

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 : Energétiques

Par : MENNI Soufiane et BELABBACI Fares

Sujet

**Etude des écoulements turbulents autour d'un obstacle : effet de la rugosité
couplé à l'inclinaison**

Soutenu publiquement, le 30/06/2022, devant le jury composé de :

M/ BENMANSOUR Abdelkerim

M/ SARI HASSOUN Zakaria

M/ ALIANE Khaled

M/ HENAOUI Mustapha

MCA

MCA

Pr

Dr.

Université de Tlemcen

Université de Tlemcen

Université de Tlemcen

Université de Tlemcen

Président

Examineur

Encadreur

Co-Encadreur

Dédicaces

Avec tout mon amour, je dédie ce travail qui a été le fruit de mes études, à toutes les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin à la réalisation de cette étude plus particulièrement :

À mes chers parents, **Mohammed & Zakia** ;

À mes frères, **Fouzi, Rabie, Omar & Issam**

À ma sœur **Sawsen**

Vous vous êtes dépensés pour moi sans compter.

En reconnaissance de tous les sacrifices consentis par tous et chacun pour me permettre d'atteindre cette étape de ma vie.

Avec toute ma tendresse.

À tous ceux qui utilisent la science pour le bien et la prospérité des gens.

BELABBACI Fares

Avec tout mon amour, je dédie ce travail qui a été le fruit de mes études, à toutes les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin à la réalisation de cette étude plus particulièrement :

À mes chers parents, **Mohamed & Fatima** ;

À mes deux frères, **Abdeldjalil & Younes** ;

À mes deux soeurs, **Nabila & Samia** ;

Vous vous êtes dépensés pour moi sans compter.

En reconnaissance de tous les sacrifices consentis par tous et chacun pour me permettre d'atteindre cette étape de ma vie.

Avec toute ma tendresse.

À tous ceux qui utilisent la science pour le bien et la prospérité des gens.

MENNI Soufiane

Remerciements

Je remercie **ALLAH** le Tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme ce présent travail.

Ce travail a été effectué dans le Département de Génie Mécanique de la Faculté de Technologie, à l'Université Abou Bekr Belkaïd-Tlemcen.

Je tiens à exprimer toute ma profonde gratitude à :

Pr. ALIANE Khaled et **Dr. HENAOUI Mustapha**

pour leurs conseils, leurs aides et leurs encouragements à faire plus.

Que Monsieur **BENMANSOUR Abdelkerim**, Maître de conférence (A) à l'Université de Tlemcen, trouve ici l'expression de ma reconnaissance pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider le Jury de ce projet.

Je remercie sincèrement Monsieur **SARI HASSOUN Zakaria**, Maître de conférence (A) à l'Université de Tlemcen qui a accepté de faire partie du Jury.

TABLE DES MATIERES

Dédicaces	2
Remerciements	4
Table des matières	6
Liste des tableaux	11
Liste des figures	13
Introduction Générale	18
CHAPITRE I : Etude Bibliographique	20
I.1. Echangeurs de chaleur	20
I.1.1. Introduction	21
I.1.2. Différentes configurations d'échangeurs de chaleur	21
I.1.2.1. Echangeurs de chaleur à tubes et à calandre (ECTC)	22
I.1.2.2. Echangeur de chaleur à tubes et ailettes (ECTA)	22
I.1.2.3. Echangeur de chaleur à plaques et ailettes (ECPE)	22
I.1.2.4. Echangeur de chaleur à plaques spiralées (ECPS)	23
I.1.2.5. Echangeur de chaleur à plaques et cadres (ECPC)	23
I.1.2.6. Echangeur de chaleur à circuit imprimé (ECCI)	24
I.1.2.7. Echangeur de chaleur à tubes circulaires et ailettes lisses continues (ECTCALC)	24
I.1.2.8. Echangeur de chaleur à tubes circulaires et ailettes ondulées (ECTCAO)	25
I.1.2.9. Échangeur de chaleur à tubes non-circulaires et ailettes lisses continues	25
I.1.2.10. Échangeur de chaleur à tubes plats et ailettes ondulées	26
I.1.3. Applications des échangeurs de chaleur	27
I.1.4. Caractéristiques thermiques et hydrauliques d'un échangeur de chaleur	28
I.1.5. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur dans un échangeur	28
I.1.5.1. Méthodes actives	29
I.1.5.2. Méthodes passives	29
a. Surfaces traitées	29
b. Surfaces rugueuses	29
c. Surfaces étendues	29
d. Dispositifs d'amélioration déplacés	29
e. Dispositifs à tourbillon	29
f. Tubes enroulés	30
g. Dispositifs de tension superficielle	30
h. Additifs pour liquides	30
i. Additifs pour gaz	30
I.2. Conversion thermique d'énergie solaire	30

I.2.1. Introduction	31
I.2.2. Capteurs solaires (CSPs) plans et leurs différents types	32
I.2.3. Applications des CSPs	33
I.2.4. Technologies améliorant les performances des CSPs	33
I.3. Etude des écoulements autour des obstacles	34
I.3.1. Effet de conception d'obstacle	39
I.3.2. Effet de rugosité	48
I.4. Conclusion	48
CHAPITRE II : Modélisation et Simulation	
II.1. Introduction	50
II.2. Modèle physique	50
II.2.1. Configurations du problème	50
II.2.1.1. Effet de l'inclinaison de l'arête amont d'obstacles	50
II.2.1.2. Effet de la rugosité combiné à l'effet de l'inclinaison de l'arête amont d'obstacles	51
II.2.2. Dimensions géométriques et caractéristiques thermo-physiques	53
II.2.3. Hypothèses	54
II.3. Modélisation mathématique	55
II.3.1. Équations gouvernantes	55
II.3.1.1. Conservation de la masse	55
II.3.1.2. Conservation de la quantité de mouvement selon la direction OX	55
II.3.1.3. Conservation de la quantité de mouvement selon la direction OY	55
II.3.1.4. Conservation de l'énergie dans la région fluide	56
II.3.1.5. Conservation de l'énergie dans la région solide	56
II.3.1.5. Energie cinétique turbulente (k)	56
II.3.1.6. Taux de dissipation turbulente (ϵ)	56
II.3.2. Conditions aux limites	57
II.3.2.1. Conditions d'entrée	57
II.3.2.2. Conditions de sortie	57
II.3.12.3. Conditions de la paroi supérieure	57
II.3.2.4. Conditions de la paroi inférieure	57
II.3.2.5. Conditions des points de contact solide-liquide	58
II.3.3. Paramètres gouvernants	58
II.3.3.1. Nombre de Reynolds	58
II.3.3.2. Diamètre hydraulique du canal	58
II.3.3.3. Coefficient de transfert thermique	58

II.3.3.4. Nombre de Nusselt local	58
II.3.3.5. Nombre de Nusselt moyen	58
II.3.3.6. Coefficient de friction local	58
II.3.3.7. Coefficient de friction moyen	59
II.3.4. Corrélations thermohydrauliques	59
II.3.4.1. Corrélation de Dittus et Boelter	59
II.3.4.2. Corrélation de Petukhov	59
II.4. Modélisation numérique	59
II.4.1. Méthode des volumes finis	59
II.4.1.1. Introduction	60
II.4.1.2. Principe de la méthode des volumes finis	61
II.4.1.3. Notion de maillage	61
II.4.2. Présentation de Gambit	62
II.4.2.1. Démarrage de Gambit	64
II.4.2.2. Construction de la géométrie	66
II.4.2.3. Création d'un maillage	68
II.4.2.4. Incorporation des conditions aux limites	68
II.4.2.5. Exportation du maillage de Gambit	68
II.4.3. Présentation de Fluent	69
II.4.3.1. Importation de la géométrie	69
II.4.3.2. Vérification du maillage importé	70
I.4.3.3. Vérification de l'échelle	70
II.4.3.4. Choix du solveur	71
II.4.3.5. L'équation de l'énergie	71
II.4.3.6. Choix du modèle de turbulence	72
II.4.3.7. Définition des caractéristiques du fluide	72
II.4.3.8. Operating conditions	73
II.4.3.9. Conditions aux limites	73
II.4.3.10. Ordre des équations et l'algorithme	74
II.4.3.11. Initialisation du calcul	74
II.4.3.12. Choix des critères de convergence	75
II.4.3.12. Lancement du calcul	75
II.4.4. Solution numérique	75
CHAPITRE III : Résultats et Discussions	
III.1. Effet de l'inclinaison de l'arête amont d'un obstacle	80
III.1.1. Introduction	80

III.1.2. Lignes de courant	80
III.1.3. Contours des champs de pression dynamique	81
III.1.4. Contours des champs de vitesse moyenne	83
III.1.5. Contours des champs de vitesse axiale	84
III.1.6. Profils de la vitesse axiale	84
III.1.7. Contours des champs de vitesse transversale	88
III.1.8. Contours des champs de température	89
III.1.9. Profils de la température du fluide	90
III.1.10. Nombre de Nusselt local normalisé	90
III.1.11. Nombre de Nusselt moyen normalisé	91
III.1.12. Coefficient de friction local normalisé	92
III.1.13. Coefficient de friction moyen normalisé	93
III.2. Effet de la rugosité combiné à l'effet de l'inclinaison de l'arête amont d'un obstacle	94
III.2.1. Introduction	94
III.2.2. Tracés des champs de vitesse moyenne	94
III.2.3. Tracés des champs de température	95
III.2.4. Nombre de Nusselt moyen normalisé	96
III. 2.5. Coefficient de friction moyen normalisé	97
III.3. Conclusion	98
Conclusion Générale	100
Références Bibliographiques	102
Résumé	111
Abstract	111
ملخص	111

LISTE DES TABLEAUX

Table II.1. Dimensions géométriques du présent canal d'échangeur de chaleur.

Table II.2. Propriétés thermiques et physiques de l'air caloporteur à 300K.

Table II.3. Propriétés thermiques et physiques des parois solides de canaux en Al à 300K.

LISTE DES FIGURES

Figure I.1. Application de différents types d'échangeurs de chaleur [21].

Figure I.2. Représentation schématique d'un CSP [38,46].

Figure I.3. Différents types de CSPs [41].

Figure I.4. (a) Canal d'air solaire muni d'obstacles, (b) Champ moyen de la vitesse [84].

Figure I.5. Champs hydrodynamiques d'air autour d'obstacles circulaires : (a) Viscosité turbulente, (b) Energie cinétique de turbulence [85].

Figure I.6. (a) CSP à air muni de chicanes transversales, (b) Champ de vitesse axiale [86].

Figure I.7. (a) Maillage tridimensionnel d'un CSP à air muni d'obstacles carrés, (b) Champ turbulent d'énergie cinétique [87].

Figure I.8. Les lignes de courant d'un écoulement d'air turbulent en présence des éléments carrés sur les deux parois du canal [88].

Figure I.9. Configuration d'un canal avec une paroi rugueuse de nervures bidimensionnelles [89].

Figure I.10. Schéma d'un canal d'air solaire à plaque absorbante plane [90].

Figure I.11. Géométrie d'écoulement et domaine de calcul d'une surface rugueuse nervurée [91].

Figure I.12. Géométrie et grille numérique de l'écoulement et de transfert de chaleur dans des canaux à deux passes avec des nervures de 60 degrés. [92].

Figure I.13. Configuration de nervures de formes diverses disposées dans un conduit carré [95] : (a) Cas A : nervures triangulaires équilatérales, (b) Cas B : nervures carrées, (c) Cas C : nervures trapézoïdales de hauteur décroissante dans le sens de l'écoulement, et (d) Cas D : nervures trapézoïdales de hauteur croissante dans le sens de l'écoulement.

Figure I.14. Schéma des canaux rugueux [96] : (a) nervure carrée, (b) nervure triangulaire, (c) nervure semi-circulaire, (d) paroi ondulée.

Figure I.15. Vecteur vitesse autour des nervures (a) coniques et (b) sphériques [98].

Figure I.16. Section d'essai avec rainure ondulée et ailettes trapézoïdales combinées [100].

Figure I.17. Nervure en 'V' à plusieurs espaces combinée à une géométrie de nervures décalées [101].

Figure I.18. Absorbeur rugueux en forme de 'C' [102].

Figure I.19. Absorbeur rugueux en forme de 'S' [103].

Figure II.1. Le modèle d'échangeur de chaleur étudié.

Figure II.2. Différents angles d'inclinaison des côtés droits des obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré, (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal, et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire.

Figure II.3. Divers cas de formes de rugosité.

Figure II.4. Canaux de rugosité différente, triangulaires en obstacles.

Figure II.5. Volume de contrôle caractéristique pour une situation 2D [114,115].

Figure II.6. Volume de contrôle pour l'équation de continuité [114,115].

Figure II.7. Volumes de contrôle pour l'équation de la quantité de mouvement dans les directions (a) OX and (b) OY [114,115].

Figure II.8. Une vue globale de l'application de Gambit.

Figure II.9. Menu création des éléments de la géométrie.

Figure II.10. Menu utilisé pour générer des lignes.

Figure II.11. Menu utilisé pour générer des faces.

Figure II.12. Menu utilisé pour générer des volumes.

Figure II.13. Menu utilisé pour mailler une ligne.

Figure II.14. Menus utilisés pour générer un maillage (a) 2D ou (b) 3D.

Figure II.15. Menus utilisés pour définir les frontières.

Figure II.16. Définition des frontières.

Figure II.17. Exportation du maillage.

Figure II.18. Importation de la géométrie.

Figure II.19. Vérification du maillage.

Figure II.20. Vérification de l'échelle.

Figure II.21. Choix du solveur.

Figure II.22. Equation de l'énergie.

Figure II.23. Choix du modèle de turbulence.

Figure II.24. Définition des caractéristiques du fluide.

Figure II.25. Choix de la pression de référence.

Figure II.26. Valeurs des conditions aux limites.

Figure II.27. Méthodes numériques.

Figure II.28. Initialisation du calcul.

Figure II.29. Choix des critères de convergence.

Figure II.30. Choix du nombre des itérations.

Figure II.31. Maillage utilisé.

Figure II.32. Modèle de convergence dans les différents cas étudiés.

Figure III.1. Tracés de contours des lignes de courant pour différents angles d'attaque d'obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Figure III.2. Tracés de contours des champs de pression dynamique pour différents angles d'attaque d'obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Figure III.3. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur la pression dynamique (max.) pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

Figure III.4. Tracés de contours des champs de vitesse moyenne pour différents angles d'attaque d'obstacles : **(a)** $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; **(b)** $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et **(c)** $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Figure III.5. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur la vitesse moyenne (max.) pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

Figure III.6. Tracés de contours des champs de vitesse axiale pour différents angles d'attaque d'obstacles : **(a)** $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; **(b)** $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et **(c)** $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Figure III.7. Profils de la vitesse axiale (u) en aval du premier obstacle à $x = 0.07m$ pour différents angles d'attaque d'obstacles et diverses valeurs du nombre de Reynolds.

Figure III.8. Profils de la vitesse axiale adimensionnelle (u/U_{in}) à la sortie du canal ($x = L$), pour différents paramètres hydrodynamiques ($2,500 \leq Re \leq 10,000$) et géométriques ($0 \leq \theta \leq 45^\circ$).

Figure III.9. Vitesses axiales maximales pour les différents cas étudiés.

Figure III.10. Tracés de contours des champs de vitesse transversale pour différents angles d'attaque d'obstacles : **(a)** $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; **(b)** $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et **(c)** $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Figure III.11. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur la composante verticale (max.) de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

Figure III.12. Tracés de contours des champs de température pour différents angles d'attaque d'obstacles : **(a)** $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; **(b)** $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et **(c)** $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Figure III.13. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil de température du fluide, à la sortie du canal, pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

Figure III.14. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du nombre de Nusselt local normalisé (Nu_x/Nu_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), avec $Re = 2,500$.

Figure III.15. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du nombre de Nusselt moyen normalisé (Nu/Nu_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

Figure III.16. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du coefficient de frottement local normalisé (C_f/f_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), avec $Re = 2,500$.

Figure III.17. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du coefficient de friction moyen normalisé (f/f_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

Figure III.18. Tracés de contours des champs de vitesse moyenne dans diverses rugosités, $Re = 2,500$.

Figure III.19. Tracés de contours des champs de température dans diverses rugosités, $Re = 2,500$.

Figure III.20. Nombre Nusselt moyen normalisé (Nu/Nu_0) en fonction du nombre de Reynolds dans diverses rugosités.

Figure III.21. Coefficient de frottement moyen normalisé (f/f_0) en fonction du nombre de Reynolds dans diverses rugosités.

INTRODUCTION GENERALE

L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien, permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux. Ce principe est mis en œuvre dans de nombreuses applications courantes, i.e. chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, génie des procédés, stockage d'énergie ou production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir d'énergie thermique. Dans l'échangeur classique, un fluide chaud transfère une partie de son enthalpie à un fluide froid. Ce type d'échangeur servira de base pour donner les définitions et les paramètres nécessaires à son dimensionnement, ainsi qu'à la compréhension des phénomènes. D'autres types d'échangeurs sont également évoqués.

Dans notre étude nous allons nous intéresser à l'analyse numérique de l'écoulement d'air turbulent en convection forcée autour des obstacles. Ce travail concerne l'étude de l'effet de la rugosité combiné à l'effet de l'inclinaison de l'arête amont ou aval d'un obstacle dans un canal rectangulaire. L'objectif est de contrôler l'écoulement autour de l'obstacle. Plusieurs paramètres seront étudiés notamment les paramètres hydrodynamiques et géométriques.

Les résultats obtenus seront comparés avec ceux de ceux trouvés dans la littérature et dans les mêmes conditions afin de valider ce modèle.

Notre travail a pour objectif en simuler en 2D un écoulement turbulent autour d'un obstacle par utilisation de code de calcul Fluent. Cette travail contient trois chapitres :

Dans le premier chapitre, nous présentons une étude bibliographique sur les échangeurs de chaleur et leurs différents types.

Le deuxième chapitre est consacré à la présentation de la formulation mathématique, aussi il sera présenté les modèles physiques et numériques à étudier.

Dans le chapitre trois, nous présentons les résultats de simulation donnés par Fluent et leurs commentaires.

Enfin, ce travail contient une conclusion qui résume le travail effectué.

CHAPITRE I
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Echangeurs de chaleur

I.1.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs permettant un transfert de chaleur efficace d'un milieu à un autre, ce qui signifie qu'ils sont un élément important pour une évacuation réussie de la chaleur de la source. Ces instruments sont largement utilisés dans le chauffage, la réfrigération et la climatisation des locaux, ainsi que dans les centrales électriques, les usines chimiques, les usines pétrochimiques, les raffineries de pétrole, le raffinage du gaz naturel, le traitement des eaux usées, les moteurs à combustion, les applications navales et aéronautiques/aérospatiales, etc. [1,2].

Plusieurs types d'échangeurs de chaleur ont été construits au cours de la dernière décennie pour fonctionner comme un équipement efficace de conversion d'énergie. Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de différentes manières. Par exemple, les classifications des échangeurs de chaleur basées sur la disposition des écoulements incluent l'écoulement parallèle, le contre-écoulement et l'écoulement croisé. Le mécanisme d'interaction entre les fluides chauds et froids est récupérateur, régénératif et direct. De plus, les échangeurs de chaleur peuvent être classés en fonction de leurs propriétés mécaniques, telles que les échangeurs de chaleur à double tuyau, calandre et tube, tube en spirale, plaque en spirale, lamelle, plaque à ailettes et enfin tube à ailettes [1,2].

Le plus gros problème, en raison des nombreuses formes différentes d'échangeurs de chaleur, est de choisir des échangeurs de chaleur optimaux. Pour choisir une conception d'échangeur de chaleur efficace, considérez d'abord les limites de chaque modèle. Bien que les coûts de production soient souvent la principale contrainte, d'autres facteurs tels que les gammes de température, les limites de pression, l'efficacité thermique, la perte de charge, la capacité d'écoulement des fluides, la nettoyabilité, la maintenance, les matériaux, etc. sont également essentiels et doivent être pris en considération. En conséquence, tout composant amélioré ou méthode actuelle utilisée dans l'échangeur de chaleur doit être un compromis équilibré entre les avantages du coefficient de transfert de chaleur et le coût de pompage plus élevé en raison des pertes par frottement accrues [1,3].

Les échangeurs de chaleur sont généralement conçus pour optimiser la surface de la paroi entre les deux fluides tout en diminuant la résistance à l'écoulement du fluide à travers l'échangeur de chaleur. Il existe plusieurs stratégies efficaces pour augmenter le taux de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur, qui peuvent être divisées en deux catégories : les méthodes actives et non-actives (passives) [1].

La différence entre ces deux groupes principaux est liée à l'exercice d'une force externe sur l'échangeur de chaleur, la conception des ailettes [4], les matériaux à changement de phase [5], les micro-canaux [6], les tubes enroulés [7], les additifs de nanoparticules [8], milieux poreux [9],

chicanes [10], tubes ondulés [11], générateurs de vortex [12], surfaces revêtues [13] sont des exemples de méthodes non-actives qui ne nécessitent pas de forces extérieures, tout en mélangeant et en vibrant les fluides par un dispositif mécanique ou magnétique [14] et les champs électriques [15], l'injection soufflante ou le jet de fluide externe sont des exemples de méthodes actives dans lesquelles une force externe est appliquée aux échangeurs de chaleur pour augmenter le transfert de chaleur [1].

Les échangeurs de chaleur sont également largement utilisés dans les moteurs pour la récupération de chaleur, comme dans les cylindres [16] et les radiateurs [17], ou combinés avec d'autres technologies de récupération de chaleur telles que les générateurs thermoélectriques, la recirculation des gaz d'échappement, le cycle de Rankine organique (CRO), etc. En raison des nombreuses applications des échangeurs de chaleur, les chercheurs ont essayé d'améliorer le transfert de chaleur grâce à une conception spéciale des échangeurs de chaleur [1].

