

Etude numérique de l'écoulement de la convection mixte turbulente dans un canal vertical muni de blocs chauffés (Comparaison entre deux modèles de turbulence)

Y. Harnane^{1*} et R. Bessaih²

¹ Département de Génie Mécanique, Université Larbi Ben M'Hidi, Oum El Bouaghi, Algérie

² Département de Génie Mécanique, Université des Frères Mentouri, Constantine, Algérie

Résumé - Une analyse numérique du refroidissement par convection mixte turbulente de l'air des blocs chauffés dans un canal vertical est considérée dans cette étude. Deux modèles de turbulences sont utilisés afin de caractériser l'écoulement turbulent, le modèle standard semi empirique $k - \varepsilon$ et le modèle RSM. Le fluide est newtonien, incompressible, le régime est stationnaire et purement turbulent. Le nombre de Reynolds est pris constant $Re_H = 5 \times 10^3$ et Grashof est $2.5 \times 10^7 \leq Gr_H \leq 5 \times 10^8$. La géométrie est bidimensionnelle, les blocs sont identiques et sont source de chaleur, montés sur un seul côté du canal. Les parois du canal sont rigides, immobiles et adiabatiques. A l'entrée, l'écoulement est purement turbulent et est fonction de l'intensité de turbulence et à la sortie du canal, l'écoulement est turbulent établi. Le tenseur d'effort de Reynolds est calculé selon l'hypothèse de Boussinesq. Le nombre de Prandtl turbulent est $Pr_t = 0.85$. L'approche numérique est basée sur la technique des volumes finis utilisée pour convertir les équations régissant aux équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Le code Fluent est appliqué pour intégrer ces équations sur chaque volume de contrôle. L'algorithme Simple est utilisé pour la discrétisation des termes couplés de la pression - vitesse. Une description détaillée de l'écoulement autour des blocs a été présentée. Pour chaque modèle, la distribution détaillée du nombre de Nusselt local pour les différentes valeurs de Gr/Re^2 démontre une tendance semblable, avec une intensification du transfert de chaleur lorsque le rapport Gr/Re^2 augmente. Par contre, différentes tendances de la distribution de Nusselt est observée en utilisant les deux modèles.

Abstract - A numerical investigation of mixed turbulent convective cooling of heated blocks mounted upon vertical channel wall is presented. Two models of turbulence are used to characterize the turbulent flow, standard semi empirical $k - \varepsilon$ model and the RSM model. The fluid is Newtonian, incompressible, the regime is purely turbulent. The Reynolds number is taken constant $Re_H = 5 \times 10^3$ and Grashoff is $2.5 \times 10^7 \leq Gr_H \leq 5 \times 10^8$. The geometry is bi-dimensional, the blocks are identical and are source of heat. In the entrance the flow is purely turbulent and is a function of the intensity of turbulence and at the exit of the channel the flow is turbulent established. The tensor of effort of Reynolds is calculated according to the hypothesis of Boussinesq. The number of turbulent Prandtl is $Pr_t = 0.85$. The code of Fluent is applied to integrate the modeling equations on every volume of control. The Simple algorithm is used for the discretisation of the terms coupled by the velocity-pressure. A detailed description of the flow around the blocks was presented. For every model the detailed distribution of local Nusselt number for the various values of Gr/Re^2 demonstrates a similar tendency, with an intensification of the transfer of heat when Gr/Re^2 increases. On the other hand various tendencies of the distribution of the number of Nusselt are observed by using both models.

Mots clés: Convection mixte - Modèles de turbulence – Modélisation.

* harnane_y@yahoo.fr _ bessaih.rachid@gmail.com

1. INTRODUCTION

Le transfert de chaleur par convection des blocs à sources de chaleur à flux forcé est largement rencontré dans les applications d'ingénierie comme dans le refroidissement des systèmes électroniques, collecteurs solaires, les fours et les équipements de traitement chimique. Les équipements électroniques sont devenus une partie intégrante de presque toutes les étapes de la vie moderne. L'objectif principal du système de contrôle thermique d'un composant électronique est de maintenir une température relativement constante, qui devrait être inférieure à la température de service maximale spécifiée par le fabricant. Comme le flux de chaleur des composants augmente, les vitesses du fluide doivent être augmentées en conséquence de maintenir la température dans les limites prescrites. Lorsque le flux de chaleur devient très élevé, en raison de la miniaturisation des composants électroniques, les valeurs du nombre de Rayleigh et de Reynolds doivent franchir la limite laminaire.

