RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIQUE

UNIVERSITÉ YAHIA FARÈS DE MÉDÉA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE



Filière: Génie Mécanique

Spécialité: Energies Renouvelables

Mémoire Pour l'obtention de Diplôme de Master

intitulée:

Etude Numérique D'un Échangeur De chaleur a Air avec Des Chicanes Rectangulaire et Différents Ailettes Attachée en Ligne

présente par:

GHERABIA Abdelhak

SELMI Ibrahim

Dirigé par:

Dr. REBHI Redha

Dr. LOUNIS Selma

Soutenue le 13/06/2023

Remerciements

- ✓ Tout d'abord, nous remercions « ALLAH » tout-puissant de nous avoir permit de mener à bien ce travail début jusqu'à la fin

- ✓ Deuxièmement, nous remercions tous la famille et les proche qui nous soutenus dans notre parcours académique en général et surtout dans le mémoire de fin d'étude.

- ✓ Bien sur, nous remercions et appréciation aux notre professeurs qui nous ont aidés à arriver ici.

- ✓ Je tiens à remercie M. REBHI Redah et LOUNIS Salma Encadreur de ce mémoire qui a ménagé un grand effort afin de me permettre démener à bien mon modeste travail et à qui j'exprime ma gratitude Et mes respects.

DEDICACES :

JE DEDIE CE MIMIORE A :

- Ma mère chérie et mon père que m'ont encouragé et soutenu tout au long de mes études et pour leur patience que Dieu les protègent et les gardes pour moi.

- A mes adorables frères et sœurs et toute ma famille.

- Et à mes très chères amis et camarades pour tous les moments d'échange et de débat aux personnes qui m'ont toujours aidé et soutenue sans OUBLIER merci à l'association sawaed al-kH airet à nos enfant qui étudient dans cette association ,et je leur souhaite à tous beaucoup de succès.

- Sans oublier les profs et les professeurs qui nous aident
- à atteindre jusqu'à la fin .



JE DEDIE CE MIMIORE A :

C'est avec grand plaisir que je dédie cet humble travail :

A la personne la plus chère de ma vie, ma mère.

À la personne qui m'a soutenu tout au long de mes études,mon père

Que dieu les gardes

Aux chers mon frère et ma sœur.

A tous mes chères collègues et mes chères

amis que j'ai rencontré au cours de ma carrière universitaire.

N'importe qui occupe une place dans mon cœur.

A toute ma famille et à tous ceux qui ont un nom

Ibrahim, je dédie ce travail à tous ceux qui ont participé à ma réussite.

Sans oublier les profs et les professeurs qui nous aident

à atteindre jusqu'à la fin .



Résume

L'objectif principal de l'étude est d'évaluer les caractéristiques thermiques et hydrauliques d'un échangeur de chaleur à canal en présence d'un écoulement d'air turbulent. Des chicanes et des ailettes sont installées à l'intérieur du canal en utilisant plusieurs versions différentes des obstacles en termes de forme, de fixation et de disposition. Pour transformer une trajectoire d'écoulement conventionnelle en une trajectoire en forme de vague, un premier modèle contient des chicanes rectangulaires réparties alternativement sur les surfaces du canal. Le long de l'axe horizontal du canal, entre les bords des déflecteurs du premier type, le second modèle comporte plusieurs déflecteurs de formes différentes pour améliorer la qualité des échangeurs de chaleur. Les déflecteurs sont installés sur les deux parois, en alternance, avec un espacement constant.

Des critères limites sont spécifiés sur chacune des limites solides du canal. Un modèle de turbulence k-ε a été utilisé pour construire le modèle mathématique de l'écoulement et de l'énergie. Comme prévu, les champs de pression, de vitesse, d'énergie et de température présentent les fluctuations les plus importantes dans les zones les plus proches des obstacles.

Les équations régissant le phénomène sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide du code de calcul ANSYS. L'air (Pr = 0,71) est utilisé comme fluide de fonctionnement. Les effets du nombre de Reynolds (2.10^3-2.10^5), de la rugosité (10^{-6}-10^{-3}) et de l'espacement des chicanes sont étudiés. Les résultats sont donnés sous forme adimensionnelle pour les lignes de courant et les contours isothermes, la pression et l'énergie cinétique, ainsi que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement.

Dans notre étude, nous avons montré que la chicane joue un rôle important dans l'échangeur de chaleur tubulaire en termes de diffusion thermique et de dynamique de l'écoulement. Les résultats montrent que l'échange de chaleur est amélioré par le nombre de déflecteurs et le nombre de Reynolds, et que le déflecteur ovale produit une meilleure turbulence et donc un meilleur échange de chaleur.

Mots clés ;chicanes attachées, ailettes détachées, canal rectangulaire, écoulement d'air turbulent, convection forcée. , Simulation numérique.

الملخص:

الهدف الرئيسي للدراسة هو تقييم الخصائص الحرارية والهيدروليكية لمبادل حراري للقناة في وجود تدفق هواء مضطرب عند رقم رينولدز ثابت. باستخدام نسختين مختلفتين من العوائق من حيث الشكل والتثبيت والترتيب ، يتم زرع الحواجز والزعانف داخل القناة. لتحويل مسار التدفق التقليدي إلى مسار على شكل موجة ، يحتوي النموذج الأول على حواجز مستطيلة موزعة بالتناوب في جميع أنحاء أسطح القناة. وفقًا للمحور الأفقي للقناة ، بين حواف الحواجز في النوع الأول ، يتعلق النموذج الثاني بعواكس الانحراف المربعة والداخلية (الزعانف). يتم تحديد معايير الحدود على كل من الحدود الصلبة للقناة. تم استخدام نموذج k-ε المضطرب لبناء النموذج الرياضي للتدفق والطاقة. كما يمكن توقعه ، تعرض حقول الضغط والسرعة ودرجة الحرارة أكبر التقلبات في المناطق الأقرب إلى العوائق

الهدف الرئيسي من الدراسة هو تقييم الخصائص الحرارية والهيدروليكية لمبادل حراري للقناة في وجود تدفق هواء مضطرب. يتم تثبيت الحواجز والزعانف داخل القناة باستخدام عدة إصدارات مختلفة من العوائق من حيث الشكل والتثبيت والترتيب. لتحويل مسار التدفق التقليدي إلى مسار على شكل موجة ، يحتوي التصميم الأول على حواجز مستطيلة موزعة بالتناوب على أسطح القناة .. على طول المحور الأفقي للقناة ، بين حواف العاكسات من النوع الأول ، يتميز النموذج الثاني عدة انحرافات مختلفة الأشكال لتحسين جودة المبادلات الحرارية. يتم تثبيت الحواجز على كلا الجدران ، بالتناوب مع بعضها البعض ومتباعدة على فترات ثابتة.

يتم تحديد معاييرالحدودعلى كلمنا لحدودالصلبة للقناة. تم استخدام نموذج k- εالمضطرب لبناء النموذج الرياضي للتدفق والطاقة. كماهومتوقع،تظهرمجالات الضغط والسرعة والطاقة ودرجة الحرارة أكبرالتقلبات في المناطق الأقرب إلى العوائق

تحل المعادلات التي تحكم الظاهرة بطريقة الحجم المحدود باستخدام كود حساب ANSYS. يستخدم الهواء (Pr = 0.71) كسوائل تشغيل. تمت دراسة تأثير رينولدز رقم (2.105-2.103) ، الخشونة (3-10-6-10). يتم إعطاء النتائج في شكل بلا أبعاد من أجل الانسيابية والملامح متساوي الحرارة ، تركيز iso ، الضغط والطاقة ، وكذلك رقم Nusselt وعامل الاحتكاك.

في دراستنا ، أظهرنا أن الحاجز يلعب دورًا مهمًا في المبادل الحراري الأنبوبي من حيث الانتشار الحراري وديناميكيات التدفق. أظهرت النتائج أن التبادل الحراري يتعزز بعدد الحواجز ورقم رينولد ، وأن الحاجز البيضاوي ينتج عنه اضطراب أفضل وبالتالي تبادل حراري أفضل

الكلمات المفتاحية: الحواجز المرفقة ، الزعانف المنفصلة ، القناة المستطيلة ، تدفق الهواء المضطرب ، الحمل الحراري القسري. محاكاة رقمية

ABSTRACT

The study's main objective is to assess a channel heat exchanger's thermal and hydraulic characteristics in the presence of turbulent air flow at a fixed Reynolds number. Using two distinct versions of the obstacles in terms of their shape, fixation, and arrangement, the baffles and fins are implanted inside the channel. To convert a conventional flow path into a wave-shaped one, a first model contains rectangular baffles alternately distributed throughout the channel surfaces. According to the horizontal axis of the channel, between the edges of the baffles in the first type, the second model relates to square and in-line deflectors (fins). On each of the channel's solid bounds, the boundary criteria are specified. An k-ε turbulence model was used to build the mathematical model for flow and energy. As might be predicted, the pressure, velocity, and temperature fields exhibit the greatest fluctuations in the areas closest to the obstacles.

The main objective of the study is to evaluate the thermal and hydraulic characteristics of a channel heat exchanger in the presence of turbulent airflow. Baffles and fins are installed inside the channel using several different versions of the obstacles in terms of shape, attachment and arrangement. To transform a conventional flow path into a wave-shaped one, a first design contains rectangular baffles distributed alternately over the channel surfaces.. Along the horizontal axis of the channel, between the edges of the deflectors of the first type, the second model features several deflectors of different shapes to improve the quality of the heat exchangers. The baffles are installed on both walls, alternating with each other and spaced at constant intervals.

Boundary criteria are specified on each of the channel's solid boundaries. A k-ε turbulence model was used to construct the mathematical model of flow and energy. As expected, the pressure, velocity, energy and temperature fields show the greatest fluctuations in the areas closest to the obstacles.

The equations governing the phenomenon are solved by the finite volume method using the ANSYS calculation code. Air (Pr = 0.71) is used as the operating fluid. The effects of Reynolds number $(2.10^3\text{-}2.10^5)$,roughness (10^{-6}-10^{-3}) are studied. Results are given in dimensionless form for streamlines and isothermal contours, iso-concentration, pressure and energy, as well as Nusselt number and friction factor.

In our study, we have shown that the baffle plays an important role in the tubular heat exchanger in terms of thermal diffusion and flow dynamics. The results show that heat exchange is enhanced by the number of baffles and the Rynoldes number, and that the oval baffle produces better turbulence and therefore better heat exchange.

Key words: attached baffles, detached fins, rectangular channel, airflow turbulent, forced-convection. Numerical simulation.

SOMMAIR

CHAPITRE 01 :

Recherche Bibliographique..... 1

Objectif.....4

1.Introduction Général..... 5

1.1.Echangeurs à Ailettes.....6

1.2.Différent Types des Échangeurs de Chaleur..... 6

1.2.1. Échangeurs à tubes et calandres..... 8

1.2.2. Échangeurs Tubulaires Coaxiaux..... 8

1.2.3. Échangeurs à Courants Croisés..... 9

1.2.4. Échangeur à plaques..... 9

1.2.5. Échangeurs à plaque avec Ailettes.....10

1.3.Les Ailettes 11

1.3.1.Définition d'un Ailette.....11

1.3.2.Choix des ailette.....11

1.4.Les Types de Ailettes 12

1.4.1.Les Ailettes Transversales.....12

1.4.2.Les Ailettes Continues.....12

1.4.3.Les Ailettes Indépendantes.....12

1.4.4.Les Ailettes hélicoïdales.....13

1.5.Les Chicane.....13

1.5.1.Les Chicanes Transversales.....13

1.5.2.Les Chicanes Longitudinales..... 14

CHAPITRE 02: Modèle physique et formulation Mathématique

2.1.Modèle Physique..... 15

2.2.Les Condition aux limites..... 16

2.3.Formulation Mathématique..... 18

2.3.1.Condition de l'entrée..... 18

2.3.2.Condition de Sortie..... 18

2.3.3.Condition de la paroi supérieure..... 19

2.3.4.Condition de la paroi inférieure..... 19

2.3.5.Condition des point de contact solide-liquide..... 19

2.4.Equation gouvernantes..... 19

2.4.1.Conservation de masse..... 20

2.4.2.Conservation de la quantité de mouvement salon la direction ox..... 20

2.4.3. Conservation de la quantité de mouvement salon la direction oy..... 20

2.4.4.Conservation de l'énergie dans la région fluide..... 20

2.4.5. Conservation de l'énergie dans la région solide..... 20

2.4.6.Energie Cinétique Turbulent(k)..... 21

2.4.7.Taux de Dissipation Turbulent..... 21

CHAPITRE 03 Résultats et Discussion

3.Introduction..... 22

3.1.Validation Numérique..... 22

3.2. La variation de la Pression..... 23

3.3.La variation de la vitesse..... 23

3.4.La variation de la température..... 24

3.5.La variation de la turbulence..... 25

3.6.La variation de la pression en fonction de la rugosité..... 25

3.7.Influence du déflecteur sur le nombre de Nusselt..... 26

3.8.Influence du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt..... 27

3.9.Profil de la Température à la longue de canal..... 27

3.10.Profil de la Turbulence à la longue de canal..... 28

3.11.Profil de la vitesse à la longue de canal..... 29

3.12.La variation de la pression en fonction de la rugosité..... 29

3.13.La variation de la vitesse moyenne en fonction de la rugosité..... 30

3.14.La variation de la Température en fonction de la rugosité..... 32

3.15.La variation de la turbulence en fonction de la rugosité..... 33

3.16.La variation de nombre de Nusselt en fonction de la rugosité..... 34

3.17.Profil de la Vitesse à la longue de canal..... 35

3.18.Profil de la température à la longue de canal..... 35

3.19.Profil de la Turbulence à la longue de canal..... 36

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur..... **7**

Figure 1.2 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes :(a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue (b) tubes circulaire avec ailettes circulaires..... **7**

Figure I.3 : Échangeur à tube et calandre..... **8**

Figure I.4 : Échangeur tubulaire coaxial..... **9**

Figure I.5 : Echangeur à courants croisés..... **9**

Figure I.6 : Echangeur à plaques.....**10**

Figure 1.7 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.....**10**

Figure 1.8 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a)triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples évents; (f) trouées.....**11**

Figure.1.9 : Ailettes transversale.....**12**

Figure.1.10. : Ailette continues.....**12**

Figure.1.11. : Ailette indépendant.....**13**

Figure.1.12. : Ailette spiralée.....**13**

Figure 1.13.: Type de chicane **14**

Figure 2.1.Modèle du canal dérouté avec ailettes carrées détachées en ligne à l'étude..... **15**

Figure2.2.condition aux limites..... **16**

Figure 2.3.condition aux limites..... **17**

Figure 2.4.condition aux limites..... **17**

Figure2.5.condition aux limites..... **18**

Figure 3.1: Modèle de validation..... **23**

Figure 3.2: Variation de la pression dynamique dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500..... **23**

Figure3.3: Variation de la vitesse dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500..... **24**

Figure3.4: Variation de la température dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500..... **25**

Figure3.5: Variationde la turbulence dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500..... **25**

Figure3.6:les lignes de courantde la vitessedans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500..... **26**

Figure3.7 : Variation de h et le nombre Nusselt locale nombre dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500..... **27**

Figure 3.8: Variation de la hauteur et du nombre de Nusselt local (Nu) en fonction de nombre de Reynolds pour le cas ovale..... **28**

Figure 3.9: Variation de la température T en fonction de nombre de Rynolds pour déflecteur ovale..... **28**

Figure3.10 : Variation de la turbulence u en fonction de nombre Reynolds du pour déflecteur ovale..... **29**

Figure3.11: Variation de la vitesse sous les dimensions U en fonction de nombre Reynolds du obstacle ovale..... **30**

Figure 3.12: Représente le champ de la pression moyenne dans les quatre cas de la rugosité : pour $Re = 200000$..... **31**

Figure 3.13: Représente le champ de la vitesse moyenne en fonction de la rugosité : pour $Re = 200000$..... **32**

Figure 3.14: Représente le champ de la température du fluide en fonction de la rugosité : pour $Re = 200000$..... **33**

