



## Revue des Matériaux & Energies Renouvelable

Journal home : <https://www.univ-relizane.dz>

ISSN : 2507-7554

E- ISSN : 2661-7595



### Etude numérique d'un échangeur de chaleur tubulaire muni de promoteurs de turbulence

Open  
Access

**BENAMARA Nabil\***, LAHMER Djelloul, MERZOUG Mohamed, LAHCENE Abdelkader, BOULENOUAR Abdelkader et AMINALLAH Miloud

<sup>1</sup> Laboratoire de matériaux et systèmes réactifs, Département de génie mécanique, Université de Sidi Bel Abbès, (22000), BP. 89, City Larbi Ben Mhidi, Algerie.

#### Article history:

Received 18 August 2021.

Received in revised form 19 August 2021.

Accepted 02 September 2021

**Mot clé:** Promoteurs de Turbulence; Nusselt; frottement; modèle de turbulence K- $\epsilon$  RNG; facteur thermohydraulique; transfert convectif

#### RESUME

Dans le présent travail nous étudions numériquement l'effet de la présence des promoteurs de forme triangulaires sur l'efficacité d'un échangeur de chaleur tubulaire. Lorsqu'on parle d'efficacité, généralement, on se trouve confronté à des problèmes de comportements dynamique et thermique au sein de ce dernier. L'objectif principal, est d'optimiser les paramètres géométriques des promoteurs en forme triangulaire afin de collecter le maximum d'énergie à un coût minimum. En effet, Dans le cas d'une géométrie simplifiée bidimensionnelle, nous avons considéré l'écoulement d'un fluide incompressible (air) dans un tube d'échangeur de chaleur cylindrique équipé de chicanes placées perpendiculairement au sens de l'écoulement. Plusieurs dispositions de chicanes sont considérées selon l'angle d'inclinaison  $\beta$ , l'espace entre les deux chicanes successives (rapport d'espace PR:  $P/D_h$ ) et la longueur de la chicane (rapport de blocage BR:  $e/D_h$ ). Les calculs sont effectués au moyen du code de calcul fluent en utilisant le modèle de turbulence k- $\epsilon$ , RNG, avec un nombre de Reynolds  $Re$  variant de 3000 jusqu'à 13000. Les résultats trouvés ont indiqué que la meilleure performance thermique obtenue correspond à  $\beta = 30^\circ$ ;  $BR = 0,2$ ;  $PR = 1$  et  $Re = 4000$ .

Copyright © 2022 ..... - All rights reserved

## 1. Introduction

L'échangeur de chaleur est l'un des équipements les plus importants dans l'industrie car il permet la récupération d'énergie, par transfert convectif, entre deux ou plusieurs fluides. Afin d'améliorer le taux de transfert de chaleur avec une perte de charge minimale, les chercheurs ont essayé de développer plusieurs techniques. Deux grandes classes des techniques d'amélioration du transfert de chaleur sont utilisées dans les échangeurs de chaleur : les techniques dites actives et passives [1]. Dans notre étude, nous nous concentrons sur les méthodes passives [2], car elles ne nécessitent pas d'alimentation externe et utilisent généralement des surfaces modifiées par insertion des générateurs de vortex dans l'écoulement principal. D'après les travaux publiés dans ce domaine, la méthode qui a réussi, avec succès, à améliorer l'échange thermique avec un coût et un encombrement réduit avec une faible chute de pression du fluide est les promoteurs de turbulence longitudinale [3]. En effet, plusieurs études sont réalisées sur cette technique afin de donner une meilleure conception du générateur de turbulence inséré sur l'échangeur de chaleur qui peut améliorer le transfert de chaleur par la destruction de la sous couche limite thermique [4-8].

Dans certaines études expérimentales, Han et al. [9] ont utilisé des nervures sur deux parois d'un canal carré avec des angles d'attaque différents pour un rapport de pas ( $P/e = 10$ ) et un rapport de blocage ( $e/D = 0,0625$ ). Ils ont constaté que les

\* Corresponding author. E-mail address: benamara96@yahoo.fr

nervures en forme de "V" coudées ont un effet important sur les performances de l'échangeur de chaleur. Selon Promvong et al [10] les baffles avec un angle d'attaque de  $45^\circ$  augmentent le coefficient de transfert thermique de 150% à 850%. Torii et al [11] ont conclu que l'installation de déflecteurs de type delta "winglet" sur un échangeur de chaleur à tubes à ailettes améliore considérablement le transfert de chaleur et réduit le facteur de friction. L'effet de l'angle d'attaque du déflecteur sur le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide est étudié numériquement par Kwankaomeng et al. [12] pour lesquels ils ont utilisé des baffles inclinés à  $30^\circ$  avec différentes valeurs du rapport de blocage (BR). Ils ont constaté que les chicanes inclinées à  $30^\circ$  augmentaient considérablement le coefficient de transfert de chaleur dans le canal car elles génèrent des tourbillons dans l'écoulement du fluide. Mais cette augmentation du transfert de chaleur associée à une chute de pression importante allant de 1 à 17 fois sur le canal sans chicanes. Zhang et al [13] ont étudié l'effet de la ceinture à arc insérée dans l'échangeur de chaleur à tube. Ils ont constaté que la ceinture à arc peut faire tourbillonner le tuyau fluide et joue le rôle d'un transfert de chaleur amélioré, mais augmente également de manière significative la résistance du fluide, où le PEC est tout au-dessus de 1,5. Une analyse numérique des générateurs de vortex (VG), placés sur les tubes d'un échangeur, a été réalisée par J. Jang et al. Les résultats obtenus montrent que les valeurs optimales de l'angle d'inclinaison ( $\theta$ ) et l'emplacement transversal ( $L_y$ ), sont respectivement compris entre :  $30^\circ < \theta < 60^\circ$  et  $2 \text{ mm} < L_y < 20 \text{ mm}$ . M. Omid et al [20] ont étudié numériquement l'effet du nanofluide d'alumine à l'intérieur d'un tube à ruban torsadé à trois lobes sur les performances de l'échangeur de chaleur pour diverses fractions volumiques de nanofluide de 0,01, 0,02 et 0,03 avec un nombre de Reynolds compris entre 5000 et 20 000 ; ils ont remarqué que l'augmentation de la concentration de nanoparticules améliore les taux de transfert de chaleur pour ces cas, alors qu'elle n'augmente pas le nombre relatif de Nusselt à l'intérieur du tube torsadé avec un insert en Y à un nombre de Reynolds et une concentration de nanoparticules élevés. Shobahana et al [21] ont conclu que les performances globales de l'échangeur de chaleur à double ailettes et tubes peuvent être améliorées de 27 à 91 % en utilisant des RWVG à  $20^\circ$  degrés pour la plage de nombres de Reynolds étudiée.

Dans le cadre de la compréhension et de l'amélioration du phénomène de transfert convectif dans les échangeurs tubulaires avec présence de chicanes inclinées, l'objectif de ce travail vise à étudier numériquement la géométrie optimale, de l'angle d'attaque, du rapport de pas (PR) et du rapport de blocage (BR), qui offre le meilleur rendement d'un échangeur de chaleur.

## 2. Géométrie étudiée

La configuration du conduit circulaire rugueux proposée pour la veine d'air dynamique est un simple canal rectangulaire bidimensionnel (2D) de dimensions :  $H \times L_2 = 0.05 \times 1.3 \text{ m}$  et un diamètre hydraulique  $D_h = 50 \text{ mm}$ . Les dimensions de l'échangeur de chaleur tubulaire sont données dans le tableau suivant :

**Tableau 1- Les dimensions de la géométrie de l'échangeur étudiée.**

| Paramètres                        | Range                                             |
|-----------------------------------|---------------------------------------------------|
| Nombre de Reynolds (Re)           | 3000-13000 (7 valeurs)                            |
| Diamètre hydraulique ( $D_h$ )    | 50 mm                                             |
| Angle d'inclinaison ( $\beta$ )   | $20^\circ$ , $30^\circ$ , $40^\circ$ , $60^\circ$ |
| Hauteur de la rugosité (e)        | 5 et 10 mm                                        |
| Rapport de blocage (BR: $e/D_h$ ) | 0.1 et 0.2                                        |
| Pas de rugosité (P)               | 50, 100, 150 et 200 mm                            |
| Rapport d'espace (PR: $P/D_h$ )   | 1, 2, 3 et 4                                      |

Dans notre échangeur de chaleur tubulaire étudié deux autres rectangles sont placés, l'un avant la zone de test de dimensions  $H \times L_1 = 0.05 \times 0.150 \text{ m}$  et l'autre après la zone de test de dimensions  $H \times L_3 = 0.02 \times 0.150 \text{ m}$ . L'objectif d'ajouter ces deux rectangles est d'obtenir un régime établi avant que l'air entre dans la zone de test, et d'autre part, d'assurer un bon mélange d'air sortant de cette dernière. Les nervures de forme géométrique triangulaire sont disposées à un rapport fixe d'espacement, sur la paroi interne de l'échangeur.

