

Intensification des transferts thermiques dans des échangeurs chaotiques par un écoulement pulsé sinusoïdal

Fareed Hussain MANGI ¹, Thierry LEMENAND ^{2,*}, Dominique DELLA VALLE ³,
Mojtaba JARRAHI ⁴, Hassan PEERHOSSAINI ⁵

¹ Energy and Environment Engineering Department. Quaid e Awam University, Nawabshah, Pakistan

² LARIS EA 7315, Université d'Angers, ISTIA, Angers

³ ONIRIS, Nantes

⁴ Université Paris-Sud, LIMSIS, CNRS UPR 3251, Orsay

⁵ Université Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, UFR de Physique Paris

* (auteur correspondant : thierry.lemenand@univ-angers.fr)

Résumé – L'agencement de tubes à coudes alternés permet d'obtenir, dans certaines conditions, un écoulement à advection chaotique plus favorable aux transferts que le tube coudé à chiralité directe. L'idée mise en œuvre dans cette étude consiste à superposer des oscillations temporelles sinusoïdales à un écoulement stationnaire pour obtenir des écoulements pulsés, qui induisent des étirements/repliements supplémentaires des cellules de Dean, favorables à l'intensification du mélange et des transferts thermiques.

Un dispositif expérimental spécialement dédié à l'étude des conditions de pulsations sur le transfert de chaleur est utilisé, comprenant un générateur de pulsations de débit dans un tube à coudes alternés tenant lieu d'échangeur (diamètre interne de 8 mm). Celui-ci est plongé dans un bain chaud de grand volume devant celui de l'échangeur. Les mesures de températures sont effectuées par des thermocouples de type K dans les sections transversales de l'échangeur. Les conditions expérimentales correspondent à un nombre de Reynolds compris entre [600–5000], une fréquence adimensionnelle entre [0–20] et des rapports d'amplitude jusqu'à 13 fois le débit moyen. Les effets des différents signaux pulsés sinusoïdaux sur l'intensification du transfert de chaleur sont analysés.

Nomenclature

		<i>Symboles grecs</i>	
Re_{st}	Nombre de Reynolds basé sur le diamètre et la vitesse stationnaire moyenne		
r_o	Rayon de la section de tuyau, m	α	Nombre de Womersley
$T_{entrée}$	Température à l'entrée, °C	β	Amplitude de la vitesse
T_{sortie}	Température à la sortie, °C	η	Efficacité d'échangeur, %
T_s	Température de réservoir, °C	ν	Viscosité cinématique, $m^2 \cdot s^{-1}$
ΔT	Différence de température, °C	ω	Vitesse angulaire, $rad \cdot s^{-1}$

1. Introduction

Le réchauffement/refroidissement de fluides visqueux ou fragiles, dans des conditions optimales d'efficacité énergétique et de temps de séjour, est un problème contraint par le fait qu'il doit s'effectuer dans des conditions d'agitation douce. Pour obtenir un mélange et un chauffage homogènes, il est nécessaire d'utiliser des géométries d'échangeurs susceptibles de mélanger efficacement les liquides en générant des perturbations dans les écoulements. Une solution est proposée dans cette étude avec un échangeur à tubes coudés alternés, associé avec un écoulement pulsé.

La configuration à coudes alternés permet d'obtenir un écoulement à advection chaotique qui est plus favorable aux transferts que le tube coudé à chiralité directe. En effet, dans des tubes hélicoïdaux, des régions séparées chaudes et froides sont formées par les cellules de Dean qui se maintiennent tout au long de l'échangeur (Raju et Rathna [1]), alors que le changement d'orientation du coude permet de casser cette cellule et de la réorganiser en réduisant la ségrégation des traceurs. Cette conclusion a été mise en avant dans de nombreux travaux antérieurs (Aref [2], Jones et al. [3], Mokrani [4], Lemenand et Peerhossaini [5], Timité [6], Habchi et al. [7], Jarrahi et al. [8], Funakoshi et Jang [9]).

