



## Etude numérique de transfert de chaleur par convection et de chute de pression dans un mini canal muni des ondulations sous forme V pour différents déphasages.

Abdelaziz BEGAG<sup>(1)</sup>, Rachid SAIM<sup>(1)</sup>, Said ABBOUDI<sup>(2)</sup>

<sup>(1)</sup>Laboratoire d'Energétique et Thermique Appliquée (ETAP),  
Département de Génie Mécanique, Faculté de Technologie,  
Université Abou BekrBelkaid. B.P 119, Tlemcen, 13000, Algérie,  
E-mail : [begagaziz@ymail.com](mailto:begagaziz@ymail.com) et [saimrachid@yahoo.fr](mailto:saimrachid@yahoo.fr)

<sup>(2)</sup>Laboratoire Interdisciplinaire Carnot de Bourgogne - Site UTBM Sévenans- ICB UMR 6303 CNRS / Univ.  
Bourgogne Franche Comté (UBFC) ,90010 Belfort cedex, France  
E-mail : [Said.Abboudi@utbm.fr](mailto:Said.Abboudi@utbm.fr)

**Résumé :** Les nouveaux systèmes de développement et de conservation d'énergie exigent l'utilisation des mini-échangeurs de chaleur de hautes performances thermo énergétiques. Les chercheurs dans le domaine, développent de nouvelles méthodes pour augmenter le mécanisme de transfert de chaleur dans des échangeurs de chaleur et cherchent à améliorer leurs performances. L'objectif de ce travail est d'étudier le transfert de chaleur dans un canal horizontal en présence des ondulations sous forme V. Des simulations numériques ont été effectuées en appliquant sur les parois du tube, un flux thermique uniforme de 580 W/m<sup>2</sup> et utilisant l'air comme fluide de travail. Le nombre de Reynolds varie de 400 à 1600, avec des déphasages variant de 0° et 180°. La taille de canal varie de (H = 12.5, 15, 17.5mm), et la taille d'ondulation varie de (a = 2.5, 5, 7.5 mm). Les équations gouvernantes de l'écoulement a savoir l'équation de quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues numériquement en employant la méthode de volume fini. Les résultats numériques ont indiqué que les canaux ondulés ont un effet significatif sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement. Ces effets sont dus à la rupture et de la déstabilisation de la couche limite produite lorsque le fluide s'écoule sur les surfaces ondulées. L'effet du déphasage ondulé sur le transfert de chaleur est plus significatif dans un canal étroit, la meilleure performance a été noté sur le déphasage de  $\phi=180^\circ$ .

**Mots clés :** Ecoulement forcé, tubes concentriques, laminaire, turbulent, numérique, échangeur de chaleur.

### 1. Introduction :

Des études sur le transfert de chaleur amélioré ont été signalées depuis plus de 100 ans [1], Ces dernières années, en raison de la demande croissante des industries pour les échangeurs de chaleur qui sont plus efficaces, compacts et moins coûteux, l'amélioration du transfert de chaleur a gagné un élan sérieux. En général, l'étude du transfert de chaleur amélioré est focalisée sur deux domaines : l'augmentation de la surface de transfert de chaleur (comme des surfaces étendues ou des ailettes), et l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur en modifiant les profils d'écoulement près de la surface de transfert de chaleur. Différents procédés ont été utilisés pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur, qui comprennent : la réduction de la taille de l'échangeur de chaleur pour le service thermique fixe ; la mise à niveau de la capacité d'un échangeur de chaleur existant ; la réduction de la température près des parois, et la réduction de la puissance de pompage pour les charges thermiques. Ces critères sont généralement la base pour évaluer la performance de transfert de chaleur améliorée dans une application donnée.

Et pour cela, les caractéristiques du transfert de chaleur et de la chute de pression dans le canal ondulé sont étudiées par différents chercheurs tels que Mohammed et al. [2], qui ont numériquement étudié les effets des angles d'inclinaison et de la hauteur des canaux ondulés sur le taux d'amélioration de transfert de chaleur, ils ont recommandé un angle ondulé de 60° et une hauteur ondulée de 2,5 mm avec une hauteur de canal de 17,5 mm

pour une meilleure amélioration du transfert de chaleur. Au même temps, Elshafei et al. [3, 4] ont étudié expérimentalement l'effet du déphasage des canaux ondulés en V sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression. Les résultats ont montré une amélioration significative du coefficient moyen de transfert de chaleur et une abondance de chute de pression en fonction de l'espacement et du déphasage. Ali et Ramadhyani [5] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur dans un mini canal ondulé pour l'angle d'ondulation de  $20^\circ$  et un écoulement laminaire. Il s'est avéré que le nombre de Nusselt dans le canal ondulé augmente de 140 et 240% celui du canal simple et le facteur de frottement augmentait de 130 et 280%. Gradeck et al. [6] ont effectué une étude expérimentale sur la convection forcée laminaire et turbulente pour analyser l'amélioration du transfert de chaleur pour l'écoulement monophasique. L'étude du coefficient de transfert de chaleur montre une forte sensibilité aux effets convectifs au sommet de l'ondulation tandis que dans le fond de l'ondulation, le flux est désorganisé et les effets convectifs sont négligeables. Ali et Hanaoka [7] ont étudié expérimentalement les effets des paramètres de fonctionnement sur le transfert de chaleur par convection forcée pour l'écoulement laminaire de l'air dans un canal ayant une plaque supérieure ondulée en V chauffée par rayonnement. Les résultats montrent que la variation de l'angle d'inclinaison de  $0^\circ$  à  $60^\circ$  conduit à une augmentation des valeurs de Nusselt local par un rapport allant de 33% à 67,3%. Wang et Chen [8] ont étudié numériquement le flux de convection forcée à travers un réseau périodique d'un canal ondulé. Différentes valeurs des rapports d'amplitude en longueur d'onde de 0 à 0,5 ont été considérées. Il a été trouvé que, à des rapports de longueur d'onde d'amplitude nettement plus importants, le canal ondulé est un dispositif de transfert de chaleur efficace, en particulier pour des nombres de Reynolds plus élevés.

