



Caractérisation de la convection naturelle et mixte turbulente dans des enceintes confinées munies d'une source de chaleur ; Effet de la ventilation.

Auteur : HARNANE YAMINA

Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences et Sciences Appliquées
Université Larbi ben Mhidi Oum El bouaghi – Algérie

harnane_y@yahoo.fr

Dans cette étude numérique deux configurations sont considérées, la première configuration en convection naturelle correspond à une cavité fermée munie d'un barreau chauffant et la deuxième configuration mixte correspond à la même cavité mais ventilée. L'écoulement est turbulent ($Gr_H = 1,2.10^8$), un choix du modèle est très important. Le modèle de turbulence choisi pour la convection naturelle est le modèle k- ϵ bas-Reynolds. Une comparaison des modèles de turbulence nous a mené à choisir le modèle k- ϵ RNG pour l'étude de la convection mixte, parce que c'est le modèle approprié aux écoulements dans les cavités ventilées ainsi qu'aux écoulements avec recirculation. L'effet de la ventilation sur l'écoulement naturelle a été étudié en analysant la structure dynamique et thermique de l'écoulement. Le nombre de Nusselt moyen sur chaque face du barreau est trouvée améliorer par l'injection du jet dans la cavité ventilée, d'environ 50% à 60%. Cette comparaison nous révèle l'influence des différentes vitesses du jet d'air entrant sur la structure de l'écoulement de la cavité confinée, ou ce jet réussit à briser l'écoulement monocellulaire du cas de la convection naturelle en un écoulement multicellulaire pour l'autre cas de convection mixte à des vitesses élevée au-dessus du barreau chauffant, dont il est le but principal de cette étude.

Mots clés : Fluent, modèle de turbulence k- ϵ , LRN (k- ϵ bas Reynolds), CFD, Transfert de chaleur, Cavités fermées, Cavités ventilées, Nusselt.

1. Introduction

Les écoulements de convection naturelle en espace confiné sont présents dans de nombreux phénomènes naturels et processus industriels ; le refroidissement des circuits électroniques, des réacteurs nucléaires, la thermique du bâtiment, les systèmes thermiques solaires, sont autant d'exemples de leur manifestation. Généralement, dans l'industrie, ces écoulements ont un caractère turbulent qui pourrait avoir des effets positifs en améliorant les mélanges et les transferts de chaleur et de masse. Plusieurs études numériques et expérimentales, ont été concentrées sur la convection dans des cavités rectangulaires, vue leurs simplicités géométriques et leurs présences dans plusieurs applications industrielles. Les études réalisées, ne concernent pas seulement le régime laminaire, mais s'étalent au régime turbulent, qui est le régime d'écoulement le plus souvent rencontré dans la nature. Plusieurs travaux expérimentaux ont été utilisés pour valider les modèles numériques de turbulence dans les cavités. On cite par exemple : Cheesewright et al [1], rapporté par Davidson [2], Tian et Karayiannis [3], et ceux de Betts et Bokhari [4]. Le contrôle d'ambiance engendre une forte croissance énergétique dans le secteur du rafraichissement. La ventilation a une influence majeure sur le confort thermique et sur l'efficacité des installations thermiques. Ainsi, un bon système de ventilation peut fournir un environnement dont les conditions thermiques sont confortables avec une consommation d'énergie plus basse. La ventilation reste encore un phénomène physique parfois difficile à comprendre et la prédiction aéraulique reste encore un sujet complexe. Pour la prédiction précise de l'écoulement et de la distribution de l'air dans les cavités, beaucoup de problème doivent être résolu plus particulièrement les modèles de turbulence appropriés [5-7]. Dans la plupart des cas, l'écoulement dans les cavités ventilées se produisent avec convection naturelle ou mixte et à faible nombres de Reynolds. Chen [8] a testé huit modèles de turbulence pour prédire la convection naturelle, la convection forcée, la convection mixte et les jets impactant dans les cavités. Il a conclu qu'aucun de ces modèles ne produit de résultats satisfaisants et il a remarqué qu'un modèle peut bien convenir dans un cas et mal dans un autre. Ainsi, pour chaque type d'écoulement, une ventilation expérimentale semble essentielle pour assurer la pertinence de tout modèle.

Problématique

Nous menons une étude numérique d'un cas industriel d'une maquette simplifiée déjà réalisé afin de valider l'outil numérique utilisé pour notre étude et de permettre d'optimiser les échanges de chaleur et d'éviter notamment des surchauffes locales au niveau des surfaces des poutres. L'étude concerne les phénomènes de convection mixte engendrée par un élément chauffant au sein d'une cavité fermé issue de problèmes concernant les écoulements aérothermiques dans les caissons ventilés (ventre mou) qui abritent les équipements de conditionnement d'air de l'avion [9]. Pour simplifier le cas industriel, un seul pack de conditionnement d'air est considéré à l'intérieur d'une cavité fermée, il est représenté par un rectangle maintenu à une température constante afin d'obtenir un écart en température au sein de l'enceinte. Un jet diagonal est imposé en haut de la paroi droite afin d'obtenir un maximum d'échange de chaleur, la sortie d'air est située en bas de la paroi gauche.

Notre travail consiste à réaliser une étude numérique de la convection mixte pour cette configuration en régime turbulent (à un nombre de Grashof assez important), afin de traiter les aspects de ce phénomène physique et d'analyser la conformité de ce cas industriel. Pour cela on a subdivisé notre travail en deux parties. Dans la première partie, nous exposons la configuration traitant le problème de convection naturelle dans une cavité fermée, afin de valider notre outil numérique et la deuxième partie est dédiée à l'étude numérique de la convection mixte en régime turbulent dans les cavités ventilées. Nous avons cité les différentes approches numériques, qui diffèrent par leurs degrés de complexité, et par les équations supplémentaires qu'il faut résoudre. Le modèle LRN k- ϵ de Launder et Sharma a été utilisé pour la fermeture du système d'équations gouvernant le phénomène de la convection naturelle en régime turbulent. Dans l'étude de la convection mixte, on a utilisé les trois modèles de turbulence k- ϵ . Les résultats de la première étude sont comparés avec ceux expérimentaux donnés dans [9]. Pour la convection mixte, une étude comparative des modèles de turbulence a été menée afin d'adopter le modèle le plus approprié à ce genre de cavité et d'étudier l'effet de la ventilation sur le rafraichissement de la cavité.

2. Formulation mathématique

2.1. Equations gouvernants l'écoulement

Equation de conservation de la masse moyennée :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (1)$$

Equation de conservation de la quantité de mouvement moyennée :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M \quad (2)$$

Equation de conservation de l'énergie moyennée :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \left[U_i [\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}] \right] + S_E \quad (3)$$

Ou τ est le tenseur de contrainte moléculaire. S_M est le terme source ajouté pour le calcul de la flottabilité : $S_{M,buoy} = (\rho - \rho_{ref})g$

L'enthalpie moyenne totale est donnée par : $h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k$

L'enthalpie totale contient une contribution de l'énergie cinétique turbulente, k , donnée par : $k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2}$

2.2. Les modèles à viscosité turbulente

L'approche simplifiée que constitue l'hypothèse de viscosité turbulente est celle de l'hypothèse formulée il y a déjà un siècle par Boussinesq qui consiste à exprimer de manière algébrique le déviateur du tenseur de Reynolds en fonction du taux de déformation moyennes :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

Ou μ_t est la viscosité turbulente qui relie l'énergie cinétique de turbulence avec sa dissipation via la relation : $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$.

2.2.1. Modèle k- ϵ standard

Ce modèle est basé sur le concept de viscosité dynamique turbulente, où la viscosité μ_t est exprimée en fonction de l'énergie cinétique turbulente k et de son taux de dissipation ϵ : $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$.

Les quantités k et ϵ sont obtenues en résolvant leurs équations de transport respectives qui complètent le système d'équations [10]. Dans ce modèle, C_μ est une constante égale 0,09.

