filled with a nanofluid, Computers & Mathematics with Applications 61 (2011) 1739–1753
- [4] A.H. Mahmoudi, I. Pop, M. Shahi, Effect of magnetic field on natural convection in a triangular enclosure filled with nanofluid, International Journal of Thermal Sciences 59 (2012) 126–140
- [5] M.M. Rahman, M.M. Billah, A.T.M.M. Rahman, M.A. Kalam, A. Ahsan, Numerical investigation of heat transfer enhancement of nanofluids in an inclined lid-driven triangular enclosure, International Communications in Heat and Mass Transfer 38 (2011) 1360–1367
- [6] B. Ghasemi, S.M. Aminossadati, Mixed convection in a lid-driven triangular enclosure filled with nanofluids, International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 1142–1148
- [7] S.M. Aminossadati, Hydromagnetic natural cooling of a triangular heat source in a triangular cavity with water-CuO nanofluid, International Communications in Heat and Mass Transfer 43 (2013) 22–29
- [8] S.-E. Ouyahia, Y.K. Benkahla, N. Labsi, Numerical Study of the Hydrodynamic and Thermal Properties of Titanium Dioxide Nanofluids Trapped in a Triangular Geometry, Arabian Journal for Science and Engineering 41 (2016) 1995–2009
- [9] E. Abu-nada, Z. Masoud, H.F. Oztop, A. Campo, International Journal of Thermal Sciences Effect of nanofluid variable properties on natural convection in enclosures, International Journal of Thermal Sciences 49 (2010) 479–491
- [10] G. Polidori, S. Fohanno, C.T. Nguyen, A note on heat transfer modelling of Newtonian nanofluids in laminar free convection, International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 739–744
- [11] Y. He, Y. Men, Y. Zhao, H. Lu, Y. Ding, Numerical investigation into the convective heat transfer of TiO₂ nanofluids flowing through a straight tube under the laminar flow conditions, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1965–1972
- [12] S.V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere Series on Computational Methods in Mechanics and Thermal Science, New York, 1980
- [13] A. Arefmanesh, M. Amini, M. Mahmoodi, M. Najafi, Buoyancy-driven heat transfer analysis in two-square duct annuli filled with a nanofluid, European Journal of Mechanics - B/Fluids 33 (2012) 95–104
- [14] H.C. Brinkman, The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions, The Journal of Chemical Physics 20 (1952) 571
- [15] J.C. Maxwell-Garnett, Colours in metal glasses and in metallic films, Philosophical Transactions of the Royal Society of London 33 (1904) 385–420