

# Effets des rangées de perturbateurs pariétaux sur les transferts de chaleur

Charbel HABCHI<sup>1,2</sup>, Thierry LEMENAND<sup>1</sup>, Dominique DELLA VALLE<sup>1</sup> et Hassan PEERHOSSAINI<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>Thermofluids, Complex Flows and Energy Research Group, Laboratoire de Thermocinétique de Nantes (LTN), CNRS UMR 6607, École Polytechnique de l'Université de Nantes, rue Christian Pauc, B.P. 50609, 44306 Nantes, France

<sup>2</sup>Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME), 20 avenue du Grésillé, B.P. 90406, 49004 Angers, France

\* (auteur correspondant : [hassan.peerhossaini@univ-nantes.fr](mailto:hassan.peerhossaini@univ-nantes.fr))

**Résumé** - L'étude numérique du transfert de chaleur dans un échangeur de type HEV (High Efficiency Vortices) permet d'expliquer les mécanismes de l'intensification induits par les perturbateurs de paroi. L'effet des différentes structures générées est ainsi mis en évidence. Les performances globales du HEV montrent qu'il affiche une meilleure efficacité énergétique par rapport à d'autres échangeurs du marché.

## Nomenclature

$c_p$	chaleur spécifique, $J K^{-1} kg^{-1}$	$y^+$	distance adimensionnelle à la paroi
$D$	diamètre du tube, $m$	$z$	coordonnée axiale, $m$
$e$	hauteur du perturbateur, $m$		
$h$	coefficient d'échange convectif, $W m^{-2} K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
$f$	coefficient de frottement	$\beta$	taille de la maille au voisinage immédiat de la paroi, $m$
$L$	longueur du tube, $m$	$\Delta P$	chute de pression, $Pa$
$\dot{m}$	débit massique, $kg s^{-1}$	$\varphi$	densité de flux, $W m^{-2}$
$Nu$	nombre de Nusselt	$\lambda$	conductivité thermique, $W m^{-1} K^{-1}$
$Pr$	nombre de Prandtl	$\rho$	masse volumique, $kg m^{-3}$
PTC	paire de tourbillons contrarotatifs		
$Re$	nombre de Reynolds	<i>Indices et exposants</i>	
$U_m$	vitesse débitante, $m s^{-1}$	$g$	global
$S$	surface d'échange, $m^2$	$m$	mélange
$T$	température, $K$	$p$	paroi

## 1. Introduction

Dans les échangeurs multifonctionnels intensifiés, les macrostructures d'écoulement favorisent le mélange turbulent, les transferts de chaleur et les réactions chimiques [1]. Dans les échangeurs/réacteurs continus, ces structures peuvent être générées par des perturbateurs d'écoulement constitués d'ailettes inclinées fixées sur la paroi. C'est le cas du mélangeur statique HEV (High Efficiency Vortices) sur lequel porte notre étude, qui est constitué d'un tube de section circulaire muni de ce type de perturbateurs, qui a fait la preuve de son efficacité en tant que mélangeur et réacteur chimique industriel [2]. Des études antérieures sur les performances du HEV en dispersion liquide/liquide [3] et en micromélange [4] ont également permis de mettre en évidence une bonne efficacité énergétique du HEV (Chemineers<sup>TM</sup>) relativement à d'autres géométries, essentiellement en relation avec de faibles pertes de charge, environ 75% de moins que les autres échangeurs industriels courants [3]. Cependant, à notre connaissance, aucune étude n'a été menée sur les performances thermiques dans cet échangeur, liée l'impact des perturbateurs sur les transferts locaux. Nous

proposons ici une étude par simulation numérique des mécanismes de transfert de chaleur, où la résolution des équations de transport est basée sur le modèle  $k-\varepsilon$  standard. Les simulations proposées concernent la gamme de nombre de Reynolds [7500-15000] et différents niveaux de température.

## 2. Matériels et méthodes

### 2.1. Géométrie du système

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  $30^\circ$  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).

