

Intensification du transfert de chaleur par des générateurs de vorticité et des protrusions

Charbel Habchi^{1,*}, Serge Russeil^{2,3}, Daniel Bougeard^{2,3}, Jean-Luc Harion^{2,3}, Mahmoud Khaled¹, Ahmed Elmarakbi⁴

¹ Energy and Thermo-Fluids Group ETF, School of Engineering, Lebanese International University LIU, PO Box 146404 Mazraa, Beirut, Lebanon

² Mines Douai, EI, F-59500 Douai, France

³ Université Lille Nord de France, F-59000 Lille, France

⁴ Department of Computing, Engineering and Technology, Faculty of Applied Sciences, University of Sunderland, Sunderland SR6 0DD, United Kingdom

* (auteur correspondant : charbel.habchi@liu.edu.lb)

Résumé - L'étude présentée porte sur l'amélioration des performances d'échange thermique d'une configuration d'échangeur multifonctionnel muni initialement uniquement de générateurs de tourbillons. Des analyses globale et locale du transfert de chaleur dans un écoulement turbulent en présence de vorticité sont faites en utilisant des simulations numériques RANS. La vorticité est produite par des générateurs de tourbillons fixés dans un tube circulaire. Des protrusions hémisphériques sont également insérées sur la paroi du tube entre deux rangées de générateurs de tourbillons successifs. Tout d'abord, une analyse globale des performances thermiques, tenant compte des pertes de charge, est présentée. Des corrélations pour le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt sont ensuite établies et utilisées pour comparer les performances de cette nouvelle géométrie à d'autres configurations tubulaires issues de la littérature. Dans une seconde partie, une analyse locale de l'effet de la structure de l'écoulement sur la distribution de la température est réalisée.

Nomenclature

D	diamètre de l'échangeur (mm)	Pr	nombre de Prandtl
f	facteur de frottement	Re	nombre de Reynolds
Nu	nombre de Nusselt	T	température (K)

1. Introduction

La génération de vorticité tridimensionnelle est une méthode efficace pour améliorer les transferts de masse et de chaleur avec des pertes de charge modérées [1]. Différentes techniques actives ou passives existent pour générer cette vorticité. Par exemple des tourbillons de G rtler et des cellules de Dean peuvent être générés par des surfaces et des conduites courb es [2, 3]. Des structures cohérentes peuvent être produites par des jets libres [4] ou des générateurs de tourbillons [5, 6]. Ces promoteurs de tourbillons (vortex generator) sont le point d'intérêt de la présente étude.

L'analyse et la compréhension de l'effet des différents tourbillons sur le transfert de chaleur est fondamentale pour la conception de nouvelles géométries d'échangeur/réacteur multifonctionnel. Classiquement deux types de tourbillons peuvent être distingués : les tourbillons transverses qui sont généralement générés dans la zone de recirculation derrière les générateurs de vorticité et les tourbillons longitudinaux dont l'axe de rotation est aligné avec la direction principale de l'écoulement qui améliorent significativement l'échange entre le cœur de l'écoulement (au centre du tube) et la région proche paroi [5].

Dans la présente étude, des tourbillons longitudinaux sont créés par des générateurs de tourbillons trapézoïdaux en se basant sur la géométrie de l'échangeur-réacteur HEV [7]. De plus pour améliorer l'échange de chaleur, des protrusions sont insérés entre les différentes rangées de générateurs de tourbillons.

Des analyses globale et locale du transfert de chaleur sont faites en utilisant des simulations numériques RANS. Tout d'abord, une analyse globale des performances thermiques, tenant compte des pertes de charge, est présentée. Des corrélations pour le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt sont ensuite établies et utilisées pour comparer les performances de cette nouvelle géométrie à celles d'autres configurations tubulaires issues de la littérature. Dans une seconde partie, une analyse locale de l'effet de la structure de l'écoulement sur la distribution de la température est réalisée.