Récemment, un intérêt croissant est apparu concernant les effets d'un écoulement pulsé sur les transferts de chaleur par convection. La superposition d'une pulsation sur un écoulement stationnaire « de base » permet un meilleur renouvellement des couches limites hydrodynamiques et thermiques, améliorant *a priori* le transfert de chaleur. L'effet des pulsations a fait l'objet d'études antérieures, qui ont majoritairement signalé une augmentation du transfert de chaleur due à l'écoulement pulsé (Pavlova et Amitay [10], Chen et Zhao [11], Elshafei et al. [12], Olayiwola et Walzel [13], Valiorgue et al. [14], Akdag [15], Persoons et al. [16], Jafari et al. [17], Yin et Ma [18]).

Ce travail montre l'effet de pulsations sinusoïdales sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à effet d'advection chaotique, constitué d'un tube circulaire comprenant une série de coudes à courbure alternée.

2. Système expérimental

Les mesures sont effectuées pour des nombres de Reynolds compris entre [600–5000], des conditions de pulsation caractérisées par un nombre de Womersley $\alpha = r_0 \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^{\frac{1}{2}}$ entre 0 et 20 (avec une fréquence entre 0 et 4 Hz), et un rapport d'amplitude de la vitesse $\beta = \frac{U_{sin,max}}{U_{st}}$ entre 0 et 4.

2.1 L'échangeur de chaleur

Un dispositif expérimental (Figure 1) est spécialement dédié à l'étude des conditions de pulsation sur le transfert de chaleur. L'échangeur de diamètre 8 mm comprend 6, 12 ou 24 coudes à 90° alternés, de rayon de courbure de 44 mm (avec une longueur droite entre chaque coude de 0.008 m). L'échangeur est immergé dans un réservoir rectangulaire (300×400×250 mm) en acier inoxydable rempli d'eau chauffée. Le fluide chaud est maintenu à température constante grâce à un thermostat de chauffage (LAUDA RK20KS). Le fluide froid est mis en circulation dans l'échangeur, dont la température d'entrée est ajustée par un thermostat de refroidissement (LAUDA RP855).

La boucle hydraulique comprend essentiellement le système de génération de pulsations, et un tube droit de 2,0 m entre l'échangeur de chaleur et le système de pulsation qui permet d'assurer un écoulement hydrodynamiquement établi à l'entrée de l'échangeur de chaleur. Des thermocouples de type K sont utilisés pour mesurer les températures d'entrée et de sortie, avec un système de déplacement vertical qui permet de mesurer à 8 points différents sur une section du tube (mesurés successivement sur une section). Les mesures à l'entrée $T_{entrée}$ sont positionnées à 20 mm avant l'entrée de l'échangeur et celles en sortie T_{sortie} sont effectuées à 20 mm en aval de celui-ci. Elles sont enregistrées grâce à un banc Agilent Link Data Logger. Une sonde de platine mesure la température du fluide dans le réservoir.

