



Etude numérique de l'évaporation en convection forcée dans un canal horizontal en présence d'un cylindre poreux

Hamza Mahdhaoui^{a,b,c}, Xavier Chesneau^a, Ali Hatem Laatar^{b,c}

^a LAMPS, Université de Perpignan Via Domitia, 52 Avenue Paul Alduy 66860 Perpignan - France
^b Département de Physique, Faculté des Sciences de Bizerte, University of Carthage, 7021 Jarzouna, Tunisia
^c LETTM, Département de Physique, Faculté des Sciences de Tunis, Tunis El Manar Université, 1060 Tunis,

chesneau@univ-perp.fr
hatem.laatar@fsb.rnu.tn
hamza.mahdhaoui@gmail.com

Résumé :

La présence d'un générateur de vortex est très attractive pour la conception des échangeurs, parce qu'il influence les échanges thermique et massique. Pour cette raison, ces phénomènes de transfert de chaleur et de matière avec changement de phase dans un canal en présence d'un milieu poreux a un intérêt considérable dans divers domaines d'ingénierie. Afin d'évaluer ces échanges, nous avons mené une étude numérique de la convection forcée dans un canal horizontal en présence d'un cylindre carré poreux. Les parois du canal sont mouillées et soumises à un flux de chaleur de densité constante. Les équations dans l'écoulement sont les équations classiques de la convection forcée couplées au modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer dans le matériau poreux. La méthode des volumes finis a été utilisée pour la discrétisation spatiale des équations, alors que la discrétisation temporelle a été faite par un schéma du type Adams-Bashforth d'ordre deux. Les résultats montrent l'influence des différents paramètres tels que les conditions aux limites et la géométrie de la partie poreuse sur les transferts. Nous remarquons également que le transfert par mode latent est prédominant au vu des valeurs des nombres de Nusselt latent et sensible.

Mots clés : Canal horizontal ; Cylindre poreux ; Transfert thermique et massique ; Évaporation ; Rapport de blocage

1. Introduction

La présence d'un générateur de vortex est très attractive pour la conception des échangeurs, parce qu'il influence les échanges thermique et massique. L'écoulement perturbé par un cylindre poreux et l'accélération du fluide à travers l'espace entre les parois du cylindre présente des caractéristiques particulières. Ces phénomènes sont d'un grand intérêt dans de nombreuses applications d'ingénierie en raison d'une certaine possibilité d'amélioration du transfert de chaleur et de masse. Pour ces raisons, ces phénomènes de transfert de chaleur et de matière avec changement de phase dans un canal en présence d'un milieu poreux a un intérêt considérable dans divers domaines d'ingénierie, en particulier dans les échangeurs de chaleur, les systèmes de refroidissement pour composant électronique, l'isolation thermique, les réacteurs nucléaires (Somasundaram et Mysels, [1]), la perfusion dans les bioréacteurs (HT Low et al.[2])... Dans la littérature il y a beaucoup de travaux numériques et expérimentaux qui décrivent l'écoulement autour d'un obstacle solide. La présence d'un cylindre carré complique la structure de l'écoulement et donne naissance à des tourbillons de Von Karman à partir de $Re = 60$. Cette valeur a été trouvée par Breuer et al. [3] et Korichi et al. [4]. T.Jue et al. (2003) [5] ont réalisé une étude numérique pour étudier des tourbillons de Von-Karman qui apparaissent derrière un cylindre carré poreux. Leurs résultats indiquent que la fréquence des tourbillons détachés diminue avec l'augmentation du nombre de Darcy. M.Valipour et al. [6] ont utilisé la même configuration géométrique que Yu, Zeng, et Lee [7] avec un cylindre dont la section a la forme d'un diamant pour modéliser l'écoulement autour et à travers un cylindre poreux. Ils ont étudié les effets des nombres de Reynolds ($Re \leq 45$) et de Darcy ($Da \leq 10^{-2}$) sur la structure d'écoulement.

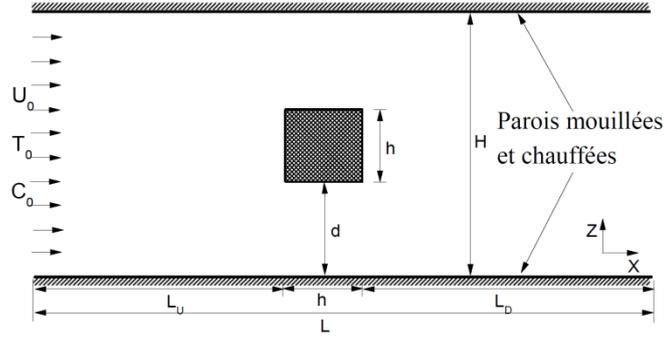


Figure 1: Configuration géométrique étudiée.

Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Darcy entraîne une diminution de la pression et que le nombre de Reynolds critique est plus grand que celui d'un cylindre solide. Un changement sur le sillage apparaît au voisinage de l'obstacle, cela s'explique par le fait que la contrainte de cisaillement diminue avec l'augmentation du nombre de darcy. Dhinakaran et Ponmozhi (2011) [8] ont analysé les champs dynamique et thermique d'un écoulement autour et à travers un cylindre carré poreux en utilisant le modèle de Darcy-Brinkman- Forchheimer. L'étude montre que pour les nombres de Darcy très faible $Da = 10^{-6}$, les résultats obtenus sont semblables à ceux d'un cylindre carré plein. A notre connaissance, il existe un manque d'études numériques liées au transfert de masse. En outre, il n'existe aucun résultat disponible dans la littérature sur le transfert de masse dans un canal plan en présence d'un cylindre carré poreux. Afin d'évaluer ces échanges, nous avons mené une étude numérique de la convection forcée dans un canal horizontal en présence d'un cylindre carré poreux. Les parois du canal sont mouillées et soumises à un flux de chaleur de densité constante. L'objectif principal de la présente étude est d'évaluer l'effet de l'introduction d'un cylindre carré poreux sur le transfert de chaleur et de masse. Plus précisément, cette étude examine l'influence des paramètres tels que le rapport de blocage et la position du cylindre sur les transferts.