Figure 3.15: Représente la variation de turbulence dans les quatre cas de la rugosité : pour $Re = 200000$..... **34**

Figure 3.16: Représente le champ de la vitesse moyenne dans les quatre cas de la rugosité : pour $Re = 200000$..... **35**

Figure 3.17: Variation de h et le nombre Nusselt locale en fonction de la rugosité..... **36**

Figure 3.18 : Variation de la vitesse u en fonction de la rugosité..... **36**

Figure 3.19: Variation de la Température T en fonction de la rugosité..... **37**

Figure 3.20: Variation de la turbulence T en fonction de la rugosité..... **37**

Figure 3.21.: variation du coefficient de frottement en fonction de rugosité..... **38**

Figure 3.22.: variation du coefficient de frottement en fonction de nombre de Reynolds..... **38**

NOMENCLATURE

T	Température	[K]
u;v	Composant de vitesse	[m^2/s]
x, y	Coordonné	[m]
P	Pression	[pa]
H	hauteur	[w/m^2k]
w	L'épaisseur des ailettes	[m]
k	energie	[m^{-2}/S^{-2}]
R	nombre de reynolds	
e	rugosité	
N_u	nombre de nusselt	
h	Coefficient d'échange par convection	[$Wm^{-2}K^{-1}$]
$\Gamma\phi$	le coefficient de diffision	
$S\phi$	le terme source	
ϕ	Variable dépendante	

Recherche bibliographique

L'échangeur de chaleur est un composant essentiel de nombreux processus thermiques tels que le chauffage, le refroidissement, le séchage, etc. L'amélioration de sa performance est l'objectif de nombreux chercheurs. Sa restructuration interne est parmi les méthodes les plus courantes, telles que l'ajout d'ailettes et de côtes La méthodologie utilisée a montré une amélioration des performances thermiques et dynamiques, par exemple, Rani et ses collègues [8] a effectué une évaluation expérimentale du réchauffeur d'air solaire combiné avec des tabulateurs en forme d'anneaux semi-circulaires creux pour déterminer sa distribution de température, ses coefficients de transfert de chaleur et son efficacité thermique. Les résultats ont montré que la température de l'air était inférieure à celle des anneaux et de l'absorbeur, mais supérieure à celle du verre. De plus, l'augmentation moyenne de la température de l'air dans les capteurs à ailettes varie de 14,08 à 22,78 °C, ce qui représente un changement important par rapport aux capteurs solaires conventionnels. Sur la surface d'absorption, Provigne et Surlonge [9] ont étudié les performances hydrauliques et thermiques d'un canal solaire équipé d'un générateur de vortex en V. Les paramètres idéaux des barrières employées et leurs corrélations ont été présentés, ainsi que des expériences sur le frottement d'écoulement et les comportements de transfert de chaleur. El Habite al. [10] a réalisé une expérience avec un rapport d'aspect d'environ 3:1 pour documenter l'impact des barrières sur la structure d'écoulement et la distribution de la chaleur dans un canal rectangulaire. Ces barrières sont présentes de façon intermittente et régulière sur les surfaces inférieure et supérieure. En outre, un flux de chaleur homogène a été appliqué aux deux surfaces, et les surfaces latérales ont été isolées. Dans leur analyse computationnelle, Bhatt charroya et al. [11] se sont appuyés sur l'influence d'un champ magnétique externe pour éliminer le flux de chaleur excessif à de faibles valeurs de Reynolds. Pour ce faire, on utilise la force magnétique pour produire des tourbillons dans le butd'améliorer la transmission de la chaleur. Un canal chauffé bidimensionnel a été utilisé avec un fluide aqueux à Fe3O4 nanamagnétique sous l'impact d'un faible nombre de Reynolds. Yadav et al. [12] ont présenté une étude détaillée sur le rendement des appareils de chauffage à panneaux solaires. L'efficacité de l'utilisation de rugosité synthétique dans l'amélioration des performances thermiques pour une conception compactedel'appareilaétédiscutée.

Mohiste al. [13] a effectué simulation numériquebasée sur le changement de la hauteur des ailettes de goupille (0,2-1,0 mm) à l'intérieur d'un micro-canal dont la partie inférieure

présentait un flux de chaleur constant tout en ayant un flux hydraulique varié en raison des changements du nombre de Reynolds (200-1000). Les résultats ont montré que l'amélioration du nombre de Reynolds et l'augmentation de la hauteur de la nageoire ont augmenté la transmission de chaleur. À l'aide de six modèles de barrières distinctes, Boolien al. [14] a fait une évaluation détaillée de la performance thermique et du débit d'un canal de forme carrée.Dans le cadre de leur enquête, des processus d'écoulement laminaire ont été établis pour diverses valeurs numériques de Reynolds (100-2000) en présence de divers facteurs, y compris les taux de blocage, la taille de la barrière et leurs différentes formes, ainsi que différentes directions d'écoulement pour le nombre de Nusselt amélioré. Sharma et al. [15] ont mené une étude computationnelle à l'aide de la méthode hybride Tag chi-TOPSIS qui visait principalement à optimiser la conception de la barrière structurelle discrète en V afin d'améliorer le transfert de chaleur d'un canal collecteur solaire. Leurs recherches ont démontré une amélioration et une compréhension détaillée de la façon dont ces obstacles affectent l'efficacité des conduits de capteurs solaires à base de courant d'air. Kumaïri et al.[16] ont étudié l'effet combiné de la rugosité circulaire intermittente et du jetimpinge ment pour évaluer l'efficacité des appareils de chauffage solaire à base d'air.Selon les estimations, les valeurs de transmission de chaleur et de frottement de la chaleur brute sont respectivement 7,61 et 6,48 fois plus élevées que celles de la gaine lisse. En revanche, le chauffage solaire amélioré avait une performance thermique d'environ 4,1. Dans le cas d'un réchauffeur d'air solaire, Singh et coll.[17] ont comparé plusieurs résultats de rugosité, soit la botte et la botte inversée. Les résultats sont découverts à l'aide de simulations CFD pour plusieurs configurations de nervures en forme de botte sur les réchauffeurs d'air solaires. Afin d'améliorer les performances thermiques du réchauffeur d'air, la rugosité combinée de la botte et de la botte inversée est examinée pour différents paramètres géométriques.

Chand et al. [18] ont introduit des barrières à ouvertures où la performance thermique a été évaluée, ce qui a donné lieu à un nouveau type de radiateurs solaires fondés sur les débits d'air. Afin de guider le flux d'air et d'accélérer le débit de transfert de chaleur, l'étude a essayé de fixer les barrières à persiennes à la partie inférieure de la plaque absorbante. à un débit massique de 0,0158 kg/s et 0,007 kg/s, l'efficacité thermique maximale et la température de sortie ont été obtenues, respectivement, à 70 % et 58,66 °C pour une distance de séparation de 2 cm.

Trois différents types de tabulateurs trapézoïdaux ont été créés dans l'enquête de Li et al. [19] en utilisant la configuration triangulaire ondulée. À l'aide de simulations numériques,

on a déterminé comment l'angle de l'apex et l'emplacement du tabulateur influaient sur les caractéristiques d'écoulement et le transfert de chaleur dans la gaine triangulaire ondulée munie de tabulateurs trapézoïdaux. Les valeurs de frottement des conduits d'écoulement équipés d'un angle d'apex de 60° ou 90° étaient proches dans l'ordre et supérieures à celles de 120° pour diverses valeurs de sommet. Les taux de transfert de chaleur ont montré la même tendance. Les valeurs de frottement des conduits d'écoulement équipés d'un angle d'apex de 60° ou 90° étaient proches dans l'ordre et supérieures à celles de 120° pour diverses valeurs de sommet. Les taux de transfert de chaleur ont montré la même tendance. Les valeurs de frottement, de transfert de chaleur et de performance sont les plus élevées lorsque les tabulateurs sont au milieu de la partie supérieure du conduit. Dans un conduit partiellement chauffé par transfert constant de chaleur, Ismaïl [20] a examiné l'interaction entre la structure d'écoulement des fluides et la convection forcée. Le segment conforme a été restreint par deux modèles, les barrières amont et aval fonctionnant comme des tabulateurs. On a découvert que la perte de pression augmente de 210 %, tandis que le taux de transfert de chaleur pour une gaine dérobée compatible augmente de 94 % par rapport à la gaine non encastrée à Ree = 250. La recherche thermo-hydraulique a révélé que la longueur des barrières en amont et en aval devrait être de 0,6 et 0,2 fois la hauteur du conduit, respectivement, pour obtenir les meilleures performances à Cauchy numéro 10-7. Dans une étude numérique menée par Kita yamaet al. [21], la structure du déflecteur a été renforcée pour tenir compte de l'écoulement irrégulier et de la chute de pression. Ils ont observé à partir des résultats de calcul que la situation idéale de déflecteur, par rapport à la structure traditionnelle, peut grandement améliorer l'irrégularité du débit et la perte de pression. Grâce à l'optimisation de la conception, des améliorations de la perte de pression et de l'irrégularité du débit d'environ 23 % et 34 % respectivement par rapport à la configuration standard ont été apportées. Sriromreunet al. [22] a examiné les répercussions de la taille et de la longueur de la barrière en Z afin de déterminer la meilleure performance thermique pour les nombres de Re allant de 4400 à 20400 dans un chenal rectangulaire. Dans des conditions similaires, on a découvert que les barrières en phase 45° Z présentaient des transferts de chaleur, des coefficients de frottement et des facteurs d'intensification thermique beaucoup plus importants que les barrières en phase extérieure 45° Z produites. Alors que la longueur de séparation inférieure a produit des performances thermo hydrauliques plus élevées que la plus large, la barrière en phase 45° de type Z avec la plus grande hauteur a offert plus de transfert de chaleur et de perte de frottement que celle avec la plus petite hauteur.

1.7.Objectif:

Dans la présente étude, une simulation bidimensionnelle d'un échangeur de chaleur à canal rectangulaire contenant deux modèles distincts d'obstacles, à savoir, des chicanes rectangulaires reliées aux parois des canaux d'une manière qui permet de changer la forme de l'écoulement de régulière à ondulée, tandis que le second modèle comprend des déflecteurs carrés détachés, disposés horizontalement en ligne au milieu du canal, précisément entre les bords supérieurs des obstacles du premier modèle. L'étude a permis l'emploi simultané de déflecteurs et de déflecteurs détachés, d'une part, et l'utilisation de deux dispositifs d'obstacles distincts, superposés et séquentiels, ainsi que la combinaison de deux formes d'obstacles rectangulaires et carrés, par contre. Les paramètres d'écoulement et la distribution globale de la température du canal sont évalués.

CHPITRE 01 :Généralité Des Echangeurs De Chaleur

1.Introduction Générale:

Un échangeur de chaleur: est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés parune paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluidefroid. Les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs .Le fluide caloporteur est unfluide à l'état liquide qui est utilisé sans changement de phase pour le transfert d'un lieu à un autreune certaine quantité de chaleur générée par des moyens étranges.

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et parrayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides. La majorité des échangeurs existant fonctionnent à une température à 600 °C [1].

Etant donné que la majorité des échangeurs de chaleur utilisée sont à surface d'échange c-à-dles deux fluides sont séparés par une paroi , ces deux fluides peuvent être soit deux liquides, soit deux gaz ou vapeurs, soit un liquide et un gaz en outre, l'échange de chaleur dans l'appareil sonts'effectuer soit sans changement d'état (l'appareil est alors un simple échangeur), soit avec

changement d'état (l'appareil est alors selon le cas, un condenseur ou un évaporateur ou uncristallisoir) aussi bouilleurs, en absence de la paroi séparatrice, il y a mélange direct entre les deuxfluides (échangeur mélangeur).dans ce cas, les deux fluides sont de la même nature ou non miscible.

Un échangeur est rarement constitué d'un seul tube, en général, on a une multitude d'éléments (unensemble de tubes ou de plaques, etc. ...) [2].

Les échangeurs de chaleur constituent des appareils importants ayant un champ d'applications très large : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, l'agroalimentaire, les stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, laréfrigération, … etc.

1.1.Echangeur à Ailettes :

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.

Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments : de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes. On utilise également ce type d'installation pour refroidir les moteurs de voiture ou encore les moteurs en tout genre. Dans ce dernier cas, la chaleur due aux frottements et à l'induction magnétique (cas d'un moteur électrique) est directement transférée à la protection extérieure du moteur qui possède des ailettes fixées à sa surface.

Le transfert thermique est limité notamment du coté du fluide de refroidissement par manque d'un système de circulation : l'air circule principalement par convection naturelle autour de l'échangeur. Cette limitation peut toutefois être supprimée par ajout d'un système de ventilation. Cet échangeur est très simple et peut prendre des formes particulières, ce qui le rend intéressant dans l'électronique.

1.2. Différents Types des Echangeurs de Chaleur :

Compte tenu de leurs nombreuses applications pratiques, il y a une grande diversité de types fonctionnels et constructifs des échangeurs de chaleur. La conception d'un échangeur de chaleur se fait en étudiant plusieurs paramètres : degré de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé, permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [3].

La classification des échangeurs de chaleur peut se faire en fonction d'un grand nombre de critères :

1. Processus de transfert : contact direct et contact indirect.
2. Construction de la géométrie : tubes, plaques et surfaces à ailettes.
3. Mécanisme de transfert de chaleur : une et deux phases.
4. Arrangement de l'écoulement : courant (parallèle, contre et croisé).

Les quatre critères précédents sont illustrés dans la figure (I.1).

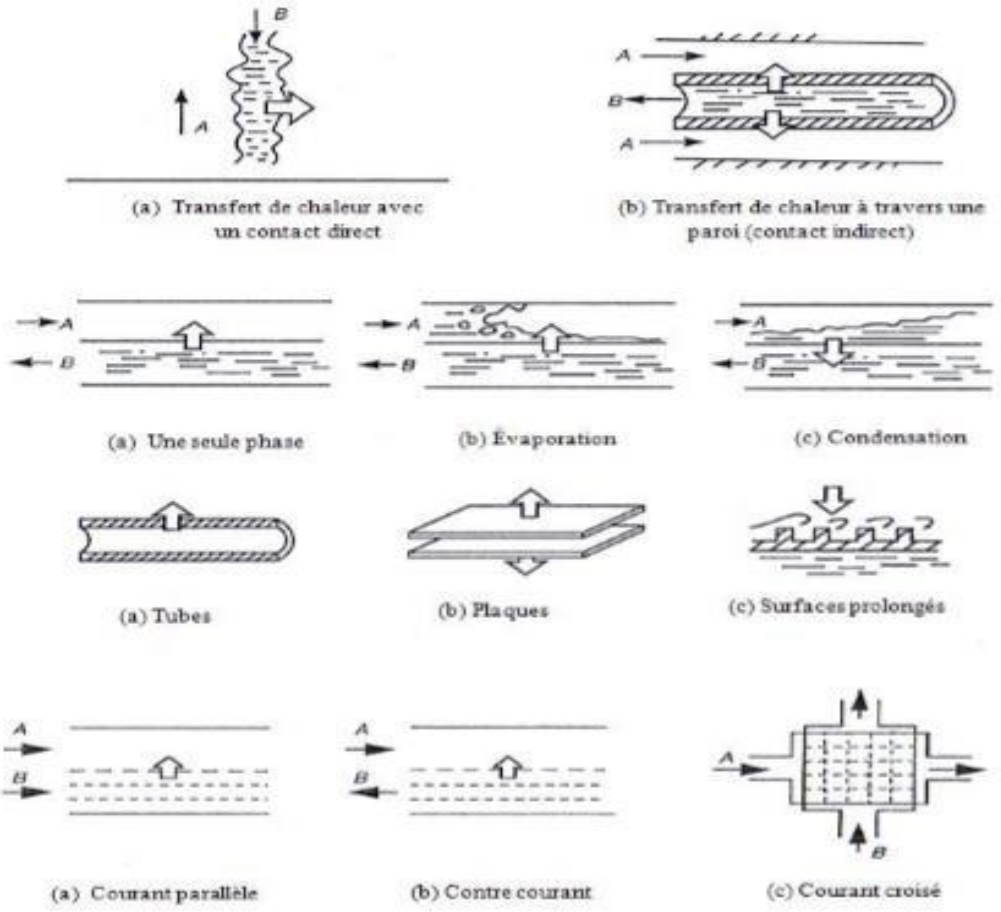


Figure 1.1 : Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur.