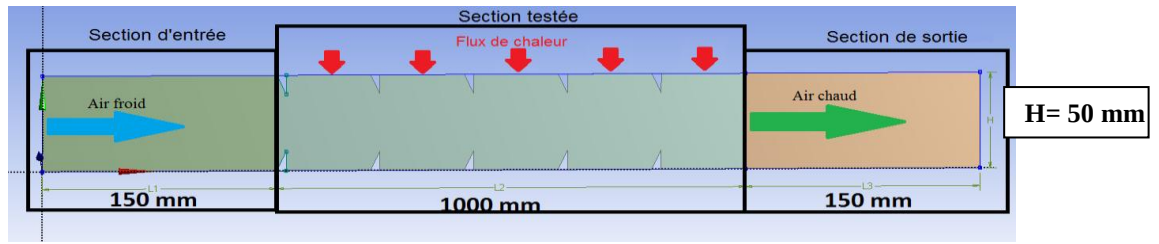


Figure 1- Géométrie d'un échangeur muni de rugosité artificielle

### 3. Conditions aux limites

Dans notre étude numérique, nous prenons une vitesse uniforme du flux d'air à la section d'entrée  $U_{inlet}$  avec une température fixée à 300K correspondant au nombre de Prandtl (Pr) égal à 0,7. La température de la paroi de tube de la section d'essai est fixée à 350K tandis que les parois des chicane et la paroi du tube d'extension d'entrée et de sortie sont considérées adiabatiques. La pression de l'écoulement du fluide à la sortie est atmosphérique (fig.1). Les propriétés physiques de l'air sont données dans le tableau ci-après (tableau 2).

Tableau 2- Propriétés Thermo-physique

| Propriétés        | Tube (al) | Fluide (air) |
|-------------------|-----------|--------------|
| $C_p$ (J/kg k)    | 871       | 1006.43      |
| $\rho$ (kg/ m3)   | 2719      | 1.225        |
| $\lambda$ (w/m k) | 202.4     | 0.0242       |
| $\mu$ (N.s/ m2)   | -         | 1.7894e-05   |

### 4. Equations gouvernantes

Afin d'étudier le problème du transfert de chaleur d'un fluide incompressible dans un régime turbulent bidimensionnel de notre conception d'échangeur de chaleur, il faut résoudre les équations bidimensionnelles de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie.

- Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

- Equation de conservation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i \rho u'_j} \right) \right] \quad (2)$$

- Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\Gamma + \Gamma_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

Sachant que  $(\Gamma)$  est la diffusion thermique donnée par :

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (4)$$

Dans cette étude, le modèle de turbulence k- $\epsilon$  standard est adopté par rapport aux autres modèles de turbulence disponible dans le code de calcul ANSYS Fluent, car il est robuste et donne des résultats précis dans le cas de transfert convectif d'un écoulement pleinement turbulent dans la veine d'essai d'un échangeur de chaleur muni de promoteurs de turbulence.

$-\overline{\rho u'_i u'_j}$  : est appelée contraintes de Reynolds définies par le modèle de turbulence  $\epsilon$ .

$\mu_t$  : est la viscosité de turbulence définie par :

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

Pour logiciel ANSYS-Fluent le coefficient  $c_\mu = 0.9$  et pour les autres constantes empiriques sont définis comme indiqué ci-dessous :

$$c_{1\varepsilon} = 1.44 ; c_{2\varepsilon} = 1.92 ; \sigma_k = 1.0 ; \sigma_\varepsilon = 1.3 .$$

Pour évaluer le transfert de chaleur dans chaque configuration géométrique de notre échangeur, nous calculons le nombre moyen de Nusselt donné par :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (6)$$

$h$  : est le coefficient de transfert de chaleur de la paroi chauffée obtenu à partir d'ANSYS fluent.

Où  $D_h$  : est le diamètre hydraulique défini comme suite :

$$D_h = \frac{4 \times \text{section}}{\text{perimeter}} = D_{\text{tube}} \quad (7)$$

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{u_{in} D}{\mu} \quad (8)$$

Le facteur de frottement est calculé par l'équation suivante :

$$f_r = \frac{2 \Delta P}{\rho u_{in}^2 \left( \frac{L}{D_h} \right)} \quad (9)$$

Où  $\Delta P$  : est la chute de pression le long du tube.

Le meilleur arrangement de déflecteur dans l'échangeur de chaleur est celui qui a la plus grande valeur de facteur d'amélioration thermique donné par (Webb et Eckert) (1972) [22] :

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{\left( \frac{Fr}{Fr_0} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (10)$$

## 5. Maillage de la géométrie

Dans ce travail numérique un maillage, structuré par bloc, de type quadratique est utilisé afin de contrôler la taille et l'espacement de la première ligne du maillage proche de la paroi chauffée et de minimiser l'erreur de calcul itératif.

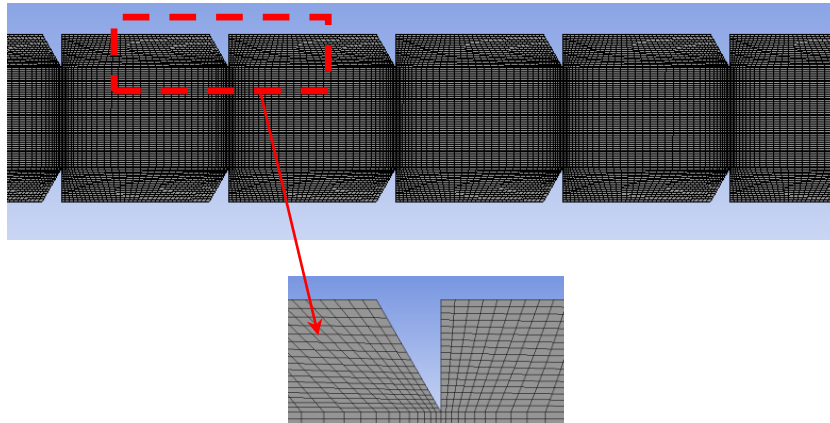


**Figure 2- Maillage du domaine de calcul**

La stratégie d'utiliser un maillage structuré par bloc plus raffinés proche des parois tient à minimiser les erreurs et la stabilité de calcul notamment dans les régions où les gradients de température et de vitesse sont les plus importants, comme dans le cas des couches limites thermique et hydraulique. La sensibilité de la taille du maillage sur les variations du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement est représentée dans le tableau III.3. IL a été constaté qu'à des nombres de grille plus importants l'erreur relative de Nusselt et du coefficient de frottement est quasi-nulle.

**Tableau 2 - Sensibilité de Maillage**

| <i>N° d'éléments</i> | <i>Taille de l'élément</i> | <i>Nu</i> | <i>Fr</i> | <i>% diff Nu</i> | <i>%diff Fr</i> |
|----------------------|----------------------------|-----------|-----------|------------------|-----------------|
| 46350                | 1                          | 30,84557  | 0,278849  | --               | --              |
| 53766                | 0,9                        | 30,35513  | 0,276743  | 0,49044          | 0,002106        |
| 59328                | 0,8                        | 29,96112  | 0,274552  | 0,39401          | 0,002191        |
| 67671                | 0,7                        | 29,73213  | 0,272688  | 0,22899          | 0,001864        |
| 77868                | 0,6                        | 29,719913 | 0,271979  | 0,012217         | 0,000709        |

## 6. Résultats et discussions

### 6.1. Validation des résultats

Afin de valider les résultats de notre étude numérique obtenus, nous avons comparé les valeurs du nombre de Nusselt et de coefficient de frottement dans le cas d'un tube lisse avec les corrélations de Dittus-Boelter (1930) [17] et Gnielinski (1976) (voir figures III.4 et III.5) [18].