2. Formulation du problème

2.1. Equations

La configuration géométrique ainsi que les dimensions du domaine étudié sont représentées sur la figure 1. La position du cylindre est définie par la distance d'écartement $\gamma = 2d / (H-h)$ où d est la distance entre la surface du cylindre et la paroi inférieure. L'écoulement est supposé laminaire, incompressible et bidimensionnel (x,z) . Le fluide est visqueux et Newtonien. L'effet de la gravité est négligé. Les propriétés thermo-physiques du fluide sont considérées constantes dans la gamme des conditions d'étude. En tenant compte de ces hypothèses, les équations adimensionnelles régissant l'écoulement, s'écrivent comme suit :

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

$$\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{U}{\varepsilon^2} \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{W}{\varepsilon^2} \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} - \frac{U}{\text{Re} \cdot Da} + \frac{C_f}{\sqrt{Da}} \sqrt{U^2 + W^2} U + \frac{1}{\varepsilon \text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{U}{\varepsilon^2} \frac{\partial W}{\partial X} + \frac{W}{\varepsilon^2} \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} - \frac{W}{\text{Re} \cdot Da} + \frac{C_f}{\sqrt{Da}} \sqrt{U^2 + W^2} W + \frac{1}{\varepsilon \text{Re}} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{U}{\varepsilon} \frac{\partial T}{\partial X} + \frac{W}{\varepsilon} \frac{\partial T}{\partial Z} = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} \right) \quad (4)$$

avec les variables adimensionnelles définies comme suit :

$$X = \frac{x}{H}, Z = \frac{z}{H}, t = \frac{\tau}{H/U_0}, U = \frac{u}{U_0}, W = \frac{w}{U_0}, P = \frac{p}{\rho U_0^2}, T = \frac{\theta}{\theta_0}, \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}, \text{Re} = \frac{U_0 \cdot H}{\nu}$$

$$\begin{cases} \varepsilon = 1, C_f = 0 & \text{domaine fluide} \\ 0 < \varepsilon < 1, C_f = \frac{1.75}{150\varepsilon^2} & \text{à l'intérieur du cylindre poreux} \end{cases}$$

2.2 Conditions aux limites:

A l'entrée du canal : $U = 1, W = 0, T = 0$

A la sortie du canal : $\frac{\partial U}{\partial X} = 0, \frac{\partial W}{\partial Z} = 0, \frac{\partial T}{\partial X} = 0$

Aux parois du canal : $U = 0, W = 0, \frac{\partial T}{\partial Z} = 0$

3. Résolution numérique et validation

Les équations dans l'écoulement sont les équations classiques de la convection forcée couplées au modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer dans le matériau poreux. La méthode des volumes finis a été utilisée pour la discrétisation spatiale des équations, alors que la discrétisation temporelle a été faite par un schéma du type Adams-Bashforth d'ordre deux. Les longueurs d'entrée et de sortie sont choisies suffisamment grandes afin d'avoir un régime établi à l'entrée et des gradients de vitesse et de température nuls à la sortie. Le choix du pas de temps a été imposé par la précision et la stabilité numérique des calculs ($\Delta\tau = 10^{-4}$). Les calculs ont été effectués pour trois différentes mailles : (402 * 34) (602 * 50) et (802 * 66). Les trois mailles donnent des erreurs inférieures à 1% pour les différents paramètres pertinents tels que les vitesses U et V et le nombre moyen de Nusselt. Par conséquent, le maillage uniforme avec 402 * 34 éléments est utilisé pour tous les calculs suivants.

Pour valider notre code numérique, nous avons comparé nos résultats avec ceux de Dhinakaran et Ponmozhi [8] et M.Valipour et al. [6] qui ont étudié les transferts de chaleur dans un écoulement avec un cylindre poreux et chauffé. La figure 2 montre la longueur de la zone de recirculation après le cylindre poreux en fonction du nombre de Reynolds. Nous pouvons voir, sur cette figure, que nos résultats sont en bon accord avec ceux de la littérature. Nous pouvons voir également un bon accord grâce à une comparaison de nos résultats avec ceux obtenus par Dhinakaran et al. pour les nombres de Nusselt sur toutes les faces du cylindre.