2.2.2. Modèle k-ε RNG

Le modèle k-ε RNG, développés par Yakhot V. et Orszag S.A [11], s'appuie sur la théorie dite de « renormalisation » des équations de Navier-Stokes. Les équations de transport pour la génération turbulente et le taux de dissipation sont les mêmes que celles du modèle k-ε standard, mais les constantes relatives à ce modèle sont trouvées analytiquement en utilisant la théorie RNG. $C_\mu = 0.0845$, $C_{\varepsilon 1} = 1.42$, $C_{\varepsilon 2} = 1.68$, $\sigma_T = 0.9$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

2.2.3. Modèle k-ε « réalisable »

Le modèle « réalisable » a été développé par Shih et al. [12]. La dénomination du modèle, « réalisable », vient du fait que le modèle assure certaines contraintes mathématiques concernant le tenseur de Reynolds. C_μ dans ce modèle n'est plus constante mais son expression est formulée en tenant compte des déformations moyennes du fluide et de la turbulence.

2.2.4. Le modèle k-ε à bas Reynolds

Les modèles turbulents dits à bas nombres de Reynolds (LRN models) sont des modèles conçus aux écoulements à faible vitesse. Avec ces modèles, des modifications ont été apportées au modèle k-ε pour tenir compte de l'atténuation progressive de la turbulence au voisinage de la paroi. Des fonctions d'amortissement ont été introduites directement, dans ces modèles et dans les expressions de la viscosité turbulente et du nombre de Prandtl turbulent. L'écoulement près des parois solides est donc résolu sans rajouter aucune loi ou fonction explicite. Le premier modèle LRN k-ε a été développé par Jones et Launder [13] puis modifié par plusieurs autres chercheurs. Parmi les modèles "LRN" les plus populaires, on citera les modèles de : Launder and Sharma, 1974 [14], Lam and Bremhorst, 1981 [15], Yang and Shih, 1993 [16], Abid, 1993 [17] Abe et al., 1994 [18], Chang et al., 1995 [19]. Ces modèles diffèrent entre eux dans la formulation des fonctions d'amortissement des extras termes et la condition à la limite de ε à la paroi.

2.2.4.1. Le modèle k-ε à bas Reynolds de Launder-Sharma [20]

Pour les modèles k-ε, $\mu_t = C_\mu \rho f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ et $C_1 = 2.55$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$ et $\sigma_\varepsilon = 1.3$ sont des constantes empiriques, alors que f_1 , f_2 et f_μ sont les fonctions d'amortissement, spécialement utilisés pour les modèles « LRN » (k-ε). Elles permettent à ces modèles d'être valable dans la région proche-paroi.

$$\nu_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$f_\mu = \exp \left[\frac{-3.4}{\left(1 + \frac{Re_\varepsilon}{50}\right)^2} \right] \quad (6)$$

$$\frac{Dk}{Dt} = P_k - \varepsilon - 2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x_j} \right)^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (7)$$

$$P_k \approx \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + 2\nu \nu_t \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (9)$$

$$f_2 = 1 - 0.3 \exp(-Re_\varepsilon^2) \quad (10)$$

3. Configurations et conditions aux limites

Les deux configurations sont similaires en dimensions et en conditions aux limites. La première représente la convection naturelle, schématisée sur la figure .1 et la deuxième représente la convection mixte schématisée sur la figure .2. La géométrie est une cavité rectangulaire de 0.425 m de haut, 0.625 m de long muni d'un élément chauffant rectangle de dimensions 0.216 x 0.140 m² placé comme le montre la figure. Les parois verticales sont adiabatiques et les parois inférieure et supérieure sont maintenues à une température $T_p = 300$ K. Une répartition de température est imposée sur les parois du barreau chauffant $T_{e1} = 350^\circ\text{K}$ ce qui conduit à un nombre de Grashof basé

sur la hauteur du confinement de la cavité, $Gr_H = 1,2 \cdot 10^8$. La cavité ventilée est équipée d'une fente de soufflage en partie haute de la paroi droite et d'une reprise en partie basse de la paroi gauche, de hauteurs respectives égales à 0,006 m et 0,01 m. L'air est soufflé à l'intérieur de la cavité à une température $T_f = 300^\circ K$ et à une vitesse débitante U_j comprise entre 9 m/s et 85 m/s, ce qui correspond à un nombre de Reynolds bâti sur la hauteur de la fente de soufflage Re_D compris entre $3,48 \cdot 10^3$ et $3,29 \cdot 10^4$. Les paramètres de turbulence à l'entrée sont donnés par les formules suivantes : $I = 0,16(Re_D)^{-1/8}$ et $l = 0,07D$, ce qui donne une intensité de turbulence comprise entre 4% et 6% pour nos cas et l'échelle caractéristique est de $4,2 \times 10^{-4}$.

La résolution des équations discrétisées est réalisée par l'algorithme « Coupled », les termes de diffusion sont interpolés par un schéma spatial du second ordre et les termes de convection sont interpolés par le schéma « Upwind » du second ordre. Dans les deux configurations le maillage utilisé est de l'ordre de 80200 cellules raffiné près des parois. Le modèle k-ε bas-Reynolds est appliqué dans l'étude de la convection naturelle de la cavité fermée par contre les modèles k-ε (standard, Realizable et RNG) sont utilisés dans l'étude de la convection mixte de la cavité ventilée.

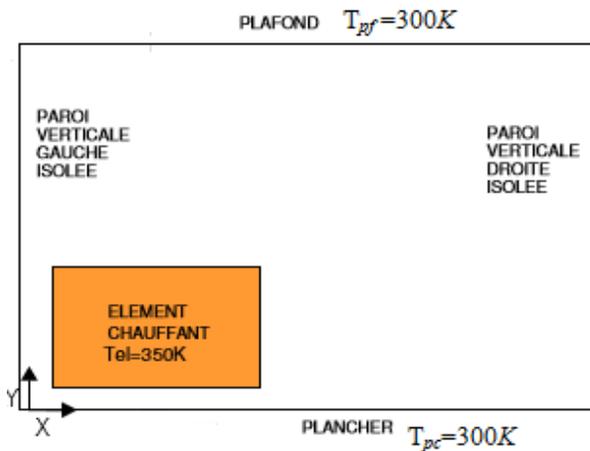


Figure 1 : Configuration en convection naturelle.

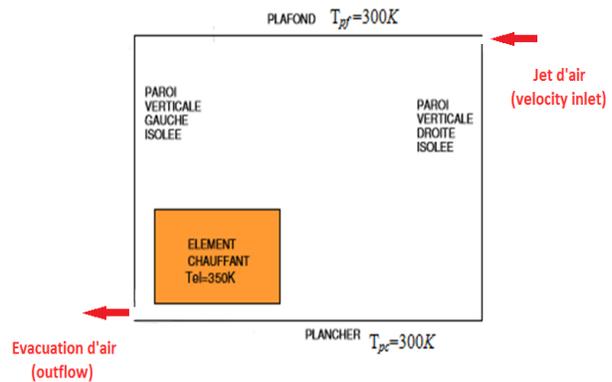


Figure 2 : Configuration en convection mixte

4. Résultats et discussion:

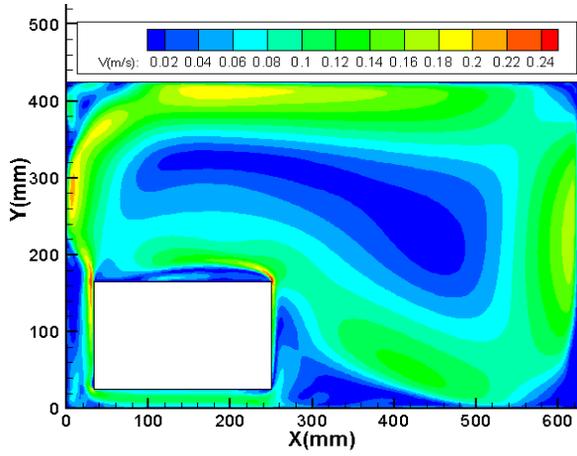
4.1. Configuration en convection naturelle:

4.1.1. Structure dynamique de l'écoulement :

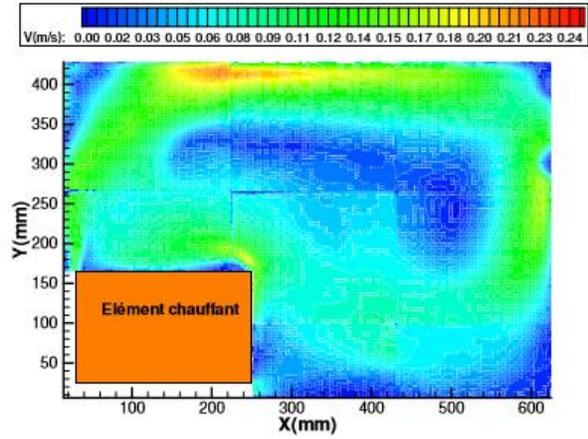
L'écoulement a une structure globale monocellulaire, le panache obtenu se fait dévier et se décolle des parois pour presque les mêmes positions dans la cavité. Quantitativement, l'ordre de grandeur des vitesses est identique (de l'ordre de 0.25 m/s), figure 3. L'air s'échauffe aux contacts des parois verticales chaudes maintenu à $77^\circ C$ de l'élément ce qui entraîne une augmentation de la vitesse au-dessus des coins supérieurs de la source chaude. La simulation numérique utilisant le code commercial « Fluent » reprend la structure dynamique de l'écoulement de la convection naturelle turbulente dans la cavité fermée menée d'un barreau chauffant.

