

# INVESTIGATION DU TRANSFERT DE CHALEUR CONJUGUÉ DANS UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR AYANT DES TUBES AILETÉS

Ridha MEBROUK<sup>a,b,c</sup>, Mahfoud KADJA<sup>a</sup>, Stéphane FOHANNO<sup>b</sup>, Mohammed LACHI<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution, Département de Génie Mécanique, Université des frères Mentouri, Constantine, Algérie.

<sup>b</sup> GRESPI – Thermomécanique (EA 4694), Université de Reims Champagne-Ardenne, Reims, France.

<sup>c</sup> Université de Kasdi Merbah, Ouargla, Algérie. Email: ridhamebrouk@gmail.com

## RESUME

Dans ce travail, nous étudions numériquement les caractéristiques dynamique et thermique d'un échangeur de chaleur ayant des tubes ailetés. Les calculs supposent un transfert de chaleur et un écoulement en régime permanent. Le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement qui caractérisent l'échangeur de chaleur sont déterminés pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. L'équation de conservation de l'énergie convection-conduction (transfert conjugué) en trois dimensions a été résolue avec les équations de la conservation de la masse et de la quantité de mouvement afin de déterminer ces caractéristiques. Les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent sont considérés. L'effet de la modélisation de la turbulence a été étudié en utilisant trois modèles différents (le modèle Spalart-Allmaras de turbulence à une équation, le modèle k-ε standard et le modèle RSM). Les calculs ont permis la détermination des champs dynamiques et thermiques. La validation du modèle a été effectuée en comparant le facteur de frottement  $f$  calculé et le facteur  $j$  de Colburn avec les résultats expérimentaux puisés de la littérature. La comparaison a montré un bon accord qualitatif entre les résultats numériques et les données expérimentales. Les résultats obtenus ont également montré que le plus simple des trois modèles de turbulence testés (celui de Spalart-Allmaras) donne les valeurs les plus proches des données expérimentales.

**Mots Clés :** Convection forcée, simulation numérique, échangeur de chaleur, tubes ailetés.

---

## NOMENCLATURE

### Symboles :

$C_p$  Chaleur spécifique [J/kg K]  
 $D_c$  Diamètre de la sortie du tube [m]  
 $D_h$  Diamètre hydraulique [m]  
 $f$  Coefficient de frottement  
 $h$  Coefficient de transfert de chaleur [W/m<sup>2</sup>K]  
 $j$  Coefficient de Colburn :  $Nu/RePr^{1/3}$   
 $k$  Conductivité thermique [W/m<sup>2</sup>K]  
 $L$  Profondeur de l'échangeur  
 $N$  Nombre de rangées de tubes  
 $P, \Delta P$  pression et chute de pression [Pa]  
 $P_f$  Pas d'ailette [m]  
 $P_l$  Pas longitudinale [m]  
 $P_t$  Pas transversale [m]

$Nu$  nombre de Nusselt,

$Ra$  nombre de Reynolds

$Pr$  nombre de Prandtl

### Lettres grecques :

$\alpha$  Diffusivité thermique, m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>

$\mu$  Viscosité dynamique [kg/ms]

$\rho$  Densité [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma$  Nombre de Prandtl turbulent

$\nu$  Viscosité cinématique, (m<sup>2</sup>s<sup>-1</sup>)( $\mu/\rho$ )

## 1. INTRODUCTION

L'étude d'amélioration des surfaces du transfert de chaleur est d'un intérêt considérable parce que les résultats peuvent être exploités dans une large gamme de domaines industriels (usines chimiques, industries alimentaires, chauffage, conditionnement d'air, réfrigération, microélectronique, biotechnologie, etc...) ainsi que dans le domaine des transports. Dans la plupart des cas les surfaces étendues (ailettes) sont utilisées comme élément de base d'un échangeur de chaleur compact. Les objectifs de conception recherchés en utilisant ces techniques passives est d'augmenter le taux de transfert de chaleur tout en réduisant la chute de pression et la taille de l'échangeur de chaleur. Dans les échangeurs de chaleur liquide-gaz, tel que celui étudié ici, la résistance au transfert de chaleur côté liquide est généralement faible par rapport à celle du côté gaz, par conséquent, les ailettes sont habituellement montées sur le côté du gaz afin d'avoir un régime équilibré. Un échangeur de chaleur ayant des tubes ailetés est montré dans la figure 1. Les tubes traversent des plaques parallèles constituant les ailettes. L'écoulement entre les tubes crée un système de tourbillonnement, qui prend généralement la forme d'un fer à cheval. La présence du tourbillon en fer à cheval améliore le transfert de chaleur entre le gaz en écoulement et le liquide circulant à l'intérieur des tubes, à travers la mince couche limite entourant les tubes.