Au fil des ans, beaucoup de chercheurs ont contribué par leurs efforts pour étudier les caractéristiques des écoulements à flux convectif forcé sur les blocs à sources de chaleur. Les études sur la convection turbulente mixte ou forcée de transfert de chaleur sont de plus en plus pertinentes.

D.D. Luo, C.W. Leung, T.L. Chan et W.O. Wong [1] ont utilisé les deux modèles de turbulence, $k - \epsilon$ et RSM afin de prédire la convection forcée d'un écoulement turbulent entre deux plaques planes horizontales dont celle inférieure est munie d'un ensemble de blocs rectangulaires.

H.W. Wu et S.W. Perng [3] ont présenté une simulation numérique de la convection mixte turbulente dans un canal rectangulaire muni des blocs électroniques chauffés, avec et sans turbulateur. Le modèle de turbulence utilisé est le LET et a pour but principal, la mise en valeur des performances du transfert thermique à l'intérieur de ce type de canaux. Les études numériques sur la convection dans un canal ont été menées premièrement pour le régime laminaire, H.W. Wu et S.W. Perng [4] ont présenté une analyse numérique des caractéristiques de l'écoulement laminaire de la convection mixte dans un canal vertical muni de blocs chauffés.

T.J. Young et K. Vafai [5] ont mené une étude numérique paramétrique détaillée de la convection forcée laminaire dans un canal horizontal muni d'un ensemble d'obstacles chauffés.

Y.L. Tsay et J.C. Cheng [6] ont présenté une étude numérique sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement de la convection forcée laminaire dans un canal contenant plusieurs panneaux courts montés avec des blocs générateurs de chaleur. L'utilisation des logiciels de calcul devient très répandu.

C.K. Lee et S.A.A. Moneim [7] ont utilisé un modèle CFD pour étudier le transfert de chaleur et le comportement de l'écoulement turbulent sur une surface horizontale à deux nervures.

D.D. Luo, C.W. Leung, T.L. Chan et W.O. Wong [8] ont traité un autre problème à trois dimensions de la turbulence dans un canal triangulaire équilatéral à surface interne nervurée par deux approches à deux dimensions.

R.N. Mathews et C. Balaji [9] ont utilisé un CFD nommé ACFD pour simuler la convection turbulente mixte conjuguée dans un canal vertical et ont trouvé que la température maximale des composants électroniques peut être réduite d'une façon significative par l'augmentation de la conductivité thermique effective des PCBs.

Expérimentalement, H. Bhowmik, C.P. Tso et K.W. Tou [10] ont mené une étude détaillée qui analyse les trois modes de convection naturelle, mixte et forcée dans un

canal vertical rectangulaire muni d'une rangée de blocs chauffés, refroidis par l'eau. L'objectif de la présente étude est d'analyser le transfert de chaleur par convection mixte turbulente dans un canal vertical muni des blocs électroniques sources de chaleur.

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE

La géométrie est bidimensionnelle, la longueur du canal est $L = 25 \text{ cm}$, sa largeur est $H = 2.5 \text{ cm}$, chaque bloc a un côté, $w = 1 \text{ cm}$ et la distance entre deux blocs successifs $h = w = 1 \text{ cm}$, (Fig.1). Le diamètre hydraulique est $D_H = 2H$ et la distance entre le dernier bloc et la sortie du canal est suffisante pour éviter son effet. Le fluide est newtonien, incompressible, le régime est stationnaire et purement turbulent.