➤ **Corrélation de Dittus-Boelter [17]:**

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

➤ **Corrélation de Gnielinski [18]:**

$$Nu = \frac{(f_r/8) Re Pr}{1 + 12.7 (f_r/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \text{ For } 2300 \leq Re \leq 5.10^6$$

Avec:

$$Fr = (0.76 \ln Re - 1.64)^{-2} \text{ For } 2300 \leq Re \leq 5.10^6$$

➤ **Corrélation de Moody (1944) [19]:**

$$Fr = 0.316 Re^{0.25}$$

$$\text{For } Re \leq 2.10^4$$

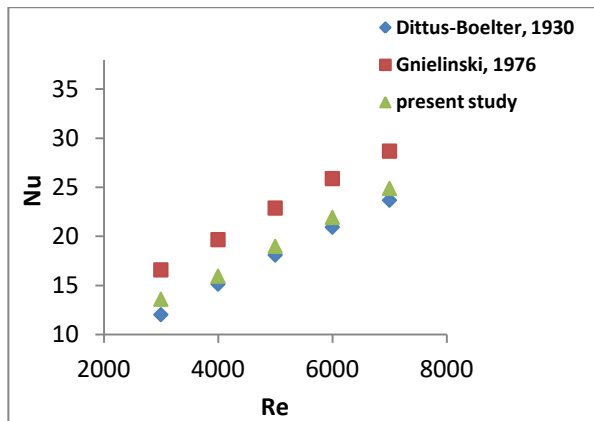


Figure 3 - Comparaison entre le nombre de Nusselt Nu de la présente étude et Gnielinski, Dittus-Boelter .

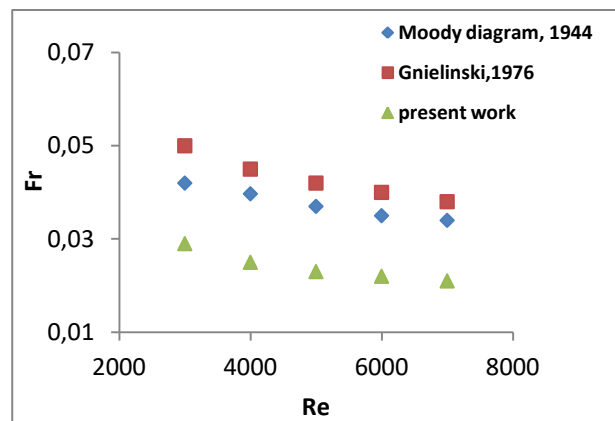


Figure 4- Comparaison entre le facteur de frottement Fr de la présente étude et Gnielinski, diagramme de Moody.

D'après les figures III.4 et III.5, il est clair qu'il y a un grand rapprochement entre les résultats de la présente étude et les deux corrélations de Dittus-Boelter (1930) et Gnielinski (1976). On outre, l'erreur entre nos résultats et celle de la corrélation de Dittus-Boelter et de Gnielinski est inférieure à 5% et 10% respectivement.

### 6.2. Effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt

Les figures 6 et 7, montrent l'évolution des nombres de Nusselt en fonction des nombres de Reynolds, pour différents paramètres d'arrangements et d'inclinaisons de déflecteur :  $\beta$  (20°, 30°, 40° et 60°), PR (1, 2, 3 et 4) et pour deux valeurs fixes de BR (0.1 et 0.2).

Les résultats obtenus indiquent que le nombre de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds pour les différents angles d'inclinaison  $\beta$ . Le meilleur transfert de chaleur enregistré correspond aux paramètres géométriques suivants ( $\beta$ , PR et BR) = (30°, 1 et 0,2) à un nombre de Re égal 13000. Cette amélioration de transfert convectif est d'environ 97% par rapport au tube lisse en raison de la présence des nervures qui perturbe l'écoulement principal en créant des zones de décollement et de recollement de la couche limite turbulente. Favorisant ainsi le transfert de chaleur par le biais d'apparition d'écoulements secondaires.

Nous remarquons aussi que les augmentations de l'épaisseur des nervures (BR=0.1 et 0.2), pour des valeurs fixes de  $\beta$ , PR et Re, ont une grande influence sur l'amélioration du coefficient d'échange d'environ 32% à des valeurs fixes de ( $\beta$ , PR et Re) = (30°, 1 et 13000) respectivement.

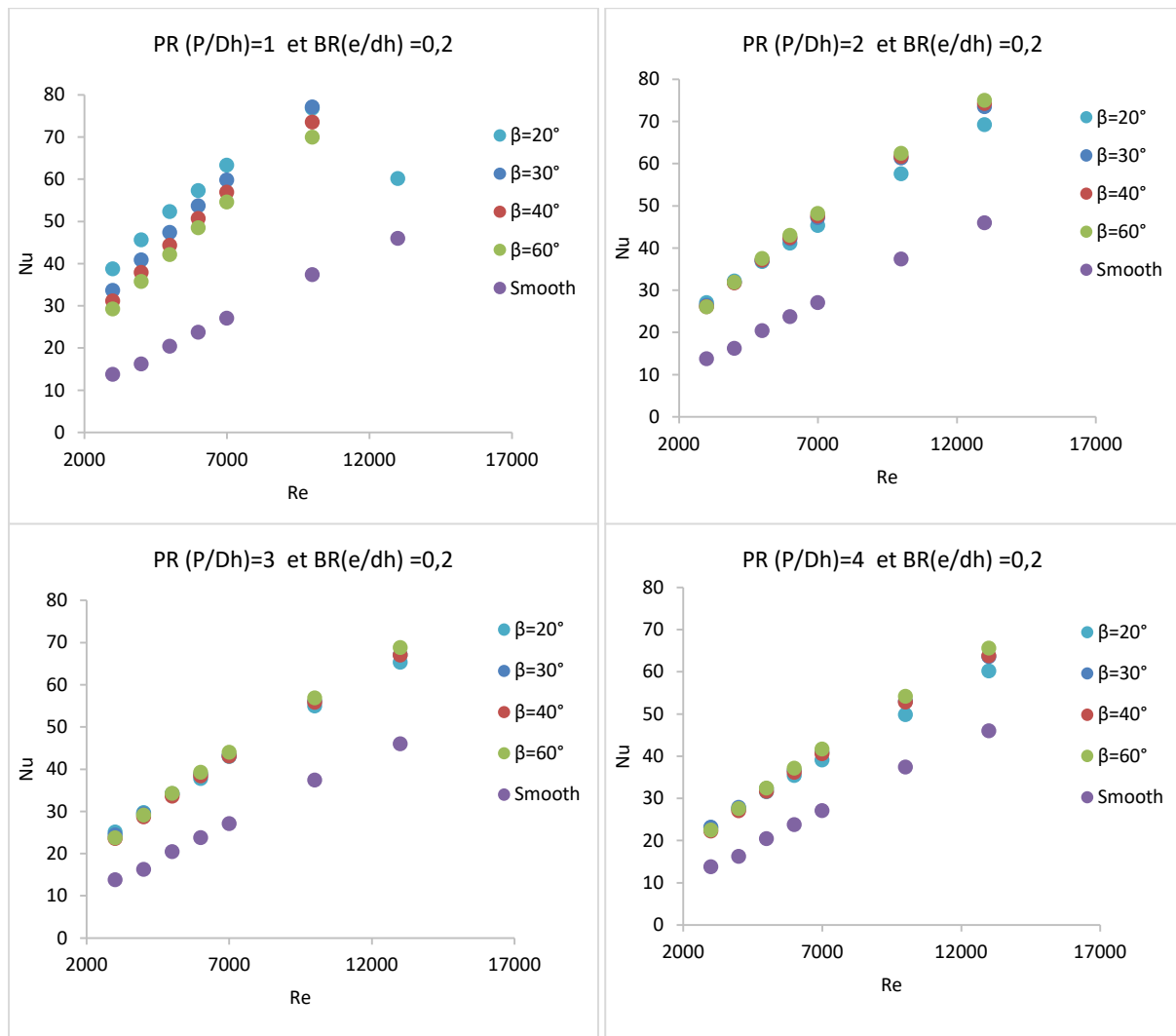
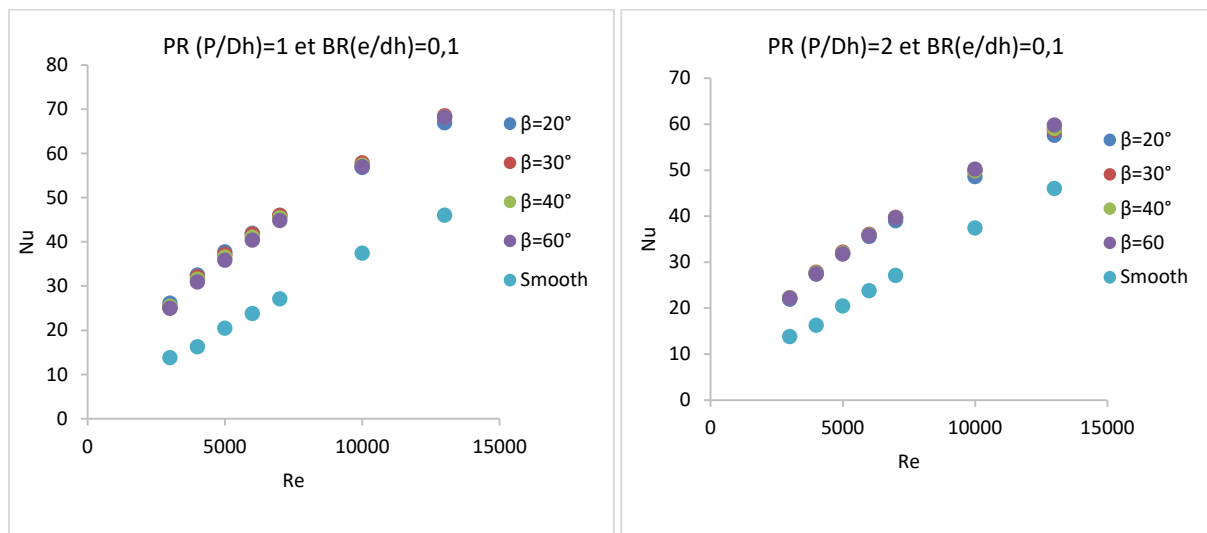


