

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان
Université Aboubakr Belkaïd - Tlemcen -

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Par : CHERIFI Oussama
FELLAH Youcef

Sujet

Analyse numérique de l'amélioration du transfert de chaleur pour un écoulement d'eau dans un canal ondulé périodique avec la présence des winglets (chicanes en v).

Soutenu publiquement, le / / , devant le jury composé de :

M/ SELADJI Chakib	Pr	Université de Tlemcen	Président
Mme/ BENAHMED Lamia	MAB	Université de Tlemcen	Examineur
M/BEGAG Abdelaziz	MCB	Université de Tlemcen	Encadrant
M/SAIM Rachid	Pr	Université de Tlemcen	Co-encadrant

Année universitaire: 2022 / 2023

Remerciements

En premier lieu, nous exprimons notre gratitude envers le tout-puissant, Allah, pour la santé, la volonté et la patience qu'il nous a accordées tout au long de ces années.

Cher notre encadreur Mr. BEGAG Abdelaziz et co-encadreur Mr. SAIM Rachid nous tenons à exprimer notre profonde gratitude pour vos soutiens tout au long de notre parcours académique et pour votre encadrement tout au long de la rédaction de notre mémoire. Vos expertises et votre patience ont été d'une grande aide pour nous tout au long de ce processus.

Nous sommes profondément reconnaissants envers Mr SELADJI Chakib d'avoir généreusement consenti à évaluer ce travail et d'avoir gracieusement accepté de présider le jury, nous honorant ainsi de sa présence.

Nous souhaitons exprimer notre sincère gratitude à Mme BENAHMED Lamia pour avoir gracieusement accepté d'examiner ce travail et de participer en tant que membre du jury. Nous voudrions également vous remercier pour les commentaires constructifs et les critiques honnêtes que vous avez partagés avec moi. Votre évaluation minutieuse de notre Travail nous a permis de mieux comprendre les attentes des universitaires. Nous vous remercions encore pour tout ce que vous avez fait pour nous et pour votre dévouement envers notre réussite académique.

Cordialement,

Dédicaces

À mes chers parents, vous êtes les piliers de ma vie. Votre dévouement, votre patience et vos sacrifices ont été une source d'inspiration pour moi. Vous m'avez toujours encouragé à poursuivre mes rêves et à donner le meilleur de moi-même. Ce mémoire est le fruit de notre amour familial et de notre persévérance commune.

À mes précieux amis, vous avez été mes complices, mes soutiens et mes meilleurs amis. Vos encouragements, vos conseils et votre présence ont été d'une importance capitale tout au long de ce parcours. Je suis reconnaissant de pouvoir compter sur vous et de partager cette réussite avec vous.

À mes collègues, vous avez été une source de motivation et d'inspiration. Nos échanges, nos discussions et notre collaboration ont enrichi mon expérience et élargi ma perspective. Votre soutien mutuel a été précieux dans les moments de doute et d'effort intense. Merci d'avoir été à mes côtés.

Enfin, à ma famille élargie, vos encouragements et votre fierté ont été une source de motivation supplémentaire. Votre présence dans ma vie a apporté une richesse et un soutien inestimables.

Ce mémoire est le témoignage de notre unité, de notre amour et de notre soutien mutuel. Sans vous, cette réalisation n'aurait pas été possible. Je vous remercie sincèrement pour votre présence et votre influence positive dans ma vie.

Avec une gratitude infinie,

Oussama

Dédicaces

À mes chers parents, vous êtes les piliers de ma vie. Votre dévouement, votre patience et vos sacrifices ont été une source d'inspiration pour moi. Vous m'avez toujours encouragé à poursuivre mes rêves et à donner le meilleur de moi-même. Ce mémoire est le fruit de notre amour familial et de notre persévérance commune.

À mes précieux frères et ma sœur, vous avez été mes complices, mes soutiens et mes meilleurs amis. Vos encouragements, vos conseils et votre présence ont été d'une importance capitale tout au long de ce parcours. Je suis reconnaissant de pouvoir compter sur vous et de partager cette réussite avec vous.

À mes collègues, vous avez été une source de motivation et d'inspiration. Nos échanges, nos discussions et notre collaboration ont enrichi mon expérience et élargi ma perspective. Votre soutien mutuel a été précieux dans les moments de doute et d'effort intense. Merci d'avoir été à mes côtés.

Enfin, à ma famille élargie, vos encouragements et votre fierté ont été une source de motivation supplémentaire. Votre présence dans ma vie a apporté une richesse et un soutien inestimables.

Ce mémoire est le témoignage de notre unité, de notre amour et de notre soutien mutuel. Sans vous, cette réalisation n'aurait pas été possible. Je vous remercie sincèrement pour votre présence et votre influence positive dans ma vie.

Avec une gratitude infinie,

Youcef

ملخص:

في هذه الدراسة، سيتم دراسة تأثير تدفق المياه في قناة مموجة دوريًا بأجنحة نوع V منفصلة على الأداء الحراري والهيدروليكي عدديًا.

سيتم النظر في ثلاثة أنواع من القنوات مع تكوينات بدون حواجز، مع حواجز كاملة ومع حواجز مثقبة. سيتم وضع الأجنحة في وسط القناة بشكل V، ستتم التحليلات العددية باستخدام طريقة الحجم المحدودة. سيتم دراسة تأثير التموجات ووجود الأجنحة وعدد رينولدز على التدفق والانتقال الحراري. سيتم تعريض الجدارين العلوي والسفلي للقناة المموجة لتدفق أو درجة حرارة ثابتة، حيث تكون قيمة 325 درجة كلفن لعدد رينولدز يتراوح بين 2500 و8500.

سيتم تقديم النتائج العددية بمصطلحات عدد نوسالت، معامل الاحتكاك ومعيار أداء النظام. لمراقبة السلوك الديناميكي والحراري وتوزيعات السرعة والحرارة في مختلف القنوات.

الكلمات المفتاحية: اجنحة نوع V، الاداء الهيدروليكي الحراري، طريقة الحجم المحدودة، القناة المموجة، معيار أداء النظام.

Résumé

Dans cette étude, l'influence sur les performances thermo-hydrauliques d'un écoulement d'eau dans un canal ondulé périodique avec des chicanes discrètes de type V sont étudiés numériquement.

Trois types des canaux différents sont considérés avec des configurations sans chicanes, avec chicanes pleines et avec chicanes perforées. Les winglets sont placées au centre du canal en forme de V. Les analyses numériques sont effectuées avec la méthode des volumes finis. Les effets de l'ondulation, de la présence des winglets et du nombre de Reynolds, (Re) sur l'écoulement et le transfert de chaleur sont examinés.

Les deux parois supérieure et inférieure du canal ondulé sont soumises à une température constante $T_w = 325$ K pour un nombre de Reynolds s'étend entre 2500 et 8500.

Les résultats numériques compris en termes de Nombre de Nusselt (Nu), facteur de frottement (f) et critère d'évaluation des performances (PEC). Pour observer le comportement thermo-hydraulique, les distributions de vitesse et de température ainsi de l'écoulement dans les différents canaux sont présentés.

Mots clés: chicanes en V, les performances thermo-hydrauliques, méthode des volumes finies, canal ondulé, critère d'évaluation des performances (PEC).

Abstract

In this study, the influence on the thermo-hydraulic performance of water flow in a periodically corrugated channel with discrete V-shaped winglets will be numerically investigated.

Three different types of channels are considered with corresponding configurations without winglets, with solid winglets, and with perforated winglets. The winglets are placed at the center of the channel in a V-shaped arrangement. Numerical analyses will be conducted using the finite volume method. The effects of corrugation, presence of winglets, and Reynolds number (Re) on the flow and heat transfer will be examined.

The upper and lower walls of the corrugated channel will be subjected to a constant temperature, $T_w=325$ K, for a Reynolds number ranging from 2500 to 8500.

The numerical results will be presented in terms of the Nusselt number (Nu), friction factor (f), and performance evaluation criterion (PEC). To observe the thermal-hydraulic behavior and the influence of velocity and temperature as well as the flow characteristics in the different channels are presented.

Keywords: winglets V, Thermo-hydraulic performance, finite volume method, corrugated channel, performance evaluation criterion (PEC).

Table de matière

Remerciements	
Dédicaces	
ملخص	
Résumé	
Abstract	
Table de Matière	
Liste des Tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Introduction générale	1

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I. 1. Introduction	3
I. 2. Définition	3
I. 3. Principe de fonctionnement	3
I. 4. Types et classifications des échangeurs de chaleur	3
I. 4. 1. Selon la récupération et régénération	4
I. 4. 2. Selon le processus de transfert	4
I. 4. 2. 1. Echangeurs de chaleur à contact indirect	4
I. 4. 2. 2. Echangeurs de chaleur à contact direct	5
I. 4. 3. Selon la géométrie de construction	5
I. 4. 3. 1. Echangeurs de chaleur tubulaires	5
I. 4. 3. 1. 1. Echangeur monotube	5
I. 4. 3. 1. 2. Echangeur coaxial	6
I. 4. 3. 2. Echangeur de chaleur à tubes et calandre	6
I. 4. 3.2.1 Echangeur de chaleur à tête flottante	7
I. 4. 3. 2.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes	7
I. 4.3. 2.3 Echangeur à tubes en U	8
I. 4.3.3 Echangeur de chaleur à tube spirale	8
I. 4.4 Echangeurs de chaleur à plaques	9
I. 4.4.1 Echangeurs de chaleur à plaques jointées	9
I. 4.4.2 Echangeurs de chaleur à plaques spiralées	10
I.4.5 Technologie des plaques	10
I. 4. 6 Echangeur de chaleur à lamelles	12
I. 4. 7. Echangeur de surface à ailettes	13
I. 4. 7. 1. Echangeurs à plaques avec ailettes	13
I. 4. 7. 2. Echangeurs de tubes avec ailettes	14
I. 4. 4. Selon la disposition d'écoulement	14
I. 5. Applications des échangeurs de chaleur	15
I. 6. Conclusion	16

Chapitre II

Revue bibliographie

II. 1. Introduction	17
II.2. Méthodes d'amélioration du transfert chaleur dans les EDC	17
II.2.1. Méthode active	17
II. 2. 2. Méthode passive	17
II. 2. 3. Méthode composée (mixte)	17

II. 3. Conclusion	37
-------------------------	----

Chapitre III

Formulation mathématique et simulation numérique

III.1 Introduction	38
III.2 Géométrie du problème	38
III.3 Formulation mathématique du problème	39
III.4 Hypothèses	40
III.5 Equations gouvernantes	40
III.5.1 Equation de Continuité	40
III.5.2 Equation de quantité de mouvement	40
III.5.3 Equation d'énergie	40
III.5.4 Nombres adimensionnels	41
III.6 Conditions aux limites	44
III.7 Propriétés du fluide	45
III.8 Méthode des volumes finis	46
III.8.1 Principe de la méthode des volumes finis	46
III.8.2 Volume de contrôle	46
III.9 Outil de simulation Gambit et Fluent	47
III.9.1 Gambit	47
III.9.1.1 Interface de Gambit	47
III.9.1.2 Présentation de la géométrie dans Gambit	48
III.9.2 Fluent	50
III.9.2.1 Etapes générales	51
III.9.2.1.1 Importation de la géométrie «Mesh»	53
III. 10 Indépendance de maillage	57
III.11 Conclusion	58

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1 Introduction	59
IV.2 Validation des résultats de simulation	59
IV.3 Résultats et discussions	60
IV.3.1 Paramètres thermiques	60
IV.3.1.1 Nombre de Nusselt moyen	60
IV.3.1.2 Distribution de la température moyenne le long du canal chauffé	61
IV.3.1.3 Distribution du Nusselt local	62
IV.3.2. Paramètres dynamiques	64
IV.3.2.1 Facteur de frottement moyen	64
IV.3.2.2 Distribution du coefficient de friction local	65
IV.3.3 Critère d'évaluation des performances	66
IV.3.4 Champs de vitesse axiale, distribution de température et amplitude de vorticité ...	68
IV.4 Conclusion	72
Conclusion générale	73
Références bibliographiques	

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Liste des tableaux	N° page
Tableau.III.1 Paramètres géométriques des canaux ondulés étudiés.	39
Tableau.III.2 Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.	44
Tableau.III.3 Conditions aux limites.	45
Tableau.III.4 Propriétés physiques du fluide utilisé (l'eau à T=300K)	45

Liste des figures

Liste des figures

Liste des figures	N° page
Figure. I.1. Classement selon la récupération et régénération	4
Figure I. 2. Echangeur monotube en serpentin	6
Figure I. 3. Echangeur coaxial	6
Figure. I. 4. Echangeur à tête flottante.	7
Figure. I. 5. Echangeur à plaque tubulaires fixes.	7
Figure I. 6. Echangeur à tube en U.	8
Figure I. 7. Echangeur de chaleur à tube spirale.	8
Figure I. 8. Echangeur de chaleur à plaques jointées.	9
Figure I. 9. Echangeur de chaleur à plaques spiralés.	10
Figure I. 10. Graphite Diabon non métallique.	11
Figure I. 11. Plaque à canal large.	11
Figure I. 12. Plaque à double paroi.	12
Figure I. 13. Plaque semi-soudée.	12
Figure I. 14. Echangeur de chaleur à lamelles.	13
Figure I. 15. Echangeur à plaques avec ailettes.	13
Figure I. 16. Echangeur de tubes avec ailettes	14
Figure I. 17. Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur.	15
Figure II.1. Coupe transversale du forage selon le plan (Y, Z).	18
Figure II.2. Canal ondulé avec différents paramètres géométriques.	18
Figure II.3. Modèle physique du problème étudié.	19
Figure II.4. Section d'essai de l'étude.	19
Figure II.5. Schéma de la plaque ondulée.	20
Figure II.6. Modèle physique de la présente étude.	20
Figure II.7. Géométrie du problème étudié.	20
Figure II.8. Modèle physique étudié.	21
Figure II.9. Schéma de la géométrie de l'échangeur de chaleur et du système de coordonnées utilisé.	22
Figure II.10. Schéma de l'échangeur de chaleur du tube enroulé.	22
Figure II.11. Déflecteurs hélicoïdaux unilatéraux de type échelle. (a) échangeur de chaleur à tube en U; (b) déflecteurs hélicoïdaux.	23
Figure II.12. Schéma de la section d'essai.	23

Liste des figures

Figure II.13. Schéma d'un micro-canal ondulé.	24
Figure II.14. Schéma de la section d'essai.	24
Figure II.15. Schéma d'un tube ondulé.	25
Figure II.16. Schéma de la section d'essai.	25
Figure II.17. Types de rugosité de surface.	26
Figure II.18. Schéma du modèle physique.	26
Figure II.19. Canaux ondulés tridimensionnels.	27
Figure II.20. Schéma de la section d'essai. (a) circulaires, (b) carrés, (c) triangulaires.	27
Figure II.21. Echangeur thermique à tubes multiples.	28
Figure II.22. une bobine hélicoïdale installée dans un tube lisse.	28
Figure II.23. Géométrie des tubes étudiés.	29
Figure II.24. Géométrie des tubes étudiés.	29
Figure II.25. Modèles des tubes, (a) droit lisse. (b) droit avec des serpentins.	29
Figure II.26. Modèles des tubes, (a) droit lisse. (b) droit avec des serpentins.	30
Figure II.27. Schéma de principe du canal ondulé.	30
Figure II.28. Structure géométrique du tube ondulé.	31
Figure II.29. Schéma du modèle physique.	31
Figure II.30. Conditions limites du modèle physique.	32
Figure II.31. Différentes dispositions des tubes.	32
Figure II.32. Configuration des canaux testés.	33
Figure II.33. Schéma de principe d'un canal ondulé, (a)circulaires, (b) rectangulaires et (c) trapézoïdales.	33
Figure II.34. Détail de la géométrie ondulée.	34
Figure II.35. Schéma des inserts de bande et de la bielle.	34
Figure II.36. Représentation typique des canaux ondulés.	35
Figure II.37. Tube à essai équipé de divers réseaux d'anneaux coniques : (a) réseau convergent, (b) réseau convergent-divergent et (c) réseau divergent.	35
Figure II.38. Turbulateurs à anneaux.	36
Figure II.39. Configurations du système pour micro-canal et micro-tube.	36
Figure II.40. Sections d'essai avec différents modèles de canaux.	37
Figure II.41. Un tube ondulé croisé avec ses dimensions.	37
Figure.III.1. Modèle physique de la présente étude	38

Liste des figures

Figure III.2. Volume de contrôle pour des situations différentes, (a) 1D, (b) 2D, (c) 3D.	47
Figure III. 3. Interface de travail du préprocesseur Gambit.	47
Figure III. 4. Type de solveur.	48
Figure III. 5. Création de la géométrie du canal ondulée simple.	48
Figure III. 6. Maillage de canal ondulé sur Gambit.	49
Figure III.7. Maillage de canal ondulé avec des chicanes sur Gambit.	49
Figure III.8. Définition les conditions aux limites sur Gambit.	50
Figure III.9. Exportation du maillage.	50
Figure III.10. Type de résolution.	51
Figure III.11. Importation de la géométrie.	51
Figure III.12. Vérification du maillage sous Fluent.	52
Figure III.13. Etablir l'équation d'énergie.	53
Figure III.14. Choix du modèle de turbulence.	53
Figure III.15. Définition des caractéristiques du fluide.	54
Figure III.16. Définition des conditions aux limites.	55
Figure III. 17. Initialisation de la vitesse et température à l'entrée.	55
Figure III.18. Résiduels monitors.	56
Figure III.19. Lancement les itérations.	56
Figure III. 20. Fenêtre des itérations	57
Figure III. 21. Nombre de Nusselt moyen et le facteur de frottement pour différentes nombre de mailles.	57
Figure III.22. Maillage structuré du domaine de calcul.	58
Figure IV.1. Comparaison des nombres de Nusselt moyens avec les résultats expérimentaux de Naphon.	59
Figure IV. 2. Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour différents cas étudiés	60
Figure IV. 3. Distribution de la température moyenne du fluide le long du canal pour les différents cas étudiés.	61
Figure IV. 4. Distribution locale du nombre de Nusselt pour les canaux ondulés sans et avec chicanes à $Re= 4500$.	63
Figure IV. 5. Facteur de frottement moyen en fonction de Reynolds pour différents cas étudiés.	64

Liste des figures

Figure IV. 6. Coefficient de friction local pour un nombre de Reynolds égale à 4500, pour les deux canaux ondulés sans et avec chicanes.	66
Figure IV. 7. Critère d'évaluation des performances du canal ondulé sans et avec chicanes.	67
Figure IV.8. Champs de vitesse axiale(a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 2500$ à partir de $x = L/2$	68
Figure IV.9. Champs de vitesse axiale(a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 4500$ à partir de $x = L/2$	69
Figure IV.10. Champs de vitesse axiale(a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 6500$ à partir de $x = L/2$	70

Nomenclature

Nomenclature

Symboles:

C_p	Chaleur spécifique [J/kg.K]
C_f	Coefficient de friction
D_h	Diamètre hydraulique [m]
f	Facteur de frottement [m]
H	Hauteur du canal [m]
h	Coefficient de transfert convectif [$W/m^2.K$]
L	Longueur de canal ondulée [m]
k	Energie cinétique turbulente [m^2/s^2]
q_m	Débit massique du fluide [kg/s]
p	Pression [Pa]
Nu	Nombre de Nusselt
Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
u, v	Vitesse axiale suivant x, y respectivement [m/s]
Q	Flux de chaleur [W]
s	Longueur d'ondulation [m]
T	Température [K]
x	Cordonnée axiale [m]
y	Cordonnée axiale [m]
Sp	Section de passage [m]
a	Amplitude d'ondulation [m]
n	Longueur des trous [m]
e	épaisseur des chicane [m]

Symboles grecs :

ρ	Masse volumique [kg/m^3]
α	Diffusivité thermique [m^2/s]
λ	Conductivité thermique [$W/m.K$]
μ	Viscosité thermique [$kg/m.s$]
ε	Dissipation visqueuse turbulent [m^2/s^3]
θ	Angle d'inclinaison des chicane [$^\circ$]

Nomenclature

Indice :

<i>moy</i>	Moyen
<i>in</i>	Entrée
<i>out</i>	Sortie
<i>s</i>	Solide
<i>w</i>	Paroi
<i>f</i>	Fluide
<i>t</i>	Turbulent

Introduction générale

Introduction générale

L'amélioration du transfert de chaleur dans les différents systèmes est un domaine de recherche crucial dans de nombreux secteurs industriels. Les écoulements dans les canaux constituent un cas d'étude important pour comprendre les mécanismes de transfert de chaleur et optimiser les performances thermiques des systèmes.

Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur sont essentiellement classées en techniques actives, passives ou composées. Les technologies passives incluent des applications telles que différentes géométries de canaux ondulés, des modifications de surface, des frontières irrégulières, des surfaces étendues et des générateurs de vortex. Ces technologies ne nécessitent pas d'alimentation externe et sont relativement économiques, mais ils ont un coefficient de transfert de chaleur relativement faible. Ces applications sont utilisées dans les domaines de l'ingénierie tels que les systèmes de chauffage, de climatisation et de réfrigération, le secteur des transports, les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les aérothermes solaires, la chimie et l'agroalimentaire.

Les canaux ondulés sont largement utilisés dans plusieurs applications industrielles et ces géométries augmentent à la fois la surface et provoquent une oscillation d'auto-écoulement. Ils peuvent également améliorer considérablement l'efficacité thermique en fonction des propriétés géométriques des canaux.

Dans ce contexte, les canaux ondulés périodiques avec la présence de winglets, également connues sous le nom de chicanes en V, ont attiré l'attention des chercheurs en raison de leur capacité à améliorer le transfert de chaleur. Les winglets sont des protubérances périodiques fixées sur les parois des canaux qui perturbent l'écoulement, créant ainsi des vortex et des zones de recirculation supplémentaires. Ces structures peuvent augmenter la convection et favoriser l'échange de chaleur entre le fluide et les parois du canal.

L'objectif de ce mémoire est d'effectuer une analyse numérique approfondie de l'effet des winglets sur le transfert de chaleur dans un écoulement d'eau à travers un canal ondulé périodique. Nous cherchons à évaluer les performances thermiques et à comprendre les mécanismes responsables de l'amélioration du transfert de chaleur.

Pour atteindre cet objectif, nous utiliserons des méthodes numériques basées sur la résolution des équations de Navier-Stokes et de la chaleur pour modéliser l'écoulement d'eau et le transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

Introduction générale

Nous étudierons différentes configurations de canaux, avec et sans winglets, et analyserons les variations de la température et de transfert de chaleur le long du canal.

En outre, nous examinerons l'effet des paramètres clés tels que l'ondulation, l'effet de la présence des winglets pleines et perforées sur les performances thermo-hydrauliques. Des simulations numériques détaillées seront effectuées pour étudier ces variations et évaluer l'impact de chaque paramètre.

Cette étude comprend quatre chapitres variés :

- Le premier chapitre aborde les notions générales relatives aux échangeurs de chaleur, incluant leur classification, leur sélection et les différentes applications associées à ces dispositifs.
- Le deuxième chapitre se distingue par une revue de la littérature qui expose les travaux récents portant sur les diverses approches visant à améliorer les performances thermo-hydrauliques de ces échangeurs de chaleur.
- Le troisième chapitre se focalise sur la description du problème, comprenant son modèle physique, sa formulation mathématique, ainsi que la création la géométrie et la simulation numérique à l'aide des logiciels "GAMBIT" et "FLUENT".
- Le dernier chapitre sera visé vers l'évaluation, l'interprétation et à la discussion des résultats obtenus à partir des simulations.

Enfin, une conclusion générale comme une synthèse globale résume les résultats principaux qui ont été obtenus.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I. 1. Introduction

Dans le secteur industriel, les échangeurs de chaleur sont un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. La majeure partie (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels passe par un échangeur de chaleur au moins une fois, à la fois dans les procédés eux-mêmes et dans les systèmes de récupération de chaleur de ces procédés. Ils sont principalement utilisés dans l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, produits agricoles, production d'énergie, etc.), dans les transports (véhicules aéronautiques), et dans les industries résidentielles et tertiaires (chauffage, climatisation, etc.).

Ils peuvent être conçus pour fonctionner sous diverses conditions, telles que des températures et des pressions élevées, des fluides corrosifs et des substances très visqueuses. Pour garantir des performances optimales, Il est important de choisir le bon type d'échangeur de chaleur en fonction des besoins spécifiques de chaque application.

I. 2. Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet de transférer la chaleur d'un fluide à un autre, sans les mélanger. Il peut être utilisé pour refroidir ou réchauffer un fluide quel que soit son état : liquide ou gaz à l'aide d'une source de chaleur externe.

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon leur type de transfert de chaleur, leur forme et leur matériau de construction. Les principaux types d'échangeurs de chaleur sont les échangeurs à plaques, à tubes et à ailettes. Ils sont largement utilisés dans diverses applications industrielles, telles que la climatisation, la production d'énergie, les processus de production de produits chimiques, etc.

I.3. Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur est basé sur la loi de conservation de l'énergie, qui stipule que l'énergie ne peut ni être créée ni détruite, mais seulement transférée d'un corps à un autre. Dans un échangeur de chaleur, la chaleur est transférée du fluide chaud vers le fluide froid à travers la paroi qui les sépare.

I. 4. Types et classifications des échangeurs de chaleur

On peut catégoriser les échangeurs de chaleur en fonction des critères principaux suivants :

1-Récupérateurs/régénérateurs

2-Processus de transfert : contact direct et contact indirect

3-Géométrie de construction : tubes, plaques et surfaces étendues.

4-Dispositions d'écoulement : écoulements parallèles, croisés et à contre-courant.

I.4. 1. Selon la récupération et régénération

Le dispositif conventionnel qui facilite le transfert de chaleur entre deux fluides est communément désigné sous le nom d'échangeur de chaleur récupérateur, tel qu'illustré dans la figure (I.1a). Le fluide A récupère une partie de la chaleur du fluide B dans ce processus, soit par transfert indirect à travers une paroi, soit par transfert direct à travers l'interface de contact entre les deux fluides. [2]

Les récupérateurs rotatifs sont fréquemment utilisés dans les centrales électriques de turbine à gaz pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement chauds qui serait autrement perdue, dans le but d'élever la température de l'air comprimé avant qu'il soit injecté dans la chambre de combustion, comme illustré dans la figure (I.1b).

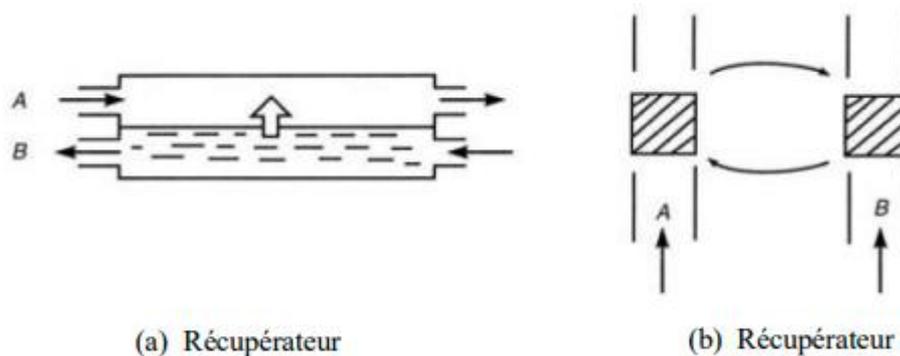


Figure. I.1. Classement selon la récupération et régénération [2]

I. 4. 2. Selon le processus de transfert

I. 4. 2. 1. Echangeur de chaleur à contact indirect

Les échangeurs thermiques à contact indirect sont élaborés de manière à maintenir une séparation entre les flux de fluides. Le transfert de chaleur s'effectue de manière continue à travers une paroi étanche, ou bien de façon transitoire à l'intérieur et à l'extérieur d'une paroi.

