

# Analyse de l'influence de la présence d'un coude sur les performances thermo-hydrauliques d'un tube à déformations successives alternées

Julie-Anne ZAMBAUX<sup>1,2,3\*</sup>, Jean-Luc HARION<sup>1,2</sup>, Serge RUSSEIL<sup>1,2</sup>, Pascale BOUVIER<sup>1,2,3</sup>, Charbel HABCHI<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Mines Douai, département EI

F-59500 Douai, France

<sup>2</sup>Université Lille Nord de France

F-59000 Lille, France

<sup>3</sup>HEI, département EEA

F-59046 Lille Cedex, France

<sup>4</sup>ETF group, School of Engineering, Lebanese International University

PO Box 146404 Mazraa, Beirut, Lebanon

\*(auteur correspondant : julie-anne.zambaux@mines-douai.fr)

**Résumé** - L'utilisation d'un tube à déformations pariétales successives alternées permet d'augmenter les performances thermo-hydrauliques par rapport à un tube lisse de référence en régime laminaire. Le principe consiste à créer des macro-structures secondaires améliorant le mélange. Ce type de configuration présente cependant des limitations puisque la déformation de la paroi n'a que très peu d'incidence sur le fluide au centre du tube. Pour améliorer ce point particulier, une série de simulations a été réalisée en utilisant des tourbillons de Dean produits dans un coude pour relocaliser le point singulier central. A partir d'une comparaison avec un tube déformé droit, il est montré que l'ajout d'un coude modifie les performances thermo-hydrauliques mais ne les impacte pas de façon satisfaisante.

## Nomenclature

$A$  amplitude des déformations, m

$R_m$  rayon moyen, m

$h$  coeff. de transfert thermique,  $W.m^{-2}.K^{-1}$

$\Delta P$  pertes de charge,  $Pa.m^{-1}$

$PEC$  critère de performance  $\frac{h/\Delta P^{1/3}}{h_0/\Delta P_0^{1/3}}$

$Pr$  nombre de Prandtl

$Re$  nombre de Reynolds

$x$  abscisse le long du tube, m

*Symboles grecs*

$\lambda$  longueur d'onde des déformations, m

$\eta$  efficacité  $\frac{h/\Delta P}{h_0/\Delta P_0}$

$\tau_w$  contrainte de frottement pariétal, Pa

*Indices et exposants*

0 référence

## 1. Introduction

Une bonne gestion des matières premières et de l'énergie est une problématique actuelle majeure, présente dans tous les domaines industriels. Dans le domaine des échangeurs de chaleur, augmenter les performances thermo-hydrauliques est une question cruciale qui fait l'objet de très nombreuses études. Dans le cas d'un écoulement interne dans un tube, plusieurs techniques sont envisagées et développées dans la littérature. Une part importante des solutions existantes n'utilise pas de source d'énergie pour modifier l'écoulement et donc le transfert thermique. Ces méthodes utilisent la géométrie du dispositif : on parle alors de méthodes passives. Certains types de solutions donnant des résultats intéressants consistent à ajouter des inserts sur la paroi interne du tube [1, 2]. Si le transfert thermique est fortement augmenté, ces géométries présentent cependant des inconvénients comme la génération de très importantes

pertes de charge et de zones de recirculation. Une autre technique donnant de bons résultats, surtout en régime laminaire, est basée sur la formation de trajectoires chaotiques pour certaines particules fluides. C'est notamment le cas dans des configurations particulières de tubes coudés, du fait de l'instabilité de Dean [3]. De très bonnes performances sont alors obtenues mais ce type de solution pose des problèmes du fait de sa géométrie spécifique, difficilement adaptable. Une technique également très étudiée consiste à déformer la paroi du tube afin de créer des zones d'étirements et de contractions dans l'écoulement interne [4]. Lorsque la section de passage est conservée [5, 6], des performances intéressantes peuvent être atteintes, notamment en régime laminaire. Une géométrie de tube déformé dont l'aire de passage est constante est étudiée ici et une solution passive est envisagée pour augmenter encore ses performances thermo-hydrauliques.

