Revue des Energies Renouvelables Vol. 19 N°1 (2016) 1 – 10
DOI: https://doi.org/10.54966/jreen.v19i1.542

Simulation numérique du transfert de chaleur mixte dans une cavité carrée: effet de la présence des chicanes

Mohamed Amine Belmiloud * et Noureddine Sad Chemloul

Laboratoire de la Recherche et des Technologies Industrielles
Département de Génie Mécanique
Université Ibn Khaldoun, B.P. 78, 14000 Tiaret, Algérie.

(reçu le 2 Février 2016 – accepté le 28 Mars 2016)

Résumé - *Dans cette étude, nous avons simulé numériquement l'influence de la vitesse de rotation ω, du positionnement des chicanes et des cisaillements des parois sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée. La paroi verticale gauche est chauffée à une température constante plus élevée que celle de la paroi verticale droite $T_h > T_c$ et les deux parois horizontales sont adiabatiques. La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations gouvernantes dimensionnelles. La vitesse de cisaillement est déterminée pour un nombre de Richardson Ri = 10, la vitesse de rotation du corps solide est comprise entre 10 et 40 rd/s. Le nombre de Grashof Gr est fixé à 10^5 et le nombre de Prandtl Pr est maintenu constant 0.71. Les résultats obtenus dans cette étude montrent que, l'influence de la vitesse de rotation ω est présente pour les configurations avec chicane, en outre, le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} prend des valeurs maximales pour la configuration sans chicanes.*

Abstract - *In this study, we numerically simulated the influence of the rotational velocity ω, the positioning of baffles and wall shear on heat transfer by mixed convection in a square cavity. The left vertical wall is heated to a constant temperature higher than the right vertical wall $T_h > T_c$ and two horizontal walls are adiabatic. The finite volume method is used to solve the governing equations dimensional. The shear rate is determined for a Richardson number Ri = 10, the velocity of rotation of the solid body is between 10 and 40 rd/s. The Grashof number Gr is fixed to 10^5 and the Prandtl number Pr is kept constant 0.71. The results obtained in this study show that the influence of the velocity of rotation is present for configurations with baffle, in addition, the number of average Nusselt Nu_{moy} takes maximum values for configuration without baffles.*

Mots clés: Simulation numérique - Convection mixte - Cisaillement des parois - Vitesse de rotation – Chicanes.

1. INTRODUCTION

Le problème fondamental de transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée avec des parois cisailles a reçu une attention considérable de la part des chercheurs. Ce problème est souvent rencontré dans de nombreuses applications d'ingénierie. Ces types de problèmes se posent également dans les boîtiers électroniques, les fours industriels.

Dans leur recherche, Iwatsu *et al.*, [1] et Iwatsu *et al.*, [2] réalisent respectivement une simulation numérique à deux et à trois dimensions de la convection mixte dans une cavité carrée chauffée dont la paroi supérieure est mobile. La convection mixte dans une cavité avec la variation des différentes conditions aux limites a été étudiée par Hasnaoui *et al.*, [3].

Lee *et al.*, [4] obtiennent des solutions avec la méthode des éléments finis de la convection mixte dans une cavité carrée chauffée par la paroi inférieure. Moraga *et al.*,

* Belmiloud_amine@yahoo.fr

[5] effectuent une analyse numérique d'un modèle tridimensionnel de la convection mixte dans une cavité refroidie par air, afin de comparer les variations des différentes propriétés avec les résultats des modèles bidimensionnels.

Sharif [6] a étudié le processus de la convection mixte laminaire dans des cavités rectangulaires bidimensionnelles et pour trois différentes valeurs du nombre de Richardson Ri représentant la dominance de convection forcée, de convection mixte, et de la convection naturelle en utilisant le code commercial Fluent. Les effets de l'inclinaison de la cavité sur les processus résultant de convection sont également étudiés. L'augmentation du nombre de Nusselt avec l'inclinaison de la cavité est moyenne pour la convection forcée et significative pour la convection naturelle.