Figure 5- Effet du nombre de  $Re$  sur le nombre  $Nu$  moyen pour différents angles d'inclinaison  $\beta$  ( $PR = 1, 2, 3, 4$  et  $BR = 0.2$ ).



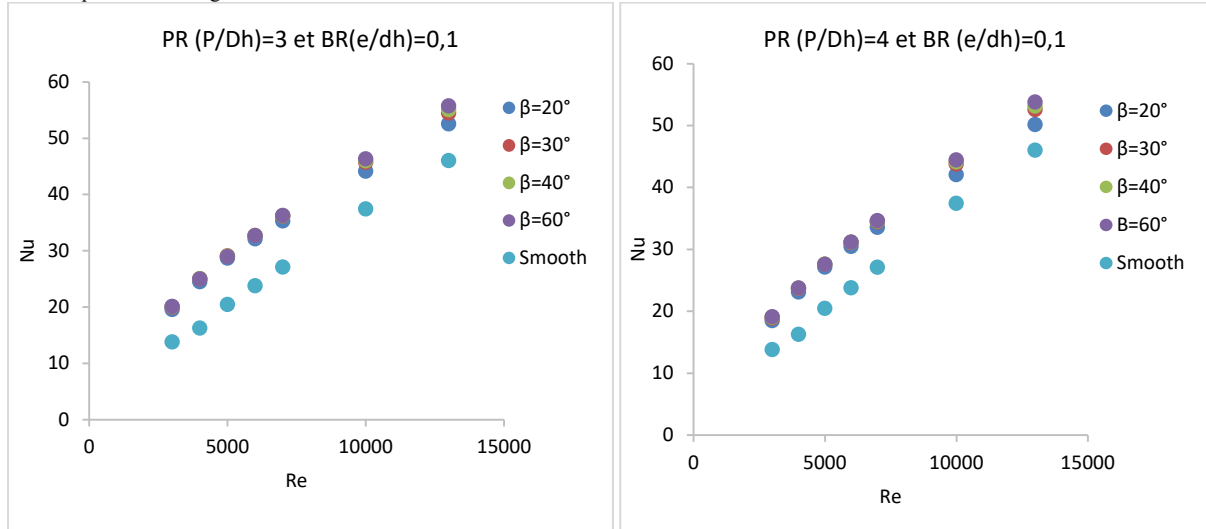
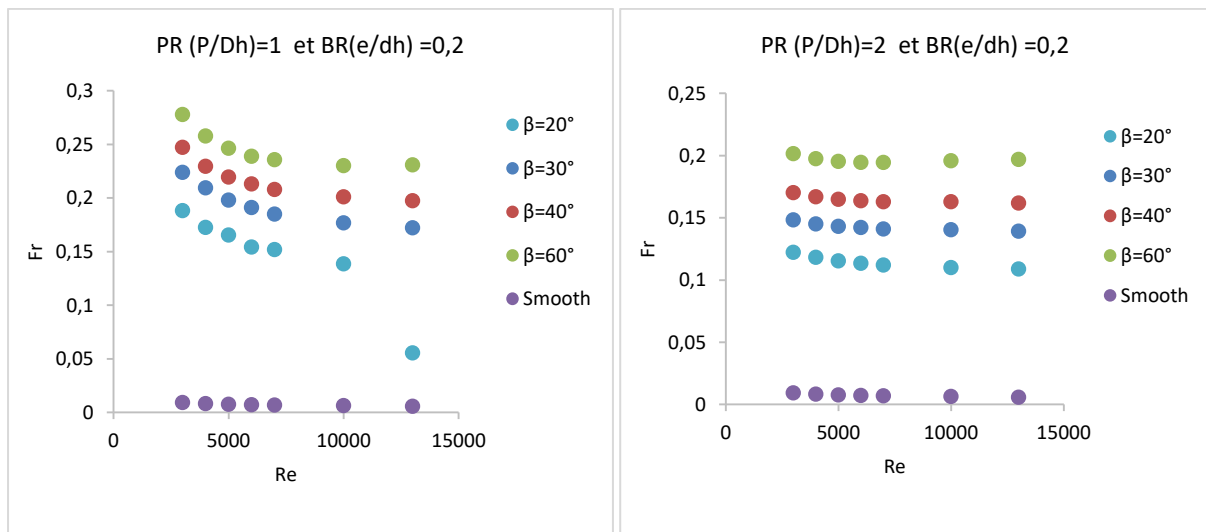


Figure 6 - Effet du nombre de Re sur le nombre Nu moyen pour différents angles d'inclinaison  $\beta$  ( $PR=1, 2, 3, 4$  et  $BR=0.1$ ).

### 6.3. Effet du nombre de Reynolds sur le coefficient de frottement Fr

L'écoulement turbulent généré par les chicanes augmente à la fois le coefficient d'échange thermique et le facteur de frottement, à cause du développement et d'augmentation de l'épaisseur de la couche limite dynamique turbulente.

Les figures 8 et 9 montrent que toutes les dispositions des chicanes examinées à différentes valeurs de ( $\beta$ , PR et BR) augmentent le facteur de frottement en comparaison avec le cas d'un tube lisse. Une grande valeur de facteur de frottement d'environ 0.27 est obtenue à  $Re = 3000$  et des valeurs géométriques égales à ( $\beta = 60^\circ$  ;  $PR = 1$  ;  $BR = 0,2$ ). Il y a une grande influence de l'angle d'inclinaison ( $\beta$ ) sur l'augmentation du facteur de frottement qui peut atteindre les 12% à  $\beta = 60^\circ$  par rapport à une inclinaison de  $40^\circ$ . Une augmentation significative du coefficient de frottement est enregistrée avec l'augmentation du rapport de blocage BR en comparaison avec les autres paramètres examinés, ce qui est tout à fait logique du fait que le conduit devient de plus en plus obstrué.



