

Etude Numérique des Transferts de Chaleur par Convection Forcée dans un Canal en Présence d'Obstacles chauffés.

A. Korichi^{(1)*}, H. Cherifi⁽¹⁾, A Bouaziz⁽¹⁾ et L. Oufar⁽²⁾

⁽¹⁾Centre Universitaire de Médéa, quartier Ain d'heb, Médéa.

*Email: a_korichi@hotmail.com, Fax: 025 58 13 18

⁽²⁾Département de Génie des Procédés, USTHB, Alger.

Résumé:

Une étude numérique de la convection forcée laminaire dans un canal en présence d'obstacle est présentée dans cet article. Deux cas sont considérés, un seul obstacle et trois obstacles posés en tandem et uniformément espacés. Les calculs sont effectués pour le cas de l'air ($Pr=0.71$). Les champs dynamique et thermique sont obtenus pour trois valeurs du nombre de Reynolds (200, 800 et 1600) et différentes configurations géométriques des obstacles (dimensions et disposition des obstacles). Une analyse des lignes de courants, des profils de vitesses, de la température ainsi que du nombre de Nusselt est présentée afin de déterminer l'influence de chaque paramètre sur le transfert.

Abstract:

A numerical investigation of laminar forced convection in a channel with surfaces mounted is presented. In this study, two different cases are considered, one obstacle and an array of three obstacles uniformly spaced. Calculations are performed for the case of air ($Pr=0.71$). Dynamic and thermal fields are obtained for three values of Reynolds number (200, 800 and 1600) and for various geometrical configurations of the obstacles (dimensions and spacing). Analysis of flow fields and temperature, velocity profiles along with the Nusselt number is presented in order to determine the influence of each parameter on the heat transfer rate.

Mots clés:

Simulation numérique, Convection forcée, Obstacle, Composant électronique.

1. INTRODUCTION

Le refroidissement, par convection forcée laminaire, des obstacles simulants des composants électroniques montés sur une carte a été l'objet de nombreux travaux durant les dernières décennies [1-5]. Cet intérêt est motivé par l'accroissement rapide de la technologie des industries électroniques. Ces composants devenant de plus en plus compacts et puissants, cela a conduit à un dégagement de chaleur non négligeable rendant en même temps son évacuation plus difficile.

De nombreuses recherches expérimentale et théorique, traitant le sujet, sont reportées dans la littérature. Ortega et al. [6] ont étudié le transfert de chaleur conjugué lors d'un écoulement au dessus de blocs, Sultan [7] a étudié l'effet, sur le transfert thermique, de la présence de trous entre les obstacles.

Young and Vafai [8,9] ont analysé le transfert convectif pour un obstacle et un arrangement d'obstacles pour une gamme de Reynolds allant de 800 à 1300. Une étude portant sur le transfert de chaleur et la chute de pression dans un canal contenant des obstacles cubiques a été réalisée par Jurban et al. [10]. Ils se sont intéressés à l'effet de la forme des obstacles. Récemment, Wu and Perng [11] ont étudié l'effet sur le transfert thermique de l'installation d'une plaque au dessus d'un arrangement d'obstacles.

Ce travail est une contribution à l'étude du refroidissement des blocs chauffés montés sur la paroi inférieure d'un canal rectangulaire (transfert de chaleur conjugué: convection dans la phase fluide et conduction dans la phase solide). L'objectif est de quantifier numériquement le transfert de chaleur par convection forcée pour différentes vitesses d'écoulement et de d'analyser l'effet, sur le transfert thermique, de quelques paramètres géométriques, relatifs aux obstacles.

2. FORMULATION

Le système physique étudié est représenté sur la Fig. 1. Le transfert de chaleur conjugué: conduction dans le solide et convection dans la phase fluide, est régi par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. L'écoulement est supposé en deux dimensions (2D), incompressible et stationnaire. Le régime est laminaire et le fluide est supposé Newtonien.

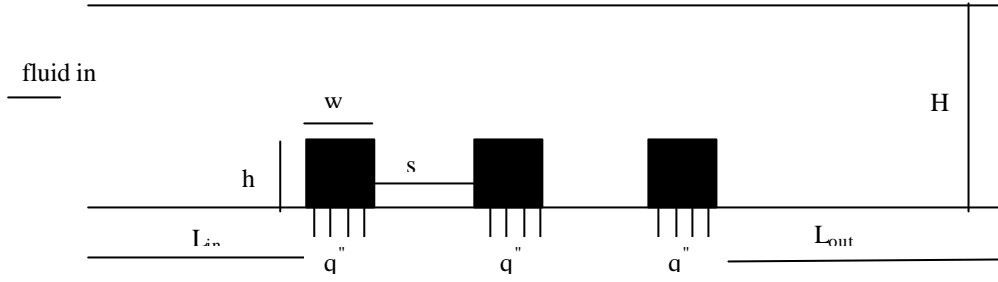


Fig. 1 : Schéma du système physique étudié

Les équations de conservations, après la mise sous forme adimensionnelle, s'écrivent sous la forme suivante:

Equation de continuité:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

Equation de mouvement

Selon OX:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{R_v}{R_e} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

Selon OY

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{R_v}{R_e} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (3)$$

Equation d'énergie

$$U \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial X} + V \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial Y} = \frac{R_v}{R_e \cdot R_c \cdot P_r} \left(\frac{\partial^2 \mathbf{q}}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \mathbf{q}}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

avec:

$$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, U = \frac{u}{u_0}, V = \frac{v}{u_0}, P = \frac{P}{\rho u_0^2}, \mathbf{q} = \frac{T - T_0}{qH / k_f}$$

$$L = \frac{l}{H}, L_e = \frac{l_e}{H}, W = \frac{w}{H}, L_s = \frac{l_s}{H}, H' = \frac{h}{H}$$