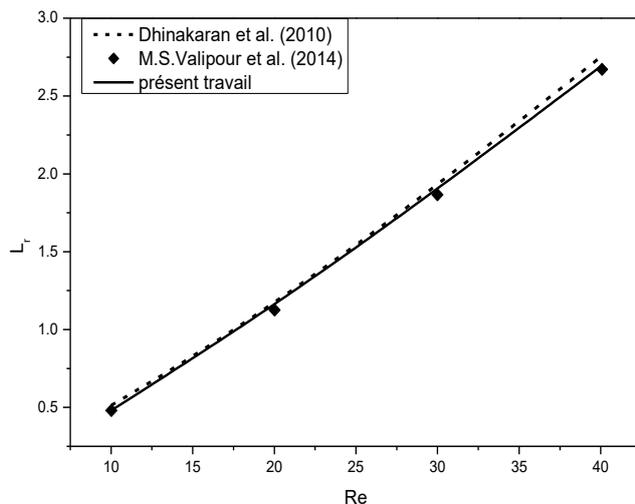


Fig 2 : Variation de la longueur de la zone de recirculation en fonction du nombre de Reynolds pour le cylindre carré poreux à $Da = 10^{-3}$

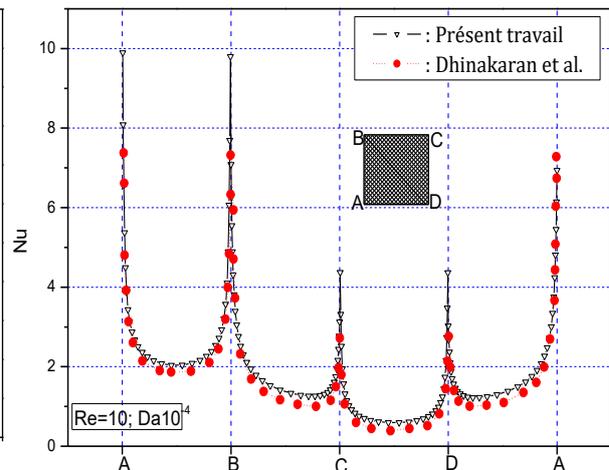


Fig 3 : Nombre de Nusselt local le long du périmètre du cylindre carré pour $Re=10$ et $Da=10^{-4}$

4. Résultats et discussions

Le problème considéré est relatif à un écoulement d'air ($Pr=0.71$), dans un canal horizontal en présence d'un cylindre poreux de section carré de hauteur h. Le canal est de hauteur H et de longueur $L= 50h$. Le domaine est caractérisé par un rapport de blocage h/H . Le cylindre carré est placé initialement sur l'axe du canal entre les abscisses $X = 30h$ et $X= 31h$.

4.1 Champ de vitesse

Pour mieux analyser la structure de l'écoulement, nous avons comparé les profils des vitesses longitudinales pour quatre nombres de darcy (Fig 4). Comme l'on pouvait s'y attendre, l'effet d'amortissement du milieu poreux est plus important lorsque le nombre de Darcy diminue. Conformément à la loi de conservation de la masse, toute diminution de la vitesse d'écoulement de base doit être accompagnée d'une augmentation près des parois, donc, l'écoulement est accéléré entre les parois du canal et le milieu poreux avec une diminution du nombre de Darcy.

Le cylindre poreux a un effet plus important sur le profil de vitesse, qui devient similaire à un cylindre lorsque l'on diminue le nombre de Darcy.

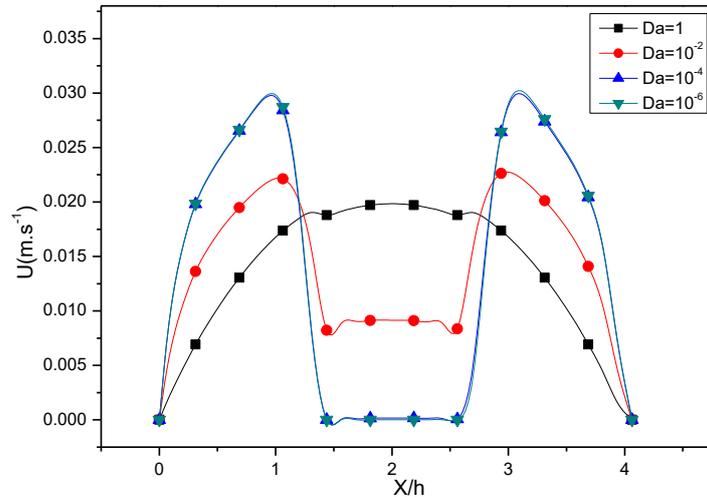


Fig 4 : composante longitudinale de la vitesse U en fonction de z , pour différents nombre de darcy

4.2 Effet du nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement

Les effets du nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement sont illustrés sur la Fig. 5 pour un nombre de Reynolds égal à 20. À grand nombre de Darcy $Da = 1$ (fig.5.a), toutes les lignes de courant traversent le cylindre poreux carré. La structure de l'écoulement apparaît être très similaire à celle obtenue pour un canal sans obstacle. Pour un nombre de Darcy égal à 10 (figure 5b), l'écoulement pénètre dans le cylindre poreux avec une faible résistance et il n'y a pas de zone de recirculation après le cylindre poreux. Au-dessus de cette limite, les lignes de courant comprennent une zone de recirculation régulière de deux tourbillons symétriques situés après le cylindre, comme montré sur la Fig. 5 (c et d). Lorsque le cylindre poreux a une faible perméabilité $Da = 10^{-6}$, l'écoulement ne peut pas traverser le cylindre poreux et les lignes de courant sont semblables à celles d'un cylindre carré plein. Ce résultat est en bon accord avec ceux obtenus par S. Dhinakaran [8] et Yu et al. [7].

