



Influence du nombre de Reynolds sur les performances thermo-hydrauliques d'un tube annulaire à parois macro-déformées combinant deux écoulements secondaires croisés

Pascale Bouvier, Serge Russeil, Julie-Anne Zambaux

► To cite this version:

Pascale Bouvier, Serge Russeil, Julie-Anne Zambaux. Influence du nombre de Reynolds sur les performances thermo-hydrauliques d'un tube annulaire à parois macro-déformées combinant deux écoulements secondaires croisés. Congrès Français de Thermique, SFT 2016, Société Française de Thermique, May 2016, Toulouse, France. 8 p. <hal-04474533>

HAL Id: hal-04474533

<https://hal.science/hal-04474533v1>

Submitted on 13 May 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Distributed under a Creative Commons CC BY-NC 4.0 - Attribution - Non-commercial use - International License

Influence du nombre de Reynolds sur les performances thermo-hydrauliques d'un tube annulaire à parois macro-déformées combinant deux écoulements secondaires croisés.

Pascale BOUVIER^{1,*}, Serge RUSSEIL^{2,3}, Julie-Anne ZAMBAUX⁴

¹ HEI, département EEA
F-59046 Lille Cedex, France

² Mines Douai, EI
F-59508 Douai cedex, France

³ Univ. Lille
F-59000 Lille, France

⁴ IRSN/PSN-RES/SAG
F-13115 Saint-Paul-Lez-Durance, France

*(auteur correspondant : pascal.bouvier@hei.fr)

Résumé - Dans une configuration d'écoulement annulaire, la combinaison de déformations radiales successives et alternées sur la paroi externe, associées à une géométrie engendrant un mouvement de swirl sur la paroi interne améliore grandement le mélange par rapport à un tube annulaire lisse classique. Dans cette communication, nous étudions plus précisément l'influence du nombre de Reynolds ($90 < Re < 860$) sur les performances thermiques d'une telle configuration annulaire. Les simulations sont réalisées pour des écoulements laminaires, incompressibles et stationnaires. A partir d'une condition de température constante sur les deux parois, le transfert de chaleur convectif est calculé et les performances thermo-hydrauliques (*PEC*) sont évaluées. Les résultats montrent que le transfert de chaleur est amélioré par rapport au cas d'un échangeur annulaire à tubes lisses : le facteur de performance obtenu est compris entre 1,25 et 1,58 sur la gamme étudiée.

A_e amplitude des déformations,
 c_p capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
 D_h diamètre hydraulique, m
 h coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$
 k conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
 L longueur de la conduite, m
 Nu nombre de Nusselt,
 PEC facteur de performance
 q_m débit massique, $kg.s^{-1}$
 Re nombre de Reynolds

S_e surface d'échange, m^2
 u_e vitesse d'entrée, $m.s^{-1}$
 T température, K
Symboles grecs
 λ_e longueur d'onde des déformations, m
 Δp variation de pression statique, Pa
 ρ masse volumique $kg.m^{-3}$,
 μ viscosité dynamique, $Pa.s$
Indices et exposants
 e entrée
 s sortie
 p paroi

1. Introduction

Une bonne gestion des matières premières et de l'énergie est une problématique actuelle majeure présente dans tous les domaines industriels. Pour les composants échangeurs de chaleur ou les échangeurs de chaleur multifonctionnels, largement présents dans de multiples applications industrielles, augmenter les performances thermo-hydrauliques est un défi majeur.