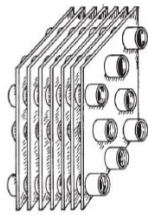


FIGURE 1. Echangeur de chaleur tubulaire avec des ailettes

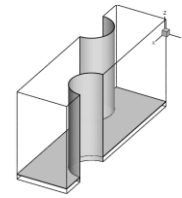


FIGURE 2. Domaine de calcul

Il y a eu une variété de travaux expérimentaux (Wang et al. [1] , Ay et al [2] , Yan et al [3]) , théoriques et numériques (Tao et al. [4] , Ereket al. [5], Sahin et al. [6] , Tuteur et Akkoca [7] ) réalisés pour étudier les échangeurs de chaleur à tube ailetés. Les travaux expérimentaux ont été réalisés en vue d'obtenir des données et des corrélations empiriques à utiliser dans la conception d'échangeurs de chaleur compacts ou pour la validation des codes CFD. Dans l'étude de Wang et al. [1] quinze échantillons d'échangeurs ayant des tubes ailetés et différents paramètres géométriques ont été testés et comparés dans un écoulement induit par une soufflerie ouverte. Les résultats ont été présentés sous la forme de coefficient de frottement et de coefficient  $j$  de Colburn en fonction du nombre de Reynolds basé sur le diamètre du tube dans la gamme de 300 à 7500. Les comparaisons avec les corrélations existantes ont également été signalées. Les auteurs ont constaté que l'espacement entre les ailettes n'affecte pas le coefficient de transfert thermique, que le nombre de rangées de tubes a un effet négligeable sur le coefficient de frottement, et que l'épaisseur de l'ailette n'affecte pas les caractéristiques de transfert de chaleur ou de frottement.

Tao et al. [4] ont réalisé des simulations numériques 3D pour déterminer le transfert thermique et les caractéristiques d'écoulement de fluide en régime laminaire dans un échangeur de chaleur à tubes ailetés avec des ailettes ondulées. L'effet de quatre facteurs a été examiné: nombre de Reynolds, pas d'ailettes, angle d'ondulation et nombre de rangées de tubes. Le nombre de Reynolds basé sur le diamètre du tube varie de 500 à 5000, le pas entre les ailettes de 0,4 à 5,2 mm, l'angle d'ondulation de  $0^\circ$  à  $50^\circ$ , et le nombre de rangées de tubes de 1 à 4. Les résultats numériques montrent que, avec l'augmentation des angles d'ondulation, la

diminution du pas d'ailettes et du nombre de rangées de tubes, le transfert de chaleur est amélioré mais avec une certaine pénalité dans la chute de pression.

La revue de la littérature a montré que pratiquement toutes les simulations CFD sur des échangeurs de chaleur ayant des tubes ailetés ont investigué l'effet des paramètres géométriques sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression. Dans cette étude, un échangeur de chaleur à tubes ailetés et à deux rangées montées en quinconce a été étudié, pour déterminer le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour une gamme de nombres de Reynolds variant de 300 à 10000. Les simulations sont réalisées pour les régimes laminaire et turbulent, et en utilisant trois modèles de turbulence différents : un simple modèle d'une seule équation (modèle Spalart-Allmaras) , le modèle  $k-\epsilon$  à deux équations et un modèle très complexe à sept équations (Reynolds Stress Model) . Au meilleur de la connaissance des auteurs, toutes les études précédentes ne traitent pas l'effet de la complexité du modèle de turbulence sur les caractéristiques hydrauliques et thermiques des échangeurs de chaleur à tubes ailetés. Cet échangeur de chaleur a été préalablement testé expérimentalement et les données rapportées dans la littérature. Cela nous a permis de comparer les résultats des calculs pour les deux régimes avec les données expérimentales afin de valider l'algorithme de modélisation.