2.1 Equations de transport

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

$$\frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j t} \right) \quad (3)$$

2.2 Méthodes et approche

Dans les équations régissant ci-dessus, les deux variables inconnues, les efforts de cisaillement turbulents $(-\rho \overline{u_i u_j})$ et les flux turbulents de la chaleur $(-\rho \overline{u_j t})$, sont exigées pour être modélées. Dans la présente étude, deux modèles de turbulence ont été employés. Un modèle standard semi empirique $k - \varepsilon$ et le modèle RSM. Le modèle standard $k - \varepsilon$ est un modèle semi empirique basé sur la modélisation des équations de transport pour l'énergie cinétique de turbulence k et son taux de dissipation (ε) .

L'équation de transport pour k est dérivée de l'équation exacte, alors que l'équation de transport pour ε est obtenue en utilisant le raisonnement physique [1]. Dans la dérivation du modèle de $k - \varepsilon$, on a supposé que l'écoulement est entièrement turbulent et les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables. Le modèle standard $k - \varepsilon$ est donc valide seulement pour des écoulements entièrement turbulents. Le tenseur d'effort de Reynolds est calculé selon l'hypothèse de Boussinesq et la viscosité dynamique est remplacée par une viscosité efficace ($\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$ avec $\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot k^2 / \varepsilon$ et C_μ est constante).

$C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent, $Pr_t = 0.85$ en raison de sa simplicité et ses propriétés performantes [2], il a été choisi dans la présente étude. Le modèle (Reynolds Stress Model) RSM adopté dans cette étude nécessite le calcul individuel des tenseurs de Reynolds $(\overline{u_i u_j})$ utilisant les équations différentielles de transport. Ces tenseurs sont ensuite utilisés pour

obtenir la clôture de l'équation moyenne de Reynolds (Eq. 2). Le terme turbulent de flux $-\overline{u_j t}$ modelé en utilisant le modèle simple généralement appliqué de diffusivité de turbulence.

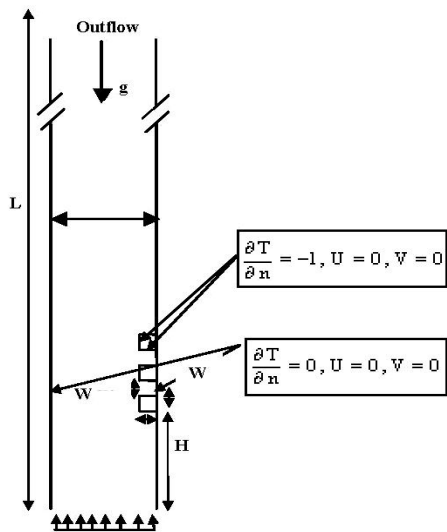


Fig. 1: Géométrie considérée dans le calcul

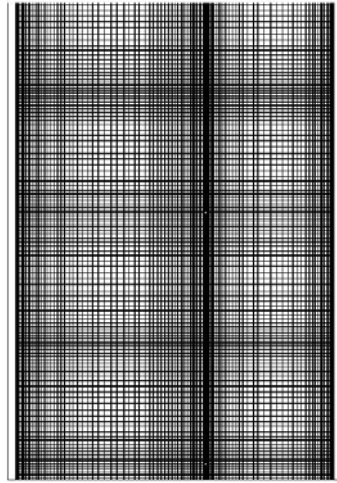


Fig. 2: Distribution du maillage

2.3 Conditions aux limites

Nous employons les conditions aux limites suivantes pour les calculs [3]. A l'entrée, $u = 0$, $v = V$ et $T = T_0$; à la sortie, un régime turbulent établi dans le modèle $k - \epsilon$ et une pression de sortie dans le modèle RSM; la condition de non glissement sur les parois $u = v = 0$, $\frac{\partial T}{\partial n} = -1$ le long des surfaces chauffées des blocs et $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ le long des autres surfaces adiabatiques.

La condition initiale est $u = 0$, $v = V$ et $T = T_0$ dans le domaine de calcul et des conditions initiales de turbulences sont imposées; l'intensité de la turbulence à l'entrée est proportionnelle au nombre de Reynolds $I = 0.16 (\text{Re}_H)^{-1/8}$, [2].