Anxionnaz et al. [1] et Liu et al. [2] font un état de l'art sur toutes les techniques capables d'améliorer les transferts. On peut distinguer deux types de méthodes: les méthodes actives, qui nécessitent de l'énergie supplémentaire pour modifier l'écoulement (par exemple les écoulements pulsés [3] ou l'addition de champs électro-magnétiques [4]) et les méthodes passives où des modifications géométriques améliorent l'efficacité des performances de ces appareils. Ce dernier type de méthode a fait l'objet d'une étude plus large parce qu'il possède l'avantage de limiter la consommation d'énergie du procédé. Parmi les modifications qui ont été mises en évidence [1, 2], les transferts thermiques sont améliorés mais les pertes de charge augmentent, notamment dans les restrictions de section de passage. Cependant, il est possible de générer des déformations assurant une section constante (ou quasiment constante) pour éviter les phénomènes néfastes de recirculation du fluide. C'est ce que nous proposons dans cette communication. Les déformations successives alternées, concept proposé par Harion et al. [5], sont ici appliquées à la paroi extérieure d'une géométrie coaxiale tandis qu'un tube de génératrice hélicoïdale à section ovale, similaire à la géométrie présentée par Yang et al. [6], est défini comme surface interne. Cette géométrie a déjà fait l'objet d'une étude concernant les performances de mélange [7] pour un seul nombre de Reynolds ($Re=448$). Sur une géométrie identique, nous nous intéressons aux performances thermo-hydrauliques pour plusieurs nombres de Reynolds ($90 < Re < 860$). A partir des valeurs du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement de Darcy, nous définirons et évaluerons le facteur de performance (PEC).

2. La géométrie et la modélisation

2.1. Géométrie des tubes

La géométrie considérée est une configuration coaxiale. Des déformations successives alternées sont appliquées à la paroi externe tandis qu'un tube à section ovale torsadée (*swirl*) constitue la paroi interne. Cette géométrie est représentée sur la figure 1. Nous avons repris le concept proposé par Harion et al. [5] pour la déformation de la paroi extérieure. Cette dernière 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 ainsi obtenue de la section de passage du tube externe est une ellipse dont l'ellipticité varie graduellement comme présenté sur les figures 1 et 2. Deux paramètres caractérisent ainsi la déformation du tube externe: l'amplitude de la déformation sinusoïdale A_e et la longueur d'onde des déformations λ_e voir figure 3. En ce qui concerne les dimensions, les diamètres extérieur et intérieur moyens sont respectivement égaux à $D_e=10$ mm et $D_i=5$ mm. Ce qui, pour cet espace annulaire, correspond à un diamètre hydraulique de $D_h=4 \cdot \text{Section} / \text{Périmètre} = D_o/2=5$ mm. La paroi extérieure possède une longueur d'onde de déformation qui correspond à $\lambda_e D_h=30$ mm pour une amplitude de $A_e D_h=1,9$ mm. Le tube intérieur possède une section de passage elliptique constante tout en ayant le grand axe dont l'orientation varie hélicoïdalement dans la direction de l'écoulement. Le pas de l'hélice de tube interne est égal à $p_i D_h=15$ mm tandis que le grand et le petit axe de la section de passage sont $a_i D_h=6$ mm et $b_i D_h=4,2$ mm comme le montre la figure 4. La longueur totale du tube, qui vaut $72 D_h=360$ mm, est choisie suffisamment longue de manière à ce que l'écoulement soit établi. Des calculs préliminaires ont montré que 12 longueurs d'onde sur la paroi extérieure et 24 pas d'hélice sur le tube interne [7,8] convenaient. Les paramètres de déformation sont résumés dans le tableau 1.

Paroi extérieure		Paroi intérieure		
A_e	λ_e	a_i	b_i	p_i
0,38	6	1,2	0,84	3

Tableau 1 : Les paramètres de déformation adimensionnés par D_h

2.2. Modèle numérique

2.2.1. *Modèle, conditions aux limites et propriétés du fluide*

Les équations de conservations de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues pour un écoulement laminaire, stationnaire et incompressible dans l'espace annulaire. 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 convergence satisfaisante, les seuils des résidus sont fixés à 10^{-8} pour l'énergie et 10^{-5} pour les autres équations. Afin de s'assurer davantage de la bonne convergence, le bilan massique entre l'entrée et la sortie a été également vérifié pour chaque simulation. Les simulations ont été réalisées avec le logiciel ANSYS Fluent v15.0.

Les conditions aux limites sont données par :

- Une vitesse uniforme imposée à l'entrée du domaine de calcul. Elle varie de 0,02 à 0,2 m/s pour les différents Re testés et une température d'entrée uniforme égale à 321,3 K.
- Les parois intérieure et extérieure sont maintenues à 299 K.
- A la sortie du tube, tous les gradients longitudinaux sont nuls, excepté pour la pression.