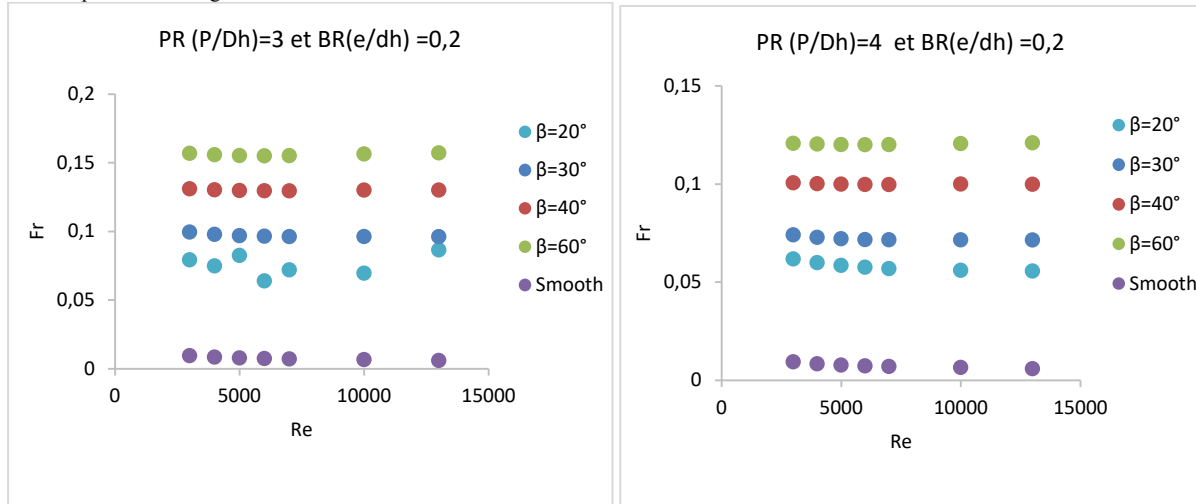


Figure 7- Effet du nombre de Re sur le nombre friction  $f$  pour différents angles d'inclinaison  $\beta$  ( $PR = 1, 2, 3, 4$  et  $BR=0.2$ )

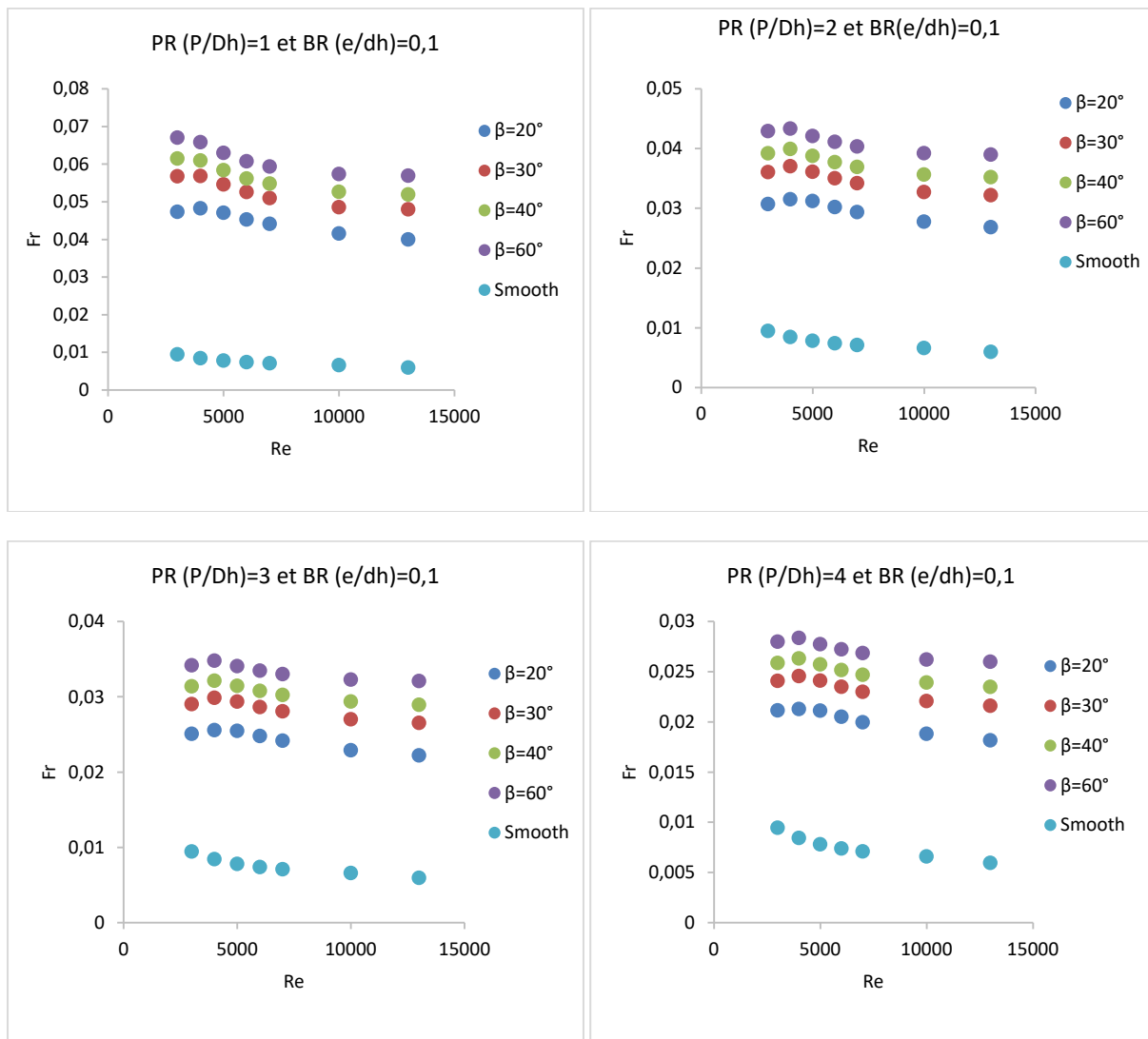


Figure 8- Effet du nombre de Re sur le nombre friction  $f$  pour différents angles d'inclinaison  $\beta$  ( $PR = 1, 2, 3, 4$  et  $BR=0.1$ ).

#### 6.4. Rendement $\eta$ en fonction de Reynolds

Dans cette partie, on va analyser un autre paramètre important appelé facteur de performance thermohydraulique ( $\eta$ ) souvent utilisé comme paramètre d'optimisation. Ce coefficient de performance nous permet donc de trouver un compromis

Les figures 10 et 11 représentent la variation **du facteur de performance pour** différentes valeurs du rapport de pas (PR), du rapport de blocage (BR) et d'angle d'inclinaison ( $\beta$ ) en fonction du nombre de Reynolds. Il est clair que le facteur de performance diminue avec l'augmentation de  $\beta$  et BR. On constate que le meilleur rendement de 2.48 est obtenu pour  $\beta = 30^\circ$  ; PR = 1 ; BR = 0,2 et un nombre de Reynolds égale 4000. En outre, l'effet d'obstruction disparue à de grands nombres de Reynolds.