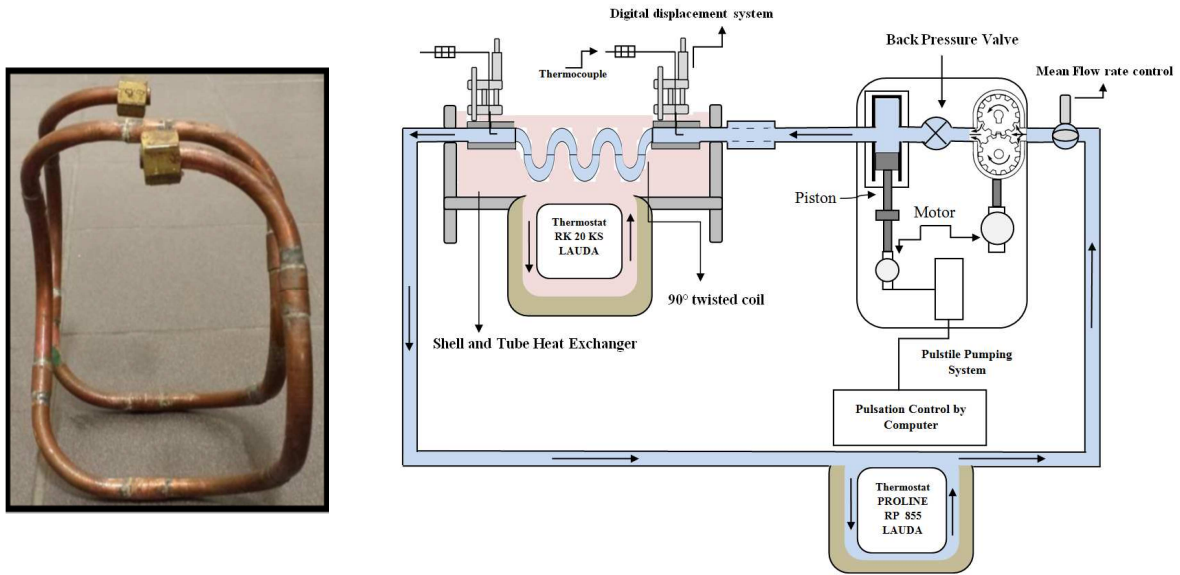


Figure 1. Dispositif expérimental de l'échangeur de chaleur intermittent.

2.2 Génération de l'écoulement pulsé

Le système pulsatile de pompage (Figure 2) est généré par la combinaison d'une pompe à engrenage, qui fournit la composante moyenne, et d'une pompe à piston pour la composante périodique, commandée par un système d'acquisition avec étui (NI USB6211 sous LABVIEW), placées en série. Celle-ci permet d'injecter différentes formes d'onde de signal : sinusoïdale, carrée et triangulaire, d'une fréquence maximale de 4 Hz avec un débit instantané maximal de 10 L/min.

La vitesse pulsée U_P a donc la forme générale :

$$U_P(t) = U_{st} + U_{osc}(t) \quad (1)$$

où U_{st} est la vitesse stationnaire moyenne et $U_{osc}(t)$ la vitesse périodique de moyenne nulle, la composante périodique pouvant avoir une cinétique sinusoïdale, triangulaire ou carrée.

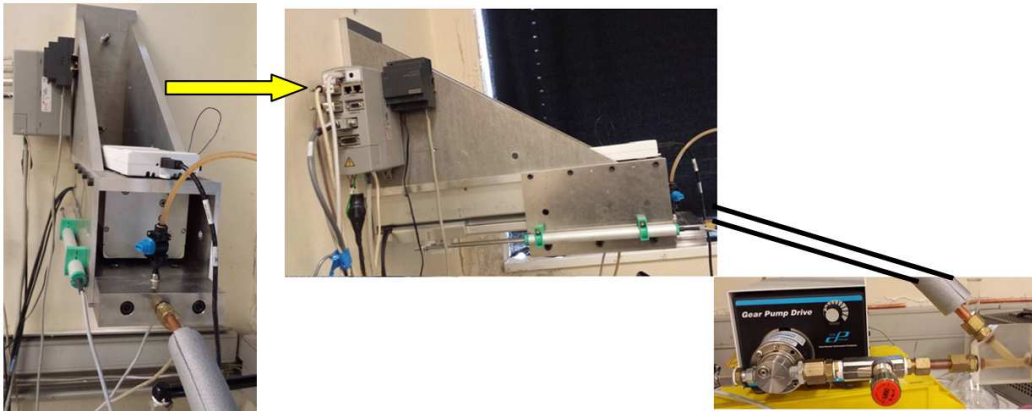


Figure 2. Système de pulsation conçu et assemblé pour l'échangeur de chaleur intermittent.