Oztop *et al.*, [7], ont étudié le transfert thermique par convection mixte dans une cavité à deux parois verticales mobiles. Les résultats obtenus montrent que, le nombre de Richardson influe sur le transfert thermique, où pour des petites valeurs de Ri, le nombre de Nusselt moyen est diminué, par contre, pour Ri augmente le transfert thermique est augmenté. Dans le cas des deux parois verticales montant vers le haut, le transfert est faible par rapport à celui correspondant au cisaillement des parois.

Al-Amiri *et al.*, [8], ont étudié le transfert thermique par convection mixte dans une cavité à paroi mobile avec une surface de fond ondulée. Les résultats de ce travail ont montré que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de l'amplitude de l'ondulation et du nombre de Reynolds Re. Ils ont montré que le transfert de chaleur optimal est atteint pour un petit nombre de Richardson.

Mekroussi *et al.*, [9] ont à étudier numériquement la convection mixte dans une cavité carrée, utilisant une ondulation sur la paroi inférieure de la cavité. Les résultats, lignes de courants et des isothermes, sont donnés pour différents angles (0°, 45°, 90°, 120°, 150°, 180°). Belmiloud *et al.*, [10] ont étudié numériquement la convection mixte couplée à une radiation dans une cavité carrée avec la paroi supérieure mobile. Leurs résultats ont montré que la vitesse de circulation augmente et le nombre de Nusselt convectif diminue, lorsque l'émissivité de la paroi de la cavité augmente.

Le mode de transfert de chaleur dominant est la convection forcée, lorsque les valeurs du nombre de Richardson Ri sont très proches de celles correspondantes à la convection forcée $Ri > 0.1$.

Lorsque le nombre de Richardson Ri augmente, le mode de transfert de chaleur dominant est la convection naturelle. La vitesse du couvercle de la cavité influe sur le transfert thermique ceci est prouvé par la diminution du nombre de Nusselt Nu lorsque le nombre de Richardson Ri augmente.

2. FORMULATION DU PROBLEME

La valeur de la vitesse de rotation ω pour le corps solide est comprise entre 10 et 40 rd/s, le nombre de Grashof $Gr = 10^5$ et la vitesse de cisaillement est déterminée à partir du nombre de Richardson $Ri = 10$.

La géométrie considérée est une cavité carrée dont les deux parois horizontales sont adiabatiques, et les deux parois verticales sont différentiellement chauffées $T_c < T_h$ avec un écart de la température de 10°C. La longueur des chicanes est de $0.5H$. Le rapport d'aspect de la cavité est de $A = 1$, le rapport entre le corps solide et la cavité est de 0.235 et la température de référence est prise égale à celle du fluide $T_0 = 293.15K$.

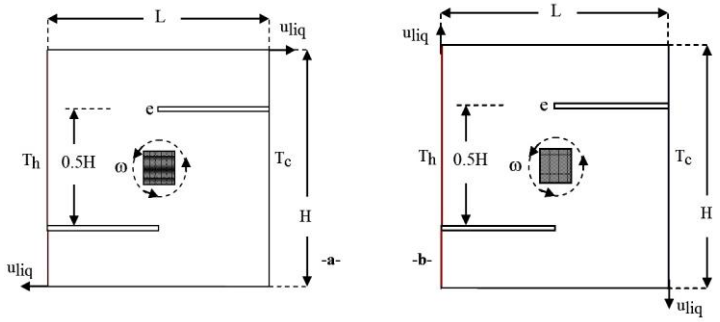

Fig. 1: Problème schématisé: **-a-** Cisaillement horizontal, **-b-** Cisaillement vertical