I.1.2. Différentes configurations d'échangeurs de chaleur

Les applications élevées des échangeurs de chaleur ont poussé les chercheurs à essayer d'améliorer le transfert de chaleur grâce à des conceptions spéciales d'échangeurs de chaleur, qui sont présentées séparément dans ce qui suit [18-21] :

I.1.2.1. Echangeurs de chaleur à tubes et à calandre (ECTCs)

Caractéristiques de construction :

- C'est le type d'échangeur de chaleur le plus connu. Comme environ 90% des échangeurs de chaleur sont des ECTCs dans les industries.
- Il est composé d'une coque, de tubes, de chicanes, d'une tête avant, d'une tête arrière et de buses.
- Diamètre de la coque : 60–2000(mm).
- Température de fonctionnement : -20 °C à 500 °C.
- Pression maximale : 600 bars.

Avantages :

- Il est largement utilisé en raison de sa flexibilité et de sa conception innovante.

Désavantages:

- Il nécessite une plus grande surface à placer et une grande quantité d'espace lors du retrait des déflecteurs.
- Sa construction est lourde.

I.1.2.2. Echangeur de chaleur à tubes et ailettes (ECTA)

Caractéristiques de construction :

- Ces échangeurs de chaleur sont constitués de bobines qui sont dilatées mécaniquement ou hydrauliquement.
- Les ailettes autour des tubes peuvent être perpendiculaires ou longitudinales aux tubes.
- Ces ailettes peuvent être ondulées, plates, persiennes ou interrompues et ainsi que la forme des tubes peuvent être elliptiques, circulaires ou plates.

Avantages :

- Les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes sont conçus pour offrir des performances de transfert de chaleur plus élevées et moins de réduction de pression.
- Ces échangeurs sont des composants essentiels de la pompe à chaleur résidentielle, des radiateurs pour moteur à combustion interne et de la climatisation.

I.1.2.3. Echangeur de chaleur à plaques et ailettes (ECPE)

Caractéristiques de construction :

- Dans ces échangeurs, un empilement de plaques (feuilles de séparation) et d'ailettes sont disposés dans une construction en sandwich.
- Les types d'ailettes varient (aillette ondulée, triangulaire simple, à chevrons, persienne dentelée et perforée).
- Peut fonctionner thermiquement jusqu'à 650 °C.
- Peut fonctionner jusqu'à 120 bars.

Avantages :

- Les ECPEs sont préférés aux échangeurs de chaleur à surface étendue en raison de leurs performances thermiques très efficaces.
- Les ECPEs gèrent assez bien plusieurs écoulements, c'est pourquoi ils sont utilisés dans les refroidisseurs à compresseur et les installations de conditionnement.
- Très efficace (environ 90 % ou plus) dans les applications cryogéniques.

Désavantages:

- Les passages étroits dans les ECPEs rendent le nettoyage difficile par tout moyen mécanique.

I.1.2.4. Echangeur de chaleur à plaques spiralées (ECPS)

Caractéristiques de construction :

- Les ECPSs sont construits en enroulant des bandes métalliques autour d'un noyau central générant des canaux en spirale concentriques.
- La largeur du canal est maintenue autour de 5 à 30 mm.
- Pour un débit élevé et une faible perte de charge, le double canal est produit en enroulant simultanément quatre bandes métalliques en spirale autour d'un noyau central.

Avantages :

- Les ECPSs sont autonettoyants et fabriqués en alliage de haute qualité qui empêche la corrosion et l'érosion.
- Utilisé dans l'industrie chimique, l'industrie alimentaire (slurry, sauces) et la vinification.
- Les ECPSs peuvent être facilement installés, la perte de pression est relativement moindre et la section transversale de débit importante.

Désavantages:

- Ne convient pas lorsque le processus de transfert de chaleur est nécessaire de liquide à liquide, mais peut être utilisé pour les applications liquide-vapeur et liquide-gaz.

I.1.2.5. Echangeur de chaleur à plaques et cadres (ECPC)

Caractéristiques de construction :

- Les ECPCs sont construits en comprimant des plaques ondulées pressées ensemble dans un cadre. Des joints sont installés avec chaque plaque qui a deux objectifs cruciaux.
- Le matériau de la plaque est généralement de l'acier inoxydable, du titane et de l'Hastelloy.
- Les plaques métalliques de ECPCs peuvent tolérer une température de -35 °C à 200 °C et une pression jusqu'à 25 bar.
- La surface de transfert de chaleur variait de 0.02 m² à 4.45 m².

Avantages :

- Les ECPCs sont largement utilisés dans les industries alimentaires et des boissons, les industries chimiques où le chauffage et le refroidissement des produits chimiques sont demandés.
- Le refroidissement de l'acide sulfurique, du kérosène et de la solution saline est effectué par des ECPCs.

I.1.2.6. Echangeur de chaleur à circuit imprimé (ECCI)

Caractéristiques de construction :

- La surface de transfert de chaleur variait de 0.02 m² à 4.45 m².

- Des piles de plaques sont collées ensemble par liaison par diffusion.
- Des matériaux en acier inoxydable et en titane sont utilisés.
- La gamme de pression et de température est de 300 à 500 bar et de -200 °C et 900 °C respectivement.

Avantages :

Ces échangeurs sont largement utilisés dans les secteurs suivants,

- Industries chimiques
- Traitement du carburant
- Puissance et énergie
- Réfrigération

I.1.2.7. Echangeur de chaleur à tubes circulaires et ailettes lisses continues (ECTCALC)

Caractéristiques de construction :

- La disposition en ligne ou en quinconce des tubes circulaires est utilisée avec des ailettes lisses.
- La disposition des tubes influence de manière inquiétante le comportement du champ d'écoulement.
- L'impact des ailettes lisses sur les caractéristiques thermodynamiques n'est pas tout à fait perceptible par rapport aux ailettes ondulées.

Avantages :

- Les tubes circulaires fournissent une grande zone de faible transfert de chaleur derrière les tubes en raison de son motif géométrique.
- La disposition en quinconce des tubes circulaires offre de meilleures performances de transfert de chaleur que celles en ligne, car elle a sans aucun doute un impact sur l'intensité du débit de fluide.

I.1.2.8. Echangeur de chaleur à tubes circulaires et ailettes ondulées (ECTCAO)

Caractéristiques de construction :

- Les ailettes ondulées de conception optimale sont plutôt incorporées ici avec des tubes circulaires.
- Les modèles d'ailettes ondulées influencent certainement les performances thermo hydrauliques du heat exchanger.

Avantages :

- La géométrie et le motif des ailettes affectent de manière significative les performances côté air des échangeurs de chaleur compacts.
- Largement utilisé dans l'industrie de la réfrigération et de la climatisation.

I.1.2.9. Échangeur de chaleur à tubes non-circulaires et ailettes lisses continues

Caractéristiques de construction :

- La modification des tubes est envisagée tout en gardant les ailettes lisses au lieu d'utiliser des motifs ondulés.
- Les tubes plats sont incorporés avec des ailettes continues dans ce type d'échangeur de chaleur à tubes à ailettes.
- Examiner son influence sur les caractéristiques de transfert de chaleur et les performances de chute de pression.

Avantages :

- Les tubes plats possèdent moins de résistance contre la pression interne et externe.
- Les performances de transfert de chaleur dépendent certainement du nombre de Reynold pour les tubes plats.
- Les tubes plats produisent une région de sillage plus petite que les tubes cylindriques.
- Les ailettes lisses continues offrent des performances de transfert de chaleur et une perte de charge inférieures à celles des autres ailettes ondulées.
- Largement utilisé pour les applications industrielles, de climatisation et de réfrigération.

I.1.2.10. Échangeur de chaleur à tubes plats et ailettes ondulées

Caractéristiques de construction :

- La modification des tubes et des ailettes est envisagée.
- Des tubes plats avec des ailettes ondulées sont incorporés dans cet échangeur de chaleur.
- La hauteur, la longueur d'onde et le pas des ailettes ondulées affectent ses performances thermiques.

Avantages :

- Les ailettes ondulées se cassent en permanence et développent une couche limite thermique, ce qui signifie des performances de transfert de chaleur comparativement plus élevées que les ailettes lisses.
- La pénalité de chute de pression est perceptible.
- Largement utilisé pour les radiateurs automobiles, les évaporateurs et condenseurs de climatisation automobile, etc.

I.1.3. Applications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur possèdent une importance significative dans tous les secteurs de l'industrie en raison de leurs innombrables applications et exigences. Au cours des dernières décennies, la classification extensive des échangeurs de chaleur a considérablement augmenté leur importance pour une utilisation commerciale et résidentielle. Par exemple, le développement des pompes à chaleur géothermiques (PCG) ou des échangeurs de chaleur de forage a réduit les problèmes de chauffage et de refroidissement conventionnels dans le monde entier en raison de leurs performances thermiques plus élevées (par exemple, le taux de croissance de PCG en Suède est de 30.000 installations par an) [21,22].

La vaste classification des échangeurs de chaleur à plaques en fonction de leur taille, de leurs applications et de leur applicabilité au service (gaz-gaz, liquide-liquide, gaz-liquide, condensation et évaporation), de leur compacité et de leurs performances thermo hydrauliques a amélioré leur consommation dans divers secteurs industriels tels que agro-alimentaires, industries des pâtes et papiers, etc. [21,23]. Les échangeurs de chaleur à tubes à ailettes offrent une résistance thermique côté air inférieure en raison de l'inclusion de divers types de surfaces étendues qui offrent une surface de transfert de chaleur plus élevée et donc des performances thermiques améliorées. Ces échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans le génie chimique et la réfrigération tels que la climatisation, les refroidisseurs intermédiaires de compresseur, les systèmes de réfrigération, le refroidissement de l'air de suralimentation, etc. [21,24]. Les échangeurs de chaleur à tubes et à calandre (ECTCs) et les échangeurs de chaleur à double tube sont largement utilisés dans toutes les industries en raison de leurs larges classifications basées sur le processus de transfert, le nombre de fluides et la compacité de la surface, ainsi que des conditions de fonctionnement plus élevées telles que des vides poussés à ultra-haute pression (plus de 100 MPa) et de la cryogénie aux hautes températures (environ 1100 °C) [21,25,26]. **Figure I.1** décrit en détail de nombreuses applications de divers échangeurs de chaleur cruciaux.

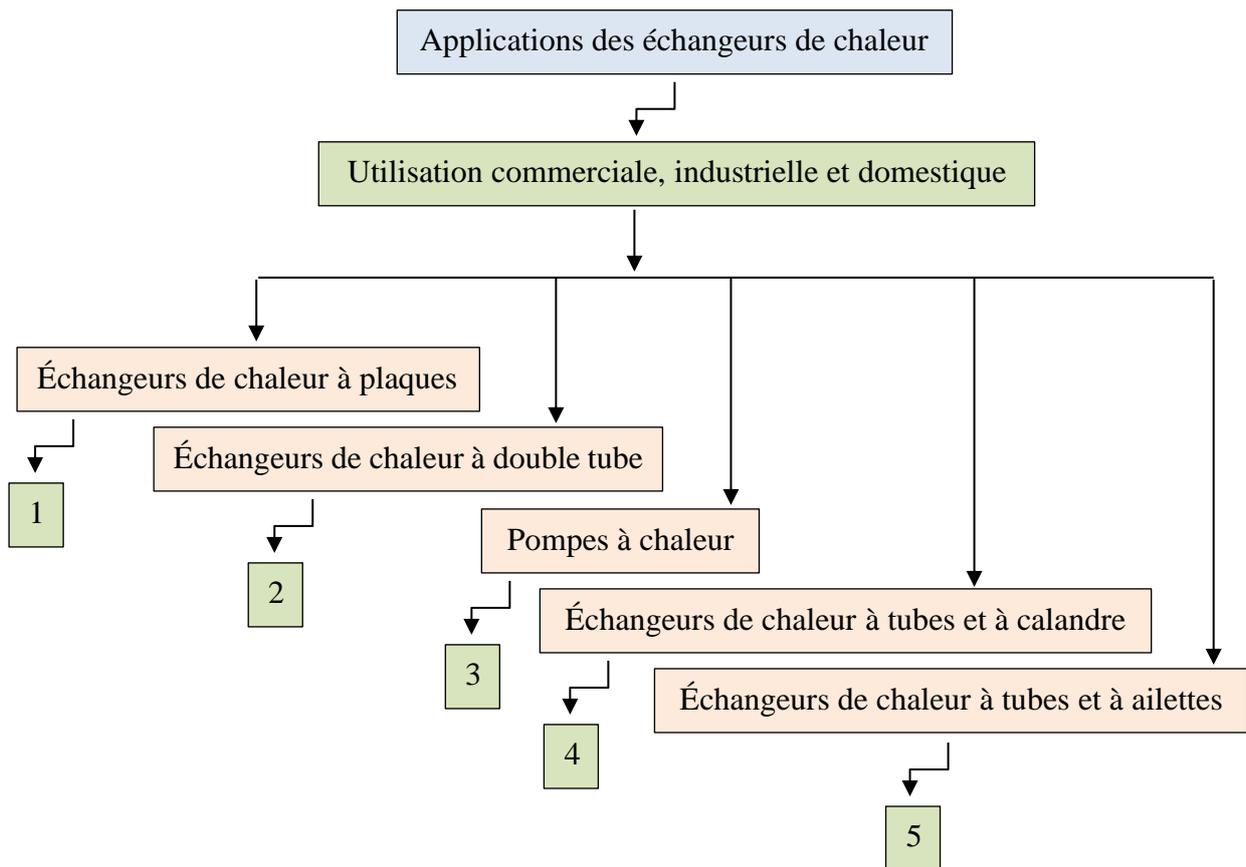


Figure I.1. Application de différents types d'échangeurs de chaleur [21] :

- (1) Préparation des aliments, systèmes de climatisation et de réfrigération, applications marines, traitement chimique, applications d'énergie solaire, applications gaz et pétrole, etc ;
- (2) Industries chimiques et pétrolières pour la récupération de chaleur et le traitement de rejet de chaleur ;
- (3) Système de chauffage et de refroidissement conventionnel par pompes à chaleur géothermiques (PCG) ou échangeurs de chaleur de forage (ECF) ;
- (4) Raffinage du pétrole, industries chimiques, générateurs de vapeur, condenseurs, chauffe-eau d'alimentation de chaudières, refroidisseurs d'huile, distillation, réfrigération et production d'électricité ; et
- (5) Radiateurs de locomotive, condenseurs de vapeur, systèmes de climatisation et de réfrigération.

I.1.4. Caractéristiques thermiques et hydrauliques de l'échangeur de chaleur

Les caractéristiques thermiques et hydrauliques de tout échangeur de chaleur dépendent du taux d'amélioration du transfert de chaleur ainsi que du facteur de frottement qui est estimé à partir de la chute de pression à travers le conduit du canal. Dans la plupart des techniques d'amélioration thermique, les chercheurs préfèrent estimer l'augmentation du nombre de Nusselt pour les différentes géométries d'essai [27,28].

Cependant, l'augmentation du nombre de Nusselt avec une augmentation drastique de la perte de charge sur la section du tube n'est pas avantageuse. La performance des caractéristiques thermiques et hydrauliques de l'échangeur de chaleur est proposée par **Webb et al.** [29], en considérant à la fois les caractéristiques de transfert de chaleur et de facteur de frottement [28].

De nombreux chercheurs utilisent la corrélation proposée pour estimer les performances thermiques globales de l'échangeur de chaleur [28,30]. La relation proposée est également appelée efficacité de 'Webb' et est plus couramment utilisée pour le mode passif d'amélioration du transfert de chaleur. L'amplitude de l'efficacité de Webb supérieure à l'unité suggère la supériorité de la géométrie de test sur les configurations de base.

En plus de cela, certains chercheurs préfèrent le facteur de 'Colburn' et le facteur de 'friction de Fanning' comme paramètres d'évaluation des performances pour les échangeurs de chaleur à courants croisés, car la chute de pression diminue les performances thermiques et hydrauliques globales de l'échangeur de chaleur [28].

I.1.5. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur dans un échangeur thermique

Au cours des dernières décennies, la valeur énergétique croissante et le coût élevé des matériaux ont contraint les chercheurs du monde entier à découvrir des moyens innovants d'augmenter les performances de transfert de chaleur dans tous les types d'échangeurs de chaleur. Depuis lors, l'augmentation du transfert de chaleur et la réduction des pertes de charge ont été la préoccupation majeure de tous les chercheurs, ce qui a conduit au développement de deux techniques fondamentales appelées techniques actives et passives [18,21,31,32].

I.1.5.1. Méthodes actives

Dans les méthodes actives, la source d'alimentation externe est nécessaire pour l'amélioration et le taux d'augmentation du transfert de chaleur est également supérieur à celui de la méthode passive. Les méthodes actives sont préférées aux méthodes passives où la simplicité et l'originalité de l'échangeur de chaleur doivent être conservées [33].

Quelques exemples de méthodes actives incluent la pulsation induite par des cames et des pistons alternatifs, l'utilisation d'un champ magnétique pour perturber les particules lumineuses ensemencées dans un courant d'écoulement, les aides mécaniques, les vibrations de surface, les vibrations de fluide, les champs électrostatiques, l'aspiration ou l'injection et l'impact du jet nécessite un activateur/alimentation électrique externe pour provoquer l'amélioration [34,35].

La méthode électro hydrodynamique montre une augmentation du transfert de chaleur de 20 fois par rapport à seulement 3 fois l'augmentation du facteur de frottement lors de l'utilisation des vibrations, l'augmentation du transfert de chaleur est de 97 %. Le matériau magnétique a augmenté le nombre de Nusselt en combinaison avec la technique passive de 10 % [33].

I.1.5.2. Méthodes passives

Bien qu'il existe des centaines de méthodes passives pour améliorer les performances de transfert de chaleur, les neuf suivantes sont les plus utilisées sous différents aspects [35] :

a. Surfaces traitées

Ce sont des surfaces de transfert de chaleur qui présentent une altération fine de leur finition ou de leur revêtement. L'altération peut être continue ou discontinue, où la rugosité est beaucoup plus petite que ce qui affecte le transfert de chaleur monophasé, et ils sont principalement utilisés pour les tâches d'ébullition et de condensation.

b. Surfaces rugueuses

Ce sont généralement des modifications de surface qui favorisent la turbulence dans le champ d'écoulement, principalement dans les écoulements monophasiques, et n'augmentent pas la surface de transfert de chaleur. Leurs caractéristiques géométriques vont de la rugosité aléatoire des grains de sable aux discrètes protubérances de surface tridimensionnelles.

c. Surfaces étendues

Elles permettent un élargissement efficace du transfert de chaleur. Les nouveaux développements ont conduit à des surfaces d'ailettes modifiées qui tendent également à améliorer les coefficients de transfert de chaleur en perturbant le champ d'écoulement en plus d'augmenter la surface.

d. Dispositifs d'amélioration déplacés

Ce sont les techniques d'insertion qui sont principalement utilisées dans la convection à force confinée. Ces dispositifs améliorent le transfert d'énergie indirectement au niveau de la surface d'échange thermique en déplaçant le fluide de la surface chauffée ou refroidie du conduit/tuyau avec du fluide en vrac vers l'écoulement central.

e. Dispositifs à tourbillon

Ils produisent et superposent un écoulement tourbillonnaire ou recirculation secondaire au courant axial dans un canal. Ces dispositifs comprennent des inserts de tube de type à bande hélicoïdale ou à vis évidée, des rubans torsadés. Ils peuvent être utilisés pour des échangeurs de chaleur à flux monophasés ou diphasiques.

f. Tubes enroulés

Ces techniques conviennent aux échangeurs de chaleur relativement plus compacts. Les tubes enroulés produisent des écoulements secondaires et des tourbillons qui favorisent un coefficient de transfert de chaleur plus élevé dans un écoulement monophasé ainsi que dans la plupart des régions d'ébullition.

g. Dispositifs de tension superficielle

Il s'agit de surfaces à effet de mèche ou rainurées, qui améliorent directement la surface d'ébullition et de condensation. Ces dispositifs sont les plus utilisés pour la transformation de phase se produisant dans les échangeurs de chaleur.

h. Additifs pour liquides

Il s'agit de l'ajout de particules solides, d'additifs traces solubles et de bulles de gaz dans des écoulements monophasiques et d'additifs traces qui diminuent généralement la tension superficielle du liquide pour les systèmes en ébullition.

i. Additifs pour gaz

Il s'agit de gouttelettes liquides ou de particules solides, qui sont introduites dans des écoulements gazeux monophasiques soit en phase diluée (suspensions gaz-solide), soit en phase dense (lits fluidisés).

I.2. Conversion thermique d'énergie solaire

I.2.1. Introduction

Les besoins énergétiques plus élevés et la pollution de l'environnement sont les principaux obstacles au développement durable dans la fourniture de l'énergie aux différents processus. La quantité maximale d'énergie nécessaire dans différentes industries a été fournie par la combustion de combustibles fossiles, ce qui augmente le nombre de gaz à effet de serre dans l'atmosphère et entraîne le changement climatique. Pour répondre à la demande énergétique mondiale avec des changements environnementaux minimaux, nous avons besoin de sources d'énergie renouvelables telles que l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie nucléaire et l'énergie hydraulique [36,37]. Parmi les sources d'énergie renouvelables, l'énergie solaire est une énergie propre et peut être utilisée sans polluer l'environnement [37].

Un capteur solaire est un dispositif qui capte le rayonnement solaire, le convertit en chaleur et rend cette chaleur utilisable. La chaleur est de l'énergie qui est définie comme elle se déplace naturellement ; toujours d'un côté chaud à un côté froid. La température produite par le collecteur doit donc être suffisamment élevée pour transférer l'énergie vers toute application appropriée, qu'il s'agisse d'un chauffage total ou partiel de l'eau ou de l'air de traitement [38].

I.2.2. Capteurs solaires plans (CSPs) et leurs différents types

Les capteurs solaires sont un type spécial d'échangeurs de chaleur qui convertissent l'énergie solaire en énergie thermique. De nombreux types de capteurs solaires ont été utilisés pour collecter l'énergie solaire [39,40]. Les capteurs solaires plans (CSPs) sont le type le plus courant et convertissent l'énergie solaire en chaleur en utilisant une surface solide appelée 'plaque absorbante' [40,41].