La vitesse angulaire ω peut être décrite par un paramètre adimensionnel α appelé paramètre de Womersley, défini par :

$$\alpha = r_0 \left(\frac{\omega}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

où r_o est le rayon de la conduite et ν est la viscosité cinématique du fluide. Le nombre de Womersley est calculé par la même équation pour toutes les formes d'ondes de pulsation.

Le rapport d'amplitude de la vitesse β est défini comme le rapport entre l'amplitude d'oscillation maximale et la valeur moyenne de la vitesse. Le rapport d'amplitude β est calculé par les relations suivantes, en fonction de la forme de pulsation :

$$\beta = \frac{U_{sin,max}}{U_{st}} \quad (3)$$

2.3 Conditions expérimentales

L'échangeur de chaleur est immergé dans un réservoir, rempli d'eau dont la température est maintenue à une température constante de 52°C. Les expériences sont menées avec une température d'eau à l'entrée maintenue à 11°C et un nombre de Reynolds compris entre [600–5000]. Les paramètres de fréquence Womersley sont choisis dans la gamme $\alpha=[0-20]$. Les pulsations d'oscillation sont sinusoïdales. Le rapport d'amplitude de la vitesse β est situé dans la gamme $\beta=[0-4]$.

3. Résultats et discussions

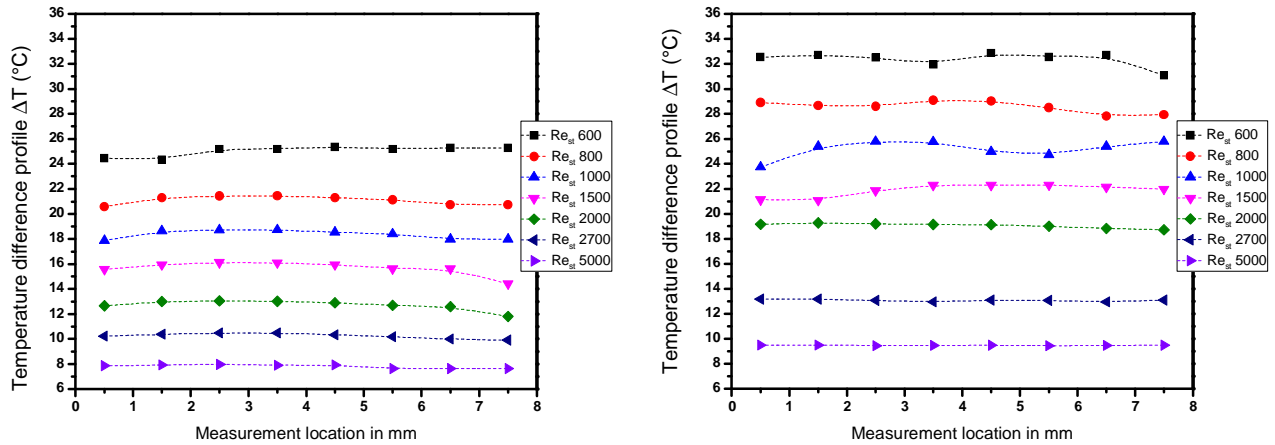
3.1 Influence du nombre de coudes sur le transfert de chaleur

La Figure 3 montre l'influence du nombre de coudes, qui constituent l'échangeur de chaleur, sur la différence de température mesurée entre l'entrée et la sortie, pour les cas stationnaires avec $Re_{st}=[600-5000]$.

Les températures sont mesurées à huit positions différentes sur le diamètre du tube. On observe que les profils de la différence de température sont quasiment plats. Des variations de température sont plus prononcées pour les plus petits nombres de Reynolds. Les profils de différence de température sont plus plats pour des nombres de Reynolds plus élevés, ce qui indique que les températures à l'intérieur des sections de l'échangeur de chaleur sont plus homogènes pour les nombres de Reynolds élevés.