Les équations générales de conservation à savoir, l'équation de continuité, les équations de mouvement suivant x et y et l'équation de l'énergie, sont données sous leur forme adimensionnelle comme suit:

$$\frac{\partial u^+}{\partial x^+} + \frac{\partial v^+}{\partial y^+} = 0 \qquad u \qquad (1)$$

$$u^+\frac{\partial u^+}{\partial x^+} + v^+\frac{\partial v^+}{\partial y^+} = -\frac{\partial P^+}{\partial x^+} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 u^+}{\partial x^{+2}} + \frac{\partial^2 u^+}{\partial y^{+2}}\right) + Ri\,T^+ \qquad (2)$$

$$u^+\frac{\partial v^+}{\partial x^+} + v^+\frac{\partial v^+}{\partial y^+} = -\frac{\partial P^+}{\partial y^+} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 v^+}{\partial x^{+2}} + \frac{\partial^2 v^+}{\partial y^{+2}}\right) \qquad (3)$$

$$u^+\frac{\partial T^+}{\partial x^+} + v^+\frac{\partial T^+}{\partial y^+} = \frac{1}{Re.Pr}\left(\frac{\partial^2 T^+}{\partial x^{+2}} + \frac{\partial^2 T^+}{\partial y^{+2}}\right) \qquad (4)$$

Dans les équations ci-dessus, les variables sans dimension sont définies par:

$$x^+ = \frac{x}{H},\ y^+ = \frac{y}{H},\ u^+ = \frac{u}{u_{liq}},\ v^+ = \frac{v}{u_{liq}},\ P^+ = \frac{P}{\rho.u_{liq}},\ T^+ = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \qquad (5)$$

Le nombre de Grashof Gr, le nombre de Reynolds Re, le nombre de Richardson Ri et le nombre de Prandtl Pr sont donnés par:

$$Gr = \frac{g\beta(T_h - T_c).H^3}{v^2},\ Ri = \frac{Gr}{Re^2},\ Re = \frac{u_{lid}.H}{v},\ Pr = \frac{v}{\alpha} \qquad (6)$$

Pour résoudre les équations {Eq. 2} – {Eq. 4}, on considère les conditions aux limites adimensionnelles suivantes:

A la paroi verticale gauche: $T^+ = 1;\ u^+ = 0;\ v^+ = 0$ ou $v^+ = 1$

A la paroi verticale droite: $T^+ = 0;\ u^+ = 0;\ v^+ = 0$ ou $v^+ = -1$

A la paroi horizontale inférieure: $\frac{\partial T^+}{\partial y^+} = 0;\ v^+ = 0;\ u^+ = 0$ ou $u^+ = -1$

Pour déterminer les caractéristiques du transfert de chaleur à l'état stationnaire, il faut prendre en considération la contribution de la convection.

Dans la présente étude, le nombre de Nusselt moyen total est défini comme:

$$Nu = \frac{Q.H}{\lambda.(T_h - T_c)} \tag{7}$$

La forme adimensionnelle de l'équation {Eq. 7} est donnée par:

$$Nu = \int_0^1 -\frac{1}{T^+}\frac{\partial T^+}{\partial x^+} dy^+ \tag{8}$$

3. NUMERICAL ANALYSIS

La résolution des équations de conservation de la masse, de mouvement et de l'énergie par l'algorithme des différences finies appelé 'Simple'. Les détails de cette méthode est décrite par Patankar [11]**.** Les différentes équations sont discrétisées dans un volume de contrôle. Le schéma différence (PLDS) utilisé pour le calcul des variables scalaires et le schéma 'Quick' pour les variables vectorielles est présenté par Hayase *et al.*, [12]. La valeur de la convergence considérée dans cette étude est:

$$\frac{\left|\varphi_n - \varphi_{n-1}\right|_{max}}{\left|\varphi_n\right|} < 10^{-5} \tag{9}$$

Le **Tableau 1** présente les valeurs du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} déterminées dans le cas des chicanes horizontales et sans effet de cisaillement. On remarque que la différence relative de Nu_{moy} obtenue est très faible. Le maillage utilisé dans tous les calculs ultérieurs est (84 × 84).

Tableau 1: Effet du maillage sur les résultats obtenus pour la configuration des chicanes horizontales et sans cisaillement

				Erreur (abs) %		
Maillage	68 × 68	76 × 76	84 × 84	68 × 68	76 × 76	84 × 84
Nu_{moy}	1.8770	1.8769	1.8761	0.0466	0.0454	-

3.1 Validation de code

Pour la validation numérique du code de calcul, nous avons comparé nos résultats avec ceux de Figueredo *et al.*, [13], et Souza [14]. Le tableau présente les valeurs du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} déterminée au niveau de la paroi froide. Nous remarquons que les valeurs du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} obtenues dans la présente étude et celles obtenues par [14] sont très proches avec une erreur maximale de 0.996 %. Par contre la valeur relative maximale obtenue par [13] est 4.502 %.