Les CSPs peuvent fournir des températures allant de 20 °C à 100 °C [38,42-45] et ne nécessitent ni concentration du rayonnement solaire incident, ni système de suivi du soleil, (Voir **Fig. I.2**). Les CSPs se composent principalement des éléments principaux suivants [38] :

- *Vitrage* : une ou plusieurs plaques de matériaux transmettant le rayonnement (verre ou autre). Il existe une autre classe de CSPs non couverts ou non vitrés [47].
- *Tubes* : Pour transporter le fluide caloporteur à l'intérieur du collecteur.
- *Absorbeur* : plat, modulé ou rainuré, dans lequel les tubes sont connectés. L'absorbeur peut également être intégré aux tubes.
- *Isolant* : pour réduire les pertes thermiques des surfaces externes du capteur.
- *Boîtier* : pour entourer et protéger les composants du collecteur.

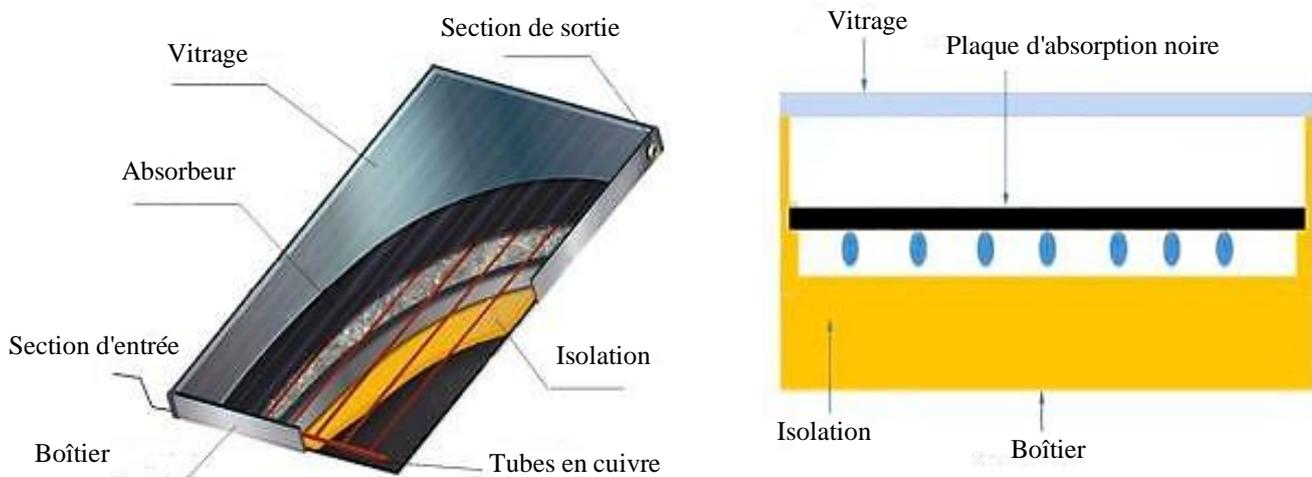


Figure I.2. Représentation schématique d'un CSP [38,46].

Une large classification des différents types de CSPs selon les conceptions structurelles est présentée à la **Figure I.3**.

Néanmoins, il apporte des performances approximativement faibles par rapport à d'autres formes de collecteurs, car certains inconvénients principaux limitent les performances. L'un d'eux est d'excellentes pertes de chaleur dues à la présence de zones plus étendues [49,52].

I.2.4. Technologies améliorant les performances des CSPs

- L'efficacité du CSP a été augmentée en améliorant la propriété optique des matériaux absorbants pour augmenter l'absorption du rayonnement solaire et en augmentant le nombre de couvertures en verre pour diminuer la perte de chaleur [40].
- L'efficacité du CSP a été améliorée en utilisant un absorbeur polymère, des mini et microcanaux pour l'écoulement des fluides, divers nanofluides comme fluides caloporteurs, l'utilisation de matériaux à changement de phase (MCP), différentes conceptions de plaques absorbantes, intégrant le stockage d'énergie système et en utilisant différents dispositifs d'amélioration [47].
- Les dispositifs d'amélioration du transfert de chaleur tels que chicanes, ailettes, générateurs de vortex, turbulateurs, rubans torsadés, et différents types d'inserts d'écoulement ont été utilisés pour augmenter le comportement de transfert de chaleur des tubes absorbants en créant des turbulences dans l'écoulement du fluide avec un meilleur mélange des fluides [53].
- Différents nanofluides tels que les oxydes métalliques, les oxydes non métalliques, les métaux solides, les oxydes semi-conducteurs, le carbone nanostructuré et les nanocomposites [54-56].

I.3. Etude des écoulements autour des obstacles

L'amélioration des performances thermiques élevées des systèmes d'échangeurs de chaleur dans de nombreuses industries est nécessaire pour utiliser efficacement la source d'énergie. Pendant des décennies, de nombreuses techniques d'ingénierie ont été développées pour le taux de transfert de chaleur convectif à partir de la surface du canal. Les utilisations d'obstacles dans le conduit du canal tels que des chicanes et/ou des ailettes sont introduites afin d'augmenter le taux de transfert de chaleur par convection thermique menant à l'échangeur de chaleur compact et d'augmenter l'efficacité. L'interruption périodique de l'écoulement par des arrangements d'obstacles montés périodiquement sur les parois du canal est un moyen largement utilisé pour augmenter le transfert de chaleur dans de nombreuses applications industrielles. L'augmentation du transfert de chaleur est associée à l'augmentation de la chute de pression due à l'augmentation des effets de surface d'écoulement. Ainsi, les paramètres de géométrie sont la préoccupation la

plus importante de la conception et les chercheurs se tournent vers les paramètres et la géométrie optimaux des obstacles et de leurs dispositions [57].

I.3.1. Effet de conception d'obstacle

L'introduction d'obstacles dans le conduit du canal a pour but de créer des turbulences, de manière à augmenter le taux de transfert de chaleur. Afin de créer des turbulences, des chicanes et des ailettes sont placées dans l'écoulement forcé pour créer des courants secondaires ou des zones de recirculation. Ceux-ci sont utilisés pour améliorer le transfert de chaleur dans diverses applications d'ingénierie, y compris les échangeurs de chaleur et les canaux solaires [58].

Divers chercheurs ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur et la chute de pression produites en fixant des éléments obstacles de différentes formes, tailles, inclinaisons et orientations sur les parois des canaux, comme discuté ci-dessous .

À l'aide de méthodes expérimentales, **Liu et al.** [59] ont étudié les caractéristiques du transfert de chaleur convective autour des chicanes à l'intérieur de canaux rectangulaires refroidis pour des valeurs de Re comprises entre 10 000 et 80 000. Dans cette étude, les paramètres d'influence étaient le nombre Re , le rapport d'aspect le taux de blocage du canal. En leurs résultats, le nombre de Nusselt moyen (Nu) pour un canal avec $\alpha = 60^\circ$ est environ 15 à 25 % inférieur à celui pour $\alpha = 45^\circ$.

Ali et al. [60] ont montré expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur par convection forcée autour d'un cylindre de type triangulaire. Quatre cylindres avec différentes longueurs de section transversale ont été considérés, et les nombres de Nusselt locaux et moyens ont été mesurés pour déterminer la température à travers la surface chaude.

Kumar et al. [61] ont utilisé expérimentalement des chicanes discrètes en forme de W pour augmenter le transfert de chaleur à l'intérieur des conduits rectangulaires. Les effets de l'angle de fixation, des nombres Re et du pas sur le frottement et le transfert de chaleur ont été étudiés. Ils ont constaté que le nombre Nu était amélioré et que le facteur de friction était réduit en augmentant le nombre Re .

De plus, en utilisant à la fois des chicanes pleines et perforées, **Karwa et al.** [62] ont amélioré les performances hydrothermiques des conduits rectangulaires pour une gamme de nombres de Reynolds, 2850-11 500. Selon les résultats, le nombre de Nusselt pour les chicanes solides a augmenté de 73.7 à 82.7 % par rapport au conduit lisse.

Kabeel et al. [63] ont examiné l'influence de la hauteur des ailettes longitudinales sur les caractéristiques d'une conduite solaire avec différents débits d'air. Les hauteurs des ailettes utilisées dans cette étude étaient de 3, 5 et 8 cm. Ils ont conclu que l'entrée modifiée entraînait une amélioration de l'efficacité et de la température de sortie.

En outre, **Cao et al.** [64] ont effectué des analyses expérimentales et numériques pour améliorer les performances thermiques à l'aide de chicanes hélicoïdales dans un canal d'échangeur de chaleur. Il a été rapporté que tandis que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression réduisaient à un débit massique spécifique, le coefficient de transfert de chaleur par unité de chute de pression augmentait.

Saedodin et al. [65] ont mené des études expérimentales et numériques pour déterminer l'amélioration thermique d'un capteur solaire plan en présence d'un matériau métallique poreux. Leurs résultats montrent que le nombre de Nusselt et l'efficacité thermique ont été augmentés jusqu'à 82% et 18.5%, respectivement, par rapport à un capteur sans matériaux poreux.

Abchouyeh et al. [66] ont effectué une analyse numérique à l'aide de la méthode 'Lattice Boltzmann' pour déterminer les performances thermiques d'un canal horizontal à déflecteur sinusoïdal rempli d'eau/nanofluide de Cu. Ils ont rapporté que les valeurs moyennes du nombre de Nusselt augmentaient avec l'augmentation de la fraction de nanoparticules et la diminution de l'espace des obstacles.

En utilisant à la fois des nervures de type coin et des générateurs de tourbillons à géométrie d'ailette, **Chompookham et al.** [67] ont travaillé sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection de l'air à l'intérieur d'un canal en écoulement turbulent. Pour rendre l'écoulement turbulent, deux types de nervures en triangle ont été proposées. Sur la base des résultats, une amélioration significative du transfert de chaleur et une chute de pression ont été obtenues à l'aide des nervures en coin. Grâce aux résultats, une amélioration significative du transfert de chaleur et de la chute de pression a été obtenue en utilisant des nervures en coin.

Dutta et Hossain [68] ont augmenté expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur local ainsi que le frottement à travers un canal rectangulaire en utilisant des chicanes pleines et perforées inclinées avec un nombre de Reynolds de 12 000 à 41 000. Dans cette expérience, deux déflecteurs de taille identique ont été insérés dans le canal. Selon les résultats, l'orientation, la position et la géométrie du second déflecteur sont significativement affectées par le nombre de Nusselt local.

Kalaiarasi et al. [69] ont montré des analyses d'énergie et d'exergie d'un chauffe-air solaire à plaque plane. Ce dispositif de chauffage était en cuivre avec des ailettes en cuivre des deux côtés. Il a été conclu que l'exergie maximale et les efficacités énergétiques étaient respectivement de 18.25 à 37.53% et de 49.4 à 59.2.

Peng et al. [70] ont montré un nouveau type de capteurs solaires à air utilisant des broches à ailettes sur son absorbeur pour améliorer l'efficacité thermique. Sur la base des résultats expérimentaux, les coefficients de transfert de chaleur des capteurs à ailettes sont trois fois supérieurs à ceux des capteurs plans à un débit volumique d'air de $19 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

En plus des approches expérimentales, **Selimefendigil et al.** [71] ont réalisé une étude numérique basée sur la méthode des éléments finis des caractéristiques hydrothermales du nanofluide laminaire convectif Fe_3O_4 -eau à travers un canal de type bifurquant avec un champ magnétique variable. Les auteurs ont montré un transfert de chaleur amélioré d'environ 9 à 12% ainsi que de 12 à 15% en présence et en l'absence d'un champ magnétique, respectivement.

À l'aide de techniques numériques, **Kamali et Binesh** [72] ont étudié le transfert de chaleur turbulent et analysé les caractéristiques de frottement à travers une conduite carrée avec différentes chicane telles que des formes trapézoïdales, triangulaires et carrées. Selon les résultats, la forme du déflecteur a un effet significatif sur le coefficient convectif de transfert de chaleur. En outre, une amélioration thermique plus élevée peut être obtenue en utilisant des chicanes trapézoïdales.

Nasiruddin et al. [73] ont amélioré le transfert de chaleur à l'intérieur d'un tube circulaire en insérant une chicane. L'influence de l'orientation et de la taille des chicanes sur les performances thermiques du canal a été étudiée. Il a été conclu qu'une amélioration significative du nombre de Nusselt a été obtenue en augmentant la hauteur de la chicane pour un obstacle vertical. Par contre, la perte de charge était considérable.

Wang et al. [74] ont amélioré le transfert de chaleur dans un canal rectangulaire en installant des ailettes à broches. Diverses formes d'ailettes à broches ont été utilisées dans cette étude, telles que la forme de goutte, l'elliptique et la circulaire. Il a été signalé que les ailettes à broches de forme circulaire ont une amélioration du transfert de chaleur plus élevée que les ailettes en forme de goutte ; environ 26 % de différence dans le nombre moyen de Nusselt.

En utilisant un schéma numérique, **Eiamsa-ard et Promvonge** [75] ont rapporté les caractéristiques du transfert de chaleur par convection forcée en présence de rainures transversales sur la surface inférieure d'un canal bidimensionnel. Les paramètres variables utilisés dans l'étude étaient le nombre de Reynolds entre 6000 et 18000 et le rapport largeur/hauteur du canal de 0.5 à 1.75. Comme indiqué dans leurs résultats, une amélioration du transfert de chaleur de 158 % a été obtenue en utilisant le canal rainuré par rapport au canal lisse.

En utilisant des anneaux de type circulaire, **Ozceyhan et al.** [76] ont simulé le transfert de chaleur et le frottement dans un tube en utilisant des anneaux de section circulaire avec différents espacements. La simulation a été réalisée avec FLUENT avec des nombres de Reynolds de 4475 à 43725. Comme indiqué, la réduction de l'espacement des anneaux entraîne une augmentation du nombre de Nusselt et du facteur de friction.

De plus, **Promvonge et al.** [77] ont simulé une structure tridimensionnelle de l'écoulement en régime turbulent et du transfert thermique à l'intérieur d'un canal carré contenant des chicanes en 'V' du type discret. La méthode des volumes finis avec l'algorithme SIMPLE a été utilisée dans cette simulation. Il a été rapporté que le transfert de chaleur dans le canal équipé de chicanes est de 200 à 370 % supérieur à celui du canal lisse sans chicanes.

Sripattanapipat et Promvong [78] ont étudié numériquement les effets de l'insertion de déflecteurs en forme de losange avec différents angles de pointe sur l'amélioration thermique dans un canal bidimensionnel. Il a été signalé que la réduction de l'angle du déflecteur entraînait une augmentation du facteur de frottement et du nombre de Nusselt.

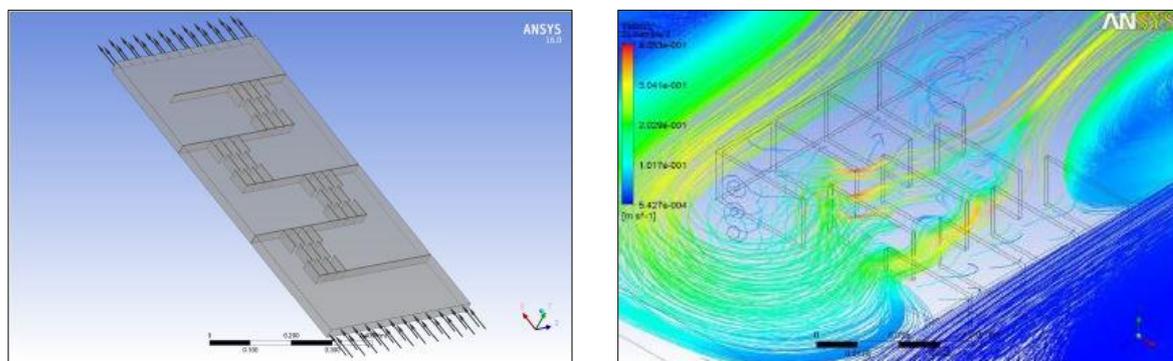
En utilisant la méthode Lattice Boltzmann, **Pirouz et al.** [79] ont simulé le transfert de chaleur conjugué à l'intérieur d'un canal rectangulaire avec des obstacles attachés. Cette étude a été réalisée sous la condition de différents nombres de Reynolds, distance entre les obstacles et diffusivité thermique. Dans leur étude, le taux de transfert de chaleur par convection est augmenté en réduisant la distance entre les obstacles qui conduit à la déviation du flux.

Mohammadi et al. [80] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur dans un chauffe-eau solaire à ailettes et chicanes en termes de température de l'air de sortie et d'efficacité effective. D'après les résultats, l'utilisation de cette technique conduit à une augmentation de la température de l'air de sortie par rapport à un canal simple.

En utilisant à la fois des techniques numériques et expérimentales, **Skullong et al.** [81] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur d'un conduit carré équipé de chicanes obliques en fer à cheval. Les paramètres étudiés comprenaient différents pas et hauteurs relatifs des chicanes et des nombres de Reynolds.

Priyam et Chand [82] ont étudié l'impact du débit sur l'efficacité du capteur solaire dans le cas d'un écoulement d'air et d'un absorbeur monté avec des ailettes ondulées. Ils ont également présenté l'impact du nombre de déflecteurs sur son comportement de transfert de chaleur.

Hu et al. [83] ont étudié numériquement un collecteur d'air solaire avec des chicanes pour évaluer les caractéristiques de transfert de chaleur et l'écoulement interne. Les effets de l'épaisseur de l'entrefer, du nombre de chicanes et des conditions de fonctionnement sur les performances du collecteur ont été étudiés.



(a)

(b)

Figure I.4. (a) Canal d'air solaire muni d'obstacles, (b) Champ moyen de la vitesse [84].

D'autre part, **Amraoui et Aliane** [84] ont simulé l'étude de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur dans un canal solaire muni d'obstacles en utilisant la technique CFD qui réduit le temps et le coût (voir **Fig. I.4**). La température de sortie de l'air a été comparée aux résultats expérimentaux et il y avait un bon accord entre eux.

Récemment, **Amraoui** [85] a étudié un écoulement d'air autour d'un champ d'obstacles circulaire dans un CSP à air, à l'aide du logiciel CFX. Il fait une simulation numérique en trois dimensions. Il a donné des résultats sur le transfert de chaleur dans la veine fluide et le but de cette étude était de montrer l'effet des obstacles circulaires sur l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur dans l'écoulement d'air des CSPs (voir **Fig. I.5**).

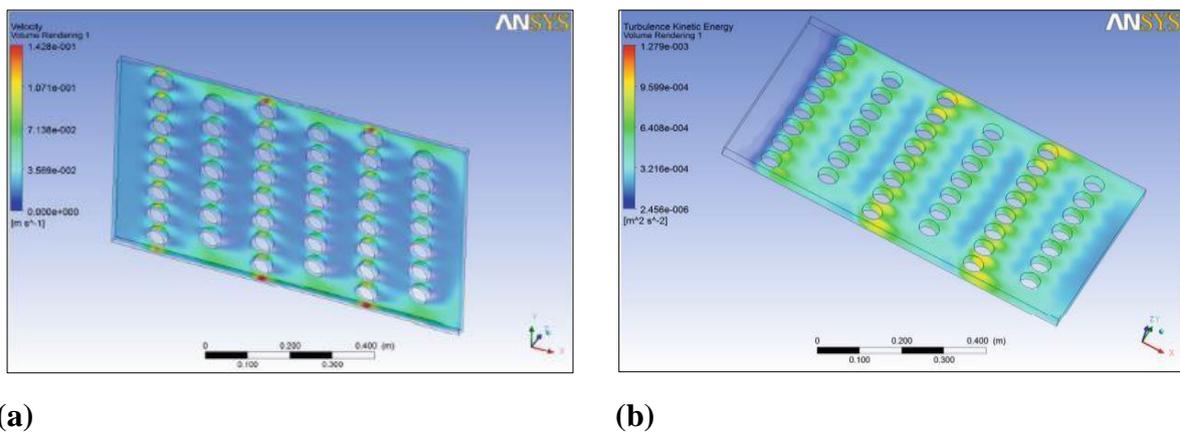


Figure I.5. Champs hydrodynamiques d'air autour d'obstacles circulaires : (a) Viscosité turbulente, (b) Energie cinétique de turbulence [85].

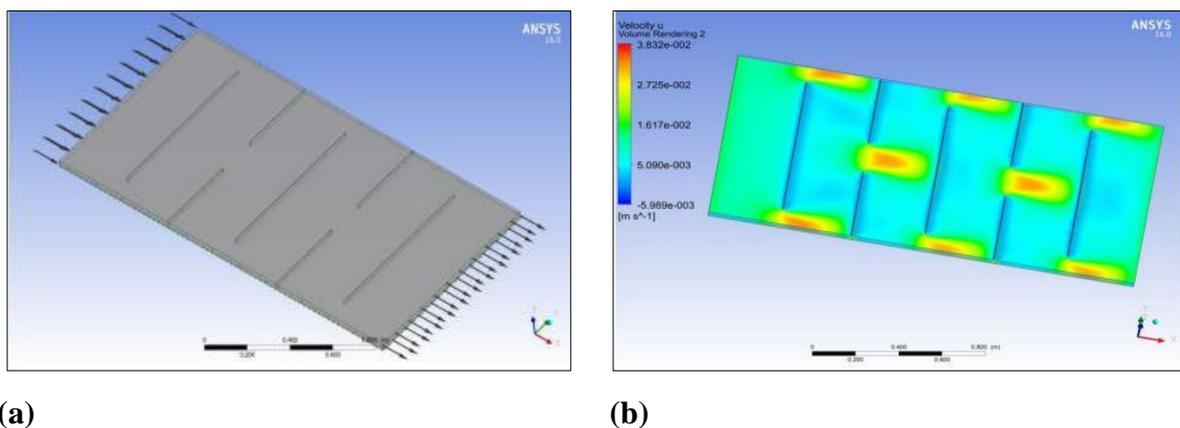


Figure I.6. (a) CSP à air muni de chicanes transversales, (b) Champ de vitesse axiale [86].

Plus récemment, **Amraoui** [86] ont effectué une comparaison tridimensionnelle entre deux types de capteurs solaires. Ils ont donc amélioré le capteur solaire de 'Ben Slama Romdhane' en créant deux passages d'écoulement d'air pour augmenter le transfert de chaleur (voir **Fig. I.6**). Ils ont simulé un capteur solaire plan à air avec des chicanes transversales qui provoque des

turbulences et augmente la surface d'échange. Ils ont utilisé le code de simulation ANSYS pour faire leur étude et donne des résultats avec un temps bref et un coût minimal.