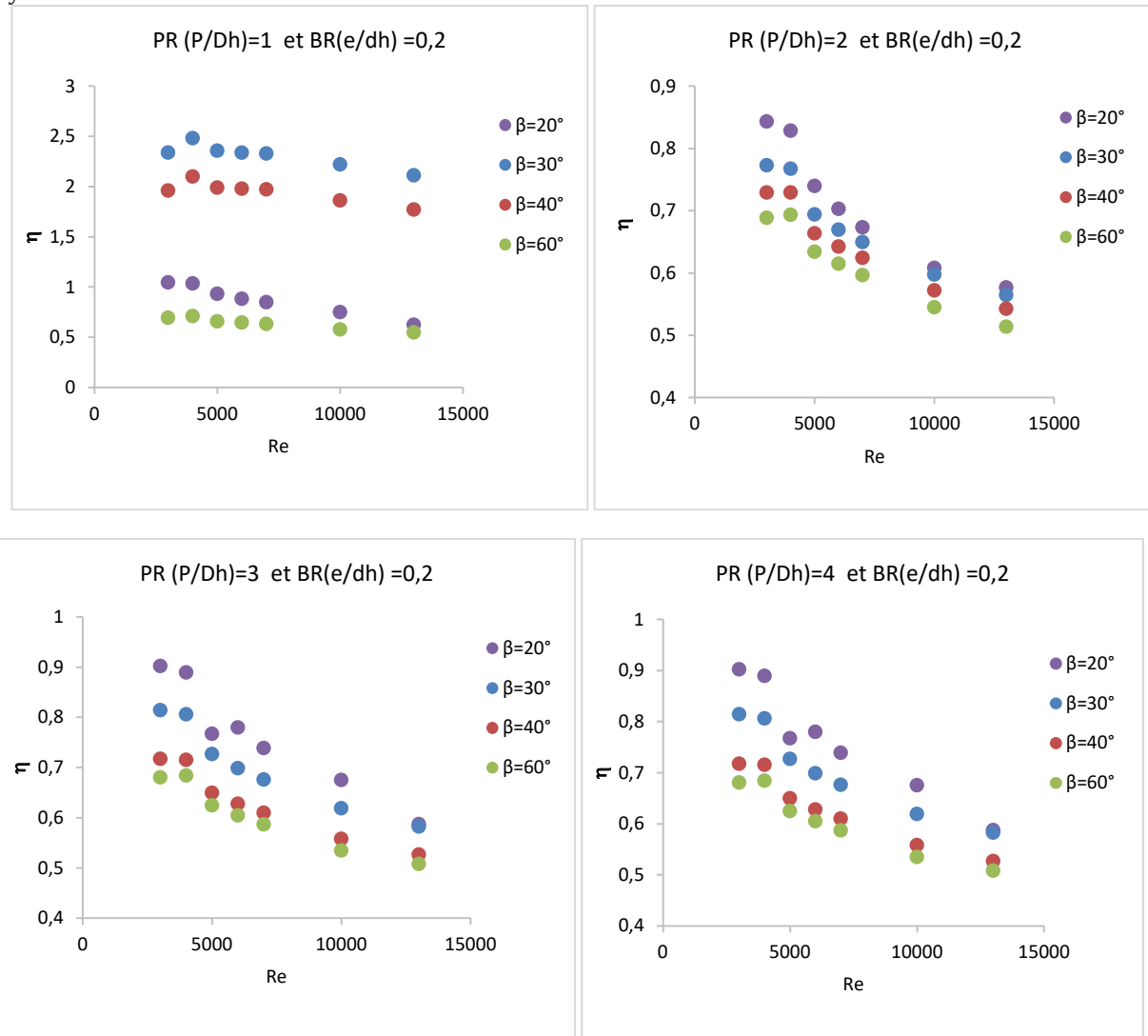


Figure 9 - Effet du nombre de  $Re$  sur le rendement  $\eta$  pour différents angles d'inclinaison  $\beta$  (PR = 1, 2, 3, 4 et BR=0.2).

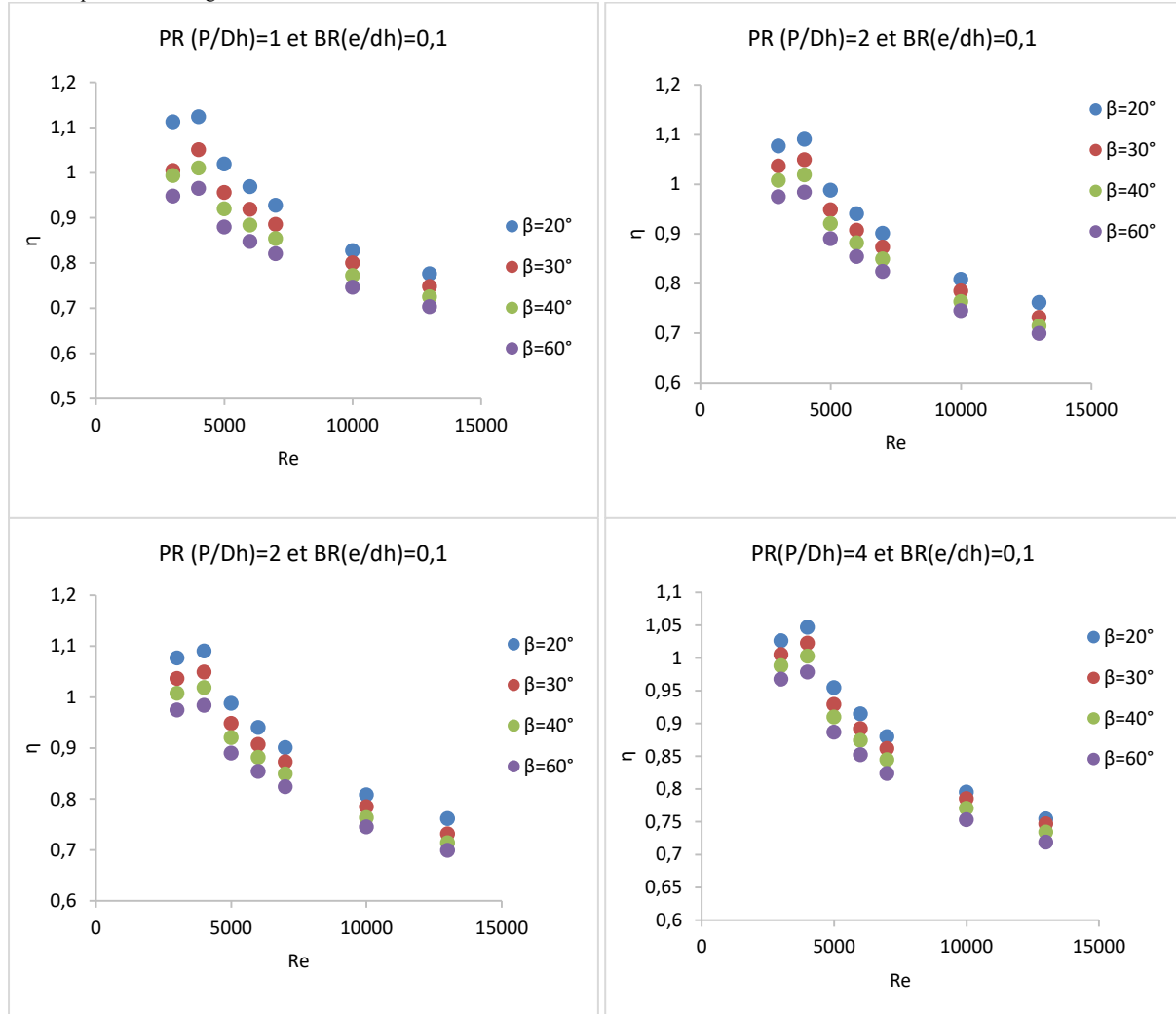


Figure 10 - Effet du nombre de  $Re$  sur  $\eta$  pour différents angles d'inclinaison  $\beta$  ( $PR=1, 2, 3, 4$  et  $BR=0.1$ ).

### 6.5. Le cas où on inverse l'écoulement principal

Dans cette partie, afin d'améliorer au maximum le facteur de performance thermohydraulique, nous avons essayé de voir l'impact d'inverser les conditions d'entrée et de sortie de notre échangeur. Le fait d'inverser le sens de l'écoulement la forme géométrique des chicanes change complètement. Pour ce faire et d'après nos résultats ultérieurs, nous avons pris le cas qui nous a fournis le meilleur facteur de performance correspondant aux paramètres géométriques suivantes :  $\beta=30^\circ$ ,  $BR=0,2$  et  $PR=1$  à  $4000 Re$  (voir Figure 10 :  $\eta$  en fonction de  $Re$  cas  $P=50$ )

Dans l'ensemble l'inversement des conditions d'entrée et de sortie (cas AA) a donné une amélioration acceptable, des performances de l'échangeur, mais elle reste peu significative en comparaison avec le premier cas examiné (cas A) (voir histogramme figure 12).

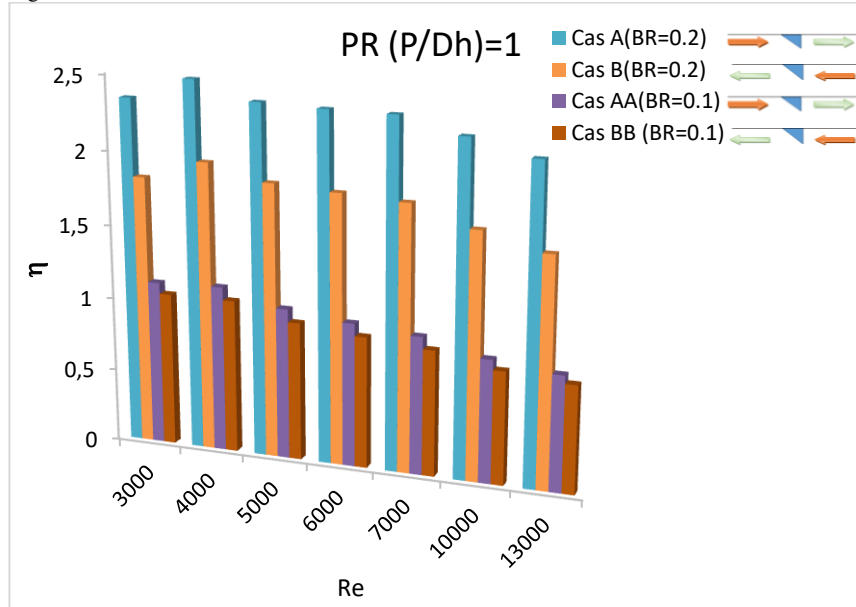


Figure 11 - Comparaison du rendement entre le cas d'un écoulement de gauche à droite et le cas d'un écoulement inversé des valeurs optimales obtenues aux conditions : ( $\beta=30$ ,  $BR=0,2$  et  $PR=1$ ) et ( $\beta=20$ ,  $BR=0,1$  et  $PR=1$ ).