Le fluide circulant dans l'espace annulaire est de l'eau glycolée aux propriétés physiques supposées constantes sur l'intervalle de température considéré ($\rho=1035 \text{ kg/m}^3$, $\mu=0,0012 \text{ Pa.s}$, $k=0,473 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $c_p=3800 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Ces conditions aux limites et le fluide utilisé sont en lien avec une étude expérimentale développée dans la référence [5].

2.2.2. *Maillage*

La géométrie du tube et le maillage ont été réalisés à l'aide du logiciel GAMBIT. Près des parois externe et interne, le maillage est resserré avec des mailles hexaédriques de manière à estimer avec une bonne précision les gradients pariétaux. Des tétraèdres constituent le reste du maillage. Afin de juger du raffinement utilisé, le maillage de la section d'entrée est présenté sur la figure 5 et le maillage tridimensionnel correspondant à une longueur d'onde est présenté sur la figure 6. A l'issue d'une étude de sensibilité au maillage non présentée ici (voir [7]), une taille de cellule de 0,28 mm a été retenue. L'ensemble du domaine compte alors 5 367 788 mailles.

3. Résultats et discussion

3.1. Thermique

Des études antérieures [7,8] ont montré, pour un nombre de Reynolds de 448, que la combinaison des deux déformations externe et interne donne naissance à un écoulement tangentiel engendré par le noyau ovale torsadé qui interagit avec l'écoulement radial dû à la déformation externe de la paroi comme le montre la figure 7. Sur la figure 8 sont représentés les vecteurs-vitesse radiaux qui nous montrent que ces deux déformations sont suffisamment rapprochées pour interagir l'une avec l'autre et accélérer les transferts transversaux. Une analyse lagrangienne complémentaire montre que l'interaction des macro-structures tourbillonnaires favorise le mélange. En effet, la figure 9 présente, à l'entrée du tube, la répartition des 15000 particules passives (sans masse) sur un diamètre égal à $D_h/10$ tandis que

la figure 10 donne leur répartition à la sortie du tube. Ces particules sont uniformément réparties sur l'ensemble de l'espace disponible quel que soit la répartition à l'entrée. C'est une des caractéristiques de l'advection chaotique. Pour cette même configuration géométrique, après avoir observé le mélange pour un seul nombre de Reynolds ($Re=448$), nous nous intéressons aux performances thermiques pour plusieurs nombres de Re ($90 < Re < 860$) caractérisées par le nombre de Nusselt défini par :

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = \frac{q_m c_p (T_e - T_s) D_h}{S_e DTLM.k} \quad (1)$$

$$DTLM = \frac{(T_e - T_p) - (T_s - T_p)}{\ln \left(\frac{T_e - T_p}{T_s - T_p} \right)} \quad (2)$$

Dans ces deux équations, les températures considérées sont les températures de mélange déterminées à l'entrée et la sortie de chaque période de déformation. La figure 11 présente les évolutions longitudinales du nombre de Nusselt calculé par l'équation 1, pour chaque période de déformation de longueur $\lambda_e D_h = 30$ mm. Nous disposons de 12 valeurs du nombre de Nusselt correspondant à 30, 60, 120, 150, 180, 210, 240, 270, 300, 330 et 360 mm (sortie du tube annulaire) pour les différentes valeurs de nombre de Reynolds testées. Durant les 3 premières périodes de déformation, le régime thermique n'est pas établi puis petit à petit, les écarts entre 2 périodes successives s'estompent pour arriver à un régime thermique quasiment établi. Sur la figure 13, nous avons représenté les nombres de Nusselt globaux, correspondant d'une part à la configuration coaxiale déformée (Nu_{def}) et d'autre part à la configuration coaxiale lisse (Nu_{lisse}), caractérisée par des tubes intérieur et extérieur lisses avec le même diamètre hydraulique. Tandis que pour le nombre de Reynolds égal à 90, le pourcentage d'augmentation entre Nu_{def} et Nu_{lisse} est de 38 %, il atteint 104 % pour un nombre de Reynolds 9 fois plus grand.