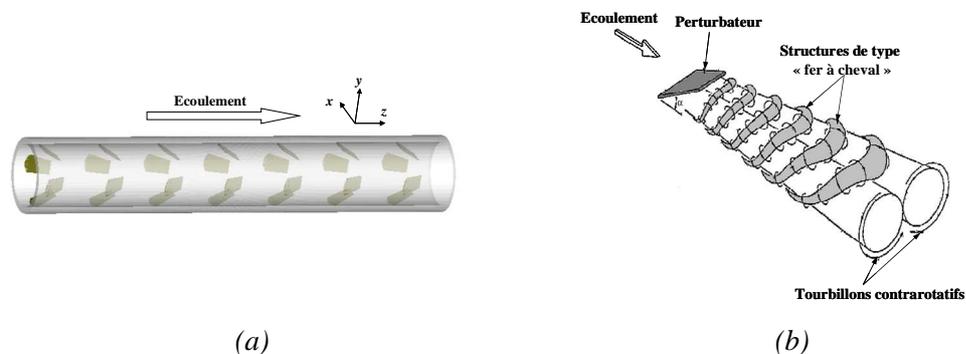


Figure 1 : (a) Géométrie du HEV et (b) modélisation physique des structures de l'écoulement en aval d'un perturbateur trapézoïdal, adapté de [5]

### 2.2. Procédure numérique

Les simulations de l'écoulement couplé au transfert de chaleur sont réalisées à l'aide du code FLUENT®. Le modèle est basé sur l'approche eulérienne des équations de Cauchy, traitées par une moyenne de type RANS. La discrétisation est réalisée par la méthode des volumes finis à maille centrée. Le schéma numérique adopté est implicite, de second ordre et de type UPWIND [6]. En utilisant l'approche découplée, les équations sont résolues séquentiellement. Le couplage pression-vitesse est calculé par l'algorithme SIMPLE. Les équations de Navier-Stokes et l'équation de l'énergie sont résolues pour un écoulement d'eau dont les propriétés thermo-physiques sont décrites par des lois polynomiales. L'étude de Mohand-Kaci [4] sur un benchmark de modèles a montré que le modèle  $k-\varepsilon$  standard [7] est un très bon compromis pour décrire les propriétés de l'écoulement dans le HEV (Chemineers™), ce que nous utilisons ici. Grâce à la symétrie de la géométrie étudiée, le domaine de calcul peut être réduit au 1/8. Les conditions hydrodynamiques d'un écoulement en régime turbulent établi dans un tube droit [8] sont appliquées aux conditions aux limites imposées à l'entrée du HEV. Une température uniforme de 298 K est fixée à la section d'entrée du HEV. Des conditions de non glissement et d'imperméabilité sont appliquées sur toutes les frontières solides (perturbateurs et parois), et les régions adjacentes aux parois sont traitées par le modèle « deux couches ». Trois cas de températures imposées à la paroi du HEV sont étudiées (320 K, 340 K et 360 K). Nous avons montré que l'effet de variation de la

température de paroi sur le coefficient de transfert convectif est négligeable dans la gamme ciblée. Notre étude concerne quatre nombres de Reynolds (7500, 10000, 12500 et 15000) obtenus en variant le débit.

Un maillage non uniforme et non structuré est construit à l'aide du logiciel Gambit®. Pour la résolution de la sous-couche visqueuse avec l'approche « deux couches », le maillage au niveau des frontières solides est suffisamment raffiné, en s'assurant que les résultats ne sont pas sensibles à une diminution de la taille des mailles. Le critère qui nous permet de valider le maillage dans la zone pariétale est basé sur une taille de maille  $\beta$  inférieure à la distance adimensionnelle  $y^+=1$ , soit :

$$\beta = \frac{y^+ D}{Re \sqrt{\frac{0.078 Re^{-0.2}}{2}}} \quad (1)$$

### 3. Résultats et discussions

#### 3.1. Validation expérimentale

En l'absence de données expérimentales sur les transferts thermiques dans le HEV, nous avons procédé à la comparaison des résultats de simulation avec des mesures disponibles [3] sur la perte de pression globale, à travers le coefficient de perte de charge, défini par :

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

où  $\Delta P$  est la différence de pression aux bornes de la géométrie étudiée.