En outre, **Amraoui et Benosman** [87] ont ajouté des obstacles carrés pour augmenter l'efficacité, ils ont donc un chemin très important du flux d'air dans la veine fluide du CSP à air et d'importants zone de turbulence proche à la position des obstacles (voir **Fig. I.7**). Ils remarquent également une augmentation de la vitesse entre les obstacles due au rétrécissement de la section. Ils ont rendu ce placement d'obstacles carré pour réduire les zones mortes en aval des obstacles. Ils remarquent également une augmentation du nombre de Nusselt local et une diminution du facteur de friction si le nombre de Reynolds augmente.

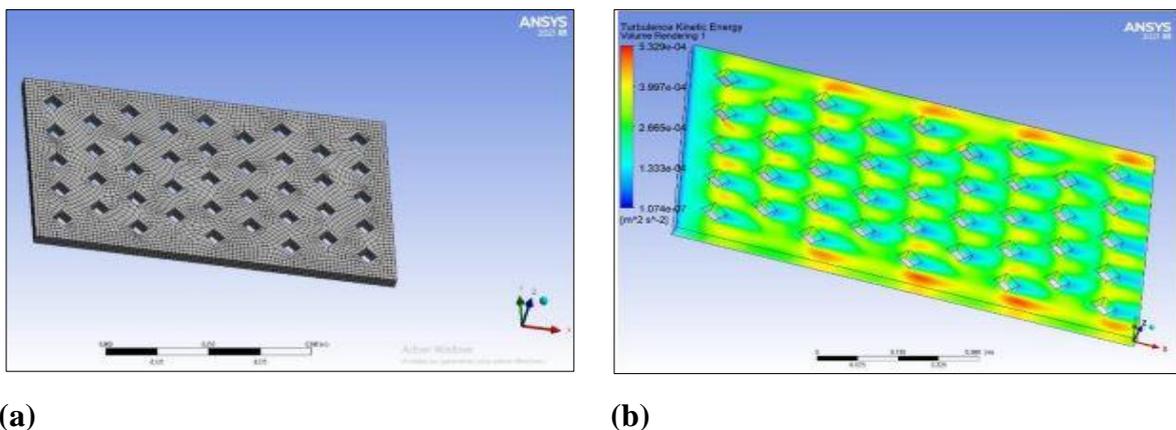


Figure I.7. (a) Maillage tridimensionnel d'un CSP à air muni d'obstacles carrés, (b) Champ turbulent d'énergie cinétique [87].

I.3.2. Effet de rugosité

Dans les conduits de chauffage, de refroidissement ou d'énergie solaire, la rugosité artificielle sous la forme de la fixation des fils de petit diamètre, l'usinage de nervures de différentes formes ont été étudiées pour l'amélioration des performances du system d'échange thermique.

De nombreux paramètres caractérisent la disposition et la forme des éléments de rugosité, i.e. la hauteur et le pas de l'élément de rugosité sont les paramètres les plus importants. Les autres paramètres comprennent le nombre de Reynolds, la section transversale des nervures, l'angle d'attaque et les promoteurs de turbulence combinés.

La littérature sur l'application de la rugosité artificielle dans un canal de chauffage, de refroidissement ou d'énergie solaire couvre une large gamme de géométries de rugosité pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement. **Leonardi et al.** [88] ont étudié le mouvement organisé d'un écoulement turbulent dans un canal avec une succession de barres carrées sur les parois inférieure et supérieure à l'aide de simulations numériques directes (voir **Fig. I.8**).

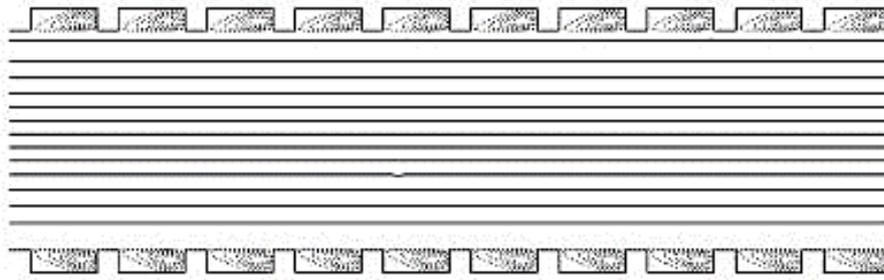


Figure I.8. Les lignes de courant d'un écoulement d'air turbulent en présence des éléments carrés sur les deux parois du canal [88].

Miyake et al. [89] ont effectué des simulations numériques directes pour l'analyse du transfert de chaleur dans un conduit à paroi rugueuse avec du grain de sable et des nervures à section carrée périodique bidimensionnelle sur une surface de paroi pour un écoulement turbulent (voir Fig. I.9). Ils ont conclu que l'écoulement et les champs thermiques sur la condition de rugosité de la surface du mur étaient confinés au voisinage du mur uniquement et étaient moins affectés, loin du mur. Le transfert de chaleur a été amélioré par l'utilisation d'un élément de rugosité en modifiant le mécanisme de mélange turbulent.

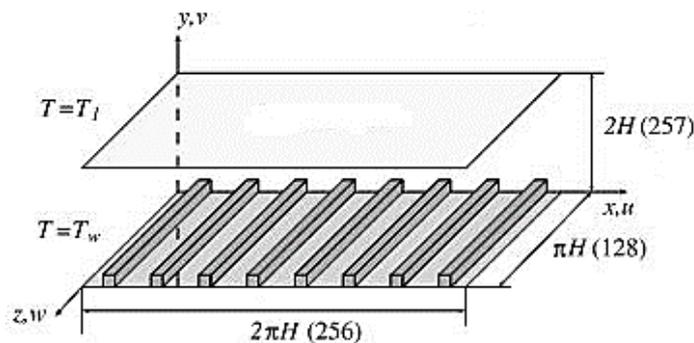


Figure I.9. Configuration d'un canal avec une paroi rugueuse de nervures bidimensionnelles [89].

Ansari et Bazargan [90] ont étudié l'effet des nervures répétées sur les performances thermiques d'un canal d'air solaire à plaque absorbante plane (voir Fig. I.10). L'optimisation a été effectuée pour répondre à deux objectifs, atteindre une efficacité thermique plus élevée et garantir une différence de température souhaitée entre l'entrée et la sortie du flux d'air. Il a été constaté que l'utilisation de nervures dans ce type de canal améliore l'efficacité thermique de plus de 9 % dans les conditions de faible débit massique d'air. Cependant, aux débits d'air plus élevés ou lorsqu'une différence de température négligeable est souhaitée, la puissance supplémentaire nécessaire pour surmonter la perte de charge due aux nervures peut dégrader les performances de l'aérotherme.

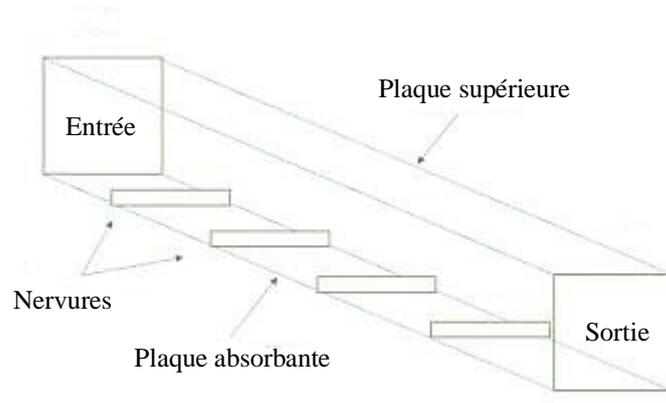


Figure I.10. Schéma d'un canal d'air solaire à plaque absorbante plane [90].

Kim and Kim [91] ont présenté une étude sur la technique d'optimisation numérique couplée à l'analyse RANS de l'écoulement et du transfert de chaleur pour la conception d'une surface rugueuse nervurée en cas de surface rugueuse dans un canal bidimensionnel (voir **Fig. I.11**). La fonction objective est définie comme une fonction du coefficient de transfert de chaleur et du coefficient de traînée de friction avec un facteur de pondération. Et, le rapport de la largeur à la hauteur de la nervure et le rapport du pas à la hauteur sont sélectionnés comme variables de conception. Trois facteurs de pondération différents et deux ensembles de valeurs initiales des variables de conception dans chaque cas sont testés. En cas de variable de conception double, les historiques des variables de conception et de la fonction objective sont compliqués, et le nombre d'itérations est très sensible aux valeurs initiales des variables de conception. Cependant, les performances globales du processus d'optimisation s'avèrent assez fiables.

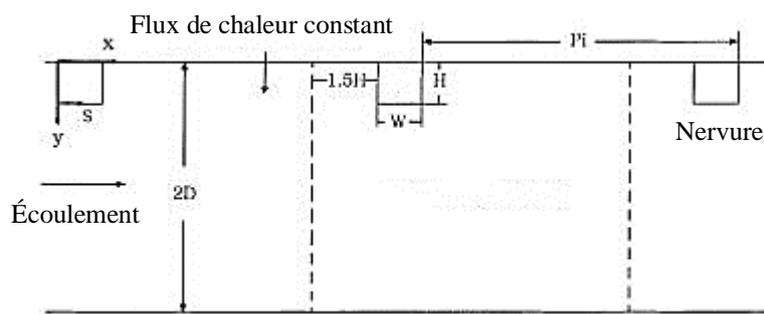


Figure I.11. Géométrie d'écoulement et domaine de calcul d'une surface rugueuse nervurée [91].

Jang et al. [92] ont effectué une simulation numérique en 3D du transfert de chaleur et de l'écoulement de fluide dans un canal carré à deux passages avec et sans nervures parallèles à section carrée avec un angle de 90° sur une surface de paroi (voir **Fig. I.12**). Ils ont conclu que le modèle de fermeture de contrainte de Reynolds de second ordre (Second Order Reynolds Stress

Closure Model) fonctionnait mieux que les modèles de viscosité isotrope plus simples et qu'il prédisait correctement les caractéristiques de l'écoulement 3D et du transfert de chaleur.

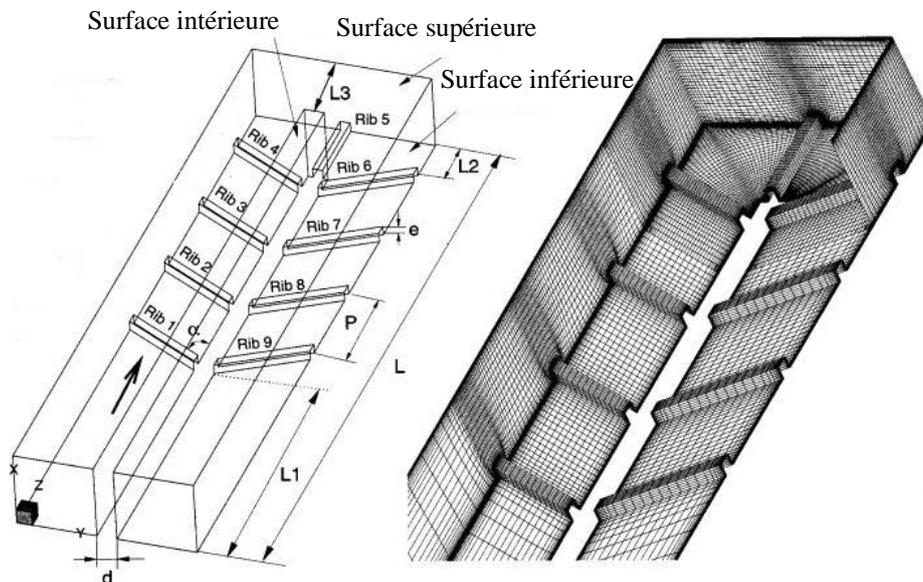


Figure I.12. Géométrie et grille numérique de l'écoulement et de transfert de chaleur dans des canaux à deux passes avec des nervures de 60 degrés. [92].

Kim et Kim [93] ont effectué une simulation numérique de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur pour l'optimisation de la forme du canal avec des nervures angulaires extrudées sur deux surfaces opposées. Le modèle $k-\omega$ a été utilisé dans la région proche de la paroi et le modèle $k-\varepsilon$ a été utilisé dans le reste de la région.

Kumar et al. [94] ont étudié les caractéristiques d'écoulement et du transfert de chaleur dans un conduit triangulaire nervuré. La paroi rugueuse du conduit est soumise à un flux de chaleur constant de 1000 W/m^2 , tandis que les éléments de rugosité sont de nature adiabatique. Les simulations numériques ont été réalisées sur le logiciel commercial ANSYS Fluent 12.1. Un nouveau paramètre de rugosité appelé 'rapport d'aspect de nervure' a été introduit dans cette étude et son effet sur le facteur de frottement et le nombre de Nusselt a été étudié avec la hauteur de rugosité relative et le pas de rugosité relative pour le nombre de Reynolds varie de 4 000 à 18 000. La valeur maximale du paramètre de performance thermohydraulique est de 1.89 en cas de pas de rugosité relative, de rapport d'aspect de nervure et de hauteur de rugosité relative de 10, 4.0 et 0,04, respectivement, au nombre de Reynolds de 15 000.

Kamali et Binesh [95] ont décrit les caractéristiques du transfert de chaleur et du frottement dans un conduit carré où des nervures de formes variées étaient placées transversalement à la direction du flux principal sur un mur. Les formes des nervures étudiées étaient carrées, triangulaires, trapézoïdales avec une hauteur décroissante dans le sens de l'écoulement et trapézoïdales avec une hauteur croissante dans le sens de l'écoulement (voir **Fig. I.13**). Les

résultats ont montré que les caractéristiques de la distribution inter-nervures du coefficient de transfert de chaleur sont fortement affectées par la forme des nervures et que les nervures trapézoïdales avec une hauteur décroissante dans le sens de l'écoulement fournissent une amélioration du transfert de chaleur et une chute de pression plus élevées que les autres formes.

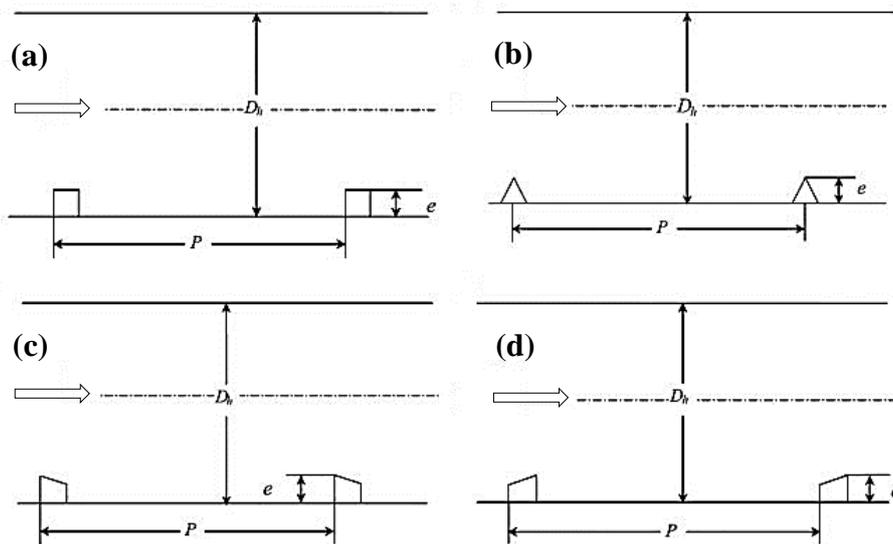


Figure I.13. Configuration de nervures de formes diverses disposées dans un conduit carré [95] :

- (a) Cas A : nervures triangulaires équilatérales, (b) Cas B : nervures carrées,
 (c) Cas C : nervures trapézoïdales de hauteur décroissante dans le sens de l'écoulement,
 et (d) Cas D : nervures trapézoïdales de hauteur croissante dans le sens de l'écoulement.

Ryu et al. [96] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur d'un écoulement turbulent dans des canaux avec des nervures bidimensionnelles et des blocs tridimensionnels dans le contexte des effets de rugosité de surface (voir **Fig. I.14**). Les calculs ont été effectués pour des nervures bidimensionnelles avec des sections transversales carrées, triangulaires, semi-circulaires et ondulées sur une gamme d'espacement des nervures (pas) et de nombres de Reynolds. Ils ont constaté que le transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement se comportent de la même manière, le transfert de chaleur le plus élevé se produisant lorsque la résistance est maximale.

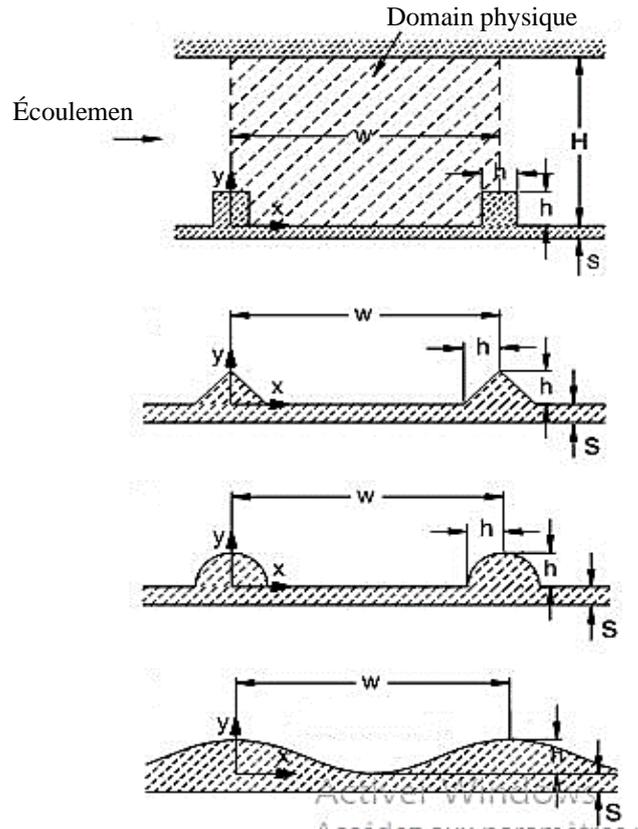
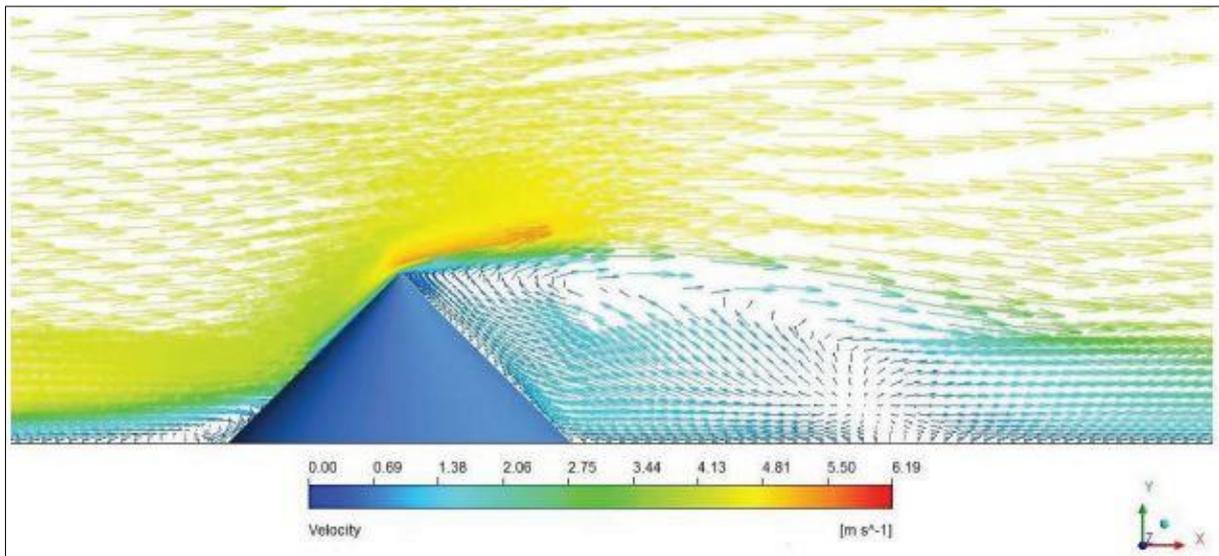


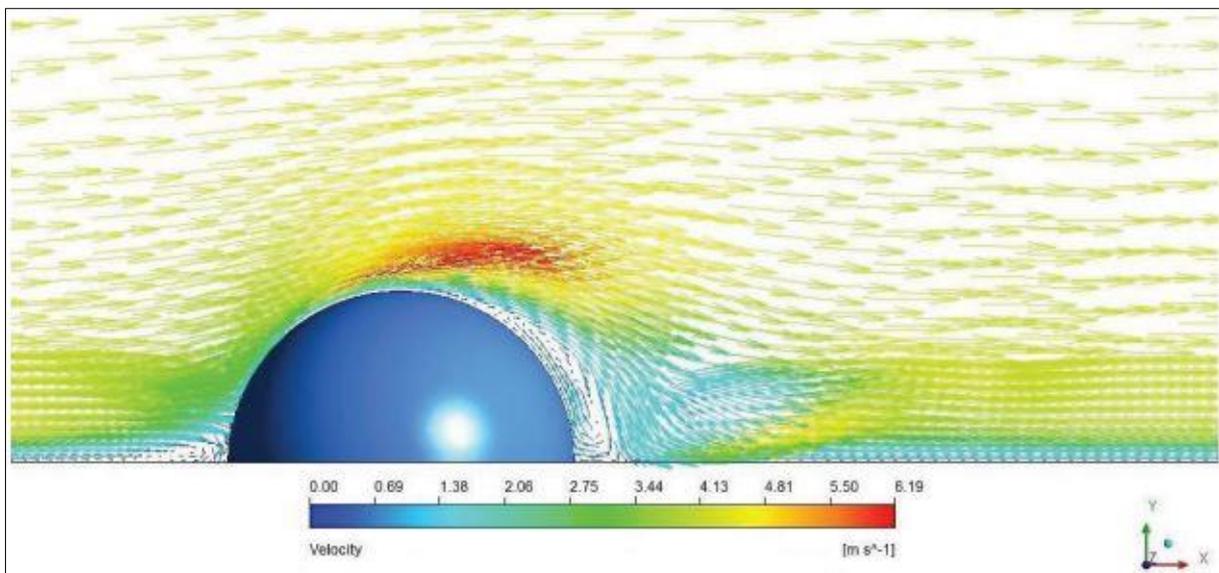
Figure I.14. Schéma des canaux rugueux [96] : (a) nervure carrée, (b) nervure triangulaire, (c) nervure semi-circulaire, (d) paroi ondulée.