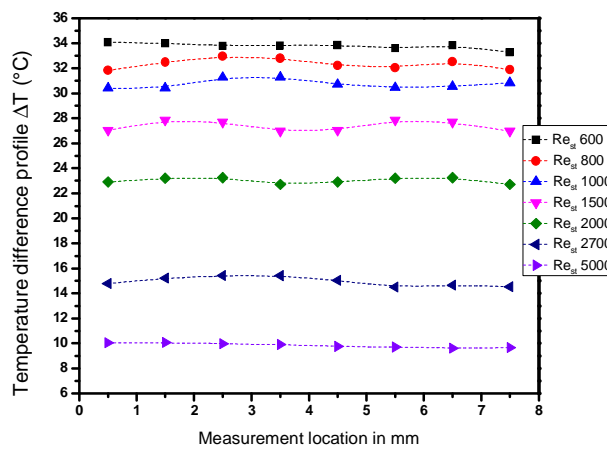
La différence de température diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds en raison du bilan thermique. Dans la configuration 24 coudes, la différence de température entre l'entrée et la sortie passe ainsi de 34°C pour $Re_{st}=600$ à 10°C pour $Re_{st}=5000$.

On observe également que l'utilisation d'un plus grand nombre de coudes dans la constitution de l'échangeur permet d'augmenter la différence de température entre l'entrée et la sortie, les transferts thermiques sont augmentés grâce à une augmentation de la surface de contact. Pour $Re_{st}=1000$, la différence de température entre l'entrée et la sortie passe ainsi de 30,5°C à 25°C et 18,5°C respectivement pour les configurations 24 coudes, 12 coudes et 6 coudes.



(a) Configuration à 6 coudes alternés

(b) Configuration à 12 coudes alternés



(c) Configuration à 24 coudes alternés

Figure 3. Profils des différences de température pour trois configurations de l'échangeur de chaleur : 6, 12 et 24 coudes alternés, pour les cas stationnaires avec $Re_{st}=[600-5000]$.

3.2 Influence du nombre de coudes sur l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité de l'échangeur de chaleur η est ici définie par :

$$\eta = \frac{(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}})}{(T_s - T_{\text{entrée}})} \quad (4)$$

avec T_s la température de paroi.

La Figure 4 représente l'influence de la géométrie sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur en fonction des différents nombres de Reynolds. L'utilisation de la configuration à 24 coudes alternés montre une efficacité maximum de 97% obtenue pour le plus petit nombre de Reynolds $Re_{st}=600$, cette valeur diminue à 76% dans la configuration à 12 coudes alternés, et à 57% dans la configuration à 6 coudes alternés.

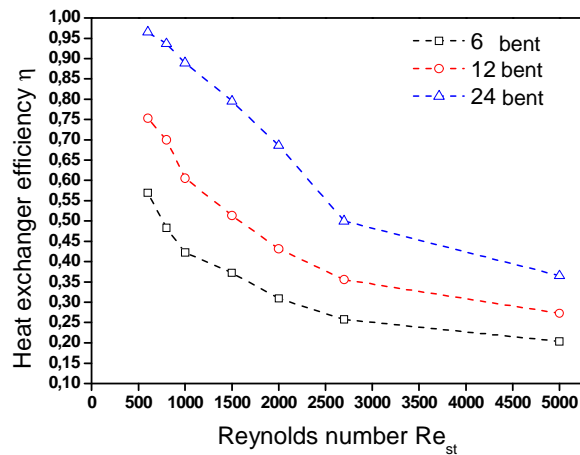


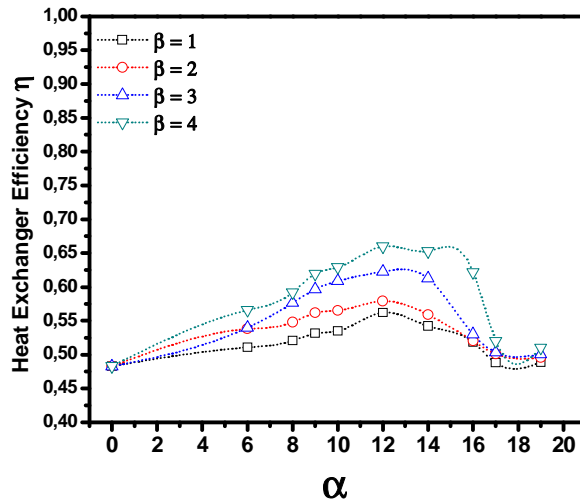
Figure 4. Efficacité de l'échangeur de chaleur pour trois configurations de l'échangeur de chaleur : 6, 12 et 24 coudes alternés, pour les cas stationnaires avec $Re_{st}=[600-5000]$.