Par conséquent, il est plus avantageux que les fluides ne soient pas en contact direct lors de l'interaction thermique. Ce genre d'échangeur est connu sous le nom d'échangeur de chaleur à surface, qui peut être classé en plusieurs types tels que le type à transfert direct, le type à stockage et les échangeurs à lit fluidisé. [2]

I.4. 2. 2. Echangeur de chaleur à contact direct

Le dispositif de transfert à contact direct suppose que deux écoulements de fluides se croisent et interchangent de l'énergie thermique avant d'être dissociés. En plus du transfert de chaleur, ce dispositif est couramment employé pour des applications nécessitant un transfert de masse. [2]

I .4. 3. Selon la géométrie de construction

Les dispositifs de transfert thermique à transfert direct (échangeurs de chaleur transmurals) sont classés selon leurs particularités de fabrication. Les modèles les plus utilisés sont les échangeurs de chaleur tubulaires, à plaques et à surface étendue.

I. 4. 3. 1. Echangeur de chaleur tubulaire

Les échangeurs tubulaires sont couramment fabriqués en utilisant des tubes circulaires, bien que des tubes elliptiques, rectangulaires ou enroulés ronds/plats puissent également être utilisés dans certaines applications. La conception offre une grande flexibilité car la géométrie peut être facilement modifiée en ajustant le diamètre, la longueur et l'arrangement des tubes. Les échangeurs tubulaires peuvent être conçus pour des pressions élevées par rapport à l'environnement et à la différence de pression entre les fluides. Ils sont utilisés principalement pour les applications de transfert de chaleur gaz-liquide et gaz-gaz lorsque la température et/ou la pression de fonctionnement sont très élevées ou que l'encrassement est un problème sévère sur au moins un côté du fluide. Les échangeurs tubulaires peuvent être classés en tant qu'échangeurs à coque-et-tube, à double tube et à tube en spirale.

Ils sont tous considérés comme des échangeurs de surface primaire, sauf pour les échangeurs ayant des ailettes à l'extérieur/à l'intérieur des tubes. [3]

I. 4. 3. 1. 1. Echangeur monotube

Le tube est généralement disposé en forme de serpentín à l'intérieur d'un réservoir, comme illustré dans la figure ci-dessous. [4]



Figure I. 2. Echangeur monotube en serpentín [4]

I. 4. 3. 1. 2. Echangeur coaxial :

Les tubes sont couramment courbés, et en général, le fluide chaud ou à haute pression circule à travers le tube intérieur, comme indiqué sur la figure ci-dessous [5].

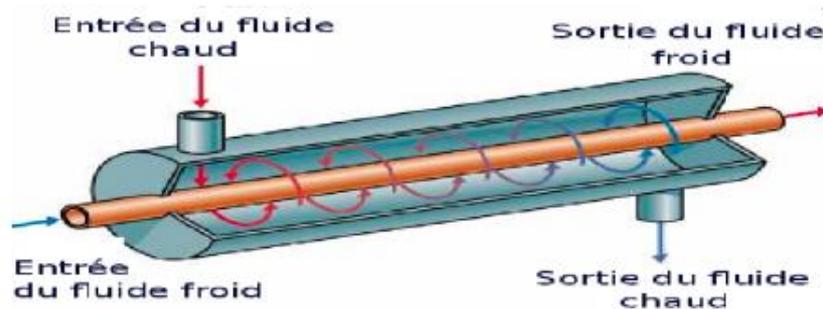


Figure I. 3. Echangeur coaxial [5]

I. 4. 3. 2. Echangeur de chaleur à tubes et calandre

Cet échangeur, est généralement constitué d'un faisceau de tubes ronds montés dans une enveloppe cylindrique avec l'axe du tube parallèle à celui de la calandre.

Un fluide s'écoule à l'intérieur des tubes, l'autre s'écoule à travers et le long des tubes. Les principaux composants de cet échangeur sont les tubes, la calandre, la tête avant, la tête arrière, les chicanes et les plaques tubulaires. [5]

I. 4. 3.2.1 Echangeur de chaleur à tête flottante

Une des plaques à tubes reste fixe, maintenue en position par les brides de la calandre et la boîte de distribution. L'autre plaque, de taille plus réduite, est pourvue d'une boîte de retour et peut se déplacer aisément à l'intérieur du couvercle qui ferme la calandre. [3]

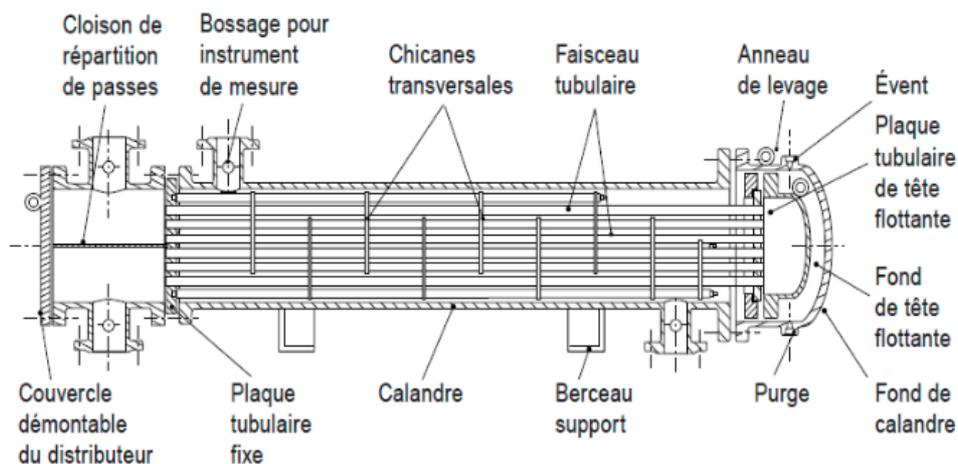


Figure. I. 4. Echangeur à tête flottante. [3]

I. 4. 3. 2.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans cette situation, il est envisageable de procéder à la soudure directe des plaques tubulaires sur la calandre. [3]

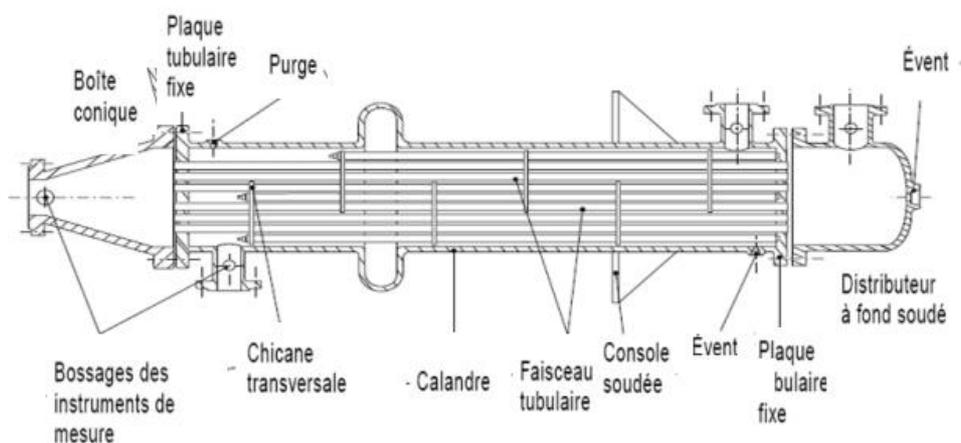


Figure. I. 5. Echangeur à plaque tubulaires fixes [3]

I. 4.3.2.3 Echangeur à tubes en U

Dans ce cas, les tubes du faisceau sont courbés en forme d'épingle, ce qui offre la possibilité à une plaque tubulaire de les maintenir. Ce mécanisme permet au faisceau de se dilater librement, cependant, le nettoyage ne peut être réalisé facilement qu'à l'aide de méthodes chimiques. [6].

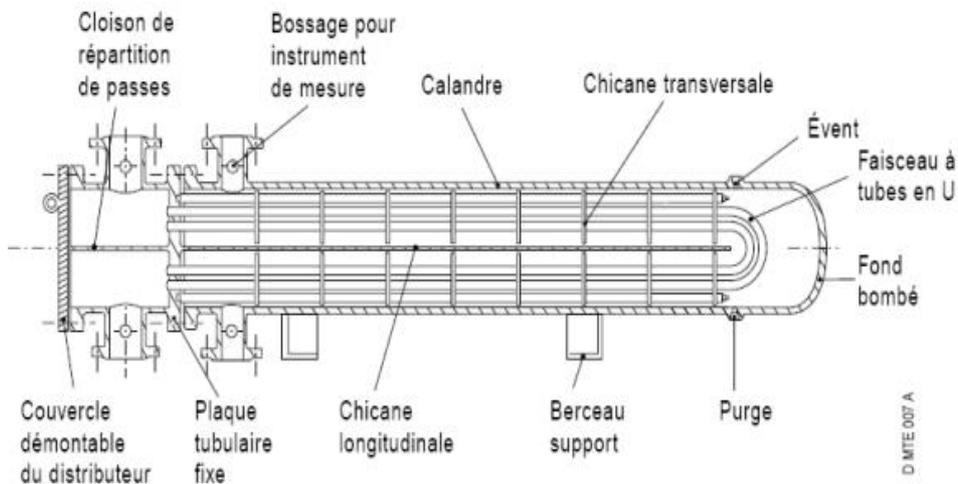


Figure I. 6. Echangeur à tube en U.[6]

I. 4.3.3 Echangeur de chaleur à tube spirale

Il s'agit d'un ou plusieurs enroulements hélicoïdaux placés dans une enveloppe. Le coefficient de transfert thermique associé à un tube en spirale est plus élevé que celui d'un tube rectiligne. De plus, une grande quantité de surface peut être contenue dans un espace donné en spirale. La dilatation thermique ne présente aucun souci, mais le nettoyage est quasiment irréalisable. [3]

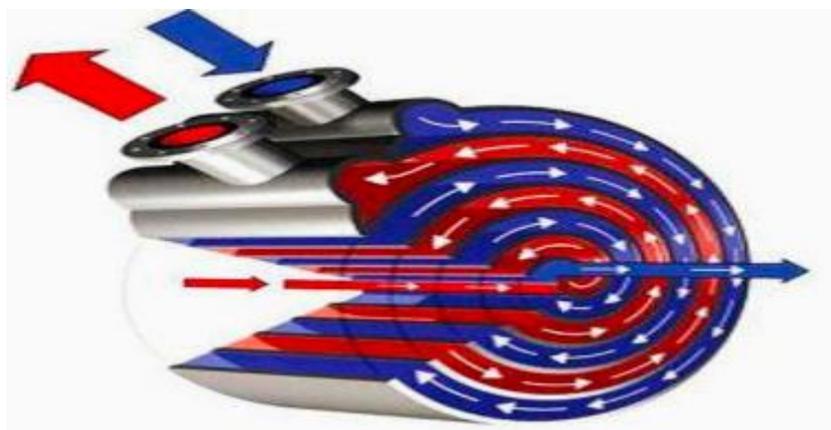


Figure I. 7. Echangeur de chaleur à tube spirale.[7]

I. 4.4 Echangeur de chaleur à plaques

Les échangeurs thermiques à plaques sont composés de plaques fines qui créent des passages pour les fluides. Les liquides sont séparés par des plaques planes qui sont soit lisses, soit munies d'ailettes ondulées. Les échangeurs thermiques à plaques sont utilisés pour transférer de la chaleur à partir de combinaisons de gaz, de liquides et de flux bi-phasiques. Ces échangeurs peuvent être classés en tant qu'échangeurs thermiques à joints, échangeurs thermiques à plaques spirales ou échangeurs thermiques à lamelles. [8]

I.4.4.1 Echangeur de chaleur à plaques jointées

La figure I.8 montre un exemple typique d'un échangeur de chaleur à plaques jointées. Ce type d'échangeur de chaleur est composé d'un ensemble de plaques fines présentant des ondulations ou une surface ondulée qui sépare les fluides. Les plaques sont équipées de parties d'angle disposées de manière à ce que les deux milieux entre lesquels la chaleur doit être échangée s'écoulent à travers des espaces inter-plaques alternés. Des joints appropriés permettent aux plaques d'être maintenues ensemble par des boulons de compression reliant les plaques d'extrémité, assurant ainsi une conception adéquate. [8]

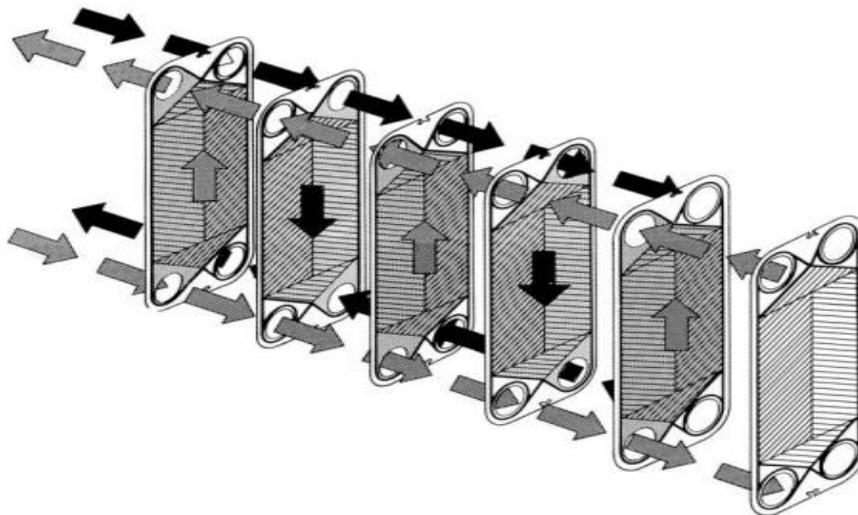


Figure I. 8. Echangeur de chaleur à plaques jointées.[8]

I.4.4.2 Echangeur de chaleur à plaques spiralées

Les échangeurs de chaleur à plaques spiralées sont formés en roulant deux plaques longues et parallèles en spirale à l'aide d'un mandrin et en soudant les bords des plaques adjacentes pour former des canaux (Figure I.9). Des broches d'espacement sont soudées aux feuilles de métal pour maintenir la distance entre les surfaces métalliques dans les deux canaux hélicoïdaux. [8]

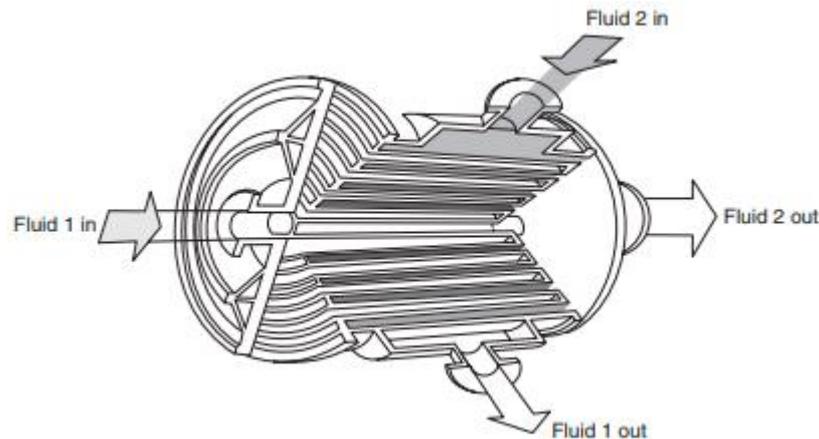


Figure I. 9. Echangeur de chaleur à plaques spiralés.[3]

I. 4. 5. Technologie des plaques

Les échangeurs de chaleur font souvent usage de plaques en forme de chevron pour augmenter la turbulence et offrir des points d'appui pour résister à la pression. Les matériaux de haute qualité, notamment l'acier inoxydable et le titane, peuvent être utilisés en raison de la faible épaisseur des plaques, lesquelles présentent une bonne résistance à la corrosion. Les joints en polymère jouent un rôle crucial dans les échangeurs de chaleur à plaques et joints, car ils assurent l'étanchéité et la répartition des fluides dans l'échangeur. Les techniques de production les plus courantes pour les plaques d'échangeurs de chaleur sont les suivantes :

a. Graphite Diabon non métallique

Le Diabon est un matériau composite fabriqué en faisant fondre du graphite et du plastique fluoré. Il présente une excellente résistance à des substances corrosives telles que l'acide chlorhydrique et l'aluminium trichlorure. À la différence du graphite traditionnel, il n'est ni poreux ni perméable. En outre, le Diabon est robuste contre les fissures et la rupture durant son transport et son utilisation. [9]



Figure I. 10. Graphite Diabon non métallique.[9]

b. Plaque à canal large

Cette plaque est spécifiquement conçue pour convenir aux fluides contenant des éléments encombrants ou des filaments volumineux grâce à ses canaux de 12 mm sans points de contact. Chaque canal est spécialement élaboré pour éviter l'infiltration des particules solides dans la zone d'entrée. [9]

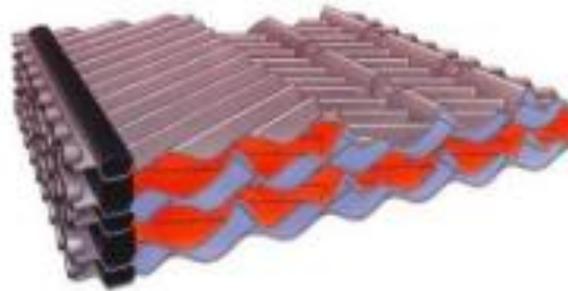


Figure I. 11. Plaque à canal large.[9]

c. Plaque à double paroi

Cette plaque est fabriquée à partir de plaques compressées simultanément et fusionnées au laser. Elle est spécialement conçue pour les applications nécessitant une fiabilité totale contre les mélanges indésirables. En cas de défaillance d'une plaque, une détection externe est effectuée sans fuite interne. De plus, la deuxième paroi offre une double protection entre les fluides, répondant aux normes sanitaires locales. [9]



Figure I. 12. Plaque à double paroi.[9]

d. Plaque semi-soudée.

Les canaux soudés utilisés pour traiter les fluides permettent une manipulation de fluides agressifs et difficiles dans un échangeur de chaleur à plaques. De plus, ils permettent d'augmenter l'échelle de pression. Le risque de dégradation du joint est considérablement réduit sur la partie soudée. [9]

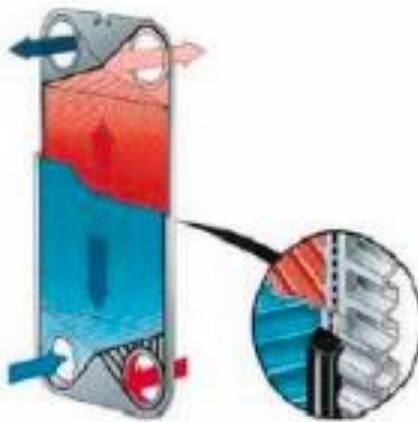


Figure I. 13. Plaque semi-soudée. [9]

I. 4. 6. Echangeur de chaleur à lamelles

L'échangeur de chaleur de type lamelles consiste en un ensemble de canaux minces, soudés et parallèles ou de lamelles (tubes plats ou canaux rectangulaires) placés verticalement dans le boîtier (Figure I.14). Il s'agit d'une modification de l'échangeur de chaleur à coque et tube. Ces tubes plats, appelés lamelles, sont constitués de deux bandes de feuilles, façonnées et collées ou soudées ensemble en une opération continue. [8]

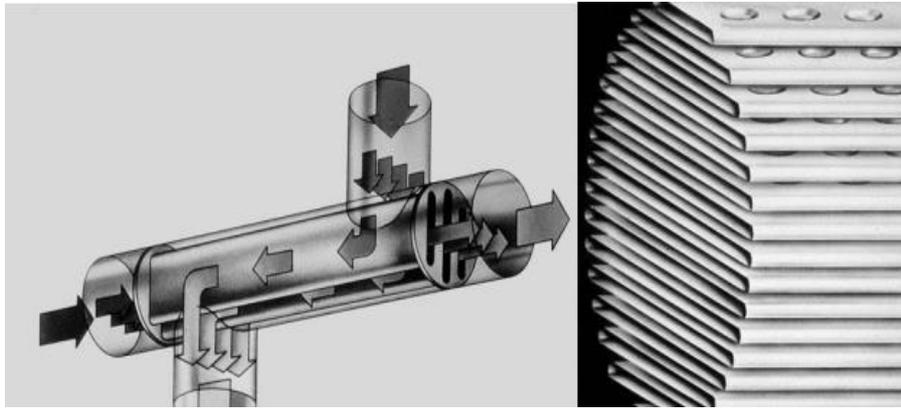


Figure I. 14. Echangeur de chaleur à lamelles.[8]

I.4.7. Echangeur de surface à ailettes

Les dispositifs connus sous le nom d'échangeurs de chaleur à ailettes sont utilisés pour transférer la chaleur entre deux fluides en contact. Ils sont couramment employés dans les domaines du refroidissement, du chauffage et de la récupération d'énergie. La surface à ailettes, qui se compose d'une série de lames disposées le long d'un tube ou d'une plaque, accroît la surface d'échange de chaleur entre les deux fluides, favorisant ainsi le transfert de chaleur. Les échangeurs de chaleur à ailettes peuvent être confectionnés à partir de divers matériaux, comme l'aluminium, le cuivre ou l'acier inoxydable.

I.4.7.1. Echangeur à plaques avec ailettes

Les échangeurs thermiques à plaques à ailettes sont une variation des échangeurs thermiques à plaques conventionnels, où les plaques sont dotées de nervures pour optimiser le transfert de chaleur. Les nervures accroissent la surface d'échange thermique entre les fluides en contact, ce qui renforce le rendement de l'échangeur thermique. [3]

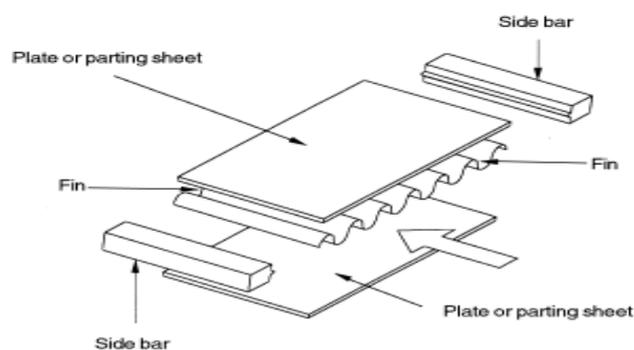


Figure I. 15. Echangeur à plaques avec ailettes. [3]

I. 4. 7. 2. Echangeur de tubes avec ailettes

Les dispositifs de transfert de chaleur appelés échangeurs de chaleur à tubes à ailettes sont couramment utilisés pour échanger de la chaleur entre deux fluides, en général de l'air et un liquide, en utilisant des tubes dotés d'ailettes. Les ailettes permettent d'accroître la surface d'échange entre le tube et le fluide environnant, ce qui a pour effet d'améliorer considérablement l'efficacité de l'échangeur de chaleur. [3]

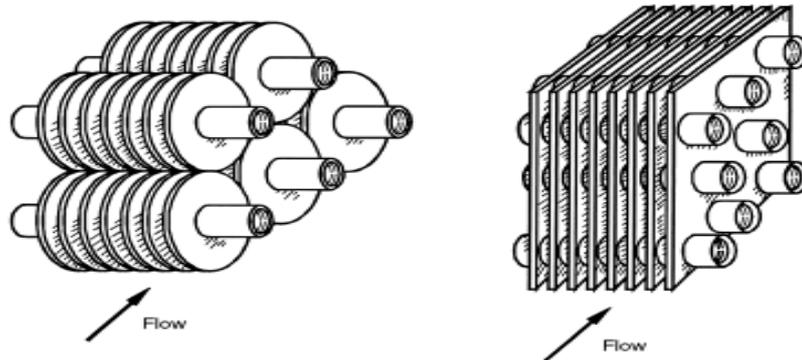


Figure I. 16. Echangeur de tubes avec ailettes [3]

I.4. 4. Selon la disposition d'écoulement

Les configurations les plus utilisées pour les échangeurs de chaleur, qui se distinguent par le trajet des fluides, sont expliqués ci-dessous :

- A. Contre-courant :** Le courant contraire ou contre-courant est une configuration fréquemment utilisée dans les échangeurs de chaleur où les fluides circulent dans des directions opposées. [3]
- B. Co-courant :** également appelé courant parallèle, est une configuration d'échangeur de chaleur dans laquelle les deux fluides circulent dans la même direction. Bien que cette configuration puisse être moins efficace pour le transfert de chaleur que le contre-courant. [3]
- A. Courant croisé :** Les deux fluides circulent sur la même surface de transfert de chaleur, mais avec des directions d'écoulement perpendiculaires. Ainsi, le fluide passe au-dessus de l'autre fluide, plutôt que de suivre la même trajectoire. [3]

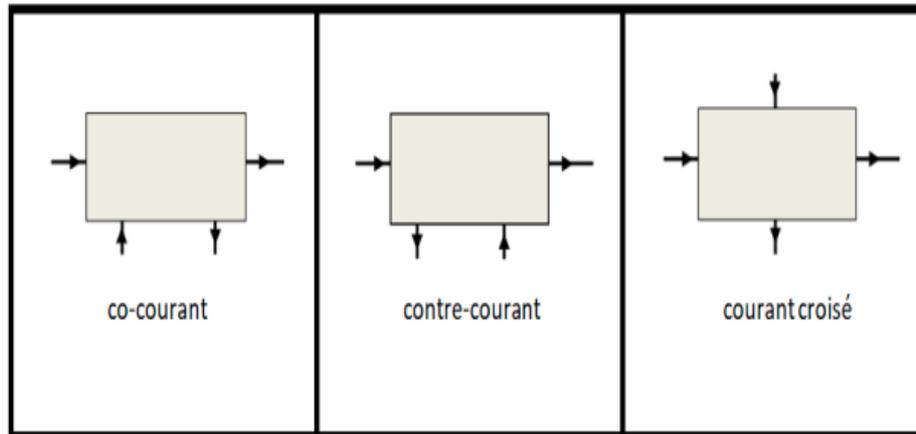


Figure I. 17. Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur.

I. 5. Applications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans nombreux secteurs d'activité et pour diverses applications, notamment :

- **Production d'énergie** : Pour transférer la chaleur issue de combustibles fossiles, de l'énergie nucléaire, des sources d'énergie renouvelable, etc., vers les fluides de travail qui alimentent les turbines et génèrent de l'électricité.
- **Industrie chimique** : Pour refroidir ou chauffer les réacteurs, les distillateurs, les sécheurs, les colonnes de distillation, etc., utilisés dans la production de produits chimiques.
- **Industrie alimentaire** : Pour pasteuriser, stériliser ou refroidir les aliments, tels que le lait, les jus de fruits, les soupes, etc.
- **Industrie pharmaceutique** : Pour refroidir ou chauffer les réacteurs, les sécheurs, les colonnes de distillation, etc., utilisés dans la production de médicaments.
- **Climatisation** : Pour transférer la chaleur de l'air intérieur à l'air extérieur dans les systèmes de climatisation.
- **Réfrigération** : Pour transférer la chaleur de l'intérieur d'un réfrigérateur ou d'un congélateur vers l'extérieur.
- **Production de pétrole et de gaz** : Pour chauffer les fluides de production afin de faciliter l'extraction de l'huile et du gaz des réservoirs.
- **Traitement des eaux usées** : Pour transférer la chaleur de l'eau usée à l'eau propre, ce qui permet de récupérer de l'énergie.

Ces exemples ne représentent qu'une infime partie des applications possibles, car les dispositifs d'échange de chaleur sont utilisés dans de nombreux autres secteurs, tels que l'industrie automobile, la production de papier et la production d'acier.