Islamoglu et Parmaksizoglu [9] ont mené une étude numérique et expérimentale du transfert de chaleur par convection forcée et de la chute de pression dans un canal ondulé. Les résultats montrent qu'il existe une grande différence entre les coefficients de transfert thermique locaux minimum et maximum sur les murs ondulés. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt entièrement développé augmente à mesure que la hauteur du canal augmente et que par conséquent le gradient de pression diminue. Gut et Pinto [10] ont mené une étude numérique sur la convection forcée d'échangeurs de chaleur à plaques avec des configurations généralisées. Il a été conclu que l'algorithme d'assemblage était un outil important pour étudier l'influence de la configuration sur la performance de l'échangeur de chaleur et il peut être davantage utilisé pour développer des méthodes d'optimisation pour la sélection de la configuration de l'échangeur de chaleur à plaques.

Il ressort clairement de la revue de la littérature que le cas du transfert de chaleur par convection forcée turbulente dans un mini canal ondulé en V pour différents configurations semble ne pas avoir été étudié en détail dans le passé et cela nous a motivés pour évaluer notre étude actuelle. De plus, la plupart des recherches antérieures interviennent sur les canaux ondulés en V, dont tous les pics de configuration se trouvent dans un arrangement en phase, et il y a un travail très limité dans la littérature ouverte qui a abordé cette géométrie. La présente étude examine l'écoulement convectif forcé turbulent 2D, dans un mini canal ondulé en V ayant un nombre d'ondulation de 11, différentes hauteurs de canal et différentes hauteurs d'ondulations sur le nombre de Reynolds dans la gamme de 400-1600 et un flux thermique constant de  $0.58 \text{ kW/m}^2$ . Les résultats d'intérêt tels que le nombre de Nusselt, la chute de pression et le critère d'évaluation de performance dans le mini canal ondulé en V sont rapportés pour illustrer les effets de différents paramètres géométriques sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement.

## **2. Modèle mathématique :**

### **2.1 Modèle physique :**

La géométrie du problème est présentée sur la figure 1. Il s'agit d'un mini canal rectangulaire muni de deux plaques supérieures et inférieures ondulées en V traversé par un écoulement d'air turbulent stationnaire, la géométrie est supposée bidimensionnelle car la largeur de canal est très grande par rapport à la hauteur du canal, satisfaisant les hypothèses suivantes : (i) Propriétés physiques du fluide supposées constantes, (ii) Profils de vitesse uniformes, (iii), Modèle de turbulence (k- $\epsilon$ ) est utilisé pour décrire la turbulence.

Un ensemble de décalages de phase différents ( $\emptyset$ ) entre la partie supérieure et inférieure des plaques ondulées ont été considérées ; Pour le déphasage  $\emptyset = 0^\circ$ , la crête de la paroi inférieure correspond à la crête de plaque supérieure, Pour  $\emptyset = 180^\circ$ , la crête de la paroi ondulée inférieure correspond au creux de la partie supérieure ondulée du canal tel qu'illustré à la Fig. 1. Tous les canaux ondulés ont le même nombre d'ondulation égale à 11.

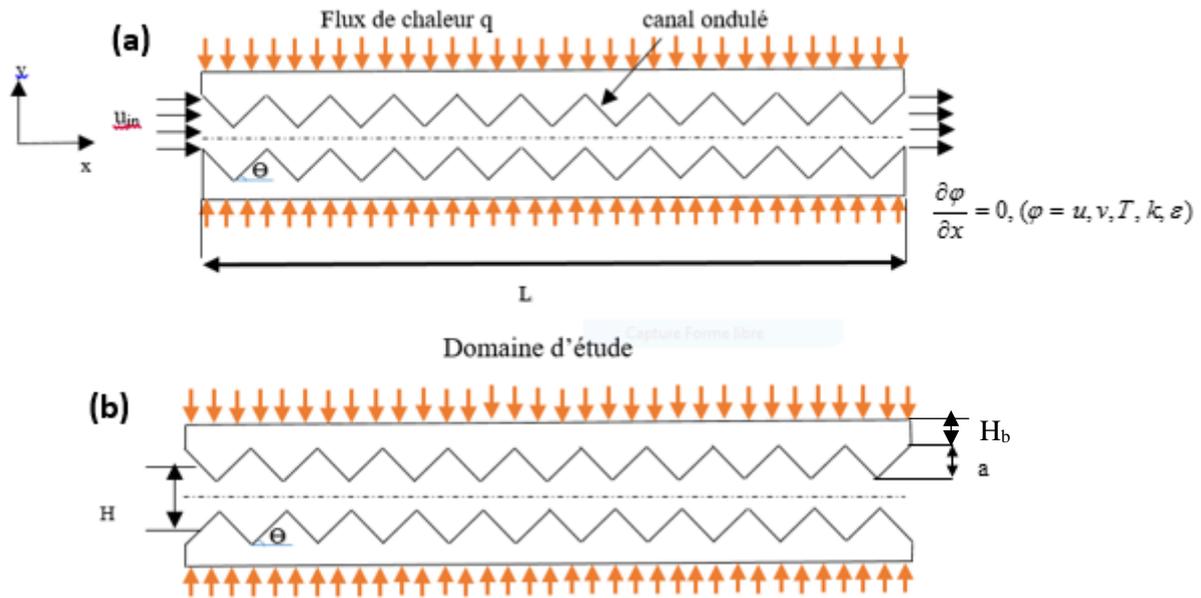


Figure 1 : Géométrie du problème étudié (a) déphasage 0°, (b) déphasage 180°

Tableau 1 : dimensions géométriques de la section étudiée

Hauteur de canal H (mm)	Hauteur de l'onde a (mm)	Hauteur de la base H <sub>b</sub> (mm)	Longueur de canal ondulé L (mm)	Nombre d'ondulation	Longueur de surface ondulée (mm)
12.5, 15, 17.5	2.5, 5, 7.5	2.5	300	11	323

## 2.2 Equations gouvernantes :

Des équations gouvernantes d'écoulement turbulent thermo-convectif, d'énergie et de turbulence ont été considérées dans cette simulation. Les préentions suivantes ont été utilisées, écoulement bidimensionnel, turbulent et aucun glissement au mur. Fondé sur les hypothèses ci-dessus, les équations gouvernantes peuvent être écrites comme suit :