Tableau 2: Nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} évalué sur la paroi froide

	Présente étude	Figueredo *et al.*, [13]	Erreur (abs) %	Souza [14]	Erreur (abs) %
34110	2.941	2.884	1.976	2.912	0.996
60000	3.489	3.468	0.605	3.456	0.955
100000	4.074	4.160	2.067	4.038	0.891
136430	4.475	4.686	4.502	4.440	0.788

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Lignes des courants et lignes isothermes

La figure 2 présente la variation des contours de vitesse et les lignes isothermes pour les différentes configurations (sans chicane, chicanes horizontales et chicanes verticales) et pour le cisaillement des parois verticales. Nous avons remarqué pour les contours de vitesse, des tourbillons au voisinage du corps solide avec des tailles différentes, cette taille varie en fonction de la position des chicanes. La valeur maximale est obtenue au voisinage du corps solide pour la configuration **-c-** 'chicanes verticales'.

Pour les lignes isothermes, on remarque que, la zone de fluide froide / chaude est plus grande dans la configuration **-a-** 'sans chicane' par rapport aux autres configurations **-b-** et **-c-**. La comparaison entre la configuration **-b-** 'chicanes horizontales' et la configuration **-c-** 'chicanes verticales' montre que la zone intermédiaire entre les deux plaques froide / chaude est plus grande dans le cas de la position des chicanes horizontales.

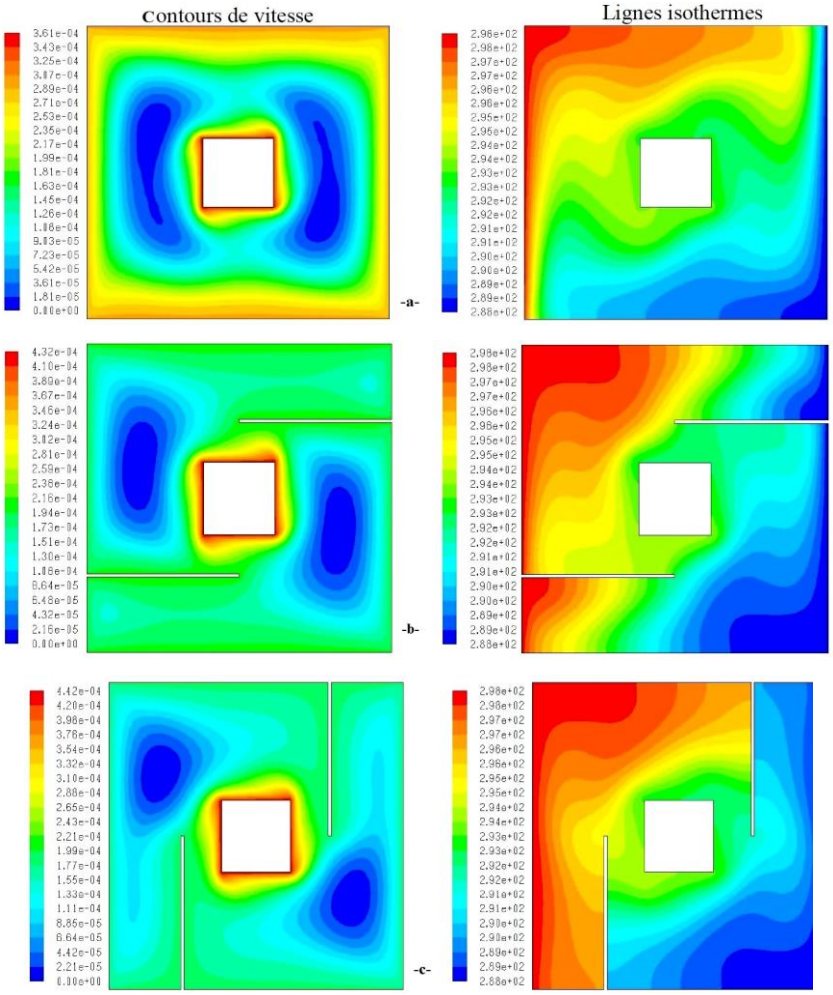

Fig. 2: Contours de vitesse et lignes isothermes en fonction de la position de la chicane pour le cisaillement vertical, et pour un corps solide adiabatique, (ω = 30 rd/s)