I. 6. Conclusion

Les échangeurs de chaleur jouent donc un rôle primordial dans divers procédés industriels et demeurent un axe de recherche et de progrès majeur en vue de renforcer le rendement énergétique et limiter les impacts écologiques

Chapitre II

Revue bibliographie

II. 1. Introduction

Les canaux à parois ondulées sont de plus en plus utilisés dans divers domaines de l'ingénierie, tels que les échangeurs de chaleur, les réacteurs nucléaires, les capteurs solaires, le refroidissement des turbomachines, les composants électroniques et même dans le domaine biomédical. Ils offrent des avantages significatifs en termes d'écoulement. Les chercheurs poursuivent leurs travaux pour améliorer les performances globales en matière d'échange de chaleur.

Ce chapitre se concentre sur une revue de la littérature concernant les études numériques et expérimentales réalisées dans ce domaine.

II.2. Méthodes d'amélioration du transfert chaleur dans les EDC

Les méthodes d'amélioration du transfert thermique sont divisées en trois catégories principales.

II.2.1. Méthode active

Une approche employant une force externe est mise en œuvre pour améliorer le taux de transfert thermique. Des illustrations courantes de cette méthode incluent l'utilisation de pistons alternatifs qui créent un champ magnétique pour perturber le flux, l'application de vibrations de surface ou l'emploi de champs électromagnétiques.

II. 2. 2. Méthode passive

Ce processus ne recourt à aucune intervention externe pour améliorer le transfert thermique. Les modifications superficielles ou géométriques et les diverses applications jouent un rôle crucial dans sa mise en œuvre. On peut évoquer quelques exemples de méthodes passives, telles que :

- De bords torsadés
- Des surfaces étendues
- Des bobines de fil

II. 2. 3. Méthode composée (mixte)

Cette méthode d'amélioration du transfert de chaleur est une combinaison des méthodes précédentes.

L'utilisation simultanée de vibrations fluides et de bobines est un bon exemple. Sur ce sujet, de nombreuses études numériques et expérimentales ont été menées sur les échangeurs de chaleur, nous citerons si ci leur propre expérience et leurs résultats [10].

La recherche menée par **Bouhacina** et ses collègues [11] propose une étude numérique portant sur l'analyse des paramètres thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur géothermique (GHE) vertical à tubes en U, où l'eau est utilisée comme fluide de travail. Les équations régissant le modèle de turbulence ($k-\epsilon$), utilisées pour décrire les phénomènes turbulents, sont résolues en appliquant la méthode des volumes finis.

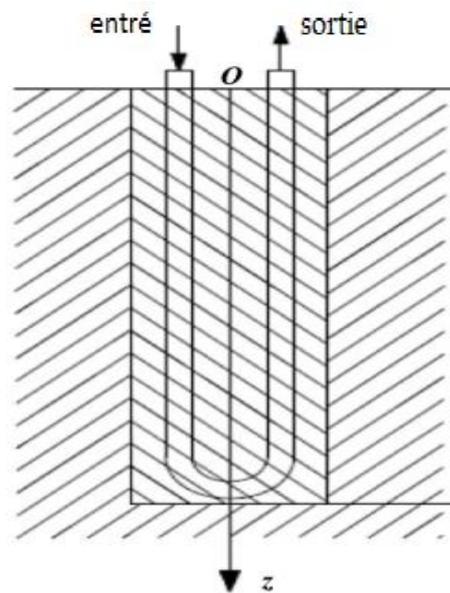


Figure II.1. Coupe transversale du forage selon le plan (Y, Z).[11]

Une étude menée par **Aslan** et son équipe [12] s'est intéressée au comportement thermo-hydraulique des canaux à ondulations triangulaires, en examinant deux angles d'inclinaison différents, à savoir 30° et 45° . Le nombre de Reynolds a été varié entre 2000 et 7500. Les résultats ont révélé que l'augmentation de l'angle d'inclinaison a un impact significatif sur les performances globales en termes de transfert thermique et de dynamique des fluides.

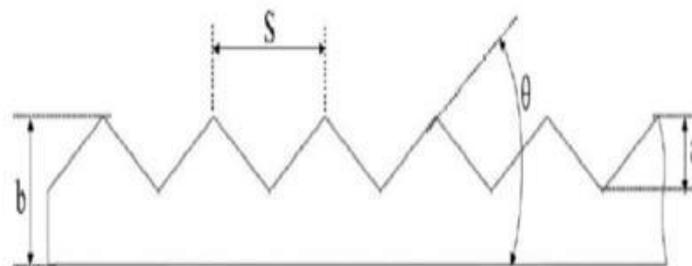


Figure II.2. Canal ondulé avec différents paramètres géométriques.[12]

Une étude menée par Li et al [13] a examiné trois configurations d'insertions de ruban torsadé : un ruban de largeur de tube, un tube interne avec des inserts et un tube interne avec quatre inserts. Toutes ces configurations ont le même rapport hauteur/largeur. Les résultats indiquent que les rubans à torons creux croisés constituent des inserts de tuyauterie perforante très prometteurs dans des conditions d'écoulement laminaire.

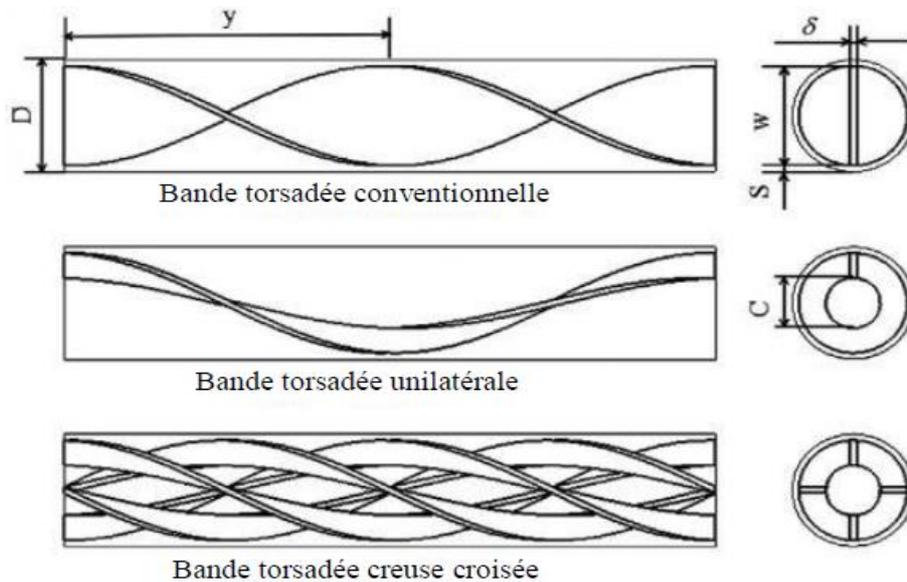


Figure II.3.Modèle physique du problème étudié.[13]

Shyy Woei Chang a effectué une analyse comparative expérimentale [14] afin d'étudier la distribution du nombre de Nusselt et du coefficient de friction dans des canaux rectangulaires présentant des parois transversales courbées et sinusoïdales asymétriques. Les résultats révèlent que les canaux ondulés présentent une meilleure performance thermique globale par rapport aux canaux lisses. En revanche, les ondulations asymétriques montrent les meilleures performances en termes de transfert de chaleur et de chute de pression.

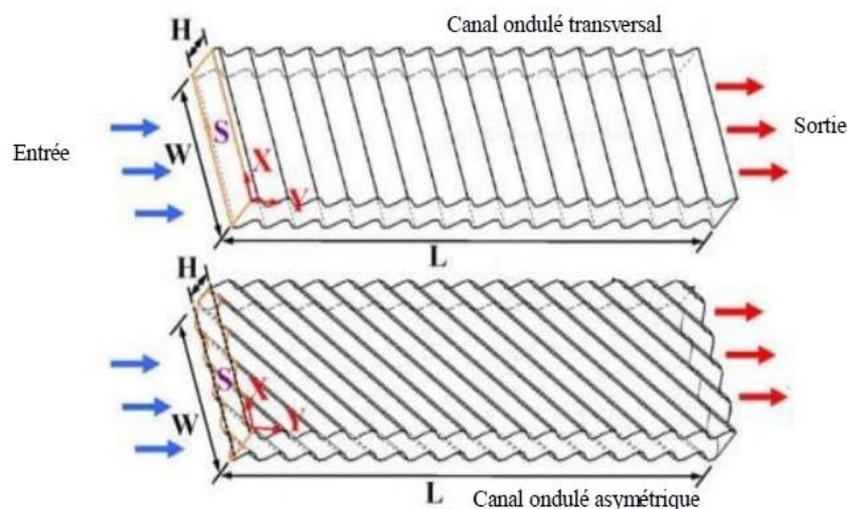


Figure II.4. Section d'essai de l'étude.[14]

BEGAG et al [15] ont entrepris une étude numérique visant à analyser les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un écoulement laminaire autour de canaux ondulés présentant trois angles d'inclinaison différents, à savoir $\theta=20^\circ$, 40° et 60° . Les résultats ont démontré que l'augmentation de l'angle d'inclinaison exerce un effet notable sur les performances globales de l'écoulement.

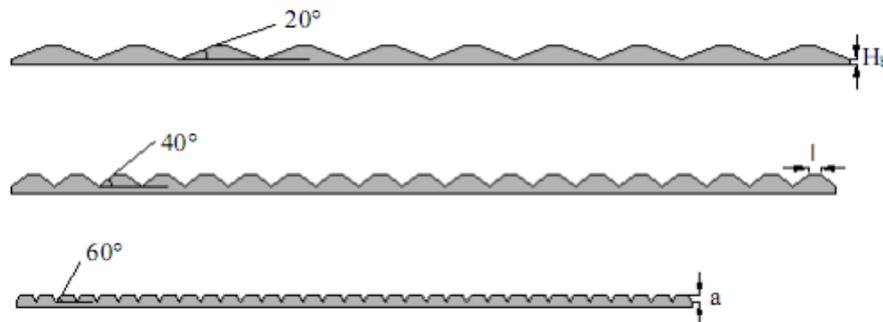


Figure II.5. Schéma de la plaque ondulée.[15]

Une étude menée par **Ahmed Z. Dellil** et ses collègues [16] propose un modèle de transfert de chaleur par convection forcée sur une paroi présentant des ondulations. Les résultats obtenus indiquent qu'il existe une valeur critique à laquelle le nombre de Nusselt augmente, accompagné d'une augmentation de la chute de pression.

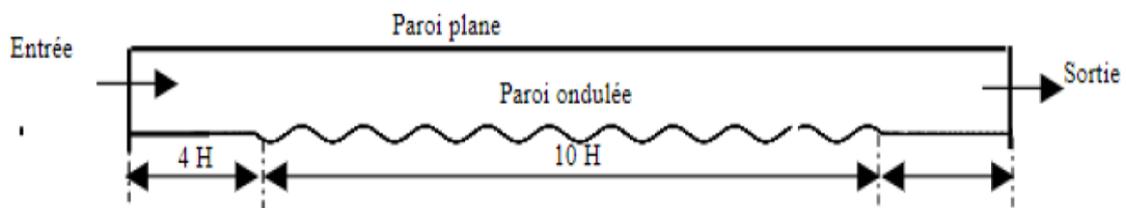


Figure II.6. Modèle physique de la présente étude.[16]

Pethkool.[17] a fait Une étude expérimentale a été réalisée afin d'améliorer le transfert de chaleur par convection turbulente dans les échangeurs de chaleur qui utilisent des tubes hélicoïdaux ondulés. Les nombres de Reynolds variaient entre 5500 et 60000. Les résultats expérimentaux ont démontré une amélioration significative des performances thermiques dans les tubes ondulés par rapport aux tubes lisses.

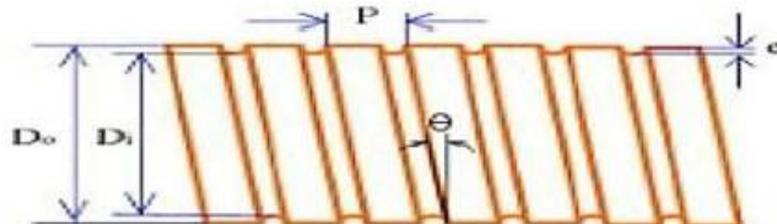


Figure II.7. Géométrie du problème étudié.[17]

Lu Zheng et al. [18] ont réalisé une étude numérique pour analyser le transfert de chaleur et l'écoulement dans des micro-tubes enroulés en hélice. Les effets du nombre de Reynolds, du rapport diamètre tube/bobine, de la densité et de la taille des fossettes ont été examinés. Les résultats indiquent que le boîtier avec des fossettes permet un transfert de chaleur amélioré, avec un nombre de Nusselt plus élevé par rapport au boîtier à tube lisse. À mesure que le nombre de Reynolds augmente, la structure de l'écoulement évolue et les phénomènes de détachement et d'attachement deviennent plus marqués. L'utilisation de nervures accroît considérablement la vitesse près de la couche limite, ce qui joue un rôle essentiel dans l'amélioration du transfert de chaleur.

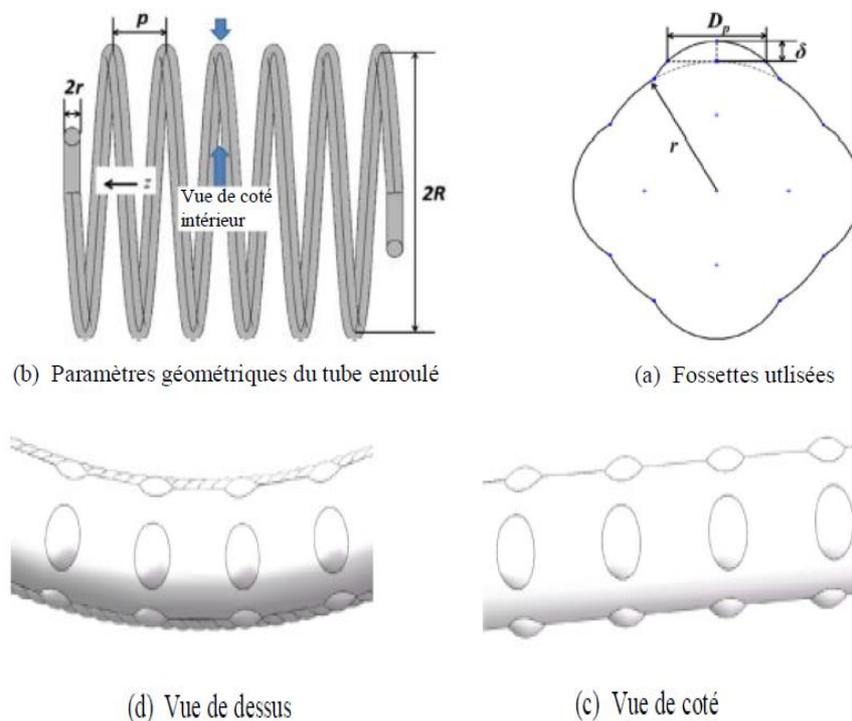


Figure II.8. Modèle physique étudié.[18]

Une étude numérique a été réalisée par **Timothy J.Rennie et al. [19]** pour examiner les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à deux tubes en spirale. Les résultats de l'étude indiquent que le nombre de Nusselt est mieux corrélé avec le nombre de Dean modifié. Les configurations en contre-courant présentent des taux de transfert de chaleur plus élevés que les configurations en parallèle.

Considérant que le changement de propriétés avec la température n'affecte pas le taux de transfert de chaleur pour les deux configurations.

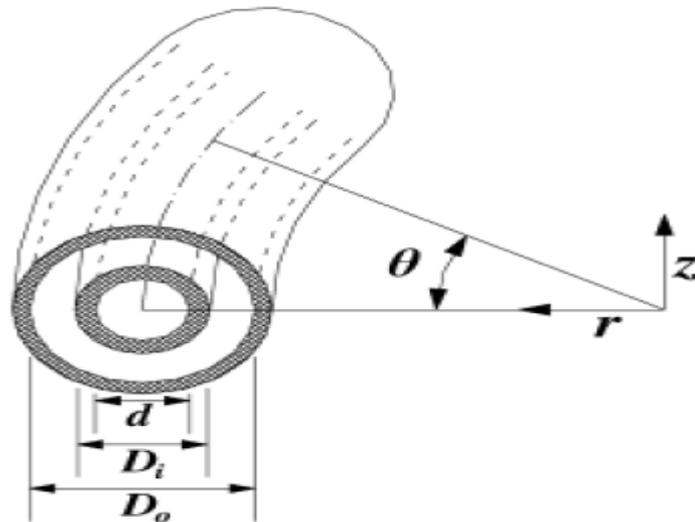


Figure II.9. Schéma de la géométrie de l'échangeur de chaleur et du système de coordonnées utilisé.[19]

Yang et al.[20] ont développé un échangeur de chaleur à double tube avec une courbure variable. Les résultats expérimentaux démontrent une amélioration du taux de transfert de chaleur par rapport à un échangeur de chaleur à double tube conventionnel, et une courbure plus importante correspond à un écoulement secondaire plus prononcé. En particulier dans le cas du refroidissement, l'effet du rapport de courbure n'est pas prédominant et le taux de transfert de chaleur dépend principalement du nombre de Dean.

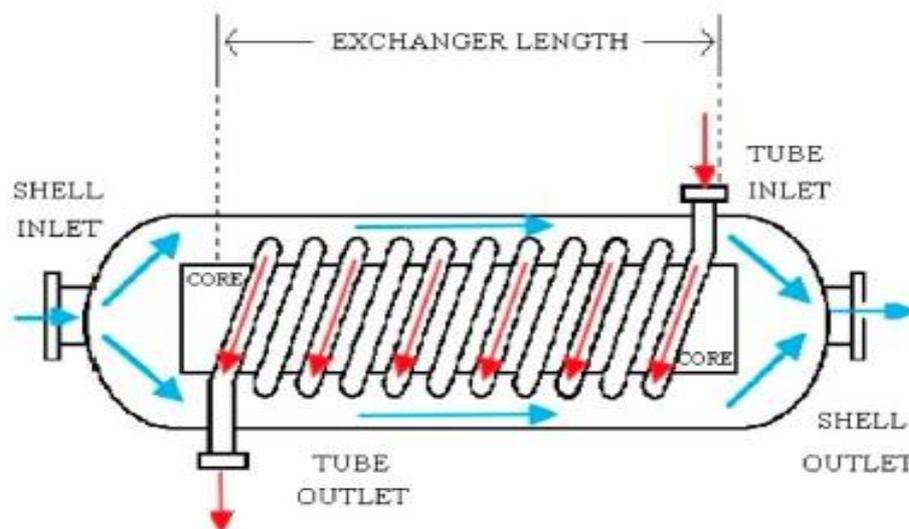


Figure II.10. Schéma de l'échangeur de chaleur du tube enroulé.[20]

Chen et al.[21] ont proposé un échangeur de chaleur à déflecteur en spirale dont la structure est composée d'un déflecteur en spirale étagé à un seul côté.

Les résultats numériques montrent qu'il améliore le transfert de chaleur et réduit la résistance à l'écoulement par rapport aux configurations d'écoulement hélicoïdales conventionnelles. Or, cette configuration vient d'être étudiée numériquement pour un échangeur à tube en U.

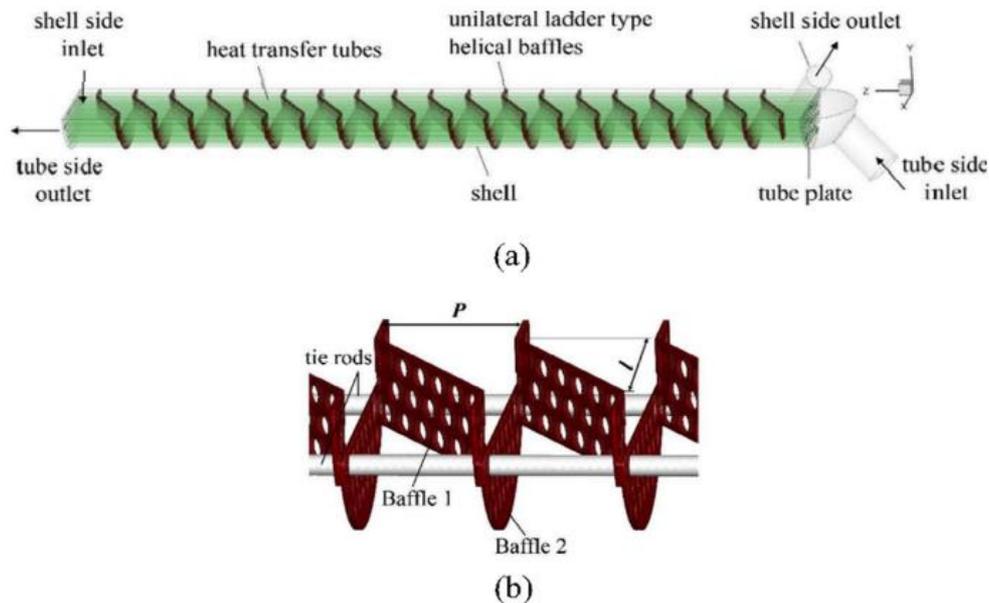


Figure II.11. Déflecteurs hélicoïdaux unilatéraux de type échelle. (a) échangeur de chaleur à tube en U; (b) déflecteurs hélicoïdaux.[21]

P. Naphon.[22] fait Une étude expérimentale a été réalisée pour examiner les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression d'un canal à double surface ondulée. Un flux de chaleur allant de 0,5 à 1,2 kW/m² et un nombre de Reynolds variant de 2000 à 9000 ont été appliqués. Les résultats ont révélé que la présence de la surface ondulée avait un impact significatif sur l'amélioration du transfert de chaleur et de la chute de pression.

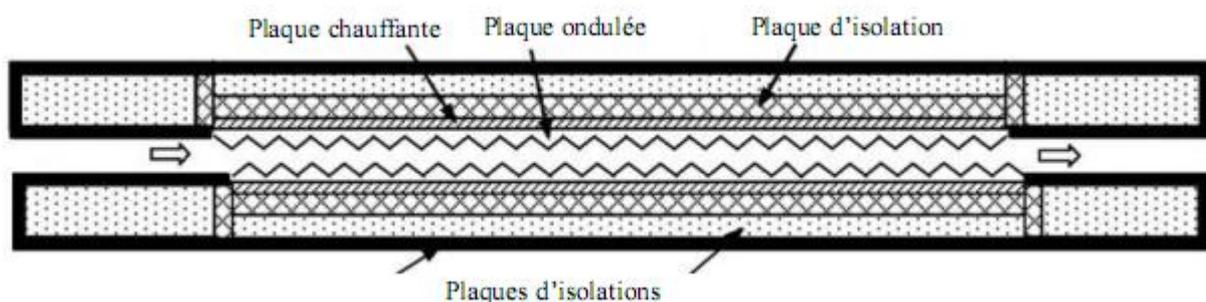


Figure II.12. Schéma de la section d'essai.[22]

Yuan et al.[23] ont étudié expérimentalement et numériquement l'irréversibilité des micro-canaux ondulés non uniformes tels que les micro-canaux ondulés convergent-divergent.

Selon les résultats, il semble que les performances globales des canaux ondulés ont été d'une manière linéaire.

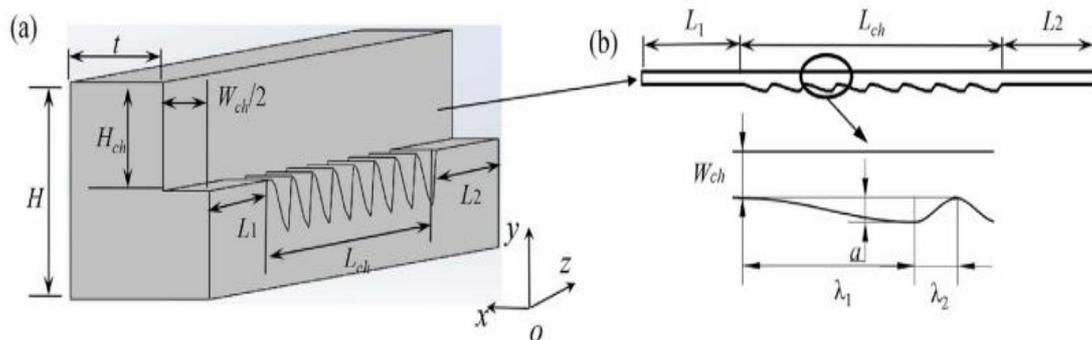


Figure II.13. Schéma d'un micro-canaux ondulé : (a) configuration du micro-canaux MCH41
(b) taille géométrique.[23]

Ahn [24] a réalisé une expérience afin d'étudier le transfert de chaleur d'un écoulement monophasé d'eau à travers des anneaux dotés de tubes intérieurs ondulés. Les anneaux à écoulement parallèle ont été examinés sous dix configurations annulaires différentes, couvrant une plage de nombres de Reynolds allant de 1700 à 13000. Les résultats obtenus mettent en évidence une nette amélioration des nombres de Nusselt dans les cannelures annulaires équipées de tubes hélicoïdaux par rapport aux anneaux utilisant des tubes à noyau ondulé horizontal. Cette amélioration est attribuée à la présence de creux plus marqués correspondant à une hauteur de rugosité accrue dans les tubes spiralés cannelés.

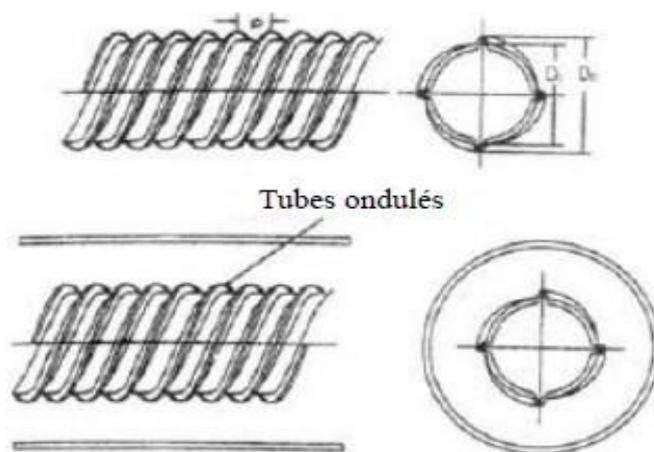


Figure II.14. Schéma de la section d'essai.[24]

Vicente et al. [25] ont réalisé des expériences ont été conduites par les chercheurs pour étudier le transfert de chaleur et la chute de pression lors d'un écoulement laminaire et transitoire à travers des tubes ondulés. Le fluide de refroidissement utilisé dans ces expériences était de l'éthylène glycol.

Les résultats de transfert de chaleur montrent qu'à des nombres de Rayleigh plus élevés, l'amélioration produite par les tubes ondulés peut atteindre les 30%. Les résultats de chute de pression montrent que le coefficient de frottement des tubes ondulés est supérieur de 5 à 25% à celui du tube lisse. De plus, ils ont observé que la rugosité accélère la transition en dessous du nombre critique de Reynolds de 1300.

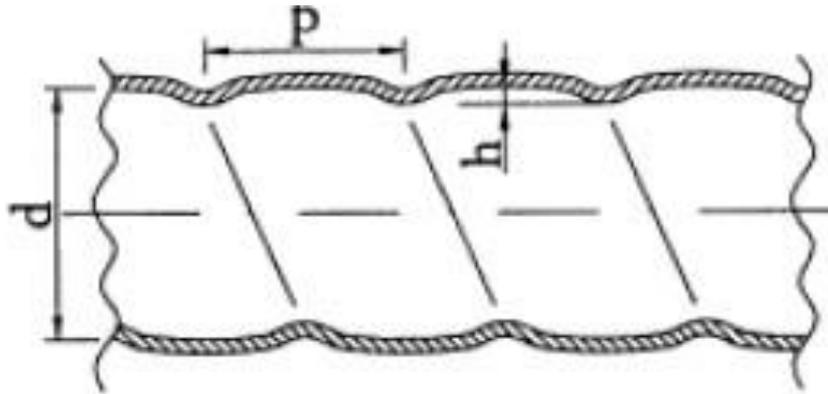


Figure II.15. Schéma d'un tube ondulé.[25]

Y.Sui et al.[26] ont mené une étude expérimentale pour examiner les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un micro-canal de section rectangulaire de forme sinusoïdale. Des expériences ont été conduites en utilisant de l'eau comme fluide caloporteur, avec des nombres de Reynolds variant de 300 à 800. Les résultats indiquent que l'ondulation des canaux a un impact plus significatif sur le transfert de chaleur que sur la chute de pression.