1- Equation de continuité :

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

2- Equation de quantité de mouvement :

$$\rho \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u v) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v v) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \quad (3)$$

3- Equation d'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho c_p v T) = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

Le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  proposé par Launder et Spalding [11], a été utilisé dans cette simulation. Ce modèle a la capacité de prévoir le mouvement secondaire d'écoulement, il consiste deux équations : l'énergie cinétique turbulente  $k$  et le taux de dissipation  $\varepsilon$ . Les équations du modèle  $k-\varepsilon$  sont données par :

1- Equation de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho k u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

2- Equation de taux de dissipation :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho \varepsilon u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \left( \frac{\varepsilon}{k} \right) G_k + C_{2\varepsilon} \rho \left( \frac{\varepsilon^2}{k} \right) - \rho \varepsilon \quad (6)$$

Dans les équations ci-dessus,  $G_k$  représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due au gradient moyen de vitesse,  $\sigma_k$  et le  $\sigma_\varepsilon$  sont nombre de Prandtl efficace pour l'énergie cinétique turbulente et taux de dissipation, respectivement ;  $C_{1\varepsilon}$  et  $C_{2\varepsilon}$  sont des constantes et  $\mu_t$  est la viscosité turbulente elle est modelé comme :

$$\mu_t = \left( \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \right) \quad (7)$$

Les constantes empiriques pour le modèle turbulent arrivent par l'ajustage de précision complet de données pour un éventail de l'écoulement turbulent [11, 12].

$$C_\mu = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.47, C_{2\varepsilon} = 1.92, \sigma_k = 1.0 \text{ et } \sigma_\varepsilon = 1.3$$

### 2.3. Conditions aux limites :

Tableau 2 : Conditions aux limites pour différentes sections.

	u (m/s)	v (m/s)	T (°C)	K (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	ε (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )
Entrée de fluide	u <sub>in</sub>	0	T <sub>in</sub> =300	k <sub>in</sub>	ε <sub>in</sub>
Sortie de fluide	$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial v}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial k}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$
Parois	q=580 w/m <sup>2</sup>	q=580 w/m <sup>2</sup>	q=580 w/m <sup>2</sup>	q=580 w/m <sup>2</sup>	q=580 w/m <sup>2</sup>

L'énergie cinétique turbulente,  $K_{in}$  et la dissipation turbulente,  $\varepsilon_{in}$  à la section d'entrée sont approchées de l'intensité turbulente  $I$  comme suit [13]:

$$k_{in} = \frac{3}{2} (u_{in} I)^2, \quad \varepsilon_{in} = C_\mu \frac{3}{4} \frac{k_{in}^{\frac{3}{2}}}{L} \quad (8)$$

Nombre de Nusselt et facteur de frottement :

La simulation numérique courante est visée pour étudier l'influence de différents paramètres géométriques de canal tel que : le déphasage, la taille de canal, la taille d'ondulation sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de la chute de pression pour un écoulement pleinement développé dans les mini canaux ondulés. La vitesse moyenne à l'entrée dans le mini canal a été calculée par le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique de canal qui est défini par :

$$u_{moy} = \frac{Re \nu}{D_h} \quad (9)$$

Où le diamètre hydraulique calculé par :

$$D_h = \frac{4S_p}{P_m} \quad (10)$$

Le coefficient moyen de transfert de chaleur est calculé à partir du nombre moyen de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_f} \quad (11)$$

La chute de pression par unité de longueur peut être calculé par :

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{(p_{moy,S} - p_{moy,E})}{L} \quad (12)$$

Où  $p_{moy,S}$ , et  $p_{moy,E}$  sont la pression moyenne à l'entrée et la sortie du mini canal.

Le critère d'évaluation des performances, PEC peut être défini par :

$$PEC = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right) \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (13)$$

$f$  est le facteur de frottement, il est calculé par :

$$f = \frac{\Delta p \left( \frac{D_h}{L} \right)}{\frac{1}{2} \rho u_{moy}^2} \quad (14)$$

### 3. SOLUTION NUMERIQUE :

La méthode des volumes finis, basée sur l'algorithme SIMPLE [12], est utilisée pour résoudre le système muni des conditions aux limites ci-dessus.

#### 3.1. Effet du maillage :

Un essai de l'indépendance de grille a été réalisé pour évaluer les effets des tailles de grille sur les résultats. Dans cette étude, quatre grilles sont considérées, qui sont 30.000, 66.000, 95.000, 133.000, au  $Re = 1100$ . La grille de discrétisation est structurée et uniforme. Chacune des quatre faces de maille de grille a presque des résultats similaires du nombre de Nusselt. Ainsi, un domaine avec des cellules de maille de 95.000 est employé pour réduire le temps de calcul.

#### 3.2. Validation des résultats de la simulation :

Pour valider les résultats numériques de la présente étude, les résultats prédits pour le nombre moyen de Nusselt a été comparé avec les travaux expérimentaux et numériques antérieurs de Naphon [14, 15], comme le montre la figure.2 La figure 2 (a) montre la comparaison entre le nombre moyen de Nusselt de l'étude numérique et les valeurs mesurées par Naphon [14]. En outre, La figure 2 (b) montre la comparaison entre le nombre moyen de Nusselt de l'air dans le canal ondulé et le travail numérique effectué par Naphon [15]. On peut voir clairement à partir de ces figures que les valeurs obtenues à partir du modèle sont cohérentes avec les données expérimentales et numériques et se situent à  $\pm 9\%$  d'erreur.