4.1.2. Profils des vitesses :

Les figures 4 et 5 représentent les profils de la vitesse moyenne (numérique et expérimental) suivant la hauteur de la cavité $X=200$ mm. et $Y=200$ mm. Du point de vue globale les deux profils ont la même allure avec une sous-estimation d'environ 9 % pour le calcul numérique suivant X et d'environ 10 % pour Y et cela peut s'expliquer par la négligence du rayonnement par le calcul numérique.

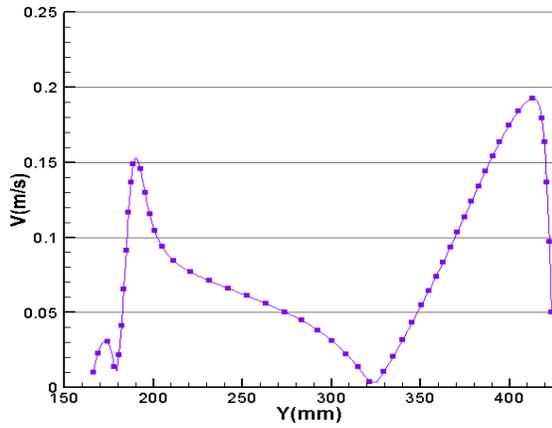


(a)

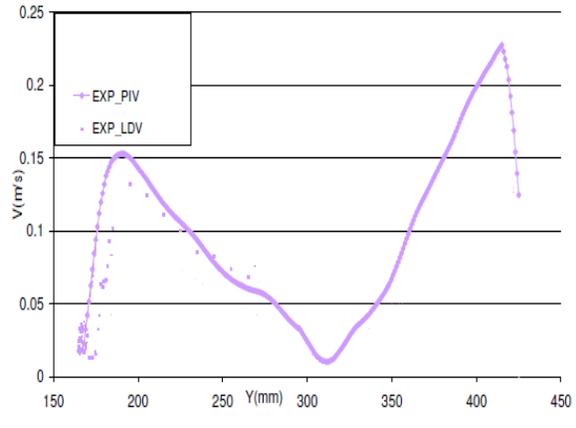


(b)

Figure 3 : Champ dynamique obtenu par la simulation numérique : (a) Nos résultats numériques (b) résultats expérimentaux [9].

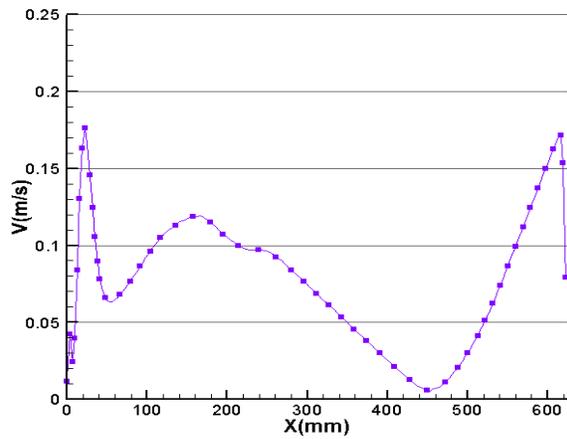


(a)

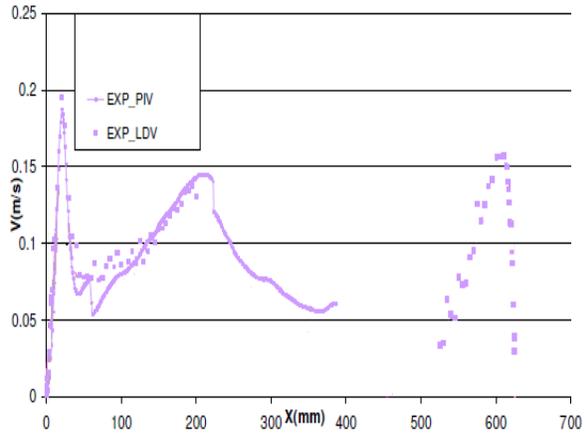


(b)

Figure 4 : Profil de la vitesse moyenne à X=200 mm (a) numérique (b) expérimental



(a)



(b)

Figure 4 : Profil de la vitesse moyenne à Y=200 mm (a) numérique (b) expérimental

4.1.3. Structure thermique :

Le champ global de température dans la cavité, obtenu respectivement, par la simulation numérique et l'expérience est représenté par la figure 6. On remarque que l'écoulement suit les parois de la cavité et de la source chaude que ce soit pour le numérique ou pour l'expérimental.

4.1.4. Profils de température :

Les températures obtenues par la simulation se rapprochent des températures mesurées expérimentalement, une sous-estimation de la grandeur sur la paroi verticale gauche de la cavité par code de calcul Fluent qui peut être expliqué par le fait que le numérique néglige le rayonnement créé par l'élément chauffant (figure 7). En conclusion, une grande correspondance qualitative et quantitative de nos résultats numériques avec ceux expérimentaux.