Liou et al. [97] ont effectué une analyse numérique et expérimentale pour étudier le transfert de chaleur et le comportement hydraulique du fluide dans un écoulement de canal rectangulaire avec des nervures périodiques montées sur l'une des parois principales. La technique d'interférométrie holographique en temps réel a été adoptée pour mesurer le champ de température dépendant du temps dans le conduit nervuré. Les résultats ont montré que le coefficient moyen de transfert de chaleur augmente de 50 à 140% et que l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques était de 11%, ce qui est un bon accord. Aussi les corrélations développées montrent l'erreur relative maximale et moyenne de 7.5% et 2.5%, respectivement.

Alam et Kim [98] ont effectué des simulations numériques pour prédire les performances thermohydrauliques d'un canal d'air solaire, rendu rugueux avec des nervures coniques et sphériques en saillie (voir **Fig. I.15**). L'effet des paramètres de rugosité sur le transfert de chaleur, le facteur de frottement et l'efficacité thermique a été obtenu. L'efficacité thermique maximale et le facteur d'amélioration de l'efficacité sont respectivement de 69.8 % et 1.346. Des corrélations du facteur de friction et du nombre de Nusselt ont également été développées en fonction du nombre de Reynolds et des paramètres de rugosité des nervures coniques.



(a)



(b)

Figure I.15. Vecteur vitesse autour des nervures (a) coniques et (b) sphériques [98].

Kumar et Layek [99] ont effectué une analyse stochastique pour l'optimisation numérique des efficacités énergétiques et exergetiques d'un canal d'air solaire avec une rugosité de nervure torsadée sur une plaque chauffante. Une configuration géométrique de rugosité relative du pas de 8, angle d'orientation des nervures de 60° , rapport de torsion de 3 et paramètre d'élévation de température de 0.0125 a rapporté une amélioration maximale rapportée dans les efficacités thermique, effective et exergetique de 1.81, 1.79 et 1.81 fois sur une paroi lisse.

Une enquête sur les caractéristiques de transfert de chaleur dans un canal d'air solaire utilisant des rainures ondulées incorporées avec des paires d'ailettes trapézoïdales (ATs) placées sur la plaque absorbante (voir **Fig. I.16**) a été menée expérimentalement par **Skullong et al.** [100]. L'air en tant que fluide caloporteur est entré dans la section d'essai avec un flux de chaleur constant sur la plaque absorbante tandis que les nombres de Reynolds obtenus en contrôlant le débit d'air

se situent dans une gamme de 4 500 à 22 000. Les caractéristiques de ces ailettes comprennent trois pas relatifs (PR) et cinq hauteurs relatives ou rapports de blocage (BR) à un seul angle d'attaque de 45° , tandis que les paramètres de rainure rectangulaire ondulée sont trois longueurs relatives de pas de rainure (PR') similaire au cas de ATs mais à une largeur et une hauteur fixes. La rainure ondulée en commun avec les ailettes trapézoïdales à $BR = 0.24$ et $PR = 1$ donne le facteur d'amélioration thermique le plus élevé autour de 2.12 ou environ 43% au-dessus de la rainure seule.

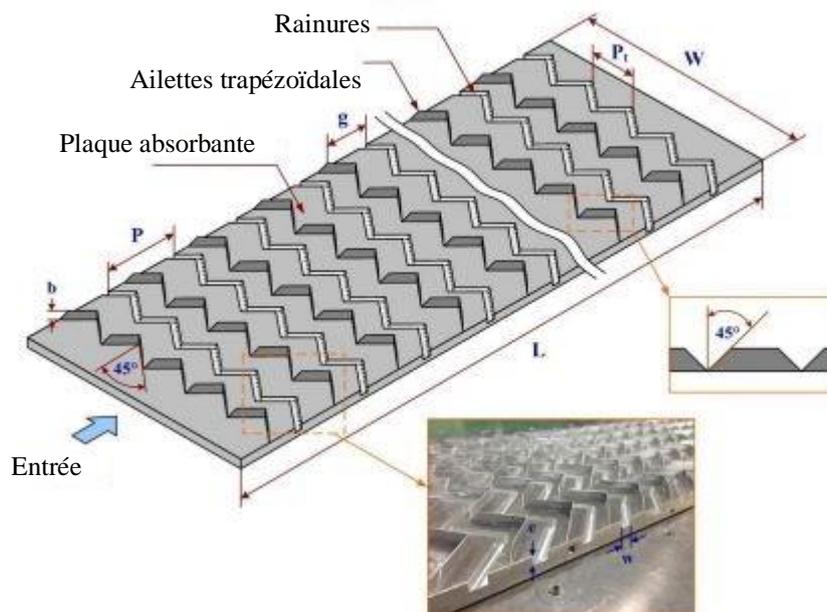


Figure I.16. Section d'essai avec rainure ondulée et ailettes trapézoïdales combinées [100].

D'autre part, **Deo et al.** [101] ont mené une étude expérimentale pour étudier le transfert de chaleur, le facteur de friction et les caractéristiques de performance thermohydraulique de l'écoulement dans un conduit rectangulaire rugueux artificiellement d'un côté avec des nervures en V à plusieurs espaces combinées à des nervures décalées (voir **Fig. I.17**). Le conduit rectangulaire utilisé avait un rapport d'aspect de 12 et le nombre de Reynolds basé sur le débit massique d'air à l'entrée du conduit variait de 4 000 à 12 000. L'amélioration maximale obtenue dans le nombre de Nusselt et le facteur de performance thermohydraulique était de 3.34 et 2.45 fois respectivement.

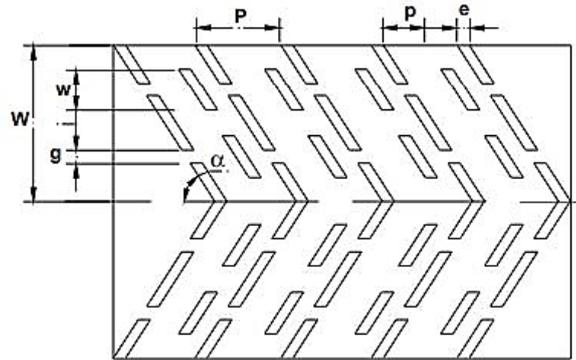


Figure I.17. Nervure en 'V' à plusieurs espaces combinée à une géométrie de nervures décalées [101].

Récemment, **Gabhane et Kanase-Patil** [102] ont étudié expérimentalement les performances thermiques et hydrauliques d'un canal d'air solaire, à double écoulement, rendu rugueux avec de multiples nervures en forme de C (voir **Fig. I.18**). Trois angles de nervure ont été utilisés pour différentes géométries de nervure en faisant varier la distance de séparation, l'angle d'attaque et le nombre de Reynolds. Plusieurs nervures en forme de C dans un agencement à double écoulement offrent un meilleur transfert de chaleur que les autres arrangements.

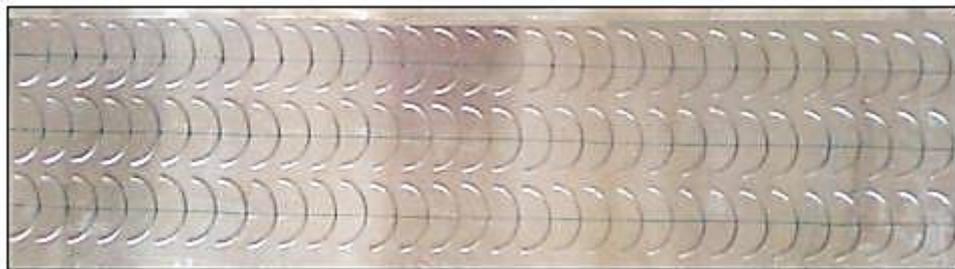


Figure I.18. Absorbeur rugueux en forme de 'C' [102].

Plus récemment, **Kumar et al.** [103] ont présenté une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et le coefficient de friction pour un conduit d'air solaire artificiellement rugueux avec un rapport d'aspect de 12 (voir **Fig. I.19**). Il a été constaté que les performances du conduit d'air solaire rugueux sont meilleures que les performances du conduit lisse pour la gamme de paramètres de rugosité étudiée. Les résultats expérimentaux montrent que l'amélioration maximale du nombre de Nusselt et du facteur de friction se situe à une valeur de largeur de rugosité relative de 3, une valeur de rugosité relative de 8, une valeur d'angle d'arc de 60° et une valeur de hauteur de rugosité relative de 0.043.

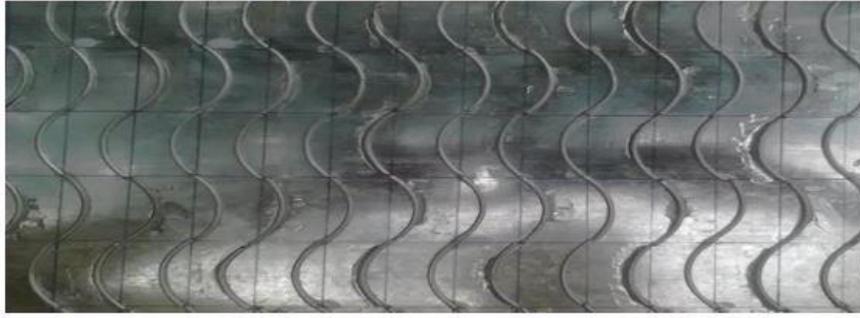


Figure I.19. Absorbant rugueux en forme de 'S' [103].

On outre, **Ravi et Saini** [104] ont examiné les résultats d'une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et le facteur de friction dans un canal d'air solaire à double passage à contre-courant avec une rugosité de nervure discrète en forme de V et décalée sur deux larges surfaces de la plaque chauffée. Pour le nombre de Nusselt, l'augmentation maximale de 4.52 fois la valeur correspondante du conduit lisse à double passage a été atteinte, mais il a également été constaté que le facteur de friction était amélioré de 3.13 fois par rapport à un conduit lisse.

I.4. Conclusion

Dans ce premier chapitre, après une brève revue des types et des applications des échangeurs de chaleur et des capteurs solaires avec différentes technologies, de nombreux paramètres qui affectent principalement les performances thermohydrauliques de ces dispositifs thermiques ont été proposés pour caractériser la conception optimale. On constate que la présence d'un obstacle (chicanes, ailettes, etc.) dans un canal ou un tube d'échangeur de chaleur lisse offre les meilleures performances globales. De plus, l'utilisation d'une rugosité artificielle, qui est considérée comme une méthode passive de premier plan, augmente considérablement le taux de transfert de chaleur et réduit la chute de pression.

CHAPITRE II

MODELISATION ET SIMULATION

II.1. Introduction

Une analyse numérique de l'écoulement d'air turbulent en convection forcée autour d'obstacles montés en quinconce sur les parois supérieure et inférieure en fonction du nombre de Reynolds est considérée dans afin d'étudier l'effet de la rugosité combiné à l'effet de l'inclinaison de l'arête amont de déflecteurs (chicanes et ailettes) dans un canal rectangulaire.

Dans ce deuxième chapitre, nous essayons de positionner le problème tout en décrivant les équations gouvernantes utilisées. Les conditions aux limites et les paramètres thermo-aérodynamiques sont également présentés et détaillés. Le même chapitre présente la résolution des équations différentielles pour le phénomène physique étudié. La méthode des volumes finis, qui fait intervenir le concept de la discrétisation des équations différentielles, a aussi été utilisée

II.2. Modèle physique

II.2.1. Configurations du problème

L'étude a été menée autour d'un échangeur de chaleur, son canal est rectangulaire horizontal, sa paroi supérieure est isotherme, tandis que sa paroi inférieure est isolée thermiquement, contenant des surfaces étendues sous forme d'obstacles attachées d'une manière échelonnée périodiquement. Une représentation géométrique détaillée est illustrée à la **Figure II.1**.

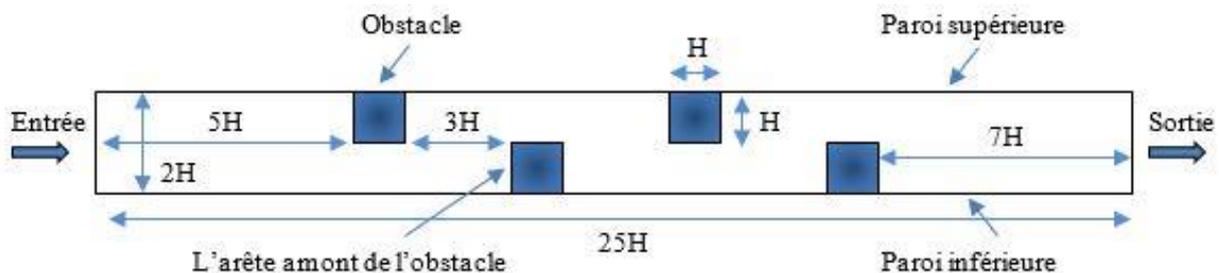


Figure II.1. Le modèle d'échangeur de chaleur étudié.

II.2.1.1. Effet de l'inclinaison de l'arête amont d'obstacles

Dans la première partie de cette étude, nous nous concentrons principalement sur une variable géométrique importante liée aux obstacles, qui est l'effet de la pente de leurs bords d'attaque, afin d'identifier la situation optimale pour un transfert de chaleur amélioré.

Selon la valeur de l'angle d'inclinaison (θ) du bord d'attaque de l'obstacle, trois cas différents se présentent :

- Obstacles carrés dans le cas où $\theta = 0$ (voir **Fig. II.2a**).
- Obstacles trapézoïdaux dans le cas où $0 < \theta < 45^\circ$ (voir **Fig. II.2b**).
- Obstacles triangulaires dans le cas où $\theta = 45^\circ$ (voir **Fig. II.2c**).

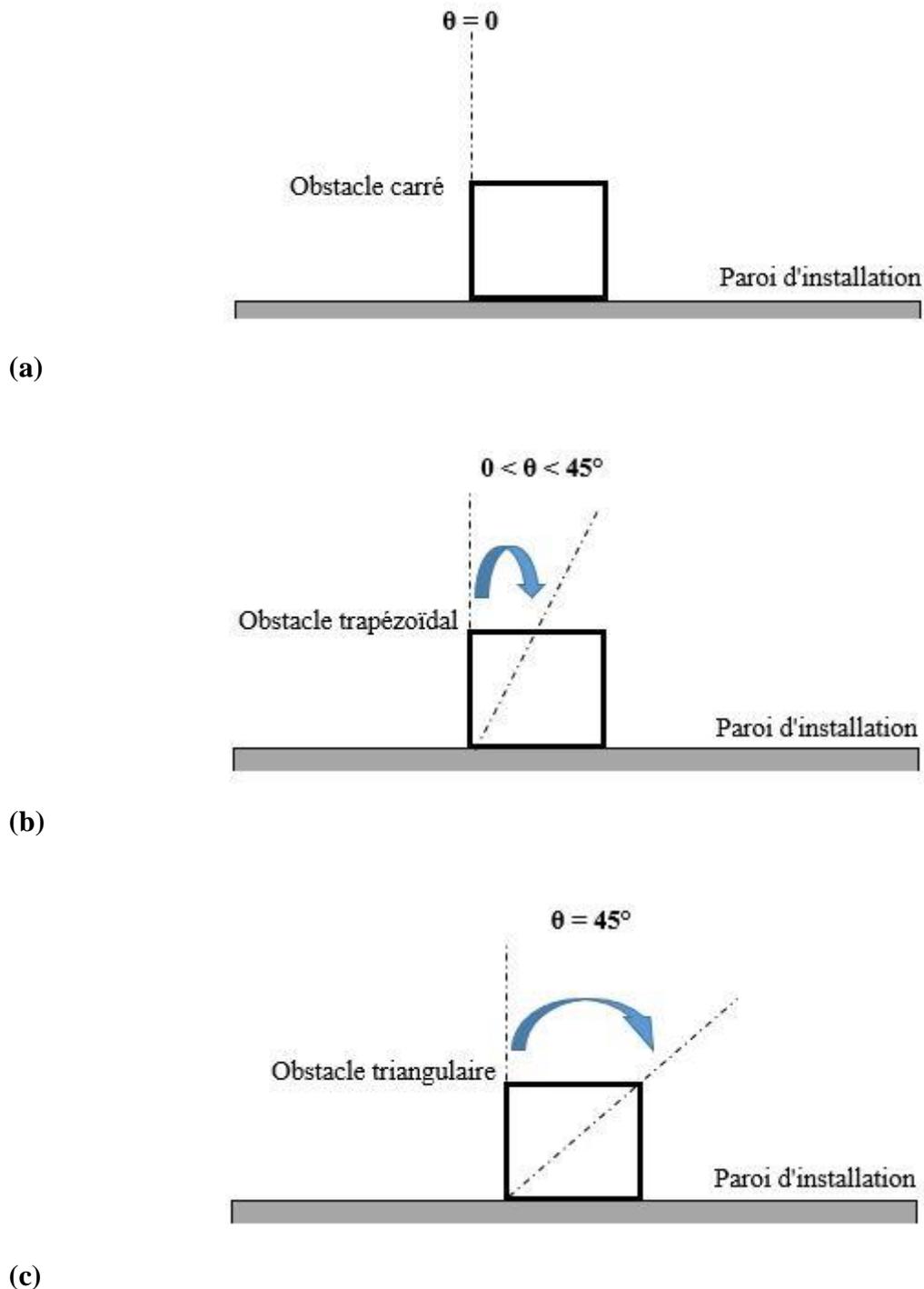
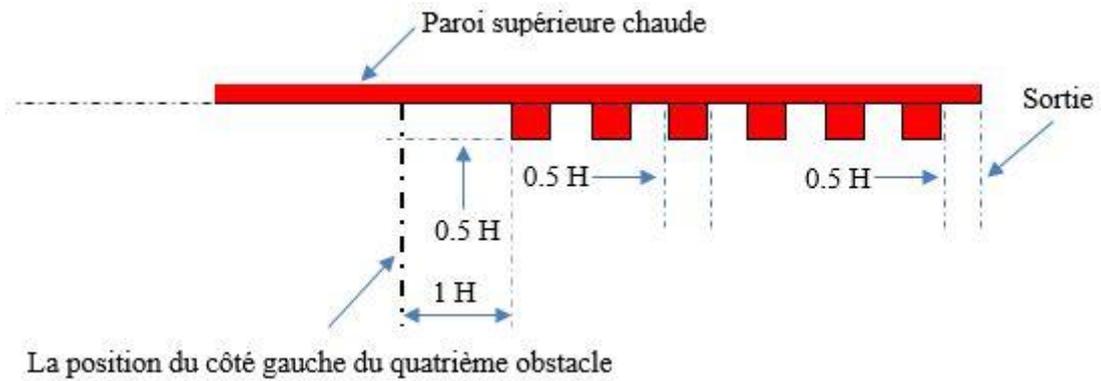


Figure II.2. Différents angles d'inclinaison des côtés droits des obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré, (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal, et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire.

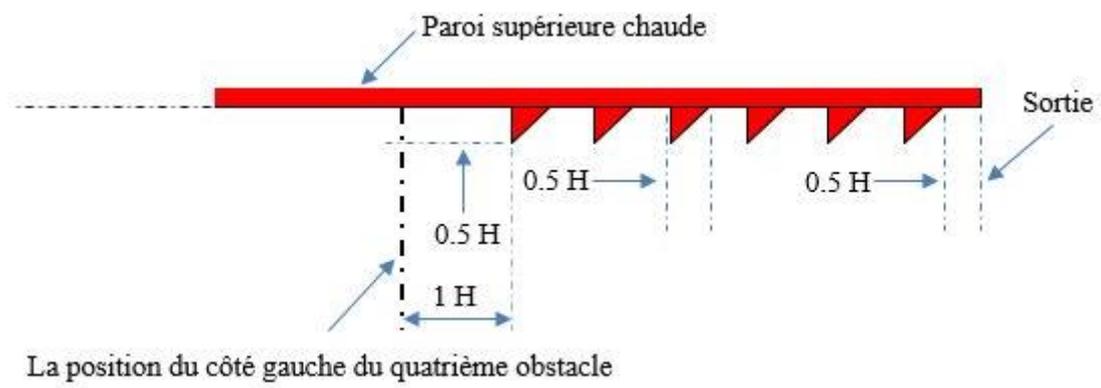
II.2.1.2. Effet de la rugosité combiné à l'effet de l'inclinaison de l'arête amont d'obstacles

D'autre part, afin d'améliorer encore les performances du canal de l'échangeur de chaleur, des parois rugueuses sont utilisées en présence d'ailettes et de chicanes triangulaires. Une comparaison des performances de quatre canaux est faite du troisième modèle (**Fig. II.2c**) et en présence de quatre modes de rugosité, i.e. carrée (**Fig. II.3a**), triangulaire de type 1 (**Fig. II.3b**), triangulaire de type 2 (**Fig. II.3c**) et triangulaires de type 3 (**Fig. II.3d**), comme le montre la **Figure**

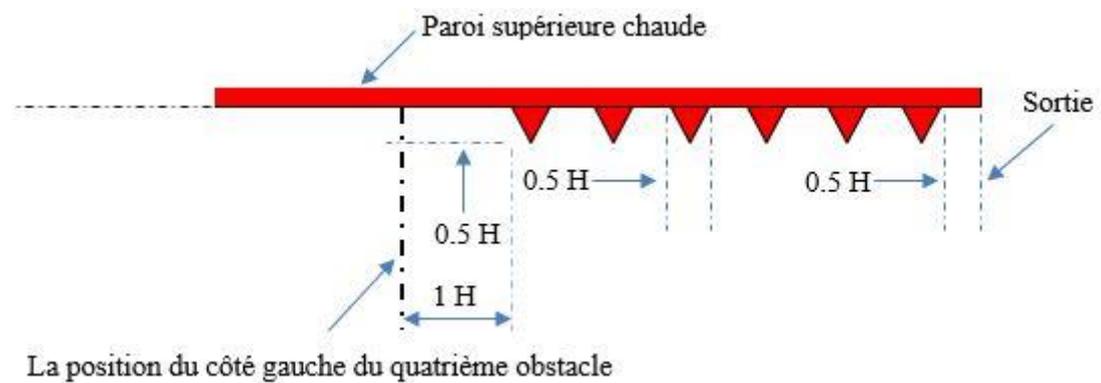
II.4. Dans tous les cas proposés, la rugosité n'est présente que sur la paroi supérieure chaude du canal, exactement au droit du dernier obstacle.