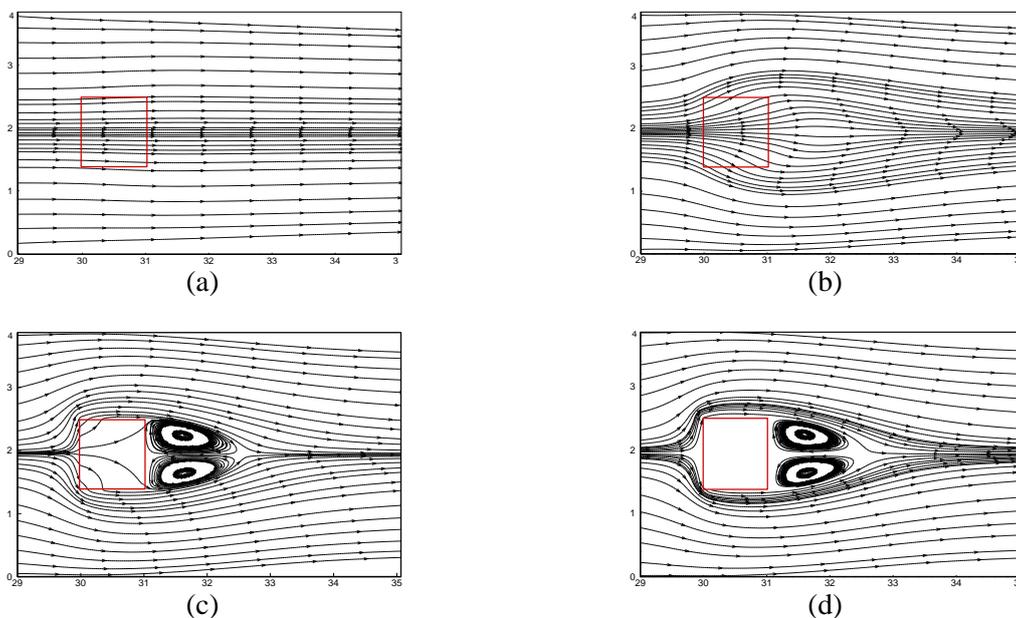


Fig.5: Lignes de courant à travers et autour du cylindre carré poreux pour différents nombres de Darcy (a=1; b=10⁻²; c=10⁻⁴; d=10⁻⁶) pour Re=20

4.3 Effet du facteur de forme du cylindre poreux

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la variation du facteur de forme sur les transferts combinés de chaleur et de masse. Les résultats sont obtenus pour une humidité fixe, $H_r=20\%$ et un nombre de Reynolds $Re=20$.

Sur la figure 6-a, nous avons reporté l'évolution du nombre de Nusselt sensible le long de la paroi pour différentes longueurs du cylindre poreux. La présence du cylindre poreux engendre une augmentation de la vitesse et donc des transferts il s'ensuit une augmentation du nombre de Nusselt sensible à la paroi. Dans le cas où le cylindre poreux ne se trouve pas sur toute la longueur du canal, le nombre de Nusselt sensible va augmenter immédiatement après l'emplacement de l'obstacle et diminuer après le point de rattachement de l'écoulement derrière l'obstacle. Ce résultat est en accord avec les travaux de H. Abbassi et al. [10], M. Meis et al. [11] et M. Cheraghi et al. [9]. La présence du cylindre poreux engendre également une augmentation du nombre de Nusselt latent. De la même manière que pour le nombre de Nusselt sensible à l'approche du cylindre poreux le nombre de Nusselt latent va augmenter puis diminuer après le milieu poreux. Ceci est dû au fait qu'avec la présence du milieu poreux la vitesse de l'écoulement augmente et le gradient de température et le gradient de la fraction massique entre la paroi et le fluide sont modifiés. On remarque également à partir de ces figures que les transferts sont dominés par le mode latent.

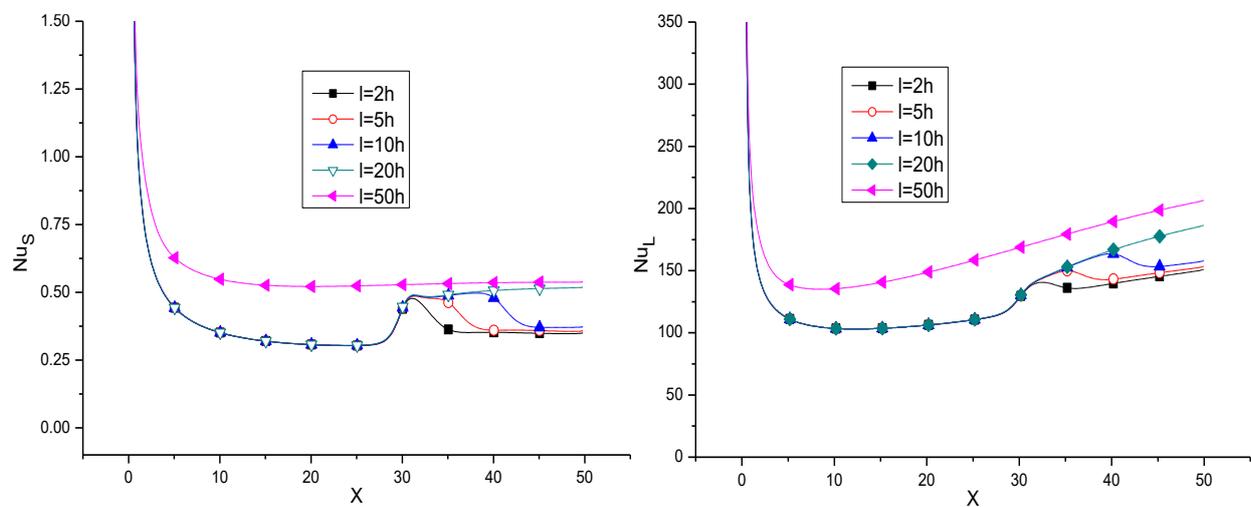


Fig 6 : Evolution des nombres de Nusselt locaux le long de la paroi : (a) chaleur sensible ; (b) chaleur latente.