## 2. Résultats préliminaires

Le principe du tube à déformations successives alternées proposé par Harion et al. [7] repose sur deux contraintes : garder la section de passage constante et générer des zones d'étirements et de contractions dans l'écoulement en déformant la paroi. La forme de la section de passage du fluide est une ellipse dont l'ellipticité varie graduellement, comme présenté sur la figure 1. Deux paramètres qualifient la déformation : l'amplitude  $A$  et la longueur d'onde des déformations  $\lambda$ . Harion et al. montrent que ce type de tube permet d'augmenter significativement le transfert thermique par rapport à un tube cylindrique équivalent sans trop augmenter les pertes de charge. En effet, en régime laminaire, soit pour un nombre de Reynolds inférieur à 3000, pour un tube dont l'amplitude de déformation est 25% du rayon moyen  $R_m$  et la longueur d'onde  $12R_m$ , une efficacité  $\eta = 1,2$  est mesurée. Des simulations numériques ont été réalisées sur une géométrie de tube identique [8]. Une même valeur d'efficacité est obtenue. A partir des résultats des simulations et de visualisations expérimentales [7], un schéma de l'écoulement radial sur une période de déformation a été établi et est rappelé en figure 2. Des déplacements centripètes et centrifuges peuvent être identifiés. Le schéma montre comment ces déplacements contribuent à l'augmentation du mélange dans le tube en diminuant l'épaisseur des couches limites.

A partir du modèle numérique présenté par [8], d'autres géométries de tube déformé avec différents paramètres de déformation ont été testées. Parmi elles, le tube déformé d'amplitude 25% de  $R_m$  et de longueur d'onde  $\lambda = 6R_m$ , le rayon moyen du tube étant  $R_m = 5\text{mm}$ , a été plus particulièrement étudié.

L'observation des distributions de température et de vitesse [8] dans le tube déformé montre nettement que le mélange au centre du tube est moins important. Une étude plus spécifique de la géométrie décrite précédemment est alors réalisée numériquement. Une distribution uniforme de particules sans masse est injectée au centre de la face d'entrée du tube, sur un disque de rayon  $0,1R_m$ . On s'intéresse à leur transport et dispersion dans l'écoulement en fonction des propriétés de mélange du tube. En effet, l'observation de l'évolution de cette distribution le long de l'axe du tube permet d'observer l'effet des structures secondaires radiales sur le fluide au centre du tube. La figure 3 présente la répartition initiale de particules ainsi que leur distribution en sortie du tube, ce qui constitue la section de Poincaré. Il est intéressant de noter que la distribution initiale n'est que très légèrement déformée et que toutes les particules sont restées dans une zone très proche du centre du tube. Cette étude a donc permis d'identifier un problème important de cette géométrie de tube déformé et qui réduit ses capacités d'augmentation du transfert thermique : il n'y a pas de brassage au centre de l'écoulement. Afin d'augmenter les performances thermiques du tube, il semble donc intéressant de chercher des solutions pour réduire l'impact de cette limitation. L'idée mise en oeuvre ici consiste à dévier le fluide au

centre du tube vers la paroi en ajoutant une partie coudée à 180° entre deux tronçons droits. En effet, la présence d'une partie coudée dans un tube déclenche la formation de structures appelées cellules de Dean [9] qui entraînent le fluide au centre du tube vers la paroi.

### 3. Modélisation numérique

Afin d'étudier l'effet de l'ajout d'un tronçon de tube coudé au tube déformé, des simulations numériques ont été réalisées avec le logiciel ANSYS Fluent v12.0. Ce modèle numérique est identique à celui employé dans [8]. La géométrie coudée proposée est présentée sur la figure 4. Elle est composée d'un premier tronçon de tube déformé d'amplitude  $A = 25\%R_m$ ,  $\lambda = 6R_m$  et de longueur  $10\lambda$ . Le tronçon suivant est un coude lisse d'angle 180° et de rayon de courbure  $R_c = 4R_m$ . Un tronçon de tube déformé identique au premier est placé en aval du coude. La longueur totale de tube ainsi formé est quasiment équivalente à  $22\lambda$ .

Le maillage a été réalisé avec le logiciel GAMBIT : la face d'entrée a été maillée avec une densité de maille plus importante en région de proche paroi, puis extrudée le long du tube afin d'obtenir le maillage tridimensionnel. Le raffinement choisi est le même que celui présenté dans [8].