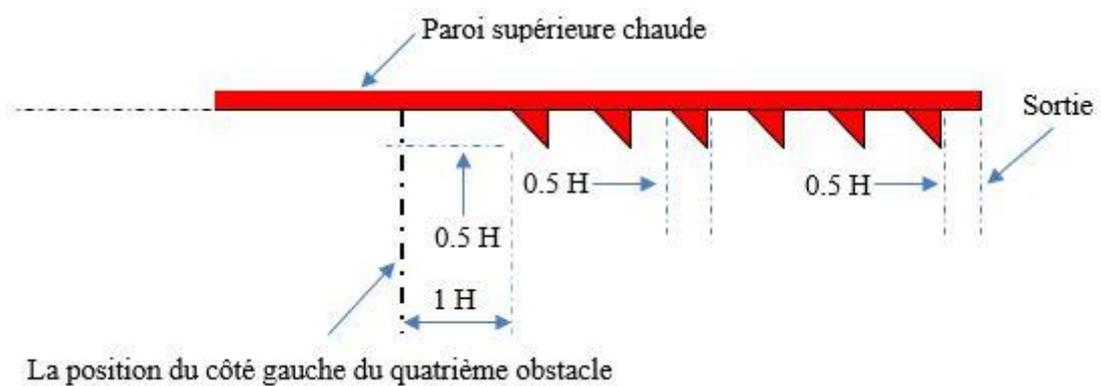
(a) Rugosité carrée.



(b) Rugosité triangulaire de type 1.

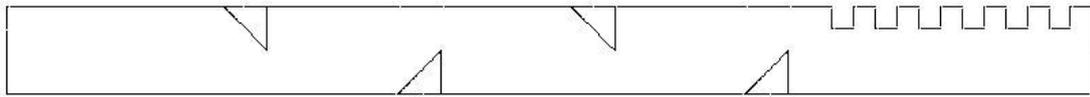


(c) Rugosité triangulaire de type 2.



(d) Rugosité triangulaire de type 3.

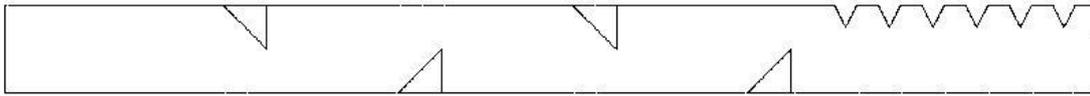
Figure II.3. Divers cas de formes de rugosité.



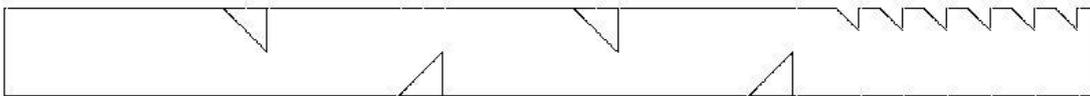
(a) Le premier modèle de canal en présence de rugosité carrée.



(b) Le deuxième modèle de canal en présence de rugosité triangulaire de type 1.



(d) Le troisième modèle de canal en présence de rugosité triangulaire de type 2.



(c) Le quatrième modèle de canal en présence de rugosité triangulaire de type 3.

Figure II.4. Canaux de rugosité différente, triangulaires en obstacles.

II.2.2. Dimensions géométriques et caractéristiques thermo-physiques

Les dimensions spécifiques de la géométrie et les propriétés thermo-physiques du fluide (air caloporteur) et du solide (parois) sont indiquées dans les **Tableaux II.1, II.2 et II.3**, respectivement.

Table II.1. Dimensions géométriques du présent canal d'échangeur de chaleur.

Dimension	En termes de dimension H
Longueur du canal	25 H
Hauteur du canal	2 H
Diamètre hydraulique du canal	2 H
Largeur d'obstacle	1 H
Hauteur d'obstacle	1 H
Distance de séparation des obstacles	3 H
Largeur de rugosité	0.5 H
Hauteur de rugosité	0.5 H
La distance entre deux unités de rugosité	0.5 H
La distance entre l'entrée du canal et le côté gauche du premier obstacle	5 H

La distance entre le côté droit du dernier obstacle et la sortie du conduit.	7 H
La distance entre le côté droit du dernier obstacle et la première unité de rugosité	1 H
La distance entre le côté droit de la dernière unité de rugosité et la sortie du canal.	0.5 H

Remarque : H = 0.01 m.

Table II.2. Propriétés thermiques et physiques de l'air caloporteur à 300K [105].

Densité (ρ_f)	1.225 kg/m ³
Chaleur spécifique (C_{p_f})	1006.43 j/kg.K
Conductivité thermique (k_f)	0.0242 W/m.K
Viscosité (μ_f)	1.7894×10^{-5} Kg/m.s
Prandtl number (Pr)	0.71

Table II.3. Propriétés thermiques et physiques des parois solides de canaux en aluminium à 300K [105].

Densité (ρ_s)	0.08189 kg/m ³
Chaleur spécifique (C_{p_s})	14283 j/kg.K
Conductivité thermique (k_s)	0.1672 W/m.K
Viscosité (μ_s)	8.41×10^{-6} Kg/m.s

II.2.3. Hypothèses

Les hypothèses suivantes ont été considérées afin de modéliser l'écoulement d'air et le transfert de chaleur convectif dans le modèle physique étudié :

- L'écoulement d'air est stationnaire.
- L'écoulement d'air est bidimensionnel.
- L'écoulement d'air est turbulent.
- L'écoulement d'air est Newtonien.
- L'écoulement d'air est incompressible.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide d'air (ρ_f , C_{p_f} , k_f , et μ_f) sont considérées comme constantes.
- Les propriétés thermo-physiques du solide d'aluminium (ρ_s , C_{p_s} , k_s , et μ_s) sont considérées comme constantes.

- Le fluide d'air a une température constante, et un profil de vitesse uniforme à l'entrée du canal [106].
- La surface inférieure du canal est isolée thermiquement (adiabatique) [107]. Tandis que la surface supérieure est soumise à des conditions de température constantes (isotherme) [108].
- Le mode de transfert de chaleur par rayonnement est négligé.
- Le modèle de turbulence k-ε standard [109] est considéré afin de modéliser l'écoulement d'air en présence de la convection forcée turbulente.

II.3. Modélisation mathématique

II.3.1. Équations gouvernantes

Sous sa forme bidimensionnelle, l'équation de conservation pour une variable scalaire ϕ peut être exprimée comme [110] :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] + S_{\phi} \quad (1)$$

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

II.3.1.1. Conservation de la masse

$$\phi = 1 \quad (2a)$$

$$\Gamma_{\phi} = 0 \quad (2b)$$

$$S_{\phi} = 0 \quad (2c)$$

II.3.1.2. Conservation de la quantité de mouvement selon la direction OX

$$\phi = u \quad (3a)$$

$$\Gamma_{\phi} = \mu_e \quad (3b)$$

$$S_{\phi} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (3c)$$

II.3.1.3. Conservation de la quantité de mouvement selon la direction OY

$$\phi = v \quad (4a)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_e \quad (4b)$$

$$S_\phi = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \quad (4c)$$

II.3.1.4. Conservation de l'énergie dans la région fluide

$$\phi = T \quad (5a)$$

$$\Gamma_\phi = \frac{\mu_e}{\sigma_T} \quad (5b)$$

$$S_\phi = 0 \quad (5c)$$

II.3.1.5. Conservation de l'énergie dans la région solide

$$\phi = T \quad (6a)$$

$$\Gamma_\phi = k_s \quad (6b)$$

$$S_\phi = \frac{\partial}{\partial x} (\rho_s u T) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_s v T) \quad (6c)$$

II.3.1.5. Energie cinétique turbulente (k)

$$\phi = k \quad (7a)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (7b)$$

$$S_\phi = -\rho \varepsilon + G_k \quad (7c)$$

II.3.1.6. Taux de dissipation turbulente (ε)

$$\phi = \varepsilon \quad (8a)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (8b)$$

$$S_\phi = \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad (8c)$$

où

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t \quad (9a)$$

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

$$G_k = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (9b)$$

Où C_μ , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k , σ_ε et σ_T sont les constantes du modèle de turbulence. Leurs valeurs standard, qui sont utilisées dans le présent travail, sont décrites dans Launder et Spalding [109].

II.3.2. Conditions aux limites

II.3.2.1. Conditions d'entrée

A l'entrée du canal ($x = 0$, $0 \leq y \leq 2H$), les conditions suivantes sont considérées [106,108]:

$$u(0, y) = U_{in} \quad (10a)$$

$$v(0, y) = 0 \quad (10b)$$

$$T(0, y) = T_{in} = 300K \quad (10c)$$

$$k(0, y) = k_{in} = 0,005.U_{in}^2 \quad (10d)$$

$$\varepsilon(0, y) = \varepsilon_{in} = 0,1.k_{in}^2 \quad (10e)$$

II.3.2.2. Conditions de sortie

A la sortie du canal ($x = 25H$, $0 \leq y \leq 2H$), les conditions suivantes sont considérées [106]:

$$P(L, y) = P_{atm} \quad (11a)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x}(L, y) = 0 \quad (11b)$$

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

II.3.2.3. Conditions de la paroi supérieure

Les conditions suivantes sont considérées pour la paroi chaude supérieure du canal ($0 \leq x \leq 25 H$, $y = 2H$) [106,108] :

$$u = v = 0 \quad (12a)$$

$$k = \varepsilon = 0 \quad (12b)$$

$$T = T_w = 375K \quad (12c)$$

II.3.2.4. Conditions de la paroi inférieure

Les conditions suivantes sont prises en compte pour le mur inférieur isolé thermiquement ($0 \leq x \leq 25 H$, $y = 0$) [107] :

$$u = v = 0 \quad (13a)$$

$$k = \varepsilon = 0 \quad (13b)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (13c)$$

II.3.3. Paramètres gouvernants

II.3.3.1. Nombre de Reynolds

Un nombre sans dimension, défini par la relation suivante :

$$Re = \rho_f U_{in} D_h / \mu_f \quad (14)$$

II.3.3.2. Nombre de Nusselt local

Il est estimé comme suit :

$$Nu_x = h(x).D_h/k_f \quad (17)$$

II.3.3.3. Nombre de Nusselt moyen

Il est obtenu par :

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x \cdot dx \quad (18)$$

II.3.3.4. Coefficient de friction local

Il peut être écrit comme:

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho_f U_{in}^2} \quad (19)$$

II.3.3.5. Coefficient de friction moyen

Il est calculé par:

$$f = \frac{2(\Delta P/L)D_h}{\rho_f U_{in}^2} \quad (20)$$

II.3.4. Corrélations thermohydrauliques

II.3.4.1. Corrélation de Dittus et Boelter

Cette corrélation de transfert de chaleur a la forme [111]:

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{for } Re \geq 10^4 \quad (21)$$

II.3.4.2. Corrélation de Petukhov

Cette corrélation de frottement a la forme [112]:

$$f_0 = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad \text{for } 3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (22)$$

II. 4. Modélisation numérique

II. 4. 1. Méthode des volumes finis

II. 4. 1. 1. Introduction

La popularité de la méthode des volumes finis en dynamique des fluides computationnelle (CFD) est due à la grande flexibilité offerte en tant que méthode de discrétisation. Les méthodes aux différences finies et aux éléments finis existent depuis de nombreuses années, mais la méthode des volumes finis a surtout été utilisée par le groupe CFD de l'Imperial College au début des années 1970 pour simuler les problèmes d'écoulement et les phénomènes de transport inhérents. Elle a joué un rôle important.

La flexibilité et la popularité de la méthode des volumes finis sont principalement dues au fait que la discrétisation est effectuée directement dans l'espace physique sans recourir à la conversion d'un système de coordonnées à un autre. De plus, cette méthode utilise des tableaux co-localisés et peut être utilisée pour résoudre des flux de forme complexes. Ces développements ont étendu l'utilisation de la méthode des volumes finis à un large éventail d'applications tout en conservant la simplicité de sa formulation mathématique [113,114].

II. 4. 1. 2. Principe de la méthode des volumes finis

La **Figure II.5** montre un exemple de volume de contrôle ($\Delta V = \Delta x \cdot \Delta y \cdot 1$) avec un nœud central 'P' (communément appelé nœud principal) [114, 115]. Ce volume de contrôle est limité par les zones n, s, e et w qui correspondent aux zones du volume de contrôle appartenant respectivement aux nœuds adjacents N, S, E et W. Des grandeurs scalaires telles que la pression P et la température T sont évaluées au niveau du nœud du réseau principal. Par contre, des grandeurs vectorielles telles que les vitesses axiales u et radiales v se trouvent sur la surface du volume de contrôle du maillage principal (surfaces s et n pour les vitesses axiales, surfaces w et e pour les vitesses radiales) et seront calculées). Les vitesses axiales sont estimées à la même position radiale et les décalages correspondants sont axiaux. De même, le point de calcul de la vitesse radiale ne peut être décalé que le long de la direction radiale. Une telle structure est nécessaire pour éviter des solutions physiquement irréalistes [114, 116].

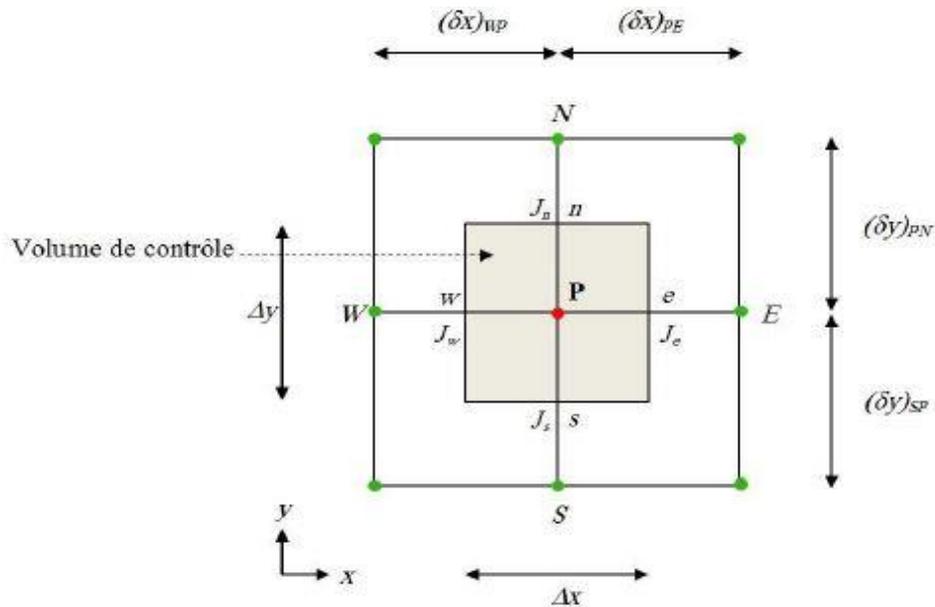


Figure II. 5. Volume de contrôle caractéristique pour une situation 2D [114,115].

II. 4. 1. 3. Notion de maillage

Il divise la zone d'étude en grilles verticales et horizontales, où l'intersection trouve la variable P et les composantes u et v du vecteur vitesse au centre du segment reliant les deux nœuds adjacents. La discrétisation des domaines est réalisée par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds). Par conséquent, des éléments de volume de contrôle sont définis autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées au nœud P du maillage, et les grandeurs vectorielles u et v sont stockées au centre du segment reliant les nœuds, **Figure II.6**.

L'équation générale de transport est intégrée dans le volume de contrôle associé à la variable scalaire, et l'équation de quantité de mouvement est intégrée dans le volume de contrôle associé à la composante de vitesse. Le volume de contrôle de la composante verticale u est décalé dans la direction X par rapport au volume de contrôle principal, **Figure II.7a**, et le volume de contrôle de la composante horizontale v est décalé dans la direction Y, **Figure II.7b**. Ce type de maillage, appelé 'grille de décalage', permet une bonne approximation de la convection, une meilleure évaluation des gradients de pression et une stabilisation numérique de la solution [117,118].

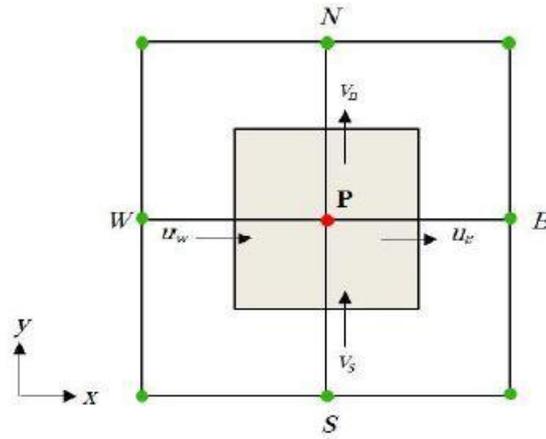


Figure II. 6. Volume de contrôle pour l'équation de continuité [114,115].

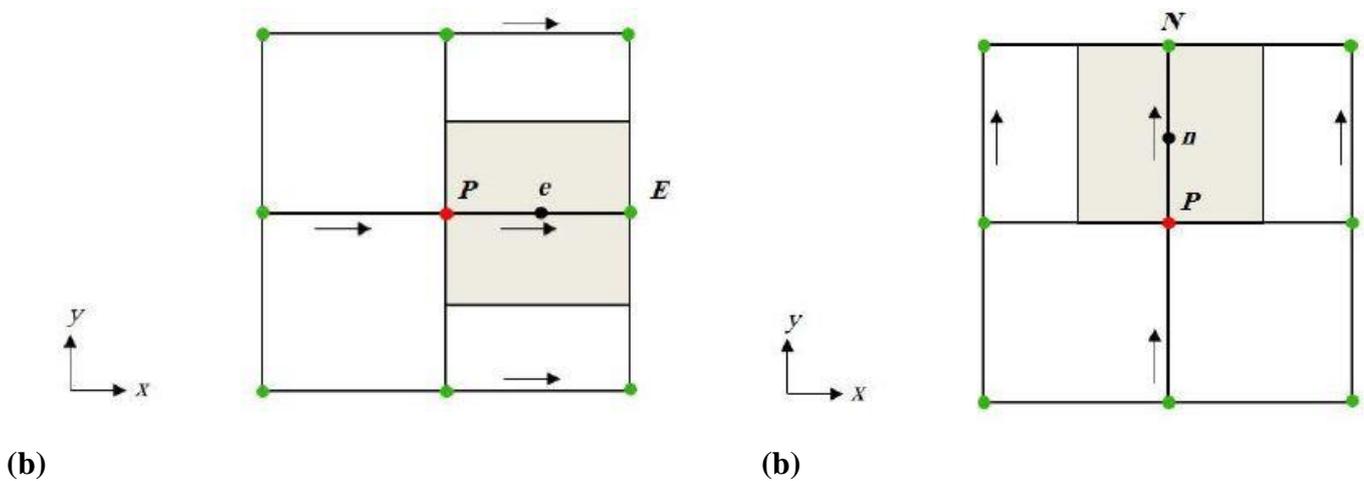


Figure II. 7. Volumes de contrôle pour l'équation de la quantité de mouvement dans les directions (a) OX and (b) OY [114,115].

II. 4. 2. Présentation de Gambit

Le logiciel Gambit est un mailleur 2D/3D. Un préprocesseur qui peut mailler le domaine géométrique d'un problème CFD. Générer un fichier Fluent (.mesh). Fluent est un logiciel qui résout les problèmes de dynamique des fluides et de transfert de chaleur en utilisant la méthode des volumes finis.

Gambit a trois fonctions : définir la géométrie en question (construire lorsque la géométrie est simple, ou importer la géométrie CAO), le maillage et sa validation, définir les frontières (type de conditions aux limites), et définir les domaines de calcul inclus [119].

II. 4. 2. 1. Démarrage de Gambit

Le chemin d'accès à l'application Gambit est :

[:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe].

Lorsque vous lancez le logiciel, vous verrez l'interface utilisateur (**Fig. II. 8**) :

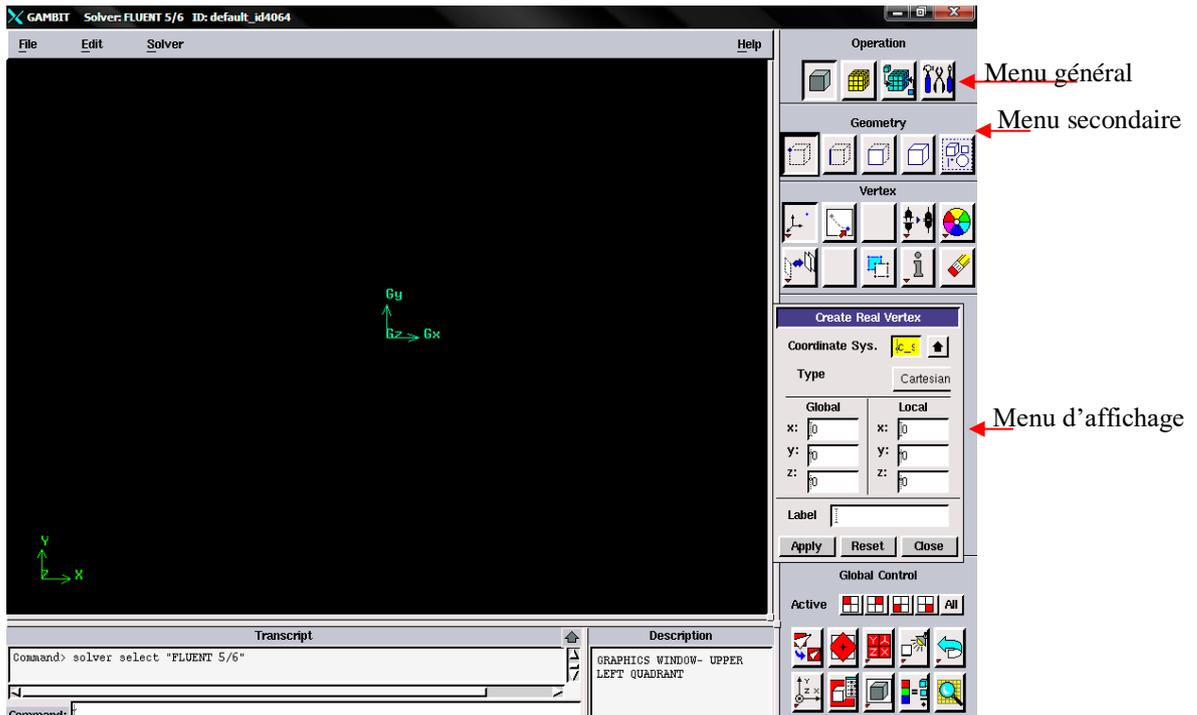


Figure II. 8. Une vue globale de l'application de Gambit.