3.2. Pertes de charge

Le coefficient de frottement est calculé par l'expression suivante :

$$f = \frac{\Delta p . D_h . 2}{L \rho u_e^2} \quad (3)$$

La figure 12 présente les évolutions longitudinales du coefficient de frottement pour chacune des 12 périodes spatiales de déformation et pour les différentes valeurs du nombre de Reynolds testées, comme c'est expliqué dans le cas du nombre de Nusselt. Nous pouvons faire les mêmes remarques : au bout des 3 premières périodes, l'écart entre 2 périodes successives s'amenuise et on a un régime hydrodynamique quasiment établi. C'est le temps de mise en place des différentes structures (primaire et secondaire) qui interagissent avec le noyau oval torsadé (voir figure 7). Elles ont pour effet d'augmenter les transferts thermiques mais aussi les pertes de charges qui sont toutes supérieures à la configuration coaxiale lisse comme le montre la figure 14. En effet, nous avons représenté le coefficient de frottement global correspondant d'une part à la configuration coaxiale déformée et d'autre part à la configuration coaxiale lisse pour tous les nombres de Reynolds testés.

3.3. Le facteur de performance

Pour évaluer les performances thermo-hydrauliques de cette géométrie, un facteur de performances est utilisé : le PEC (*Performance Evaluation Criterion*). Il permet de quantifier le gain par rapport la géométrie lisse de référence. Le PEC est calculé par la relation suivante :

$$PEC = \frac{\frac{Nu}{Nu_{lisse}}}{\left(\frac{f}{f_{lisse}}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (4)$$

Cette formulation est la plus couramment utilisée dans la littérature. Elle présente en effet l'intérêt de comparer simultanément le gain en termes de transfert thermique rapporté à l'évolution de la puissance de pompage nécessaire, ce dernier paramètre représentant également un enjeu important à considérer lors des opérations d'optimisation et de dimensionnement des installations.

La figure 15 présente les résultats obtenus pour ce coefficient de performance. Les résultats montrent que celui-ci varie de 1,25 pour $Re=90$ jusqu'à atteindre la valeur de 1,58 pour un Reynolds de 860, ce qui constitue des accroissements de performance très satisfaisants.

4. Conclusion

Nous avons effectué des calculs permettant d'observer les transferts thermiques dans une configuration annulaire telle que des déformations successives alternées sont appliquées à la paroi externe tandis qu'un tube à section ovale torsadée (*swirl*) constitue la paroi interne pour plusieurs nombres de Reynolds ($90 < Re < 860$). Le coefficient de performance obtenu montre une amélioration très nette des performances de transfert en atteignant des valeurs allant jusqu'à 1,58 pour la valeur maximale de nombre de Reynolds testée. Des analyses complémentaires sont en cours pour compléter les tous premiers résultats présentés dans cette communication, afin de déterminer plus finement les mécanismes mis en jeu et leurs limitations.

Références

- [1] Z. Anxionnaz, M. Cabassud, C. Gourdon, P. Tochon, Heat exchanger/reactor (hex reactor): Concepts, technologies: State-of-the-art, *Chemical Engineering and Processing*, 47 (2008) 2029-2050.
- [2] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19 (2013) 64-81.
- [3] B. Timité, C. Castelain, H. Peerhossaini, Mass transfer and mixing by pulsatile three-dimensional chaotic flow in alternating curved pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011) 3933-3950.
- [4] J. Brancher, J. Leprevost, Laminar mixing induced by a twisted quadripolar stokes flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 1561-3567.
- [5] J.-L. Harion, J.-L. Bertin, B. Bahadori, Mixing and heat transfer increase in a tube with alternate successive deformations, *W. H. E. W. P. Hahne, K. Spindler (Eds.), 3rd European Thermal Sciences Conference*, Heidelberg, 10-13 September 2000, pp. 331-335

- [6] S. Yang, L. Zhang and H. Meng, Experimental Study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes, *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011) 2981-2991.
- [7] J.A. Zambaux, *Influence des déformations successives alternées de la paroi sur l'accroissement des performances d'échange d'un tube : Application aux échangeurs multifonctionnels* Thèse de Doctorat, Mines Douai - Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2014
- [8] J.A. Zambaux, J.-L. Harion, S. Russeil, P. Bouvier, Combining two orthogonal secondary flows to enhance the mixing in an annular duct, *Chemical Engineering Research and Design*, 94 (2015) 702-713.
- [9] X. H. Tan, D. sheng Zhu, G. yan Zhou, L. ding Zeng, Heat Transfer and pressure drop performance of twisted oval tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 50 (2013) 374-3383.