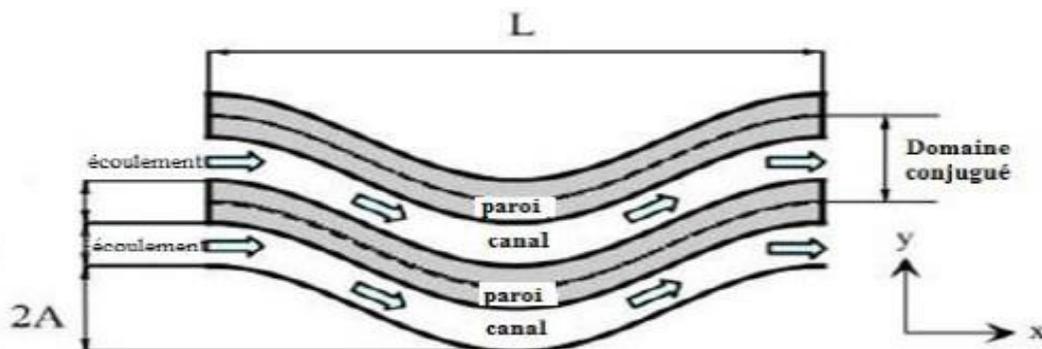


Figure II.16. Schéma de la section d'essai.[26]

Une étude a été réalisée par **García et al.** [27] Dans le but d'explorer l'impact de formes de rugosité artificielle sur l'amélioration du transfert de chaleur, des expériences ont été menées sur des tubes ondulés, des tubes alvéolés et des bobines de fil. Les résultats obtenus mettent en évidence que la forme de la rugosité artificielle influe davantage sur la chute de pression que sur l'augmentation du transfert de chaleur. De plus, elle exerce une influence significative sur la transition vers un écoulement turbulent.

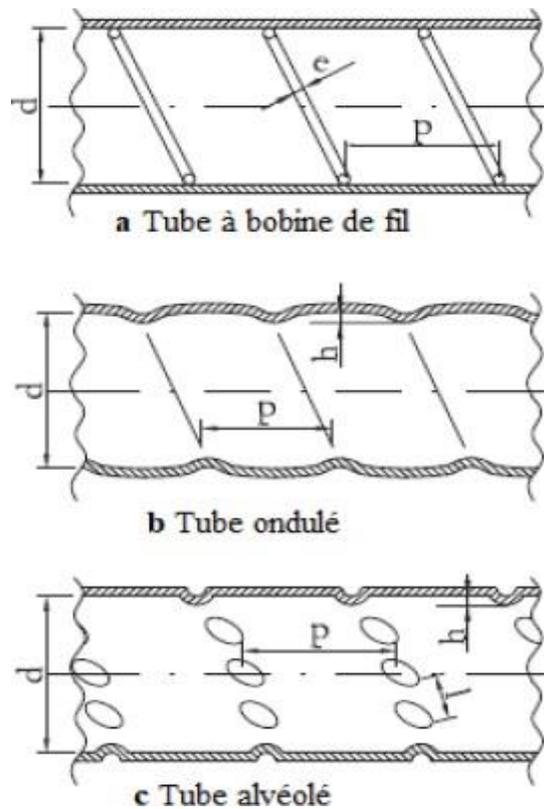


Figure II.17.Types de rugosité de surface .[27]

Saikia et al. [28] ont étudié les propriétés thermo-hydrauliques de fluides non newtoniens dans des canaux ondulés. Les résultats obtenus montrent un impact important sur le choix de la configuration géométrique des canaux ondulés et l'ajout des fluides non newtoniens dans des processus de transfert de chaleur.

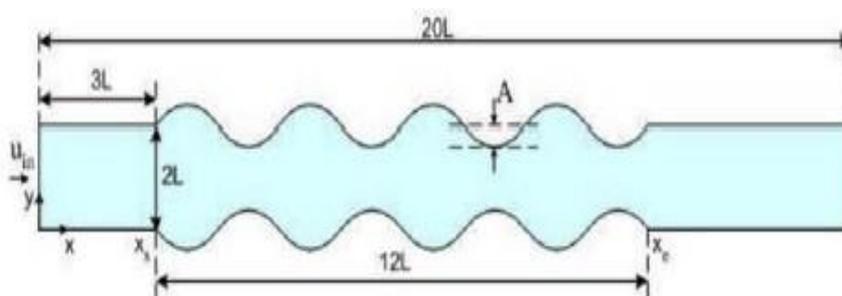


Figure II.18.Schéma du modèle physique.[28]

G.Comini et al.[29] ont fait cette étude pour analyser les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression dans la région entièrement développée d'un canal ondulé. Des simulations numériques ont révélé que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement augmentent lorsque le rapport d'aspect diminue. Dans tous les canaux étudiés, le facteur de frottement diminue à mesure que le nombre de Reynolds augmente, tandis que le nombre de Nusselt n'augmente de manière significative qu'au-delà d'une valeur critique du nombre de Reynolds.

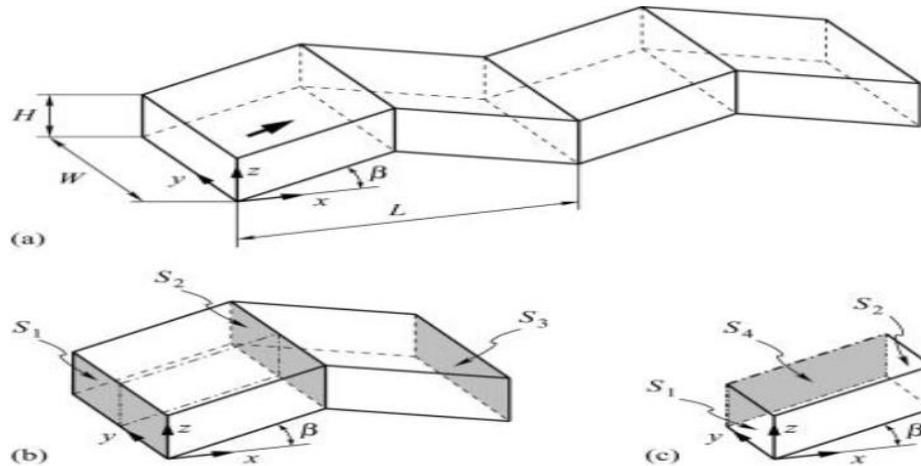


Figure II.19. Canaux ondulés tridimensionnels : a) géométrie ; b) cycle de ondulation ; c) cellule de calcul.[29]

Une étude numérique a été menée par Wang et al.[30] sur un échangeur de chaleur multitube en spirale avec des tubes ondulés. Trois configurations de tubes ont été examinées : circulaire, carrée et triangulaire. Pour les nombres de Reynolds inférieurs à 40000, les tubes triangulaires ont démontré les meilleures performances thermo-hydrauliques par rapport aux tubes lisses.

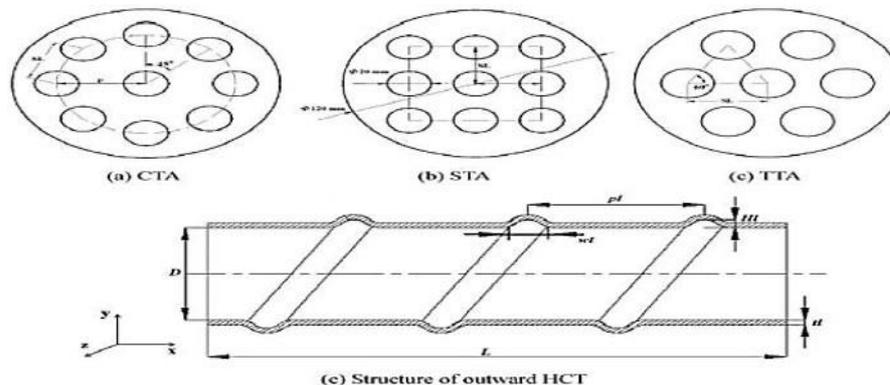


Figure II.20. Schéma de la section d'essai. (a) circulaires, (b) carrés, (c) triangulaires.[30]

Liu et al. [31] ont étudié numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur dans des canaux alvéolés avec des saillies hémisphériques quadratiques.

Les chercheurs ont observé que les protubérances secondaires entraînent un écoulement descendant et réduisent les zones de recirculation dans la principale cavité adjacente, ce qui entraîne une amélioration significative du transfert de chaleur local. De plus, les protubérances secondaires favorisent l'attachement et améliorent ainsi l'élimination des structures tourbillonnaires.



Figure II.21. Echangeur thermique à tubes multiples.[31]

Des expériences ont été menées de la par de **Vicente et al.**[32] sur des tubes hélicoïdaux afin d'analyser les propriétés thermiques et hydrauliques d'un micro-échangeur de chaleur. Les résultats ont démontré que l'utilisation de tubes hélicoïdaux permettait une amélioration de 300 % du transfert de chaleur et de 250 % de la chute de pression. De plus, ces tubes ont présenté de meilleures performances thermiques pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1000.

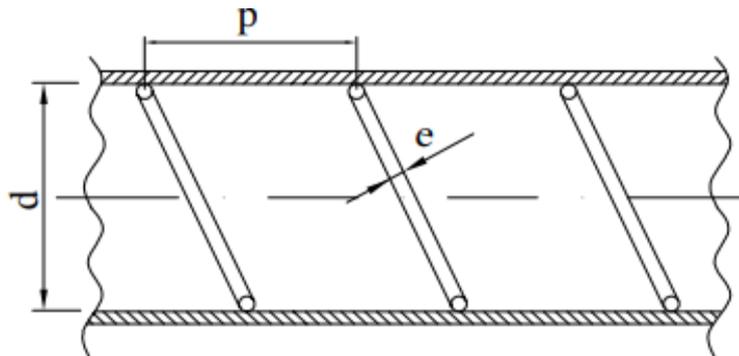


Figure II.22. une bobine hélicoïdale installée dans un tube lisse.[32]

Une étude numérique a été menée par **Jaffal et al.**[33] sur un tube annulaire transversal comportant des ondulations discontinues ajoutées. Les expériences ont été réalisées en utilisant de l'eau comme fluide de travail sur une plage de nombres de Reynolds allant de 1200 à 2200. Différents paramètres de composition ont été testés. Les résultats ont montré qu'un facteur de performance thermique maximal de 1,28 a été atteint pour un nombre de Reynolds de 1200.

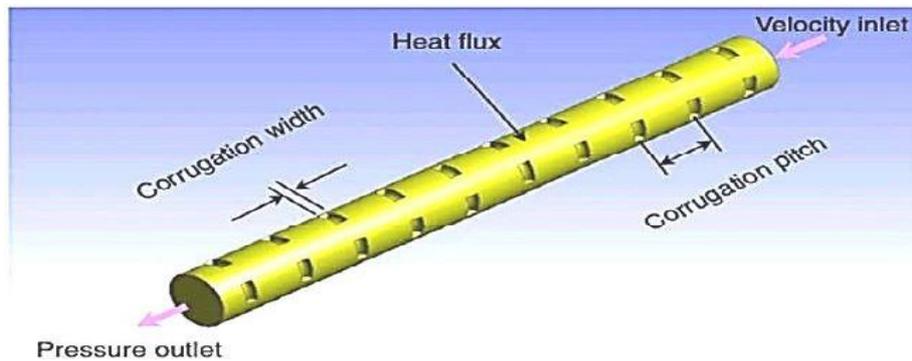


Figure II.23. Géométrie des tubes étudiés.[33]

Liao et al.[34] ont testé des paramètres géométriques tels que la largeur, l'espacement et la profondeur d'ondulation dans les tubes convexes transversaux externes sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement des fluides. Les résultats ont montré que les tubes ondulés présentaient de meilleures performances en termes de transfert de chaleur par rapport aux tubes lisses. De plus, le critère d'évaluation des performances (PEC) a augmenté en augmentant la profondeur d'ondulation.

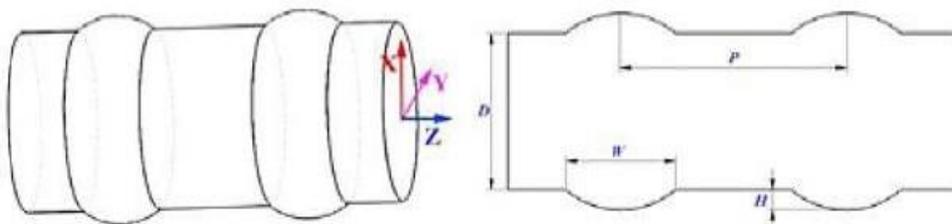


Figure II.24. Géométrie des tubes étudiés.[34]

Une comparaison a été réalisée par Liu et al.[35] entre des tubes droits lisses et des tubes droits comportant des serpentins dans un échangeur de chaleur à calandre, avec des tubes de même diamètre. Les résultats ont démontré une augmentation de 60 à 130 % du nombre de Nusselt, indiquant une amélioration significative des performances de transfert de chaleur pour les tubes en spirales par rapport aux tubes lisses.

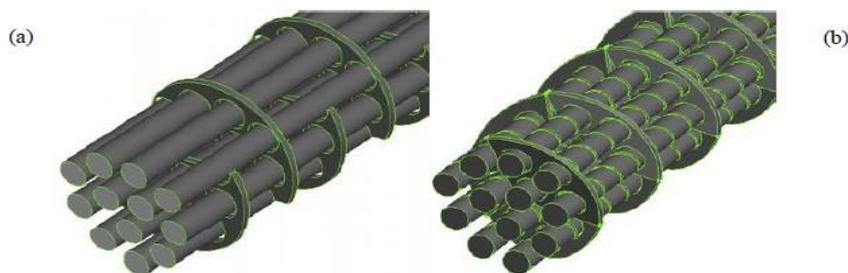


Figure II.25. Modèles des tubes, (a) droit lisse. (b) droit avec des serpentins.[35]

Une étude a été menée par Jamshidi et al. [36] pour étudier les influences de la géométrie et du débit sur le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur à coque et à tube.

Les résultats expérimentaux ont révélé que des paramètres tels que le diamètre maximal de la bobine, l'espacement entre les spires et le débit massique, à la fois du côté de la coque et du côté de la bobine, ont un impact significatif sur l'augmentation du transfert de chaleur.

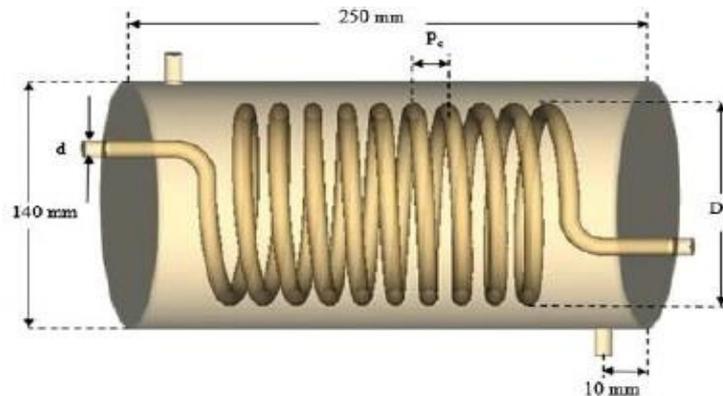


Figure II.26. Modèles des tubes, (a) droit lisse. (b) droit avec des serpentins.[36]

Une étude numérique a été réalisée par **HAMohamed et al.** [37] pour analyser un écoulement turbulent forcé à travers un canal ondulé dans un échangeur de chaleur à plaques. Un flux constant a été appliqué aux parois supérieures et inférieures du canal. Les chercheurs ont examiné les effets de paramètres géométriques tels que l'angle d'inclinaison et la hauteur d'ondulation sur les performances thermo-hydrauliques. Les résultats ont démontré que l'utilisation de canaux ondulés constituait une approche appropriée pour améliorer les performances thermiques et obtenir un échangeur de chaleur plus compact.

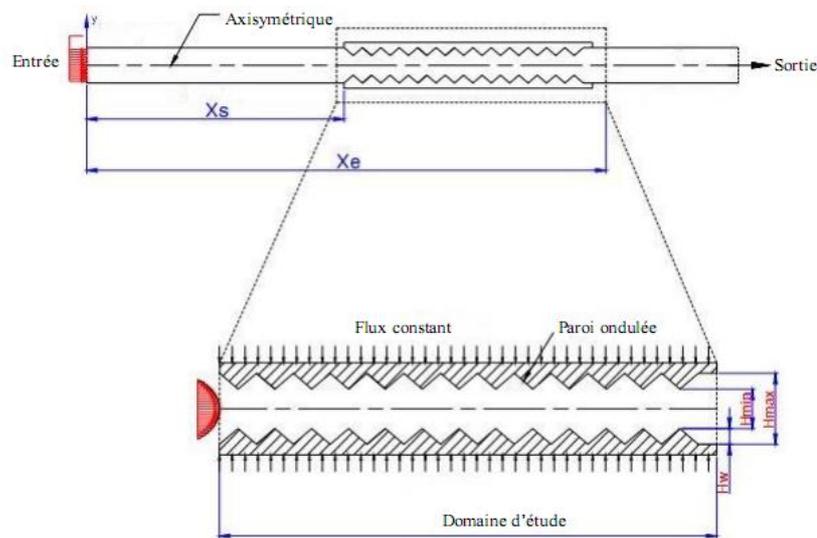


Figure II.27. Schéma de principe du canal ondulé.[37]

Dongwei Zhang et al [38] ont fait une étude numérique pour étudier le comportement thermo-hydraulique de différents tubes ondulés axisymétriques, comprenant deux types d'ondulation uniforme et huit types d'ondulation non uniforme. Les résultats ont révélé que la présence de vortex entre les ondulations adjacentes, connue sous le nom de deuxième région d'écoulement, était responsable de l'amélioration des performances dans les tubes ondulés.

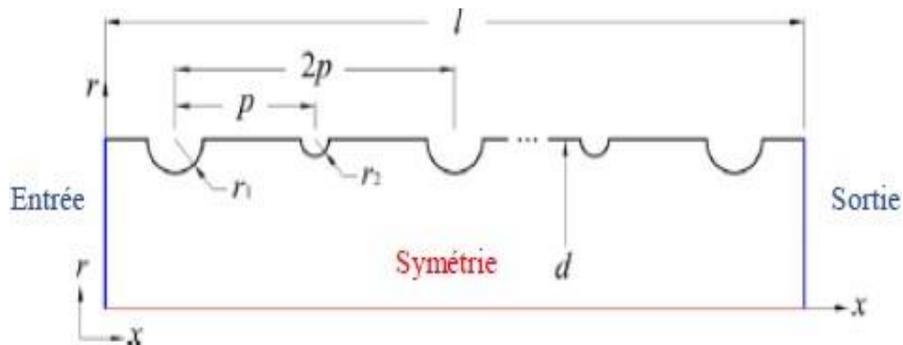


Figure II.28.Structure géométrique du tube ondulé.[38]

M.A. Ahmed et al.[39] ont effectué une étude numérique pour examiner les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression des nano fluides circulant à travers un canal ondulé chauffé de manière uniforme. L'analyse s'est concentrée sur le nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules, avec des valeurs allant de 100 à 1000 et de 0 à 5% respectivement. Les résultats ont révélé une amélioration du transfert de chaleur avec une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, indiquant l'influence significative de la surface ondulée sur les résultats obtenus.

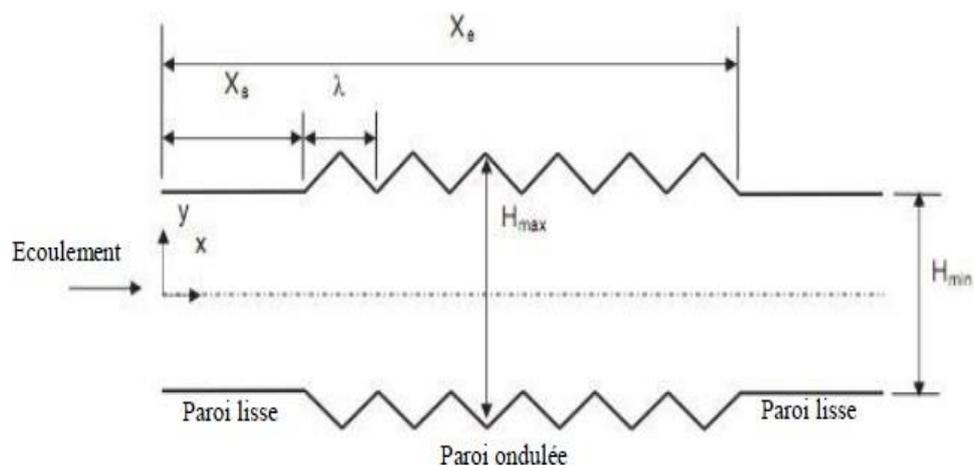


Figure II.29.Schéma du modèle physique.[39]

Anbu et al. [40] ont étudié expérimentalement les effets combinés des nano-fluides et des ondulations dans les tubes sur le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement.

Des tests ont été effectués en utilisant un mélange de TiO_2 et d'eau sous forme de nano fluide pour étudier le comportement d'un écoulement turbulent avec un intervalle de nombres de Reynolds allant de 4800 à 8900. Les conditions de flux de chaleur sur la paroi ont été maintenues de manière uniforme tout au long de l'expérience.

Ils ont découvert que l'ajout de nano particules de TiO_2 au fluide de base a un impact significatif sur les performances globales par rapport à l'ajout des ondulations.

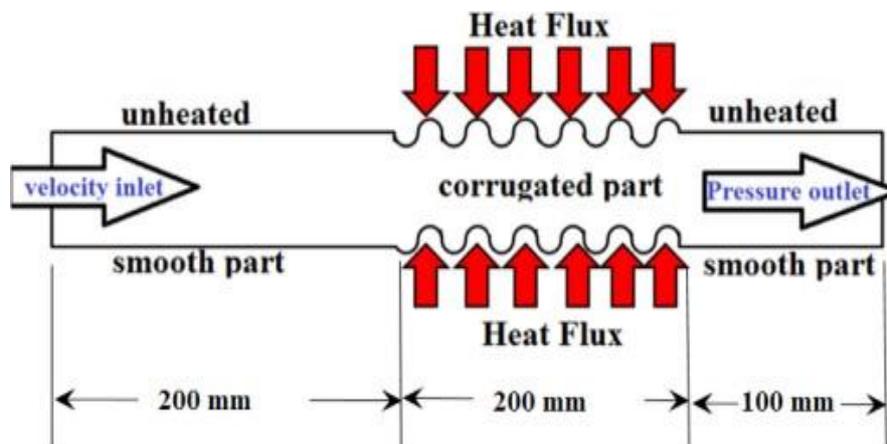


Figure II.30. Conditions limites du modèle physique.[40]

Dizaji et al. [41] ont mené une étude expérimentale visant à examiner les caractéristiques thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur à micro-tubes concentriques en présence d'ondulations. Les températures d'entrée de l'eau chaude (tube intérieur) et de l'eau froide (tube annulaire) ont été maintenues respectivement autour de $40^{\circ}C$ et $8^{\circ}C$, tandis que le nombre de Reynolds variait de 3500 à 18000. Les résultats obtenus ont révélé que l'ondulation du tube extérieur et la configuration des tubes avaient un impact significatif sur les performances thermo-hydrauliques globales.

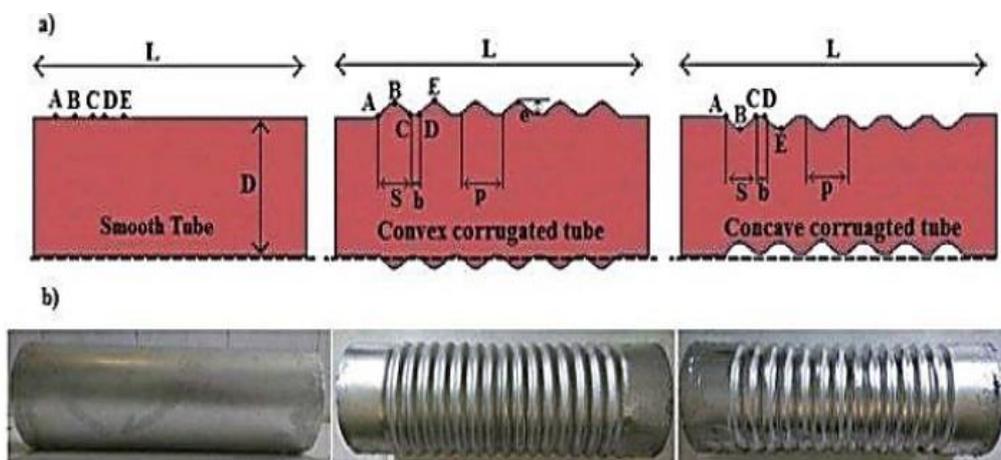


Figure II.31. Différentes dispositions des tubes.[41]

Une étude expérimentale a été menée par **Elshafei et al.**[42] sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression dans un canal ondulé en forme de V. l'effet de déphasage a été l'objectif de recherche.

Des observations ont révélé une augmentation significative du coefficient moyen de transfert de chaleur, tandis que la chute de pression diminuait en fonction de l'espacement et du retard de phase.

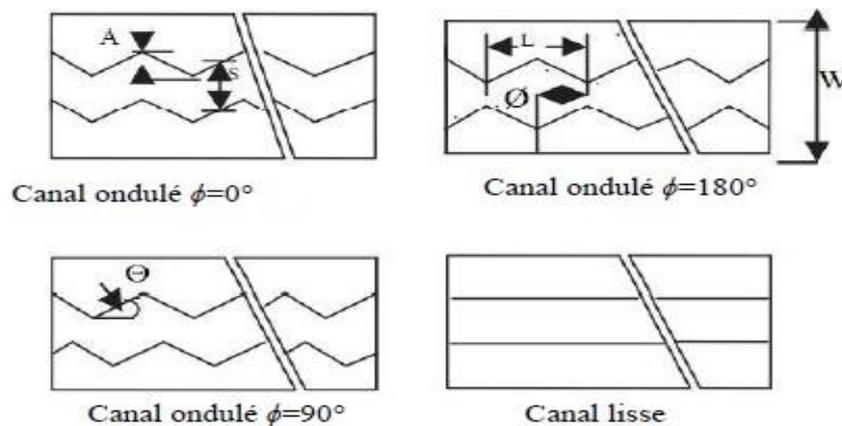


Figure II.32. Configuration des canaux testés.[42]

Billen et ses collègues [43] ont mené une étude expérimentale pour évaluer les propriétés thermodynamiques d'un écoulement d'air turbulent à travers des canaux de différentes géométries : circulaire, trapézoïdale et rectangulaire. Les nombres de Reynolds variaient de 10000 à 38000. Les résultats ont révélé une amélioration des performances de transfert de chaleur dans les canaux avec des ondulations circulaires, trapézoïdales et rectangulaires de 63%, 58% et 47% respectivement. De plus, une valeur optimale a été observée pour le nombre de génération d'entropie, correspondant à un nombre de Reynolds de 17000 pour tous les cas étudiés.