2.4 Techniques et solution

Dans cette étude, une technique basée sur les volumes finis est utilisée pour convertir les équations régissant aux équations algébriques qui peuvent être résolus numériquement. Le code Fluent est appliqué pour intégrer ces équations sur chaque volume de contrôle. L'algorithme Simple est utilisé pour la discrétisation des termes couplés de la pression – vitesse.

L'approche segregated – solution – method a été choisi et le schéma upwind au second ordre est adopté à un maillage structuré [5] suffisamment fin de 100×750 , 100×800 et 120×800 , (Fig. 2). Afin de confirmer l'effet négligeable du maillage, on a mené plusieurs essais en augmentant successivement la densité de maille jusqu'à ce qu'une amélioration davantage a montré une différence entre les résultats consécutive moins de 1 %.

3. RESULTATS ET DISCUSSION

3.1 Influence de la flottabilité

L'effet principal de la flottabilité est d'altérer les champs de vitesse et de température dans l'écoulement de la convection forcée, ce qui va altérer le nombre de Nusselt. Dans notre étude, on considère le cas de la convection mixte ascendante autour des blocs chauffés dans un canal vertical. Si une surface est chauffée alors sa température est plus grande que la température à l'entrée, la force résultante de la flottabilité facilite le mouvement de la convection, particulièrement dans la région près de la paroi, ce qui engendre un nombre de Nusselt plus élevé que celui mesuré pour la convection forcée au même nombre de Reynolds [3].

3.2 Distribution du nombre de Nusselt

Pour chaque modèle, la distribution détaillée du nombre de Nusselt local, pour les différentes valeurs de Gr/Re^2 , démontre une tendance semblable, avec une intensification du transfert de chaleur lorsque le rapport Gr/Re^2 augmente [1]. Par contre, différentes tendances de la distribution du nombre de Nusselt est observée en utilisant les deux modèles, (Fig. 3 et 4).

Pour le modèle $k - \epsilon$, on remarque un grand transfert de chaleur sur le premier bloc, ce transfert décroît sur les deux autres blocs en aval [6]. Une forte augmentation du nombre de Nusselt autour du coin inférieur de chaque bloc a été clairement prévue par les deux modèles. Elle a été induite par l'interaction entre l'écoulement de recirculation devant le bloc chauffé et l'écoulement principal ascendant [1, 3, 5].

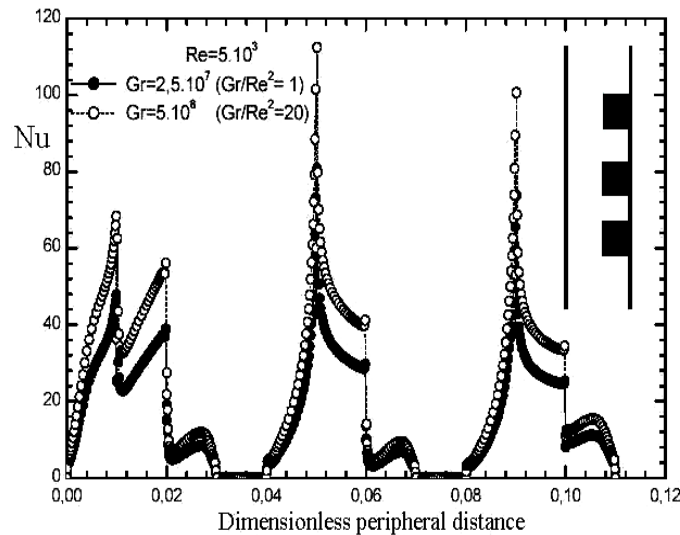


Fig. 3: Distribution du nombre de Nusselt le long des blocs chauffés - Modèle $k - \epsilon$

On observe aussi deux valeurs maximales autour de chaque bloc en utilisant les deux modèles: une est observée immédiatement devant le bloc et l'autre autour de son coin gauche supérieur. La valeur maximale du nombre de Nusselt pour un bloc donné se produit au coin avant, tandis que la valeur minimale se produit à la cannelure entre deux blocs.