2. Procédure numérique

Les simulations numériques de l'écoulement et du transfert thermique conducto-convectif sont réalisées à l'aide du code FLUENT®. Le modèle est basé sur l'approche Eulérienne des équations de Navier-Stokes, traitées par une moyenne de type RANS. La discrétisation est réalisée par la méthode des volumes finis à mailles centrées. Le schéma numérique adopté est implicite, de second ordre et de type UPWIND [8]. En utilisant l'approche découplée, les équations sont résolues séquentiellement. Le couplage pression-vitesse est calculé par l'algorithme SIMPLE. Les équations de conservation de masse et de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie sont résolues pour un écoulement d'eau. L'étude de Mohand-Kaci [9] sur un benchmark de modèles a montré que le modèle $k-\varepsilon$ standard [10] est un très bon compromis pour décrire les propriétés de l'écoulement dans le HEV (Chemineers™) [7]. Ce modèle de turbulence est également utilisé dans notre étude. Les conditions aux limites imposées à l'entrée du HEV correspondent à un écoulement turbulent établi en conduite lisse [11] de température uniforme égale à 298 K. Des conditions de non glissement et d'imperméabilité sont appliquées sur toutes les frontières solides (perturbateurs et parois). La température imposée à la paroi du tube est de 360 K. Quatre nombres de Reynolds (7500, 10000, 12500 et 15000) sont considérés afin de couvrir la gamme d'utilisation habituelle.

La conduction dans les générateurs de tourbillons solides est prise en compte par l'équation de conduction. Le matériau choisi pour les générateurs de tourbillons est l'aluminium pour pouvoir comparer avec les autres échangeurs de chaleur dans la littérature.

Un maillage non uniforme et non structuré est construit à l'aide du logiciel Gambit®. La résolution de la sous-couche visqueuse étant réalisée avec l'approche « deux couches » [12], le maillage est raffiné au niveau des frontières solides de manière à ce que la première maille fluide possède une taille inférieure à la distance adimensionnelle $y^+ = 4$. Par ailleurs des tests successifs, non présentés ici, permettent de s'assurer de l'indépendance de la solution au nombre de mailles. La densité finale du maillage est de 17 millions de cellules.

3. Géométrie étudiée

Le mélangeur statique HEV est constitué d'un tube droit de 20 mm de diamètre et de 140 mm de longueur, muni d'une succession de rangées d'ailettes réparties le long du tube, au nombre de sept, comme montré sur la Figure 1 (a). Chaque rangée est formée de quatre perturbateurs trapézoïdaux inclinés d'un angle de 30° fixés à la paroi par leur base. Chaque perturbateur génère une paire de tourbillons contrarotatifs (PTC) et des structures périodiques de type « fer à cheval », comme présenté dans la Figure 1 (b).

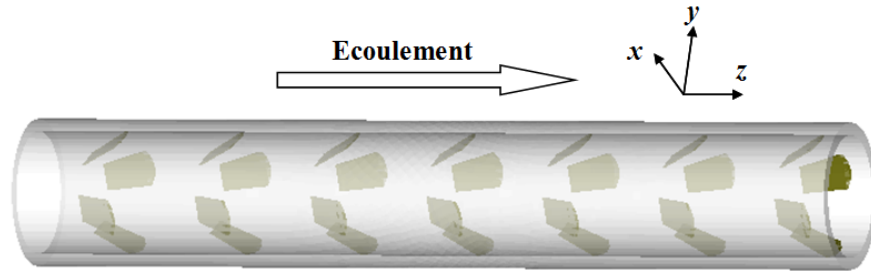


Figure 1 : Géométrie du HEV classique [13].

Dans la nouvelle configuration, présentée dans la Figure 2, huit protrusions hémisphériques de rayon $r = 1 \text{ mm}$ sont uniformément distribuées sur la paroi intérieure du tube à une distance de $l = 3 \text{ mm}$ en aval de chaque rangée de perturbateurs.

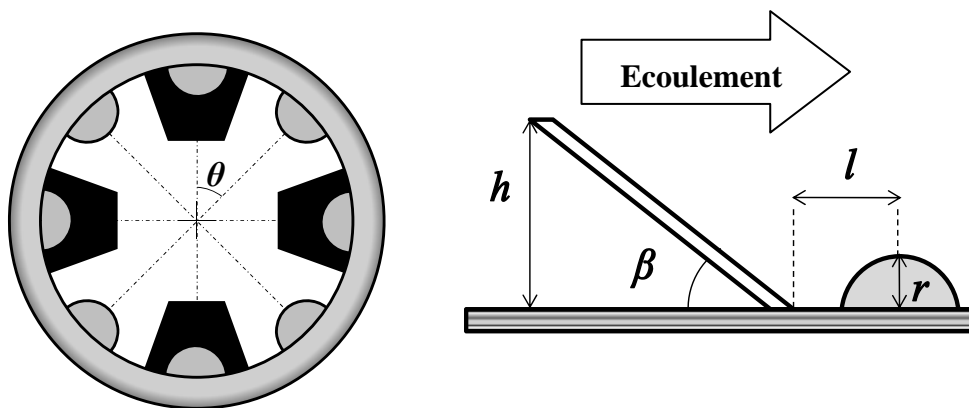


Figure 2 : Vue schématique des générateurs de tourbillons et des protrusions.