4.4 Effet de la position du cylindre poreux

Sur la Figure.7 est représentée la distribution du nombre de Nusselt latent local le long des parois chauffées inférieure et supérieure pour différentes distances d'écartement. Lors de la phase de descente, le cylindre poreux est éloigné de la paroi supérieure, l'influence du cylindre poreux sur la paroi supérieure devient moins importante et l'influence de la présence du cylindre poreux sur le nombre de Nusselt est faible.

Le fait de rapprocher le cylindre poreux de la paroi inférieure du canal engendre une diminution du pic observé sur l'évolution du nombre de Nusselt latent. Cela peut s'expliquer par le fait que le cylindre poreux joue le rôle d'un puits dans les transferts de chaleur.

Les nombres moyens de Nusselt et de Sherwood le long des parois du canal sont obtenus en intégrant les nombres de Nusselt et de Sherwood locaux :

$$Nu_{L-avg} = (1/L) \int_L Nu_L dL; \quad Sh = (1/L) \int_L Sh dL$$

Où L est la longueur de la paroi.

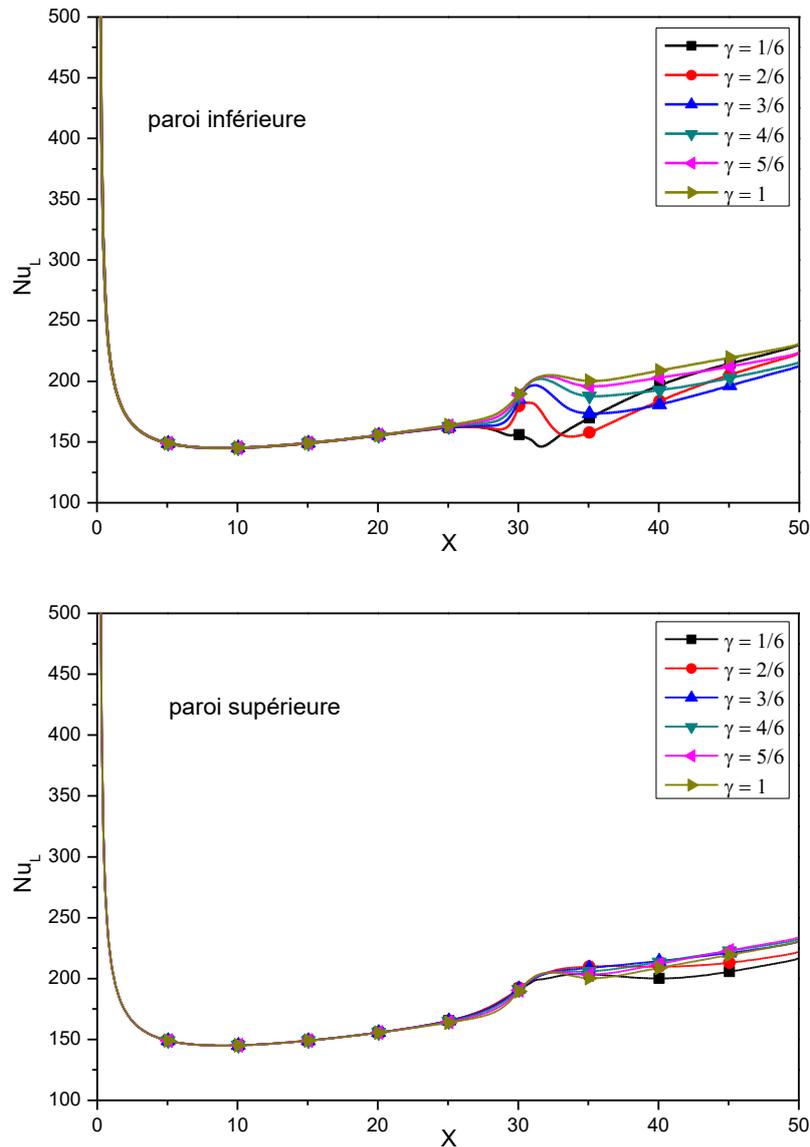


Fig 7 : Evolution du nombre de Nusselt latent local le long de la paroi : $Da=10^{-4}$; $Re=40$; $Q=350 \text{ w.m}^{-2}$

L'effet de l'espacement entre le cylindre et la paroi inférieure sur le transfert de chaleur est représenté sur la Fig. 8, où nous présentons les variations des nombres de Nusselt latent et de Sherwood, qui caractérisent le transfert de chaleur et de masse, en fonction de la distance d'écartement pour différentes valeurs du nombre de Darcy.