De fait leur compacité d'échange thermique efficace, la configuration d'échangeurs tubes à ailettes est plus utilisée pour la climatisation, le chauffage et le conditionnement d'air.

Des exemples de ces géométries sont montrés dans la figure ci-dessous

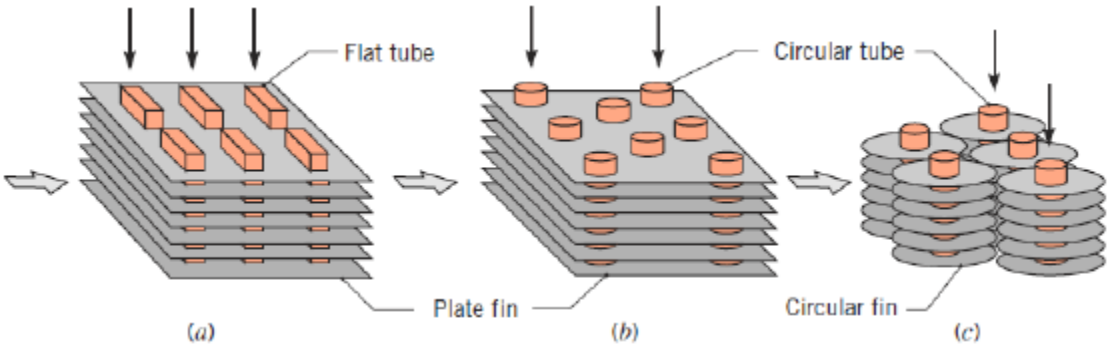


Figure 1.2 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes :(a) tubes rectangulaires à ailette plaque

continue (b) tubes circulaire avec ailettes circulaires

1.2.1. Échangeurs à Tubes et Calandres :

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui letraversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple seraconstitué d'un réservoir dans lequel sera plongé un serpentin. Le modèle le plus courant estconstitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alorsd'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide àtravers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs aller-retour. Voir figure (I.3).On trouve assez fréquemment des chicanes dans le réservoir pour forcer la circulation du fluide àtravers tout le réservoir sans quoi le fluide aurait tendance à prendre le plus court chemin entrel'entrée et la sortie.

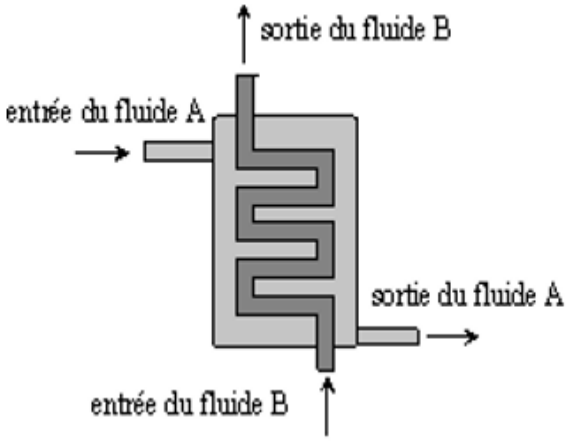


Figure I.3 : Échangeur à tube et calandre

1.2.2. Échangeurs Tubulaires Coaxiaux :

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circuledans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon queles 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle deconfiguration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle deconfiguration en contre-courant.

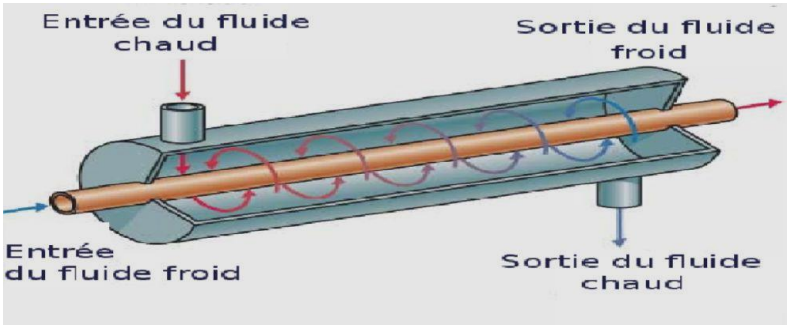


Figure I.4 : Échangeur tubulaire coaxial.

1.2.3. Échangeurs à courants croisés :

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autrefluide circule perpendiculairement autour des tubes .Dans la plupart des cas, c'est un liquide quicircule dans les tubes tandis que c'est un gaz qui circule autour. Les tubes sont presque toujoursmunis d'ailettes qui permettent d'augmenter le flux de chaleur échangée en augmentant la surfaced'échange.

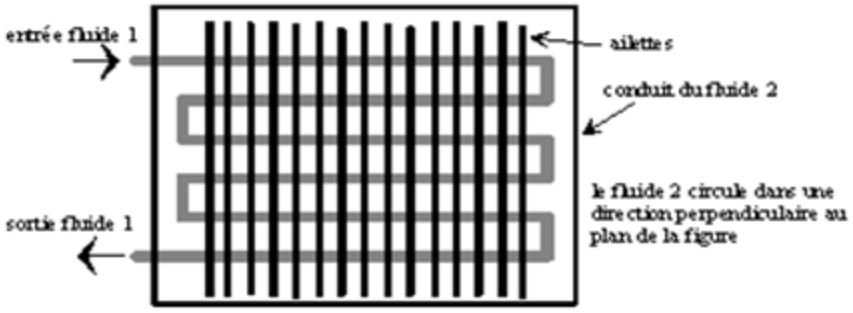


Figure I.5 : Echangeur à courants croisés

1.2.4. Échangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent leschemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circulerentre elles. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. Les échangeurs àplaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrienucléaire.

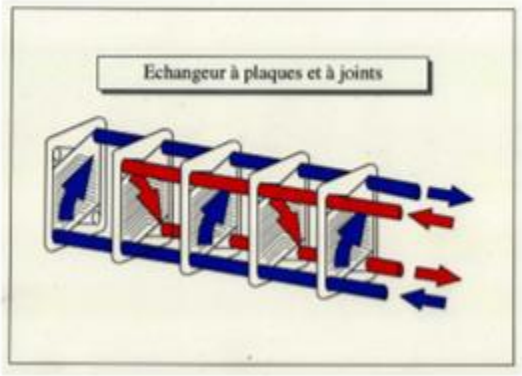


Figure I.6 : Echangeur à plaques

1.2.5. Échangeurs à plaques avec ailettes :

Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme triangulaire ou rectangulaire..... La figure (I.7)montre un exemple. Parfois, les ailettes sont incorporées dans un tube plat avec des arrondis, ce qui élimine le besoin de barres de soutien. Dans des applications gaz-liquide, les ailettes sont généralement utilisées seulement du côté gaz de l'échangeur [4].Les échangeurs à plaques avec ailettes sont regroupés en trois catégories : ailettes non coupées, comme triangulaires ou rectangulaires, ailettes non coupées avec courbe et ailettes interrompues. La figure (I.9) montre des configurations courantes d'ailettes. Figure (I.8) : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.

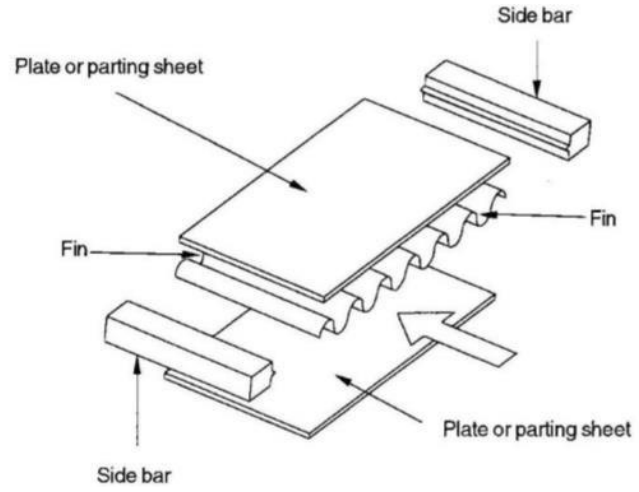


Figure 1.7: Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.

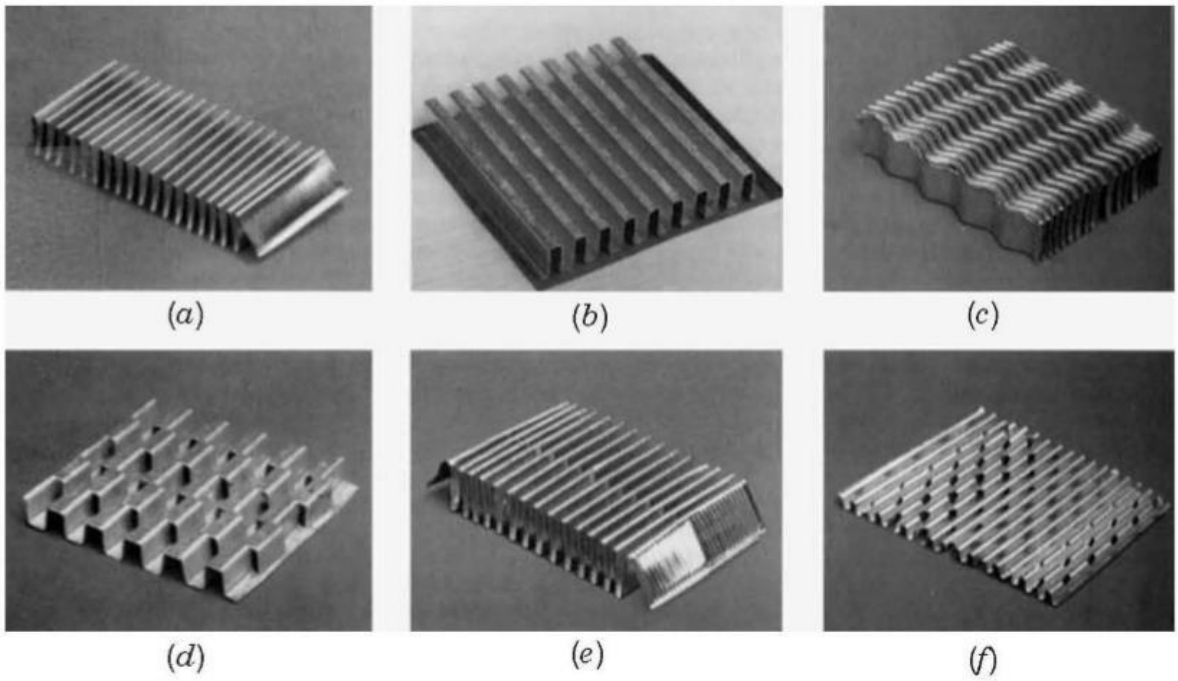


Figure 1.8 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a)triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples évents; (f) trouées.

1.3. Ailettes :

1.3.1. Définition d'une ailette : L'ailette est une dis positie qui permet des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide evntourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite), mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert thermique [5].

1.3.2. Choix des ailettes : Les ailettes sont utilisées lorsqu'il faut extraire une quantité de chaleur importante dans une ncombrement réduit, comme par exemple dans le radiateur d'automobile, le carter de moteur refroidi par air, l'évaporateur de climatiseur, etc. Des ailettes étroites et rapprochées sont meilleures que des ailettes plus grandes et espacées mais on est limité par les pertes de charges (elles deviennent trop importante si l'on diminue tropl'écartement des ailettes). L'ailette est d'autant plus performante que sa conductivité thermique λest élevée. Le choix des ailettes résulte finalement d'un compromis entre le prix, les pertes de chargeet les qualités de chaleur échangés [6].

1.4.les type des ailettes:

1.4.1. Les Ailettes transversales: On ne considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou indépendantes.

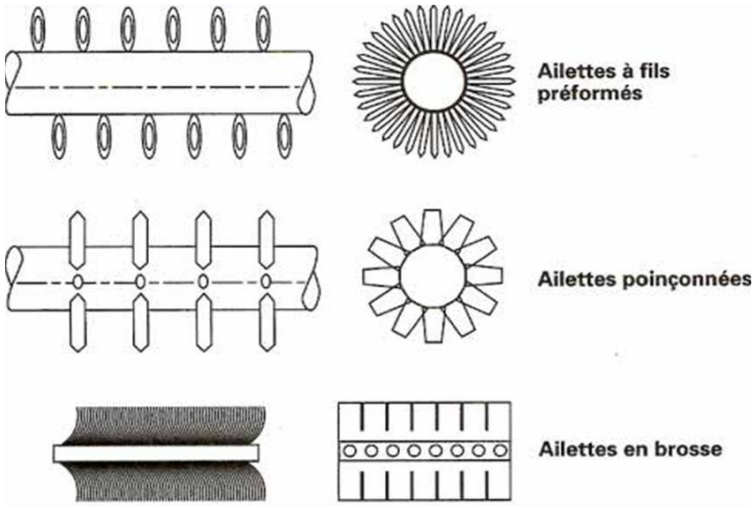


Figure.1.9: Ailettes transversale

1.4.2.Les ailettes continues: sont traversées par plusieurs tubes de forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes. Elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

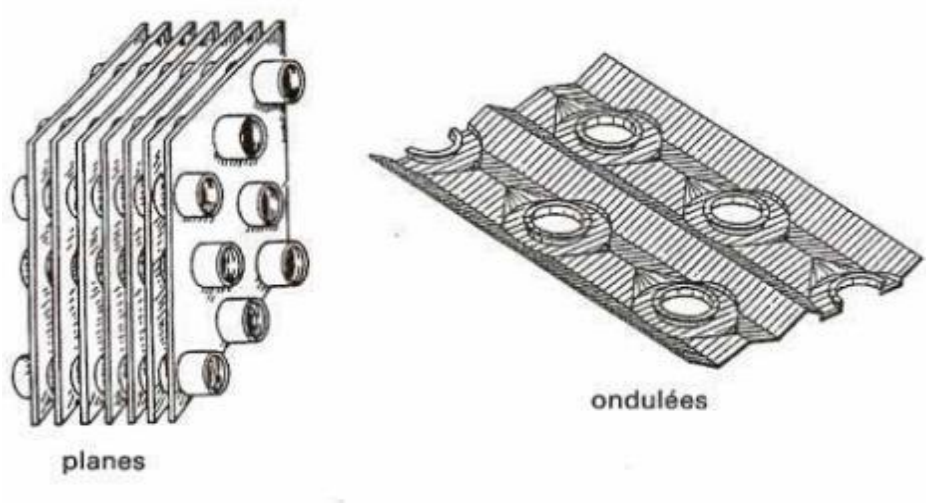


Figure.1.10. : Ailette continues.

1.4.3.Les ailettes indépendantes: sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentéesles ailettes annulaires: en principe des ailettes pleines .

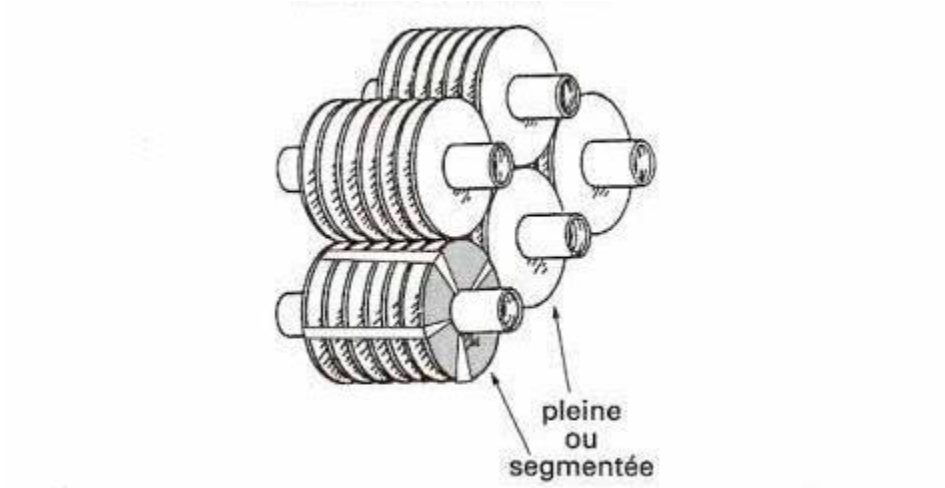


Figure.1.11. : Ailette indépendant

1.4.4. Les ailette hélicoïdale (spiralée): pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueursde tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée.