II.4.2.2. Construction de la géométrie

Il peut être créé à partir de points, de faces, de faces, de solides ou de tous ces groupes. Vous pouvez effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation, de suppression et de décomposition. Dans les **Figures II.9-II.12**, tous les menus utilisés pour construire la structure physique du problème sont donnés [118-120].

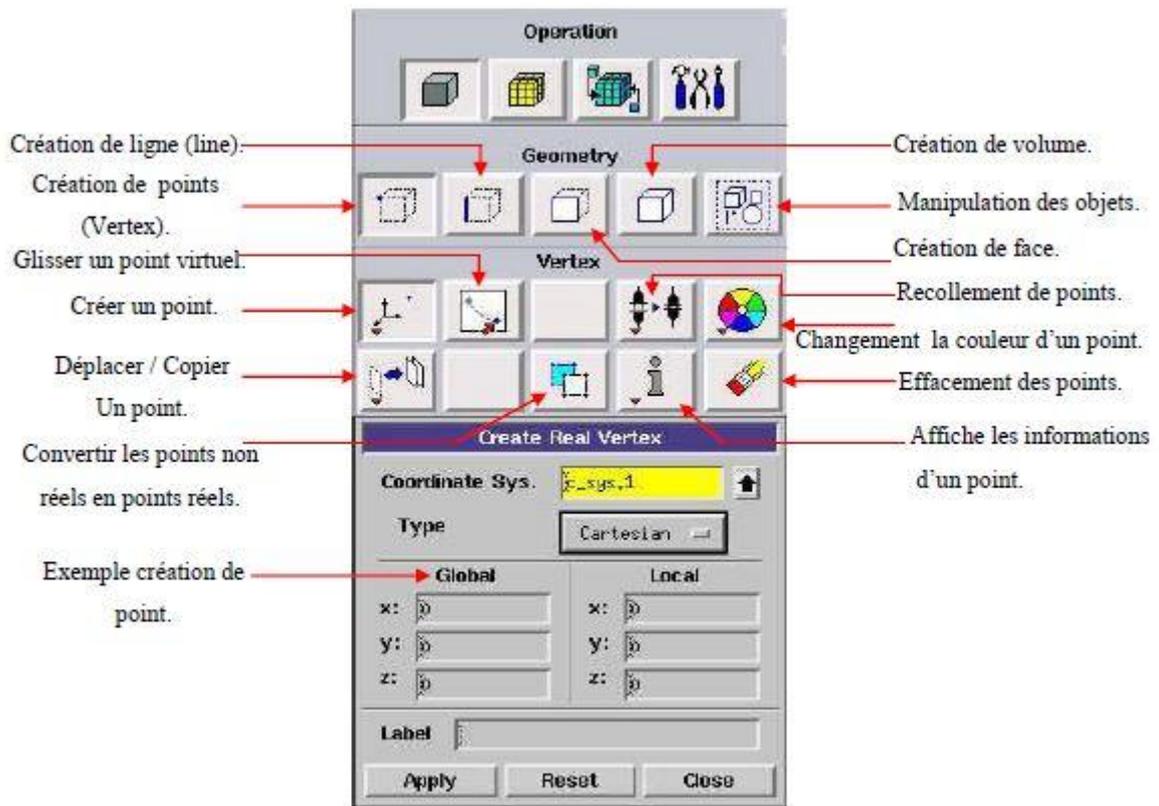


Figure II. 9. Menu création des éléments de la géométrie.

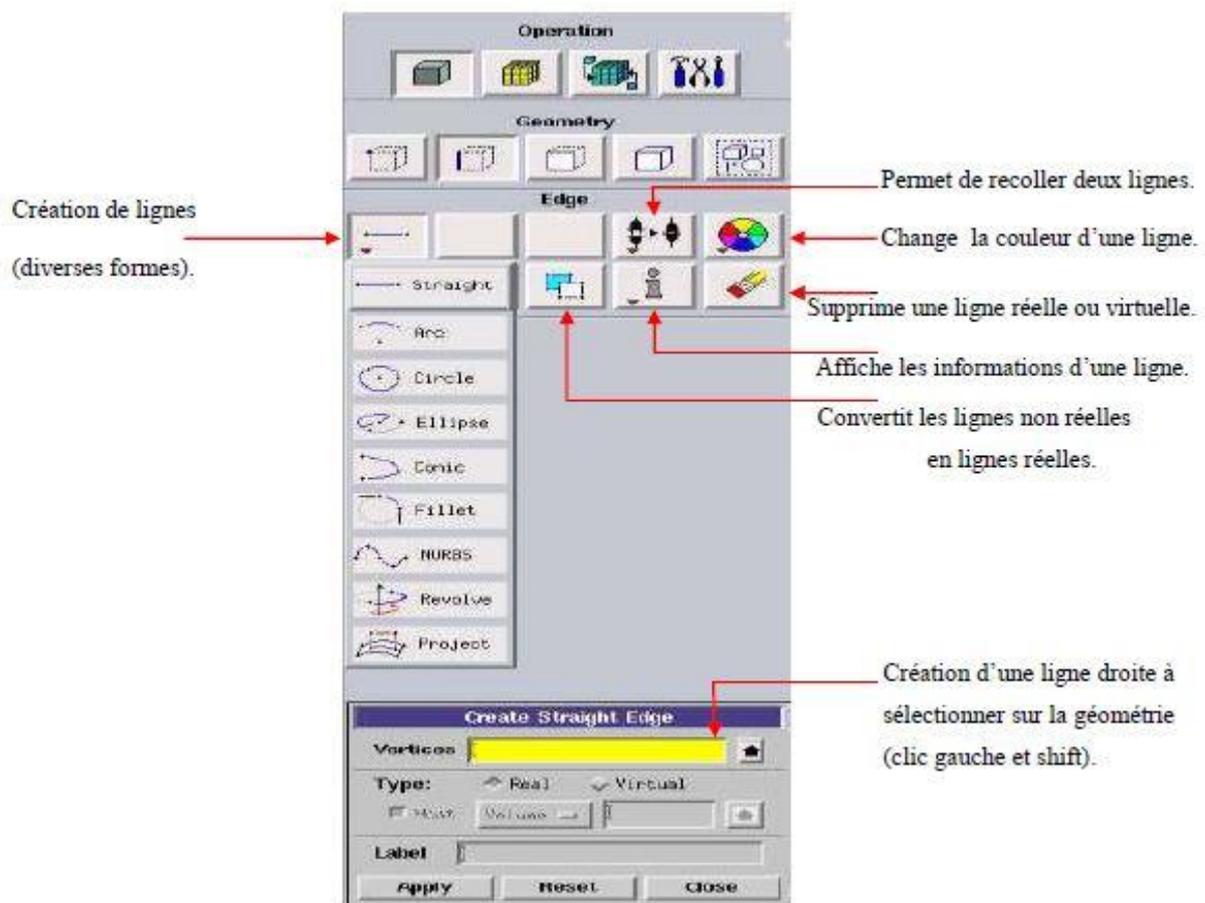


Figure II. 10. Menu utilisé pour générer des lignes.

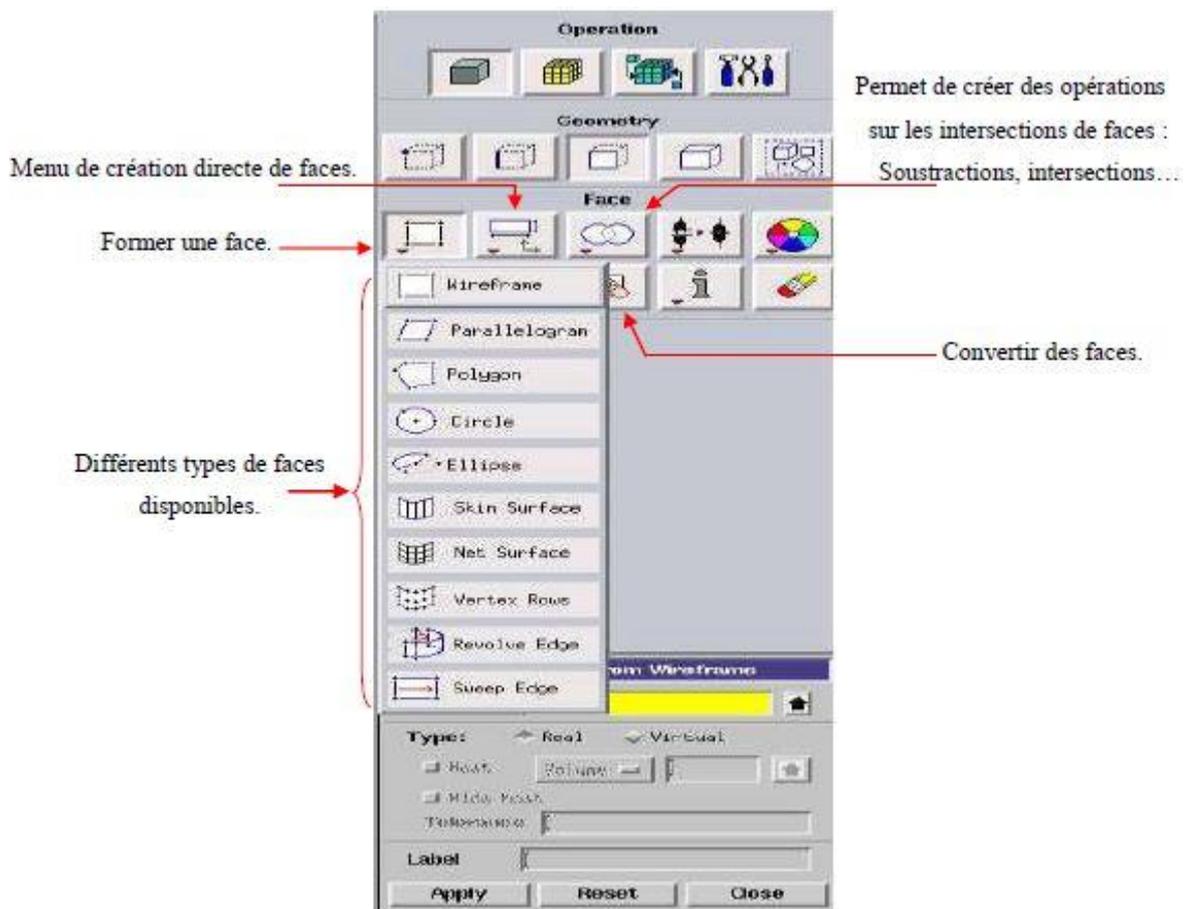


Figure II. 11. Menu utilisé pour générer des faces.

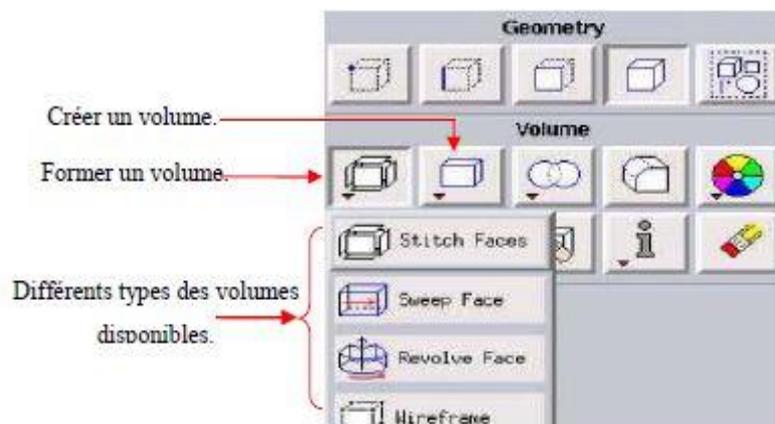


Figure II. 12. Menu utilisé pour générer des volumes.

II. 4. 2. 3. Création d'un maillage

La génération de maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans l'analyse CFD compte tenu de l'effet des paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet notamment de mailler des lignes de géométrie (**Fig. II.13**) Autrement dit, vous pouvez placer des nœuds dans des conditions spécifiques (vous pouvez utiliser des ratios pour modifier les poids de maillage et appliquer différentes formes de maillage) [118-120].

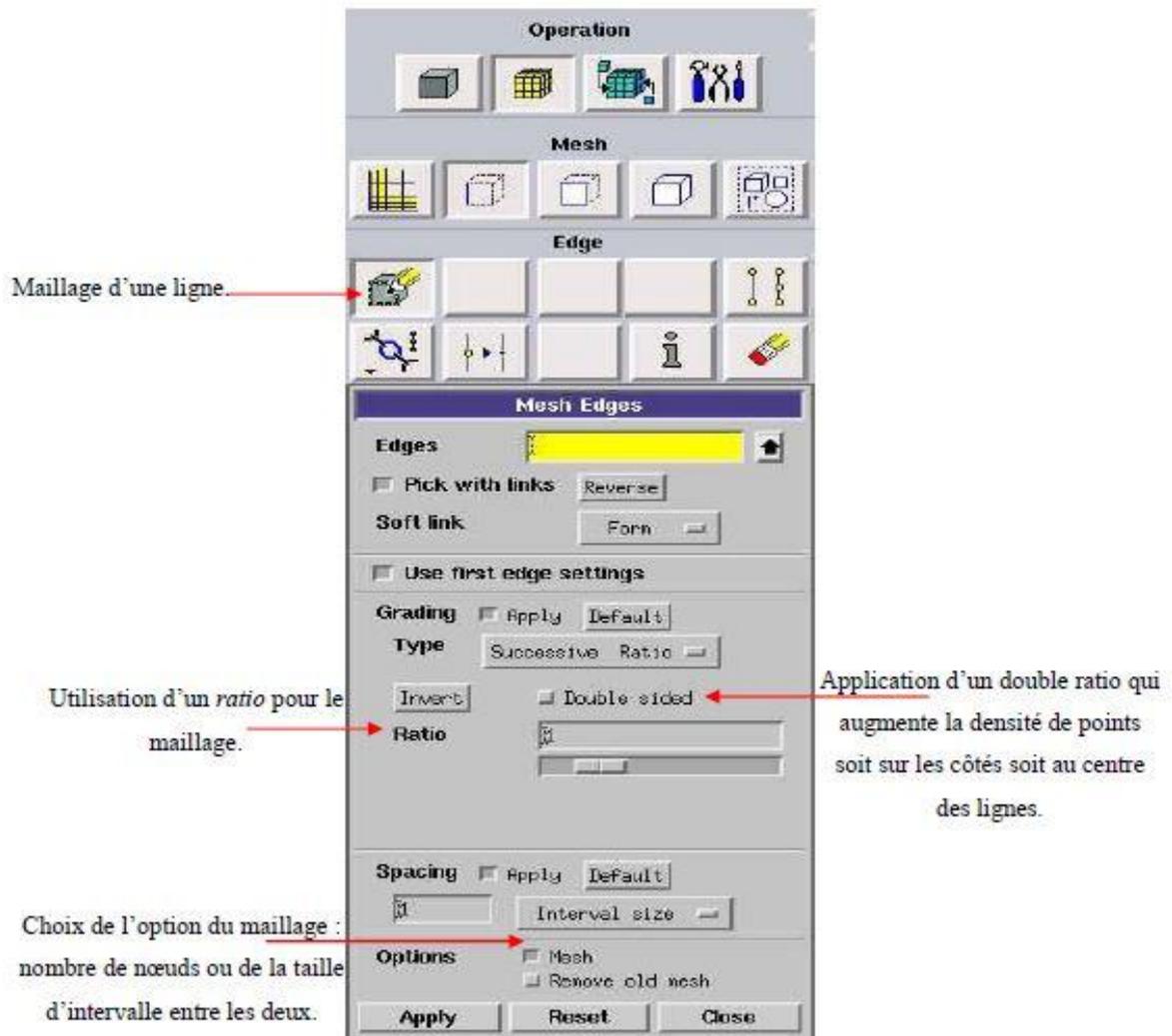


Figure II. 13. Menu utilisé pour mailler une ligne.

Ces deux autres menus sont à la base de la création d'un réseau dans votre domaine, **Figure II.14.**

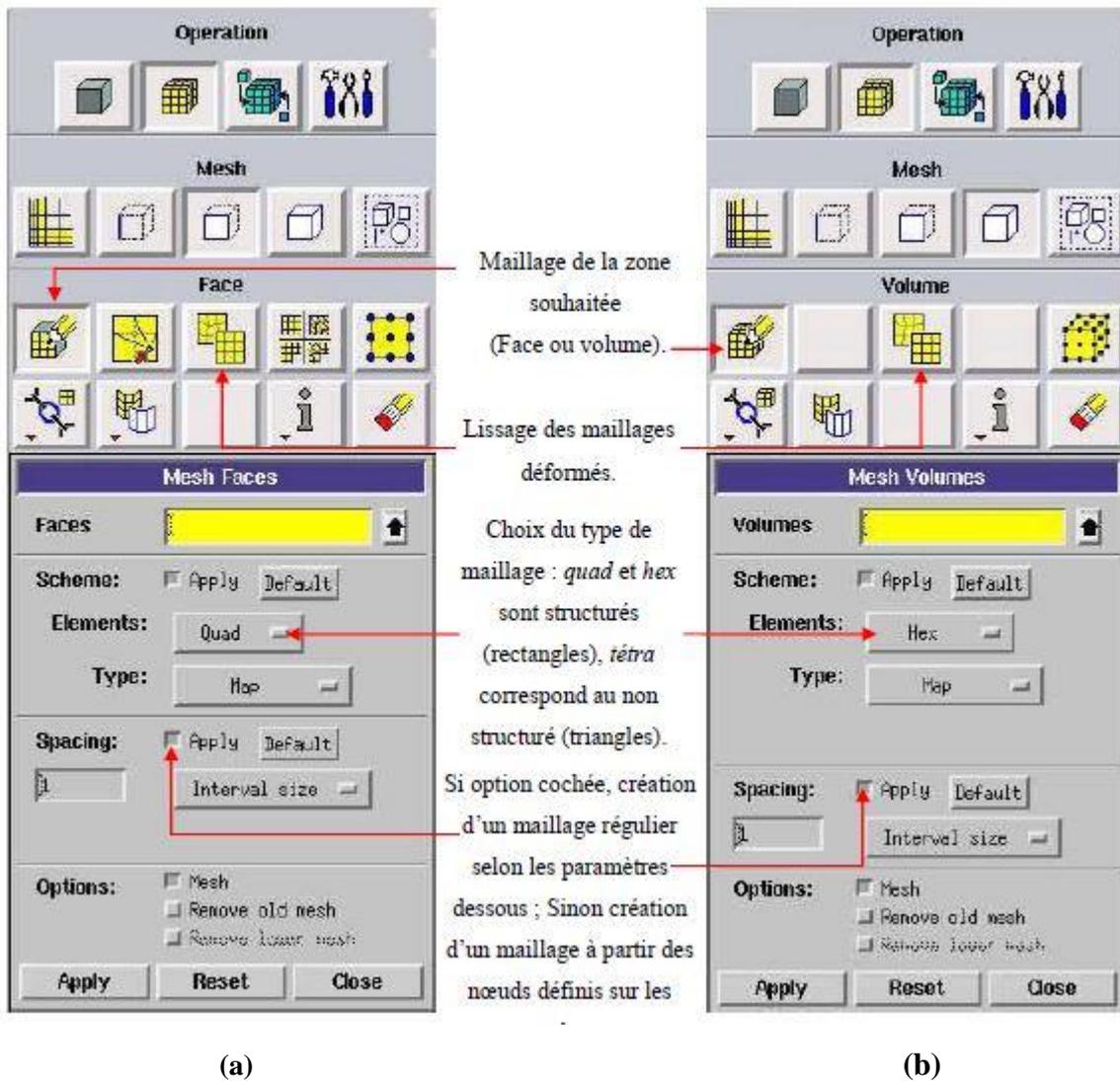


Figure II. 14. Menus utilisés pour générer un maillage (a) 2D ou (b) 3D.

II. 4. 2. 4. Incorporation des conditions aux limites

Ce menu de la **Figure II. 15** vous permet de définir les conditions physiques aux limites de la région : si la ligne (2D) ou la surface (3D) est une entrée, une sortie de liquide, une surface libre, un axe de symétrie, un mur, etc [118-120].