La variation des contours de vitesse et des lignes isothermes pour les deux positions de cisaillement (parois horizontales et parois verticales) et pour la vitesse de rotation (ω=20 rd/s) est représentée en figure 3. On remarque que les tourbillons apparaissent au voisinage du corps solide suivant le mode de cisaillement. La vitesse maximale est obtenue dans le cas où le cisaillement est provoqué par les parois verticales. Les lignes isothermes montrent que le transfert de la chaleur est meilleur pour le mode de cisaillement vertical, ceci est dû à la poussée d'Archimède, où la vitesse de cisaillement et la circulation du fluide ont le même sens.

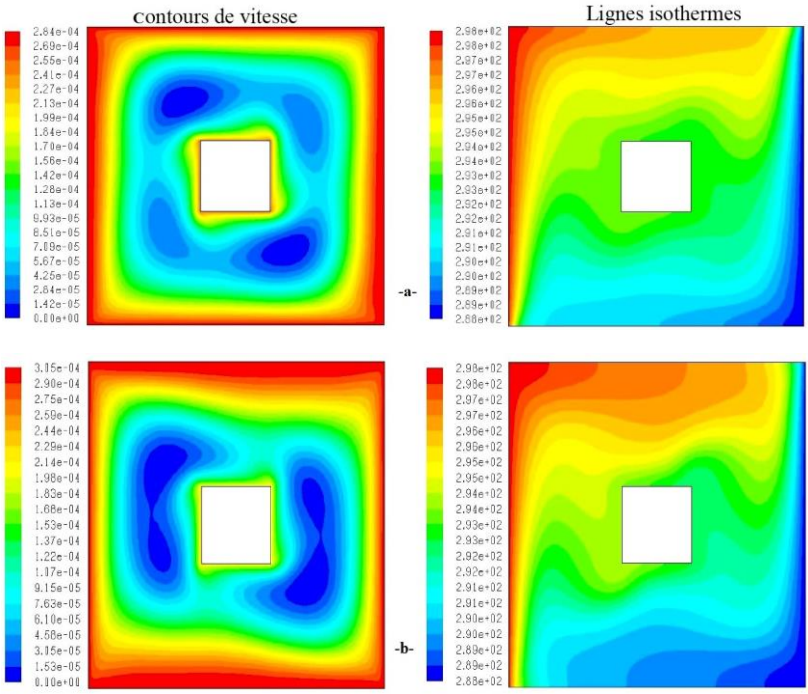

Fig. 3: Variation des contours de vitesse et les lignes isothermes pour les deux positions de cisaillement et pour (ω = 20 rd/s):**-a-** horizontal, **-b-** vertical

4.2 Variation du transfert de chaleur

La figure 4 montre la variation du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} en fonction des différentes valeurs de la vitesse de rotation ω et pour les différentes configurations des cavités (sans chicane, avec chicanes horizontales, avec chicanes verticales). Tous les résultats de cette étude sont obtenus au niveau de la paroi verticale chaude.

Nous remarquons qu'en figure 4-**a-**, le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation ω, entre autre, la position du cisaillement influe sur le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} avec une valeur maximale déterminée pour le cisaillement vertical.

Les figures 4-**b-** et 4-**c-** montrent que le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation ω. Par comparaison entre la configuration **-b-** et la configuration **-c-**, la valeur maximale de Nu_{moy} est obtenue

pour la configuration **-b-**, d'autre part, le nombre de Nusselt Nu_{moy} prend une valeur maximale, lorsque la chicane et le mode de cisaillement ont la même position.