R_v : rapport des viscosités cinématique.

$$Re = \frac{\rho u_0 h}{\mu_f} \text{ nombre de Reynolds}$$

P_r : Nombre de Prandtl

R_k : rapport de conductivités thermiques ($R_k = k_s / k_f$)

R_c : Rapport de chaleurs massiques ($R_c = C_{P_s} / C_{P_f}$)

Conditions aux limites:

$$\text{A l'entrée du canal : } U = U_0(Y) = 6Y(1-Y), V=0, \theta = 0$$

$$\text{A la sortie du canal : } \frac{\partial U}{\partial X} = 0, V=0, \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial X} = 0$$

Les parois sont supposées isolées sauf à la base des obstacles où $\frac{\partial q}{\partial Y} = 1$

A l'interface fluide –solide : $k \frac{\partial q}{\partial Y} \Big|_f = k \frac{\partial q}{\partial Y} \Big|_s$ et $q_f = q_s$

3.RESOLUTION

Le système d'équations aux dérivés partielles Eq. (1-3) associé aux conditions aux limites est résolu numériquement par la méthode des volumes finis. L'algorithme SIMPLER proposé par Patankar [12] est utilisé pour la correction de la pression et de la vitesse. Un maillage non uniforme de 287×77 à 298×77 est utilisé en fonction du cas étudié, avec un raffinement dans les zones qui contiennent les blocs et près des parois, afin de capturer les forts gradients de température et de vitesse. Le traitement de l'interface solide-fluide, la méthode d'extension du domaine est appliquée [13,14]. Une grande valeur est attribuée à la viscosité dans l'équation de quantité de mouvement afin de simuler le solide. Les longueurs d'entrée et de sortie sont choisies suffisamment larges afin d'avoir un régime établi à l'entrée et des gradients de vitesses et température nuls à la sortie.

4.RESULTATS

Le calcul est effectué pour l'air ($Pr=0.71$). Deux cas sont considérés: 1) cas d'un seul obstacle et 2) cas de trois obstacles. Pour chaque cas, les calculs sont effectués pour trois valeurs du nombre de *Reynolds* 200, 800 et 1600. Différentes configurations géométriques ont été étudiées : pour la hauteur $h = 0.125, 0.25$ et 0.5 , pour la largeur $W=0.125, 0.25$ et 0.5 et pour l'espacement entre les obstacles (cas de 3 obstacles) $S=0.125, 0.25, 0.5$ sont testées. Le rapport des conductivités k_{solide}/k_{fluide} a été pris égale à 10.

Les lignes de courant ainsi que les profils des vitesses dans les trois zones sont obtenus pour chaque configuration étudiée. De même pour l'étude thermique, les isothermes, la température à la surface des obstacles ainsi que l'évolution du nombre de *Nusselt* sont obtenus pour chaque régime d'écoulement et pour chacune des configurations citées précédemment afin d'étudier l'influence du plus grand nombre de paramètres sur le transfert.

1) Cas d'un seul obstacle:

Les résultats dynamiques révèlent l'existence de trois zones (Fig.2). Dans la première zone se trouvant juste en amont du bloc, le fluide étant accéléré, arrive avec une vitesse U (de profil parabolique). A l'approche du bloc, les lignes de courant sont déviées. En se rapprochant de l'obstacle, les profils de vitesses sont de plus en plus affectés par ce dernier (Fig.3a).

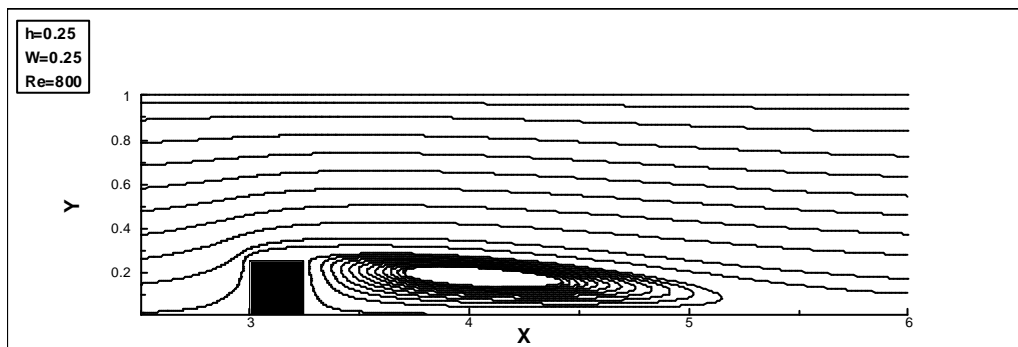


Fig. 2: Les lignes de courant, cas d'un seul obstacle.

Dans la deuxième zone qui se situe au dessus du bloc, l'air est accéléré par l'effet de réduction de la section de passage. Les profils de vitesses sont quasi-identiques dans cette zone (Fig. 3.b).

En fin la troisième zone se trouvant en aval du dernier bloc, est engendrée par l'effet de l'expansion de l'air sortant de la section formée par le bloc et la plaque supérieure. La chose la plus importante dans cette zone, est la formation d'une recirculation de l'écoulement dont l'étendue est proportionnelle au nombre de *Reynolds* (Fig. 4). Ces résultats sont en accord avec les travaux de Young and K. Vafai [7,8]. Ceci est illustré encore par le profil de vitesse dans cette zone où des valeurs négatives sont enregistrées (Fig.3.c).