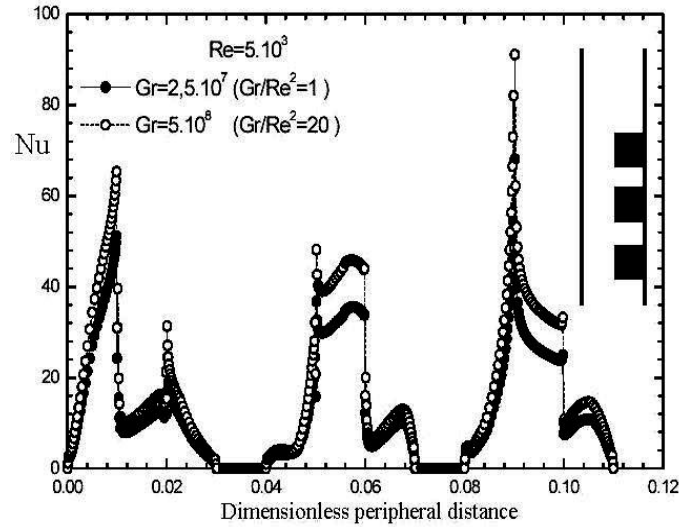


Fig. 4: Distribution du nombre de Nusselt le long des blocs chauffés - Modèle RSM

3.3 Effet du nombre de Reynolds

Pour augmenter le transfert de chaleur au niveau des blocs et par conséquent améliorer le refroidissement de ces blocs, on a augmenté la vitesse de l'écoulement à l'entrée du canal, ce qui a provoqué l'augmentation du nombre de Reynolds. Le nombre de Nusselt est trouvé fortement affecté par la variation du nombre de Reynolds pour les deux modèles de turbulence, (Fig. 5 et Fig. 6).

Sur chaque bloc, lorsque le nombre de Reynolds augmente, le nombre de Nusselt augmente et par conséquent l'écart de température entre la surface des blocs et le fluide diminue, ce qui engendre donc un bon refroidissement.

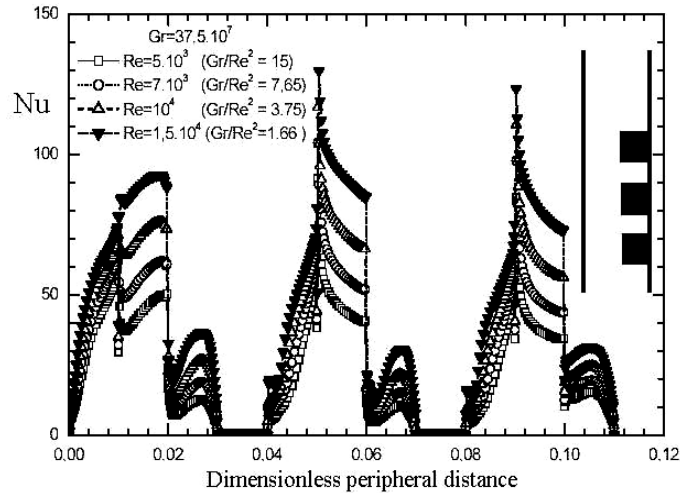


Fig. 5: Effet du nombre de Reynolds sur la distribution du nombre de Nusselt le long des blocs chauffés - Modèle $k - \epsilon$ - $Gr = 37,5 \times 10^7$