La comparaison entre les trois configurations, montre que la configuration sans chicane permet d'obtenir un meilleur transfert de chaleur. Pour des cavités contenant des chicanes, l'augmentation du transfert de chaleur exige que les corps solides soient en rotation.

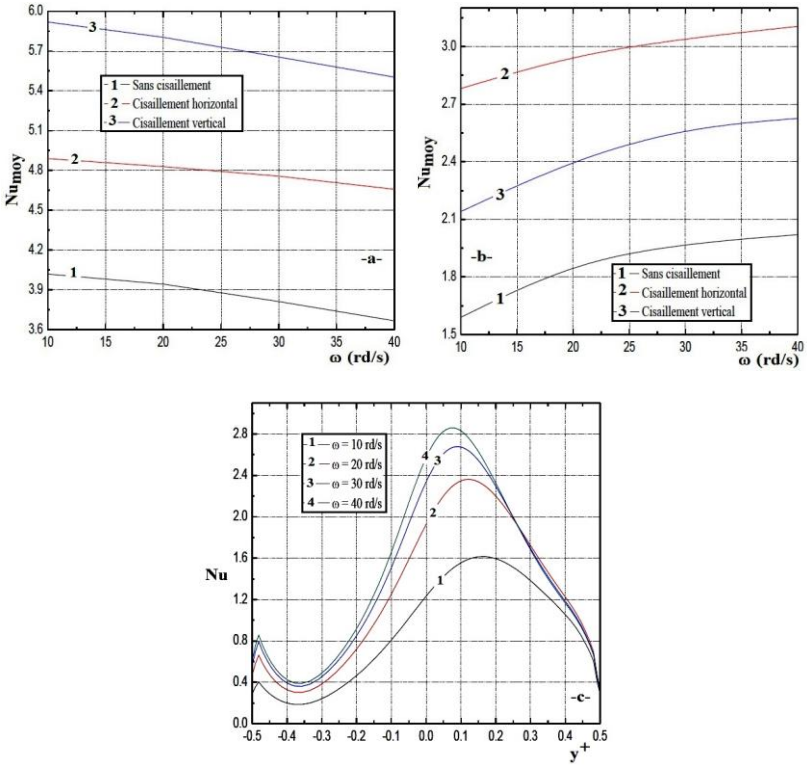

Fig. 4: Variation du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} en fonction de ω pour les configurations: **-a-** sans chicane, **-b-** chicanes horizontales, **-c-** chicanes verticales

La figure 5 montre la variation du nombre de Nusselt Nu, le long de y^+ pour les différentes vitesses ω , les résultats sont obtenus au niveau de la paroi chaude. Nous remarquons qu'en figure 5-**a-**, les courbes du nombre de Nusselt Nu sont presque confondues.

En figure 5-**b-**, les valeurs du nombre de Nusselt Nu sont égales pour les différentes vitesses ω, lorsque $-0.5 \le y^+ \le -0.35$. Pour $-0.35 \le y^+ \le 0.1$, le nombre de Nusselt Nu augmente avec l'augmentation de ω , au-delà les courbes presque confondues.

La figure 5-**c-**, montre que le nombre de Nusselt Nu augmente avec l'augmentation de ω pour $-0.5 \le y^+ \le 0.25$, au-delà les trois courbes de ω = 20, 30, 40 rd/s sont confondues. On constate que l'influence de la vitesse de rotation est significative pour le cas des chicanes verticales.