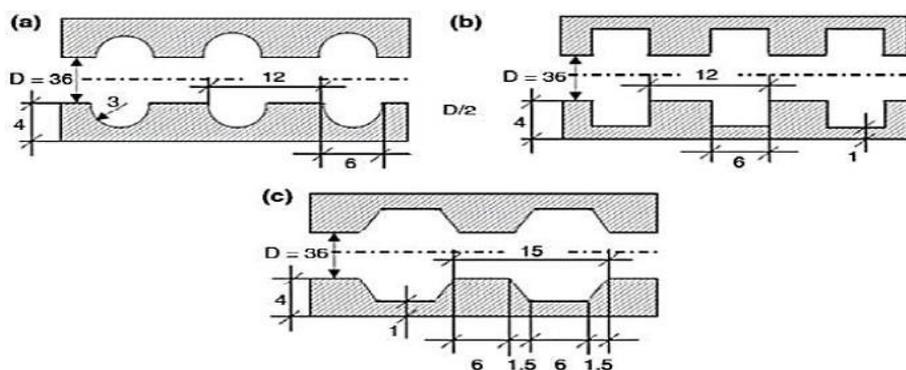


Figure II.33. Schéma de principe d'un canal ondulé, (a)circulaires, (b) rectangulaires et (c) trapézoïdales.[43]

Cordoles et al.[44] ont effectué une étude numérique pour évaluer l'effet de l'ondulation hélicoïdale des tubes sur les performances convectives d'un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur. Ils ont observé que le nombre de Nusselt moyen augmentait à mesure que le rapport (hauteur/diamètre) de l'ondulation augmentait. En revanche, lorsque le rapport (pas/diamètre) augmentait, le nombre de Nusselt et la chute de pression diminuaient de manière linéaire. De plus, une amélioration du nombre de Nusselt et de la chute de pression était observée avec une augmentation du rapport (hauteur/diamètre)..

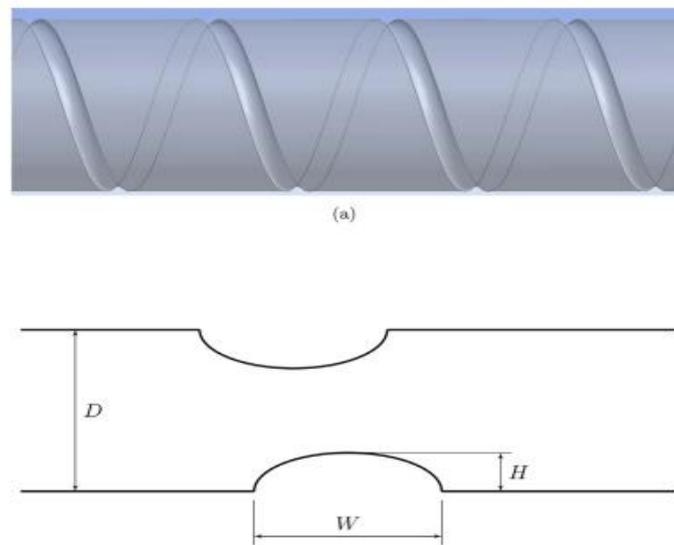


Figure II.34.Détail de la géométrie ondulée.[44]

Khodabandeh et al.[45] ont évalué les propriétés thermodynamiques et l'efficacité énergétique des nano-fluides contenant des nanoparticules d'argent (eau-Ag) utilisant des rubans coniques torsadés. Les résultats ont montré que la diffusion des nanoparticules était plus prononcée à de faibles angles de torsion et augmentait significativement avec la distance depuis l'entrée du tube. De plus, l'alignement des rubans coniques torsadés dans une seule direction a conduit à une configuration présentant une meilleure efficacité énergétique (PEC).

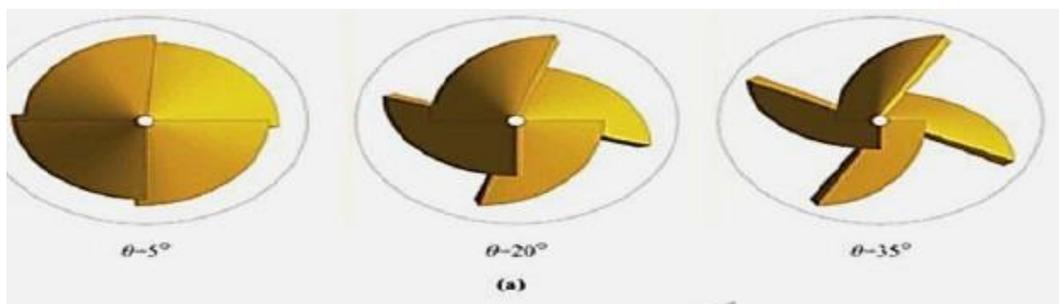


Figure II.35.Schéma des inserts de bande et de la bielle.[45]

Jixiang Yin, [46] a été menée cette étude pour examiner les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'air circulant dans des canaux ondulés sinusoïdaux avec des déphasages variables entre les parois supérieures et inférieures, tout en maintenant un diamètre équivalent constant. Les calculs ont été réalisés en considérant une température uniforme de la paroi et des nombres de Reynolds compris entre 2000 et 10000. L'influence du déphasage sur l'écoulement et le transfert de chaleur a été analysée et discutée.



Figure II.36. Représentation typique des canaux ondulés.[46]

L'une des techniques utilisées pour améliorer le transfert de chaleur consiste à insérer des anneaux coniques à l'intérieur des tubes pour agir comme des turbulateurs. L'étude qui a été réalisée par **Ibrahim et al.** [47] couvre un nombre de Reynolds entre 6000 et 25000, utilisant l'air comme fluide de travail. Les inserts à anneau coniques ont été appliqués dans trois configurations : anneau conique convergent, anneau conique convergent-divergent et anneau conique divergent. Les résultats montrent que Nu et f diminuent avec l'augmentation du rapport pas/diamètre, ce qui est attribué à la diminution de l'intensité de la turbulence.

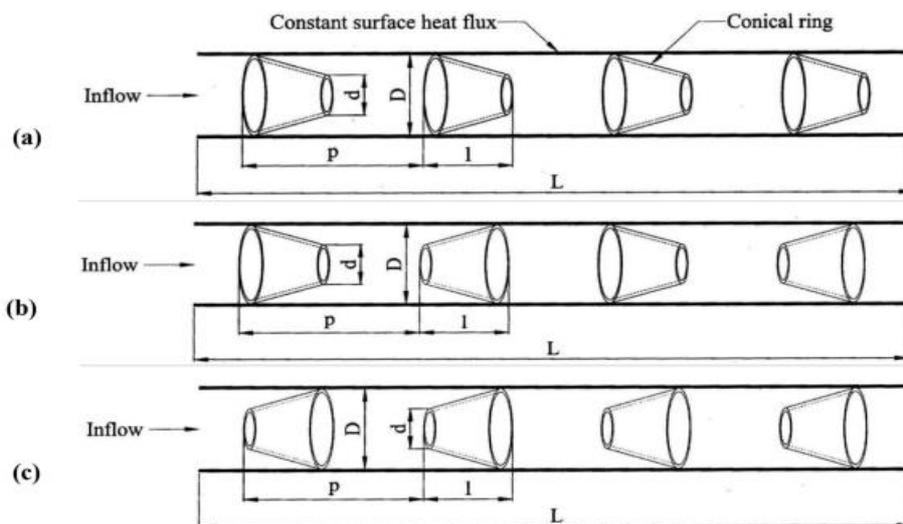


Figure II.37. Tube à essai équipé de divers réseaux d'anneaux coniques : (a) réseau convergent, (b) réseau convergent-divergent et (c) réseau divergent.[47]

Une étude expérimentale a été présentée par **Kongkai paiboon et al.** [48] pour améliorer le transfert de chaleur dans un tube lisse avec une pompe de recirculation dans un système à écoulement turbulent.

Il ont été observé que la diminution du rapport de pas entraîne une augmentation du taux de transfert thermique. Cette augmentation est due à une intensité de turbulence accrue et à une augmentation de la surface de contact, ce qui permet de dissiper les charges de pression dynamiques présentes dans le système.



Figure II.38. Turbulateurs à anneaux.[48]

Koo et Kleinstreuer.[49] ont réalisé une étude comparative expérimentale et numérique sur l'effet de la dissipation visqueuse pour un écoulement pleinement développé dans un micro-canal à plaques parallèles. Ils ont constaté que cet effet est important pour les fluides à faible chaleur spécifique et à haute viscosité, même à basse vitesse.

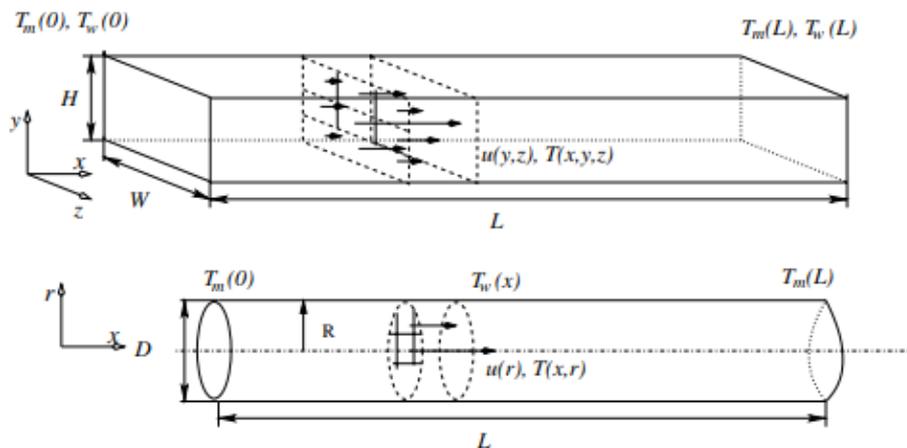


Figure II.39. Configurations du système pour micro-canal et micro-tube.[49]

Zhenhui Dai et ses collègues.[49] ont réalisé une étude expérimentale sur les propriétés thermo-hydrauliques de l'eau dans des micro-canaux. Leur recherche a couvert une plage de nombres de Reynolds allant de 50 à 900

Ils ont constaté que par rapport aux canaux ondulés, le transfert de chaleur des canaux ondulés était considérablement amélioré.

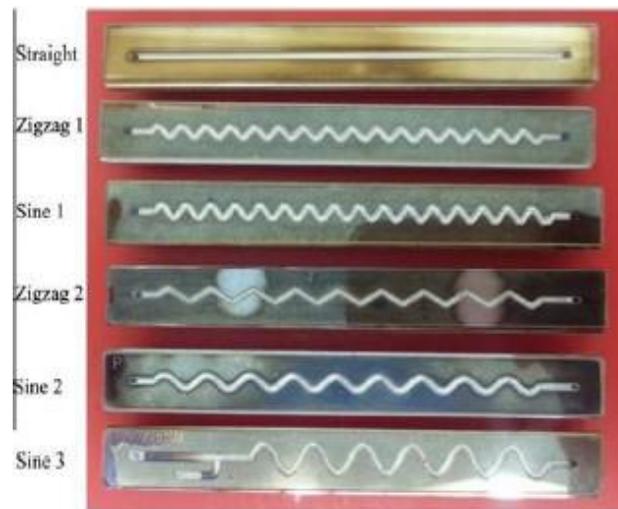


Figure II.40. Sections d'essai avec différents modèles de canaux.[50]

Harles et al.[51] ont mené des expériences sur différentes configurations d'échangeurs de chaleur à tubes spiralés afin d'évaluer leurs performances. Une valeur de performance globale de 0,517 a été obtenue pour une puissance de pompage constante en utilisant un tube avec un pas d'ondulation.

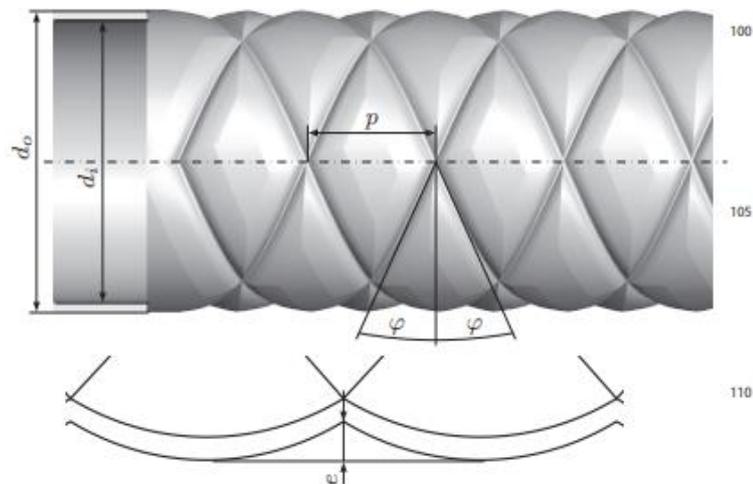


Figure II.41. Un tube ondulé croisé avec ses dimensions : diamètre intérieur et extérieur d_i et d_o , angle de ondulation u , hauteur de ondulation e et pas de ondulation p . [51]

II. 3. Conclusion

Dans cette section, une analyse détaillée des résultats d'études numériques et expérimentales dans le domaine des échangeurs de chaleur est présentée. L'accent est mis sur l'utilisation de techniques passives pour améliorer les phénomènes de transfert de chaleur. De plus, cette revue permet de mieux appréhender et maîtriser le comportement thermique et dynamique de l'écoulement à l'intérieur des échangeurs de chaleur, en particulier dans le cas des canaux ondulés.

Chapitre III

Formulation mathématique et simulation numérique

III.1 Introduction

Ce chapitre présente une analyse numérique de l'écoulement convectif turbulent dans un canal rectangulaire chauffé par une température uniforme constante. Le canal est équipé d'ondulations trapézoïdales. Une description détaillée du problème physique, du modèle mathématique, des conditions aux limites et de la méthodologie de maillage utilisée pour résoudre le problème sera présentée dans cette partie.

III.2 Géométrie du problème

Un canal rectangulaire composé de deux plaques ondulées trapézoïdale supérieure et inférieure traversé par un écoulement d'eau turbulent stationnaire. Cette recherche couvre un nombre de Reynolds et une température dans la gamme de 2500 à 8500 et 325K, respectivement. La figure III.1 illustre la géométrie du problème.

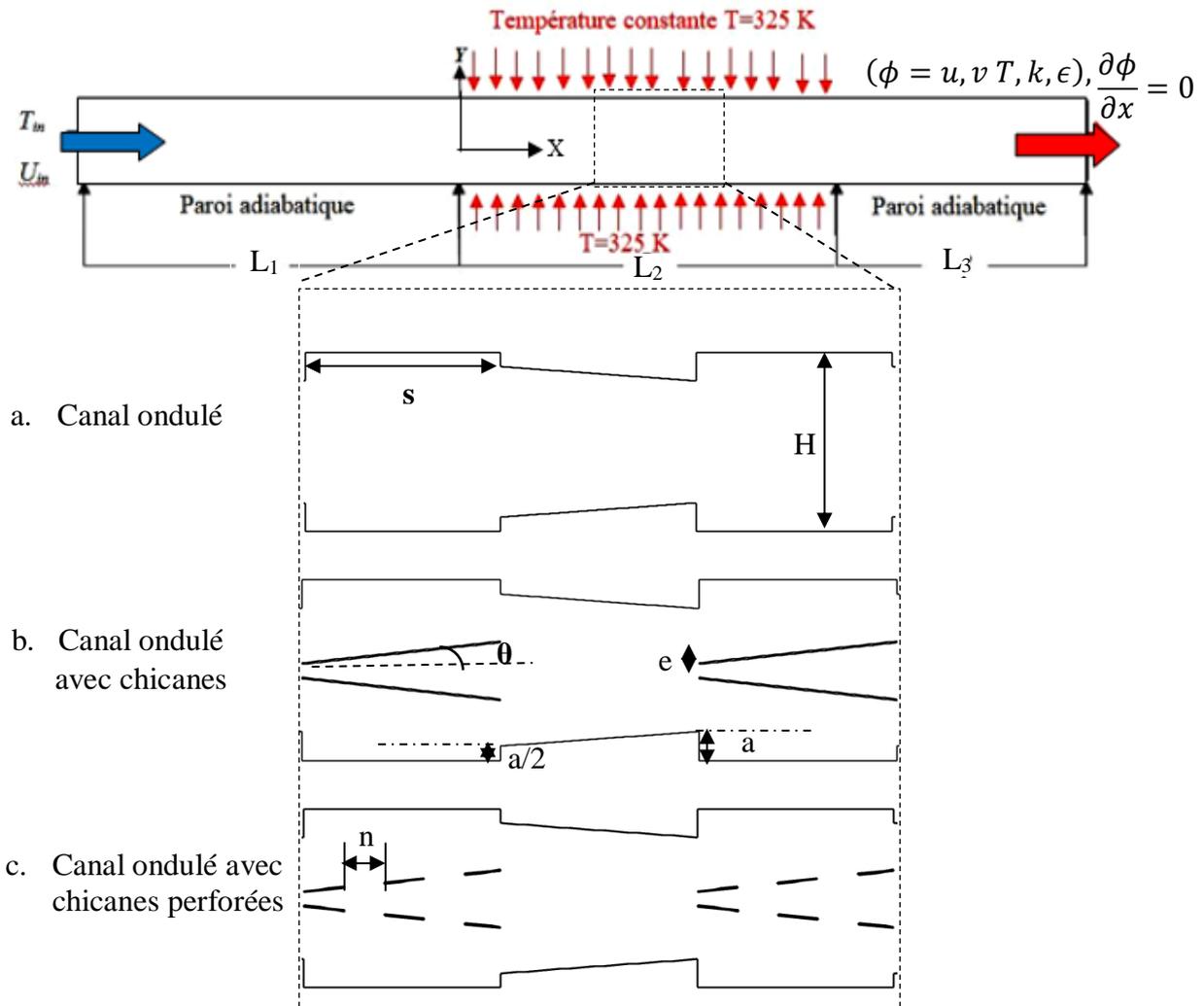


Figure.III.1.Modèle physique de la présente étude

La géométrie des canaux ondulés périodiques avec des configurations sans chicane, avec chicanes pleines et chicanes perforées est présentée sur les Figures (III.1) Les winglets (chicanes en V) sont placés discrètement au centre du canal. Dans la configuration perforée, deux trous sont considérés pour chaque winglet. La hauteur du canal est $H = 12.5$ mm. A l'entrée et à la sortie du canal, il y a une section d'établissement d'écoulement non chauffée de $L_1 = L_2$ et $L_3 = L_2/2$, respectivement, et la longueur du canal ondulé est $L_2 = 24H$. Le nombre d'ondulation est fixé pour 11 ondulations et le nombre des chicanes est de 9.

Les autres dimensions du canal et des chicanes sont données dans le tableau III.1. Les paramètres géométriques sont maintenus constants dans cette étude et le problème est examiné en deux dimensions.

Tableau.III.1 Paramètres géométriques des canaux ondulés étudiés.

	L_1 (mm)	a (mm)	s (mm)	e (mm)	θ (°)	n (mm)
Canal lisse	300	--	--	--	--	--
Canal ondulé	300	2	13,64	0,1	--	--
Canal ondulé avec chicanes pleines	300	2	13,64	0,1	20	--
Canal ondulé avec chicanes perforés	300	2	13,64	0,1	20	2.728

III.3 Formulation mathématique du problème

La formulation mathématique du phénomène de convection repose sur des équations liant les différents paramètres : vitesse, pression et température. Les équations déterminantes sont les suivantes :

- Equation de conservation de la masse (équation de continuité).
- Equation de conservation de quantité de mouvement.
- Equation de d'énergie.

III.4 Hypothèses

Cette étude a été menée avec les hypothèses suivantes :

- Le régime de l'écoulement est turbulent.
- L'écoulement est supposé bidimensionnel et permanent.
- Le fluide est incompressible.
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes.
- Les profils de vitesse et de température à l'entrée sont supposés constants et uniformes.

III.5 Equations gouvernantes

III.5.1 Equation de Continuité

Cette équation exprime elle-même la loi de conservation de la masse pour le volume de contrôle matériel. Il est représenté mathématiquement comme suit:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{III.1}$$

III.5.2 Equation de quantité de mouvement

La relation entre les propriétés d'un fluide en mouvement et les forces qui le génèrent peut être établie grâce au principe de conservation de la quantité de mouvement. Ce principe est exprimé par l'équation suivante :

Suivant x :

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.2}$$

• Suivant y :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.3}$$

III.5.3 Equation d'énergie

$$u \frac{\Delta T}{\Delta x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.4}$$

- **Equations de turbulence k - ε**

Ce modèle est semi-empirique et repose sur les variables de l'énergie cinétique turbulente k et de la dissipation ε . L'équation de transport du modèle pour k est dérivée de l'équation exacte, tandis que celle pour ε est obtenue par une approche basée sur la logique physique, bien qu'elle diffère considérablement de son équivalent mathématiquement exact.

Les deux équations de turbulence sont:

- **Equations énergie cinétique k :**

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho k u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad \text{III.5}$$

- **Equation de la dissipation visqueuse ε :**

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho \varepsilon u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) G_k + C_{2\varepsilon} \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{K} \right) \quad \text{III.6}$$

On peut modéliser la viscosité turbulente μ_t comme suit:

$$\mu_t = \rho C_p k^2 / \varepsilon \quad \text{III.7}$$

La viscosité turbulente est un paramètre couramment utilisé dans les équations d'énergie, de quantité de mouvement, de dynamique turbulente et de vitesse de dissipation turbulente. Les constantes empiriques ont été données comme suit:

$$C_{1\varepsilon}=1.44, C_{2\varepsilon}=1.92, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$$

III.5.4 Nombres adimensionnels

Les équations sans dimension sont utilisées pour simplifier et trouver des solutions générales aux problèmes physiques.

- **Nombre de Reynolds (Re)**

Est une grandeur adimensionnelle largement utilisée en mécanique des fluides pour caractériser les propriétés d'un écoulement, notamment dans le cas des écoulements turbulents. Il est déterminé par des facteurs tels que la viscosité, la densité et une longueur de référence spécifique. Sa définition est la suivante :

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad \text{III.8}$$

u : La vitesse moyenne à l'entrée du canal a été calculée à partir du nombre de Reynolds

$$u = \frac{Re \nu}{D_h} \quad \text{III.9}$$

Le diamètre hydraulique D_h est défini par la relation :

$$D_h = \frac{4Sp}{P} = 2H_{moy} \quad \text{III.10}$$

- **Nombre de Prandtl (Pr)**

Pr représente l'efficacité relative du transport de quantité de mouvement et de chaleur par diffusion.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{III.11}$$

- **Nombre de Nusselt (Nu)**

est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser le coefficient de transfert thermique dans les opérations de transfert thermique.

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad \text{III.12}$$

- Coefficient de frottement f

Le coefficient de frottement local à la paroi C_f est donné par :

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho u^2} \quad \text{III.13}$$

Le coefficient de frottement moyen est donné par :

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{\frac{1}{2} \rho u^2} \quad \text{III.14}$$

Δp représente la chute de pression entre l'entrée et la sortie du canal ondulé

$$\Delta p = p_{moy,e} - p_{moy,s} \quad \text{III.15}$$

Le coefficient de transfert de chaleur local $h(x)$ est calculé à partir de la relation :

$$h(x) = \frac{Q_w(x)}{T_w(x) - T_b(x)} \quad \text{III.16}$$

Q_w est le flux de chaleur de la paroi, $T_w(x)$ et $T_b(x)$ représentent la température moyenne de la paroi et du fluide calculée sur la section abscisse x , respectivement.

Le coefficient de transfert thermique moyen sur une longueur L du canal est calculé par:

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad \text{III.17}$$

Les nombres de Nusselt local et moyen sont donnés par les relations:

$$Nu(x) = \frac{D_h}{\lambda} h(x) \quad \text{III.18}$$

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) dx \quad \text{III.19}$$

Le critère d'évaluation des performances de l'écoulement est donné par:

$$PEC = \frac{(Nu_{ondulé} / Nu_{lisse})}{(f_{ondulé} / f_{lisse})^{1/3}} \quad \text{III.20}$$

Où Nu_{lisse} et f_{lisse} sont respectivement le nombre de Nusselt moyen et le facteur de frottement calculés pour une paroi lisse.

- **Flux de chaleur Q**

$$Q = q_m C_p (T_f - T_i) \quad \text{III.21}$$

q_m : Débit massique du fluide (kg/s).

C_p : Chaleur spécifique (kJ/kg. K).

T_f : Température final de fluide.

T_i : Température initial de fluide.

III.6 Conditions aux limites

Afin de résoudre le système d'équations établi précédemment, il est crucial de regrouper les conditions aux limites correspondantes pour chaque variable dépendante. Dans le cas présent, les conditions aux limites suivantes ont été identifiées :

- La température de fluide est constant à l'entrée du canal ondulé $T_{in}=288K$.
- La vitesse à l'entrée de canal ondulé u_{in} est constant et correspond à un nombre de Reynolds fixe .Cette vitesse s'exprime par l'équation suivante :

$$u_{in} = \frac{Re \mu}{\rho D_h} \quad \text{III.22}$$

Tableau.III.2. Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.

Reynolds	Vitesse correspondante (m/s)
2500	0.1
3500	0.14
4500	0.18
5500	0.22
6500	0.26
7500	0.3
8500	0.34

Les deux parois supérieures et inférieures ont soumises à une température constante:

$$T_w = T_{w'} = 325K.$$

Tableau.III.3. Conditions aux limites.

Limites	Condition thermique
Paroi supérieure : $y=0, 0 < x < L$	$T=325K$
Paroi inférieure : $y=H, 0 < x < L$	$T=325K$
Entrée: $x=0, 0 < y < H$	$T_{in}=288K$
Sortie: $x=L, 0 < y < H$	$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial k}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$

III.7 Propriétés du fluide

Dans notre étude, nous avons utilisé l'eau comme fluide caloporteur et l'aluminium comme matériau du canal ondulé, dont les propriétés thermo physiques sont présentées dans le tableau III.4 ci-dessous. $T=300K$.

Tableau.III.4. Propriétés physiques du fluide utilisé (l'eau à $T=300K$)

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg/m^3)	ρ	998.2
La conductivité thermique ($kg/m.K$)	K	0.6
Capacité thermique spécifique ($kg/kg.K$)	Cp	4182
Viscosité dynamique (Pa.s)	μ	0.001003

III.8 Méthode des volumes finis

Les méthodes de volumes finis impliquent l'intégration d'équations aux dérivées partielles sur le volume entourant chaque nœud du maillage. Cette approche présente des caractéristiques qui en font une méthode particulièrement adaptée à l'étude des écoulements turbulents. De plus, elle se distingue par sa grande robustesse et sa capacité à traiter des équations contenant des termes sources complexes et non linéaires.

III.8.1 Principe de la méthode des volumes finis

Les méthodes basées sur les volumes finis consistent à intégrer les équations aux dérivées partielles sur le volume entourant chaque nœud du maillage. Cette approche possède des caractéristiques qui en font l'une des méthodes les plus appropriées pour l'étude des écoulements turbulents, grâce à sa robustesse et sa capacité à gérer des équations comportant des termes sources complexes et non linéaires.

III.8.2 Volume de contrôle

Le nœud principal P, situé au centre du volume de contrôle, est entouré par les faces n, s, e et w, avec les points adjacents E et W dans la direction x, et N et S dans la direction y, comme illustré dans la Figure III.2. Les grandeurs scalaires telles que la pression P et la température T sont évaluées aux nœuds de la grille principale, tandis que les vecteurs tels que la vitesse axiale u et la vitesse radiale v sont évalués aux surfaces du volume de contrôle du maillage principal, calculé précédemment (vitesse axiale sur les faces s et n, vitesse radiale sur les faces w et e).