Nous observons que l'erreur relative des résultats numériques par rapport à ceux mesurés ne dépasse pas 9%, ce qui valide la précision de nos calculs concernant la prédiction du niveau de turbulence.

$Re$	$f_{\text{numérique}}$	$f_{\text{expérimental}}$ [4]	Erreur relative (%)
7500	0.121	0.132	8.61
10000	0.119	0.127	6.28
12500	0.117	0.123	4.61
15000	0.116	0.119	2.95

Tableau 1 : Comparaison numérique – expérimentale [4] du facteur de frottement

#### 3.2. Le coefficient de transfert convectif de paroi

Le nombre de Nusselt local est calculé à partir du coefficient d'échange convectif local  $h$  défini par :

$$h = \frac{\varphi}{T_p - T_m} \quad (3)$$

où  $T_m$  est la température de mélange et  $\varphi$  le flux de chaleur, sur la section étudiée à l'abscisse  $z$ . Soit pour le nombre de Nusselt local :

$$Nu = \frac{h D}{\lambda} \quad (4)$$

La Figure 2 montre l'évolution du nombre de Nusselt local calculé sur des sections transversales avec un pas de 2 mm. On observe une périodicité liée à la présence des perturbateurs le long de l'échangeur. Au niveau des perturbateurs, se trouve un pic de température induit par la présence d'une zone morte dans laquelle le fluide est surchauffé. Dans cette zone, le flux conductif dans l'ailette est transféré par convection entre l'ailette et le fluide. Ce flux convectif s'ajoute à celui qui est dû au contact entre le fluide et la paroi, ce qui tend à augmenter la valeur de  $Nu$ . En aval des ailettes,  $Nu$  augmente progressivement puis diminue nettement après une distance donnée. En effet, dans cette zone, les PTC transfèrent par convection le fluide chaud près de la paroi vers le fluide froid dans le cœur de l'écoulement. Après une certaine distance  $z/e=1.5$ , ces tourbillons se dissipent et produisent des structures instationnaires de type « fer à cheval ». L'effet de cette instabilité sur le transfert de chaleur moyen semble être négligeable. Le même phénomène se répète dans tous les éléments de l'échangeur.

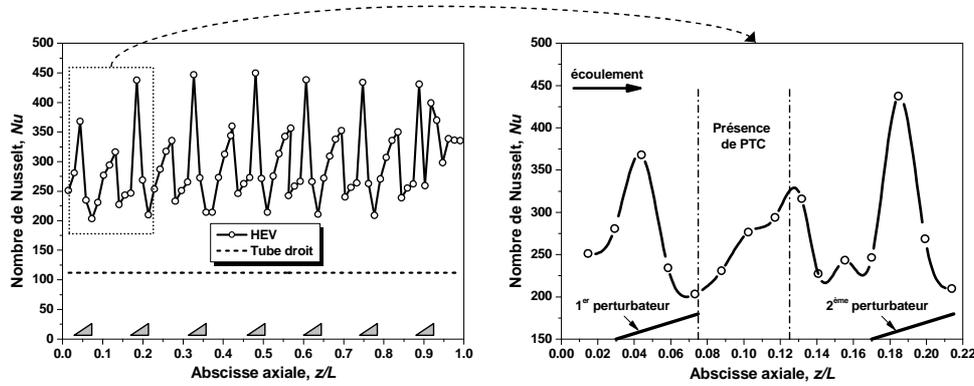


Figure 2 : Évolution longitudinale du nombre de Nusselt moyen calculé sur des sections radiales pour  $Re=15000$  et  $T_p=340K$