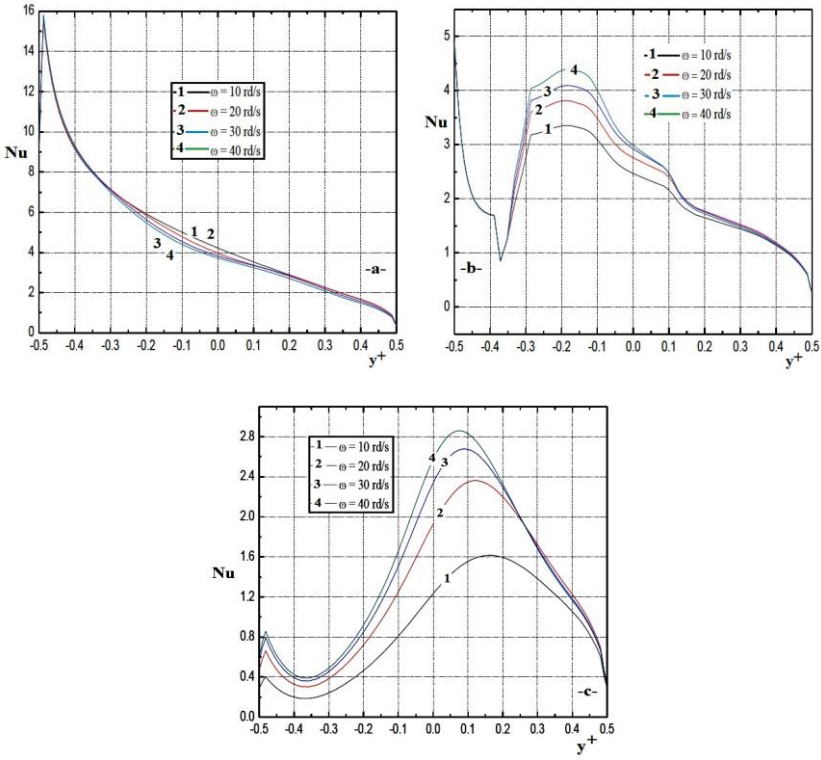

Fig. 5: Variation du nombre de Nusselt le long de y^+ pour les différentes vitesses de rotation ω et pour cisaillement horizontal
-a- sans chicane, -b- chicanes horizontales, -c- chicane verticales

La variation du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} en fonction des différentes valeurs de ω pour cavité sans chicane et pour les différentes températures du corps solide est représentée en figure 6.

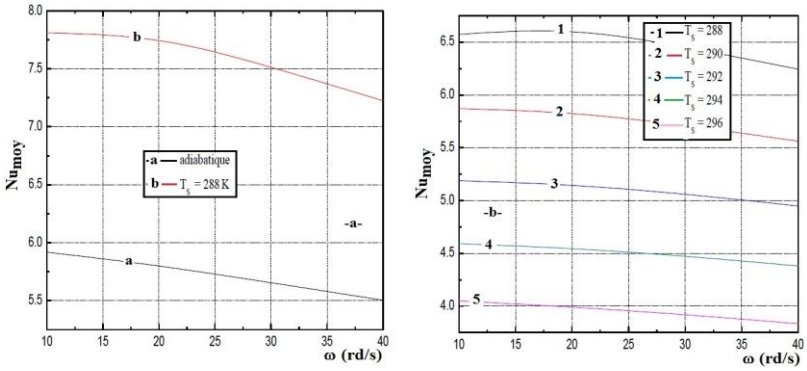

Fig. 6: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de ω, pour les différentes températures du corps solide

Par comparaison à un corps solide adiabatique, nous remarquons que la plus grande valeur du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} est obtenue pour une température du corps $T_s = 288\,K$. Le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} diminue lorsque la température du corps solide augmente. On peut donc déduire que le meilleur transfert thermique est obtenu lorsque la température du corps est petite.

5. CONCLUSION

Le but de cette étude est d'analyse l'effet du cisaillement crée par le mouvement des parois, de la présence des chicanes et leurs positions, et l'influence de la vitesse de rotation du corps solide sur la convection mixte dans une cavité carrée. D'après les résultats obtenus, on conclut:

- Sans la présence des chicanes, le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation ω, et la valeur maximale de Nu_{moy} est obtenue pour un cisaillement vertical.

- En présence des chicanes, le nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation ω, et la valeur maximale de Nusselt Nu_{moy} est obtenue dans le cas des chicanes horizontales.

- La comparaison entre les trois configurations montre que le bon transfert de chaleur est obtenu pour le cas sans chicanes. L'influence de la vitesse de rotation est significative dans le cas des chicanes verticales. La plus grande valeur du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} est obtenue lorsque la température du corps est égale à 288 K.