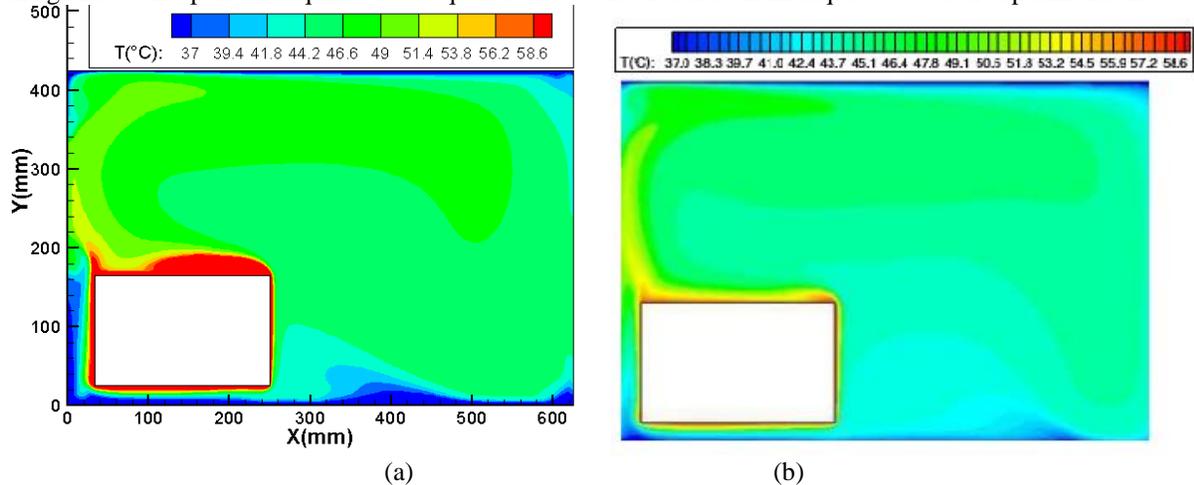


Figure 6 : Champ thermique (a) numérique (b) expérimental

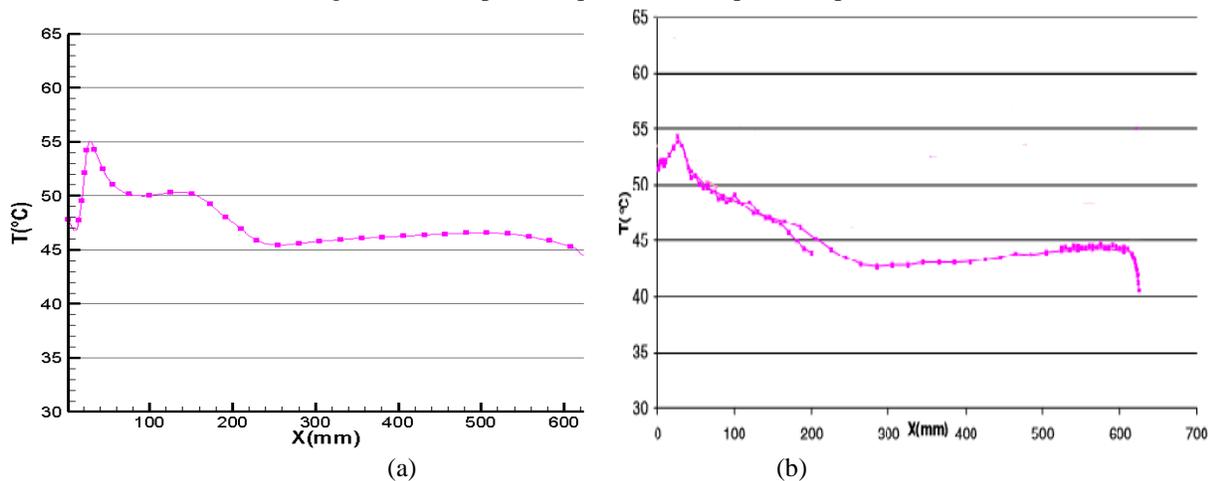


Figure 7 : Profil de température à Y=200 mm (a) numérique (b) expérimental

4.1.5. Bilans de flux de chaleur

Le tableau 1 représente les bilans de flux de chaleur en watts sur les parois de la maquette et de la source chaude (numérique et expérimentale). La comparaison des résultats indique un écart qui ne dépasse pas 7% pour la perte au niveau de la paroi supérieure et un écart qui ne dépasse pas 0.34% pour la paroi inférieure. La différence est surtout remarquée sur la paroi gauche et droite. Cette différence est causée par l'adiabaticité qui n'est pas parfaite dans les essais expérimentaux.

4.1.6. L'énergie cinétique turbulente :

Globalement l'énergie cinétique turbulente est bien reproduite par le code de calcul « Fluent » (figure 8). L'énergie cinétique turbulente s'exprime en 2D par :

$$K = \frac{u'^2 v'^2}{2} \text{ (m}^2/\text{s}^2\text{)}$$

Le tableau 2 représente des mesures ponctuelles d'énergie cinétique turbulente obtenus par PIV comparées à celle simulé par Fluent (cas étudié) en ces même points de mesures. Les résultats numériques sont proches à ceux expérimentaux sauf qu'il y a une légère sous-estimation des valeurs pour le résultat numérique au centre de la cavité.

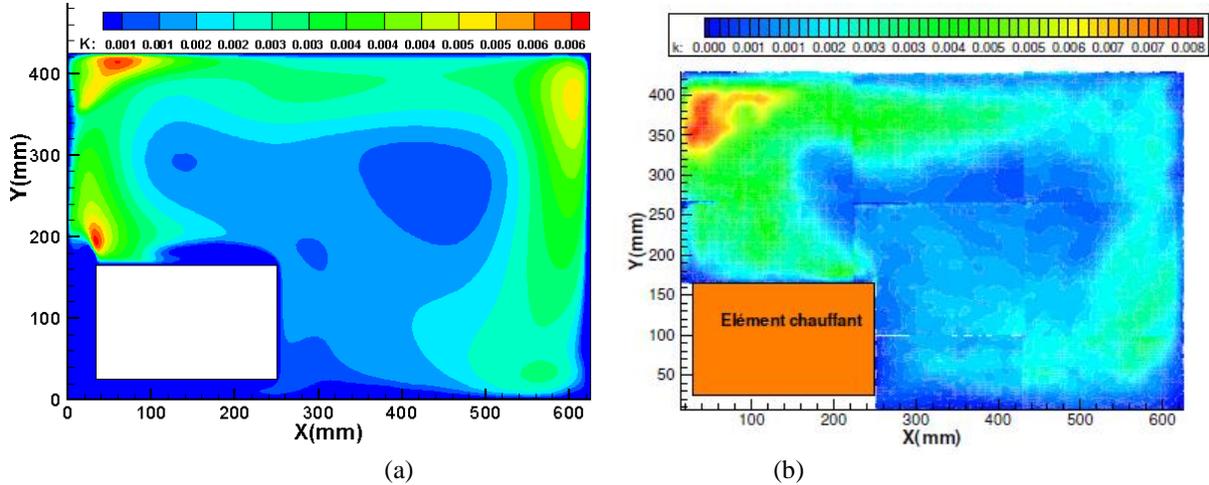


Figure 8 : Energie cinétique turbulente (a) numérique (b) expérimental

Tableau 1 : Bilans de flux de chaleur sur chaque paroi de la cavité

Cavité		Gauche	Droite	Haut	Bas	Barreau
Bilan [W]	Expérimentale	5.8	-3.1	-51.2	-26.1	74.6
	Numérique	0	0	-47.40	-25.93	74.37

Tableau 2 : Mesures ponctuelles d'énergie cinétique turbulente (expérimentale et numérique)

X (mm)		250	200	150	100	80	80	100	150	200
Y (mm)		200	200	200	200	200	300	300	375	375
K (m ² /s ²)*10 ³	Expérimentale	1.4	2.4	2.5	3.2	2.6	3.5	3.4	3.8	3.9
	Numérique	1.2	1.4	1.76	2.63	3.21	1.32	1.32	2.06	2.33

4.1.7. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est défini par $Nu = \frac{\varphi_{convecté}}{\varphi_{conduit}}$ où $\varphi_{convecté}$ est la densité de flux de chaleur convecté à la paroi et $\varphi_{conduit}$ est la densité de flux de chaleur échangé en conduction pure pour un écart de température caractéristique dans une couche de fluide d'épaisseur caractéristique [21]. La densité de flux convecté peut s'exprimer sous la forme $\varphi_{cv} = -k\vec{\nabla}T \cdot \vec{n}$ et le flux conduit peut s'exprimer par $\varphi_{cd} = \frac{k}{d}(T_b - T_0)$. Le nombre de Nusselt local se met sous la forme : $Nu = -\frac{\partial T^*}{\partial n}_{paroi}$. Sur la figure, on remarque que le nombre de Nusselt est élevé sur les coins des surfaces du barreau, plus particulièrement aux coins du côté droit [c, d], cela est dû à la forte courbure des lignes de courant localement au niveau de ces deux coins. L'écoulement dans ces emplacements bénéficie d'une grande vitesse, par conséquent le transfert de chaleur est grand.

Le détachement du fluide remarqué sur la paroi haute du barreau provoque une couche qui empêche le transfert de chaleur du solide vers le fluide par conséquent un Nusselt faible sur cette partie. En valeur moyenne, le nombre de Nusselt sur la partie droite du barreau est la plus élevée, figure 9.