4. Résultats et discussions

Dans un premier temps nous allons déterminer les performances globales de l'échangeur en calculant le nombre de Nusselt et les pertes de charges.

Le nombre de Nusselt global dans l'échangeur est modélisé par une fonction puissance des nombres de Prandtl et de Reynolds :

$$Nu = C Re^a Pr^b \quad (1)$$

Les constantes C , a sont déterminées à partir des résultats numériques avec le nombre de Prandtl $Pr = 7$ pour l'eau et le coefficient b qui a été imposé à 0.4, valeur classique de la littérature [14]. Les coefficients manquants peuvent être ainsi déterminés par un lissage optimisé sur nos résultats, selon la méthode des moindres carrés:

$$Nu = 0.069 Re^{0.836} Pr^{0.4} \quad (2)$$

On retrouve avec la valeur de 0.836 une valeur voisine de l'exposant classique du nombre de Reynolds en régime turbulent qui est de 0.8 [14].

Les pertes de charges peuvent être représentées par le facteur de frottement f :

$$f = \frac{2D}{L} \frac{\Delta p}{\rho U_m^2} \quad (3)$$

où Δp est la différence de pression statique entre l'entrée et la sortie de l'échangeur et U_m la vitesse moyenne débitante.

Une fois Δp déterminée à partir des résultats numériques, le coefficient de frottement pariétal peut être calculé à l'aide d'une corrélation qui, pour les écoulements turbulents, est de la forme :

$$f = a \text{Re}^{-b} \quad (4)$$

Les coefficients a et b sont là aussi déterminés par la méthode des moindres carrés pour les quatre nombres de Reynolds étudiés. On obtient :

$$f = 0.935 \text{Re}^{-0.03} \quad (5)$$

La Figure 3 montre l'évolution du nombre de Nusselt versus la dissipation énergétique globale par unité de masse du fluide (W/kg) qui est obtenue à partir de l'expression suivante:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{U_m \Delta p}{\rho L} \quad (6)$$

Dans cette figure, la configuration présente est comparée à d'autres échangeurs-réacteurs multifonctionnels de la littérature [14-23] pour des nombres de Reynolds compris dans l'intervalle [7500-15000]. Les performances les plus faibles sont observées dans le tube droit. On note que la nouvelle configuration proposée dans cette étude présente de meilleures performances avec une augmentation modérée des pertes de charges.