Les équations de conservation sont résolues pour un écoulement laminaire, incompressible en régime stationnaire d'un mélange d'eau et de glycol à 30%, correspondant à un nombre de Prandtl  $Pr = 9,64$ . En entrée du tube, une température constante de 321,3K est imposée ainsi qu'un profil de vitesse uniforme, correspondant à un nombre de Reynolds  $Re = 828$ . Une température de 299K est imposée sur la paroi.

Le couplage entre la pression et la vitesse est effectué en utilisant l'algorithme SIMPLEC. Des schémas de discrétisation au second ordre amont sont utilisés pour les termes de divergence et centrés pour les gradients. Pour assurer une bonne convergence, les résidus minimaux à atteindre sont fixés à  $10^{-8}$  pour l'énergie et  $10^{-5}$  pour les autres équations. La vitesse, la pression et la température sont également surveillées localement en plusieurs points de la géométrie.

## 4. Résultats

### 4.1. Comparaison des performances thermo-hydrauliques des tubes déformés droit et coudé

Les pertes de charge et le coefficient de transfert thermique global ont été évalués pour le tube déformé coudé. Le tableau 1 donne les résultats obtenus ainsi que ceux déterminés dans le cas du tube déformé droit de rayon moyen et longueur équivalents. On note que l'ajout du coude a pour effet d'augmenter le coefficient de transfert thermique  $h$  de 4% tandis que les pertes de charge sont augmentées de 9%. Le  $PEC$  est calculé en prenant comme référence le tube déformé droit. Dans le cas du tube déformé coudé, il ne subit une augmentation que de 1%, ce qui est très faible par rapport aux résultats escomptés.

	$\Delta P$ Pa.m <sup>-1</sup>	$h$ W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup>	$PEC$
Tube coudé	69,65	896,02	1,01
Tube droit	63,89	858,21	1

Tableau 1 *Comparaison des performances globales : tube déformé droit vs tube déformé coudé*

Afin d'analyser au niveau local l'évolution axiale des pertes de charge et du coefficient  $h$ , ces

deux grandeurs sont calculées pour chacune des 22 périodes de déformation spatiale du tube. La figure 5 présente l'évolution des pertes de charges pour les tubes déformés coudé et droit et la figure 6 présente le coefficient d'échange thermique. Pour le tube coudé, sur le tronçon en amont du coude, le comportement observé est identique à celui du tube droit. Une légère influence de la présence du coude est néanmoins visible sur la dernière période. Au niveau du coude, le coefficient  $h$  et les pertes de charge subissent une très forte augmentation. Le transfert thermique augmente de plus de 70% tandis que le frottement n'augmente que d'environ 30%. On note qu'à l'aval du coude, la perte de charge par période diminue avant de tendre asymptotiquement vers la valeur obtenue pour le tube droit. Ce ré-établissement de l'écoulement se fait au bout de six à sept périodes spatiales à l'aval du coude. Le coefficient  $h$ , quant à lui ne semble pas tendre vers une valeur constante : le régime thermique peine à s'établir de nouveau. En effet, les résultats observés laissent à penser que les structures de Dean perdurent longtemps en aval du coude, ce qui empêche la restructuration de l'écoulement et augmente la longueur d'établissement. De plus, les valeurs de  $h$  restent inférieures aux valeurs du tube droit, provoquant donc un effet néfaste sur le  $PEC$  global du tube.

#### 4.2. Analyse de l'écoulement en aval du coude

Pour mieux comprendre la structuration de l'écoulement et du régime thermique dans la partie aval du tube coudé, une étude plus approfondie de l'écoulement est réalisée. La figure 7 présente les contours de vitesse et de température obtenus près de la sortie ( $x \approx 21\lambda$ ) pour le tube déformé droit tandis que la figure 8 présente ces distributions pour le tube déformé coudé. Des distributions spatiales différentes sont observées entre le tube droit et le tube coudé : une perte de symétrie suite au passage du coude est clairement identifiable sur les distributions de vitesse et de température. En effet, les températures et les normes de vitesse sont plus élevées du côté de l'extrados du coude.