Classiquement, le nombre de Nusselt global, correspondant à la moyenne des nombres de Nusselt locaux sur la longueur, est modélisé par une fonction puissance des nombres de Prandtl et de Reynolds :

$$Nu_g = C Re^a Pr^b \quad (5)$$

Les constantes  $C$ ,  $a$  sont déterminées à partir des résultats numériques avec le nombre de Prandtl  $Pr$  évalué dans chaque cas à la température moyenne du fluide, avec le coefficient  $b$  qui a été imposé à 0.4, valeur classique de la littérature [9]. Les coefficients manquants peuvent être ainsi déterminés par un lissage optimisé sur nos résultats, selon la méthode des moindres carrés :

$$Nu_g = 0.099 Re^{0.757} Pr^{0.4} \quad (6)$$

On retrouve avec la valeur de 0.757 une valeur voisine de l'exposant classique du nombre de Reynolds en régime turbulent qui est de 0.8, et qui aurait pu également être imposé a priori. Ce type de corrélation est donné dans Thakur *et al.* [9].

### 3.3. Analyse physique des mécanismes de transferts

La Figure 3 montre la carte des températures sur une section transversale à 3 mm en aval de la 7<sup>ème</sup> rangée de perturbateurs. Nous observons nettement le rejet par les PTC du fluide

chaud de la paroi vers le centre de l'échangeur grâce à l'écoulement radial dans le plan de symétrie de chaque perturbateur. La courbe blanche sur cette figure montre la ligne de courant d'un traceur parfait injecté à  $x = 0$  et  $y = 0.5$  mm, illustrant le rôle du PTC.

Sur la Figure 4, nous observons l'évolution longitudinale de la température, dans le plan de symétrie des ailettes. La première rangée de perturbateurs initie la couche limite de température. Cette couche est perturbée et renouvelée à chaque passage d'une rangée de perturbateurs. Dans la zone située entre la paroi et l'ailette apparaît une zone surchauffée. Cette surchauffe est due à l'effet combiné des faibles vitesses de fluide dans la zone concernée (zone morte) et le flux de chaleur important résultant de l'addition des flux « paroi-fluide » et « ailettes-fluide ».

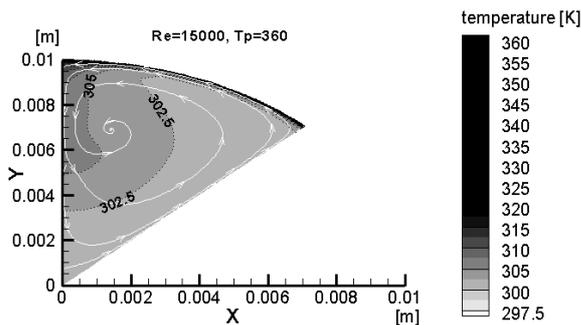


Figure 3 : Contour de la température sur une section radiale à 3 mm en aval de la 7<sup>ème</sup> rangée de perturbateurs ( $T_p=360$  K,  $Re=15000$ )

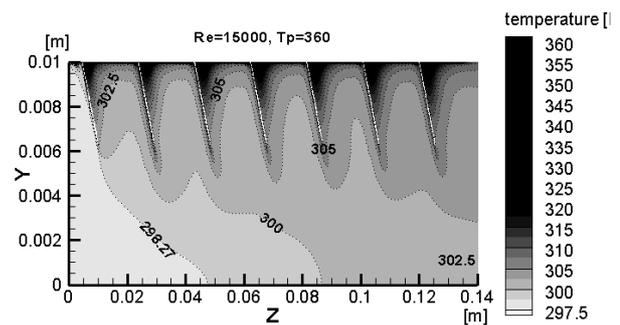


Figure 4 : Contour de la température sur une section longitudinale dans le plan de symétrie des perturbateurs ( $T_p=360$  K,  $Re=15000$ )