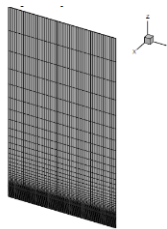


FIGURE 3. Maillage de l'entrée et de la sortie du domaine de calcul.

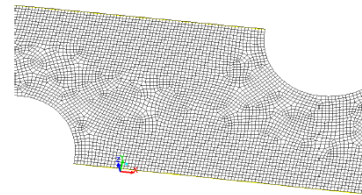


FIGURE 4. Maillage non structuré de l'ailette.

## 2. MODELE PHYSIQUE ET EQUATIONS GOUVERNANTES

Le modèle physique, le système de coordonnées et les paramètres géométriques correspondent à la configuration qui est présentée dans la figure 2. Ici, l'air circule entre les deux ailettes et autour des surfaces des deux rangées de tubes. La géométrie des ailettes est simple et les valeurs géométriques sont indiquées dans le tableau 1. Les ailettes sont fabriquées en aluminium et le fluide circulant est de l'air dont le nombre de Prandtl est  $Pr = 0,7442$ . L'air est utilisé comme fluide de refroidissement. Il entre à une température de 300 K. La température des parois du tube est supposée constante et égale à 350 K. La chaleur transportée est déterminée comme étant une solution d'un problème conjugué qui combine la conduction thermique dans le solide (les ailettes) et le transfert de chaleur par convection du fluide de refroidissement (air).

Paramètres géométriques		
Epaisseur d'ailette	$t$	0.130 mm
Pas d'ailette	$F_p$	2.240 mm
diamètre extérieur du collier d'ailette	$D_c$	10.23 mm
Pas transverse	$P_t$	25.40 mm
Pas longitudinal	$P_l$	22.00 mm
nombre des rangées de tubes		2

TABLEAU 1. Dimensions géométriques du modèle de l'échangeur de chaleur

Le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique est varié dans la gamme de 300-10000. L'écoulement est supposé permanent, incompressible, tri-dimensionnel et laminaire ou turbulent. La masse volumique, la chaleur spécifique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique de l'air sont supposées indépendantes de la température. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie (Xiong et al [8-9]) avec dissipation visqueuse négligeable sont les suivantes:

Les équations moyennées de quantité de mouvement de Reynolds sous forme tensorielle sont données par l'expression :

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial (-\overline{u_i u_j})}{\partial x_j} \quad (1)$$

Dans laquelle  $R_{ij} = -\overline{u_i u_j}$  sont les contraintes turbulentes. Dans les modèles de turbulence à un et deux équations,  $R_{ij}$  sont modélisées comme suit:

$$R_{ij} = -\overline{u_i u_j} = 2 \frac{\mu_t}{\rho} S_{ij} \text{ avec } S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

L'équation de quantité de mouvement devient :

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu + \mu_t}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

ou :

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_{eff}}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right)$$

Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

Equations de quantité de mouvement dans les directions x, y et z

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right] \quad (5)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \left[ -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \right] \quad (6)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \left[ -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{eff} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \right] \quad (7)$$

Equation de l'énergie dans le fluide :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = (\alpha + \alpha_t) \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

où  $\alpha_t = \frac{\nu_t}{Pr_t}$  est la diffusivité thermique de tourbillon et  $\nu_t$  est la viscosité cinématique de tourbillon  $\nu_t = \mu_t / \rho$

Equation de l'énergie pour le solide :

$$\frac{\partial T^2}{\partial x^2} + \frac{\partial T^2}{\partial y^2} + \frac{\partial T^2}{\partial z^2} = 0 \quad (9)$$

où u, v et w sont les composantes de la vitesse dans les directions x, y et z. T est la température, p est la pression,  $\rho$  est la masse volumique,  $\mu$  la viscosité dynamique,  $\alpha$  la diffusivité thermique et  $Pr_t$  est le nombre de Prandtl turbulent.