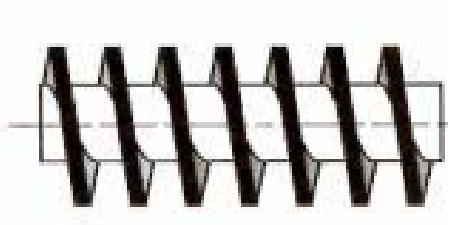


Figure.1.12. : Ailette spiralée

1.5. Les Chicanes

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

• Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter les phénomènes de vibration

• Augmenter la vitesse du fluide

Il existe deux types de chicanes:

1.5.1. Les Chicanes transversales

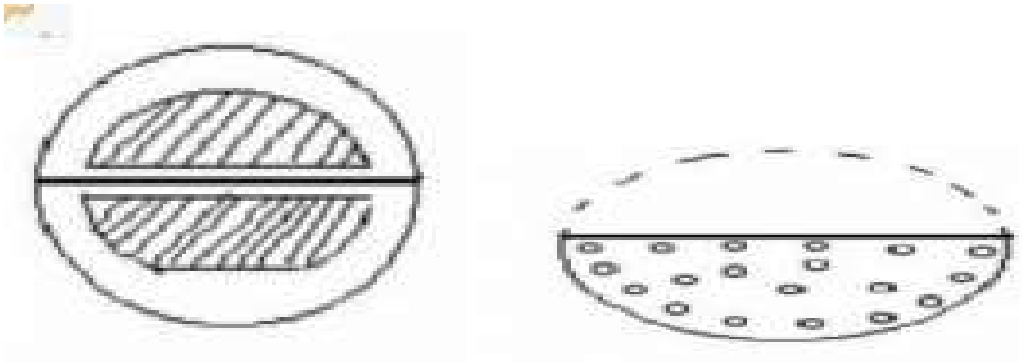
Sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur àcelui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface représente 20à45%de la section totale. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulantdans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube. Dans le cas deséchangeurs horizontaux, une échancrure est aménagée à la partie inférieure desChapitre I Généralités sur

les échangeurs, échangeur a tubes et calandre11chicanes pour faciliter la vidange et le nettoyage et vite l'encrassement par stagnationà la partie inférieure.

Les chicanes transversales assurent la rigidité du faisceau tubulaire, elles sontsolidaires à la plaque tubulaire fixe au moyen de tirant et entretoise qui occupent la place de tube standards (TEMA) imposent un nombre de tirants entre 4à10.

1.5.2. Les Chicanes longitudinales

Sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau cettedisposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre.



Les Longitudinal **Les Transversales**

Figure 1.13: Type de chicane [7].

Chapitre 02:

Modele physique et formulation Mathématique

2.1. Modèle physique

Simulation bidimensionnelle d'un canal d'échangeur de chaleur tel que conçu à la fig.2.1. Le flux d'air turbulent traverse le canal, de gauche à droite, selon une valeur constante du nombre de Reynolds. Afin d'améliorer la structure hydraulique et thermique du canal, un jeu de barrières est inséré à travers le flux. Deux classes distinctes de ces barrières ont été conçues dans le cadre de cette étude. La première série consiste en deux chicanes rectangulaires qui sont montées alternativement verticalement sur les deux surfaces du canal [23]. Tandis que le second ensemble comprenait quatre ailettes carrées horizontalement séquentielles, situées dans la partie centrale du canal, entre les bords supérieurs gauche et droit du premier et du deuxième déflecteur attaché, respectivement.

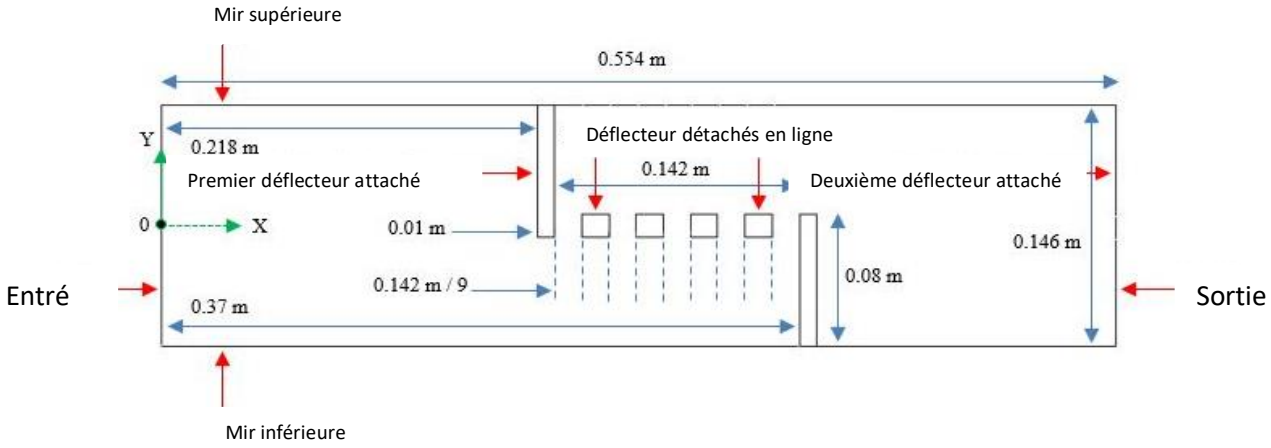


Figure 2.1.Modèle du canal dérouté avec ailettes carrées détachées en ligne à l'étude.

L'étude numérique et expérimentale de Dématinent al.[23] a servi de base à la conception actuelle. Dans le cadre de leurs recherches, on a évalué la performance hydraulique de l'écoulement turbulent de l'air à travers deux déflecteurs fixes décalés (le premier ensemble de barrières). Avec l'ajout de déflecteurs en ligne de forme carrée détachés (le deuxième ensemble de barrières), leur structure de canal est améliorée dans l'étude

actuelle pour une structure plus turbulente et un meilleur mélange de fluide. Toutes les dimensions sont indiquées à la figure 2.1., qui ont été déterminées à partir de la même étude documentaire précédente [23], à l'exception des dimensions du deuxième ensemble de barrières (ailettes) qui ont été conçues dans la présente étude.

2.2.Les condition aux limites:

Des conditions limites doivent être fournies pour toutes les surfaces afin de modéliser la construction proposée, fig.2.1.Jetez d'abord un coup d'œil au canal d'admission, qui a une vitesse constante (Uni = 7,8 m/s) et un nombre constant de Reynolds de 8,73 10^4 [23]. Une température constante de 375 K [24] est appliquée sur les parties supérieure et inférieure du canal, qui sont situées derrière et devant la partie supérieure et inférieure du canal, respectivement. Les autres zones sont isolées thermiquement, y compris les barrières attachées et détachées.Enfin, la pression atmosphérique de sortie du canal est établie.

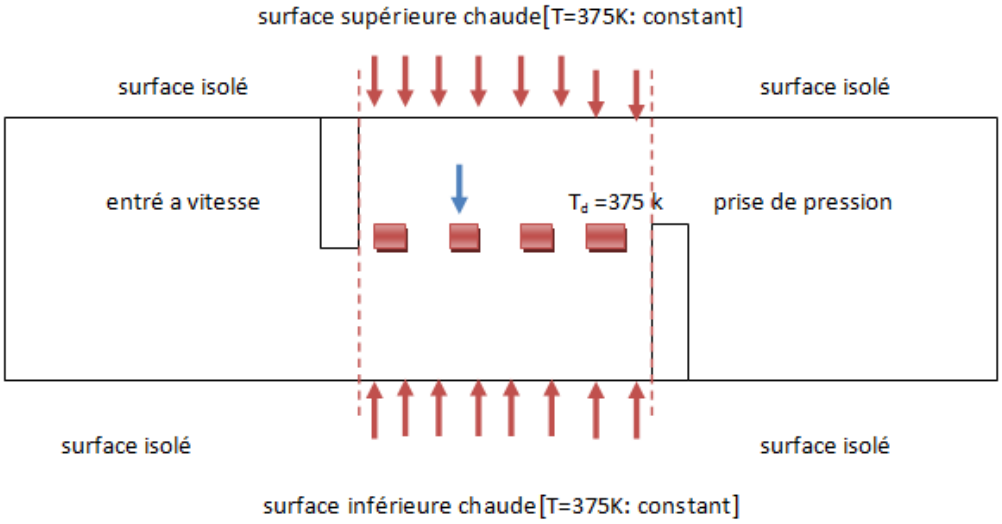


Figure2.2.condition aux limites.

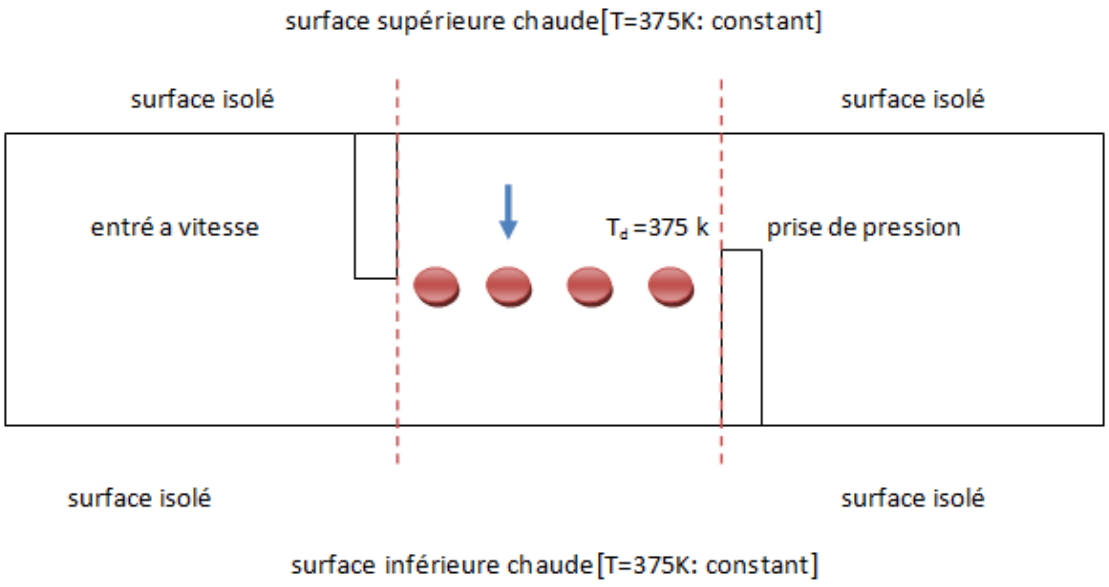


Figure 2.3.condition aux limites.

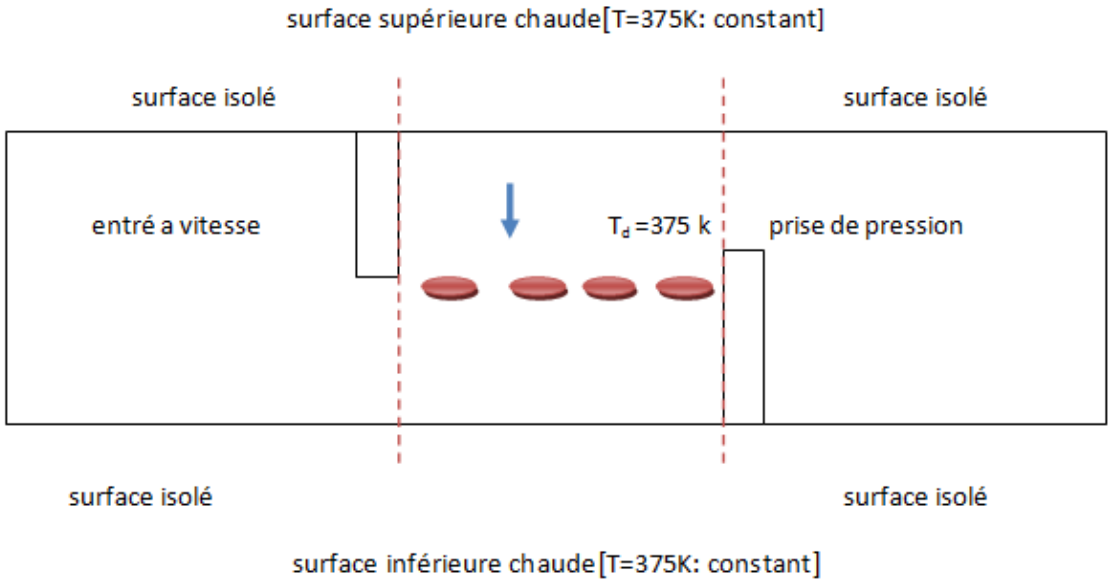


Figure 2.4.condition aux limites.

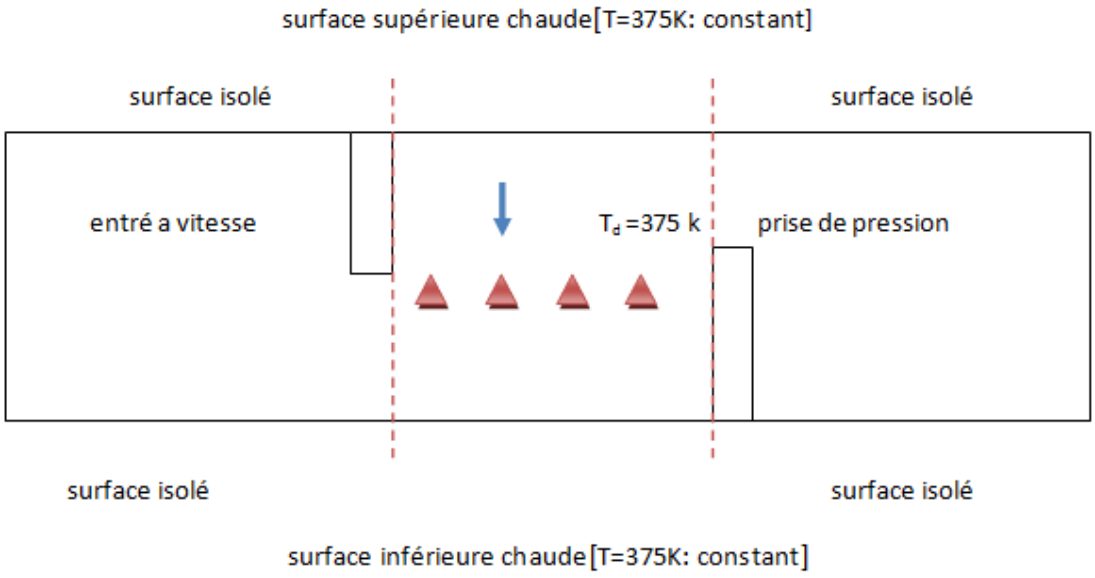


Figure2.5.condition aux limites.

2.3. Formulation Mathématique:

2.3.1.Conditions de l'entrée

A l'entrée du canal (x = 0, 0 ≤ y ≤ 2H), les conditions suivantes sont considérées :

$$u(0,y)=U_{in} \quad (2.1a)$$

$$v(0,y)=0 \quad (2.1b)$$

$$T(0,y)=T_{in} \quad (2.1c)$$

$$k(0,y)=k_{in}=0{,}005.U_{in}^2 \quad (2.1d)$$

$$\varepsilon(0,y)=\varepsilon_{in}=0{,}1.k_{in}^2 \quad (2.1e)$$

2.3.2.Conditions de sortie :

A la sortie du canal (x = 25H, 0 ≤ y ≤ 2H), les conditions suivantes sont considérées :

$$P(L,y)=P_{atm} \quad (2.2a)$$

$$\frac{\partial\phi}{\partial x}(L,y)=0 \quad (2.2b)$$

Où$\phi \equiv (u, v, T, k, \varepsilon)$.