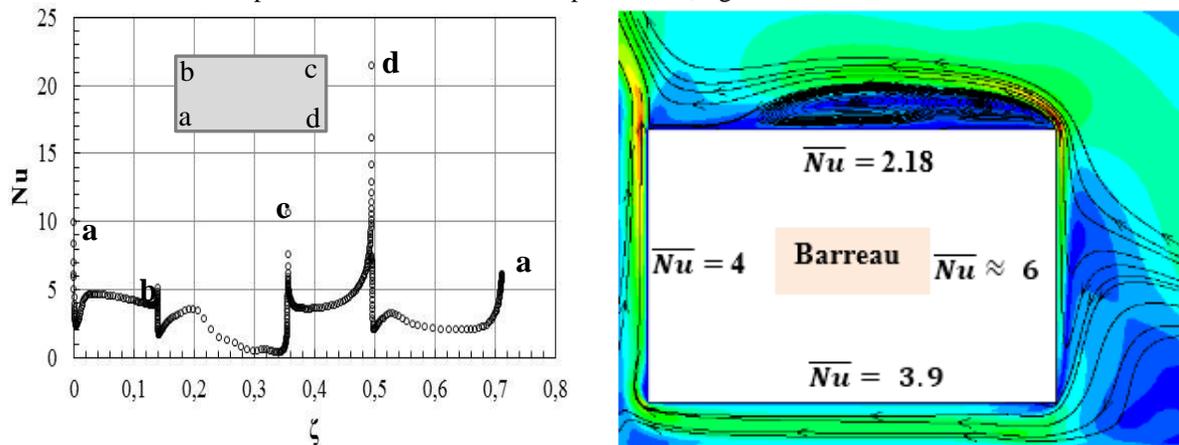


Figure 9 : Nombre de Nusselt local autour du barreau (convection naturelle turbulente $\Delta T=50^\circ\text{C}$)

4.2. Configuration en convection mixte

4.2.1. Validation du modèle de turbulence

A cause du manque des résultats expérimentaux dans cette étude et afin d'arriver à un choix de modèle de turbulence convenable à notre problème (écoulement mixte turbulent), on a fait une comparaison entre les trois modèles de turbulence k-ε qui sont proposés par le code de calcul « Fluent ». k-ε Standard, k-ε Realizable et k-ε - RNG. La visualisation des profils de vitesse et de température pour deux positions ($Y/H_0 = 0,6$ et $0,8$) est considérée comme le point de comparaison entre ces modèles de turbulence. La représentation des profils de vitesse et des températures pour les différents nombres de Richardson ($Ri=10, 1$ et $0,1$) sont montrées dans la figure 10 et 11.

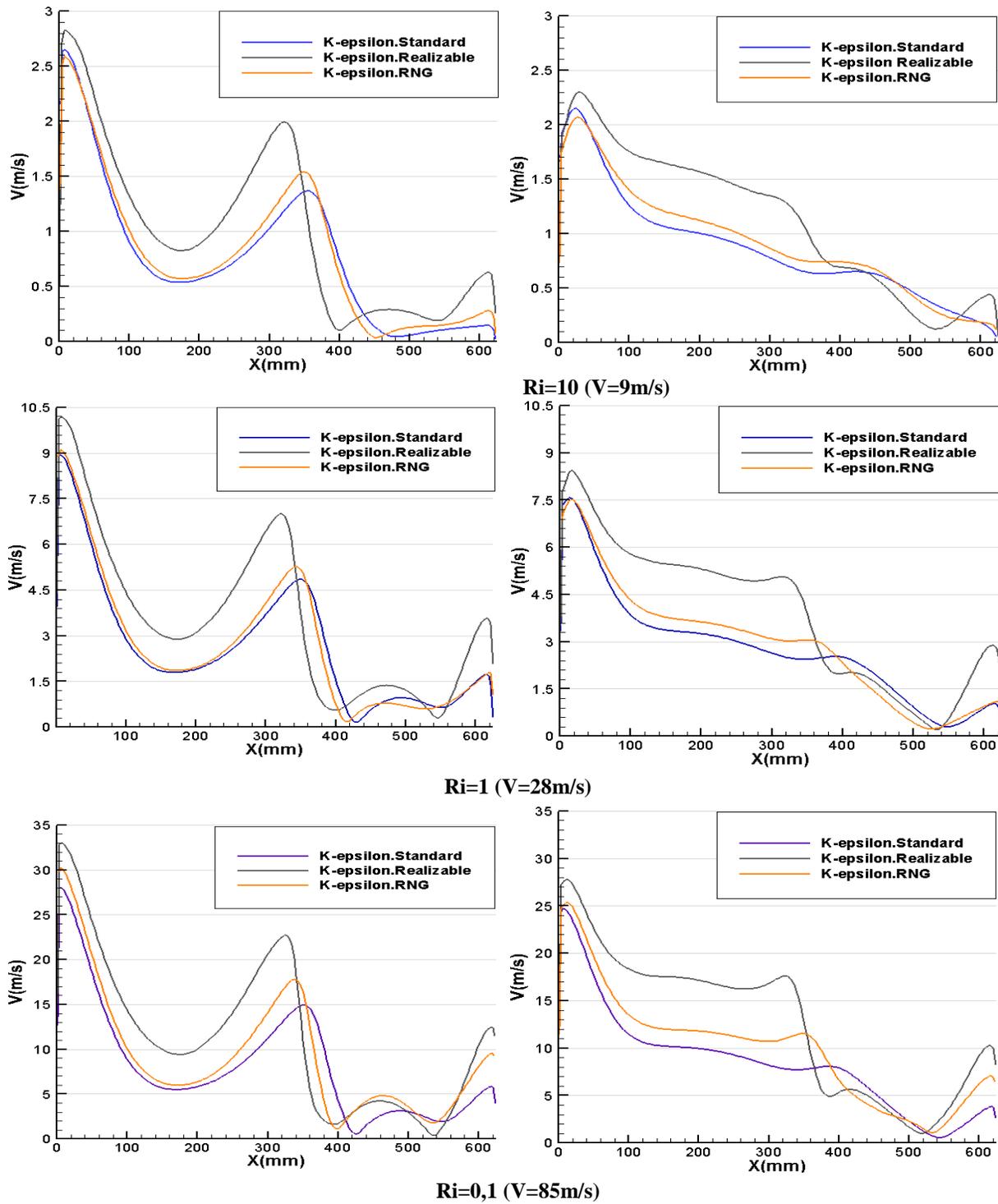


Figure 10 : Visualisation des profils de vitesses pour différents modèles de turbulence et pour chaque Ri (gauche : $Y/H_0=0.6$ et droite : $Y/H_0=0.8$)

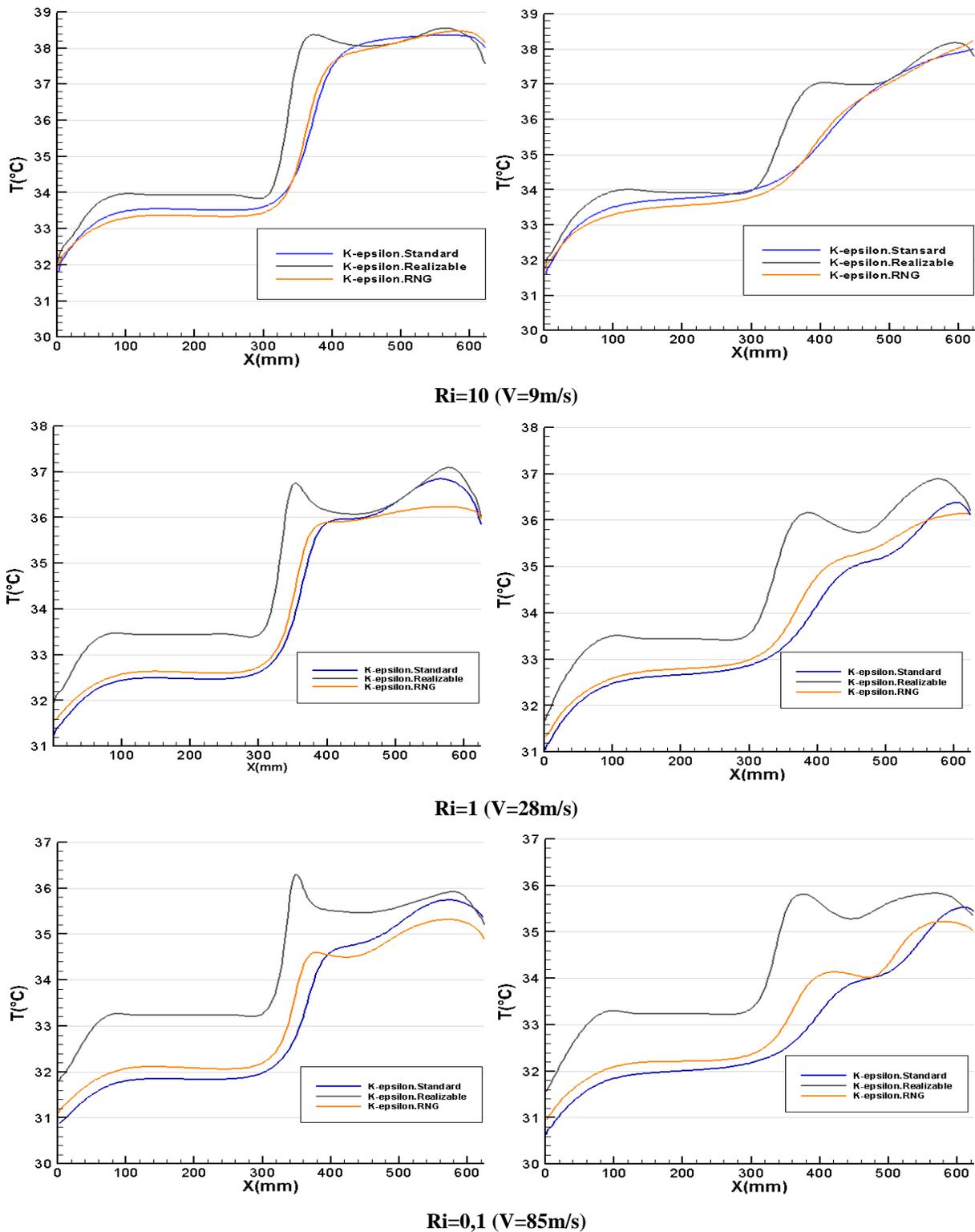


Figure 11 : Visualisation des profils de températures pour différents modèles de turbulence et pour chaque Ri (gauche : $Y/H_0=0.6$ et droite : $Y/H_0=0.8$)