Afin de quantifier ces observations la contrainte de frottement pariétal  $\tau_w$  ainsi que le coefficient  $h$  sont tracés sur la paroi pour une moitié de la section de passage précédente. La figure 9 présente le frottement pariétal pour les tubes coudés et droits. La perte de symétrie est mise en évidence : il y a une différence d'environ 40% entre les valeurs maximales de la contrainte de frottement dans les quadrants gauche et droite de la figure. De plus, il est intéressant de noter que le maximum de frottement est déplacé d'une vingtaine de degrés par rapport au tube lisse, ce qui indique que la structuration de l'écoulement radial est différente après le passage du coude. En ce qui concerne le coefficient de transfert thermique présenté sur la figure 10, la diminution du transfert thermique pour le tube coudé par rapport au tube lisse est clairement visible. En effet les valeurs maximales du coefficient de transfert thermique pour le tube coudé sont inférieures à celles obtenues pour le tube droit, du côté de l'extrados du coude comme de l'intrados. Cette diminution va de 6% pour l'extrados à 50% pour l'intrados.

La nouvelle forme de l'écoulement radial dans le tube coudé peut être déterminée en observant l'évolution de la répartition d'une distribution de particules identique à celle proposée dans la section 2. Les résultats, non présentés ici, montrent que dans le premier tronçon de tube déformé, à l'amont du coude, l'évolution de la distribution reste la même que dans le cas du tube droit. La figure 11 présente la répartition des particules pour différentes sections transversales prises dans la première période en aval du coude. En sortie du tronçon coudé ( $x \approx 12\lambda$ ), les particules ont été déportées près de la paroi du tube (figure 11(a)). Elles sont ensuite ramenées vers le centre du tube, cf figures 11(b) et 11(c). La figure 11(d) présente la répartition des particules pour  $x \approx 21\lambda$ . Pour cet abscisse, le régime hydraulique est établi. Les particules suivent un schéma de l'écoulement semblable à celui présenté en figure 2 mais décentré vers l'extrados

du coude.

Sur la longueur de tube considérée dans la présente étude, l'établissement du régime thermique n'est pas observé. La longueur d'établissement est donc supérieure à  $10\lambda$  dans la configuration considérée. Il est intéressant de noter que dans le tronçon en amont du coude le régime était établi sur cette même longueur. Au final, l'augmentation de transfert observée lors du passage dans le coude est contrebalancée par la faible valeur du coefficient  $h$  dans cette zone de ré-établissement. De plus, si le mélange est augmenté avec cette configuration de tube coudé, la répartition de la distribution de particules en sortie du tube présentée sur la figure 11(d) montre qu'on est loin d'avoir un mélange homogène.

Si l'établissement du régime nécessite une plus grande longueur de tube c'est parce que les structures de Dean qui apparaissent dans le coude influencent sur un domaine spatial long l'écoulement dans le tronçon aval. L'apparition des macro-structures dans l'écoulement, due aux déformations de la paroi, est donc ralentie et perturbée. La figure 12 présente les vecteurs de vitesse transversale pour différentes sections de passage en aval du coude. En sortie du coude (figure 12(a)), les cellules de Dean sont clairement identifiables. L'influence de ces structures est perceptible plus loin en aval : on observe une dissymétrie des normes de vitesse, mise en évidence sur la figure 12(b). Les vecteurs vitesses allant de l'intrados vers l'extrados du coude sont plus importants que les vecteurs opposés, ce qui est une conséquence de la présence des structures issues du coude en cours de dissipation à ce point dans l'écoulement. Cette dissymétrie des normes de vitesse disparaît peu à peu à mesure que les structures de Dean s'atténuent et, en sortie du tube (figure 12(c)), on retrouve un écoulement transversal symétrique, uniquement dû aux déformations pariétales. Cette modification de la structure de l'écoulement induite par les cellules de Dean produites dans le coude entraîne l'altération du transfert thermique dans la seconde partie du tube (voir figure 6).

## 5. Conclusion

L'étude présentée ici montre que l'ajout d'un coude à un tube à déformations successives alternées ne constitue pas une solution satisfaisante pour améliorer les propriétés d'échange du tube. En effet, si le fluide au centre du tube est bien dévié vers la paroi lors du passage du tronçon coudé, ce qui améliore localement les échanges, l'influence de cette partie coudée sur la structuration de l'écoulement à l'aval tend, au global, à diminuer le transfert thermique. La présence du coude augmente la longueur d'établissement du régime thermique en aval ce qui influence négativement les performances thermo-hydrauliques globales du tube. L'ajout d'un coude ne semble donc pas être une méthode suffisamment performante sur la géométrie proposée ici pour répondre à la problématique posée.