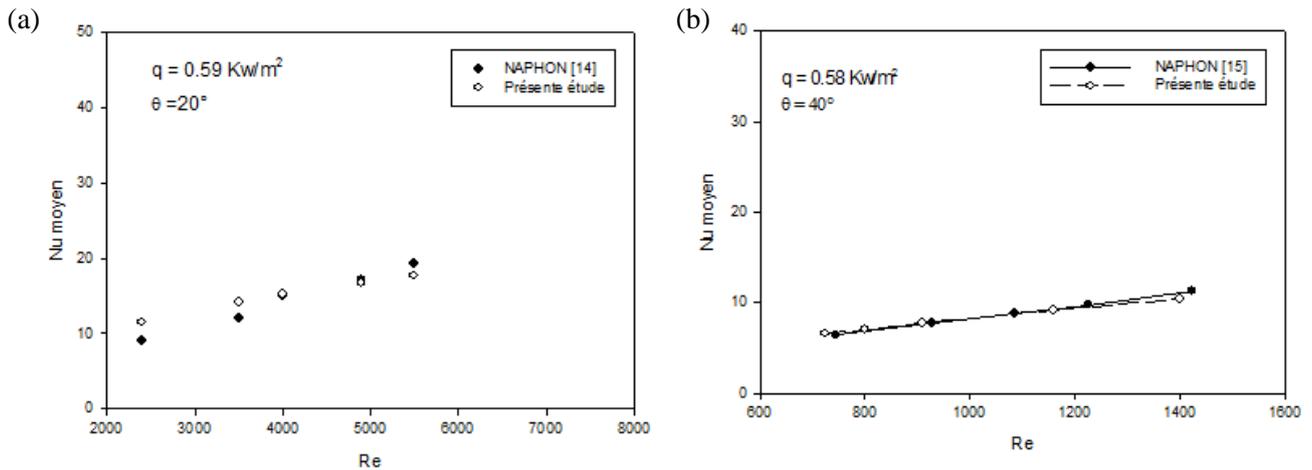


Figure 2 : Comparaison du nombre moyen de Nusselt entre notre simulation et les résultats de NAPHON [14,15]  
 (a) Etude expérimentale (b) Etude numérique.

#### 4. RESULTATS ET INTERPRETATIONS :

##### 4.1. Effet de la taille de canal et de déphasage :

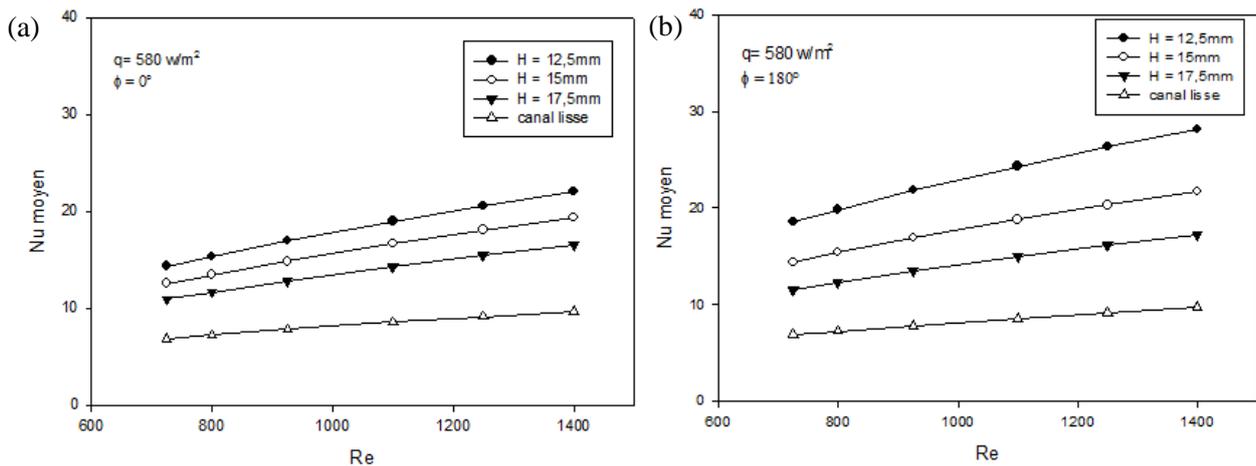


Figure 3 : Nombre moyen de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds dans le mini canal ondulé pour différentes tailles, (a)  $\phi = 0^\circ$ , (b)  $\phi = 180^\circ$ .

Le nombre moyen de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs de canal est présenté dans la figure 3. Les résultats prévus pour une hauteur de canal différente,  $H = 12,5, 15,0,$  et  $17,5 \text{ mm}$ , tout en maintenant un déphasage fixe,  $\phi = 0^\circ$ , et  $180^\circ$ .

Pour l'écoulement dans le canal ondulé de  $\phi = 0^\circ$ , il est clair que le Nusselt moyen augmente avec la diminution de la hauteur du canal et l'augmentation du nombre de Reynolds. Le nombre de Nusselt le plus élevé a été obtenu Pour une hauteur de canal  $H = 12,5 \text{ mm}$ , Pour le déphasage  $\phi = 180^\circ$ , Ou le passage convergent-divergent, la valeur d'augmentation de transfert de chaleur est supérieure au canal ondulé avec le déphasage  $\phi = 0^\circ$  (25-50%) car les ondes en forme de V produisent un écoulement tourbillonnaire dans les plissements de la paroi ondulée présente des zones de recirculation qui a un effet significatif sur la distribution d'écoulement principal dans le canal.

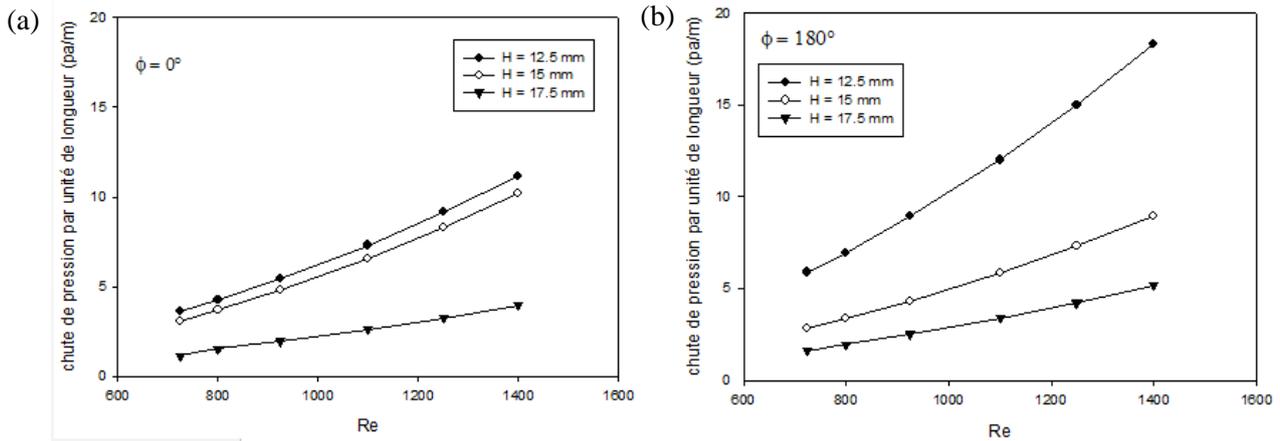


Figure 4 : Chute de pression par unité de longueur en fonction de Reynolds, pour différentes tailles de canal (a)  $\phi = 0^\circ$ , (b)  $\phi = 180^\circ$ .

La chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour différentes tailles de canal et différents déphasages,  $\phi = 0^\circ$ , et  $\phi = 180^\circ$  sont représentés sur la figure 4. Cette figure illustre que pour les deux valeurs du déphasage, la chute de pression augmente progressivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Sur la plage testée du nombre de Reynolds, la chute de pression augmente avec la diminution des hauteurs de canal et l'augmentation du déphasage. En attendant, à mesure que le canal s'élargit, la chute de pression diminue graduellement.

D'après les résultats de simulation précédents et leur discussion, il apparaît que la variation des hauteurs de canaux ondulés et le déphasage de la surface de la plaque ondulée ont un impact significatif sur l'augmentation du transfert de chaleur et de la chute de pression dans les canaux ondulés.

#### 4.2. Effet de la taille d'ondulation :

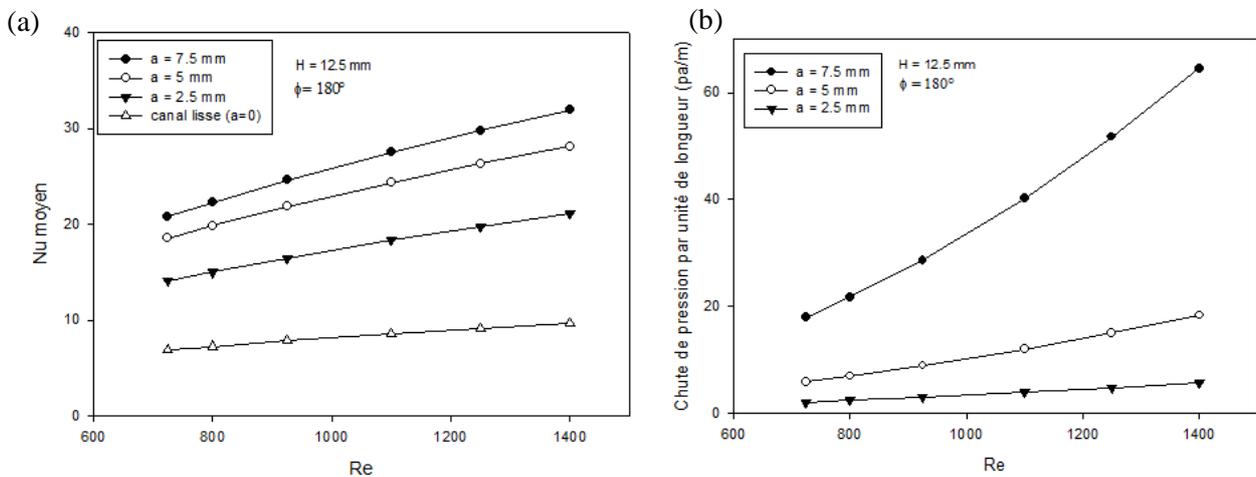


Figure 5 : (a) Nombre de Nusselt et (b) chute de pression par unité de longueur en fonction de nombre de Reynolds dans le mini canal ondulé pour différentes tailles d'ondulations, avec  $\phi = 180^\circ$ .

La variation du nombre moyen de Nusselt et la chute de pression en fonction de nombre de Reynolds pour différentes hauteurs ondulées est montrée à la figure 5. On peut voir clairement que le nombre de Nusselt à une hauteur ondulée plus grande est plus élevé que celui des hauteurs inférieures. Ceci est dû à la croissance des écoulements tourbillonnaires dans les parois, et à une recirculation de fluide plus élevée à des hauteurs ondulées importantes. L'effet de la hauteur ondulée sur la variation de la chute de pression est représenté sur la figure 5 (b). On constate que la hauteur ondulée la plus élevée a la plus forte chute de pression. C'est dû au frottement important et à la surface ondulée qui augmente fortement avec l'augmentation de la hauteur ondulée.

### 4.3. Performance thermique :

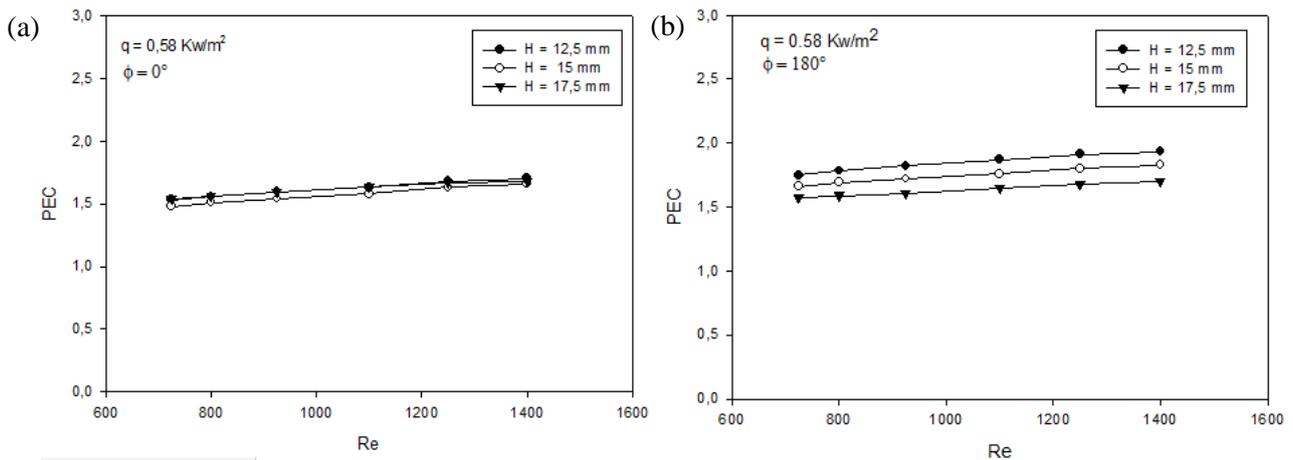


Figure 6 : Critère d'évaluation des performances en fonction de nombre de Reynolds pour différentes tailles de canal, (a)  $\phi = 0^\circ$ , (b)  $\phi = 180^\circ$ .