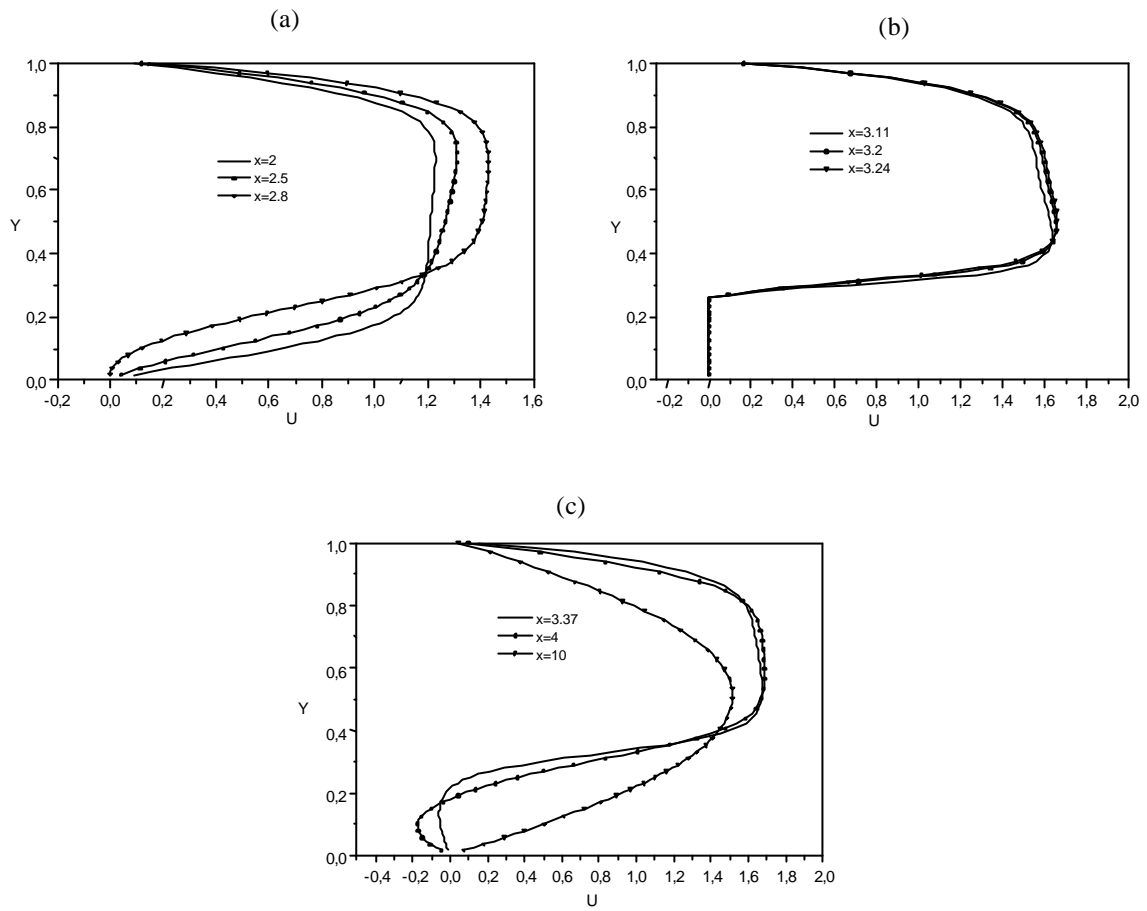


Fig. 3: Profil de vitesse longitudinal en différentes positions pour $Re=800$, $h=W=0.25$:
a) en amont de l'obstacle, b) au dessus de l'obstacle, c) en aval de l'obstacle.

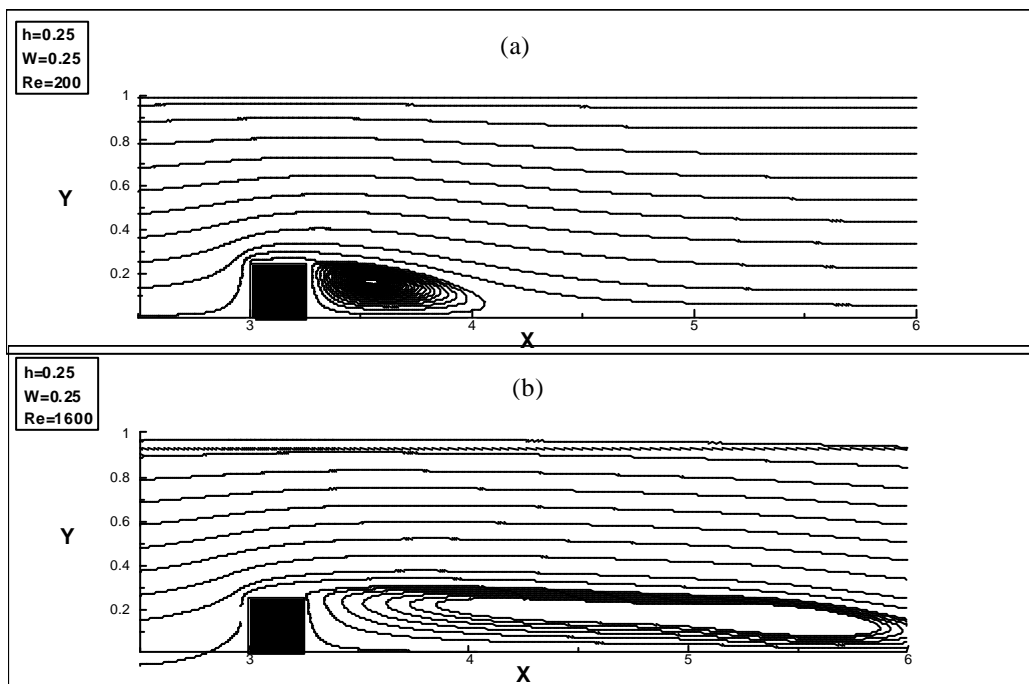


Fig. 4: Effet du nombre de Reynolds sur les lignes de courant :
a) $Re=800$, b) $Re=1600$

Cette dernière zone est fortement affectée par la hauteur de l'obstacle alors que l'on n'enregistre pas de forte variation pour les deux autres. La Fig. 5 représente les lignes de courants pour deux autres valeurs de la hauteur de l'obstacle ($h=0.125$ et 0.5).