### 3.4. Comparaison des performances globales du HEV avec d'autres échangeurs

Pour comparer l'efficacité du HEV avec celles d'autres échangeurs commerciaux, le facteur de Colburn  $j$ , défini dans l'équation (7) comme le rapport entre la puissance thermique échangée et la puissance mécanique dissipée par perte de charge, fournit un critère de « classement » des différents systèmes :

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (7)$$

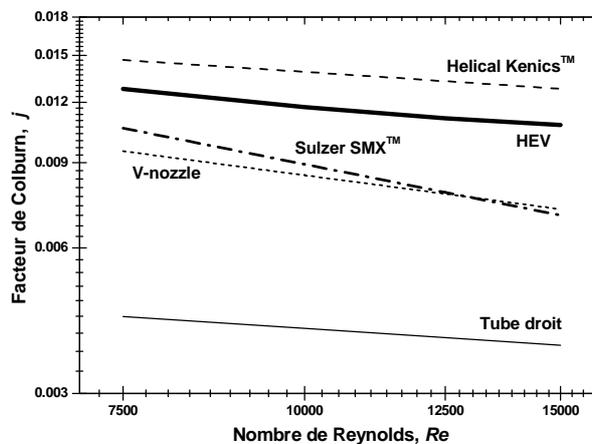


Figure 5 : Facteur de Colburn en fonction du nombre de Reynolds pour différents échangeurs statiques [9, 10]

Les évolutions du facteur de Colburn en fonction du nombre de Reynolds pour différents échangeurs continus sont montrées sur la figure 5. Avec le facteur de Colburn le plus élevé, le Helical Kenics™ paraît être le plus performant, le HEV étant au deuxième rang parmi les autres échangeurs. Ses performances compétitives semblent se confirmer, avec l'avantage d'une géométrie très simple et d'un coût de fabrication réduit. Ainsi il constitue un échangeur de chaleur pertinent, sous réserve de confirmation par l'étude thermique expérimentale qui sera prochainement menée au laboratoire.

## 4. Conclusion

Avec cette étude, nous avons pu mettre en évidence le rôle des macrostructures d'écoulement induites par la mise en place d'un perturbateur trapézoïdal vis-à-vis des mécanismes de transferts de chaleur. Les tourbillons longitudinaux contrarotatifs générés sur les bords de fuite des ailettes permettent la convection du fluide chaud près de la paroi vers le centre de l'échangeur, ce qui constitue un mécanisme plus efficace que la simple diffusion turbulente. La géométrie du HEV présente une bonne efficacité par rapport à d'autres échangeurs utilisés dans le milieu industriel, particulièrement au niveau de réduction de la consommation énergétique. Finalement, le HEV déjà considéré comme un mélangeur statique et réacteur chimique performant [2-4], semble également prometteur en tant d'échangeur/réacteur multifonctionnel.

## Références

- [1] H. Peerhossaini, *On the effect of streamwise vortices on wall heat transfer, Compact heat exchangers for process industries*, ed. R. Shah Begell House Publishers, New York, (1997).
- [2] Chemineer, *Kenics: static mixing technology*, Chemineer Inc.: Bulletin 800 (commercial documentation), (1998).
- [3] T. Lemenand, D. Della Valle, Y. Zellouf, H. Peerhossaini, Droplets formation in turbulent mixing of two immiscible fluids, *Int. J. Multiphase Flow*, 29 (2003), 813-840.
- [4] 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).
- [5] W.J. Greta, C.R. Smith, The flow structure and statistics of a passive mixing tab, *ASME J. Fluids Eng.*, 115 (1993), 255-263.
- [6] 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).
- [7] B.E. Launder, D.B. Spalding, *Lectures in mathematical models of turbulence*, in Academic Press., London (1972).
- [8] J.O. Hinze, *Turbulence*, McGraw-Hill, New York, 2nd Ed. (1975).
- [9] 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.
- [10] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators, *Int. Com. Heat Mass Trans.*, 33 (2006), 591-600.