Afin de comparer la performance thermo-hydraulique de canal ondulé, la performance est représentée graphiquement dans la figure 6, comme PEC contre le nombre de Reynolds pour différentes tailles et différent déphasage. Il est clair de cette figure, que (PEC) augmente avec la diminution de la taille de canal également le rapport de performance est presque constant avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour toutes les tailles de canal. Avec l'augmentation du déphasage, les valeurs de (PEC) sont augmentées pour la même taille de canal ; ceci signifie le déphasage  $\phi = 180^\circ$  offre plus de performance (PEC). On le constate aussi que les valeurs maximum de la performance ont été obtenues en employant la taille de canal  $H = 12,5 \text{ mm}$  et le déphasage de canal  $\phi = 180^\circ$ . Ceci a indiqué cela, que la taille de canal  $H = 12,5 \text{ mm}$  est la taille la plus attrayante du point de vue de l'économie d'énergie comparé à d'autres tailles.

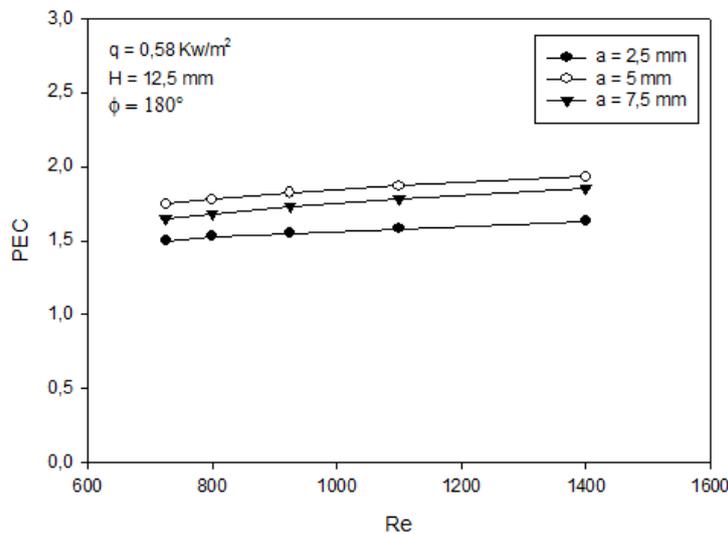


Figure 7 : Critère d'évaluation des performances en fonction de nombre de Reynolds pour différentes tailles d'ondulation canal, pour  $H=12,5 \text{ mm}$ , et  $\phi = 180^\circ$ .

La figure 7. montre l'effet de la hauteur d'ondulation sur le perfectionnement du transfert de chaleur. On peut voir que les rapports d'amélioration est presque constants pour toute la gamme du nombre de Reynolds. La taille d'ondulation  $a = 5 \text{ mm}$  donne un critère d'évaluation des performances meilleur suivie par la taille d'ondulation :  $a = 7,5 \text{ mm}$ , et  $a = 2,5 \text{ mm}$ , ceci peut être expliqué par l'effet de l'augmentation de la chute de pression avec les grandes tailles.

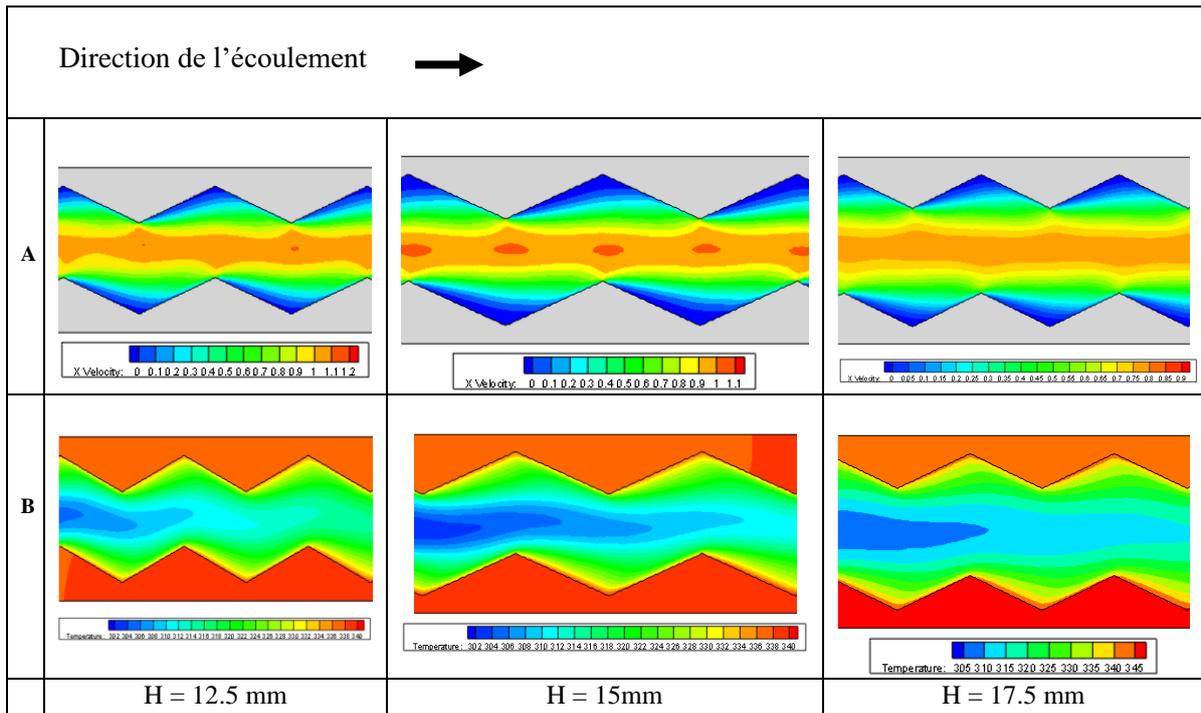


Figure 8 : Variation de : (A) contours de vitesse, (B) contours de température, dans le canal ondulé pour différentes tailles de canal, avec  $Re = 1100$ .  $\phi = 0^\circ$