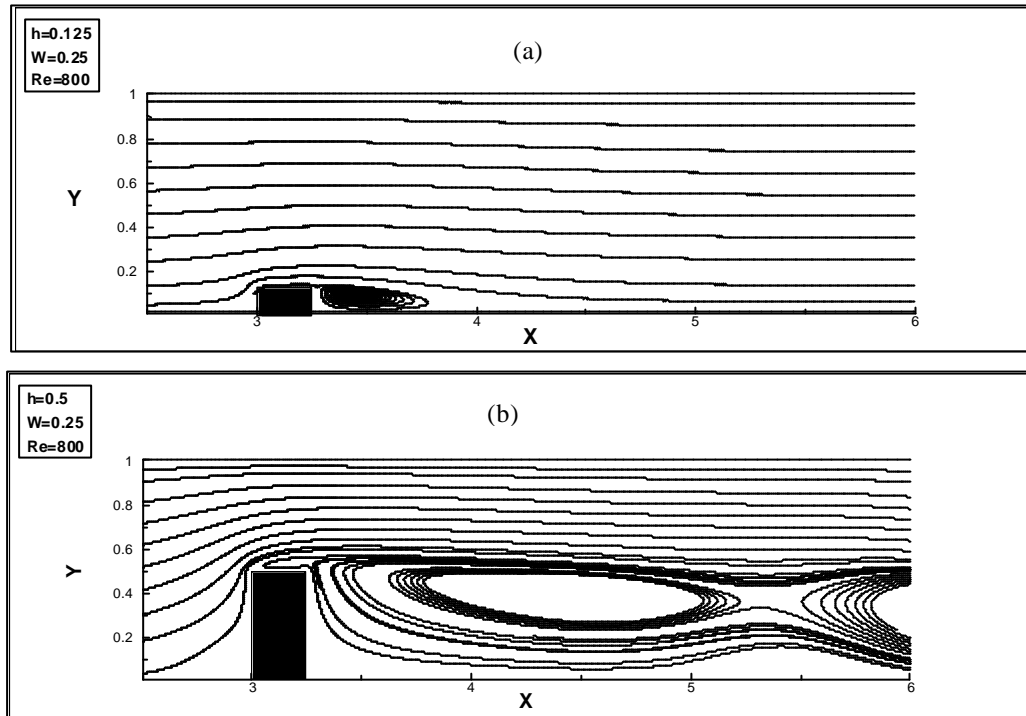


Fig. 5 : Effet de la hauteur de l'obstacle sur les lignes de courant.
a) $h=0.125$, b) $h=0.5$

Les isothermes pour trois valeurs du nombre de *Reynolds* ($Re=200$, 800 et 1600) et pour $h=W=0.25$ sont représentées sur la Fig. 6. D'après cette figure, la face verticale gauche est toujours mieux refroidie que la face verticale droite se qui semble évident du moment que la première est la cible directe de l'air frais. Cette observation est encore confirmée par le profil de la température à la surface de l'obstacle (Fig. 7) et aussi par l'évolution du nombre de *Nusselt* (Fig. 8), qui montre un maximum au premier coin supérieur de l'obstacle. L'élévation du nombre de *Reynolds* va dans le sens de l'augmentation du nombre de *Nusselt* local sauf sur la face verticale droite où règne une recirculation du fluide. Ces résultats semblent en accord avec ceux obtenus expérimentalement par Chen et Wang [15].

Pour l'effet des dimensions de obstacle, l'augmentation de la hauteur h , de ce dernier conduit à une augmentation de la surface d'échange d'une part, et à une accélération du fluide au dessus du bloc, d'autre part. Il en résulte une baisse notable de la température au sein de l'obstacle (19.6% lorsque h passe de 0.125 à 0.5) (Fig. 9.a et b). Il est important de noter que l'augmentation de la hauteur à aussi comme résultat l'élévation des pertes de charges. par contre, l'augmentation de la largeur (W) entraîne une augmentation de la quantité de chaleur (avec q'' constant) introduit à la base, par conséquent, une élévation de la température de l'obstacle (Fig. 9 c et d).