NOMENCLATURE

A , rapport d'aspect de la cavité, L/H	g , Accélération de gravité, m/s
β , Coef. dilatation thermique (fluide)	α , Diffusivité thermique (fluide), m^2/s
Gr , Nombre de Grashof	ν , viscosité cinématique, m^2/s
Nu , Nombre de Nusselt	λ , Conductivité thermique, W/mK
H , Hauteur de la cavité, m	ω , Vitesse de rotation, rd/s
Pr , Nombre de Prandtl	Ri , Nombre de Richardson
T , Température du fluide, K	T_0 , Température de référence, K
u_{lid} , Vitesse de la paroi mobile, m/s	$+$, Valeurs adimensionnelle
x, y , Composantes de vitesse, m/s	x, y , Composantes cartésiennes, m/s
h , Chaud - c , Froid	h , moyen

REFERENCES

[1] R. Iwatsu, J.M. Hyun and K. Kuwahara, '*Mixed Convection in a Driven Cavity with a Stable Vertical Temperature Gradient*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, N°6, pp. 1601 – 1608, 1995.

[2] R. Iwatsu and J.M. Hyun, '*Three-Dimensional Driven Cavity Flows with a Vertical Temperature Gradient*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, N°18, pp. 3319 – 3328, 1995.

[3] M. Hasnaoui, E. Bilgen and P. Vasseur, '*Natural Convection Above an Array of Open Cavities Heated from Below*', AIAA Journal Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 6, N°2, pp. 255 - 264, 1990.

[4] S.C. Lee and C.K. Chen, '*Finite Element Solutions of Laminar and Turbulent Mixed Convection in a Driven Cavity*', International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 23, pp. 47 – 64, 1996.

[5] N. Moraga and S. López, '*Numerical Simulation of Three Dimensional Mixed Convection in an Air-Cooled Cavity*', Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 45, N°8, pp. 811 – 824, 2004.

[6] M.A.R. Sharif, '*Laminar Mixed Convection in Shallow Inclined Driven Cavities with Hot Moving Lid on Top and Cooled From Bottom*', Applied Thermal Engineering, Vol. 7, N°5-6, pp. 1036-1042, 2007.

[7] H.F. Oztop and I. Dagtekin, '*Mixed Convection in Two-Sided Lid-Driven Differentially Heated Square Cavity*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, N°4, pp. 1761–1769, 2004.

[8] S. Mekroussi, D. Nehari, M. Bouzit and N. Sad Chemloul, '*Analysis of Mixed Convection in an Inclined Lid-Driven Cavity with a Wavy Wall*', Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 27, N°7, pp. 2181 -2190, 2013.

[9] A. Al-Amiri, K. hanafer, J. Bull and I. Pop, '*Effect of Sinusoidal Wavy Bottom Surface on Mixed Convection Heat Transfer in a Lid-Driven Cavity*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, N°9-10, pp. 1771 - 1780, 2007.

[10] M.A. Belmiloud and N. Sad Chemloul, '*Numerical Study of Mixed Convection Coupled to Radiation in a Square Cavity with a Lid-Driven*', World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, Vol. 9, N°10, pp. 1758 – 1764, 2015

[11] S.V. Patankar, '*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*', Hemisphere / McGraw-Hill, Washington D.C, 1980.

[12] T. Hayase, J. C. Humphrey and R. Greif, '*A Consistently Formulated Quick Scheme for Fast and Stable Convergence Using Finite-Volume Iterative Calculation Procedures*', Journal of Computational Physics Archive, Vol. 98, N°1, pp. 108 – 118, 1992.

[13] J.R. Figueredo, M.M. Ganzarolli and P.I.F. Almeida, '*Convecção Natural em Cavidades Retangulares –Solução Numérica*', II Congresso Latino-Americano de Transferência de Calor e Matéria, São Paulo, pp. 62 - 73, 5-10 October 1986.

[14] J.J. Souza, '*Simulação Numérica da Transferência de Calor por Convecção Forçada, Natural e Mista numa Cavidade Retangular*', M.S. Thesis, Federal University of Itajubá, Itajubá, Brazil, 2006.