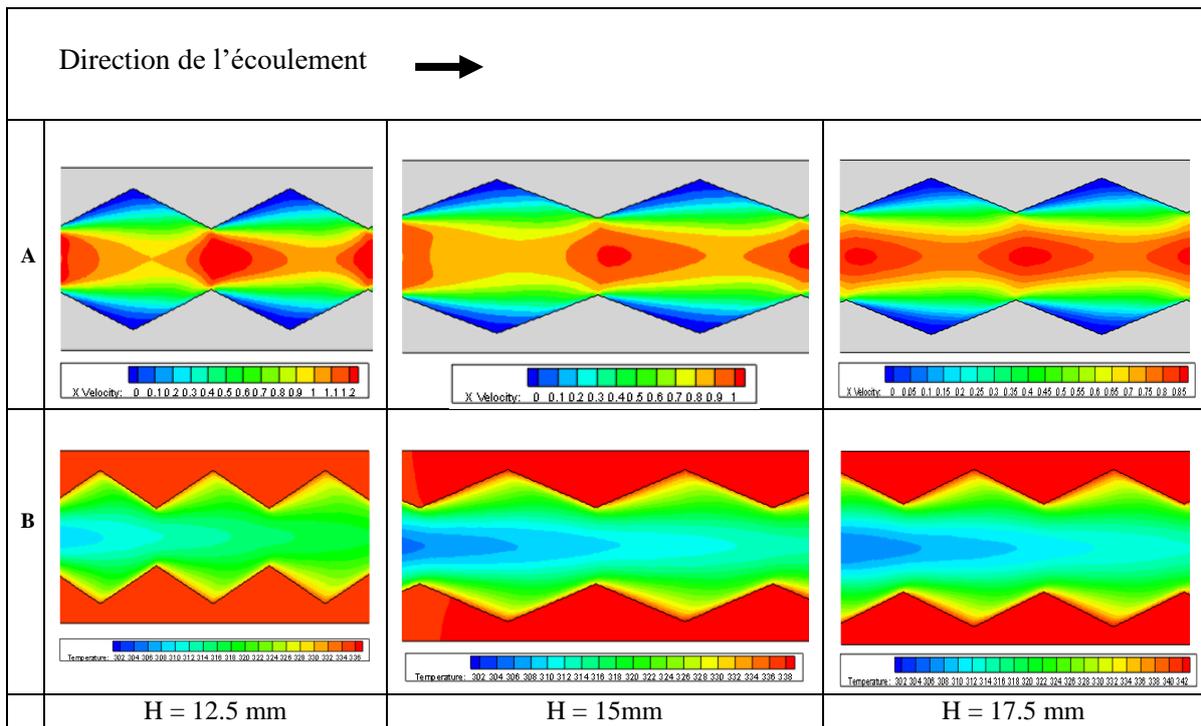


Figure 9 : Variation de : (A) contours de vitesse, (B) contours de température, dans le canal ondulé pour différentes tailles de canal, avec  $Re = 1100$ .  $\phi = 180^\circ$ .

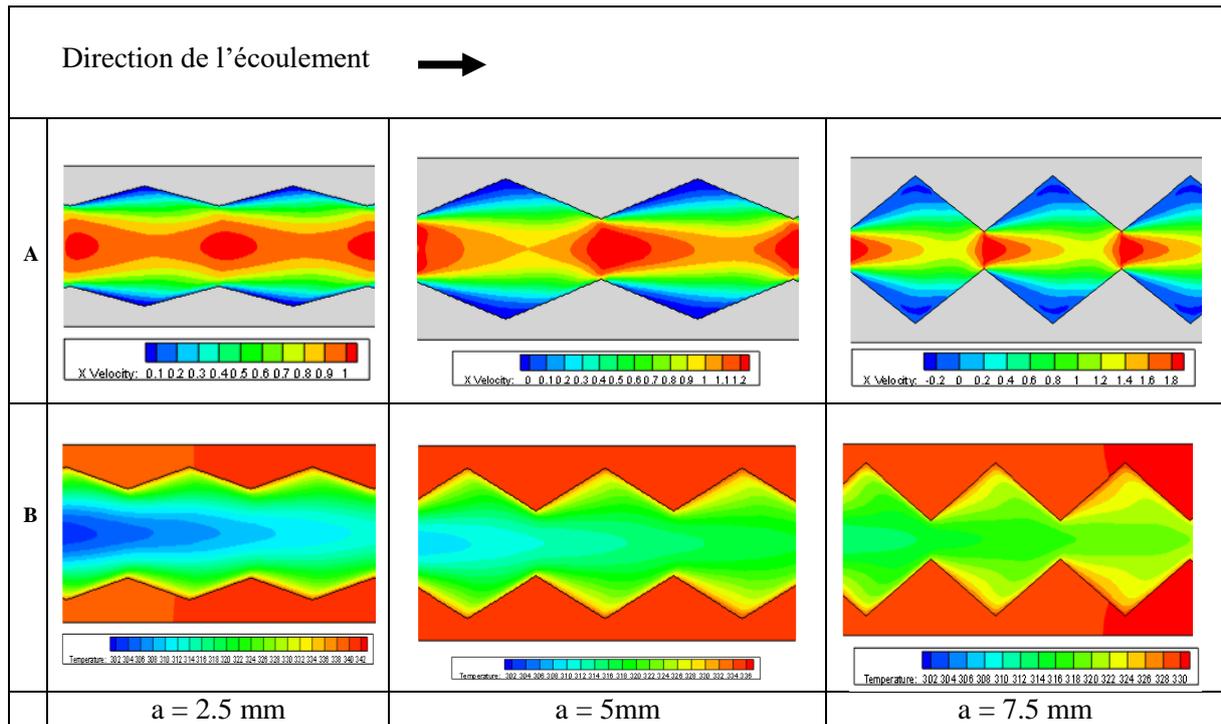


Figure 10 : Variation de : (A) contours de vitesse, (B) contours de température, dans le canal ondulé pour différentes tailles d'ondulations de canal, avec  $Re = 1100$ .  $\phi = 180^\circ$ .