2.3.3.Conditions de la paroi supérieure :

Les conditions suivantes sont considérées pour la paroi chaude supérieure du canal ($0 \leq x \leq 25$ H, $y = 2H$) :

$$u = v = 0 \quad (2.3a)$$

$$k = \varepsilon = 0 \quad (2.3b)$$

$$T = T_w \qquad (2.3c)$$

2.3.4. Conditions de la paroi inférieure :

Les conditions suivantes sont prises en compte pour le mur inférieur isolé thermiquement ($0 \leq x \leq 25$ H, $y = 0$) :

$$u = v = 0 \quad (2.4a)$$

$$k = \varepsilon = 0 \quad (2.4b)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (2.4c)$$

2.3.5. Conditions des points de contact solide-liquide :

Dans les espaces de contact fluide-solide, les conditions suivantes sont appliquées en termes de température et de flux de chaleur :

$$T_s = T_f \quad (2.5a)$$

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (2.5b)$$

2.4. Équations gouvernantes

Sous sa forme bidimensionnelle, l'équation de conservation pour une variable scalaire ϕ peut être exprimée comme :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y}\right] + S_\phi \quad (2.6)$$

Où ϕ est une variable qui sert à représenter des quantités telles que les composantes de la vitesse, u et v, l'énergie cinétique turbulente k ou le taux de dissipation turbulente ε, et la température T. Cependant, le coefficient de diffusion Γ_ϕ et le terme source S_ϕ ont des valeurs spécifiques pour les différentes équations de conservation pour le cas du modèle de turbulence k-ε standard.

2.4.1.Conservation de la masse :

$$\phi = 1 \tag{2.7a}$$

$$\Gamma_\phi = 0 \tag{2.7b}$$

$$S_\phi = 0 \tag{2.7c}$$

2.4.2.Conservation de la quantités de mouvement selon la direction OX :

$$\phi = u \tag{2.8a}$$

$$\Gamma_\phi = \mu_e \tag{2.8b}$$

$$S_\phi = \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu_e\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu_e\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] \tag{2.8c}$$

2.4.3.Conservation de la quantity de movement selon la direction OY :

$$\phi = v \tag{2.9a}$$

$$\Gamma_\phi = \mu_e \tag{2.9b}$$

$$S_\phi = \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu_e\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu_e\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)\right] \tag{9c}$$

2.4.4.Conservation de l'énergie dans la région fluide :

$$\phi = T \tag{2.10a}$$

$$\Gamma_\phi = \frac{\mu_e}{\sigma_T} \tag{2.10b}$$

$$S_\phi = 0 \tag{2.10c}$$

2.4.5.Conservation de l'énergie dans la région solide :

$$\phi = T \tag{2.11a}$$

$$\Gamma_\phi = \lambda_s \tag{2.11b}$$

$$S_\phi = \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho_s u T\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho_s v T\right) \tag{2.11c}$$

2.4.6.Energies cinétique turbulent (k) :

$$\phi = k \tag{2.12a}$$

$$\Gamma_\phi = \mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \tag{2.12b}$$

$$S_\phi = -\rho\varepsilon + G_k \tag{2.12c}$$

2.4.7.Taut de dissipation turbulent (ε) :

$$\phi = \varepsilon \tag{2.13a}$$

$$\Gamma_\phi = \mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \tag{2.13b}$$

$$S_\phi = \frac{\varepsilon}{k}\left(C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon\right) \tag{2.13c}$$

où

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t \tag{2.14a}$$

G_k est le taux de production d'énergie cinétique due au transfert d'énergie de l'écoulement moyen enturbulence; il est donné par:

$$G_k = \mu_t \left\{ 2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 \right\} \tag{2.14b}$$

Chapitre3:Résultats et discussion

3.Introduction:

L'originalité de ce travail réside dans l'utilisation d'un fluide avec une technique de déflecteur à haute conductivité thermique pour améliorer les performances globales de l'échangeur de chaleur.

Dans ce chapitre les résultats obtenus à l'aide de calcul numérique sont discutés et interprétés. Pour résoudre un problème qui se résulte d'un écoulement turbulent en présence de phénomènes de diffusion thermique.

Dans cette partie est consacré a la présentation et aux discutions des résultats obtenus par simulation numérique dans un canal vertical chauffé à température constante en présence de quatre différents chicanes identiques régulièrement distribuer sur les deux parois de la partie chauffée d'une manière alternative. Cette étude a pour objectif de mètre en évidence l'effet des chicanes sur la dynamique des fluides, ainsi que le transfert de chaleur mis en jeu, on va se baser sur un logiciel de calcul fonctionne suivant la méthode des V.F pour la discrétisation des équations de transport.

L'étude est axée, d'une part, sur les influences du nombre de Reynolds (Re), la rugosité (e) sur l'aspect thermique et dynamique de l'écoulement le long du canal et selon quatre différents forme de déflecteurs sur les paramètres suivants (la pression, la température, la vitesse et la turbulence) et nous allons comparer leurs résultats. Ainsi les résultats de cette étude sont présentés en termes de nombre de Nusselt, le champ de vitesse, coefficient de frottement de la rugosité et enfin le nombre de Reynolds.

3.1. Validation Numérique :

Pour examiner l'efficacité et la fiabilité du code numérique, un coefficient de pression a été calculé. Ce coefficient de pression était régi par la vitesse d'écoulement U_{in} = 7,8 m/s ; ou R_e = 8,73×104, et le taux d'intensité de turbulence à l'entrée est de 2 % [16]. Les résultats numériques obtenus ont été comparés aux données expérimentales et numériques de Demartini et al [16]. Les résultats de calcul présentés dans la figure 1 sont en accord avec les résultats expérimentaux et numériques.

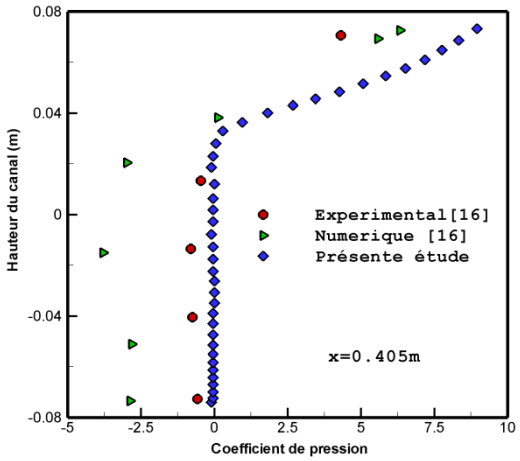


Figure 3.1: Modèle de validation.

3.2. La variation de la Pression :

La figure 3.2 montre la variation de la pression dynamique en fonction du nombre de Reynolds pour les quatre cas d'obstacles. Comme les valeurs de pression du fluide devant les déflecteurs sont élevées, on constate qu'elles le sont également à la face arrière des déflecteurs et aux faces avant des ailettes, à côté des parois du conduit. Comme prévu, nous remarquons que la valeur de la pression dans le cas de circulaire est très faible en raison de la faible circulation dans ce cas, Dans les cas carré et ovale, la pression dynamique doit s'éloigner le long du profil, ce qui se traduit par un flux moyen d'énergie cinétique. La pression a une valeur élevée parce que le profil est parfait, ce qui nous donne un mouvement énorme dans le déflecteur triangulaire. De plus, la pression diminue pour différentes formes d'obstacles.

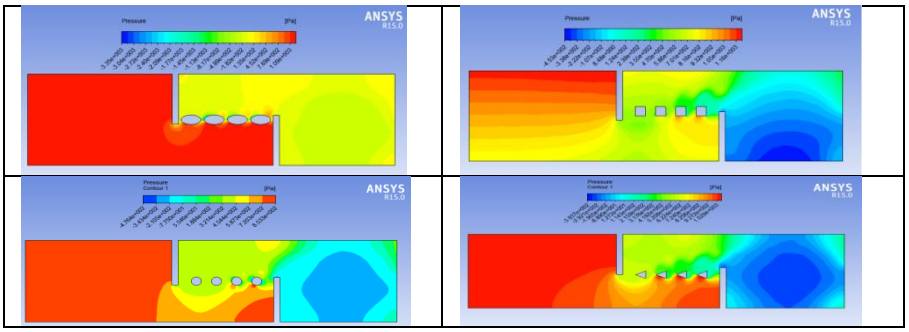


Figure 3.2: Variation de la pression dynamique dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500.

3.3. La variation de la Vitesse :

La figure 3.3 montre la distribution de la vitesse verticale dans les cas ovale, carré, cercle et triangle. La vitesse verticale est presque nulle pour la météorite, sauf pour les parois

faisant face à l'écoulement, mais le signe dépend de la direction de l'écoulement. La vitesse est élevée en amont d'un obstacle ovale, en raison de la réduction abrupte de la section de conduite. Dans les cas carré et circulaire, la vitesse est faible, en raison de la convergence uniforme de la section transversale de la conduite. Dans le cas triangulaire, la vitesse est plus faible car l'écoulement est redressé. De plus, on peut voir que la vitesse est variée pour différents forme d'obstacle.

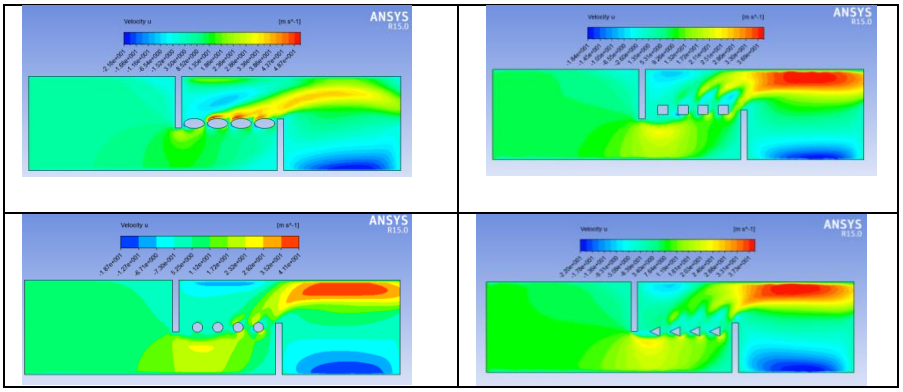
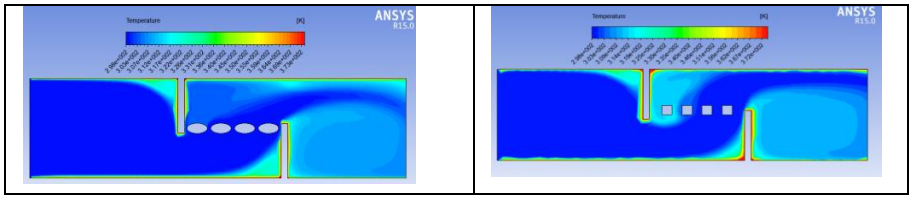


Figure 3.3: Variation de la vitesse dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500.

3.4.La variation de la Température:

La figure 4 represente la disrubution de la température et le taux de refroidissement dans les quatre cas d'obstacles : triangle, carré, cercle, ovale. Les valeurs de température du fluide sont élevées dans les zones adjacentes à côtés des ailettes, en particulier sur leurs côtés arrières où les cellules de recyclage sont situées, près des surfaces de conduite supérieur et inférieur, alors qu'elles sont très basses entre les trois espaces du déflecteur et des ailettes. On constate que dans le cas du cercle, le contact entre l'air froid et l'obstacle est faible, en raison d'une mauvaise recirculation du flux. Dans les cas carré et triangle ,on observe qu'il a une bonne turbionnement, car la déviation découlement par l'obstacle. Dans le cas de l'ovale, le contact entre l'air froid et l'obstacle est élevé en aval de l'obstacle, ce qui permet un bon refroidissement.



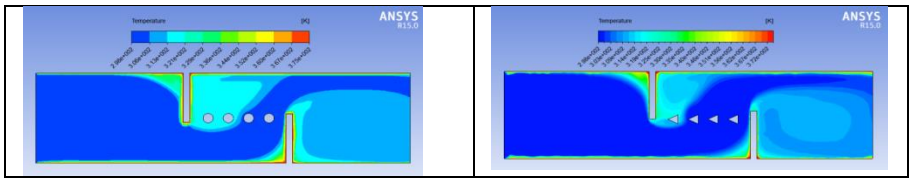


Figure 3.4: Variation de la température dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500.

3.5. La variation de la Turbulence :

Figure 3.5. L'intensité de la turbulence est faible à l'avant et à l'arrière du déflecteur circulaire, et augmente près des bords supérieur et inférieur dans les autres cas de déflecteurs, ainsi que dans l'espace entre les ailettes. Comme on peut le constater, la turbulence est élevée dans le cas des déflecteurs carrés et triangulaires, faible dans le cas des déflecteurs ovales et très faible dans le cas des déflecteurs circulaires.

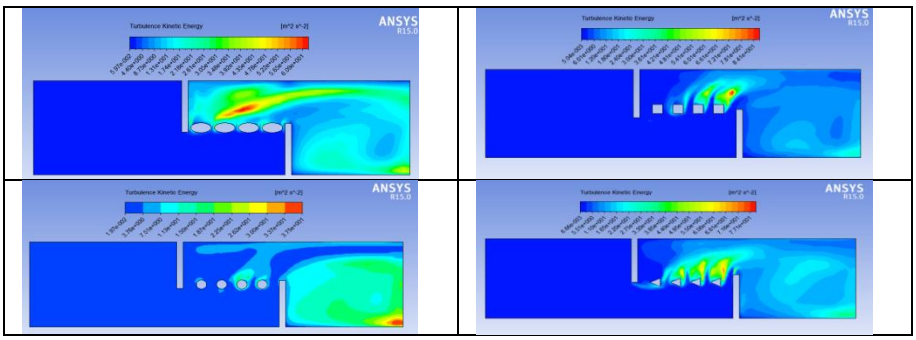


Figure 3.5: Variationde la turbulence dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500.

3.6.La variation de la pression en fonction de la rugosité:

L’évolution des lignes de courant pour les différentes formes d'obstacles est illustrée dans la figure 3.6. Nous pouvons voir que les lignes de courant changent entre les quatre formes de déflecteurs (a)-(d). Dans la figure, avec les trois déflecteurs carrés, triangle et cercle, les lignes de courant sont moins profilées lorsqu'elles passent au-dessus du déflecteur, créant des turbulences qui perturbent l'écoulement et font varier la direction du champ de lignes de courant. Dans le cas ovale, les lignes de courant se collent au déflecteur, ce qui nous donne un formidable champ de lignes de courant.

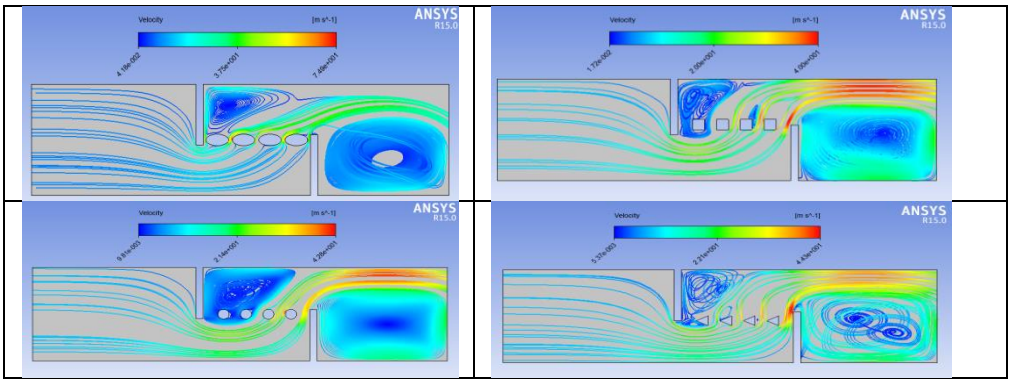


Figure3.6:les lignes de courantde la vitessedans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500.