### Modélisation de la turbulence

Trois modèles de turbulence ont été utilisés dans les calculs:

#### Modèle à une équation (Spalart Allmaras)

Ce modèle résout une équation de conservation unique pour la viscosité turbulente. Cette équation de conservation contient des termes de transport convectifs et diffusifs, ainsi que des expressions pour la production et la dissipation de  $\nu_t$ , l'équation résolue est:

$$U_j \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} = P_{\tilde{\nu}} - \mathcal{E}_{\tilde{\nu}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{1}{\rho} \left( \mu + \frac{\tilde{\nu}}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \right) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right] \quad (10)$$

Le champ  $\tilde{v}$  obtenu est ensuite utilisé pour obtenir le champ  $v_t$

### Modèle à deux équations $k-\varepsilon$

La viscosité turbulente est obtenue par l'expression:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Equation pour  $k$

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\mu_t}{\rho} S^2 - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{1}{\rho} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (11)$$

Equation pour  $\varepsilon$

$$U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\varepsilon}{k} \left( C_{1\varepsilon} \frac{\mu_t}{\rho} S^2 - C_{2\varepsilon} \varepsilon \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{1}{\rho} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (12)$$

où  $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$  et les constantes du modèle ont les valeurs suivantes:

$$C_\mu = 0.09 ; C_{1\varepsilon} = 1.44 ; C_{2\varepsilon} = 1.92 ; \sigma_k = 1.0 \text{ et } \sigma_\varepsilon = 1.3$$

### Modèle RSM

Dans le modèle de contraintes de Reynolds (RSM), il y a les équations de transport exactes pour le transport des contraintes de Reynolds

$$U_j \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j} = P_{ij} - D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij}$$

où  $P_{ij}$  est le taux de production de  $R_{ij}$ ,  $D_{ij}$  est le transport par diffusion de  $R_{ij}$ ,  $\varepsilon_{ij}$  est le taux de dissipation de  $R_{ij}$ ,  $\Pi_{ij}$  est le transport dû aux interactions turbulentes pression-déformation,  $\Omega_{ij}$  est le transport due à la rotation

Cette équation décrit six équations aux dérivées partielles : une équation pour chacune des six contraintes de Reynolds.

## 3. METHODE NUMERIQUE

Dans cette étude, les équations régissant l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur (3) - (8) avec leurs conditions aux limites sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. L'algorithme SIMPLE de Patankar [10] (méthode semi-implicite pour les équations liées à la pression) est utilisé pour déterminer le champ de pression, tandis qu'un schéma upwind de deuxième ordre est utilisé pour discrétiser les termes convectifs dans les équations de quantité de mouvement et d'énergie. Le maillage non structuré pour le domaine de calcul contient 478118 nœuds. Le maillage pour l'entrée et la sortie du fluide est représenté sur la figure 3, tandis qu'un zoom du maillage dans la partie médiane de la surface supérieure de l'ailette est représenté sur la Figure 4. Le critère de convergence pour toutes les équations algébriques régissantes, qui ont été itérativement résolues à l'aide de la méthode ligne par ligne, est fixé à  $10^{-3}$  pour toutes les variables.

## 4. RESULTATS ET DISCUSSION

### 1. Variation de la température et de la pression du fluide le long de l'échangeur

La figure 5 montre la variation de la température du fluide le long de l'échangeur. Les contours affichés correspondent au plan médian du domaine d'écoulement (plan  $z = 0.56e^{-3}$  m). La température du fluide à l'entrée est uniforme et égale à 300 K. Le fluide se réchauffe progressivement en contactant les parois chaudes des tubes de l'échangeur. Le fluide en contact avec les parois du tube se réchauffe d'abord, puis la chaleur est transportée progressivement vers le milieu du domaine d'écoulement.

La figure 6 montre la variation de la chute de pression du fluide par rapport au plan de sortie. Les contours correspondent au plan médian du domaine d'écoulement. D'après ces contours on remarque que la chute de pression du fluide à l'entrée est la plus élevée et est égale à environ 20 Pa.

### 2. Variation de la vitesse de l'écoulement le long de l'échangeur

Les figures 7 et 8 montrent les vecteurs de la vitesse dans le plan médian du domaine d'écoulement. L'air circule dans la direction x, i.e de gauche à droite. Il commence son accélération lorsqu'il rencontre le premier tube, où une très petite zone de recirculation existe. L'accélération du fluide se poursuit puisque la section de l'écoulement devient de plus en plus petite dans la direction d'écoulement. La diminution de la surface de l'écoulement le long de l'échangeur est due à l'existence de deux grandes zones de recirculation derrière les deux tubes. Si nous traçons ces zones de recirculation pour un tube complet, nous obtenons un système de vortex qui prend généralement la forme d'un fer à cheval. La présence du tourbillon en fer à cheval améliore le transfert de chaleur entre le gaz en écoulement et la surface extérieure des tubes.