Pour les trois types de la convection turbulente, les trois modèles de turbulence donnent des profils similaires soit pour les vitesses ou pour les températures, on voit clairement que les courbes ont la même allure. Le modèle k- ϵ Realizable surestime d'une manière remarquable les valeurs des propriétés de l'écoulement (vitesse et températures)

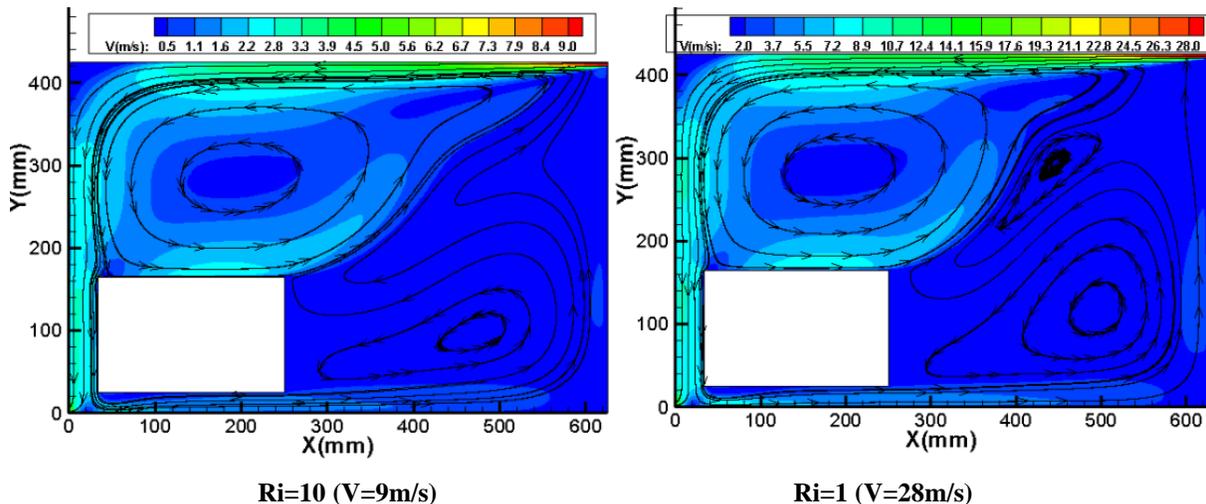
par rapport aux autres modèles $k-\varepsilon$ standard et $k-\varepsilon$ RNG, ce qui nous permet de le mettre à l'écart pour ce choix, les deux autres modèles ($k-\varepsilon$ standard et $k-\varepsilon$ RNG) ont des valeurs très proches. On remarque que pour la vitesse l'écart maximal est d'environ 12% quand Ri diminue. La même chose pour les valeurs de la température, l'écart entre les deux modèles est d'environ 3%. Ces deux modèles sont les plus utilisés pour les études des écoulements turbulents loin des parois et pour des vitesses assez importantes. Pour notre cas, on va choisir le modèle $k-\varepsilon$ RNG parce que c'est le modèle approprié aux écoulements dans les cavités ventilées ainsi qu'aux écoulements avec recirculation [22].

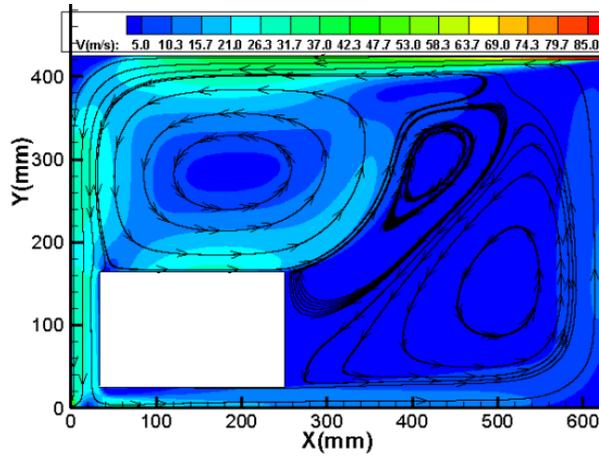
4.2.2. Structure dynamique de l'écoulement

Pour commencer l'étude dynamique, on visualise le champ des vitesses moyennes dans la cavité étudiée en traçant les lignes de courant sur les contours à l'aide du logiciel « Tecplot » pour les trois nombres Ri (10, 1, et 0.1) dans la figure 12. Le champ dynamique nous montre que l'écoulement comprend deux parties dans la cavité. La première partie représente l'écoulement localisé au-dessus de l'élément chauffant qui forme une zone de recirculation avec des vitesses assez élevées et la deuxième partie représente la zone en dehors de l'élément chauffant et qui forme une zone de recirculation de faibles vitesses. L'écoulement est bicellulaire pour la vitesse d'entrée $U_{j1}=9\text{m/s}$, l'apparition d'une 3^{ème} cellule est visualisée dans les lignes de courant quand la vitesse d'entrée augmente et qui se développe pour le dernier cas ($U_{j3}=85\text{m/s}$). Le jet d'air entrant est aperçu par le panache formé le long de la paroi supérieure de la cavité pour ensuite descendre vers le bas à cause du contact avec la paroi adiabatique gauche. Une partie du panache observé continue à descendre dans le canal formé entre l'élément chauffant et la paroi gauche de la cavité pour atteindre l'ouverture de l'évacuation d'air de la cavité. La deuxième partie du panache se recolle et longe la paroi supérieure de l'élément chauffant. On voit que le décollement du panache de cette paroi est dévié vers le coin supérieur droit de la cavité (vers l'entrée du jet) pour ensuite refaire le circuit, ce qui nous montre l'influence des vitesses verticales formées par l'échauffement de l'air près de la paroi verticale droite de l'élément (convection naturelle) sur les vitesses horizontales importantes, qui dominent l'écoulement sur la paroi supérieure du barreau qui sont causées par les vitesses du jet à l'origine (convection forcée). L'écoulement descendant la zone entre l'élément et la paroi gauche de la cavité se sépare ainsi en deux parties, une qui sort par l'ouverture d'évacuation, et l'autre partie longe la paroi inférieure de la cavité pour ensuite monter la paroi verticale droite ce qui explique l'apparition du panache dans ces zones où il devient plus apparent en augmentant la vitesse d'entrée.

4.2.3. Champs thermique

Les champs thermiques obtenus pour les différentes vitesses d'entrée du jet sont visualisés dans la Figure 13. L'introduction du jet entraîne une répartition de la chaleur à l'intérieur de la cavité, l'air chaud dû à la source chaude est entraîné vers la partie droite de la cavité, la diminution de la température dans cette partie est observée quand les vitesses d'entrée du jet augmentent (les deux cas du $Ri=1$ et $Ri=0.1$), quant à la partie la plus froide de la cavité est localisée dans la zone au-dessus de l'élément chauffant, donc globalement l'écoulement le plus froid est l'écoulement le mieux ventilé.