La géométrie de tube coudé présentée ici correspond à une configuration d'échangeur de chaleur très souvent utilisée dans l'industrie. Si l'ajout du tronçon coudé entre deux tronçons déformés n'améliore pas significativement les performances du tube déformé, une perspective intéressante pour la suite serait d'optimiser la géométrie du coude et les paramètres de déformation afin de voir si les performances thermo-hydrauliques peuvent être augmentées et si la longueur d'établissement du régime thermique en aval du coude peut être diminuée.

## Références

- [1] K. K. Yerra, R. M. Manglick, M. A. Jog, Optimization of Heat Transfer Enhancement in Single-Phase Tubeside Flows with Twisted-Tape Inserts, *International Journal of Heat Exchangers*, 8(2007) 117-138.
- [2] C. Habchi, S. Russeil, D. Bougeard, J-L. Harion, T. Lemenand, D. Della Valle, H. Peerhossaini,

Enhancing heat transfer in vortex generator-type multifunctional heat exchangers , *Applied Thermal Engineering*, 38(2012) 14-25.

- [3] N. Acharya, M. Sen, H. C. Chang, Analysis of heat transfer enhancement in coiled-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(2001) 3189-3199.
- [4] S. Mahmud, A. K. M. Sadrul Islam, C. M. Feroz, Flow and heat transfer characteristics inside a wavy tube, *Heat and Mass Transfer*, 39(2003) 387-393.
- [5] X. H. Tan, D. S. Zhu, G. Y. Zhou, L. D. Zeng, Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(2012) 4701-4710.
- [6] W-L. Chen, K-L. Wong, C-T. Huang, A parametric study on the laminar flow in an alternating horizontal or vertical oval cross-section pipe with computational fluid dynamics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(2006) 287-296.
- [7] J-L. Harion, J-L. Bertin, B. Bahadori, Mixing and heat transfer increase in a tube with alternate successive deformations, *3<sup>r</sup>d European Thermal Sciences Conference 2000* (2000), 331-335.
- [8] P. Bouvier, S. Russeil, J-L. Harion, Performances thermo-hydrauliques dans un tube à parois macro-déformées, *Récents Progrès en Génie des Procédés, Numéro 101, Ed. SFGP* (2011).
- [9] S. A. Berger, L. Talbot, L-S. Yao , Flow in curved pipes, *Ann. Rev. Fluid Mech.* 15(1983), 461-512.

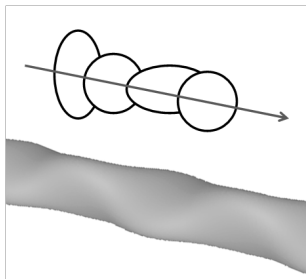


Figure 1 Tube à déformations successives alternées

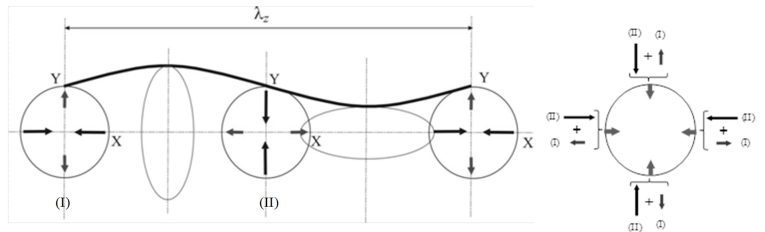


Figure 2 Schéma de l'écoulement radial dans le tube déformé

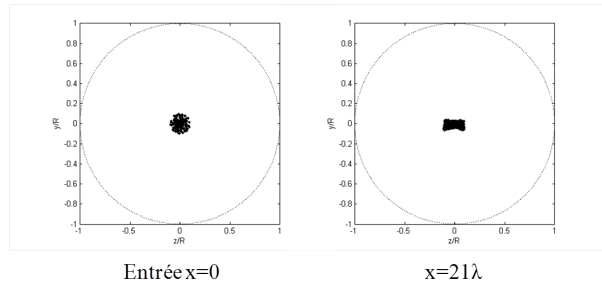


Figure 3 Répartition d'une distribution de particule en entrée et après 21 périodes spatiales