## 7. Aspects dynamique et thermique

### 7.1. Contours de température [K]

D'après la figure 13, on peut facilement constater que l'amélioration du transfert thermique procuré, par l'utilisation de déflecteurs (promoteurs de turbulences), est plus importante par rapport au cas d'un tube lisse. On observe que le gradient de la température statique proche de la partie nervurée diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds en raison de l'augmentation du courant d'air frais provenant de la section d'entrée. Cela permet de réduire l'écart entre la température de la masse d'air et celle de la paroi et, par conséquent, d'augmenter le nombre de Nusselt.

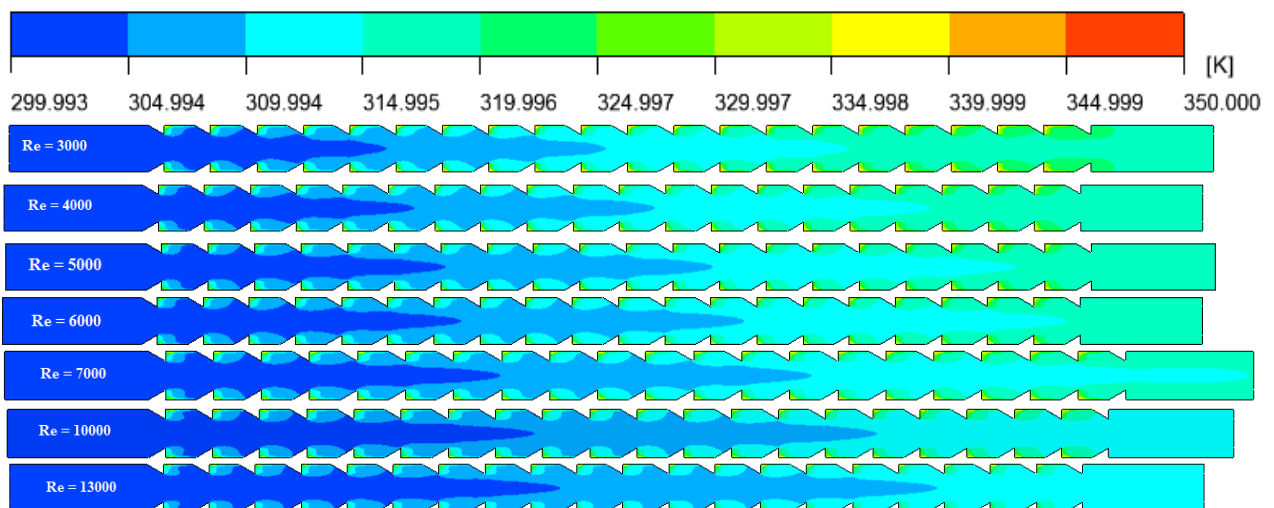


Figure 12- Courbes de température pour  $BR=0.2$  et  $\beta=30^\circ$  à différents  $Re$

### 7.2. Contours de pression [Pa]

Comme mentionné dans les parties précédentes, le coefficient de frottement, exposé, est calculé par la différence de pression le long du capteur. Il est nécessaire de présenter la répartition du champ de pression statique afin d'analyser sa variation sous l'effet des paramètres géométriques des nervures et du débit.

A partir des contours de pression présentés dans la **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**, on observe que la distribution de pression diminue progressivement de l'entrée jusqu'à la sortie et elle est influencée par les rapports du pas et de la hauteur relatifs. En résumant, on peut dire que la chute de pression est intensifiée à la fois par l'augmentation du

nombre de Reynolds et de l'obstruction de la section de passage ce qui confirme les variations du coefficient de frottement présentées précédemment.

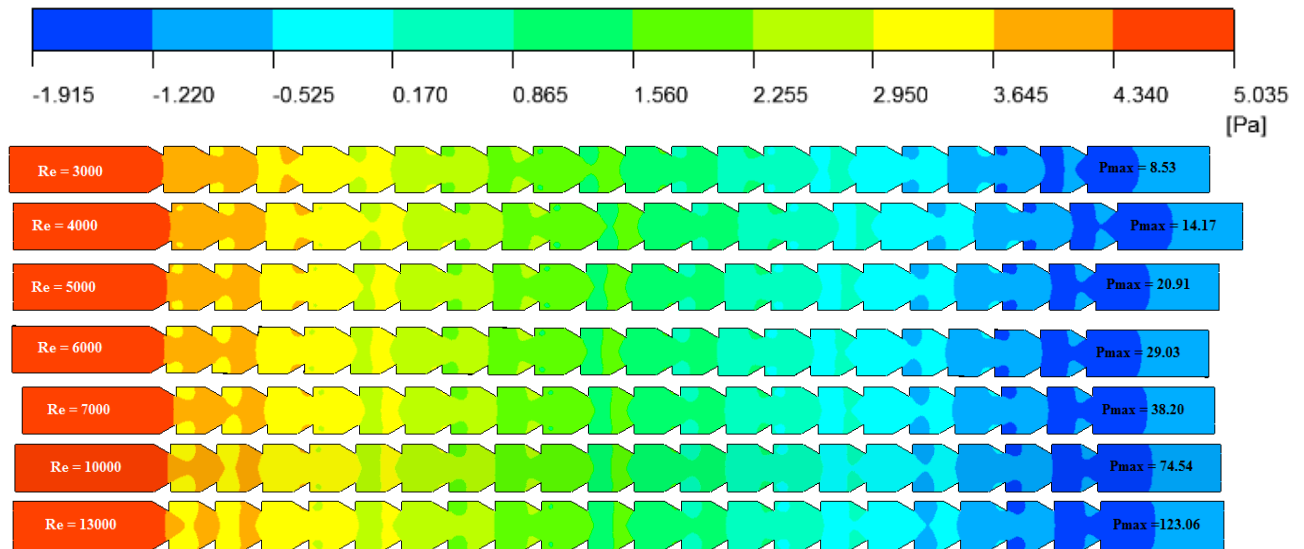


Figure 13-Courbes de pression pour  $BR=0.2$  et  $\beta=30^\circ$  à différents  $Re$

### 7.3. Contours d'énergie cinétique [ $m^2 s^{-2}$ ]

Comme nous l'avons vu plus haut, l'amélioration du transfert de chaleur dépend fortement de la présence des promoteurs de turbulences (chicanes) dans l'échangeur de chaleur. Cette dernière perturbe le développement de la couche limite turbulente dynamique et augmente par conséquent l'intensité de la turbulence, se traduisant par l'augmentation de l'énergie cinétique turbulente. La figure (Fig. 15) présente les distributions de l'énergie cinétique turbulente  $k$ , pour  $\beta = 30^\circ$  ;  $BR=0,1$  ;  $PR=1$  et nombre de Reynolds différent. A partir des contours de l'énergie cinétique  $k$ , on peut voir que la distribution de l'énergie cinétique n'est pas uniforme et elle est plus élevée près des chicanes. Cette énergie cinétique turbulente  $k$  augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