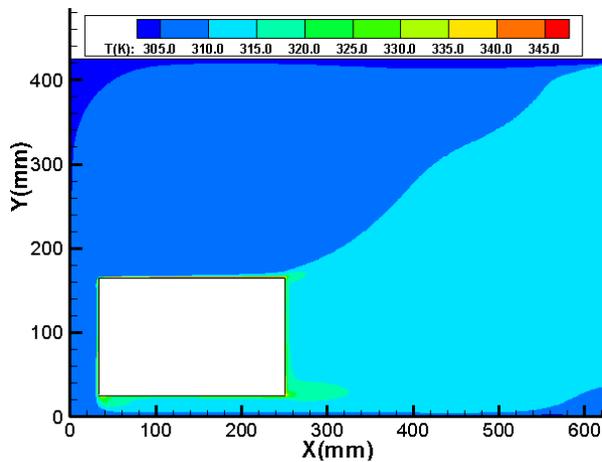


Ri=0,1 (V=85m/s)

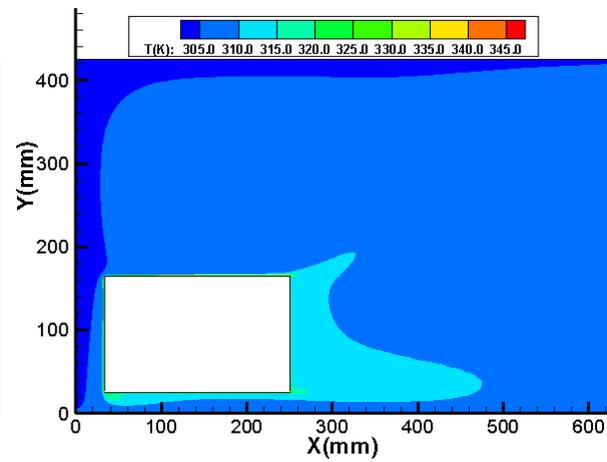
Figure 12 : Champs dynamiques dans la cavité ventilée pour différents nombres de Richardson (Modèle k-ε RNG).

4.2.4. Nombre de Nusselt

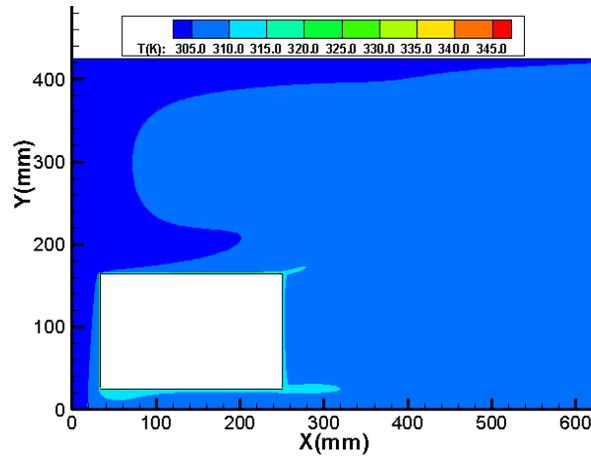
Le processus de refroidissement est d'un intérêt essentiel et primordial, par conséquent le but principal de cette étude est le refroidissement du barreau et le rafraichissement de la cavité. Pour avoir un transfert de chaleur élevé du barreau vers le fluide et par conséquent un Nusselt local maximal, on a introduit le jet d'air à température ambiante et à des vitesses différentes. D'après la figure 14, on remarque que, les nombres de Nusselt locaux le long des différentes faces du barreau présentent des profils similaires quelles que soit la valeur de la vitesse du jet. On remarque aussi que le Nombre de Nusselt sur les faces du barreau augmente considérablement lorsque U_j augmente (Ri diminue). Cette augmentation est principalement observée sur la face haute [bc] et droite [cd] du barreau. Cela est dû principalement à la disparition de la zone de recirculation ce qui entraîne l'augmentation sensible du nombre de Nusselt local dans cette région. Quantitativement, l'augmentation de la vitesse du jet de 9 m/s à 28 m/s améliore le nombre de Nusselt moyen d'environ 50% sur la face [ab], 60% sur la face [bc], 60% sur la face [cd] et 70% sur la face [da]. La même chose lorsque on augmente la vitesse jusqu'à 85 m/s. Figure 15.



Ri=10(V=9m/s)



Ri=1(V=28m/s)



$Ri=0,1(V=85m/s)$

Figure 13 : Représente les champs thermiques des différentes vitesses d'entrée du jet dans la cavité.

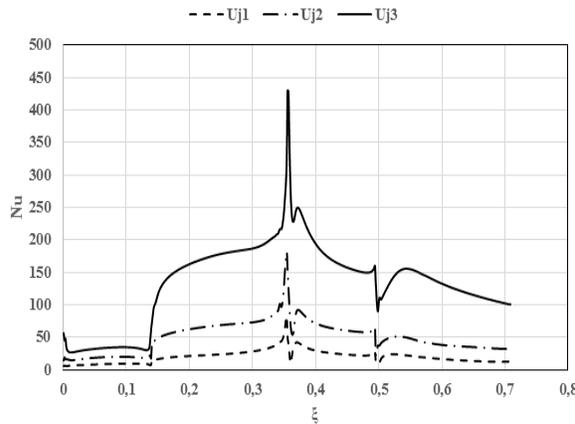


Figure 14 : Nombre de Nusselt local autour du barreau du barreau (Convection mixte turbulente, différents Ri)

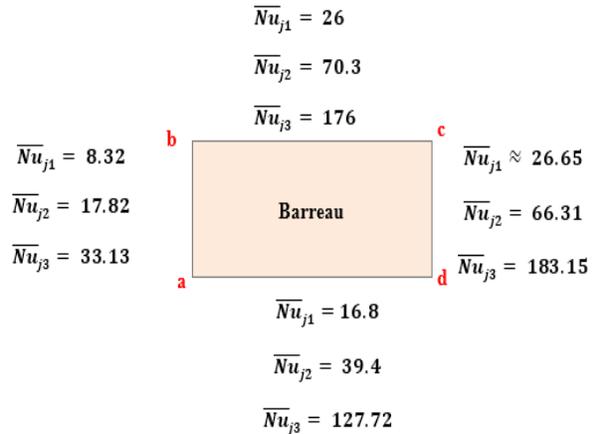


Figure 15 : Nusselt moyen pour chaque face

5. Comparaison entre la convection naturelle et la convection mixte

Afin de conclure l'effet du jet (cavité ventilée) sur le barreau chauffant, on entame une comparaison des deux derniers cas étudiés en visualisant les champs de vitesse, les profils des températures et des vitesses pour les positions adimensionnelles $Y/H_0 = 0.6$, et 0.8 , ainsi que les nombres de Nusselt autour de l'élément chauffant.

5.1. Comparaison de la structure de l'écoulement

La figure 16 montre la comparaison entre les champs dynamiques et les lignes de courants visualisés sur l'écoulement de la convection naturelle (CN) et celui de la convection mixte (CM) pour ces différents nombres de Richardson. Cette comparaison nous révèle l'influence des différentes vitesses du jet d'air entrant sur la structure de l'écoulement de la cavité confinée, ou ce jet réussit à briser l'écoulement monocellulaire du cas de la convection naturelle en un écoulement multicellulaire pour l'autre cas de convection mixte à des vitesses élevée au-dessus du barreau chauffant, dont il est le but principal de cette étude.