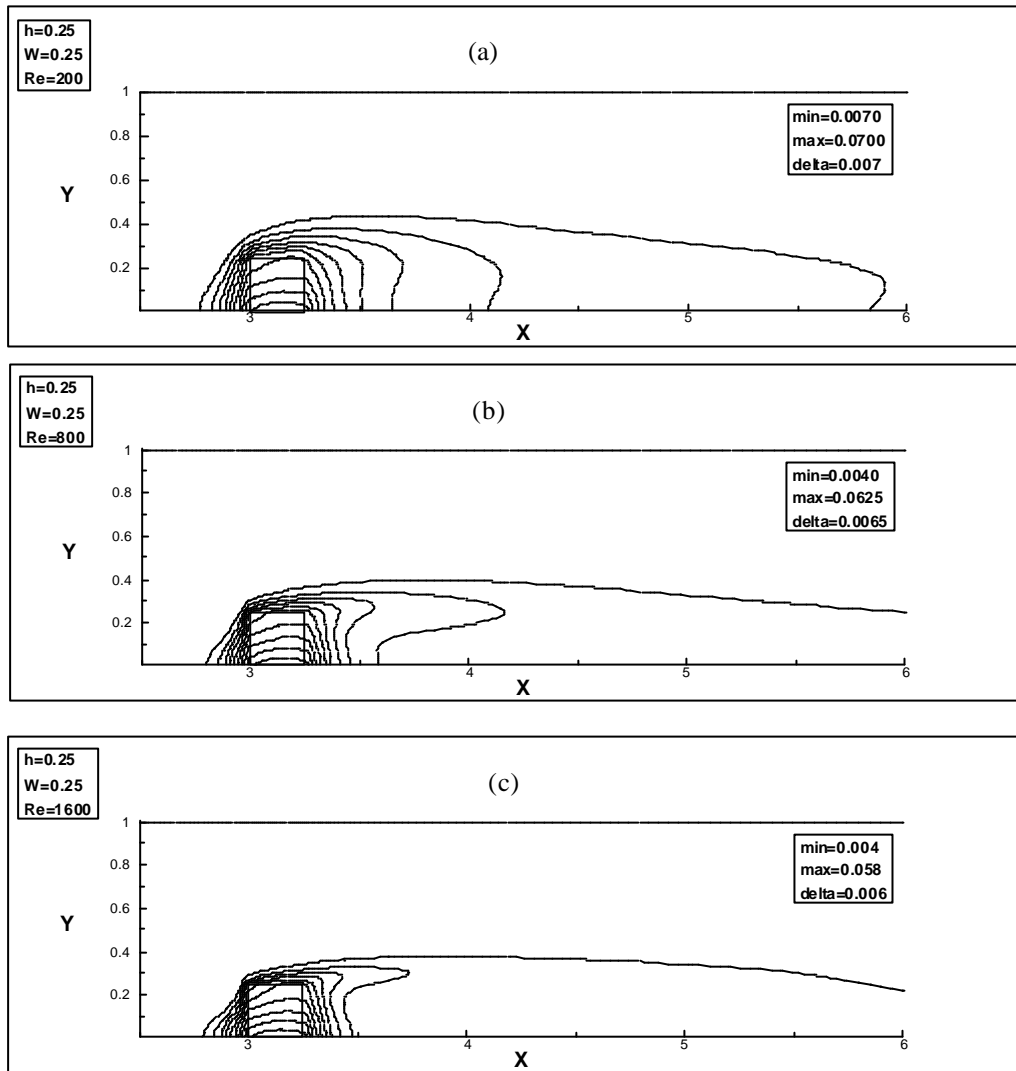


Fig. 6 : Effet du nombre de Reynolds sur les isothermes :
a) $Re=200$, b) $Re=800$ et c) $Re=1600$.

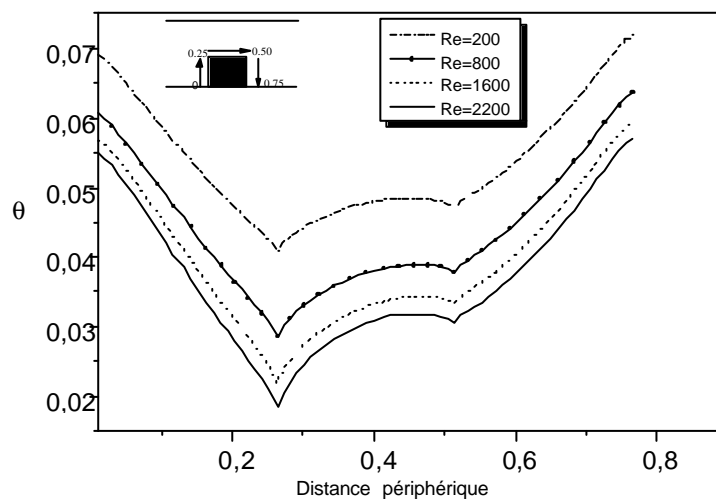


Fig. 7 : Effet du nombre de Reynolds sur la température à la surface de l'obstacle.