A partir de cette valeur maximum, on observe une diminution régulière de l'efficacité de l'échangeur de chaleur avec l'augmentation du nombre de Reynolds, pour les trois configurations d'échangeur, celle à 24 coudes alternés présentant toujours de meilleures performances que celle à 12 coudes, elle-même meilleure que celle à 6 coudes. Les efficacités minimales sont relevées pour le nombre Reynolds $Re_{st}=5000$, égales à 38%, 28% et 22% respectivement pour les configurations à 24 coudes, 12 coudes et 6 coudes.

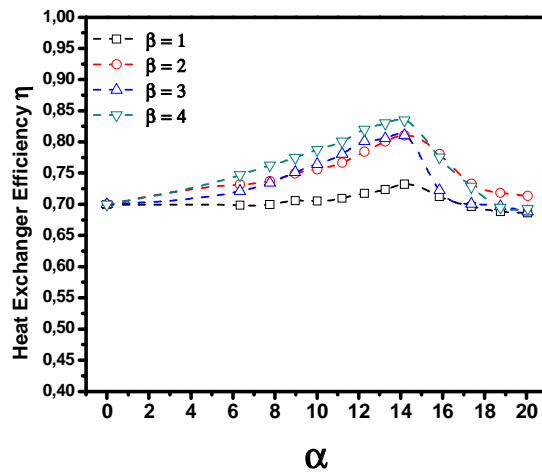
3.3 Influence de la fréquence sur l'efficacité de l'échangeur

La Figure 5 montre l'influence du paramètre de fréquence α sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur avec $Re_{st}=800$, pulsation sinusoïdale et pour différents rapports d'amplitude de la vitesse $\beta=[1,2,3,4]$. Une augmentation progressive de l'efficacité de l'échangeur de chaleur est observée avec l'augmentation de α , jusqu'à une valeur maximale observée pour $\alpha=12-14$. L'efficacité η augmente progressivement de 0,69 (cas stationnaire) à 0,83 (valeur maximale) : une augmentation d'environ 20% de l'efficacité est donc observée dans ces conditions par rapport à l'état stationnaire. Pour des valeurs $\alpha>14$ une diminution rapide de la courbe d'efficacité est observée, et pour les plus grandes valeurs de fréquence ($\alpha=19-20$) l'efficacité retrouve la même valeur que celle du cas stationnaire. Par conséquent, $\alpha=12-14$ peut être considérée comme la valeur optimale du paramètre de Womersley α dans ces conditions de fonctionnement.

La valeur de l'efficacité augmente de façon continue avec l'augmentation de β , et le pic se situe à des valeurs du paramètre de fréquence $\alpha=14$ pour la configuration à 12 coudes alternés, et $\alpha=12$ pour la configuration à 6 coudes alternés. Cette efficacité maximale atteint 0,73 pour $\beta=1$ et 0,83 pour $\beta=4$, pour la configuration à 12 coudes alternés.



(a) Configuration à 6 coudes alternés



(b) Configuration à 12 coudes alternés

Figure 5. Efficacité de l'échangeur de chaleur pour deux configurations : 6 et 12 coudes alternés, pour $Re_{st}=800$, $\beta=[1,2,3,4]$ et $\alpha=[0-20]$.