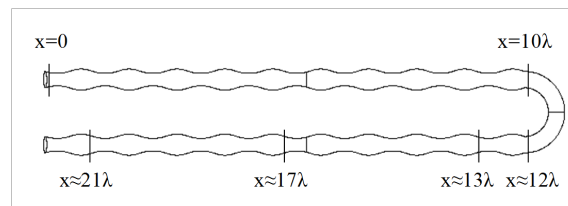


Figure 4 Géométrie du tube déformé coudé étudiée

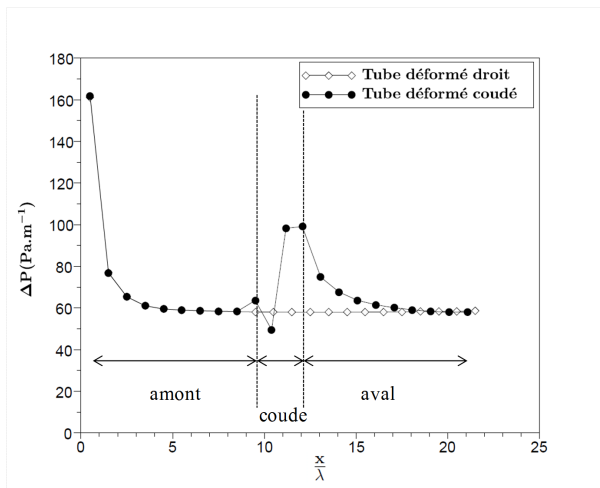


Figure 5 Évolution longitudinale de la perte de charge pour les tubes déformés coudé et droit

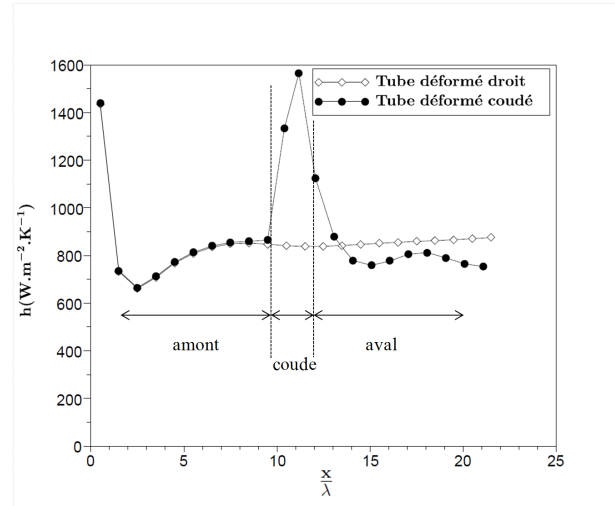


Figure 6 Évolution longitudinale du coefficient de transfert convectif pour les tubes déformés coudé et droit

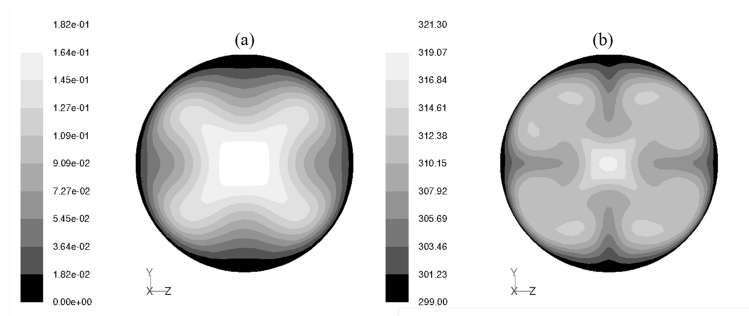


Figure 7 Distributions de la vitesse ( $m.s^{-1}$ ) (a) et de la température (K) (b) après 21 périodes spatiales pour le tube déformé droit

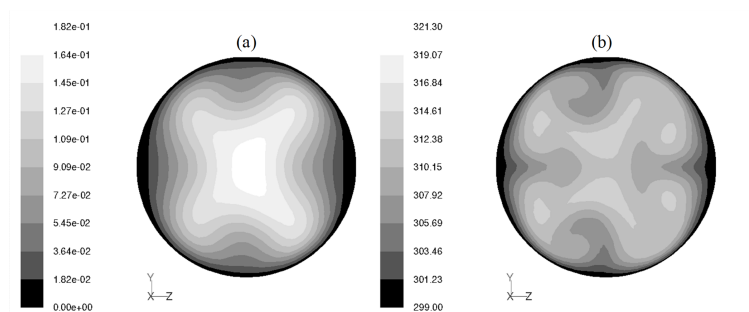


Figure 8 Distributions de la vitesse ( $m.s^{-1}$ ) (a) et de la température (K) (b) après environ 21 périodes spatiales pour le tube déformé coudé