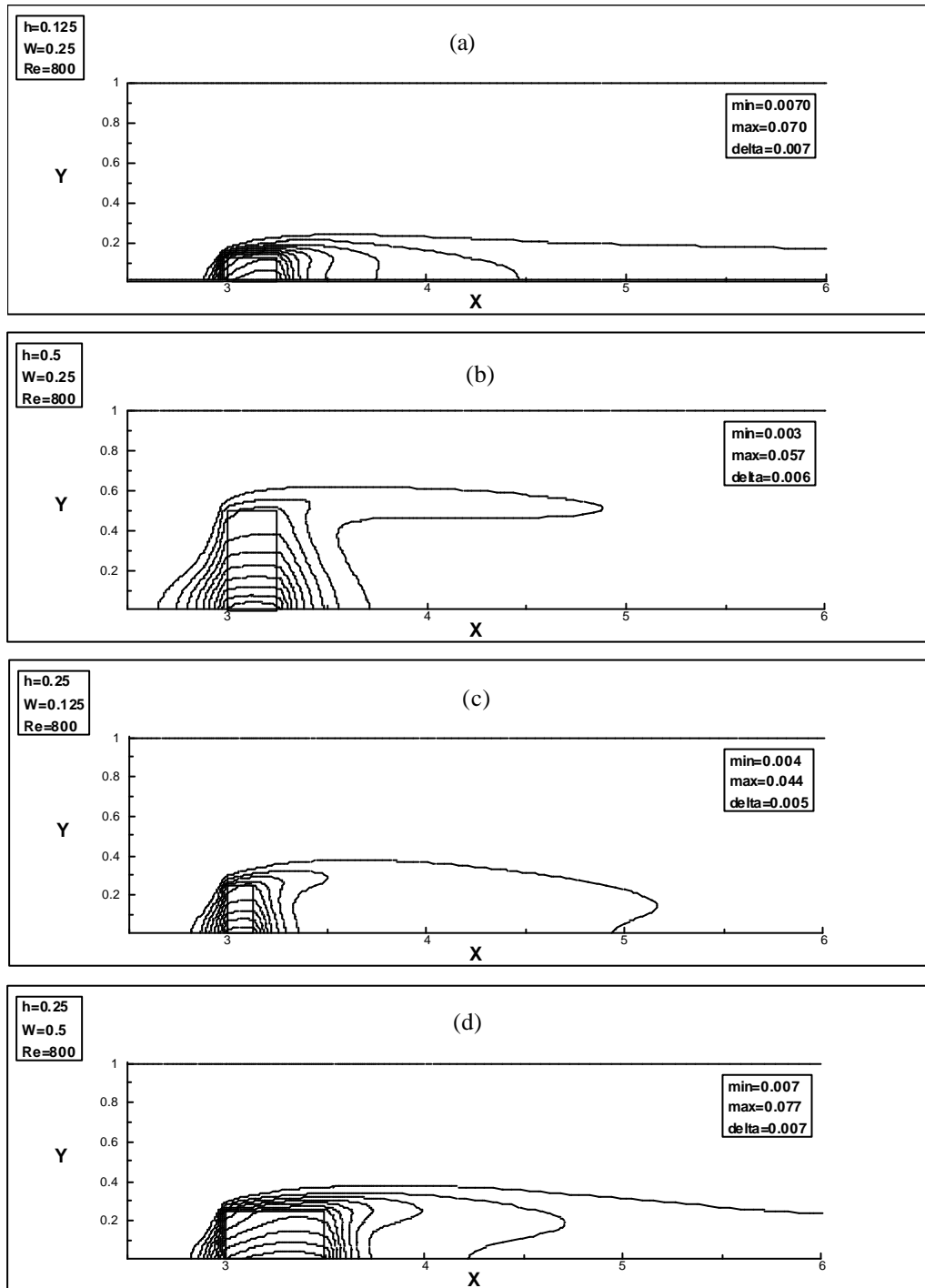


Fig. 9 : Effet des dimensions de l'obstacle sur les isothermes:
a) $h=0.125$, b) $h=0.5$, c) $W=0.125$ et d) $W=0.5$

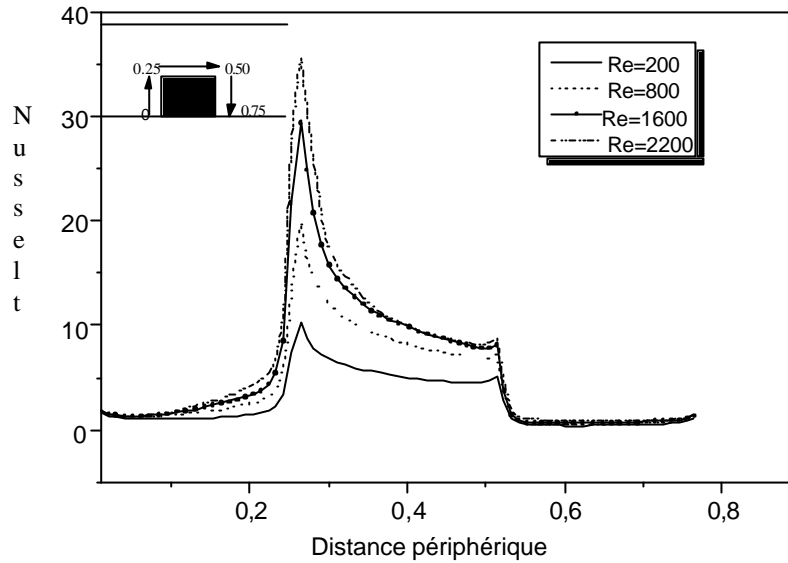


Fig. 8 : Effet du nombre de *Reynolds* sur l'évolution du nombre de *Nusselt* local à la surface de l'obstacle,

2) Cas de trois blocs:

En plus de trois zones citées précédemment, une autre zone est formée entre deux blocs successifs. Dans cette zone, l'écoulement est similaire à celui obtenu dans une conduite à paroi comportant des cavités qui se remplissent de fluide mort (Fig. 10). Cette zone semble très peu sensible à la variation du nombre de *Reynolds* dans la gamme des valeurs étudiées.

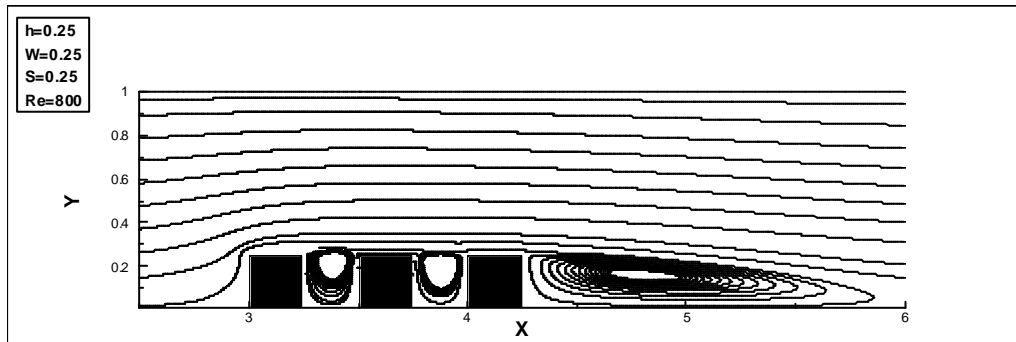


Fig. 10: Lignes de courants, cas de trois obstacles.