### 3. Variation de température sur la surface supérieure de l'ailette et dans le plan de symétrie de l'ailette

Les figures 9 et 10 montrent la répartition locale de la température sur la surface supérieure et dans le plan de symétrie de l'ailette, respectivement. La surface supérieure de l'ailette est la surface au-dessus de laquelle le fluide circule. Les températures de la surface supérieure sont les plus basses dans la région d'entrée du fluide, où le fluide froid transporte la chaleur loin de l'ailette. Ces températures augmentent ensuite à leurs valeurs les plus élevées autour des deux tubes et dans la région de la sortie du fluide. Dans ces régions, la différence de température entre l'ailette et le fluide est si faible que, uniquement une petite quantité de chaleur est transportée par le fluide. La température à l'intérieur de l'ailette diminue lorsque nous nous approchons de son plan de symétrie où sa valeur est minimale (Figure 10).

### 4. Variation du nombre de Nusselt local le long de l'échangeur

Les figures 11 et 12 montrent le nombre de Nusselt local calculé sur les surfaces solides (surface supérieure de l'ailette + surface mouillée droite du tube + surface mouillée gauche du tube), pour un nombre de Reynolds de 300. Comme prévu, le nombre de Nusselt est le plus élevé dans les régions des gradients de température élevés: la région d'entrée du fluide dans le cas de l'ailette et les régions de stagnation du fluide dans le cas des parois du tube. Ces régions de stagnation se trouvent devant les tubes, tandis que les tourbillons en fer à cheval sont situés derrière les tubes. Quand on augmente le nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt local et donc le coefficient de transfert de chaleur local augmente, car plus de chaleur est évacuée par convection à partir des surfaces solides.

### 5. Variation du coefficient local de frottement le long de l'échangeur

Les figures 12 et 13 représentent le facteur local de frottement calculé sur les surfaces solides (surface supérieure de l'ailette + surface mouillée droite du tube + surface mouillée gauche du tube), pour un nombre de Reynolds de 300. L'expression utilisée pour calculer le facteur de frottement est:

$$f = \frac{\tau_w}{1/2\rho U_{ref}^2}$$

Comme prévu, le coefficient de frottement est le plus élevé dans les zones de gradients de vitesse élevés de la paroi: la région d'entrée du fluide dans le cas de l'ailette et les régions de l'accélération du fluide dans le cas des parois du tube. Les régions de l'accélération la plus élevée sont situées à environ 60 ° devant les tourbillons en fer à cheval. Lorsqu' on augmente le nombre de Reynolds, les facteurs de friction locaux et donc la chute de la pression locale augmentent car plus de puissance est requise pour permettre l'écoulement du fluide au-dessus des surfaces solides. Lorsqu' on augmente le nombre de Reynolds, les facteurs de frottement locaux et donc la chute de pression locale augmentent et donc plus de puissance est nécessaire pour permettre l'écoulement du fluide au-dessus des surfaces solides.

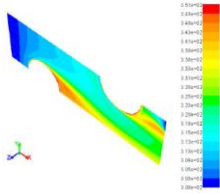


FIGURE 5. Contours de la température dans le plan  $z = 0.56e^{-3}$  m,  $Re = 300$ .

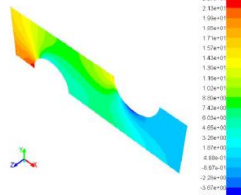


FIGURE 6. Contours de chute de pression par rapport à la sortie dans le plan  $z = 0.56e^{-3}$  m,  $Re = 300$

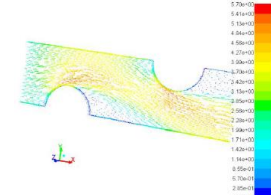


FIGURE 7. Vecteurs vitesse dans le plan  $z = 0.56e^{-3}$  m,  $Re = 300$

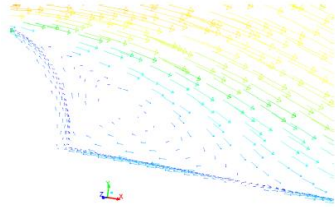


FIGURE 8. Vecteurs de vitesse dans le plan  $z = 0.56e^{-3}$  m: Zoom derrière le premier tube,  $Re = 300$