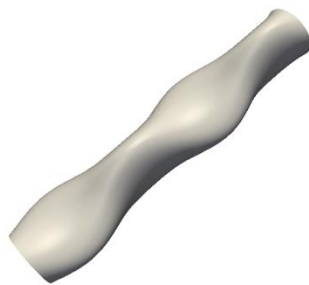


Figure 1 : Paroi extérieure déformée

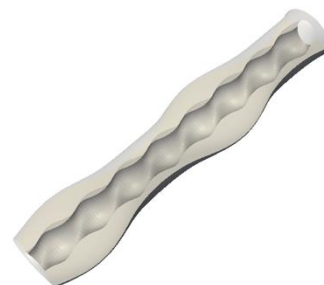


Figure 2 : Paroi extérieure et intérieure déformée par un mouvement swirl

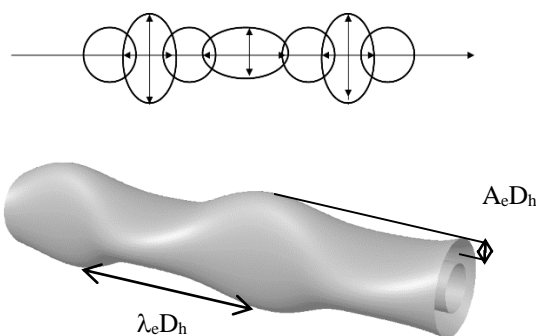


Figure 3 : Principe de la déformation du tube extérieur et paramètres géométriques

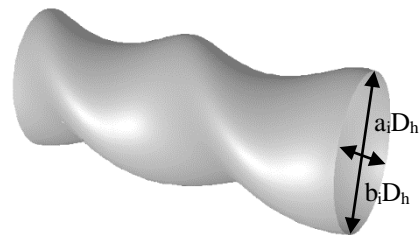


Figure 4 : Déformation swirl du tube intérieur

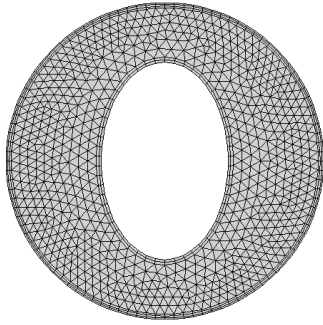


Figure 5 : Maillage de l'espace annulaire à parois macro-déformées : exemple de la section d'entrée



Figure 6 : Vue du maillage sur une période de déformation extérieure

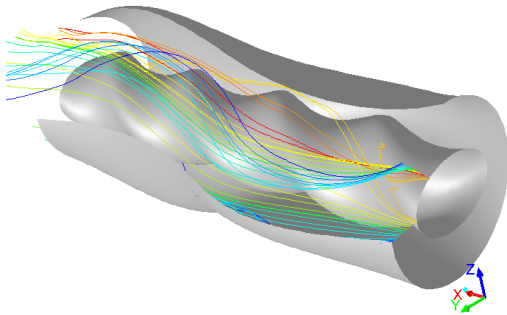


Figure 7 : Trajectoires des particules pour une longueur d'onde de déformation de la paroi externe

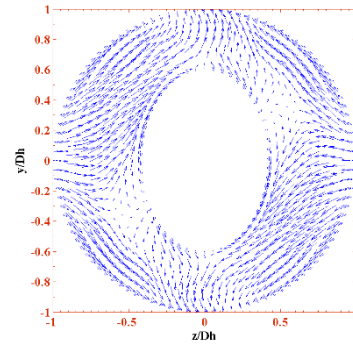


Figure 8 : Vecteurs-vitesse radiaux sur une section droite du tube prise à $x=11\lambda_e D_h$