Au fur et à mesure que l'espace entre la paroi inférieure et le milieu poreux augmente, les détachements tourbillonnaires se libèrent progressivement ce qui induit un fort gradient de concentration. Ainsi, les nombres de Nusselt latent et de Sherwood le long de la paroi inférieure sont importants pour un grand γ . Nous notons que l'augmentation commence à partir d'un point d'inflexion à $\gamma = 0,5$. Ce point d'inflexion pourrait être dû au fait que les lignes de courant comprennent une région de recirculation régulière de deux tourbillons située après le cylindre poreux au-dessus de cette limite. Cette constatation a également été observée dans l'étude de M. Cheraghi et al.[9] pour le cas d'un cylindre carré solide. Cette caractéristique peut-être trouvée dans les cas à faible nombre de Darcy $Da \leq 10^{-4}$. Cependant, à un nombre de Darcy élevé $Da = 10^{-2}$, la valeur du point d'inflexion est $\gamma = 1/3$. Ceci est dû au fait que l'écoulement pénètre dans le cylindre poreux avec une faible résistance et qu'il n'y a pas de zone de recirculation après le cylindre poreux, ce qui est en accord avec les résultats pour les lignes de courant montrées sur la fig. 5.

Lorsque γ diminue, le nombre de Nusselt latent moyen le long de la paroi supérieure augmente jusqu'à $\gamma \approx 0,5$. Avec une diminution supplémentaire de γ , le nombre de Nusselt de la paroi supérieure commence à diminuer, ce qui est en accord avec les résultats sur les lignes de courant. Pour un nombre de Darcy égal à 10^{-4} , on voit que le nombre de Nusselt latent moyen atteint des valeurs supérieures à celles obtenues pour un $Da = 10^{-6}$.

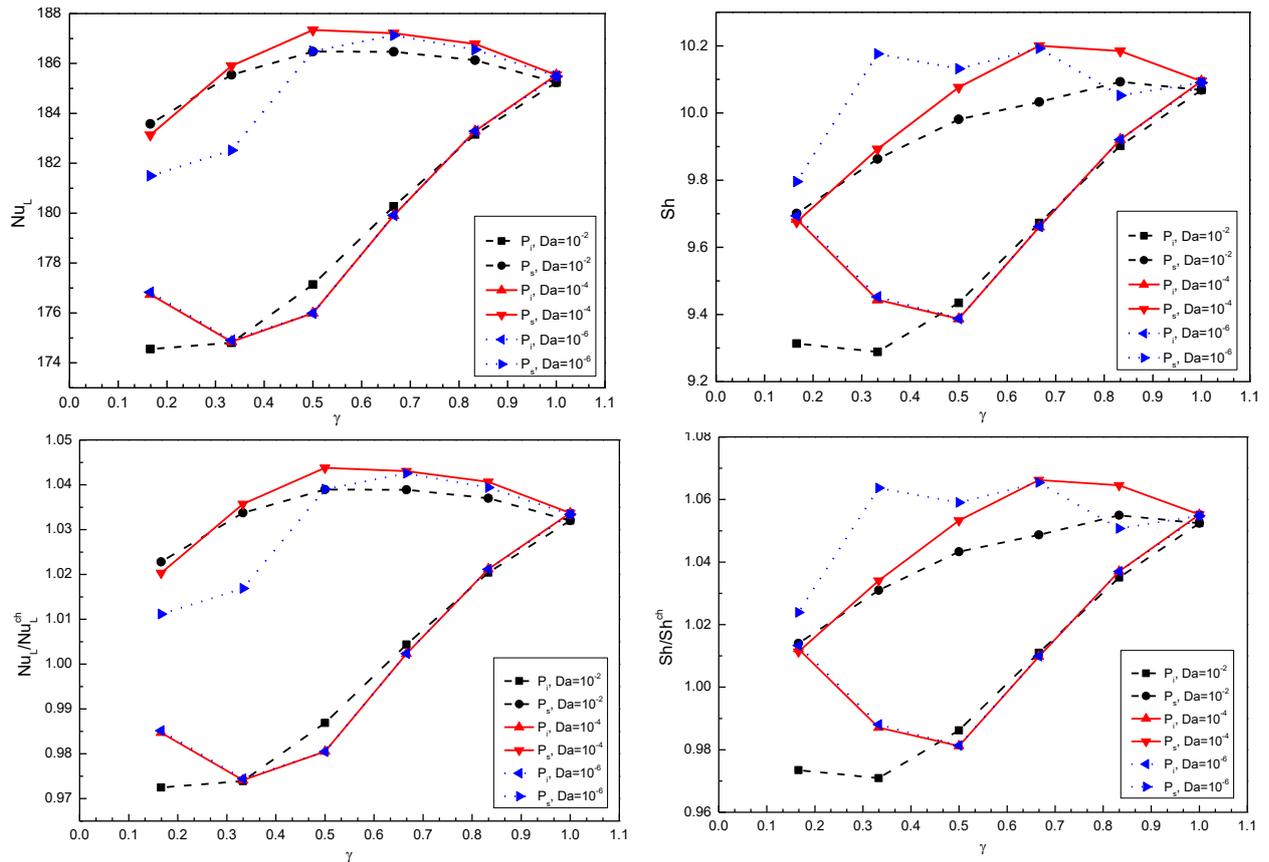


Fig 8 : Nombre de nusselt latent Sherwood moyens pour différentes distances d'écartement

Afin de mettre en évidence l'effet de la présence du cylindre poreux sur les transferts, nous avons sur la fig. 8 les Nombres de Nusselt latent et de Sherwood moyens normalisés par ces mêmes nombres obtenus pour un canal sans cylindre poreux.

On peut voir à partir cette figure que l'amélioration du transfert de masse et de chaleur se produit à partir d'une valeur de l'ordre de 0.7. On remarque également sur cette figure que l'amélioration des transferts est plus significative pour un nombre de Darcy égale à 10^{-4} . Pour un nombre de Darcy égal à 10^{-4} et $\gamma = 1$, les augmentations des transferts de chaleur et de masse sont respectivement de 3,5% et 5,5%.