## 5. Conclusion :

Dans ce travail, les caractéristiques de transfert de chaleur et de la chute de pression dans un mini canal ondulé pour l'écoulement forcé turbulent ont été effectuées. Les équations gouvernantes ont été résolues suivre la méthode de volume fini. Les effets des paramètres géométriques tels que le déphasage, la taille onduleuse et la taille de canal sur l'écoulement et les champs thermiques ont été examinés. Les résultats ont été prévus et ont comparé basé sur leur nombre de Nusselt, chute de pression, et perfectionnement du mini canal. Les conclusions suivantes peuvent être faites à partir de l'étude courante :

- La surface ondulée a un effet significatif sur le perfectionnement du transfert de chaleur et l'accroissement de la chute de pression comparés au canal lisse.
- Le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour toutes les différentes géométries.
- La performance pour une petite taille de canal est relativement meilleure.
- La chute de pression a augmenté avec l'augmentation de la taille onduleuse du canal tandis qu'elle diminuait avec l'augmentation de la taille de canal.
- Le critère d'évaluation des performances prouve que le déphasage  $\phi = 180^\circ$  avec la taille de canal de 12.5 mm, avec une taille d'ondulation de 5 mm, sont les paramètres les plus attrayants du point de vue de l'économie d'énergie comparé à d'autres.
- la taille d'ondulation a l'effet significatif sur le développement d'écoulement et de la distribution de la température.

## Nomenclature :

Symboles :

$c_p$  chaleur spécifique,  $\text{kJ}/(\text{kg } C^\circ)$   
 $D_h$  diamètre, (m)  
 $f$  facteur de frottement

Lettres grecques :

$\rho$  masse volumique,  $\text{kgm}^{-3}$   
 $\lambda$  conductivité thermique,  $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$   
 $\sigma_k$  nombre efficace de Prandt de dissipation

$G_k$	génération de l'énergie cinétique turbulente	$\mu$	viscosité dynamique, (kg/ms)
$h$	coefficient de transfert de chaleur, kW/(m <sup>2</sup> C°)	$\varepsilon$	énergie cinétique de dissipation, (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )
$H$	hauteur du canal, (m)	$\tau$	effort de cisaillement de mur
$H_w$	hauteur d'ondulation (m)	$\nu$	viscosité cinématique, (m <sup>2</sup> /s)
$a$	hauteur de la base (m)	$\phi$	vecteur composé des grandeurs $u, v, k, T$ et $\varepsilon$ .
$K$	énergie cinétique turbulente, (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )		
$q$	flux thermique, (kW/m <sup>2</sup> )		
$s_p$	surface, m <sup>2</sup>		
$Re$	nombre de Reynolds (-)	Indices:	
$Nu$	nombre de Nusselt (-)	$t$	turbulente
$Pr$	nombre de Prandtl (-)	$eff$	effective
$p$	pression, (pa)	$moy$	moyen
$T$	température, (K)	$in$	interne
$u$	vitesse, (m)	$b$	base
$P$	périmètre, (m)	$E$	entrée
		$S$	sortie

## Références

- [1] R, Webb. L. (*Principles of Enhanced Heat Transfer*), John Wiley & Sons, Inc. New York, NY, 1994.
- [2] Mohammed HA, Abed AM, Wahid MA. The effects of geometrical parameters of a corrugated channel with in out-of phase arrangement. (*Int Commun Heat Mass Transf*), 47–57, 2013.
- [3] EAM, Elshafei. Awad M, El-Negiry E, Ali AG, Heat transfer and pressure loss in narrow channels with corrugated walls. (*2nd international conference on thermal issues in emerging technologies*), 279–290, 2008.
- [4] EAM, Elshafei. Awad MM, El-Negiry E, Ali AG, Heat transfer and pressure drop in corrugated channels. (*Energy*), 101–110, 2010.
- [5] Ali MM, Ramadhani S Experiments on convective heat transfer in corrugated channels. (*Exp Heat Transf*), 5, 175–193, 1992.
- [6] M. Gradeck, B. Hoareau, M. Lebouche, Local analysis of heat transfer inside corrugated channel, (*International Journal of Heat and Mass Transfer*) 48, 2587–2595, 2002
- [7] H.H. Ali, Y. Hanaoka, Experimental study on laminar flow forced-convection in a channel with upper v-corrugated plate heated by radiation, (*International Journal of Heat and Mass Transfer*) 45, 2107–2117, 2007.
- [8] C.C. Wang, C.K. Chen, Forced convection in a wavy-wall channel, (*International Journal of Heat and Mass Transfer*) 45, 2587–2595, 2002.
- [9] Y. Islamoglu, C. Parmaksizoglu, The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel, (*Applied Thermal Engineering*) 23, 979–987, 2003.
- [10] J.A.W. Gut, J.M. Pinto, Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations, (*International Journal of Heat and Mass Transfer*) 46 2571–2585, 2003.
- [11] Launder, B.E., Spalding, D. B., The numerical computation of turbulent flow, (*Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*), 3, pp 269-289, 1974.
- [12] S, Patankar. Numerical heat transfer and fluid flow, (*Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences, Hemisphere Pub*). Corp., McGraw-Hill, 1980.
- [13] Versteeg HK, Malalasekera W, (*Computational fluid dynamics*). Longman Group, New York, 1995.
- [14] P. Naphon, Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V-corrugated upper and lower plates, (*Energy Conversion and Management*) 48, 1516–1524, 2007.
- [15] P. Naphon, Effect of corrugated plates in an in-phase arrangement on the heat transfer and flow developments, (*International Journal of Heat and Mass Transfer*) 51, 3963–3971, 2008.