3.7.Influence du déflecteur sur le nombre de Nusselt:

La figure 3.7 montre la variation de la hauteur et du nombre moyen de Nusselt en fonction de la longueur du canal pour les différentes formes d'obstacles. Le nombre de Nusselt varie de manière sinusoïdale entre les obstacles en fonction de la longueur du canal. La figure montre que le nombre de Nusselt et h ont une valeur significative dans le cas de l'obstacle ovale, car l'agitation de l'écoulement permet un transfert de chaleur convectif plus important. Dans le cas du cercle et du triangle, le transfert de chaleur est meilleur, car le flux de chaleur est mixte (une partie solide et une partie fluide). Dans le cas du carré, le nombre de Nusselt est faible, car le transfert de chaleur est plus concentré dans le solide, et la conduction est donc plus importante.

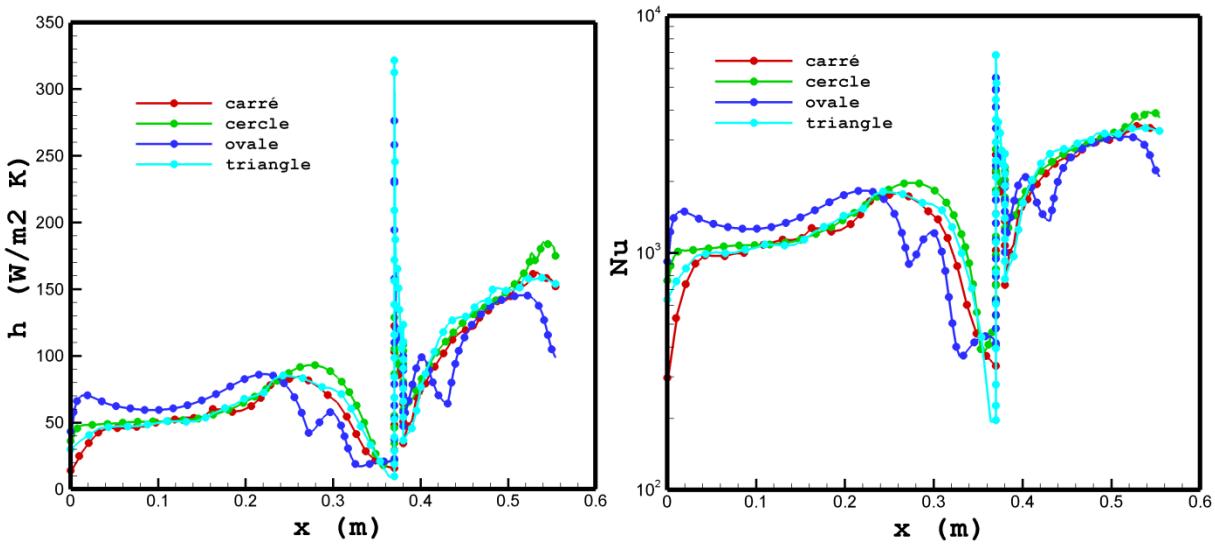
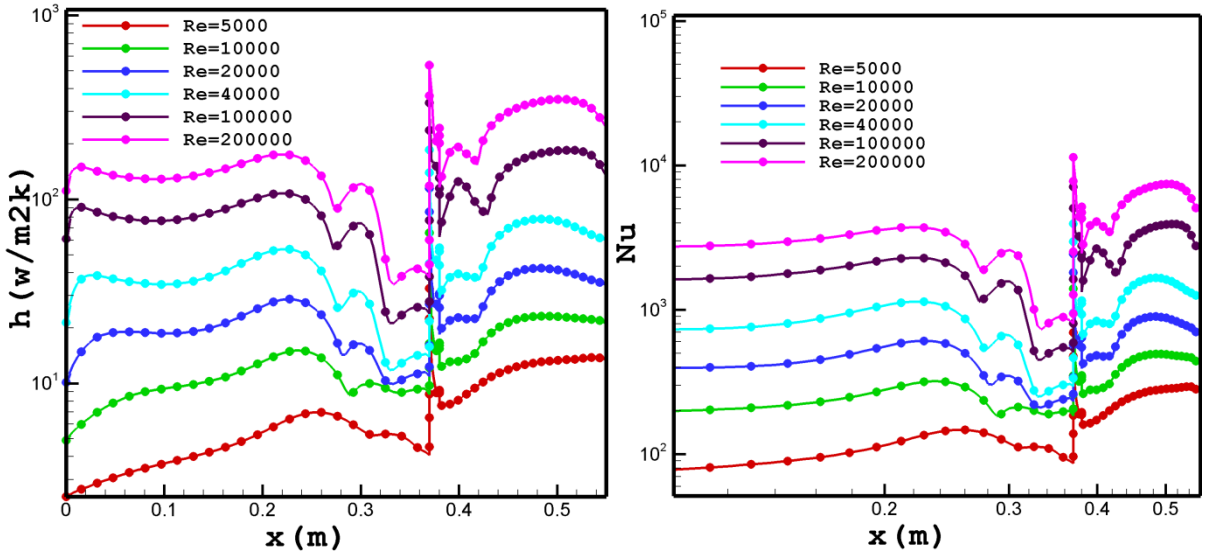


Figure 3.7 : Variation de h et le nombre Nusselt locale nombre dans les quatres cas : carré, ovale, circle et triangulaire, pour Re = 2500.

3.8.Influence du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt:

Dans la figure 3.8 la valeur de Nusselt locale augmente à cause du déflecteur. Par la suite la valeur du Nusselt diminue dans l'espace entre le déflecteur et la chicane. Ensuite elle augmente a niveau de Nusselt locale max à cause de la haute température et de la vitesse qui est élevée dans l'espace vide entre les chicanes. Les valeurs du Nusselt augmentent après l'obstacle de la chicane et ce, en raison de la présence d'une grande recirculation. On conclut que, quand le nombre de Reynolds augmente, la valeur du Nusselt locale augmente

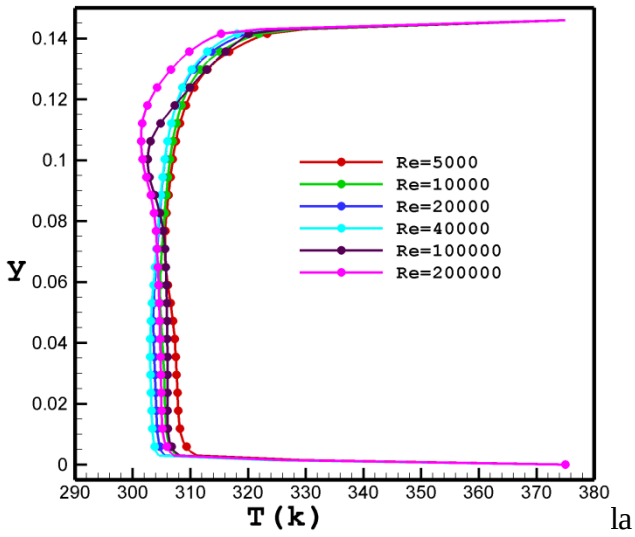
On remarque qu'à chaque fois qu'on augmente le nombre de Reynolds on obtient de meilleurs résultats pour des valeurs de Nusselt locale.



l**Figure 3.8:**Variation de du nombre de Nusselt local (Nu) en fonction de nombre de Reynolds pour le cas ovale.

3.9.Profil de la Température à la longue de canal :

Dans la figure 3.9 les valeurs de la température du fluide sont élevées à l'extrémité des parois chauffées, on peut voir qu'il n'y a pas une grande de différence entre les valeurs du nombre de Reynolds.



la

Figure 3.9: Variation de la température T en fonction de nombre de Reynolds pour déflecteur ovale.

3.10.Profil de la Turbulence à la longue de canal:

La figure 3.10 illustre la variation de l'énergie en fonction du nombre de Reynolds pour la forme ovale de l'obstacle. La figure montre qu'initialement, à l'approche de la paroi, le profil d'énergie est nul a une valeur moyenne pour les faibles nombres de Reynolds = 5000-40000, en raison de la recirculation de l'air. l'énergie a une valeur moyenne ; pour des nombres de Rynolds de 100000. puis augmente progressivement jusqu'à atteindre une grande valeur pour Re=200000.

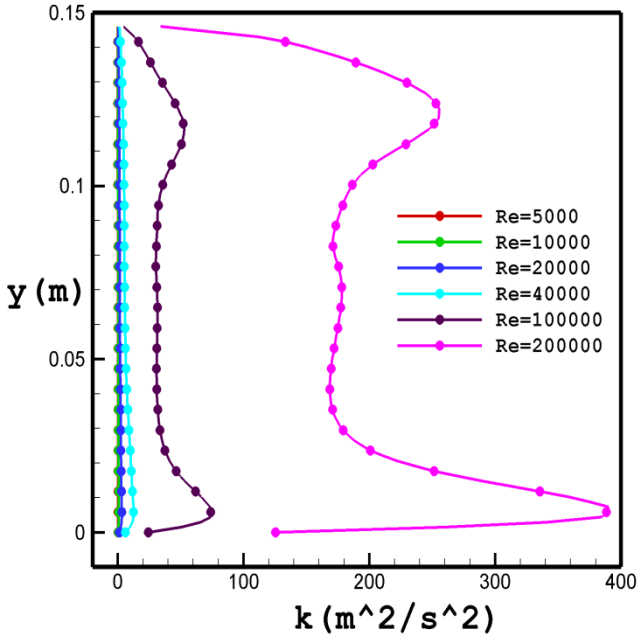


Figure 3.10: Variation de la turbulence u en fonction de nombre Reynolds du pour déflecteur ovale.

3.11.Profil de la vitesse à la longue de canal:

La figure 3.11 présente la variation de la vitesse en fonction de la hauteur du canal à la sortie de la conduite pour différentes valeurs du nombre de Reynolds dans le cas ovale. On constate que la vitesse augmente avec la hauteur. À l'approche de la paroi, la vitesse est nulle, en raison de la viscosité du fluide. Les différentes valeurs du nombre de Reynolds nous donnent une différence de vitesse, due à la section constante et à l'écoulement variable.

Dans cette figure, on remarque que quand le nombre Reynolds augmente la vitesse augmente à travers l'espace formé entre les bords des ailettes.

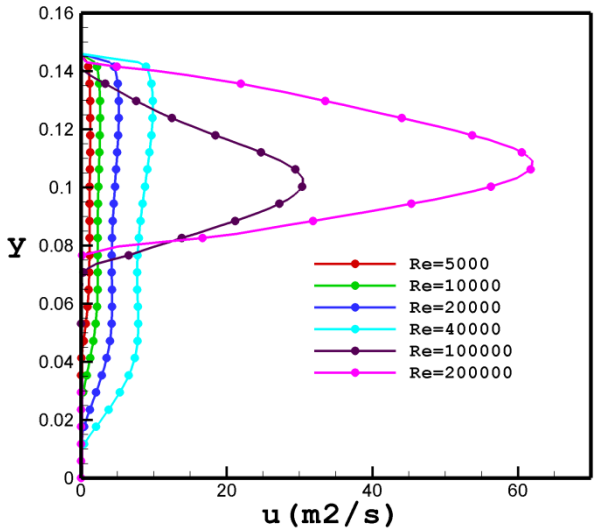
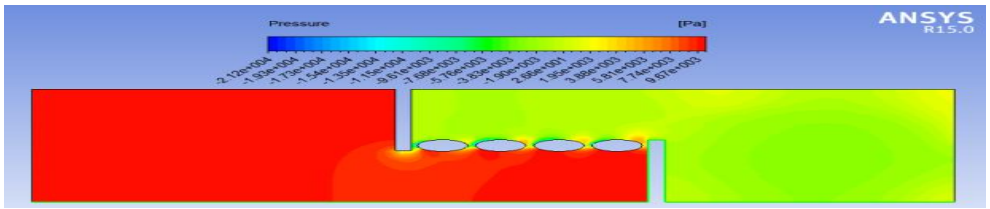


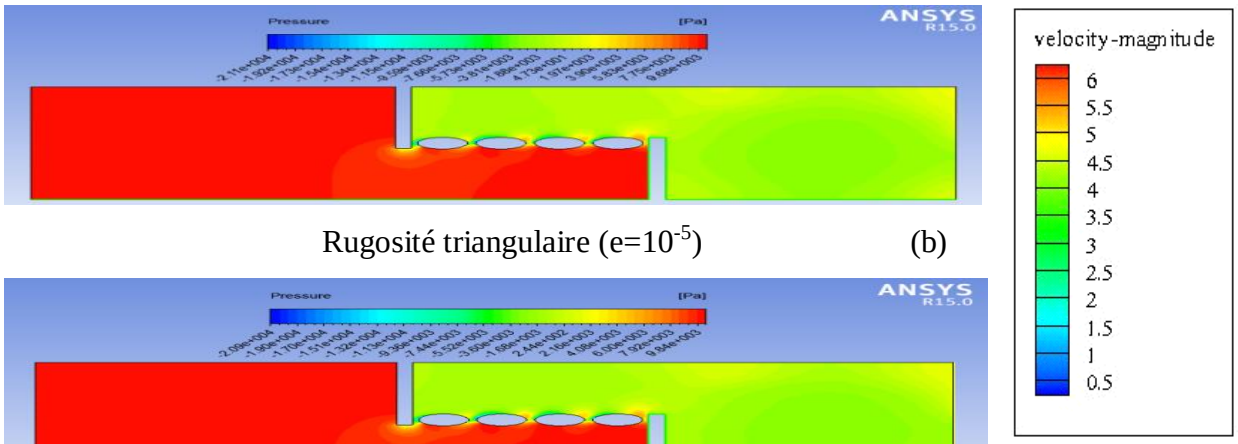
Figure 3. 11: Variation de la vitesse sous les dimensions U en fonction de nombre Reynolds du obstacle ovale.

3.12.La variation de la pression en fonction de la rugosité:

Dans la figure 3.12 les valeurs de pression du fluide devant le déflecteur étaient constantes, on peut donc voir qu'elles sont également élevées sur la face arrière du déflecteur et sur les faces avant des ailettes, près des parois de la conduite. Comme prévu, les valeurs de pression augmentent à mesure que la surface d'écoulement diminue en raison de la présence d'obstacles. De plus, La pression augmente également avec l'augmentation de la rugosité.



Rugosité ovale ($e=10^{-6}m$) (a)



Rugosité triangulaire ($e=10^{-5}$) (b)

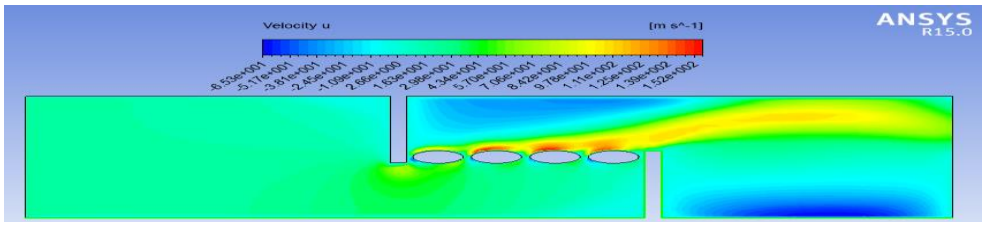
Rugosité triangulaire ($e=10^{-4}$m) (c)

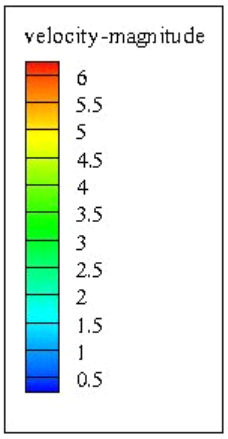
Rugosité trianglaiure ($e=10^{-3}$m) (d)

Figure 3.12: Représente le champ de la pression moyenne dans les quatre cas de la rugosité : pour $Re = 200000$.