4.5 Effet du rapport de blocage

Par définition, le blocage est le rapport entre la hauteur du cylindre poreux et la hauteur du canal. La variation de ce facteur induit des phénomènes surprenants. Comme nous l'avons mentionné auparavant, l'écoulement perd sa symétrie et devient périodique avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Nous avons remarqué l'apparition de lâchés tourbillonnaires de Von Karman à partir d'un nombre de Reynolds critique Re_c de l'ordre de 60 pour un nombre de Darcy $Da=10^{-6}$ et un rapport de blocage $h/H=1/8$. Par ailleurs, le nombre de Reynolds critique dépend du rapport de blocage, ce fait est confirmé par Sohankar et al. [12] ainsi que par S.Turki et al. [13]. Afin d'étudier l'effet de l'augmentation de la hauteur du canal, une série de simulations a été effectuée pour un nombre de Reynolds égal à 40 et pour une densité de flux de chaleur $Q=350\text{w.m}^{-2}$.

L'effet du rapport de blocage h/H est examiné après avoir fixé la hauteur du cylindre h et fait varier la hauteur du canal H . Toutes les courbes présentent un comportement presque identique. Le nombre de Nusselt sensible est très élevé proche de $X = 0$ et diminue progressivement jusqu'à la position du cylindre poreux. Nous avons observé l'apparition d'une crête à partir du bord d'attaque, qui prend une valeur maximale correspond à l'abscisse de la face arrière. Nous remarquons que le nombre de Nusselt sensible augmente avec l'augmentation du rapport de blocage, à partir $X=18.5 h$. Ce résultat s'explique par le fait que la zone de perturbation devient plus forte lorsque le rapport de blocage augmente. Cette perturbation engendre une augmentation du transfert de chaleur par mode sensible. Par la suite, nous illustrons la variation du nombre de Nusselt latent pour différents rapports de blocage sur la figure 9. L'évolution du nombre de Nusselt latent est similaire à celle du nombre de Nusselt sensible. À partir de $X=5 h$, le nombre de Nusselt latent commence à augmenter linéairement avec la

présence d'une crête au voisinage du cylindre poreux. Il est intéressant de noter que l'augmentation du rapport de blocage engendre une amélioration considérable des transferts de chaleur par mode latent.

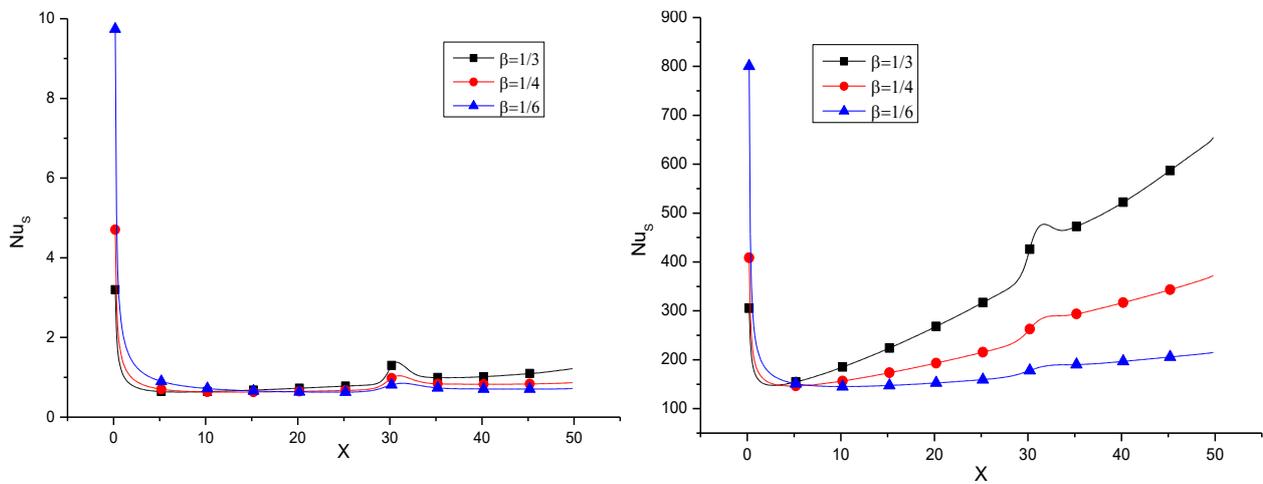


Fig 9 : Evolution des nombres de Nusselt locaux le long de la paroi : (a) chaleur sensible ; (b) chaleur latente

Les variations du nombre de Sherwood moyen en fonction du rapport de blocage sont représentées sur la figure 10. Comme on l'a déjà observé sur la Fig. 4, l'influence du nombre de Sherwood devient plus importante avec la réduction du rapport de blocage. Toutes les courbes montrent une diminution remarquable jusqu'à β égal à 0,3 et tend vers une valeur asymptotique autour de cette valeur.