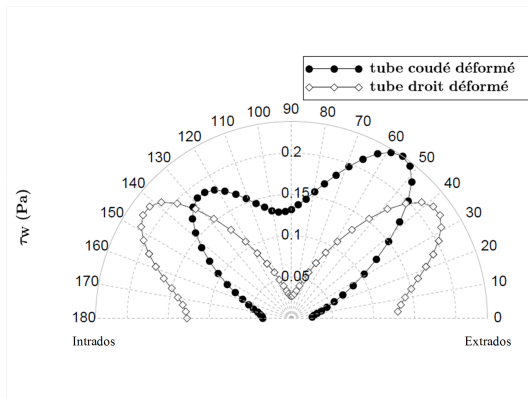


Figure 9 *Évolution radiale de la contrainte de frottement pariétal sur la paroi des deux tubes,  $x \approx 21\lambda$*

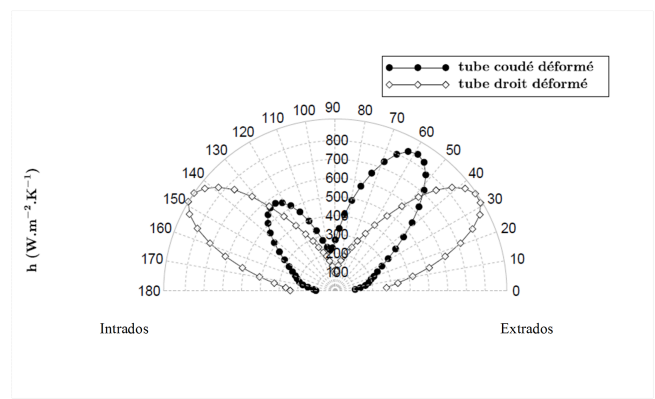


Figure 10 *Évolution radiale du coefficient de transfert thermique sur la paroi des deux tubes,  $x \approx 21\lambda$*

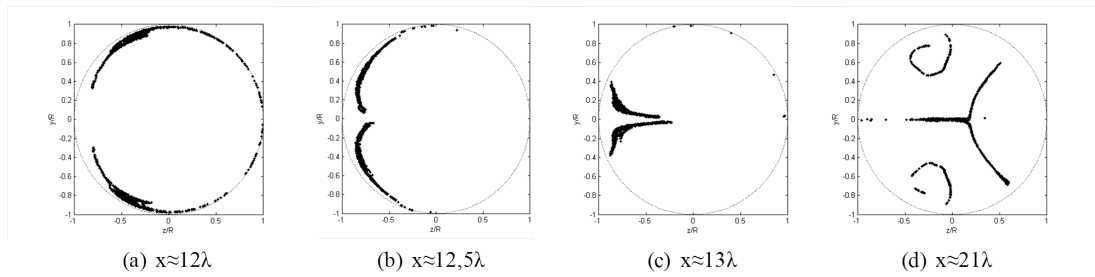


Figure 11 *Répartition d'une distribution de particule pour différents abscisses  $x$*

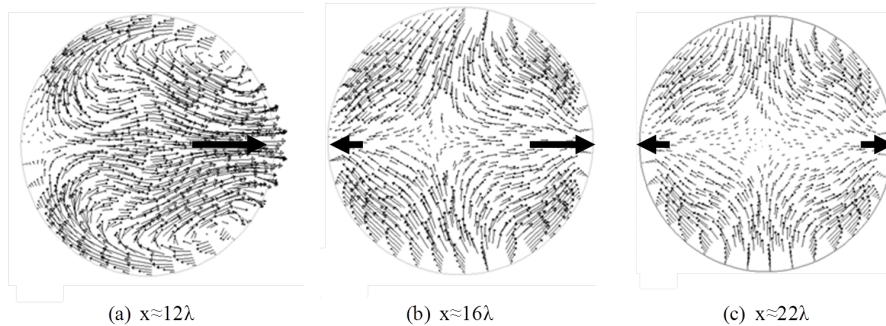


Figure 12 *Répartition des vecteurs de vitesse transversale pour différents abscisses  $x$*