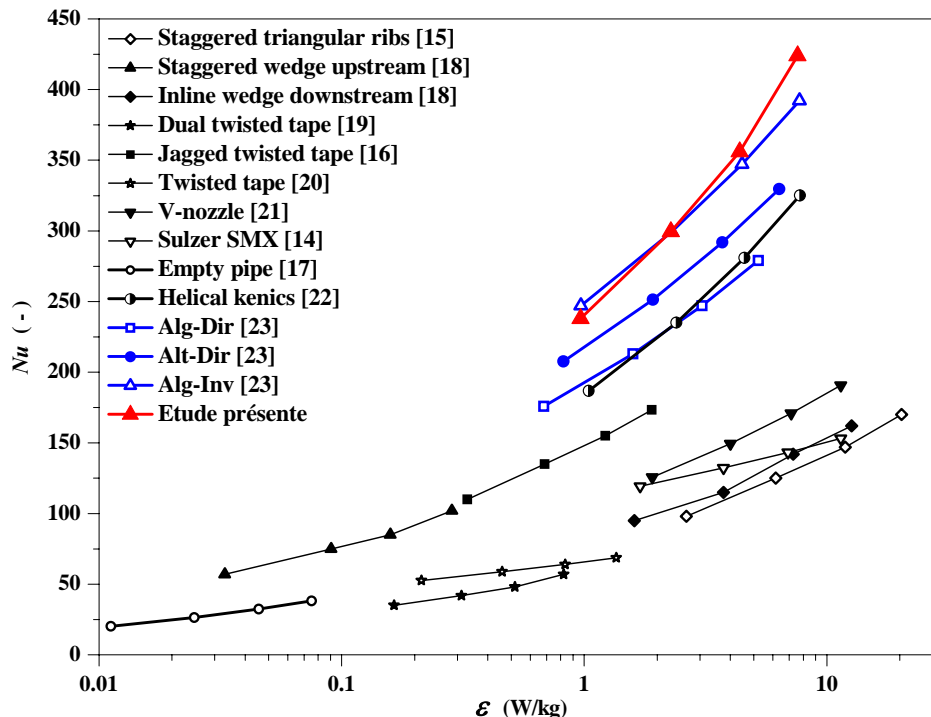


Figure 3 : Nombre de Nusselt global vs. la dissipation énergétique par unité de masse pour une gamme de nombre de Reynolds dans l'intervalle [7500-15000] pour différents échangeurs de chaleurs tubulaires.

La preuve de rôle des protrusions dans l'augmentation du transfert thermique peut être apportée en comparant, dans la Figure 3, la présente géométrie avec la configuration Alg-Inv dans laquelle il n'y pas des protrusions. L'augmentation du Nu commence à être significative à partir d'un nombre de Reynolds de 10000.

La Figure 4 présente la distribution de température et les composantes transversales de la vitesse dans la section de sortie de l'échangeur pour $Re = 15000$. L'écoulement secondaire consiste en une paire de tourbillons contrarotatifs causés par la différence de pression entre les deux côtés du perturbateur situé à l'amont. La distribution de température montre que cette paire joue le rôle d'un agitateur interne à l'écoulement et améliore le brassage des particules chaudes proche paroi avec celles plus froides au centre de l'écoulement.

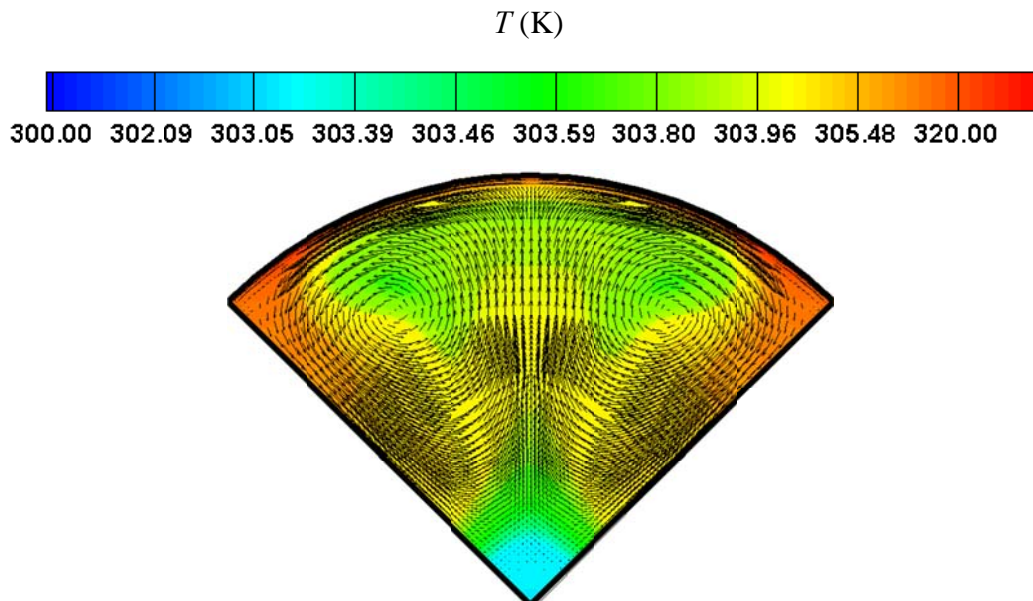


Figure 4 : Distribution de la température et des vecteurs vitesses à la sortie de l'échangeur pour $Re = 15000$.

Pour une analyse plus fine des transferts pariétaux, la distribution de la température et les lignes de courants dans une région proche d'une protrusion sont reportées Figure 5 pour $Re = 15000$. Comme le montre la figure, chaque protrusion génère un tourbillon secondaire de petite taille proche de la paroi, repéré par la lettre A sur la figure 5a et la lettre B sur la figure 5b, qui est responsable d'une augmentation locale du transfert de chaleur.