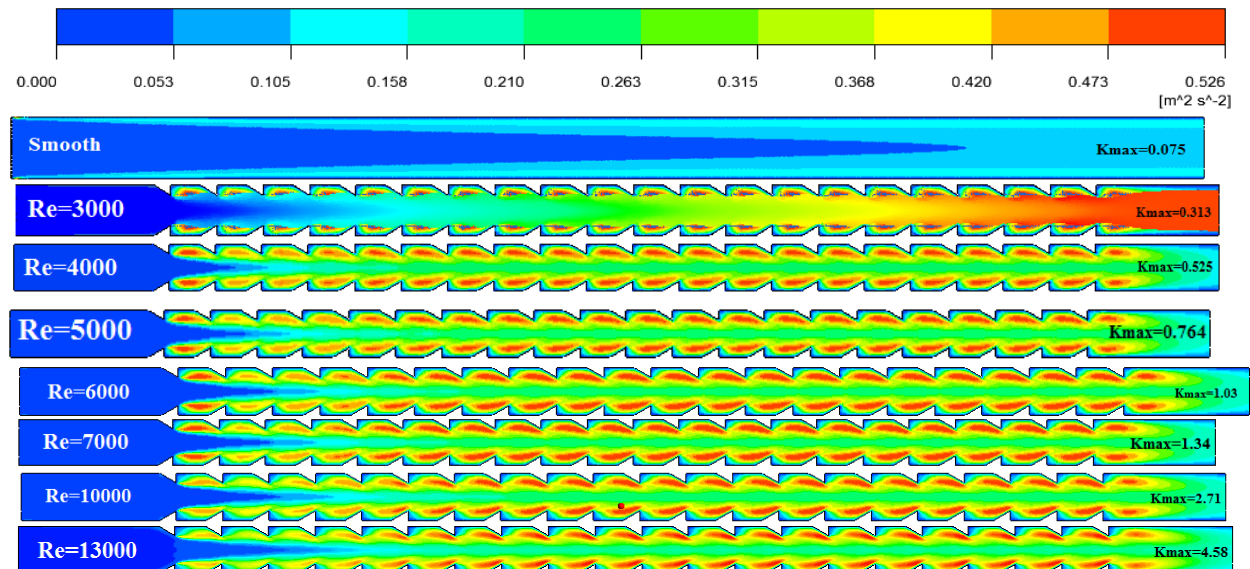


Figure 14 - Energie cinétique de turbulence pour  $\beta = 30^\circ$  ;  $BR=0,2$  ;  $PR=2$  et différents  $Re$ .

## 8. Conclusion

Dans ce travail on a étudié numériquement l'effet de la variation des paramètres géométriques des chicanes ( $\beta$ ; PR; BR) sur le champ dynamique de l'écoulement du fluide et l'amélioration du transfert convectif dans un échangeur tubulaire. Les résultats obtenus ont montré que tous les agencements de chicanes examinés augmentent à la fois le transfert de chaleur en raison de la génération de vortex (Tourbillon) dans l'écoulement et le facteur de friction. Cette étude nous a permis également de montrer l'effet de la disposition des chicanes et leurs formes sur les performances thermo- hydrauliques par rapport à une paroi lisse :

- En comparaison avec le cas lisse, la présence de rugosités perturbe l'écoulement est augmenté à la fois le transfert convectif et les pertes de pression.
- Le nombre de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds et le décroissement de l'angle d'inclinaison  $\beta$  en raison de la modification de la sous-couche laminaire de l'écoulement turbulent pleinement développé dans la région proche paroi.
- Parmi tous les paramètres examinés le rapport de blocage est le plus influençant sur le facteur de performance thermohydraulique.
- Les constatations, des résultats obtenus, ont exhibées qu'il y a deux valeurs d'efficacité optimales que on peut les atteindre à un nombre de  $Re = 4000$ . La première correspond à  $\beta = 30^\circ$  ;  $PR = 1$  ;  $BR = 0,2$  et la seconde à  $\beta = 20^\circ$  ;  $PR = 1$  et  $BR = 0,1$ . Entre c'est deux valeurs de disposition des chicanes le premier cas est plus intéressant.

Les résultats de cette contribution constituent un apport important pour l'enrichissement de la bibliographie relative à l'amélioration des performances des échangeurs de chaleur .En perspective, nous recommandons pour les travaux de futur en ce domaine les points suivants :

- On recommande d'approfondir l'étude par l'utilisation de d'autre forme (carré, rectangle, quadrilatère... etc.) pour déterminer la meilleure forme des chicanes ainsi que les paramètres optimums (la largeur, la hauteur, l'épaisseur, le nombre, ... etc.)
- Etudier le couplage entre deux formes ou plus de chicanes (transversale, aile et pliée par exemple) dans le même échangeur
- On recommande de compléter le présent travail par une étude technico-économique détaillée afin de déterminer le gain économique pour une entreprise industrielle par exemple.
- Fournir des renseignements sur l'importance et sur l'homogénéité d'implantation de d'autres types des chicanes, ainsi que leurs dispositions dans le tube sera un axe très important en futur.

## REFERENCES

- [1]- Alam T., Kim M.-H., 2018, "A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications", *Renew. Sustain. Energy Rev.* 81, 813–839.
- [2]- Sheikholeslami M., Gorji-Bandpy M., Ganji D. D., 2015, "review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices", *Renew. Sustain. Energy Rev.* 49, 444–469.
- [3]- Kumar B., Srivastava G.P., Kumar M., Patil A.K., 2018, "A review of heat transfer and fluid flow mechanism in heat exchanger tube with inserts", *Chem. Eng. Process. – Process intensif.* 123, 126–137.
- [4]- Nakhchi M., Esfahani J., 2019, "Numerical investigation of rectangular-cut twisted tape insert on performance improvement of heat exchangers", *International-Journal-of-Thermal-Sciences*-1290-0729
- [5]- Sun Z., Zhang K., Li W., 2020, "Investigations of the turbulent thermal-hydraulic performance in circular heat exchanger tubes with multiple rectangular winglet vortex generators", *Applied Thermal Engineering* 168, 114-838.
- [6]- Karima A., 2018, "CFD investigations of thermal and dynamic behaviors in a tubular heat exchanger with butterfly baffles", *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 10, 27
- [7]- Boucif Z., Benamara N., 2019, "Numerical Investigation of a Solar Air Heater (SAH) with Triangular Artificial Roughness Having a Curved Top Corner", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 12, No. 6, pp. 1919-1928.
- [8]- Targui N., Kahalerras H., 2008, "Analyse du transfert de chaleur et de la chute de pression dans un échangeur de chaleur muni de chicanes poreuses", *Congres*
- [9]- Han, J.C., Zhang, Y.M., Lee, C.P., 1991, "Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed and V-Shaped angled Ribs", *ASME Journal of Heat Transfer*, 113, 590-596.
- [10]- Promvonge, P., Sripattanapipat, S., Kwankaomeng, S., 2010, "Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square

Channel with 45° Inline Baffles on Two Opposite Walls," *Int. J. Therm. Sci.*, 49, 963–975.

- [11]- Torii, K., Kwak, K.M., Nishino, K., 2002," Heat Transfer Enhancement Accompanying Pressure-Loss Reduction with Winglet Type Vortex Generators for Fin Tube Heat Exchangers, "*Int. J. Heat Mas Transfer*, 45, 3795–3801.
- [12]- Kwankaomeng, S., Jedsadaratanachai, W., Promvong, P., 2010,"Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square Channel with 30°Inclined Baffles," *PEA-AIT Int. Conf. Energy Sus, Dev. Issues and Strategies*, Thailand.
- [13]- Donghui Zhang, 2013, "Numerical Study of Circular Tube inserted Arc Belt on Fluid Flow and Heat Transfer under Laminar Flow", *Key Engineering Materials*, vol 561, pp460-465 .
- [14]- Jiin-Yuh Jang, 2013, "Optimization of the span angle and location of vortex generators in a plate-fin and tube heat exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 67, pp 432-444.
- [15]- FLUENT user's guide, Fluent Inc., 2003.
- [16]- Webb, G.Eckert, 1972, "Applications of rough surfaces to heat exchanger design, Int. 1". *Heat Mass Transfer*. Vol. 15. pp. 1647-1658. Pergamon Press 1972.
- [17]- Dittus, F.W., Boelter, L.M.K., 1930, *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type*, University of California Publications on Engineering, 2 443, Berkley.
- [18]- Gilinsky, V., 1976,"New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe Flow and Channel Flow," *Int. Chem. Eng.* 16, 359–368.
- [19]- Moody, L.F., 1944, "Friction Factors for Pipe Flow," *Trans. ASME*, 66, 671–684.
- [20]- Mohamad Omid 2019 "Turbulent heat transfer and fluid flow of alumina nanofluid inside thrène-lobe twisted tube". *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*.
- [21]- Singh, S., Sørensen, K., & Condra, T, (2018), "Investigation of Vortex Generator Enhanced Double-Fin and Tube Heat Exchanger", *Journal of Heat Transfer*, 141(2), 021802. doi:10.1115/1.4042050.