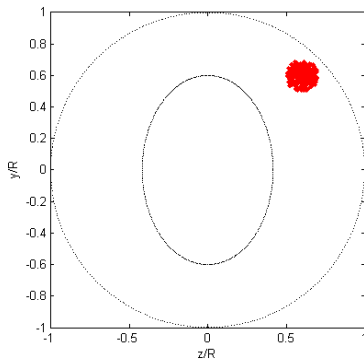


Figure 9 : Distribution de particule à l'entrée

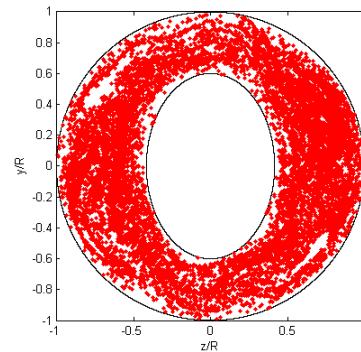


Figure 10 : Distribution de particule à la sortie du tube

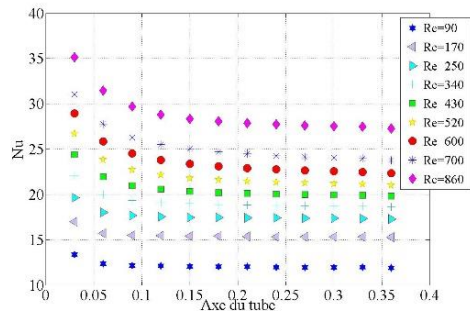


Figure 11 : Evolutions du nombre de Nusselt pour chaque période de déformation spatiale

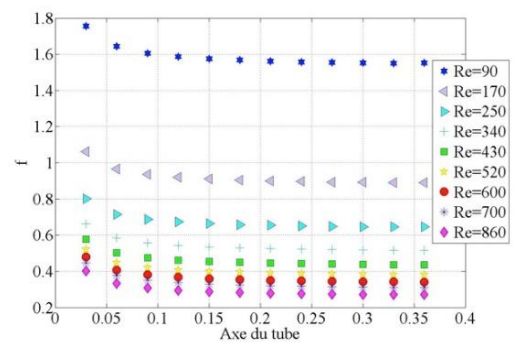


Figure 12 : Evolutions de f pour chaque période de déformation spatiale

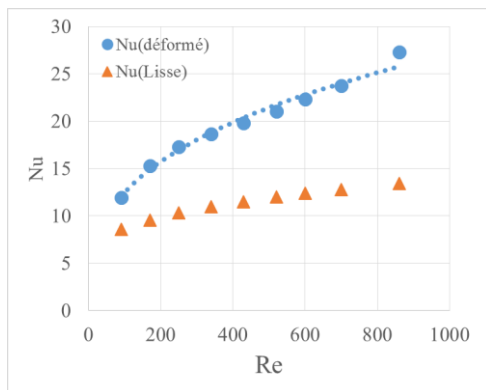


Figure 13 : Evolution de Nu

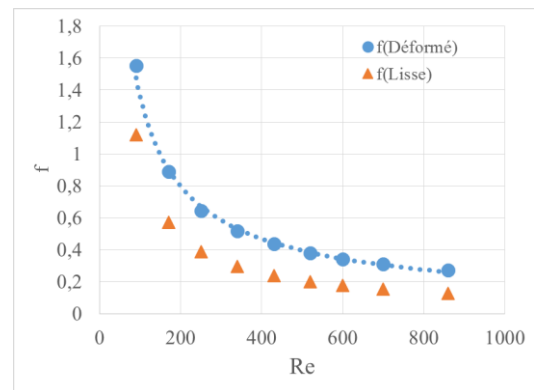


Figure 14: Evolution de f

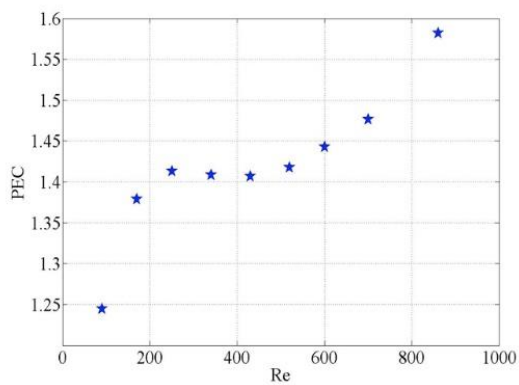


Figure 15 : Evolution de PEC en fonction de Re