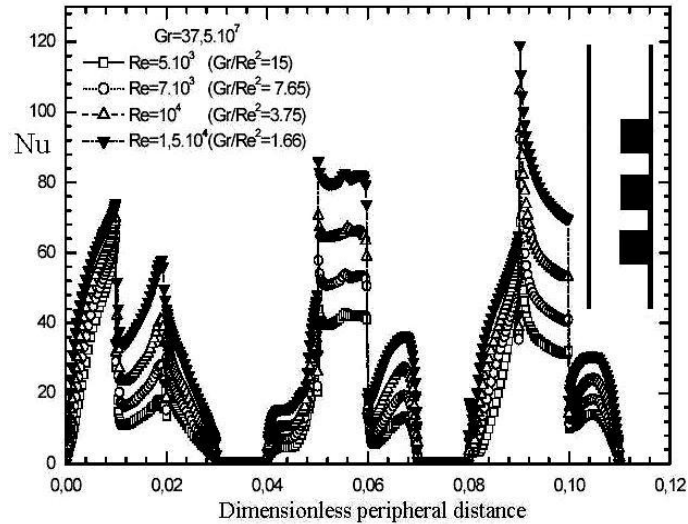


Fig. 6: Effet du nombre de Reynolds sur la distribution du nombre de Nusselt le long des blocs chauffés - Modèle RSM - $Gr=37.5 \times 10^7$

3.4 Lignes de courant

L'écoulement autour des blocs placés sur l'un des parois du canal vertical est très compliqué. Il est défini par une stagnation devant le premier bloc, une séparation au coin avant du même bloc, une recirculation dans la cannelure entre deux blocs et une zone de recirculation différente derrière le troisième bloc. Des zones de vortex ont été détectées par les deux modèles, cependant et à titre d'exemple, l'intensité des vortex prédits par le modèle RSM est plus forte et plus vigoureuse que celle du modèle $k - \epsilon$.

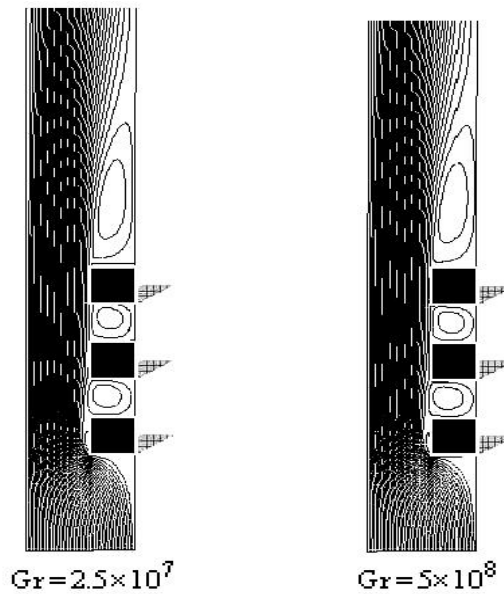


Fig. 7: Lignes de courant - Modèle $k - \epsilon$ - Maillage 120×800

L'élargissement brusque de la section transversale conduit à une chute de pression derrière chaque bloc, ce qui forme une zone de recirculation séparée de l'écoulement principal dans cette région.

Les deux modèles prévoient les caractéristiques semblables des lignes de courant. La courbure des lignes de courant devient très grande localement au coin avant d'un bloc donné, ces lignes de courant ont une vitesse élevée, ainsi le transfert thermique par convection est grand [3].

A cause de la séparation devant le premier bloc, il s'établit un petit vortex permanent autour de la paroi du canal, ce vortex devient plus petit et loin de la partie antérieure du premier bloc lorsque la valeur de Gr/Re^2 augmente, à titre d'exemple, on a représenté les courbes concernant le modèle $k - \varepsilon$ et RSM pour $Gr = 2.5 \times 10^7$ et $Gr = 5 \times 10^8$, (Fig. 7 et 8).

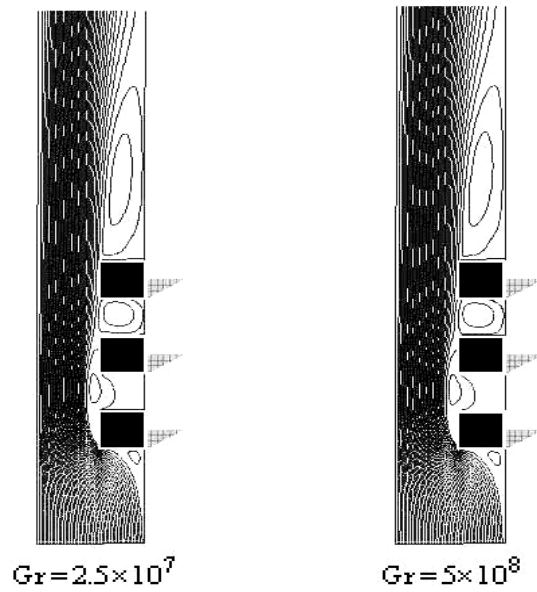


Fig. 8: Lignes de courant - Modèle RSM
- Maillage 120×800

4. CONCLUSION

En conclusion, une analyse des caractéristiques de l'écoulement de la convection mixte turbulente dans un canal vertical muni des blocs électroniques chauffés a été présentée en utilisant deux modèles de turbulence, $k - \varepsilon$ et le RSM.