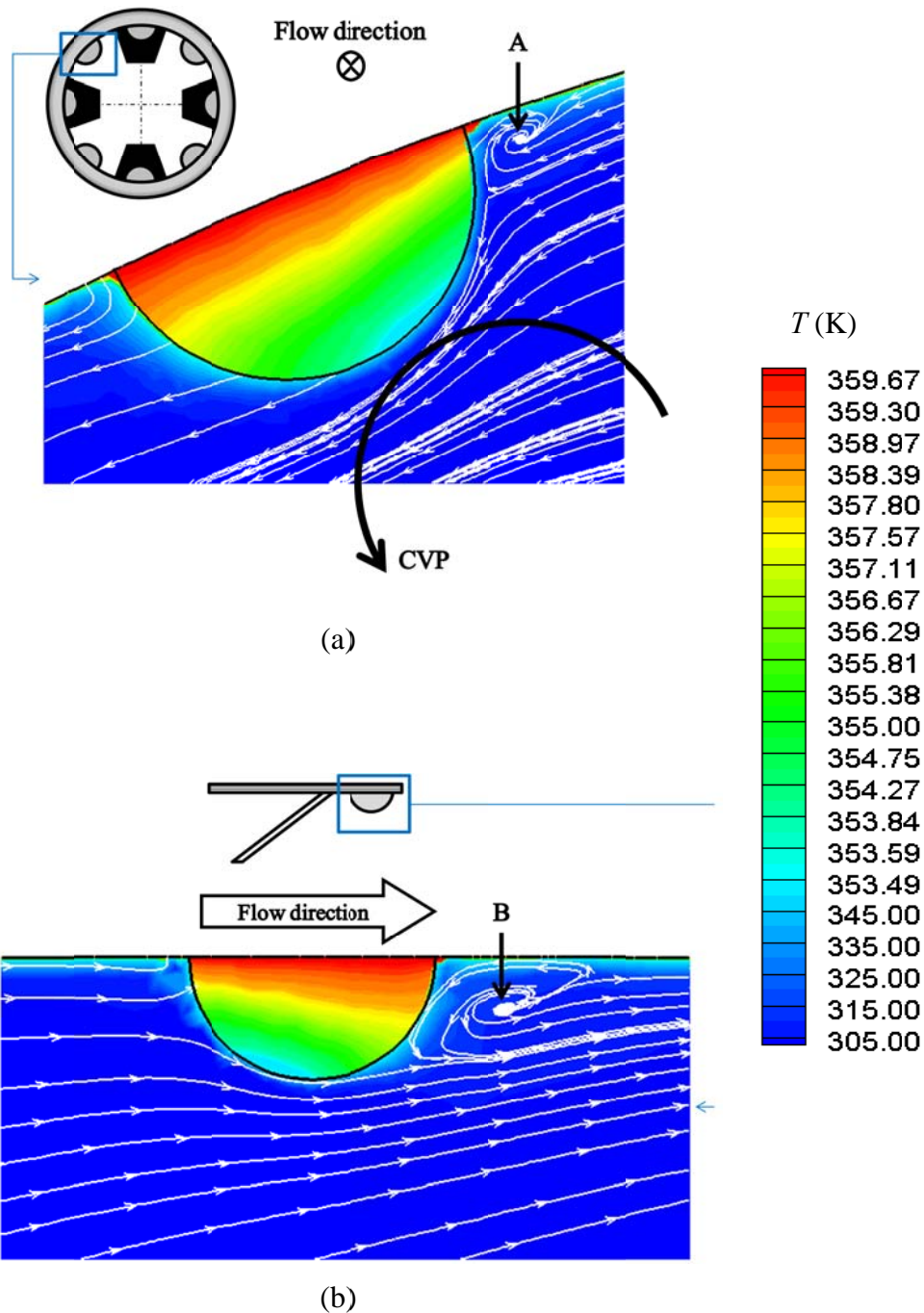


Figure 5 : Distribution de la température et lignes de courants sur (a) une section et (b) en plan de symétrie pour $Re = 15000$.

5. Conclusions et perspectives

Une nouvelle géométrie d'échangeur de chaleur multifonctionnel, se basant sur celle du mélangeur statique HEV, est étudiée par voie de simulations numériques RANS. Cette géométrie consiste en une succession de sept rangées de perturbateurs trapézoïdaux. Entre chaque rangée huit protrusions hémisphériques additionnelles sont insérées sur la paroi.

Tout d'abord, des corrélations pour le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt sont établies et comparées avec celles d'autres configurations tubulaires issues de la littérature. La géométrie proposée montre de meilleures performances thermiques avec une augmentation modérée des pertes de charges. Dans une seconde partie, une analyse locale de l'effet de la structure de l'écoulement sur la distribution de la température est réalisée pour mieux comprendre les phénomènes physiques de l'écoulement dans cette géométrie.