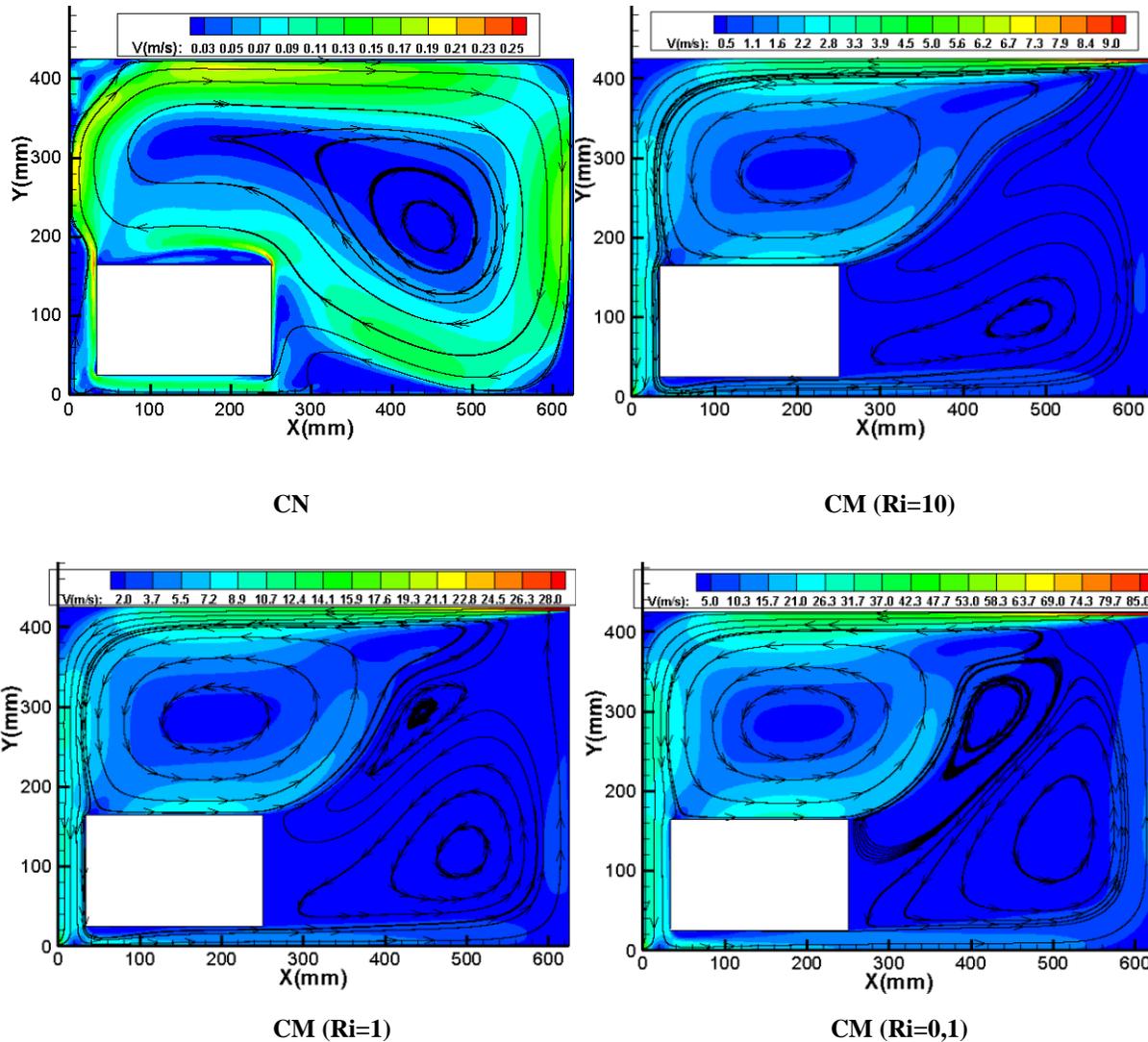


Figure 16 : Comparaison des champs dynamiques et les lignes de courant entre la convection naturelle(CN) et la convection forcé (CM).

6. Conclusion

L'étude que nous avons menée a permis la prévention des phénomènes physiques agissant dans les cavités fermées et ventilées. L'écoulement de la convection mixte turbulente a été approuvé à la base d'une étude du choix du modèle de turbulence. Premièrement, nous avons mené une étude comparative entre trois modèles de turbulence (k-ε standard, k-ε RNG et k-ε Realizable) afin de choisir le modèle le plus approprié à notre cas. En se basant sur la littérature et notre étude, le modèle k-ε RNG est trouvé le mieux adapté aux écoulements turbulents avec recirculation dans les cavités ventilées. Les résultats sont trouvés satisfaisants pour le refroidissement du barreau chauffant source de chaleur et le rafraichissement de la cavité en comparant les écoulements en convection naturelle et mixte.

Nomenclature

H_0 hauteur de la cavité, m

Nu nombre de Nusselt

$U_{j1,2,3}$ vitesse du jet, m/s

V vitesse moyenne de l'écoulement, m/s

Gr nombre de Grashof

Re Nombre de Reynolds

Ri Nombre de Richardson

Symboles grecs

ζ longueur curviligne autour du barreau, m

Abréviation

Références

- [1] R. Cheesewright, J. R. King and S. Ziai, *Experimental data for the validation of computer codes for the prediction of two-dimensional buoyant cavity flows*, ASME Winter Annual Meeting, Hemisphere HTD 60, 75-81, 1986.
- [2] L. Davidson, *Second-order corrections of the $k-\epsilon$ model to account for non-isotropic effects due to buoyancy*, International Journal of Heat Mass Transfer 33: No=12, 2599-2608, 1990.
- [3] Y. S. Tian and T. G. Karayiannis, *Low turbulence natural convection in an air filled square cavity. Part I: The thermal and fluid flow fields*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43: 849-866, 2000.
- [4] P. L. Betts and I. H. Bokhari, *Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity*, International Journal of Heat and Fluid Flow 21: 675-683, 2000.
- [5] Peng, S.H. 1998, *Modelling of turbulent flow and Heat Transfer for Building Ventilation*, Ph. D Thesis, Chalmers University of Technology, Sweden.
- [6] Chen, Q, and Jiang, Z., 1992, *Significant question in predicting room air motion*, ASHRAE Transactions, vol. 98, pp. 929-939.
- [7] Murakami, S., Kato, S., Kobayashi, H. and Henyu, F., 1995, *Current status of CFD application to air-conditioning engineering*, Pan Pacific Symposium on building and Urban Environmental Conditioning in Asia, Nagoya, Japan, March 1995.
- [8] Chen, Q., 1988, *Indoor Airflow, Air Quality and Energy Consumption of Buildings*, Ph. D Thesis, Delft University of Technology, Netherlands.
- [9] Toulouse M.L, 2004, *Analyse et caractérisation de la convection naturelle et de la convection mixte dans des enceintes confines*. Thèse de Doctorat. Ecole nationale supérieure de l'aéronautique et de l'espace.
- [10] B.E. Launder, D.B. Spalding, *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press, London, 1972.
- [11] V. Yakhot, S.A. Orszag, *Renormalization group analysis of turbulence I. Basic theory* J. Sci. Comput. 1986, vol 1, pp 1-51.
- [12] Shih, T. H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z, and Zhu, J., 1995, *New $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows*, Computers and Fluids, vol. 24(3), pp. 227-238.
- [13] W.P. Jones, B.E. Launder, *The calculation of low-Reynolds number phenomena with a two equation model of turbulence*, Int. J. Heat Mass Tran., 16 (1973) 1119-1130.
- [14] B. E. Launder, B. I. Sharma, *Application of the Energy-Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc*, Letters in Heat and Mass Transfer, 1 (1974) 131-138.
- [15] C. K. G. Lam, K. Bremhorst, *A Modified Form of the $k-\epsilon$ Model for Predicting Wall Turbulence*, Journal of Fluids Engineering, 103 (1981) 456-460.
- [16] Z. Yang, T. H. Shih, *New Time Scale Based $k-\epsilon$ Model for Near-Wall Turbulence*, American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 31 (1993)1191-1198.
- [17] R. Abid, *Evaluation of two-equation turbulence models for predicting transitional flows*, Int. J. Eng. Sci., 31 (1993) 831-840.
- [18] K. Abe, T. Kondoh, Y. Nagano, *A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows - I. Flow field calculations*, Int. J. Heat Mass Tran. 37 (1994) 139-151.
- [19] K. C. Chang, W. D. Hsieh, C. S. Chen, *A Modified Low-Reynolds-Number Turbulence Model Applicable to Recirculation Flow in Pipe Expansion*, J. Fluids Eng., 117 (1995) 417-423.
- [20] J. Bredberg, *On two-equation eddy-viscosity models*. Department of thermos fluid dynamics. Chalmers university of technology, Göteborg, Sweden, 2001.
- [21] F. Djanna, 2011, *Convection naturelle turbulente a grands nombres de Rayleigh : Caractérisation expérimentale des écoulements et des transferts thermiques, étude numérique du couplage convection-rayonnement*. Thèse de Doctorat. Institut Pprime, ENSMA Poitiers.
- [22] X. Wang, 2009, *Prédiction et analyse numérique d'écoulements turbulents avec transfert thermique dans des cavités ventilées à l'aide d'un modèle à relaxation elliptique*. Thèse de Doctorat. Université de Lille 1.