Diverses équations de conservation sont intégrées sur le volume de contrôle afin de déterminer les variables scalaires et vectorielles du problème..[52]

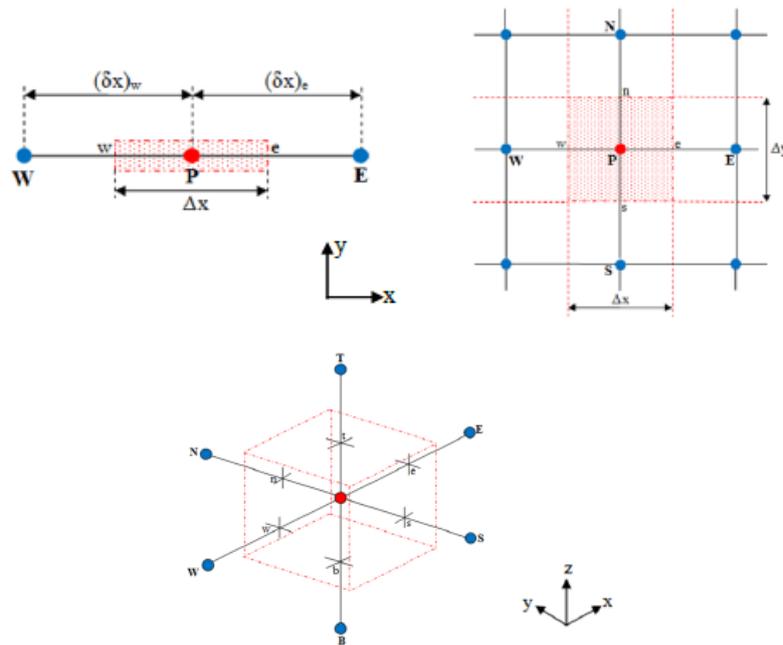


Figure III.2. Volume de contrôle pour des situations différentes, (a) 1D, (b) 2D, (c) 3D.[53]

III.9 Outil de simulation Gambit et Fluent

III.9.1 Gambit

Gambit est un logiciel utilisé pour générer des maillages qui peuvent être utilisés notamment avec Fluent. Ce programme offre la possibilité de définir et de créer des modèles d'étude, qu'ils soient en 2D (surfaces) ou en 3D (volumes), et de les mailler selon les préférences de l'utilisateur.

III.9.1.1 Interface de Gambit

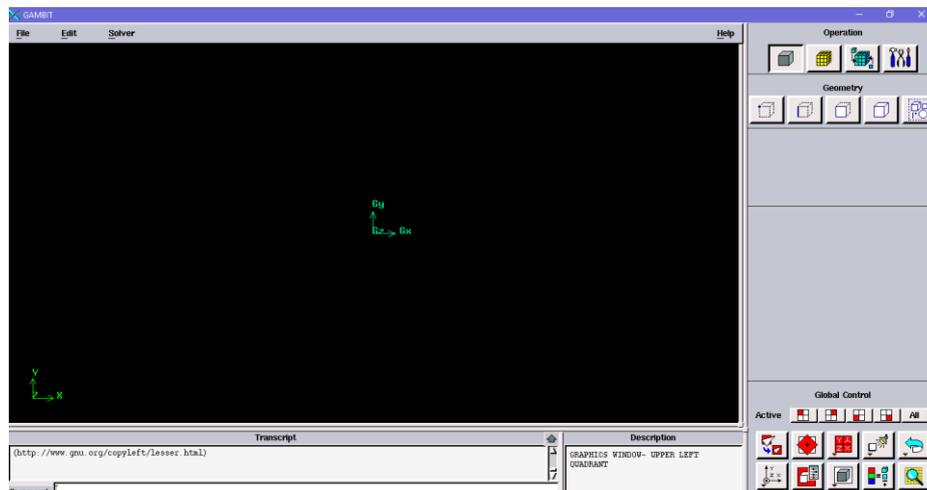


Figure III. 3. Interface de travail du préprocesseur Gambit.

III.9.1.2 Présentation de la géométrie dans Gambit

Pour notre simulation, le travail sous Gambit est de procéder comme suit :

➤ Le choix de solveur

Il est nécessaire de sélectionner préalablement le solveur approprié, c'est-à-dire le logiciel à utiliser ultérieurement (dans notre cas, choisissez la version correspondante) tel que Fluent, avant de créer la géométrie.

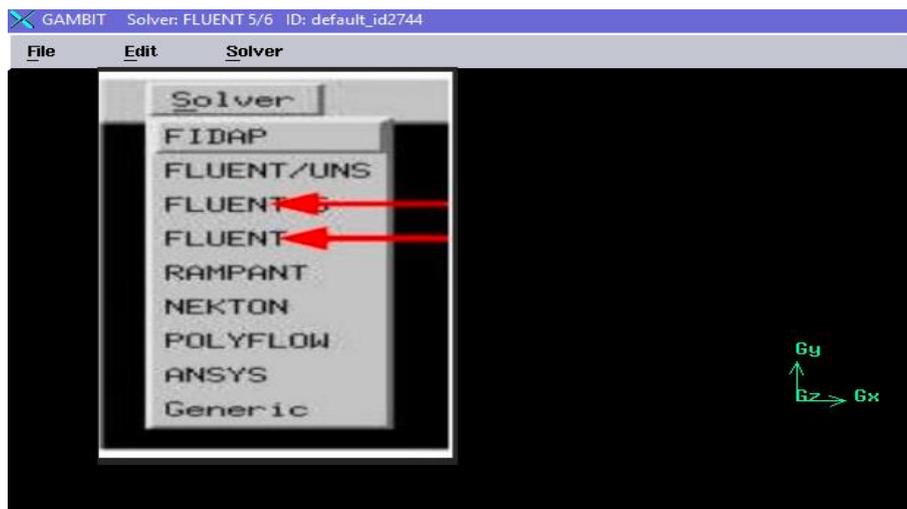


Figure III. 4. Type de solveur.

➤ Création de la géométrie

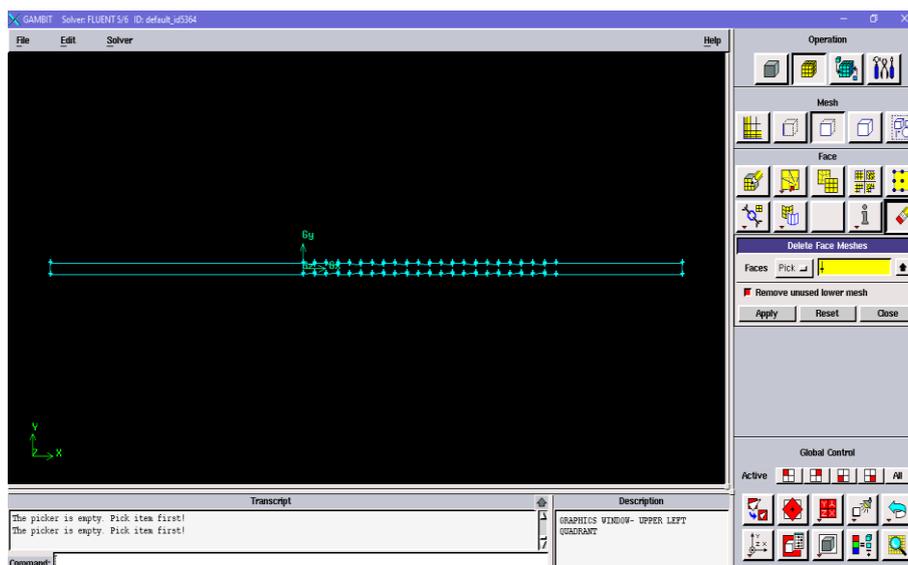


Figure III. 5. Création de la géométrie du canal ondulée simple.

➤ **Maillage de la géométrie**

L'utilisation d'un logiciel de simulation pour le prétraitement est recommandée. Ce logiciel est capable de générer des grilles structurées ou non structurées dans différents systèmes de coordonnées tels que cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il offre également la possibilité de créer des maillages complexes en 2D ou 3D, qu'ils soient rectangulaires ou triangulaires.

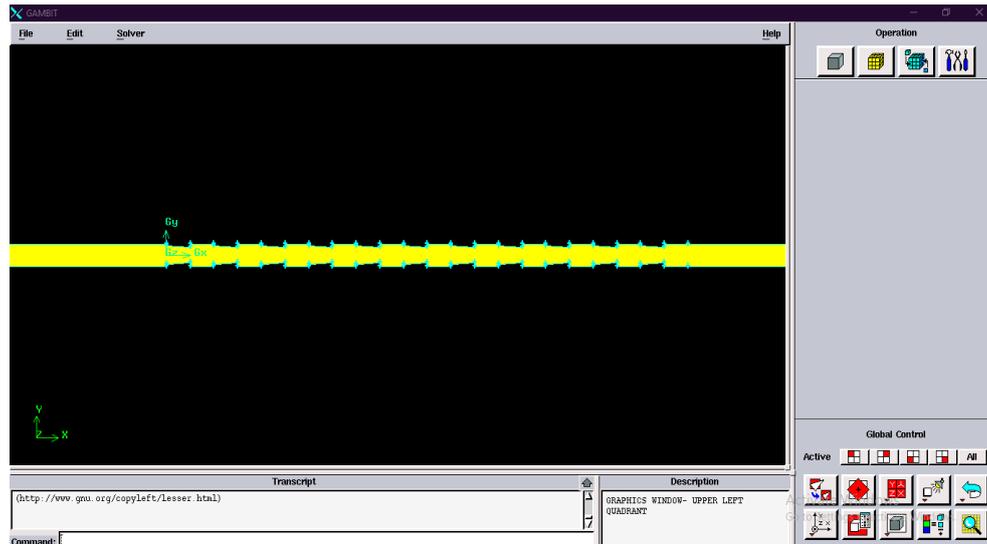


Figure III. 6. Maillage de canal ondulé sur Gambit.

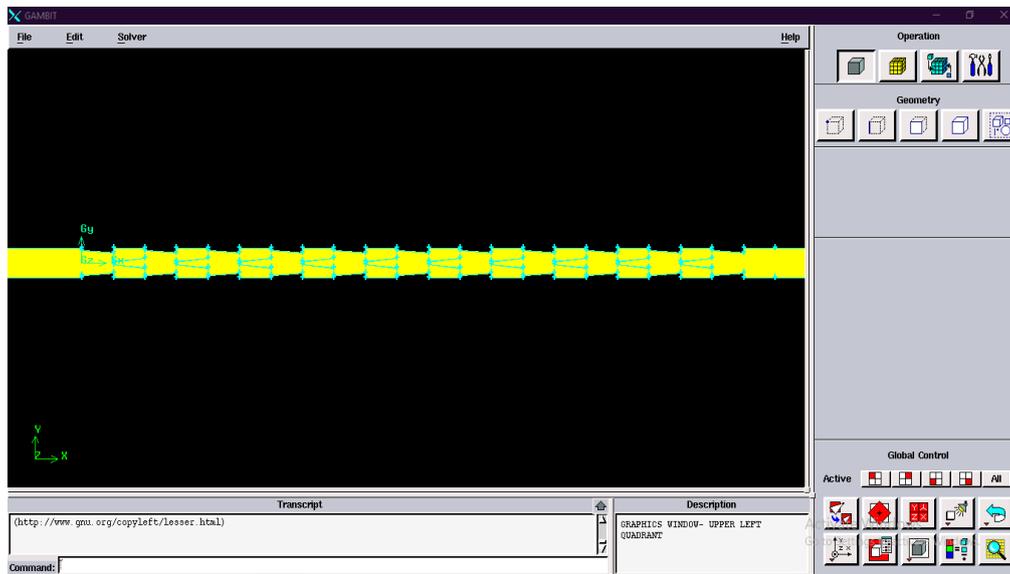


Figure III.7. Maillage de canal ondulé avec des chicane sur Gambit.

- Vérification du maillage.
- Spécification de la nature des zones et les conditions aux limites.

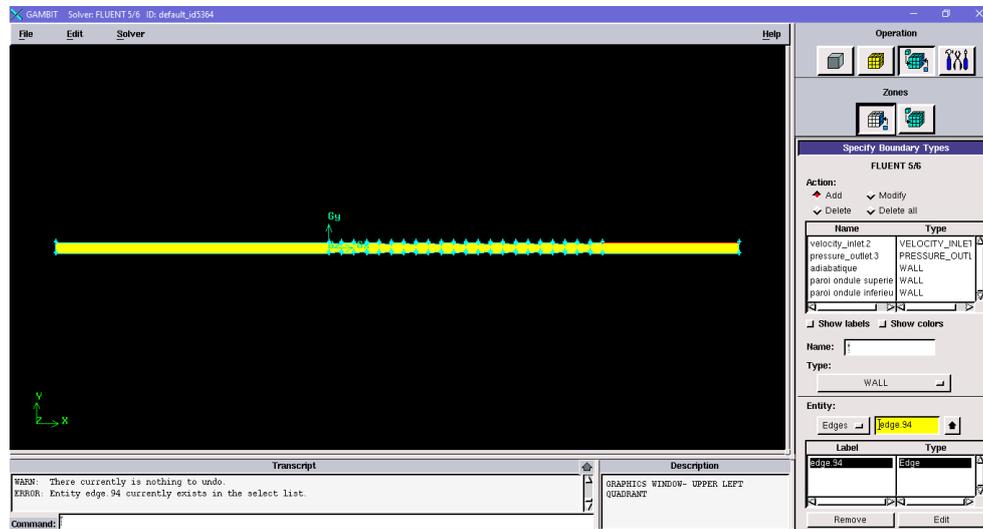


Figure III.8. Définition des conditions aux limites sur Gambit.

Enregistrement du fichier «. Mesh».

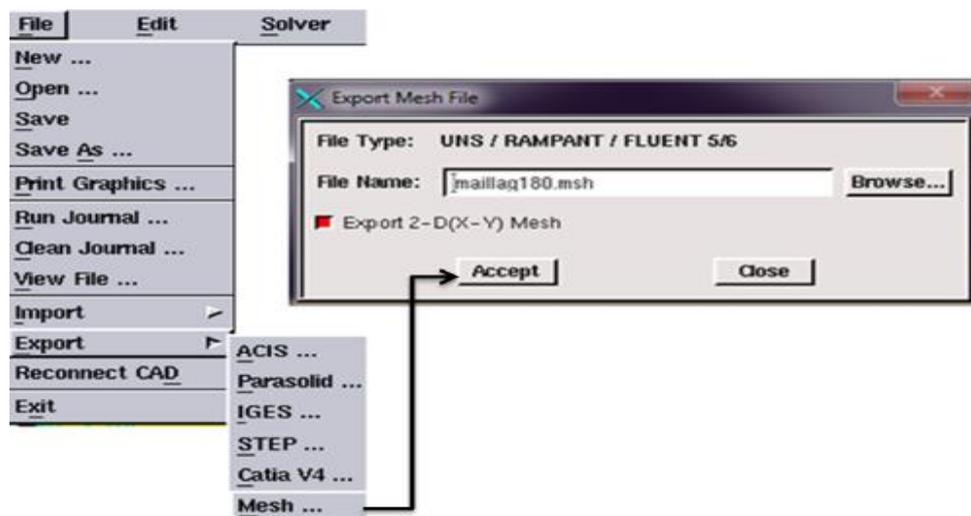


Figure III.9. Exportation du maillage.

III.9.2 Fluent

Les simulations numériques de la dynamique des fluides sont largement utilisées pour modéliser, visualiser et analyser les écoulements de fluides et le transfert de chaleur. Elles offrent aux utilisateurs la possibilité d'optimiser les performances des nouvelles conceptions tout en réduisant les délais de mise sur le marché, les risques et les coûts associés.

Fluent est un logiciel couramment utilisé dans divers secteurs industriels. Il se spécialise dans la simulation des écoulements fluides, incluant la vitesse du flux, la température, et d'autres paramètres. C'est la raison pour laquelle nous avons choisi d'utiliser Fluent pour nos simulations. [52]

III.9.2.1 Etapes générales

III.9.2.1.1 Importation de la géométrie «Mesh»

➤ Ouvrir la version de Fluent

On va choisir la résolution 2ddp.

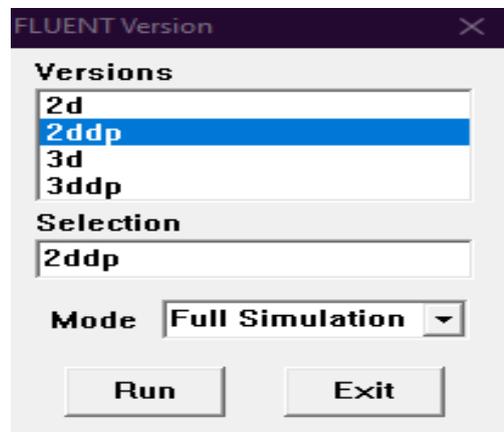


Figure III.10. Type de résolution.

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier «. mesh» généré sous Gambit.

File ==>Read ==>Case...

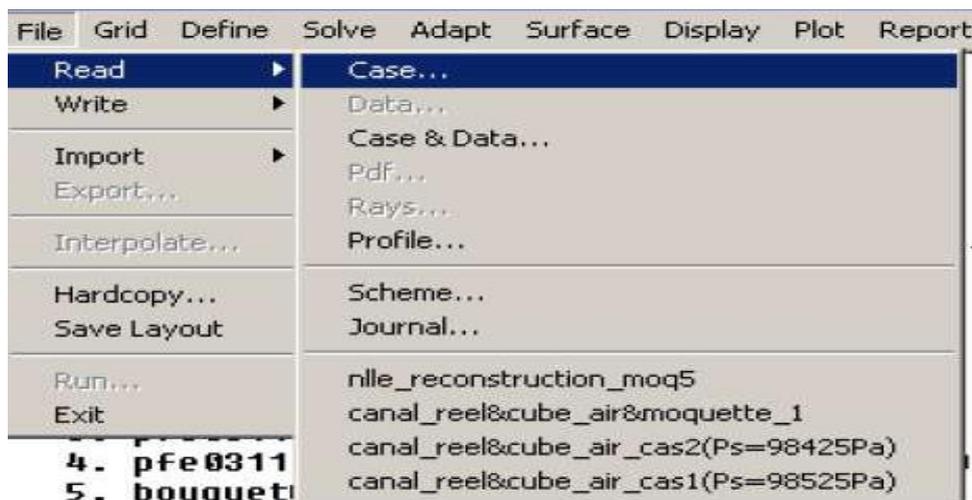


Figure III.11. Importation de la géométrie.

➤ **Vérification du maillage importé**

Mesh==>Check...

Ceci permet de vérifier et contrôler si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

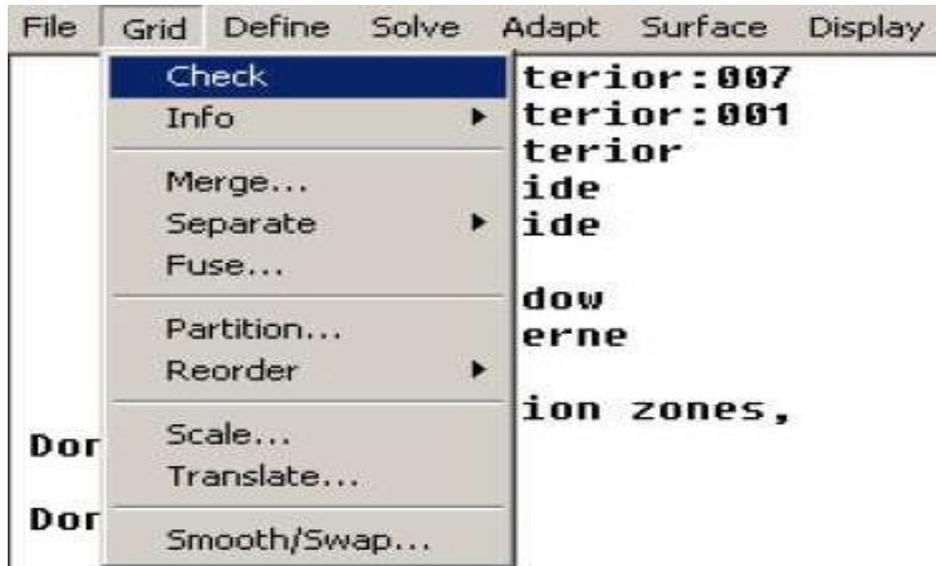


Figure III.12. Vérification du maillage sous Fluent.

➤ **Vérification de l'échelle**

Mesh ==>Scale ...

C'est pour vérifie l'unité.

➤ **Choix du solveur**

Define==>Models==>Solver ...

Pour préciser le solutionneur de propriété.

➤ **Affichage de la grille**

Display==>Grid ...

Pour afficher le maillage et vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

➤ Choix la formulation de l'équation d'énergie

Define ==>Models==>energy...

C'est la formulation de l'équation d'énergie.

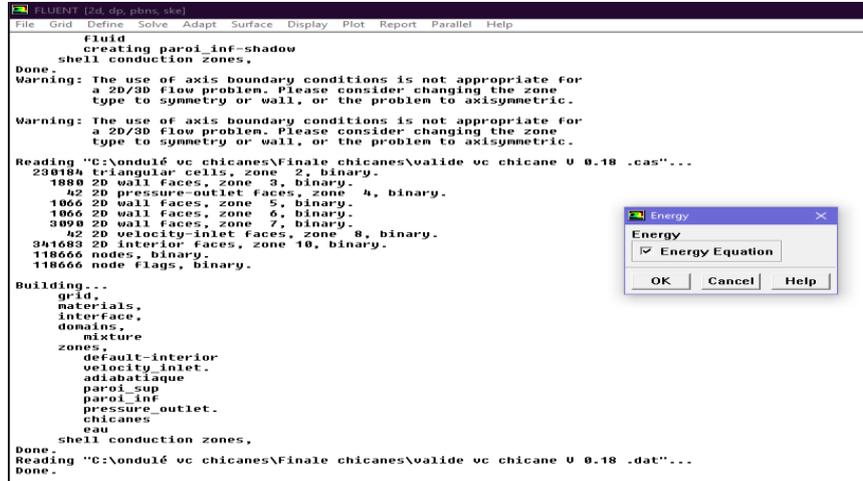


Figure III.13. Etablir l'équation d'énergie.

➤ Choix du modèle de turbulence

Define ==>Models==>Viscous...

Pour définir le modèle de régime de l'écoulement.

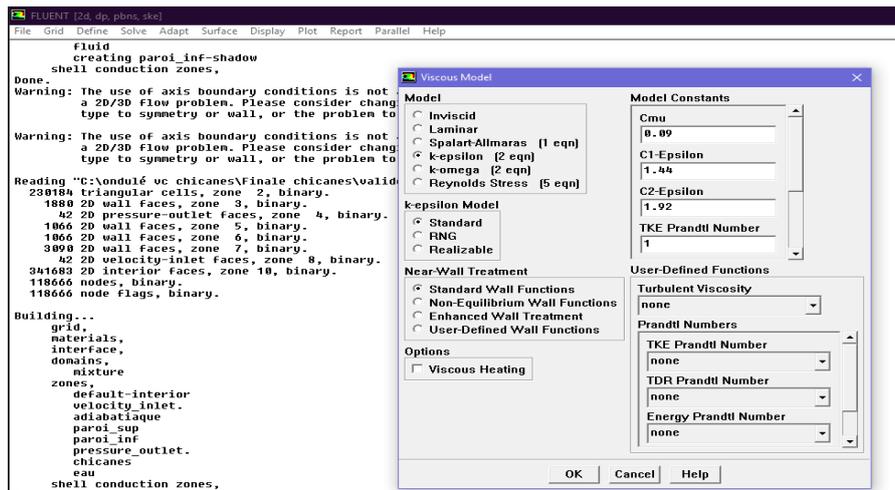


Figure III.14. Choix du modèle de turbulence.

➤ Définition des caractéristiques des matériaux

Define ==>Materials....

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

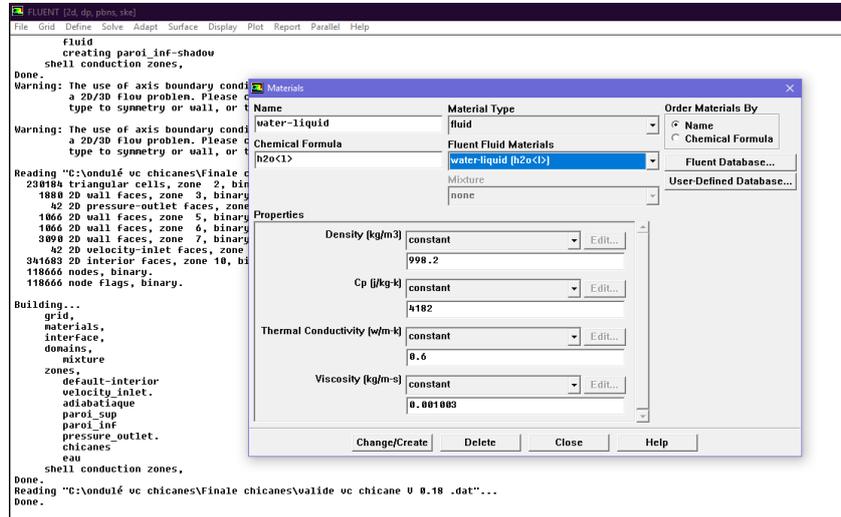


Figure III.15. Définition des caractéristiques du fluide.

➤ Définition condition aux limites

Define ==>Boundary condition...

Les conditions aux limites de chaque frontière seront établies en utilisant la fonction "fenêtre des conditions aux limites". Après avoir sélectionné chaque frontière pertinente (entrée, sortie, paroi supérieure, paroi inférieure, fluide), les conditions aux limites correspondantes seront introduites.

Il existe de nombreuses conditions, notamment :

- **Velocity inlet à l'entrée** : Dans le cas d'un débit incompressible ou légèrement compressible, lorsque la vitesse d'entrée est donnée.
- **Pressure outlet à la sortie** : Il est employé pour modéliser l'écoulement du fluide à la sortie, sans avoir préalablement connaissance des paramètres exacts de vitesse et de pression à cette sortie.
- **paroi supérieure et inférieure** : Employés pour délimiter la zone solide et la zone fluide.

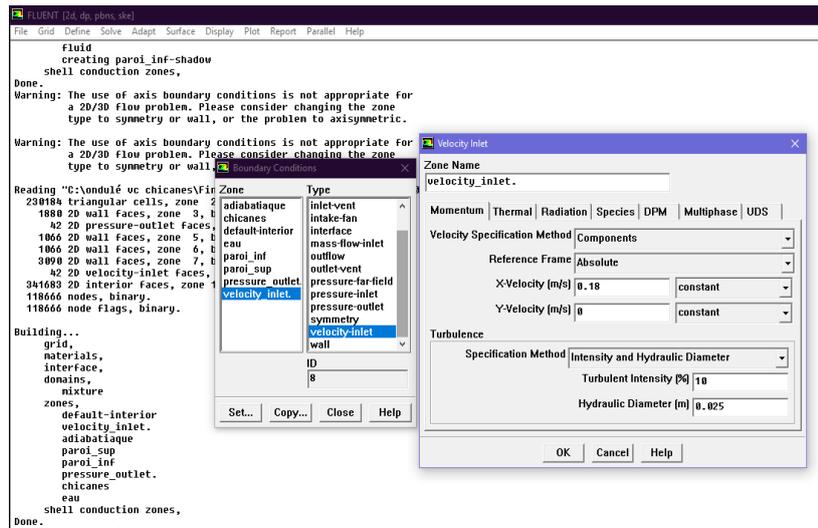


Figure III.16. Définition des conditions aux limites.

➤ **Choix de solution**

Solve==> intialize ==>initialize...

Cela sert à initialiser le champ d'écoulement avec une valeur de départ.