En perspective, d'autres géométries d'échangeur de chaleur de type générateur de tourbillons de géométries complexes sont en cours d'étude pour améliorer les transferts de masse et de chaleur en régime laminaire et turbulent.

Références bibliographiques

- [1] M. Jacobi, R. K. Shah, Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 11 (3) (1995) 295-309.
- [2] A. Ajakh, M.D. Kestoras, R. Toe, H. Peerhossaini, Influence of forced perturbations in the stagnation region on Görtler instability, *AIAA J.* (37) (1999) 1572–1577.
- [3] C. Habchi, S. Ouarets, T. Lemenand, D. Della Valle, J. Bellettre, H. Peerhossaini, Influence of viscosity ratio on droplets formation in a chaotic advection flow, *International Journal of Chemical Reactor Engineering* 7 (2009) A50.
- [4] S. D. Hwang, C. H. Lee, H. H. Cho, Heat transfer and flow structures in axisymmetric impinging jet controlled by vortex pairing, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22 (3) (2001) 293–300.
- [5] M. Fiebig, Vortices, generators and heat transfer, *Chemical Engineering Research and Design* 76 (2) (1998) 108–123.
- [6] S. Ferrouillat, P. Tochon, D. Della Valle, H. Peerhossaini, Open loop thermal control of exothermal chemical reactions in multifunctional heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (15-16) (2006) 2479-2990.
- [7] Chemineer-Kenics, Static mixing technology, Commercial Documentation Bulletin 800, Chemineer Inc., Dayton, OH (1998).
- [8] R.F. Warming et R.M. Beam, *Upwind second-order difference schemes and applications in unsteady aerodynamic flows*, Proc. AIAA 2nd Computational Fluid Dynamics Conference, Hartford, CT, (1975).
- [9] H. Mohand Kaci, *Caractérisation des capacités de micromélange des échangeurs/réacteurs multifonctionnels par sonde chimique - Application au HEV*, Thèse dans le Laboratoire de Thermocinétique de Nantes, Université de Nantes, (2007).
- [10] B.E. Launder, D.B. Spalding, *Lectures in mathematical models of turbulence*, in Academic Press., London (1972).
- [11] J.O. Hinze, *Turbulence*, McGraw-Hill, New York, 2nd Ed. (1975).
- [12] M. Wolfstein, The Velocity and Temperature Distribution of One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient. , *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (1969) 301-318.
- [13] H. Mohand Kaci, C. Habchi, T. Lemenand, D. Della Valle, H. Peerhossaini, Flow structure and heat transfer induced by embedded vorticity, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 3575–3584.
- [14] R.K. Thakur, C. Vial, K.D.P. Nigam, E.B. Nauman, G. Djelveh, Static mixers in the process industries - a review, *Trans. IChemE*, 81 (2003) 787-826.

- [15] P. Promvonge, C. Thianpong, Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (10) (2008) 1327–1334.
- [16] M. Rahimi, S. R. Shabani, A. A. Alsairafi, Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 48 (3) (2009) 762–770.
- [17] C. Thianpong, T. Chompookham, S. Skullong, P. Promvonge, Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (7) (2009) 712–717.
- [18] S. Eiamsa-Ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (1) (2010) 39–46.
- [19] Y.-W. Chiu, J.-Y. Jang, 3d numerical and experimental analysis for thermal-hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube inserts, *Applied Thermal Engineering* 29 (2-3) (2009) 250–258.
- [20] S. Eiamsa-Ard, P. Promvonge, Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with v-nozzle turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33 (5) (2006) 591–600.
- [21] H. Z. Li, C. Fasol, L. Choplin, Hydrodynamics and heat transfer of rheologically complex fluids in a sulzer smx static mixer, *Chemical Engineering Science* 51 (10) (1996) 1947–1955.
- [22] P. Joshi, K. Nigam, E. Nauman, The Kenics static mixer: new data and proposed correlations, *The Chemical Engineering Journal and the Biochemical Engineering Journal* 59 (3) (1995) 265–271.
- [23] C. Habchi, T. Lemenand, D. Della Valle, L. Pacheco, O. Le Corre, H. Peerhossaini, Entropy production and field synergy principle in turbulent vortical flows, *International Journal of Thermal Sciences*, 50 (2011) 2365-2376.