4. Conclusions

Un dispositif expérimental est conçu et fabriqué pour étudier l'influence des pulsations sur l'amélioration du transfert de chaleur dans une configuration d'échangeur à coudes alternés, constituée par un agencement de coudes alternés comprenant 6, 12 ou 24 coudes.

Les résultats montrent qu'il existe un optimum d'efficacité en fonction de la fréquence. Pour certaines combinaisons des paramètres de contrôle, le nombre de Reynolds de base, le paramètre de Womersley α , et le rapport d'amplitude β permettent d'améliorer le transfert de chaleur jusqu'à 20%, alors que d'autres combinaisons ne modifient pas la valeur stationnaire, notamment pour des valeurs élevées de α . La recherche de ces conditions optimales permet une amélioration de l'efficacité énergétique globale.

Références

1. Raju, K.K., Rathna, S.L. 1970. Heat transfer for flow of power law fluid in a curved tube. *Journal of Indian Institute of Science*, 52, 34-47.
2. Aref, H. 1984. Stirring by chaotic advection. *Journal of Fluid Mechanics*, 143, 1-21.
3. Jones, S.W., Thomas, O.M., Aref, H. 1989. Chaotic advection by laminar flow in a twisted pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 209, 335-357.
4. Mokrani, A. 1997. *Analyse expérimentale et numérique de deux procédés complémentaires de mélange et de transfert thermique en écoulement tridimensionnel ouvert : advection chaotique laminaire et écoulement turbulent eulérien*. Thèse de Doctorat, Université de Nantes et Ecole Centrale de Nantes.
5. Lemenand, T., Peerhossaini, H. 2002. A thermal model for prediction of the Nusselt number in a pipe with chaotic flow. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1717-1730.
6. Timité B. 2005. *Etude de l'écoulement de Dean alterné pulsé : Mise en évidence du comportement chaotique*. Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes.
7. Habchi, C., Lemenand, T., Della Valle, D., Peerhossaini, H. 2009. Liquid/liquid dispersion in a chaotic advection flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 35, 485-497.
8. Jarrahi, M., Castelain, C., Peerhossaini, H., 2013. Mixing enhancement by pulsating chaotic advection. *Chemical Engineering and Processing : Process Intensification*, 74, 1-13.
9. Funakoshi, M., Jang, B. 2012. Chaotic Mixing by a Flow in a Curved Pipe. *Procedia IUTAM*, 5, 169-172.
10. Pavlova, A., Amitay, M. 2006. Electronic Cooling Using Synthetic Jet Impingement. *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 128, 897-907.
11. Chen, Y., Zhao, J. 2006. Applications of the Strong Heat Transformation by Pulse Flow in the Shell and Tube Heat Exchanger. *Proceedings of the Sixth International Conference for Enhanced Building Operations, Shenzhen, China, November 6-9, 2006*.
12. Elshafei, E.A.M., Safwat Mohamed, M., Mansour, H., Sakr, M. 2008. Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29, 1029-1038.
13. Olayiwola, B.O., Walzel, P. 2009. Experimental Investigation of the Effects of Fluid Properties and Geometry on Forced Convection in Finned Ducts with Flow Pulsation. *J. Heat Transfer*, 131, 1-6.
14. Valiorgue, P., Persoons, T., McGuinn, A., Murray, D.B. 2009. Heat transfer mechanisms in an impinging synthetic jet for a small jet-to-surface spacing. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 597-603.
15. Akdag, U. 2010. Numerical investigation of pulsating flow around a discrete heater in a channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 881-889.
16. Persoons, T., McGuinn, A., Murray, D.B. 2011. A general correlation for the stagnation point Nusselt number of an axisymmetric impinging synthetic jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 3900-3908.
17. Jafari, M., Farhadi, M., Sedighi, K. 2013. Pulsating flow effects on convection heat transfer in a corrugated channel: a LBM approach. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 45, 146-154.
18. Yin, D., Ma, H.B. 2014. Analytical solution of heat transfer of oscillating flow at a triangular pressure waveform. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 70, 46-53.