Le champ thermique est représenté sur la Fig. 11. La température maximale atteinte dans ce cas est de 16% plus élevée que celle obtenue dans le cas d'une seul obstacle pour les mêmes conditions. Dans ce cas, le premier obstacle est toujours le mieux refroidi. Cela est justifié par le fait qu'il est situé dans la zone où l'air est plus frais d'une part et que sa face horizontale est mieux exposée à l'écoulement d'autre part. Par ailleurs le troisième bloc est mieux refroidi que le second car affecté par l'effet des deux obstacles adjacents (Fig. 12). L'effet du nombre de *Reynolds* et des dimensions des obstacles est le même que dans le cas d'une seul obstacle. Quand à l'espacement entre les blocs, son augmentation favorise leur refroidissement et offre une meilleure dispersion du flux thermique dans le fluide. Le passage de $S=0,125$ à $0,25$ permet une baisse de 12% de la température maximale atteinte dans les blocs. Cela est illustré par les isothermes de la Fig. 13 et également par la variation du nombre de *Nusselt* local pour les trois obstacles.

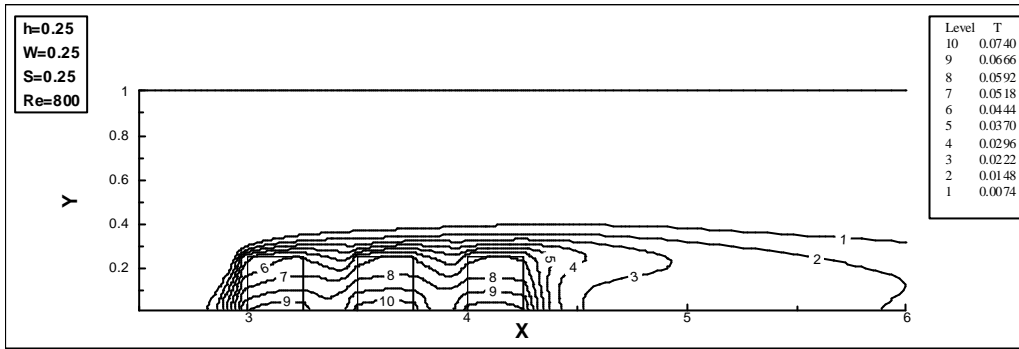


Fig. 11: Evolution des champs thermiques obtenus avec trois obstacle.

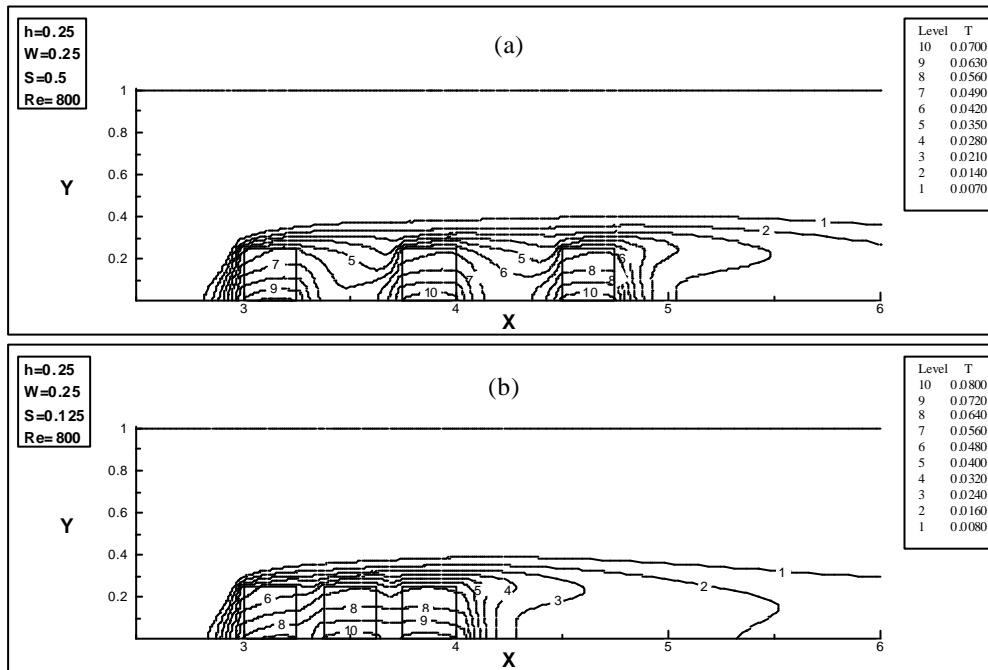


Fig. 13: Effet de l'espacement des obstacles sur la distribution de température
a) $S=0.5$, b) $S=0.125$.

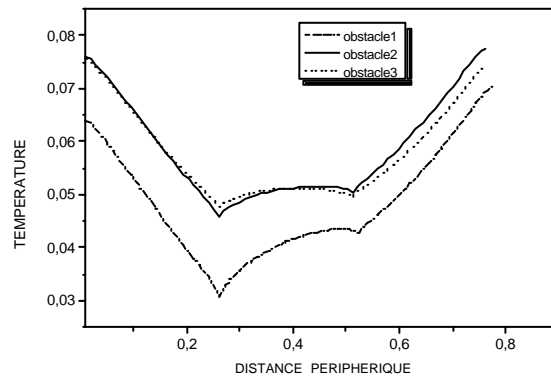


Fig. 12: Evolution de la température à la surface des obstacles, pour $h=W=S=0.25$ et $Re=800$.