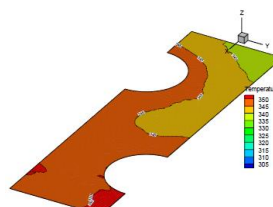


FIGURE 9. Distribution de la température dans la surface supérieure de l'ailette,  $Re = 300$

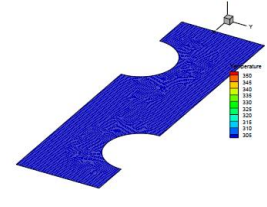


FIGURE 10. Distribution de la température dans le plan de symétrie de l'ailette,  $Re = 300$

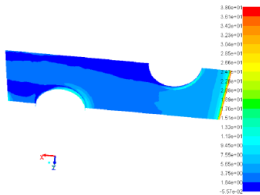


FIGURE 11. Variation du nombre de Nusselt sur les surfaces solides (surface de l'ailette + surface mouillée du tube droit + surface mouillée du tube gauche),  $Re=300$ .

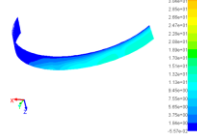


FIGURE 12. Nombre de Nusselt sur la surface mouillée du tube droit,  $Re = 300$

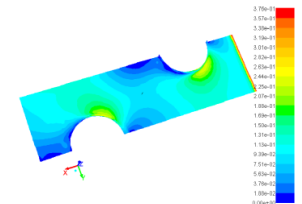


FIGURE 13. Variation du coefficient de frottement sur les surfaces solides (surface de l'ailette + surface mouillée du tube droit + surface mouillée du tube gauche),  $Re=300$ .

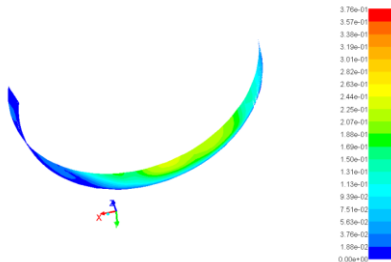


FIGURE 14. Coefficient moyen de frottement sur la surface mouillée du tube droit,  $Re = 300$

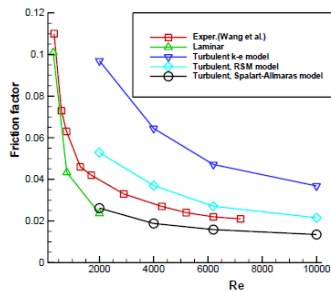


FIGURE 15. Coefficient moyen de frottement en fonction du nombre de Reynolds

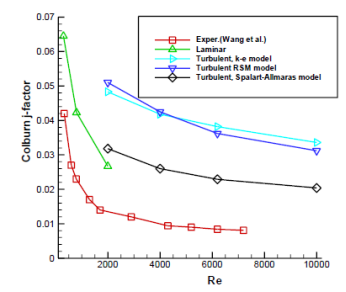


FIGURE 16. Coefficient moyen du facteur j de Colburn en fonction du nombre de Reynolds

#### 6. *Variation du coefficient de frottement avec le nombre Reynolds: comparaison avec les expériences*

Les figures 14 et 15 montrent le coefficient moyen de frottement calculé en fonction du nombre de Reynolds. Les calculs ont été effectués pour les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent et ont été comparés avec les données expérimentales disponibles par Wang et al. Comme on peut le remarquer, les calculs d'écoulement en régime laminaire sont très proches des valeurs expérimentales surtout aux très faibles nombres de Reynolds. Pour le régime turbulent, tous les modèles de turbulence sont qualitativement en bon accord avec les données expérimentales, car ils ont tous prédit une diminution du coefficient de frottement. Quantitativement, les modèles k- $\epsilon$  et RSM surestiment le coefficient de frottement alors que le modèle à une équation Spalart-Allmaras sous-estime sa valeur. La figure montre que les valeurs RSM sont les plus proches des valeurs expérimentales.