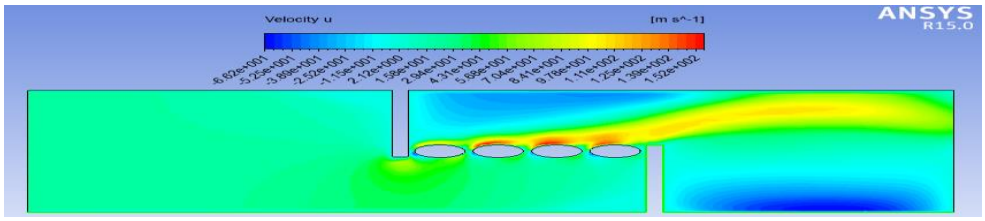
3.13.La variation de la vitesse moyenne en fonction de la rugosité:

Les figurees3.13 et 3.14 montre la distribution de la vitesse moyenne en fonction de la rugosité de l'obstacle ovale. Si la rugosité e=10-6, la vitesse moyenne est négligeable, car la déformation de la surface du tuyau n'est pas profilée. Pour une rugosité e=10-5, la vitesse moyenne est faible au début de la rugosité, car le profil se poursuit en aval de la rugosité. La vitesse moyenne est relativement élevée pour e=10-4, car le profil de l'écoulement est discontinu avec la rugosité. Pour une rugosité e=10-3, la vitesse moyenne est élevée. De plus, on peut voir que la vitesse augmente à chaque fois que la rugosité augmente.

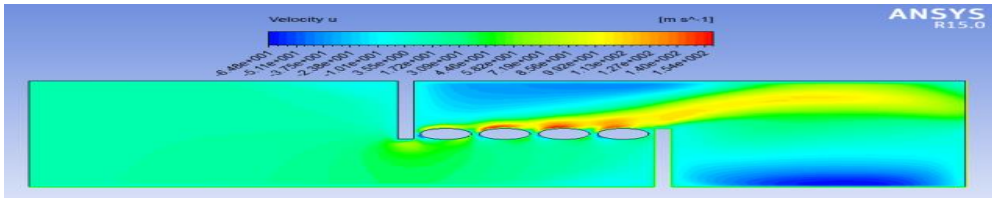




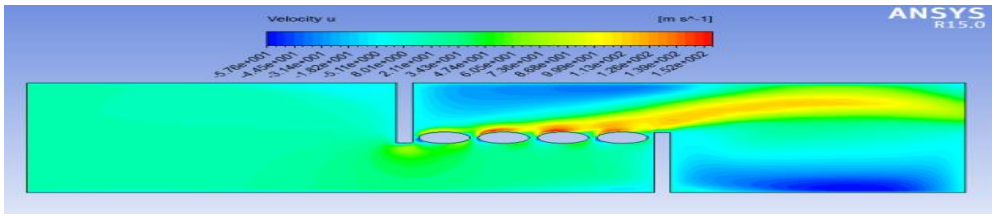
Rugosité (e=10^{-6}m) (a)



Rugosité (e=10^{-5}m) (b)

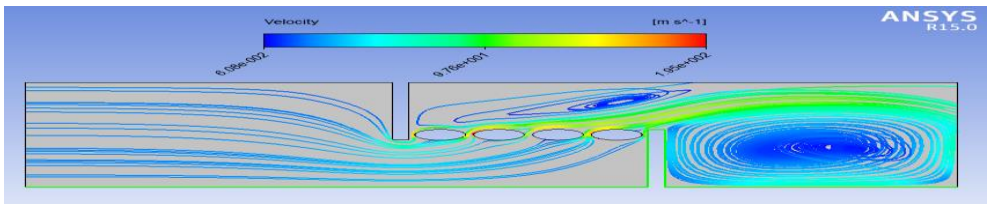


Rugosité (e=10^{-4}m) (c)

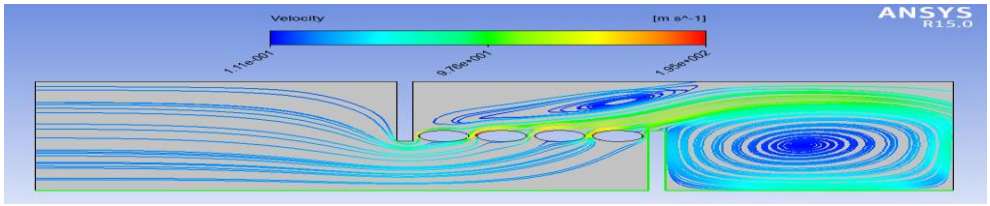


Rugosité (e=10^{-3}m) (d)

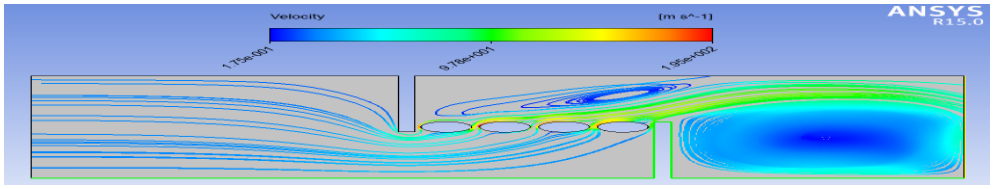
Figure 3. 13: Représente le champ de la vitesse moyenne en fonction de la rugosité : pour $Re = 200000$.

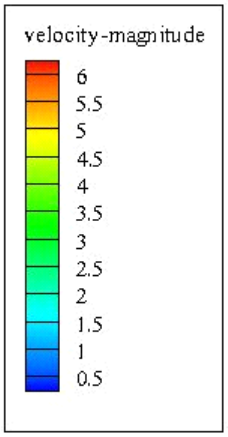


Rugosité ovale (e=10^{-6}m) (a)

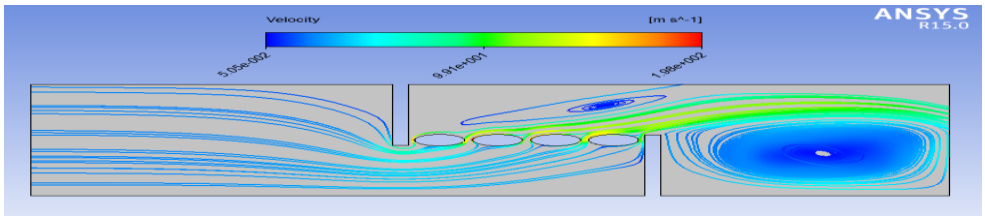


Rugosité triangulaire (e=10^{-5}m) (b)





Rugosité triangulaire (e=10^{-4}m) (c)

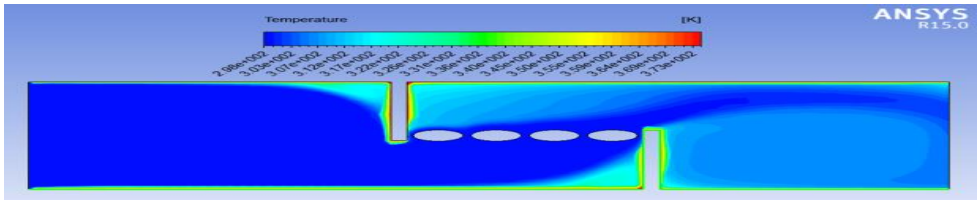


Rugosité triangulaire (e=10^{-3}m) (d)

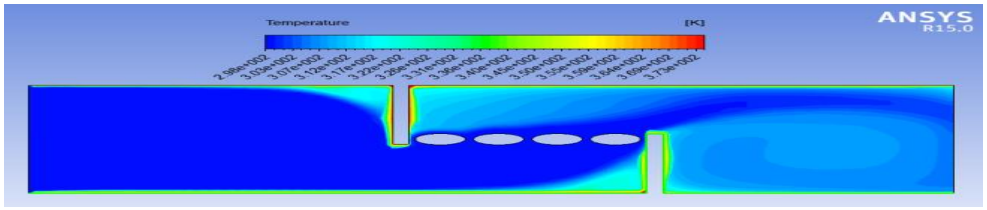
Figure 3.14: Représente le champ de la vitesse moyenne dans les quatre cas de la rugosité : pour $Re = 200000$.

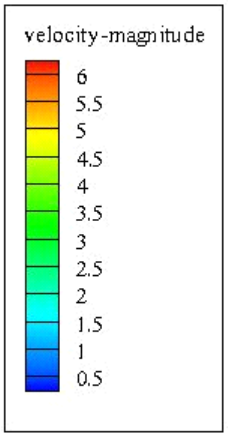
3.14.La variation de la Température en fonction de la rugosité:

La figure 3.15 représente la distribution de la température de l'obstacle ovale en fonction de la rugosité : e=10^{-6}, e=10^{-5}, e=10^{-4} et e=10^{-3}. Pour une rugosité e=10^{-3}, le champ de température du fluide a une faible efficacité de refroidissement, en raison d'une mauvaise recirculation de l'air au centre de la rugosité. Pour une rugosité e=10^{-4}, le canal a une bonne efficacité de refroidissement, en raison de l'insertion d'un flux d'air dans la rugosité. Pour une valeur de rugosité e=10^{-5}, le champ de température a une bonne agitation avec la zone, en raison de la bonne courbure de la rugosité. Pour une rugosité e=10^{-6}, le champ de température est parfaitement refroidi, grâce à une meilleure rectification du flux de chaleur. On peut voir que la température augmente de plus en plus à chaque fois que la rugosité diminue

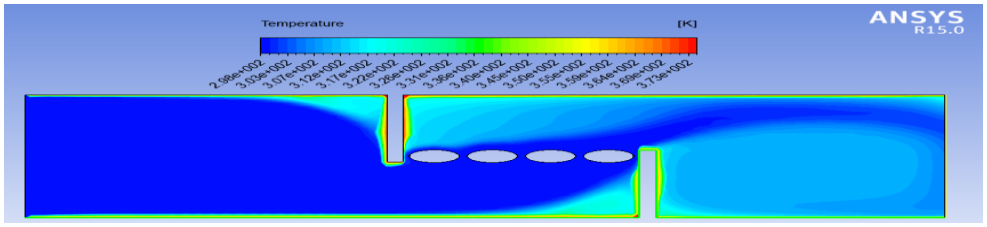


Rugosité (e=10^{-6}m) (a)

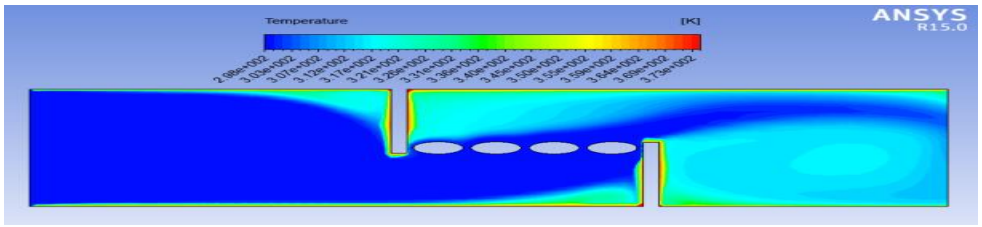




Rugosité ($e=10^{-5}m$) (b)



Rugosité ($e=10^{-4}m$) (c)

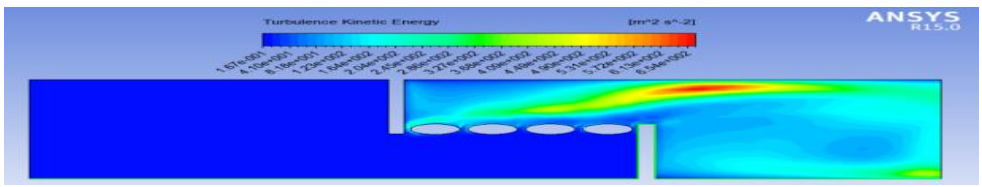


Rugosité ($e=10^{-3}m$) (d)

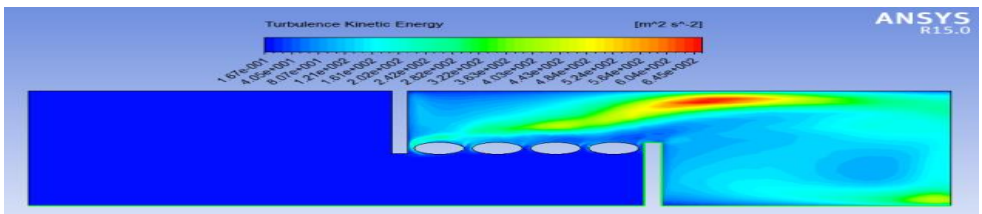
Figure 3.15: Représente le champ de la température du fluide en fonction de la rugosité : pour $Re = 200000$.

3.15.La variation de la turbulence en fonction de la rugosité:

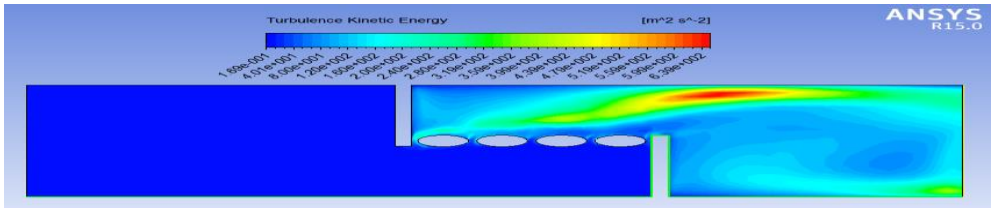
La figure 3.16représente la distribution en fonction de la rugosité. L'intensité de la turbulence est faible en face avant et arrière du déflecteur on peut voir que la turbulence diminue de plus en plus à chaque fois que la rugosité augmente.

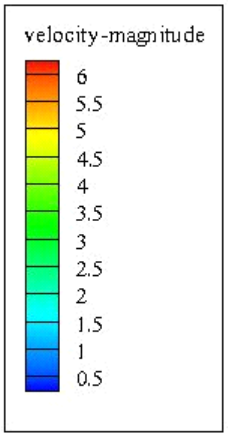


Rugosité ($e=10^{-6}m$) (a)

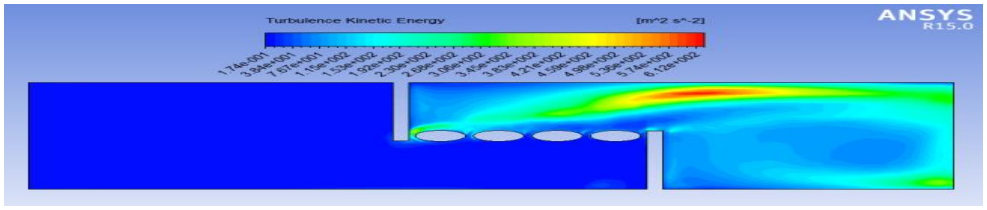


Rugosité ($e=10^{-5}m$) (b)





Rugosité ($e=10^{-4}m$) (c)



Rugosité ($e=10^{-3}m$) (d)

Figure 3.16: Représente la variation de turbulence dans les quatre cas de la rugosité : pour $Re = 200000$.

3.16.La variation de nombre de Nusselt en fonction de la rugosité:

La figure 3.17 représente la variation du nombre de Nusselt et h en fonction de X pour différents rugosité de l'obstacle ovale. Dans la figure IV.15, la valeur locale de Nusselt augmente (0 - 0,22) à cause du déflecteur. La valeur de Nusselt diminue ensuite dans l'espace entre le déflecteur et la chicane. Elle augmente ensuite jusqu'au niveau de la valeur locale maximale de Nusselt, en raison de la température et de la vitesse élevées dans l'espace vide entre les chicanes, car l'écoulement est bien guidé. Les valeurs de Nusselt augmentent après l'obstacle de la chicane, en raison de la présence d'une forte recirculation. Nous concluons que, lorsque la rugosité augmente, la valeur locale de Nusselt augmente.