5.CONCLUSION

Dans cet article, une étude dynamique et thermique d'un écoulement dans un canal en présence d'obstacles est présentée. L'effet de la vitesse de ventilation, des dimensions des obstacles ainsi que l'espacement et le nombre d'obstacles utilisés est analysé.

Les résultats obtenus montrent que le refroidissement d'un bloc est d'autant meilleur que le nombre de *Reynolds* est important, et que les tourbillons défavorisent l'efficacité du refroidissement. La face horizontale est mieux refroidie que les autres faces, et ce quelle que soit la géométrie considérée.

Il a été également observé que dans le cas de trois obstacles, le premier bloc est toujours le mieux refroidi, ce qui est dû au fait que le fluide traversant le canal a tendance à extraire de moins en moins de chaleur au fur et à mesure que sa température augmente le long du canal. D'autre part, l'augmentation du débit de ventilation, de la hauteur des obstacles et de l'espacement de ces derniers offrent un meilleur refroidissement. Par contre, l'augmentation de la largeur de l'obstacle va dans le sens de l'élévation de sa température.

NOMENCLATURE

h	Hauteur adimensionnelle de obstacle ($=h^*/H$)
h^*	Hauteur de l'obstacle, (m)
H	Hauteur du canal, (m)
K	conductivité thermique, ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
L	longueur de sortie adimensionnelle
L_{out}^*	longueur de sortie, (m)
L_{in}	longueur d'entrée adimensionnelle
L_{in}^*	longueur d'entrée, (m).
Nu	Nombre de Nusselt.
P	Pression adimensionnelle, ($=p^*/\rho u_{0m}$).
p^*	Pression, (Pa).
Pe	Nombre de Peclet .
Pr	Nombre de Prandtl.
q''	Flux de chaleur, ($W.m^{-2}$).
Re	Nombre de Reynolds.
S	Espacement adimensionnelle entre obstacles, $S=S^*/H$.
S^*	Espacement entre obstacles, (m).
T	Température, (K).
U, V	Composantes adimensionnelles de la vitesse, ($=\frac{u}{u_{0m}}$, $=\frac{v}{u_{0m}}$.)
u, v	Composantes de vitesse, ($m.s^{-1}$).
w	Largeur adimensionnelle de l'obstacle, ($=w^*/H$).
w^*	Largeur de l'obstacle, (m).
x, y	Coordonnées adimensionnelles ($=x^*/H, =y^*/H$).
x^*, y^*	Coordonnées, (m).

Symboles Grec :

θ	Température adimensionnelle ($=\frac{T-T_0}{q''H/k}$).
ρ	masse volumique, ($kg.m^{-3}$).
ν	Viscosité cinématique, ($m^2.s^{-1}$).

Indice :

f	fluide.
m	valeur moyenne
s	solide
0	entrée

REFERENCES:

- [1] A. B. Jurban, S. A. Swiety and M. A. Hamdan, "*Convective Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Various Array Configurations to Simulate the Cooling of Electronic Modules*", Int. J. Heat Mass Transfer, 39(1996)3519.
- [2] C. W. Leung, T. L. Chan, S. D. Probert and H. J. Kang, "*Forced Convection from a Horizontal Ribbed Rectangular Base Plate Penetrated by Arrays of Holes*", Applied Energy, 62 (1999)81.
- [3] C. Herman and E. Kang, "*Heat Transfer Enhancement in a Grooved Channel with Curved Vanes*", Int. J. Heat Mass Transfer, 45 (2000)3741.
- [4] R. -J. Yang and L. -M. Fu, "*Thermal and Flow Analysis of Heated Electronic Components*", Int. J. Heat Mass Transfer, 44 (2001)2261.
- [5] S. H. Kim and N. K. Arnand, "*Laminar Heat Transfer Between a Series of Parallel Plates with Surface-Mounted Discrete Heat Sources*", Journal of Electronic Packaging, 117 (1995)52.
- [6] A. Ortega, U. S. Writh and S. J. Kim, "*Conjugate Forced Convection from Discrete Heat Source on a Plane Conducting Surface: A Benchmark Experiment*", ASME, Heat Transfer in Electronic Systems, HDT, 292 (1994)25.
- [7] T. J. Young and K. Vafai, "*Convective Cooling of Heated Obstacle in a Channel*", Int. J. Heat Mass Transfer, 41 (1998)3131.
- [8] T. J. Young and K. Vafai, "*Convective Flow and Heat Transfer in Channel Containing Multiple Heated Obstacles*", Int. J. Heat and Mass Transfer, 41 (1998)3279.
- [9] A. B. Jurban, S. A. Swiety and M. A. Hamdan, "*Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules*", Int. J. Heat Mass Transfer, 39 (1996), 3519.
- [10] H. W. Wu and S. W. Perng, "*Effect of oblique plate in heat Transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in horizontal channel*", Int. J. Heat Mass Transfer, 42 (1999), 1217.
- [11] G.I. Sultan, "*Enhancing forced convection heat transfer from multiple protruding heat sources simulating electronic components in horizontal channel by passive cooling*", Microelectronics J., 31 (2000), 773.
- [12] S. V. Patankar, "*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*", Hemisphere, New York, 1980.
- [13] J. Davalath and Y. Bayazitoglu, "*Forced convection cooling across rectangular blocks*", ASME, Journal of Heat Transfer, 109 (1987)321.
- [14] X. Chen and P. Han, "*A Note on the Solution of Conjugate Heat Transfer Problems Using SIMPLE-Like Algorithms*", Int. J. Heat and Fluid Flow, 2 (2000)463.
- [15] Y-M. Chen and K-C. Wang, "Experimental Study on the forced Convective Flow in a Channel with Heated Blocs in Tandem", Exp. Thermal Fluid Sc., 16(1998)286.