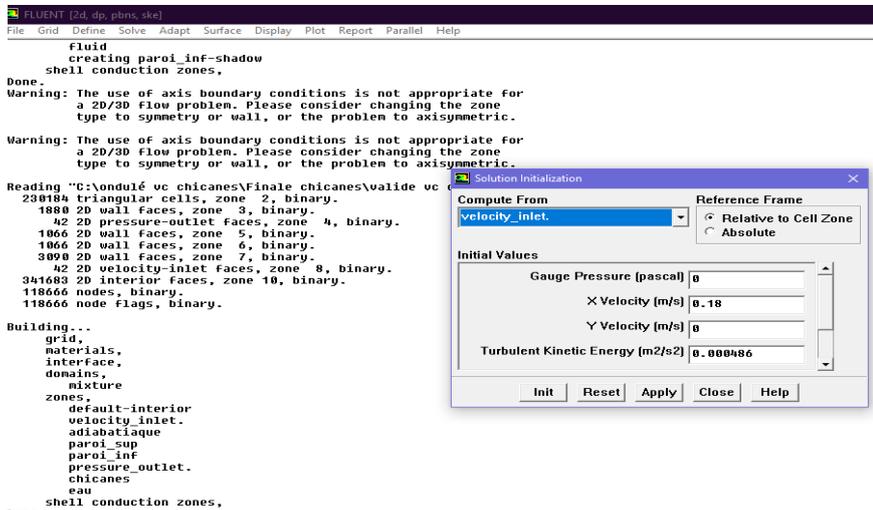


Figure III. 17. Initialisation de la vitesse et température à l'entrée.

Solve ==>Monitors==>Residual...

Activez l'option "plot" dans la fenêtre de surveillance des résidus et sélectionnez une valeur de 1000 pour faciliter les calculs.

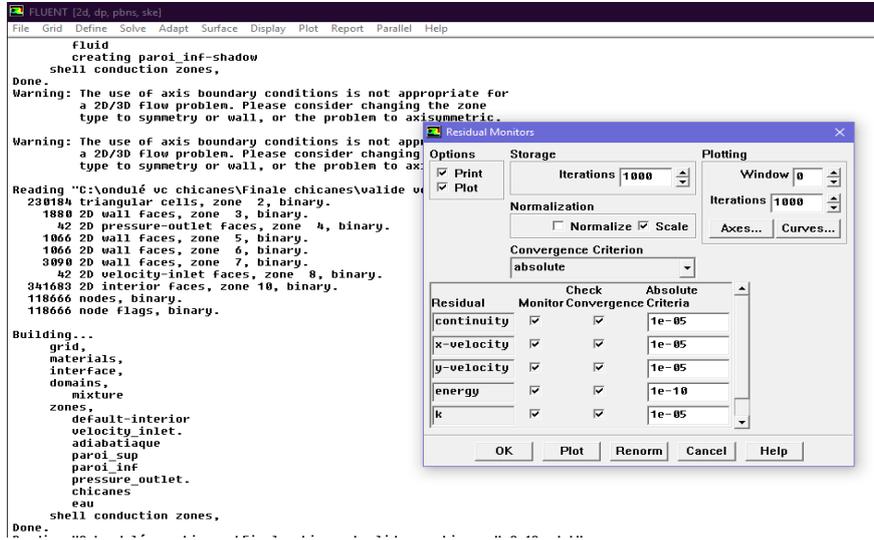


Figure III.18. Résiduels monitors.

Solve==>Iterate...

Les itérations sont effectuées jusqu'à ce que la convergence soit atteinte.

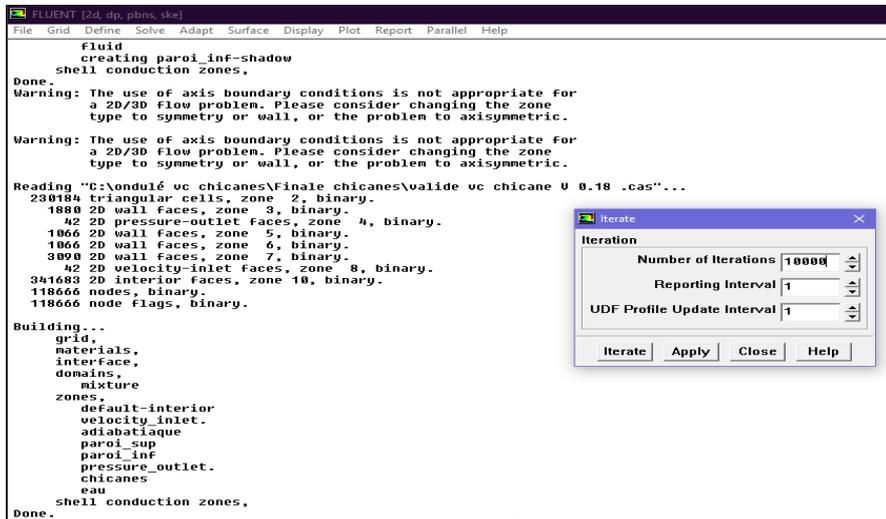


Figure III.19. Lancement les itérations.

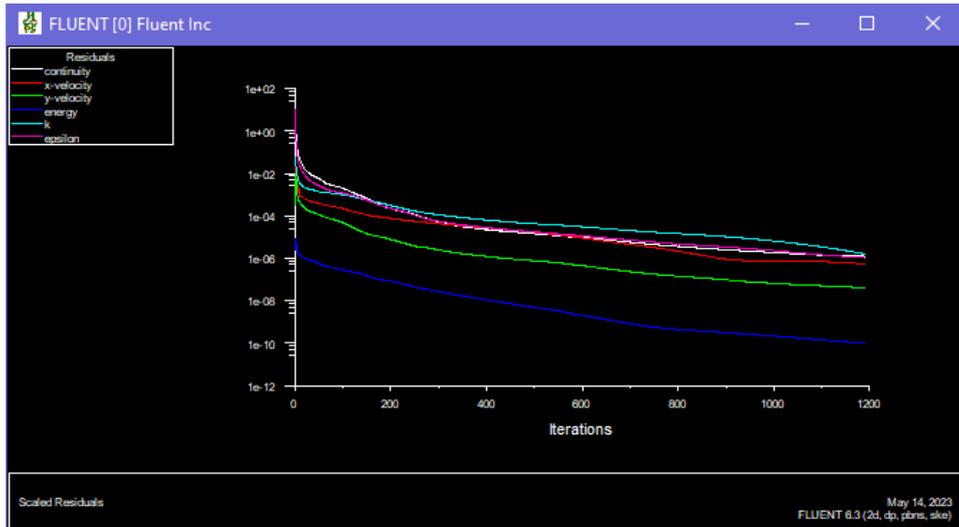


Figure III. 20. Fenêtre des itérations

III. 10 Indépendance de maillage

Afin d’analyser l’indépendance du maillage, nous avons testé quatre grilles composées de 25000, 50000, 220000 et 300000 mailles pour $Re=3500$. La comparaison des paramètres thermiques et dynamiques tels que le Nu moyen et le facteur de frottement moyen f pour le canal ondulé a montré un écart de l’ordre de 2% et à 1% respectivement entre les grilles 220000 et 300000. Pour la suite, nous avons retenu la grille composée de 220000 mailles.

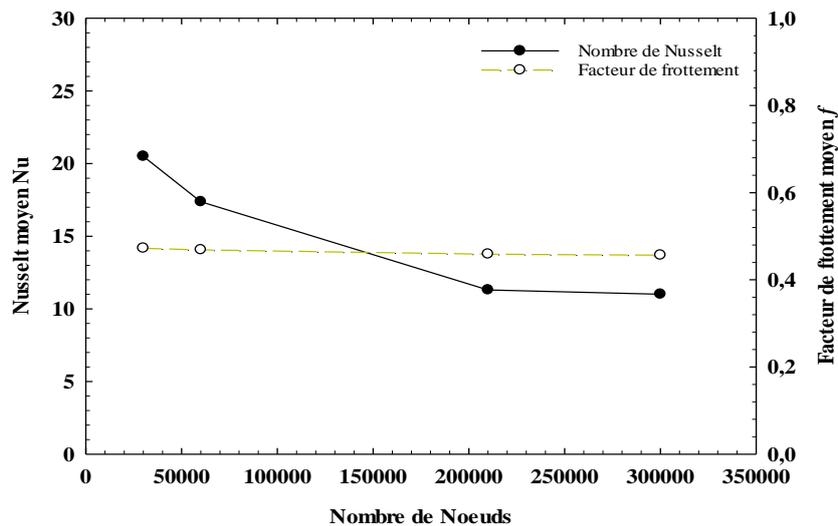


Figure III. 21. Nombre de Nusselt moyen et le facteur de frottement pour différentes nombre de mailles.

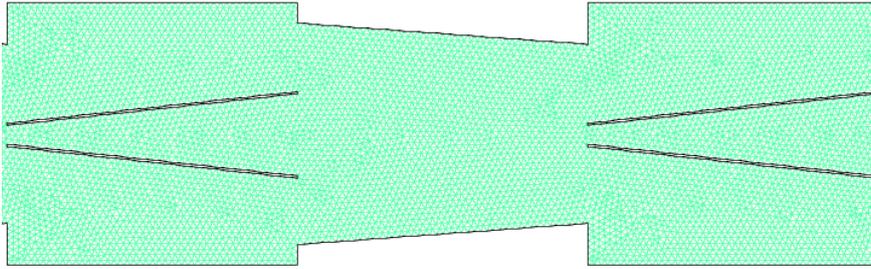


Figure III.22. Maillage structuré du domaine de calcul.

III.11 Conclusion

Dans ce chapitre, nous exposons les modèles physiques et mathématiques qui régissent les phénomènes de convection forcée turbulente et stationnaire dans les canaux ondulés, avec ou sans chicanes. Les résultats obtenus à partir des simulations seront présentés et examinés en détail dans le chapitre suivant.

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les effets sur les performances hydrauliques et thermiques d'un écoulement d'eau pulsé dans un canal ondulé périodique avec des chicanes discrètes de type V.

Trois types de canaux différents seront présentés en compte avec des configurations sans chicanes, avec chicanes pleines et à chicanes perforées. Ce chapitre est clôturé par une conclusion synthétique des différentes observations.

IV.2 Validation des résultats de simulation

Afin de confirmer la validité des solutions, les résultats de la présente étude ont été comparés aux résultats expérimentaux publiés par **Naphon** [54].

Le nombre de Nusselt a été calculé avec des nombres de Reynolds variant dans la plage de $2000 \leq Re \leq 6000$ dans un canal de diamètre hydraulique de 12.5 mm. Voir figure IV.1.

La comparaison montre un accord satisfaisant entre nos résultats et ceux de la bibliographie.

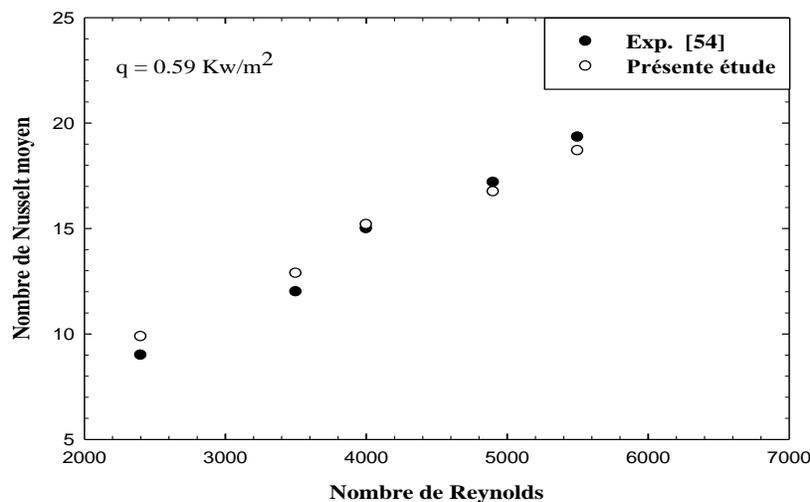


Figure IV.1. Comparaison des nombres de Nusselt moyens avec les résultats expérimentaux de Naphon [54].

IV.3 Résultats et discussions

IV.3.1 Paramètres thermiques

IV.3.1.1 Nombre de Nusselt moyen

L'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour les trois types des canaux avec le canal lisse est illustrée à la figure IV.2. Il est évident que le nombre de Nusselt augmente à mesure que le nombre de Reynolds augmente, ce phénomène étant dû à la dépendance du nombre de Nusselt à la vitesse de l'écoulement.

Pour les canaux ondulés sans et avec chicanes, le nombre de Nusselt atteint des valeurs supérieures à celles obtenues un canal lisse, On peut noter également que, le nombre de Nusselt dans les canaux ondulé avec chicanes est plus important que celui obtenu à des canaux ondulé sans chicanes. Par conséquent, l'ajout des chicanes, c'est-à-dire lorsque l'espacement diminue, il y a une recirculation de fluide plus élevée avec un écoulement plus important, ce qui se traduit par une plus grande intensité de transfert.

L'augmentation du Re dans le canal avec chicanes perforées augmente également les oscillations de l'écoulement et les structures de vortex. Les perforations provoquent le mélange du liquide stagnant entre les chicanes.

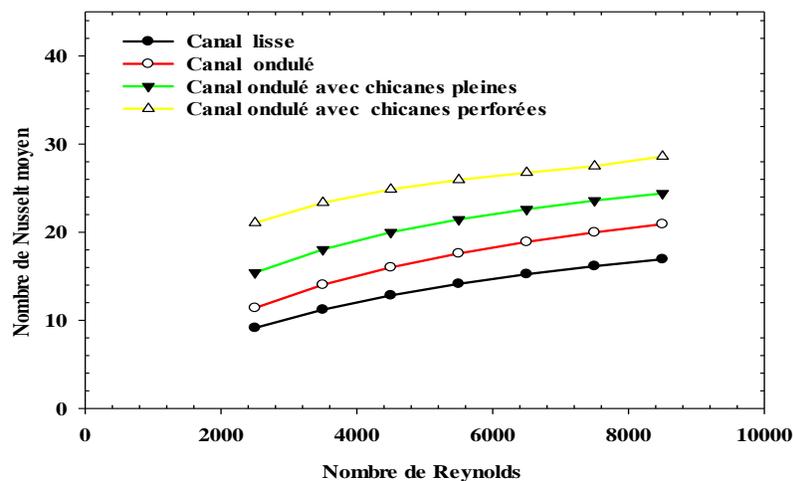


Figure IV. 2. Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds, pour différents cas étudiés

IV.3.1.2 Distribution de la température moyenne le long du canal chauffé

La distribution de la température moyenne de l'eau le long de l'écoulement, est présentée sur la figure IV.3, pour différents canaux ondulé sans et avec chicanes et sans ondulation.

Il est important de voir que l'évolution de la température change, due d'une part à la disposition de flux imposé sur les deux parois, et d'autre part à la forme d'ondulation. On remarque bien que l'évolution de la température moyenne est meilleure dans le canal ondulé sans chicanes, la raison derrière ceci est que le nombre de Reynolds affecte les structures de vitesse, et de température. Une augmentation de la vitesse du fluide provoque une augmentation du débit massique du fluide dans le canal et les surfaces du canal ont plus de contact avec le fluide froid.

Une perturbation de la distribution de la température est observée dans le canal avec chicanes en raison de la forme des chicanes qui perturbe l'écoulement. Il est important de noter que la température axiale moyenne du fluide dans le canal lisse est la plus faible en raison d'absence d'ondulation.

Lorsque le liquide s'écoule à travers un canal dans lequel les chicanes (winglets) sont placées, ils ont tendance à casser le substrat d'écoulement, créant des turbulences locales. Des boucles d'écoulement longitudinales se produisent à la fois entre les chicanes et la paroi du canal.

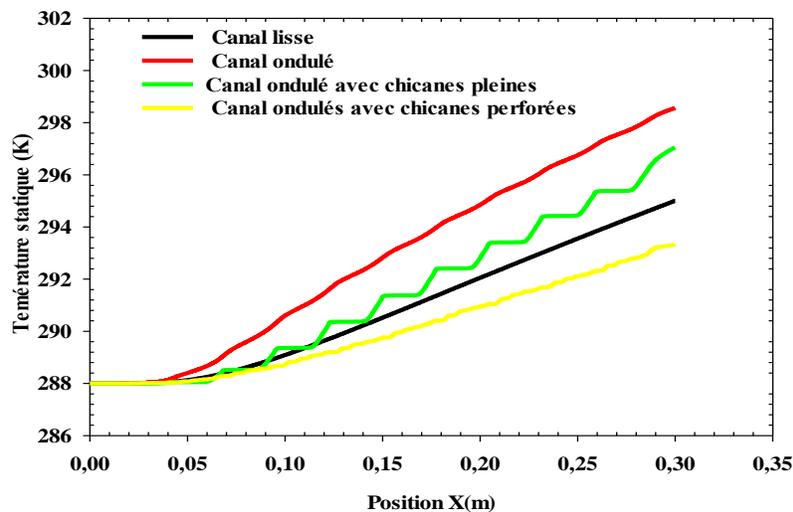


Figure IV. 3. Distribution de la température moyenne du fluide le long du canal pour les différents cas étudiés.

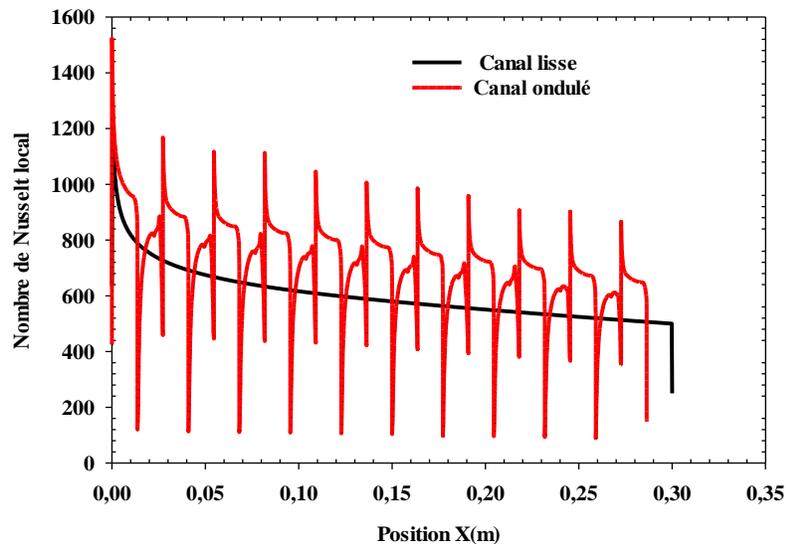
IV.3.1.3 Distribution du Nusselt local

Les figures IV.4 (a, b, c) montrent la répartition du nombre de Nusselt local sur l'interface eau-paroi, pour un nombre de Reynolds de 4500 et pour les différents cas étudiés.

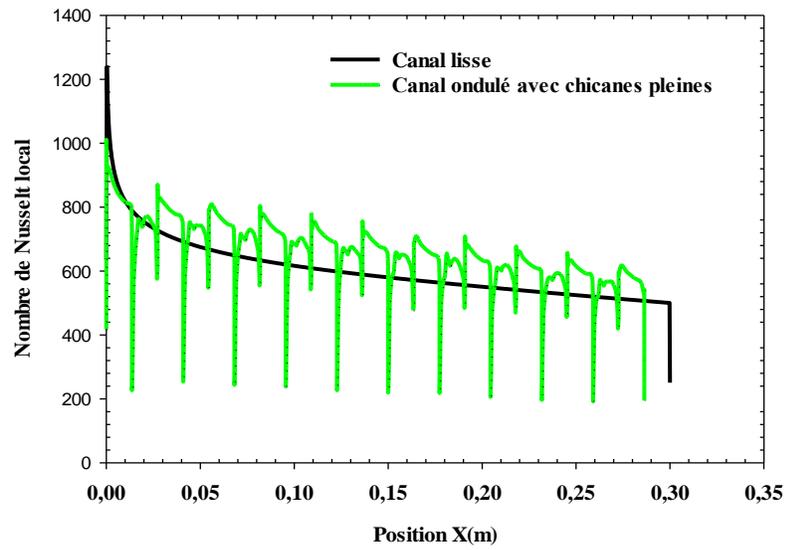
Les résultats montrent que les canaux ondulés améliorent les nombres de Nusselt locaux par rapport au cas d'un canal lisse. La surface ondulée améliore la diffusion de la chaleur le long de l'axe, ce qui se traduit par une distribution plus uniforme de la température dans le fluide.

Il est clair de voir que le Nusselt local tend à diminuer le long du canal en raison de l'équilibre thermique observé entre la paroi chaude et l'eau. Le gradient de température dans le canal ondulé avec chicanes diminue et le transfert de chaleur s'améliore à cause des structures qui permettent un meilleur mélange du fluide à la surface et dans la région centrale, empêchant les gradients de température élevés le long des surfaces des canaux.

(a)



(b)



(c)

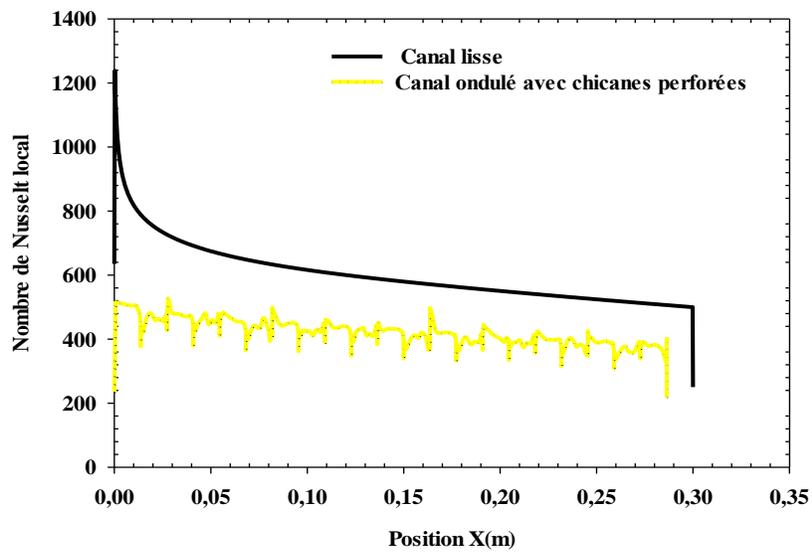


Figure IV. 4. Distribution locale du nombre de Nusselt pour les canaux ondulés sans et avec chicanes à $Re=4500$.

IV.3.2. Paramètres dynamiques

IV.3.2.1 Facteur de frottement moyen

La comparaison du facteur de frottement moyen est présentée pour différents cas étudiés dans la figure IV.5. Il est évident que lorsque le nombre de Reynolds augmente, le facteur de frottement diminue progressivement pour tous les cas analysés.

Pour tous les nombres de Reynolds étudiés, le canal lisse offre des valeurs du facteur de frottement f assez faible.

Il est important de noter que le facteur de frottement le plus important est observé dans le canal ondulé avec chicane pleine d'environ 1,81, en raison de la plus grande obstruction de la zone d'écoulement. On voit que la perforation des chicanes réduit de frottement ceci est due principalement à la zone de contact réduite.

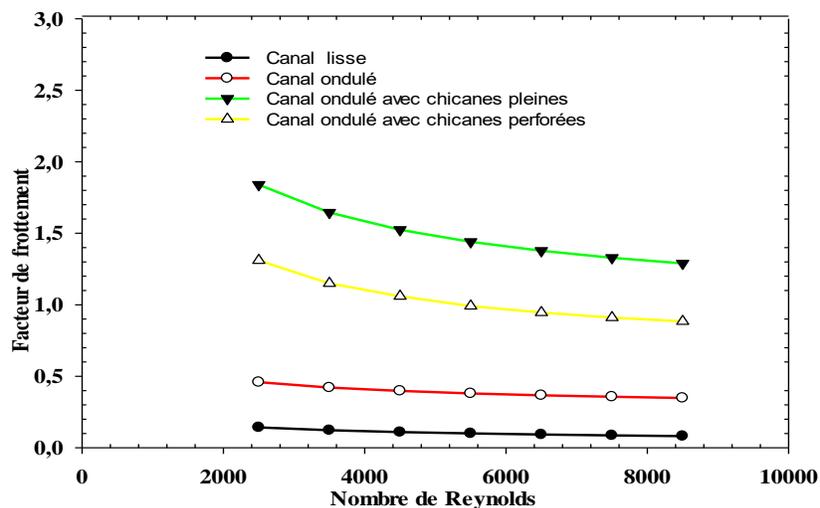


Figure IV. 5. Facteur de frottement moyen en fonction de Reynolds pour différents cas étudiés.

IV.3.2.2 Distribution du coefficient de friction local

Pour un nombre de Reynolds égal à 4500, on présente sur la figure IV.6 le coefficient de friction local le long du canal chauffé.

De cette figure, nous pouvons voir que le coefficient de frottement local varie avec la longueur du canal. On constate que le coefficient local C_f atteint une valeur significative pour le conduit annelé déflecteur.

L'augmentation du coefficient de frottement au sommet de l'ondulation se fait d'une manière progressive, une augmentation brusque de ce coefficient due à la diminution de la section de passage due principalement à la forme d'ondulation, c'est-à-dire une succession de convergent-divergent. Ce passage favorise l'augmentation de la vitesse axiale du fluide et par suite l'augmentation du coefficient de frottement.

L'écoulement principal passe sur les winglets et rejoint à la gorge du canal. Avec l'augmentation de Re , on constate que l'écoulement principal se dégrade considérablement et continue de circuler sans reconnexion.

L'augmentation du Re dans le canal avec des chicanes augmente également les perturbations de l'écoulement et les structures de vortex.

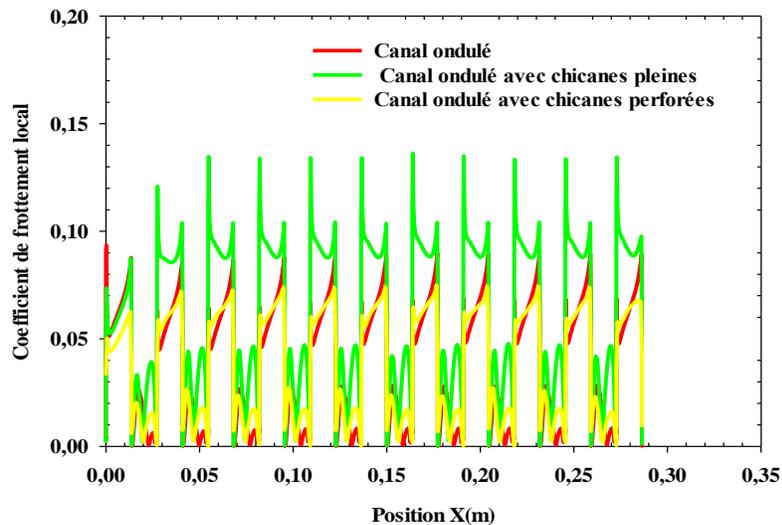


Figure IV. 6. Coefficient de friction local pour un nombre de Reynolds égale à 4500, pour les deux canaux ondulés sans et avec chicanes.

IV.3.3 Critère d'évaluation des performances

La figure IV.7 montre les critères d'évaluation des performances pour les canaux ondulés sans et avec chicanes pleines et perforées en fonction de Reynolds.

Il est clair de voir que, lorsque le nombre de Reynolds augmente, la valeur du PEC diminue pour tous les canaux étudiés. En outre, il convient de noter que l'augmentation de Reynolds améliore à la fois le nombre de Nusselt moyen Nu et le facteur de friction f .

Le PEC dans le canal ondulé avec chicanes pleines est relativement plus faibles, puisque les augmentations de facteur de frottement est importante en raison de la grande surface de contact et de la plus grande obstruction de la zone d'écoulement. La perforation des canaux offre de PEC le plus élevé pour des nombres de Reynolds plus faibles. A mesure que le nombre de Reynolds augmente des zones de recirculation s'apparaitre sur les zones de contact qui favorise l'augmentation du frottement ce qui influe sur les performances globales.