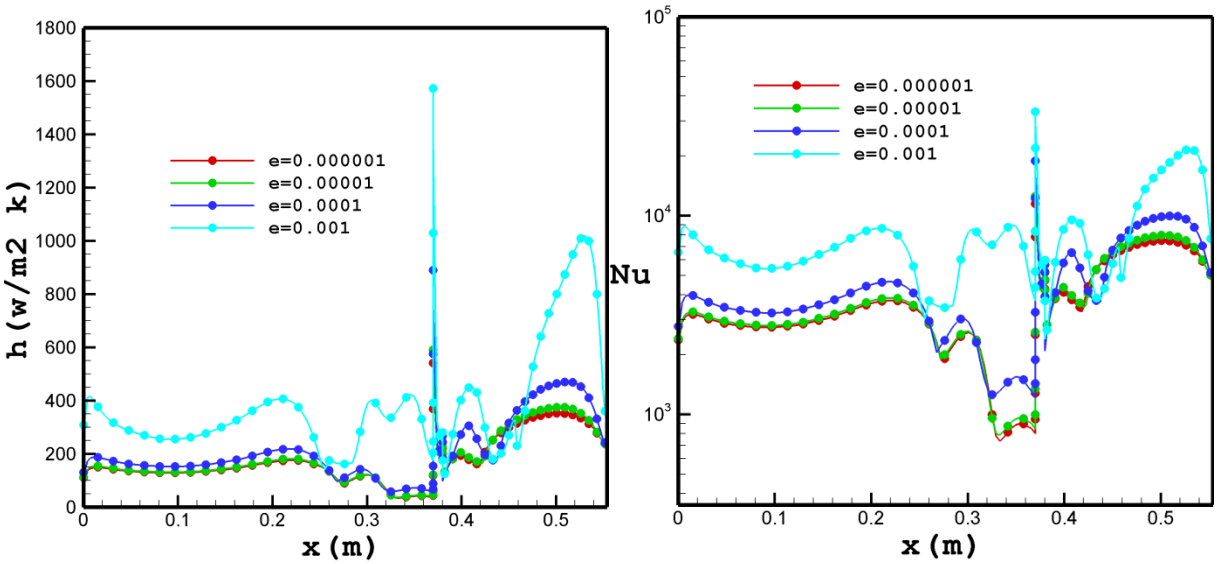


Figure 3.17: Variation de h et le nombre Nusselt locale en fonction de la rugosité.

3.17.Profil de la Vitesse à la longue de canal:

Dans la figure 3.18, la variation de la vitesse moyenne est nulle près de la paroi du fond du canal. Ensuite, si y=0,8, les valeurs de vitesse augmentent, atteignant un pic à y=0,11 qui trouve une grande valeur de vitesse u=75 m^2/s pour $e=10^{-3}$. On constate également que la vitesse moyenne augmente avec l'augmentation de rugosité.

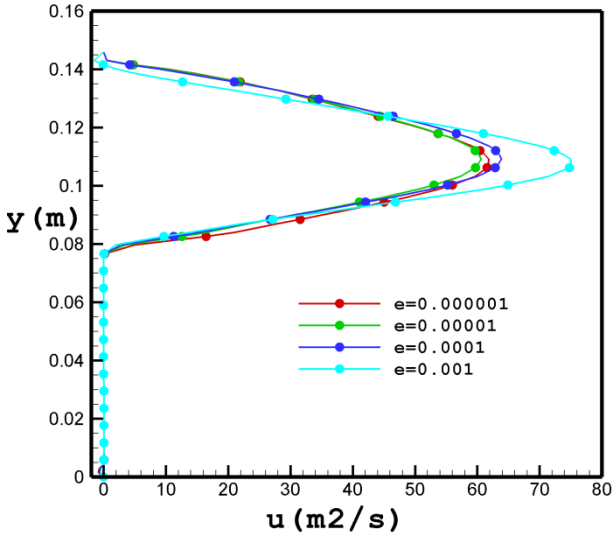


Figure 3.18 : Variation de la vitesse u en fonction de la rugosité.

3.18.Profil de la température à la longue de canal:

La figure 3.19 montre la variation de la température en fonction de la rugosité.les valeurs de température du fluide sont élevées à l'extrémité des parois chauffées, et on peut

voir qu'il n'y a pas de grande différence de température entre les valeurs de rugosité du déflecteur et que la température augmente avec la rugosité.

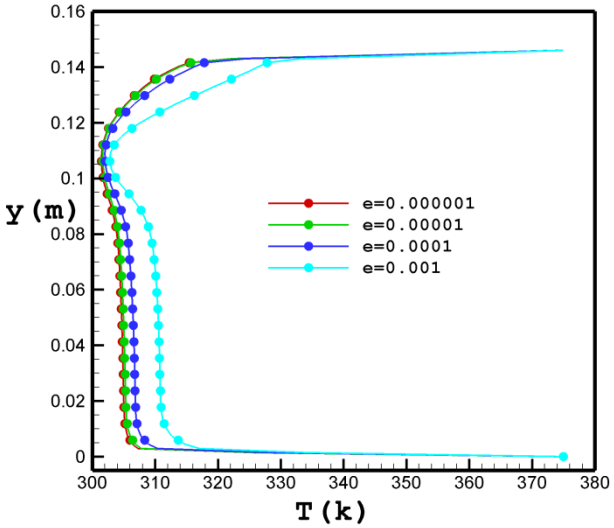


Figure 3.19: Variation de la Température T en fonction de la rugosité.

3.19.Profil de la Turbulence à la longue de canal:

La figure 3.20 représente que la variation de la turbulence sont très faibles au dos des obstacles en raison de la présence de cellules de recyclage et augmente entre les côtés supérieurs et inferieurs, on peut conclure que, quand on augmente la rugosité la vitesse moyenne augmente.

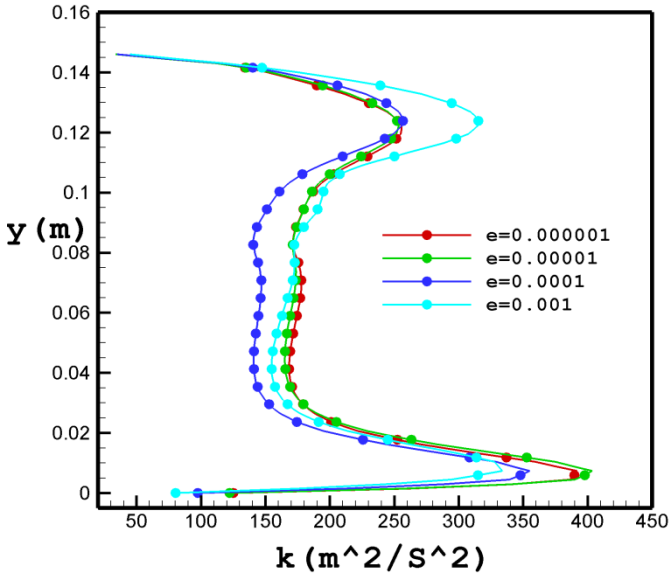


Figure 3.20: Variation de la turbulence en fonction de la rugosité.

3.20. Profile de coefficient de frottement

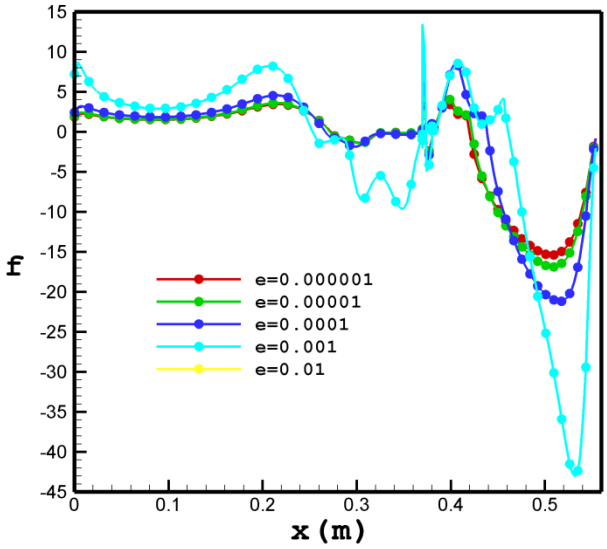


Figure 3.21.: variation du coefficient de frottement en fonction de rugosité.

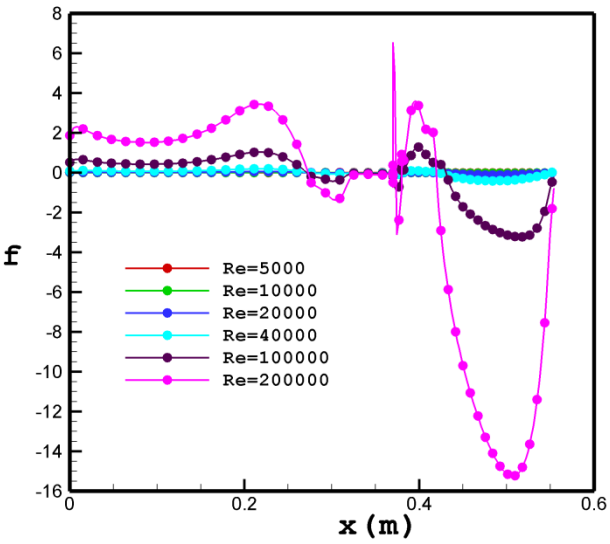


Figure 3.22.: variation du coefficient de frottement en fonction de nombre de Reynolds.

Dans les figures 3.21 et 3.22 il claire que le coefficient de frottement est élevé dans la partie avale du déflecteur ce qui ramène a de faible résultats de refroidissement des parois, par la suite, elle diminue dans la partie qui suit. On remarque qu'à chaque fois on diminue la rugosité, et augmente le nombre de Reynolds le coefficient de frottement diminue.

Conclusion Générales

Dans ce travail, une investigation numérique sur l'écoulement turbulent bidimensionnel et le transfert de chaleur en convection naturel dans un canal horizontale en présence des chicanes posées en alternance a été effectuée .Cette étude a été réalisée à l'aide de logiciel Ansys 2015 (Cfx _Workbench) qui se base sur la méthode du volume fini. La validation du code de calcul a été faite en comparant nos résultats avec des travaux expérimentaux et numériques de la littérature. Un bon accord a été obtenu.

L'effet du nombre de Reynolds (Re), la vitesse, la température, l'énergie, la turbulence, et la rugosité (r) sur les lignes de courant, les contours des isothermes, le nombre de Nusselt moyen, le frottement a été examinés.

L'analyse des différents résultats obtenus dans la partie de travail nous a permis d'arriver aux constations suivantes :

- Selon nos résultats, les valeurs de pression augmentent avec la présence d'obstacles carrés et circulaires, et diminuent avec l'augmentation de la rugosité.
- Dans les sections des conteneurs des cellules de recyclage, la pression dynamique diminue, mais elle augmente rapidement dans les zones d'écoulement étroites.
- Le bord en aval de l'obstruction a un impact sur le comportement du fluide en amont et en aval, et pas seulement dans la zone de recirculation.
- En général, pour chaque valeurs de nombre de Reynolds, la puissance turbulente est augmentée et restaurée en termes de forme qualitative universelle.
- Les valeurs de la vitesse sont très faibles au dos des obstacles en raison de la présence de cellules de recyclage, et sont élevées dans le coté de bords supérieur et inférieur du déflecteur et entre le bord des ailettes. Les valeurs de vitesse s'améliorent dans les directions directes et opposées avec les nombres de Reynolds.
- La vitesse, la température, et la turbulence sont augmenté chaque fois qu'on augmente le nombre de Reynolds. Donc, on peut avoir une bonne performance.
- Les lignes de courant sont normales à partir de l'entrée du canal alors qu'elles sont perturbées à mesure que l'écoulement s'approche des obstacles.
- Le déflecteur ovale donne un meilleur résultat du nombre de Nusselt moyen, donc un refroidissement mieux que les autres formes.

- Effet de la rugosité est uniquement pour le canal de cas optimal avec des obstacles ovales.
- Le cas de la rugosité ovale métrique est le cas optimal en termes d'amélioration du transfert de chaleur.. Le nombre du Reynolds augmente, le nombre du Nusselt augmente et par conséquent l'écart de température entre la surface des parois et le fluide diminue, ce qui engendre donc un bon refroidissement.
- L'augmentation de rugosité ne fait qu'augmenter le nombre du Nusselt moyen

Référence

[1] : A.mezmiz. Mini projet 1éré post graduation " différent type d'échangeur" de l'université Mentouri Constantine 2006.

[2] : J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4 éme tirage 1993.

[3] : http ://www.greth.org Site en français du groupe de recherche sur les échangeurs thermiquesfournit de la documentation et des outils de calcul numérique.

[4] : http://www.howden.com/fr/Library/HowThingsWork/RotaryHeaters/default.htm

[5] : Brahimi et Achour, mémoire : Etude des ailettes usuelles, 1995, université Batna,Algerie.

[6] : JEANNOT Y, cours transfert thermique cours 2ème année, Ecole des mines, Nancy, France 2009.

[7] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; université de Tlemcen (2014)

[8]:Rani, P., et Tripathy, P. P., Enquête expérimentale sur les performances de transfert de chaleur d'un capteur solaire avec déflecteurs et ailettes à boucles semi-circulaires sous des débits massiques d'air variés, International Journal of Thermal Sciences, 178 (2022), pp. 107597.

[9]: Promvonge, P. et Skullong, S., Amélioration des performances thermohydrauliques du canal du récepteur solaire par des déflecteurs en V à rabat, Recherche et conception en génie chimique, 182, (2022), pp. 87-97

[10]:El Habet, M. A., et al., L'effet de l'utilisation de chicanes perforées décalées et partiellement inclinées sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement dans un canal rectangulaire, International Journal of Thermal Sciences, 174 (2022), pp. 107422

[11]:Bhattacharyya, S., et al., Performances thermo-hydrauliques des déflecteurs magnétiques pour l'élimination des flux de chaleur concentrés dans un mini-canal chauffé, Applied Thermal Engineering, 216 (2022), pp. 118992

[12]:Yadav, A. S., et al., Amélioration des performances du réchauffeur d'air solaire en attachant une rugosité de nervure artificielle sur la plaque absorbante, Materials Today: Proceedings, 63 (2022), pp. 706-717

[13]:Mohit, M. K. et Gupta, R., Enquête numérique sur les performances d'un micro-canal rectangulaire équipé d'un micro-pin-fin, Études de cas en génie thermique, 32 (2022), pp. 101884

[14]:Boonloi, A. et Jedsadaratanachai, W., Analyse CFD sur les caractéristiques de transfert de chaleur et la structure d'écoulement des fluides dans un conduit carré avec des déflecteurs ondulés modifiés, Études de cas en génie thermique, 29 (2022), pp. 101660

[15]:Sharma, A., et al., Enquête expérimentale et optimisation des paramètres potentiels d'un collecteur solaire thermique à chicane en V discret utilisant la méthode hybride Taguchi-TOPSIS, Applied Thermal Engineering, 209 (2022), pp. 118250

[16]:Kumar, R., et al., Développement de l'efficacité thermohydraulique et de la corrélation d'un capteur thermique solaire à impact de jet conçu pour l'intérieur rendu rugueux avec des nervures multi-arcs discrètes, énergie renouvelable, 189 (2022), pp. 1259-1277

[17]:Singh, H., et al., Simulation CFD des performances thermohydrauliques d'un réchauffeur d'air solaire rectangulaire avec combinaison de la rugosité des nervures de botte, Materials Today : Actes, 2022. https://doi.org/10.1016/j.matpr .2022.07.071

[18]:Chand, S., et al., Amélioration des performances thermiques du chauffe-air solaire à l'aide d'un collecteur à ailettes à persiennes, énergie solaire, 239 (2022), pp. 10-24

[19]:Li, Z. X., et al., L'effet des déflecteurs trapézoïdaux sur les caractéristiques de chaleur et de débit d'un conduit triangulaire à ondulation croisée, Études de cas en génie thermique, 33 (2022), pp. 101903

[20]:Ismael, M. A., Forced Convection in Partially Compliant Channel with Two Alternated Baffles, International Journal of Heat and Mass Transfer, 142 (2022), pp. 118455

[21]:Kitayama, S., et al., Optimisation numérique de la configuration des déflecteurs dans l'en-tête de l'échangeur de chaleur à l'aide de l'optimisation séquentielle approximative, pratique et théorie de la modélisation par simulation, 115 (2022), 102429

[22]:Sriromreun, P., et al., Étude expérimentale et numérique sur l'amélioration du transfert de chaleur dans un canal avec des chicanes en forme de Z, International Communications in Heat and Mass Transfer, 39 (2012) (7), pp. 945-952

[23]:Demartini, L. C., et al., Numeric and Experimental Analysis of The Turbulent Flow Through a Channel with Baffle Plates, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 26 (2004), pp. 153-159

[24]. Siddiqui, M. K., Heat Transfer Augmentation in a Heat Exchanger Tube Using a Baffle, International Journal of Heat and Fluid Flow, 28 (2007) (2), pp. 318-328