Les deux modèles prévoient différentes tendances de la distribution du nombre de Nusselt et les lignes de courant sont plus vigoureuses dans le modèle RSM.

NOMENCLATURE

D_H : Diamètre hydraulique, [m]

H : Largeur du canal, [m]

L : Longueur du canal, [m]	w : Distance entre deux blocs, [m]
Nu : Nombre de Nusselt	Pr : Nombre de Prandtl
Re _H : Nombre de Reynolds, $Re_H = V.H / \nu$	Gr _H : Nombre de Grashof, $Gr_H = (g.\beta.q.H^4) / (k.v^2)$
T : Température du fluide, [K]	T ₀ : Température ambiante, [K]
U _i : Composante vitesse (direct.i), [m/s]	U _j : Composante vitesse (direct.j), [m/s]
$\overline{u_i u_j}$: Efforts de cisaillement turbulents, [m ² /s ²]	$\overline{u_j t}$: Flux turbulents de chaleur, [m/sK]
ε : Taux de dissipation turbulent, [m ² /s ²]	k : Energie cinétique turbulente, [m ² /s ²]
μ : Viscosité dynamique, [kg/ms]	μ _{eff} : Viscosité effective, [kg/ms]
μ _t : Viscosité effective, [kg/ms]	ρ : Masse volumique de l'ait, [kg/m ³]

REFERENCES

- [1] D.D. Luo, C.W. Leung, T.L. Chan and W.O. Wong, 'Flow and Forced-Convection Characteristics of Turbulent Flow Through Parallel Plates with Periodic Transverse Ribs', Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 48, pp. 43 - 58, 2005.
- [2] Document, Fluent 6.2, 'User's Manual to Fluent 6.2.', 2005.
- [3] H.W. Wu and S.W. Perng, 'Turbulent Flow and Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection over Heated Blocks in a Channel', International Journal for Numerical Methods in Heat and Fluid Flow, Vol. 15, N°2, pp. 205 - 225, 2005.
- [4] H.W. Wu and S.W. Perng, 'Heat Transfer Augmentation of Mixed Convection Through Vortex Shedding From an Inclined Plate in a Vertical Channel Containing Heated Blocks', Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 33, pp. 225 - 244, 1998.
- [5] T.J. Young and K. Vafai, 'Convective Cooling of Heated Obstacle in a Channel', International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 3131 - 3148, 1998.
- [6] Y.L. Tsay and J.C. Cheng, 'Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics for a Channel Containing Short Multi-Boards Mounted with Heat Generating Blocks', International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007.
- [7] C.K. Lee and S.A. Abdel-Moneim, 'Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface with Two-Dimensional Ribs', International Comm. Heat and Mass Transfer, Vol. 28, N°2, pp. 161-170, 2001
- [8] D.D. Luo, C.W. Leung, T.L. Chan and W.O. Wong, 'Simulation of Turbulent Flow And Forced Convection in a Triangular Duct with Internal Ribbed Surfaces', Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 48, pp. 447 - 459, 2005.
- [9] R.N. Mathews and C. Balaji, 'Numerical Simulation of Conjugate, Turbulent Mixed Convection Heat Transfer in Vertical Channel With Discrete Heat Sources', International Comm. Heat and Mass Transfer, Vol. 33, pp. 908 - 916, 2006.

- [10] H. Bhowmik, C.P. Tso and K.W. Tou, '*Analyses of Convection Heat Transfer from Discrete Heat Sources in a Vertical Rectangular Channel*', Journal Electrical Packaging, Vol. 127, pp. 215 - 222, 2005.