#### 7. *Variation du coefficient j de Colburn en fonction du nombre Reynolds: comparaison avec les expériences*

La figure 16 représente le coefficient moyen j de Colburn calculé en fonction du nombre de Reynolds. Les calculs ont été effectués pour les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent et ont été comparés avec les données expérimentales disponibles par Wang et al. Comme on peut le remarquer, les calculs en régime laminaire sont très proches des valeurs expérimentales surtout aux très faibles nombres de Reynolds. Pour le régime turbulent, tous les modèles de turbulence sont qualitativement en bon accord avec les données expérimentales, car ils prédisent tous une diminution du coefficient j de Colburn. Quantitativement, tous les modèles surestiment le coefficient j de Colburn. Cependant, l'erreur dans le cas du modèle Spalart-Allmaras est seulement d'environ 20% alors qu'elle est égale à environ 40% dans le cas des modèles k- $\epsilon$  et ASM. La comparaison de k- $\epsilon$  et RSM montre que ce dernier donne les meilleures estimations du facteur J de Colburn aux valeurs élevées du nombre de Reynolds.

## 5. CONCLUSION

Le transfert de chaleur et l'écoulement dus à la convection forcée dans un échangeur de chaleur compact à deux rangées de tubes ont été étudiés numériquement. Le paramètre investigué est le nombre de Reynolds du fluide. Les propriétés du fluide ont été supposées indépendantes de la température. Les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent ont été calculés et les résultats ont été comparés avec les données expérimentales disponibles dans la littérature. Trois modèles de turbulence ont été utilisés dans les calculs: Le modèle de turbulence à une équation Spalart-Allmaras, le modèle standard k- $\epsilon$  et le modèle RSM. Les résultats de calcul concernant le frottement et le facteur j de Colburn pour le régime laminaire étaient très proches des données expérimentales en particulier pour les valeurs très faibles du nombre de Reynolds. Les résultats numériques pour les modèles k- $\epsilon$  et RSM sont plus élevés que les valeurs expérimentales mais le modèle RSM donne de meilleurs résultats que le modèle k- $\epsilon$ . Les résultats obtenus avec le modèle de turbulence à une équation Spalart-Allmaras sont les plus proches des données expérimentales dans le cas du facteur J de Colburn. Les modèles de turbulence RSM et Spalart-Allmaras prédisent avec la même précision le coefficient de frottement.

## REFERENCES

- [1] Wang, C.C. , Chang, Y.J. , Hsieh, Y.C.,Lin, Y.T., "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tubheat exchangers having plane fins", International Journal of Refrigeration, 19(4), 223-230. 1996.
- [2] Ay, H. , Jang, J.Y., Yeh, J.N., "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared" thermography", International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, pp. 4069-4078. 2002.



- [3] Yan, W.M., Sheen, P.J., “Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers”, 43, pp. 1651-1659. 2000.
- [4] Tao, Y. B., He, Y. L., Huang, J., Wu, Z. G., Tao, W. Q., “Three-dimensional numerical study of wavy fin-and-tube heat exchangers and field synergy principle analysis”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 , pp. 1163-1175. 2007.
- [5] Erek, A.; Özerdem, B.; Bilir, L.; Ilken, Z. ”Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, 25, pp. 2421-2431.2005.
- [6] Sahin, H. M.; Dal, A. R.; Baysal, E, “3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behaviour in plate fin-tube heat exchanger”, *Applied Thermal Engineering*, 27, pp. 1806-1816, 2007
- [7]Tutar, M. , Akkoca, A. “A computational study of effects of different geometrical parameters on heat transfer and fluid flow in a wavy and plain fin and tube heat exchanger”,*Proceedings of ESDA2002: 6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Istanbul, Turkey. 2002.
- [8]Xiong, Q., Kong S.C., Passalacqua, A., “Development of a generalized numerical frame work for simulating biomass fast pyrolysis in fluidized-bed reactors ”, *Chemical Engineering Science*, 99, pp. 305-313, 2013.
- [9] Xiong, Q., Morris, P.J., Kong S.C., Paterson, E.G., Sergeev, A., Wang, Y.C., “Open-FOAM for computational fluid dynamics”, *Notices Amer. Math. Soc.*, 61(4), 354-363. 2014.
- [10] Patankar, S.V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, New York.