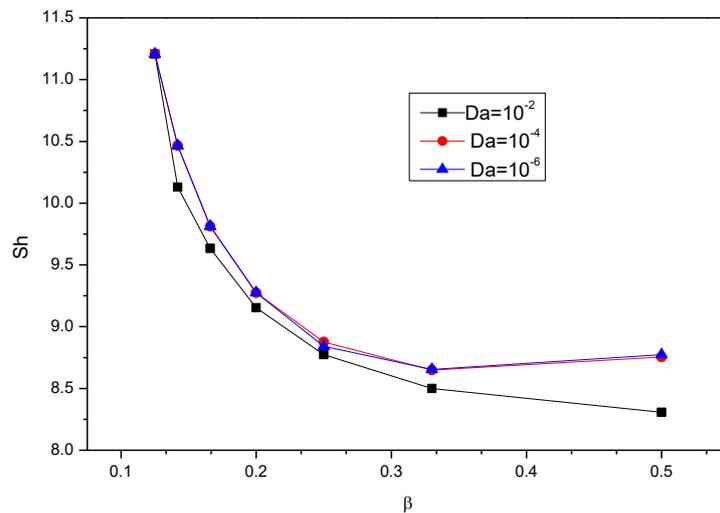


Fig 10 : Nombre de Sherwood en fonction du rapport de blocage

Conclusion

Une étude numérique d'un écoulement dans un canal horizontal en présence d'un obstacle poreux a été effectuée. Les parois sont mouillées et soumises à un flux de chaleur de densité constante. Les effets d'un écoulement perturbé sur le transfert de chaleur au voisinage de la paroi du canal ont été analysés numériquement pour un nombre de Reynolds de $Re=40$, sept rapports de blocage de $1/8 \leq \beta \leq 1/2$, six distances d'écartement de $1/6 \leq \gamma \leq 1$ et quatre nombres de Darcy $10^{-2} \leq Da \leq 10^{-6}$. Cette étude réalisée en convection forcée a permis de conclure que lorsque γ augmente, la zone de recirculation près de la paroi du canal disparaît et par conséquent, les nombres de Nusselt latent et de Sherwood le long de la paroi inférieure sont plus importants pour un grand γ . Le nombre de Sherwood devient moins important avec l'augmentation du rapport de blocage.

Nomenclature

C_F	Coefficient de Forchheimer
Da	nombre de Darcy = K/h^2
h	hauteur du cylindre
L_D	distance entre la face arrière du cylindre et la limite de sortie (m)
Nu	nombre de Nusselt local
K	perméabilité (m^2)
LR	longueur de la zone de recirculation (m)
Pr	nombre de Prandtl
Re	nombre de Reynolds
T	température adimensionnelle
X, Z	coordonnées adimensionnelles
U, W	vitesse ($m\ s^{-1}$)
Greek symbols	
μ	viscosité dynamique ($kg\ m^{-1}\ s^{-1}$)
ρ	Densité ($kg\ m^{-3}$)
ε	porosité
β	rapport de blocage, = h/H
γ	distance d'écartement = $2d / (H-h)$

Références

- [1] Somasundaram, P., Mysels, K.J., 1975. Steady-state flow in a porous cylinder with permeable walls and restricted or unrestricted ends. *Journal of Fluids Engineering* 97, 379–380.
- [2] H. T. Low, H. X. Bai, P. Yu, Y. Zeng, and S. H. Winoto. Fluid Dynamics and Mass Transfer in a Perfusion Bioreactor with a Porous Wall. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*, Vol. 2, No. 3, August 2014.
- [3] M. Breuer, J. Bernsdorf, T. Zeiser, F. Durst, 2000, Accurate computations of the laminar flow past a square cylinder based on two different methods: lattice-Boltzmann and finite-volume, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 21, Pages 186-196.
- [4] A. Korichi et L. Oufer, 2007, Etude numérique de l'écoulement instationnaire et du transfert de chaleur autour d'un conduit de section carré dans un canal, *Sciences & Technologie*, N°25, Pages 55-61.
- [5] Jue T. 2004, Numerical analysis of vortex shedding behind a porous square cylinder. *Int J Numer Methods Heat Fluid Flow*;14(5):649–63.
- [6] Mohammad Sadegh Valipour, Saman Rashidi, Masoud Bovand, Reza Masoudi. Numerical modeling of flow around and through a porous cylinder with diamond cross section. *European Journal of Mechanics B/Fluids* 46 (2014) 74–81.
- [7] P. Yu, Y. Zeng, T.S. Lee, H.X. Bai, H.T. Low. Wake structure for flow past and through a porous square cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 31 (2010) 141–153.
- [8] S. Dhinakaran, J. Ponmozhi, 2011, Heat transfer from a permeable square cylinder to a flowing fluid, *Energy Conversion and Management* 52, 2170–2182.
- [9] Mohsen Cheraghi, Mehrdad Raisee, Mostafa Moghaddami. Effect of cylinder proximity to the wall on channel flow heat transfer enhancement. *Comptes Rendus Mécanique*, Volume 342, Issue 2, Pages 63-72.
- [10] Hassen Abbassi, Said Turki, Sassi Ben Nasrallah. Numerical investigation of forced convection in a plane channel with a built-in triangular prism. *Int. J. Therm. Sci.* (2001) 40, 649–658.
- [11] M. Meis, F. Varas, A. Velázquez, J.M. Vega. Heat transfer enhancement in micro-channels caused by vortex promoters. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 29–40.
- [12] A. Sohankar, C. Norberg, L. Davidson. low-reynolds-number flow around a square cylinder at incidence: study of blockage, onset of vortex shedding and outlet boundary condition. *International journal for numerical methods in fluids*, vol. 26, 39±56 (1998)
- [13] Said Turki, Hassen Abbassi et Sassi Ben Nasrallah, Two-dimensional laminar fluid flow and heat transfer in a channel with a built-in heated square cylinder, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 42, Pages 1105–1113 2003.