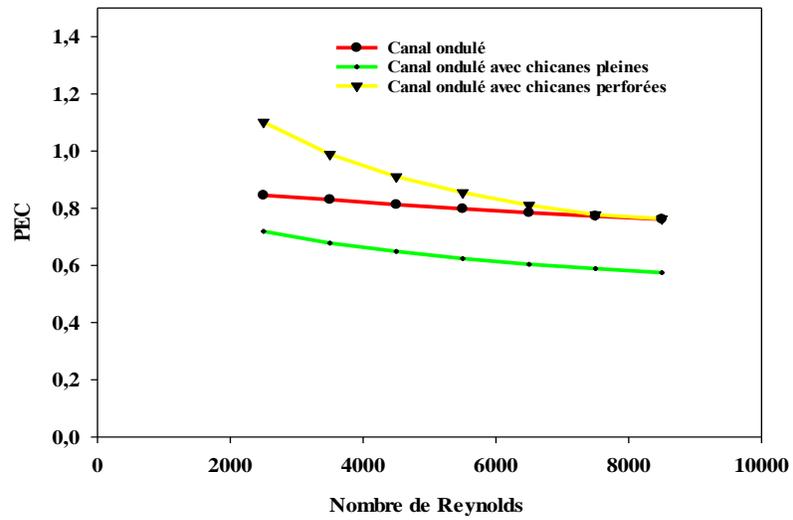


Figure IV. 7. Critère d'évaluation des performances du canal ondulé sans et avec chicanes.

IV.3.4 Champs de vitesse axiale, distribution de température et amplitude de vorticité

➤ Pour : $Re=2500$

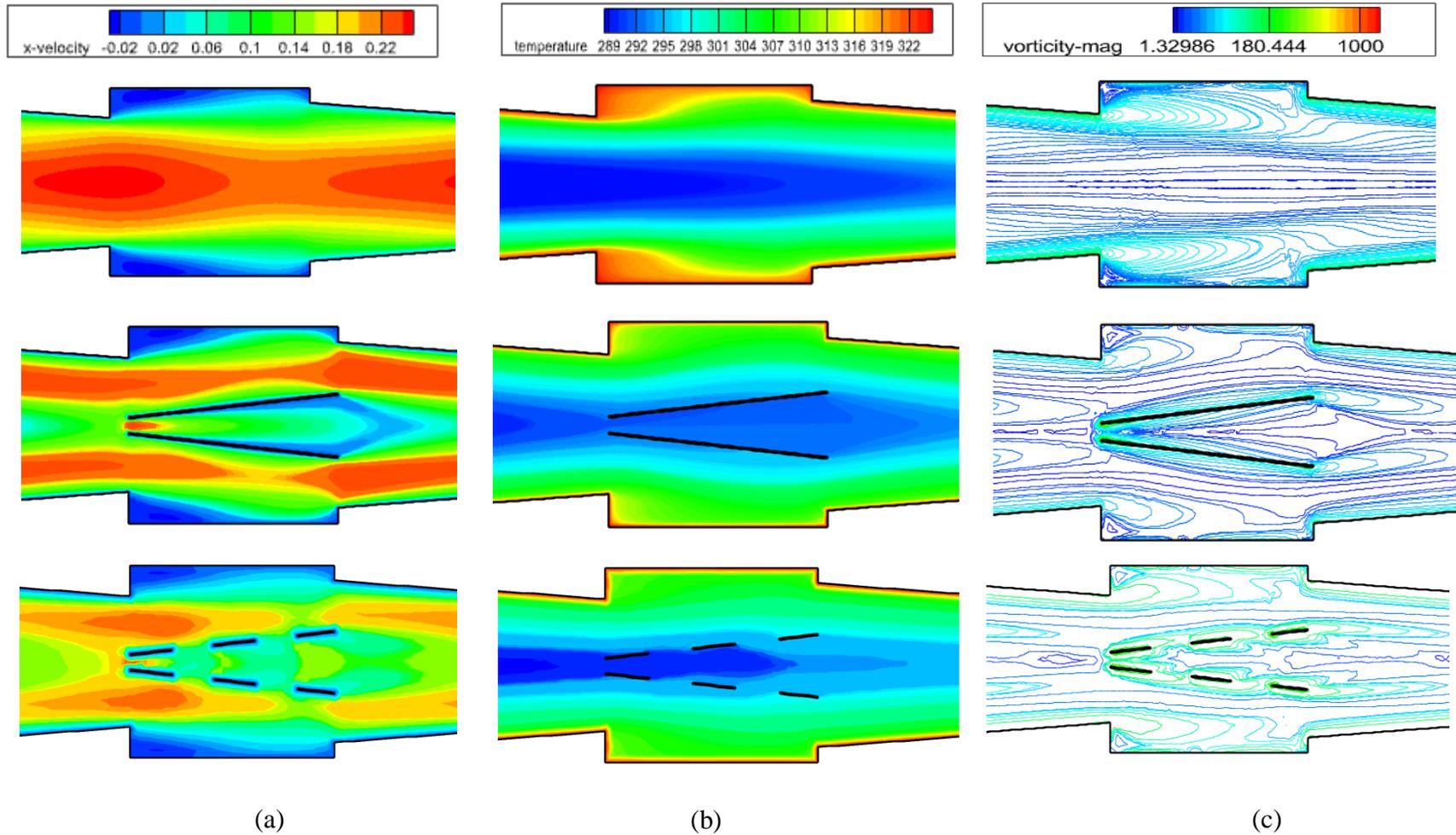


Figure IV.8. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 2500$ à partir de $x = L/2$.

➤ Pour : $Re=4500$

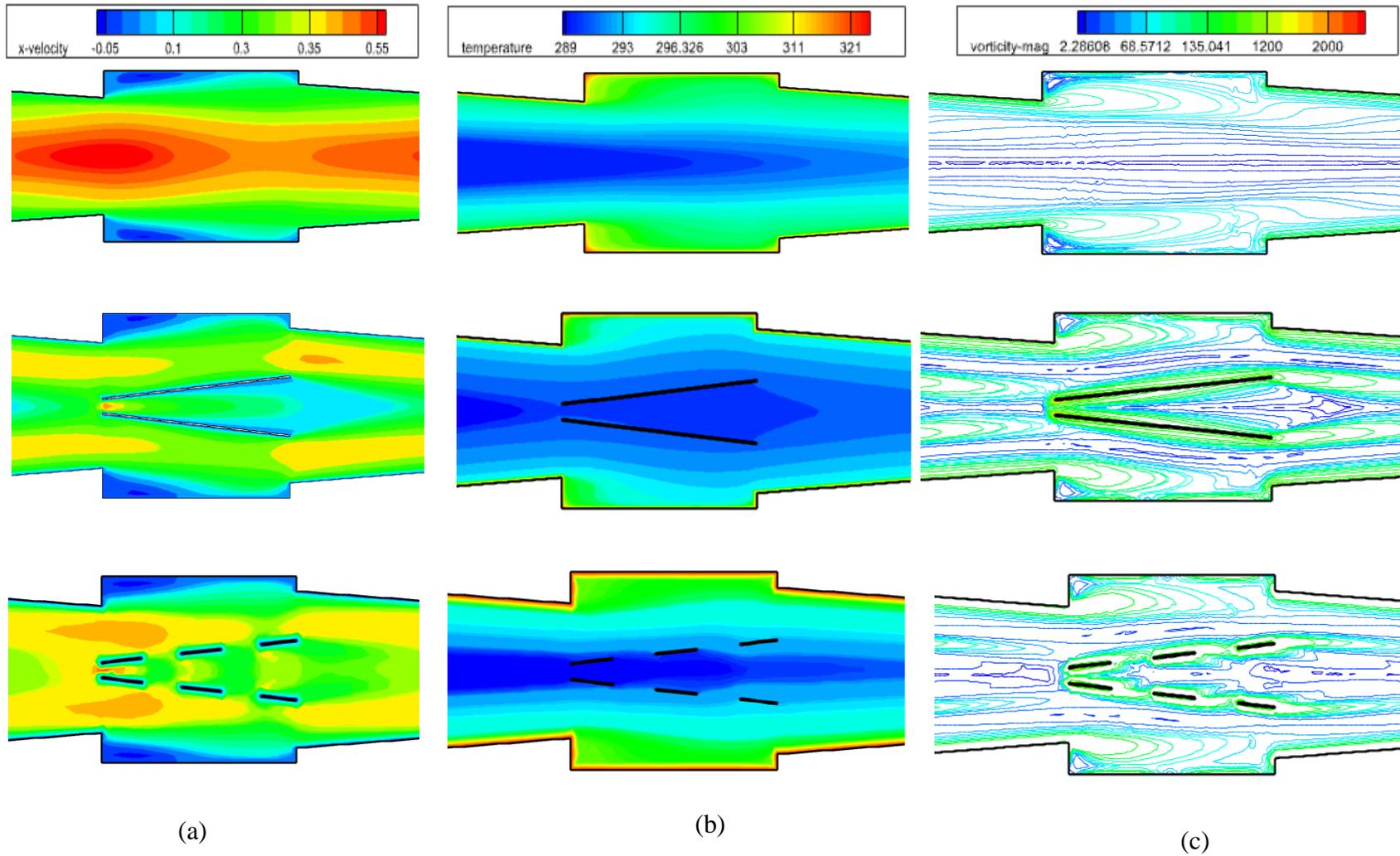


Figure IV.9. Champs de vitesse axiale (a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 4500$ à partir de $x = L/2$

➤ Pour : $Re=6500$

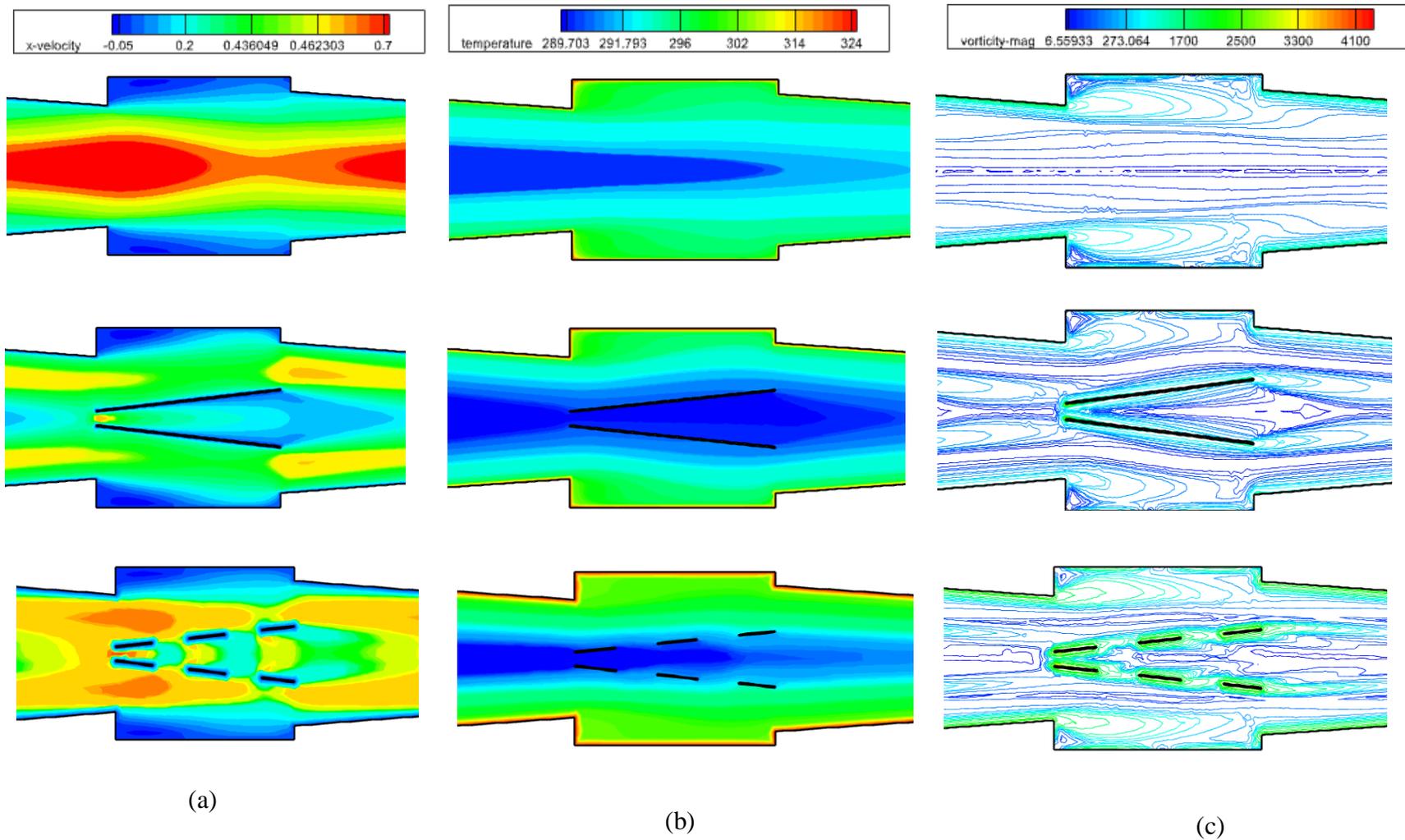


Figure IV.10.Champs de vitesse axiale(a), distribution de température (b), amplitudes de vorticité (c),pour $Re = 6500$ à partir de $x=L/2$.

Les champs de vitesse, la distribution de la température et les amplitudes de vorticité sont illustrés sur les figures IV.8, IV.9 et IV.10 pour les différentes géométries avec trois valeurs de nombre de Reynolds 2500, 4500 et 6500 pour une distance de $x = L/2$.   partir de ces figures, on voit que les structures d'écoulement et les champs de température sont significativement impactés par l'augmentation de Reynolds ceci est observé pour les tous les canaux ondulés sans et avec chicanes.

Dans le cas d'un canal ondulé sans chicanes. Le nombre de Reynolds affecte les structures de vitesse, de vorticité et de température. Une augmentation de la vitesse du fluide provoque une augmentation du débit massique dans le canal et les surfaces du canal ont plus de contact avec le fluide froid grâce aux ondulations. On voit que les boucles d'écoulement concentrées à l'entrée et à la sortie de la gorge du canal à $Re = 2500$ se propagent longitudinalement dans le canal à mesure que Re augmente. L'augmentation de Reynolds fait croître ces zones de recirculation. Ces structures permettent un meilleur mélange du fluide à la surface et dans la région centrale, empêchant les gradients de température élevés le long des surfaces des canaux. D'après les distributions de température, on voit que la température du canal est plus faible à $Re = 2500$ qu'avec les autres valeurs.

La vitesse et les champs de température sont significativement affectés par la présence des chicanes. On observe que des boucles d'écoulement longitudinales se produisent. Les zones de recirculation, qui se concentrent autour des chicanes perforées aux faibles nombres de Reynolds, se dispersent dans le canal sous forme de boucles d'écoulement longitudinales lorsque Reynolds augmente.

Pour $Re = 4500$, dans le canal avec chicanes pleines, l'écoulement commence à se pénétrer vers l'amont et des ruptures se produisent dans l'écoulement en raison des vortex. On constate qu'il y a trop de zones de recirculation à l'intérieur des chicanes et entre les chicanes et la paroi, et dans la gorge du canal. La structure de l'écoulement est compl tement brisée.

Lorsque le fluide s'écoule à travers un canal dans lequel des chicanes sont placées, ils ont tendance à briser la structure de l'écoulement, créant une turbulence locale. La présence des chicanes et l'augmentation du nombre de Reynolds augmentent la fréquence de l'écoulement.

À des nombres de Reynolds plus élevés, le gradient de température dans le canal diminue et le transfert de chaleur s'améliore.

Avec l'augmentation de Reynolds, la perforation affecte l'écoulement principal et se scinde en deux branches à cause des winglets puis se consolide à nouveau à la gorge du canal. L'écoulement secondaire entre les chicanes discrètes et les trous rejoint l'écoulement principal à la gorge du chenal.

Pour $Re = 6500$, l'écoulement commence à se déplacer vers l'aval. L'écoulement principal continue de se déplacer dans son ensemble, avec un écoulement secondaire dû aux perforations. La perturbation et le rattachement de l'écoulement après chaque chicane réduisent la résistance thermique et augmentent le taux de transfert de chaleur. A chaque cycle, cette situation se répète périodiquement et le fluide froid est plus en contact avec les surfaces chaudes du canal. L'évolution des champs de l'écoulement se reflète également dans les champs de température dans le canal, ainsi, l'écoulement de mélange s'améliore et le transfert de chaleur augmente.

IV.4 Conclusion

Ce chapitre a été conçu pour présenter les résultats de simulation de la présente étude, le nombre de Nusselt, facteur de frottement et critère d'évaluation des performances d'un canal ondulé sans/avec chicanes avec l'intégration des perforations ont été présentés et discutés. Les champs de vitesse, la distribution de la température et la structure de l'écoulement dans le canal ont été obtenues.

Après une analyse profonde des différents résultats, on constate que la géométrie du canal, le nombre de Reynolds et la structure des chicanes ont des effets considérables sur l'amélioration des performances globales des canaux.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce mémoire, une analyse approfondie de l'amélioration du transfert de chaleur pour un écoulement d'eau dans un canal ondulé périodique avec la présence de winglets, également connues sous le nom des chicanes en Va été effectuée numériquement. Notre objectif était d'évaluer les performances thermo-hydrauliques et de comprendre les mécanismes responsables de l'amélioration du transfert de chaleur dans cette configuration.

Les effets sur les comportements hydrauliques et thermiques des paramètres géométriques et du nombre de Reynolds ont été examinés, les distributions moyennes et locales de la température, du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement dans le canal ont été obtenues. Les principaux résultats de l'étude sont les suivants :

- La géométrie du canal et le nombre de Reynolds ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur et la chute de pression.
- La variation du nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- Les champs de vitesse et de température ont été fortement influencés par la géométrie des chicanes.
- Les zones de recirculation formées dans le canal ont été répétées à chaque cycle en raison de la présence des chicanes, ce qui améliore le transfert de chaleur grâce au mélange homogène de l'écoulement.
- les chicanes forment des boucles d'écoulement secondaires dans canal en perturbant la structure de l'écoulement, et ces boucles augmentent avec l'augmentation de Reynolds.
- Les chicanes perforées réduisent le facteur de frottement par rapport aux chicanes pleines, ce qui contribue à l'amélioration du critère d'évaluation des performances.

Dans des études futures, les effets de différents paramètres géométriques des chicanes, tels que l'angle d'inclinaison, le nombre de perforation, et différentes formes des chicanes à des nombres de Reynolds plus élevés sur le comportement d'écoulement et de transfert de chaleur peuvent être étudiés

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Hewitt, G. F., Shires, G. L., and Bott, T. R., Process Heat Transfer, CRC Press, Boca Raton, Florida, 1994.
- [2] Zohuri B, Compact heat exchangers: selection, application, design and evaluation, Springer, Switzerland (2017).
- [3] JOHN WILEY & SONS, INC FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN, CANADA (2003), (3-64)
- [4] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur .
- [5] Adil Ridha, « Transfert de Chaleur et de Masse », Université de Caen (2009/2010).
- [6] A.MENIDJEL, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.A.P/ SPA. SKIKDA (2009).
- [7] Manificat A, Megret O, Procédés de récupération/valorisation des énergies à bas niveau de température Etat des connaissances, (2012).
- [8] Sadik Kakaç Hongtan Liu Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition 2nd Edition, CRC Press, (1-19)
- [9] www.alfalaval.com.
- [10] Duangthongsuk W, Wongwises S, An experimental investigation of the heat transfer and pressure drop characteristics of a circular tube fitted with rotating turbine-type swirl generators, Exp. Thermal Fluid Science, 45, (2013), 8-15.
- [11] B.Bouhacina, R.Saim, H.Benzenine, HF.Oztop. Analysis of thermal and dynamic compartment of a geothermal vertical U-tube heat exchanger Energy and Building, (2013).
- [12] Aslan, E, and Kepekci H. "Investigation of Convective Heat Transfer and Friction Factor in Corrugated Channels with Different Inclination Angles Using Computational Fluid Dynamics." Journal of Advanced Thermal Science Research 8 (2021): 21-29.

Références bibliographiques

- [13] Li P, Liu Z, Liu W, Chen G, Numerical study on heat transfer enhancement characteristics of tube inserted with centrally hollow narrow twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88, (2015), 481-491.
- [14] Chang S.W, Lees A.W, Chou T.C, Heat transfer and pressure drop in furrowed channel with transverse and skewed sinusoidal wavy walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, (2009), 4592-4603.
- [15] Begag A, Saim R, Öztop HF, Abboudi S Numerical Study on Heat Transfer and Pressure Drop in a Mini- Channel with Corrugated Walls, *Journal of Applied and Computational Mechanics*, 7 (3), (2021), 1306-1314.
- [16] Dellil, Ahmed Azzi Z,A, and Lachi M. "Ecoulement turbulent et transfert de chaleur par convection dans un canal à paroi ondulée." *JITH 2007. ENSTIMAC*, (2007).
- [17] Pethkool S, Eiamsa-ard S, Kwankaomeng S, Promvong P, Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, (2011), 340-347.
- [18] Zheng L, Xie Y, Zhang D, Numerical investigation on heat transfer and flow characteristics in helically coiled mini-tubes equipped with dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, (2018), 544-570.
- [19] Rennie T. J, Raghavan V, Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 45, (2006), 1158-1165.
- [20] Yang R, Chiang FP. An experimental heat transfer study for periodically varying-curvature curved-pipe. *Int J Heat Mass Transfer* (2002);45:3199–204.
- [21]] S.F. Yang, Y.P. Chen, J.F. Wu, Performance simulation on unilateral ladder type helical baffle heat exchanger in half cylindrical space, *Energy Convers. Manage.* 150 (2017) 134–147.
- [22] Naphon, P. Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugate dupper and lower plates. *Energy conversion and management*, 48(5) (2007), 1516-1524.

Références bibliographiques

- [23] Yuan D, Zhou W, Fu T, Liu C. Experimental and numerical investigation of heat and mass transfer in non-uniform wavy micro channels. *Int J Therm Sci.* (2020);
- [24] Ahn S.W, Experimental studies on heat transfer in the annuli with corrugated inner tubes, *KSME International Journal*, Vol. 17 No. 8, (2003), 1226-1233.
- [25] Vicente P.G, Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow, *International Communications In Heat and Mass Transfer*, Vol 31, No. 5, (2004), 651-662.
- [26] Sui, Y., Lee, P. S., &Teo, C. J. An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy micro channels with rectangular cross section. *International journal of thermal sciences*, 50(12) (2011), 2473-2482.
- [27] García A, Solano J.P, Vicente P.G, Viedma A, The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils, *Applied Thermal Engineering*, 35, (2012), 196-201.
- [28] Saikia, A., Dalal, A., & Pati, S. Thermo-hydraulic transport characteristics of non-Newtonian fluid flows through corrugated channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 129 (2018), 201-208.
- [29] Comini, G., Nonino, C., & Savino, S. Effect of aspect ratio on convection enhancement in wavy channels. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 44(1) (2003), 21-37.
- [30] Wang W, Shuai Y, Ding L, Li B, Sunden B. Investigation of complex flow and heat transfer mechanism in multi-tube heat exchanger with different arrangement corrugated tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 167, (2021), 107010.
- [31] J. Liu, Y. Song, G. Xie, B. Sunden, Numerical modeling flow and heat transfer in dimpled cooling channels with secondary hemispherical protrusions, *Energy* 79 (2015) 1–19.
- [32] Vicente PG, Garcia A, Viedma A, Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers, *Int Commun Heat Mass Transfer*, 47, (2004), 671–681.

Références bibliographiques

- [33] Jaffal HM, Ghani IA, Al-Obaidi AR. The effect of interruptions on thermal characteristics of corrugated tube. *Case Stud Therm Eng.* 25: (2021); 100910.
- [34] Lioa W, Luo Y, Chen T, Thermal-hydraulic performance analysis of outward convex corrugated tubes based on skewness and kurtosis, *International Journal of Thermal Sciences*,165, (2021),106970.
- [35] Liu L, Ling X, Peng H, Analysis on flow and heat transfer characteristics of EGR helical baffled cooler with spiral-corrugated tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44,(2013), 275-284.
- [36] Jamshidi N, Farhadi M, Ganji D., Sedighi K, Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 51,(2013), 644-652.
- [37] Mohammed H.A., Abed A.M., Wahid M.A, The effects of geometrical parameters of a corrugated channel with in out-of-phase arrangement, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40, (2013), 47-57.
- [38] Zhang D, Tao H, Xu Y, Sun Z, Numerical investigation on flow and heat transfer characteristics of corrugated tubes with non-uniform corrugation in turbulent flow, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 26, (2018), 437-444.
- [39] Ahmed M.A, Yusoff M.Z, K.C. Ng, Shuaib N.H, Effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using CuO–water nanofluid, *Case Studies in Thermal Engineering*, 4, (2014), 65-75.
- [40] S. Anbu, S. Venkatachalapathy, S. Suresh, Convective heat transfer studies on helically corrugated tubes with spiraled rod inserts using TiO₂/DI water nano-fluids, *J. Therm. Anal. Calorim.* 137 (3) (2019) 849–864.
- [41] Dizaji H.S, Jafarmadar S, Mobadersani F, Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 96, (2015), 211-220.

Références bibliographiques

- [42] Elshafei, E.A.M, Awad, M, Ali, AG, Heat transfer and pressure drop in corrugated channels, *Energy*, (2010), 101-110.
- [43] Bilen K, Cetin M, Gul H, Balta T, The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009) 753-761.
- [44] Córcoles JI, Belmonte JF, Molina AE, Almendros-Ibáñez JA. Influence of corrugation shape on heat transfer performance in corrugated tubes using numerical simulations, *International Journal of Thermal Sciences*, 137, (2019), 262–275.
- [45] Khodabandeh E, Bahiraei M, Mashayekhi R, Talebjedi B, Toghraie D, Thermal performance of Ag–water nano fluid in tube equipped with novel conical strip inserts using two-phase method: Geometry effects and particle migration considerations, *Powder Technology*, 338, (2018), 87–100.
- [46] Yin J, Yanga G, Li Y, The effects of wavy plate phase shift on flow and heat transfer characteristics in corrugated channel, *Energy Procedia*, 14, (2012), 1566-1573.
- [47] Ibrahim MM, Essa MA, Mostafa NH, A computational study of heat transfer analysis for a circular tube with conical ring turbulators. *International Journal of Thermal Sciences*, 137,(2019), 138–60.
- [48] Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, (2010), 568–74.
- [49] Koo, J., & Kleinstreuer, C. Viscous dissipation effects in micro tubes and micro channels. *International journal of heat and mass transfer*, 47(14-16) (2004), 3159-3169.
- [50] Dai, Z., Fletcher, D. F., & Haynes, B. S. (2015). Impact of tortuous geometry on laminar flow heat transfer in micro channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83 (2015), 382-398.
- [51] Harleß A, Franz E, Breuer M. Experimental investigation of heat transfer and friction characteristic of fully developed gas flow in single-start and three-start corrugated tubes. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 103, (2016), 538–547.

Références bibliographiques

[52] IMINE et TOUALA. Analyse thermo-hydraulique d'un écoulement turbulent à l'intérieur d'un canal ondulé PFE Université de Tlemcen. (2022).

[53] BEGAG. A. Effet des ondulations internes des surfaces sur les caractéristiques dynamiques et thermiques des écoulements forcés dans les tubes concentriques : applications aux mini-échangeurs de chaleur. Thèse de Doctorat. Université de Tlemcen. (2020).

[54] Naphon, P, Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V- corrugated upper and lower plates, Energy Conversion and Management, 48, (2007), 1516-1524.