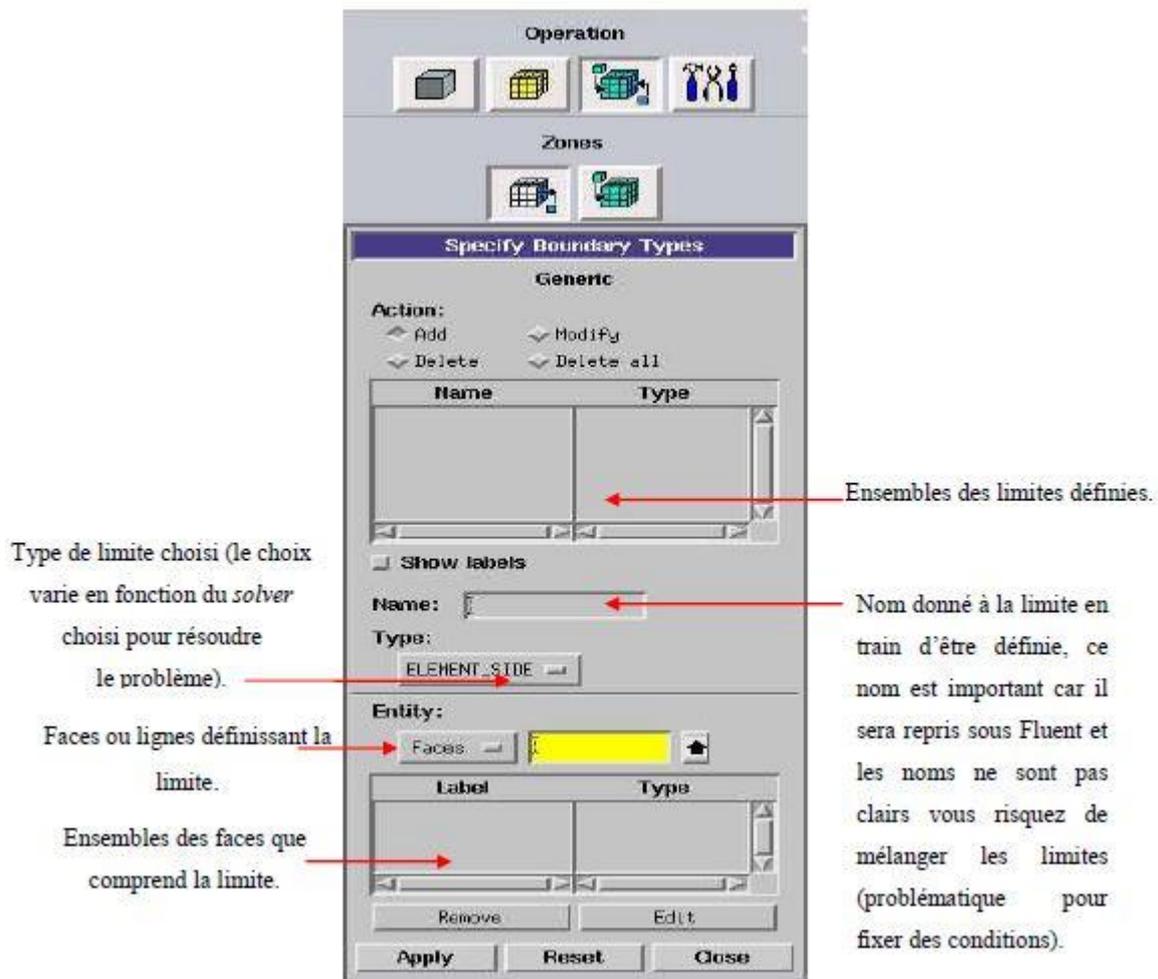


Figure II. 15. Menus utilisés pour définir les frontières.

La ligne extérieure du domaine doit faire partie de la limite pour que le maillage soit correct (Figure II. 16).

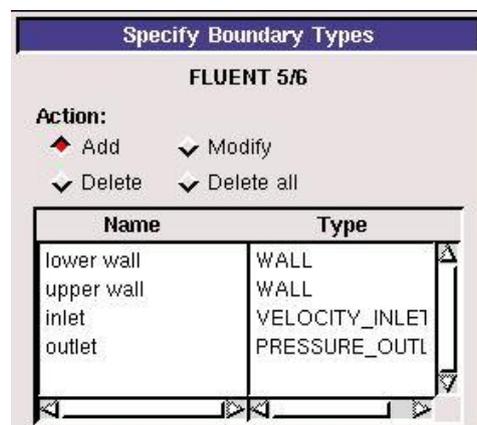


Figure II. 16. Définition des frontières.

II. 4. 2. 5. Exportation du maillage de Gambit

Une fois la géométrie créée et les conditions aux limites définies, le maillage doit être exporté aux points .msh (maille = maillage anglais) (voir **Fig. II. 17**). Cela permet à Fluent de lire et d'utiliser le maillage [118-120].

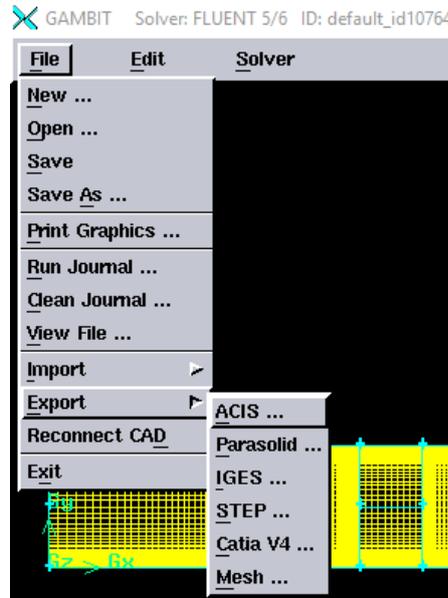


Figure II. 17. Exportation du maillage.

Vous pouvez ensuite enregistrer la session (si vous souhaitez la rouvrir), lancer Fluent et fermer Gambit.

II. 4. 3. Simulation sous Fluent

II. 4. 3. 1. Importation de la géométrie

Pour démarrer la simulation, vous devez importer le fichier généré par Gambit (* .msh) (**Fig. II.18**).

File → Read → Case ...

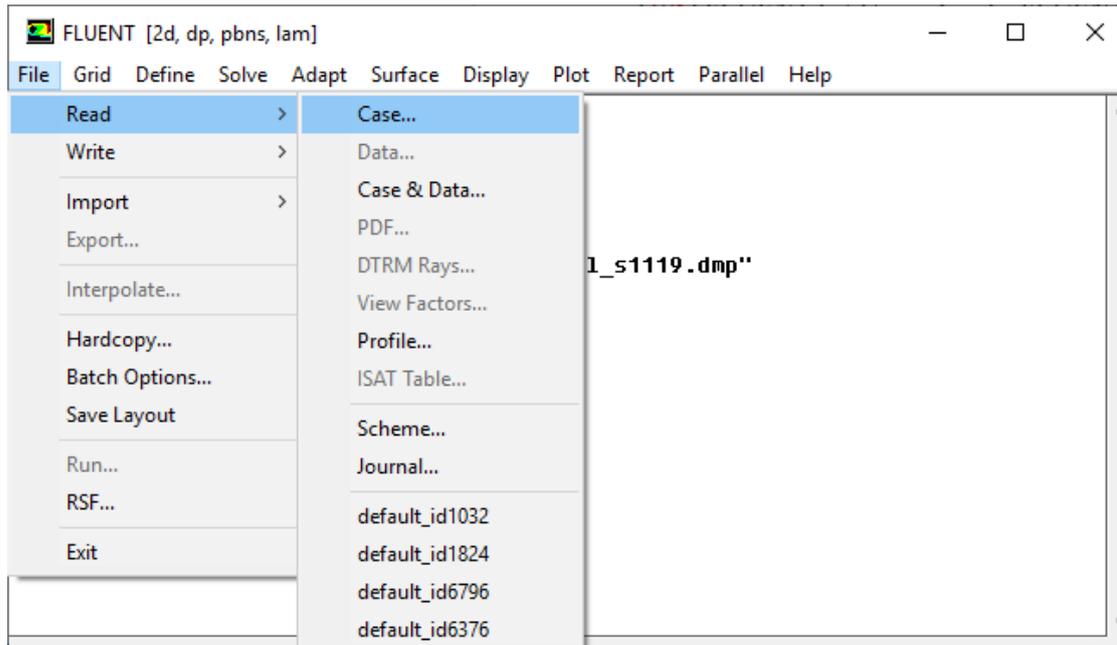


Figure II. 18. Importation de la géométrie.

II. 4. 3. 2. Vérification du maillage importé

Cela garantira que le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs (Fig. II.19).

Grid → Check

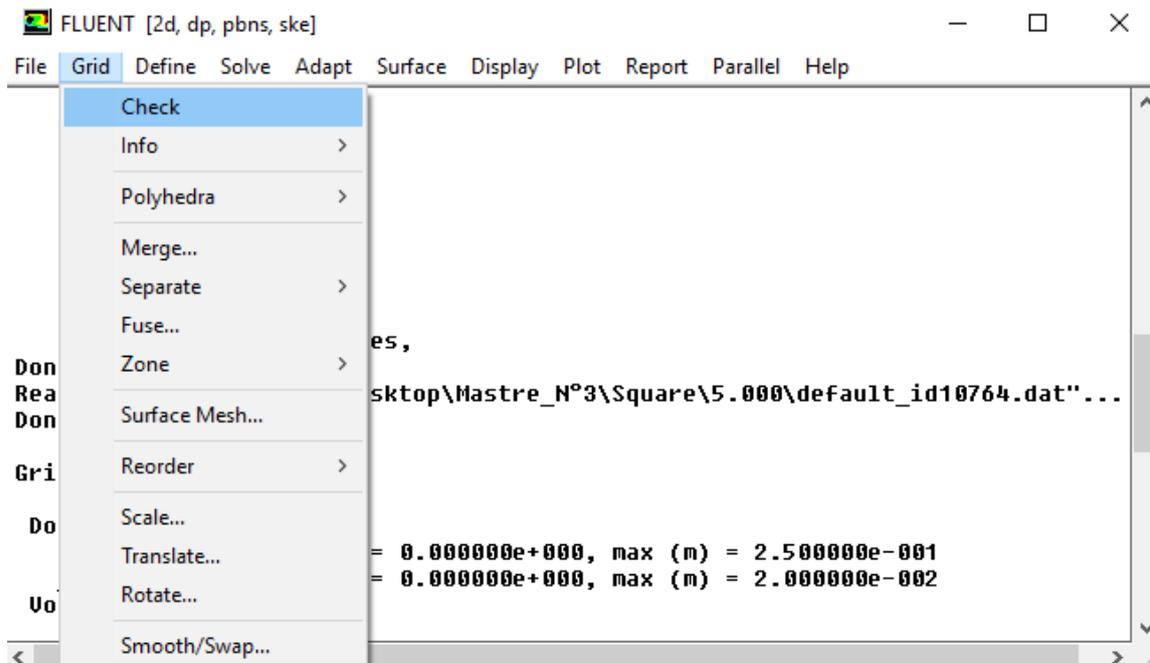


Figure II. 19. Vérification du maillage.

II. 4. 3. 3. Vérification de l'échelle

Assurez-vous toujours que les dimensions indiquées correspondent aux dimensions physiques en question, **Figure II.20**.

Grid → Scale

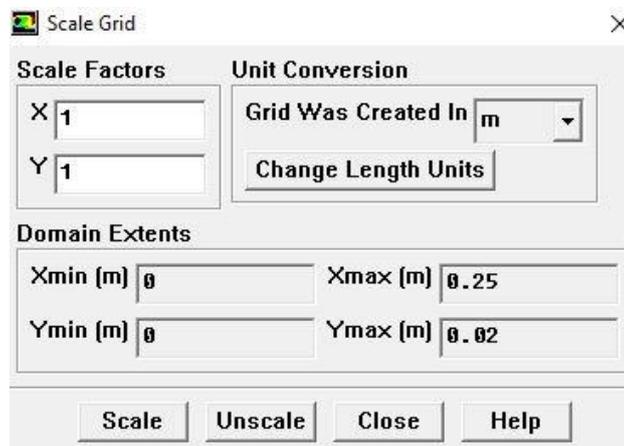


Figure II. 20. Vérification de l'échelle.

II. 4. 3. 4. Choix du solveur

Define → Models → Solver ...

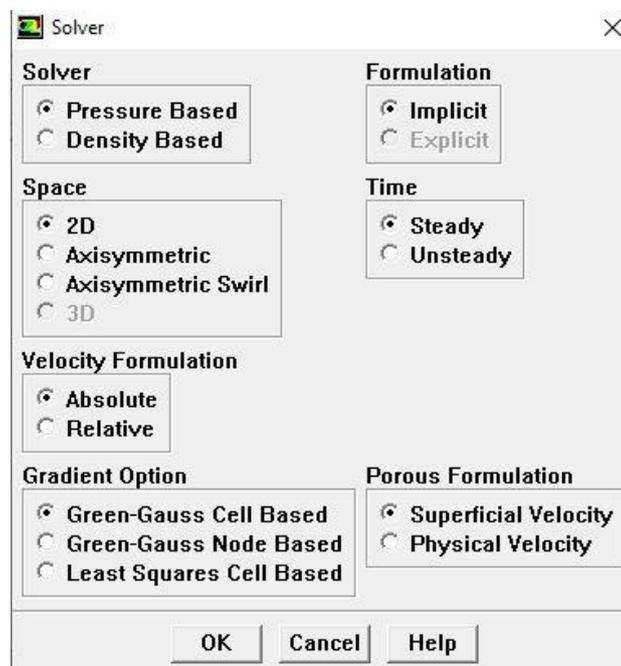


Figure II. 21. Choix du solveur.

II. 4. 3. 5. L'équation de l'énergie

Define → Models → Energy

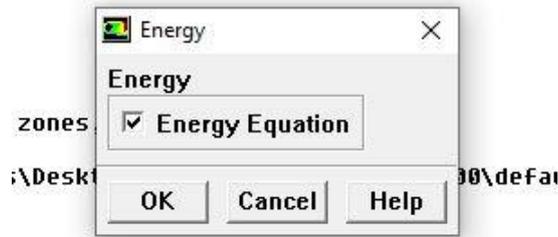


Figure II. 22. Equation de l'énergie.

II. 4. 3. 6. Choix du modèle de turbulence

Define → Models → Viscous → k – epsilon standard

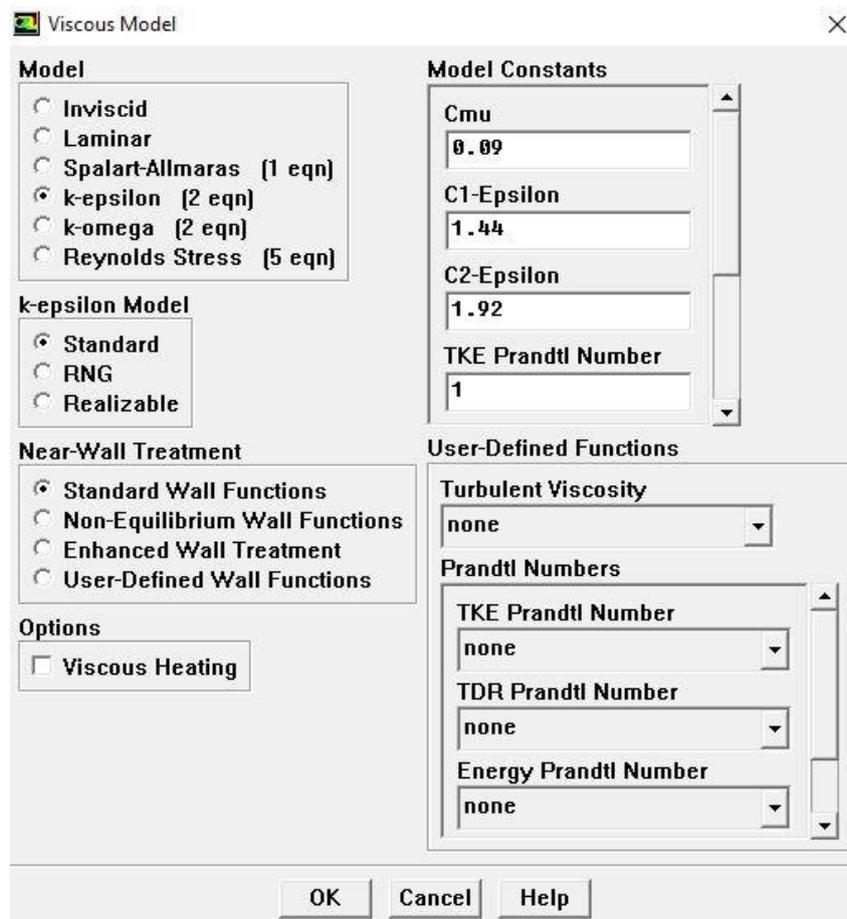


Figure II. 23. Choix du modèle de turbulence.

II. 4. 3. 7. Définition des caractéristiques du fluide

Define → Materials → air

Define → Materials → solid

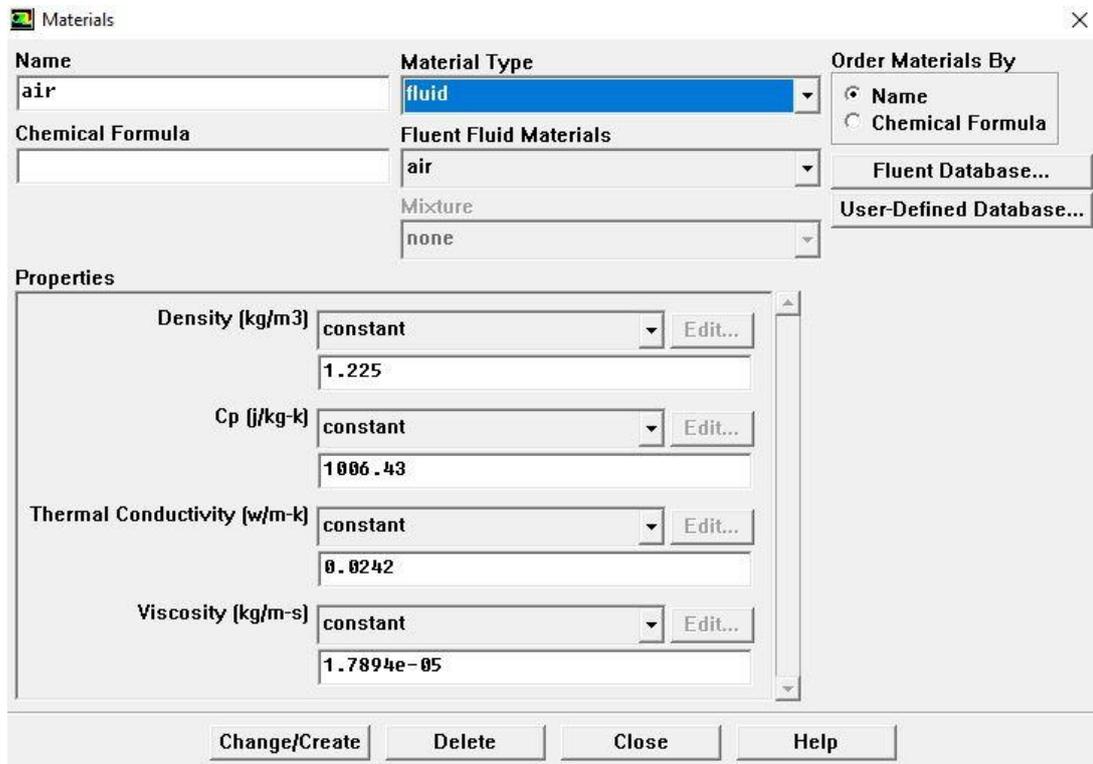


Figure II. 24. Définition des caractéristiques du fluide.

II. 4. 3. 8. Operating conditions

Define → Operating → conditions

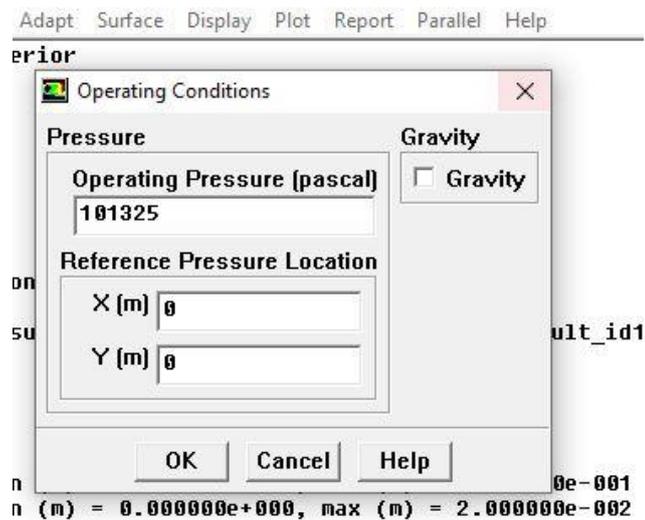


Figure II. 25. Choix de la pression de référence.

II. 4. 3. 9. Conditions aux limites

Define → Boundary Conditions →

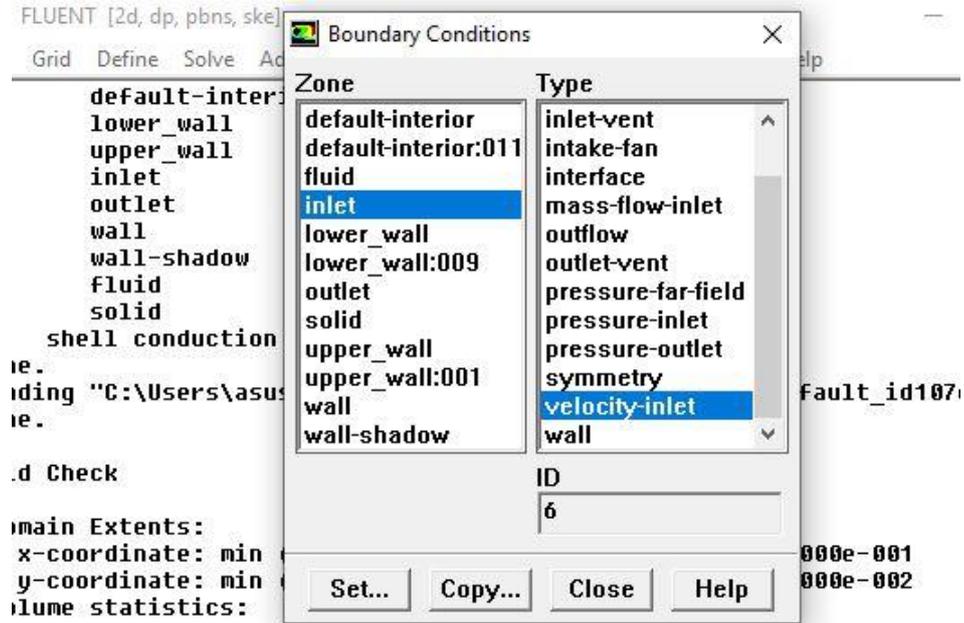


Figure II. 26. Valeurs des conditions aux limites.

II. 4. 3. 10. Ordre des équations et l'algorithme

Solve → Controls → Solution

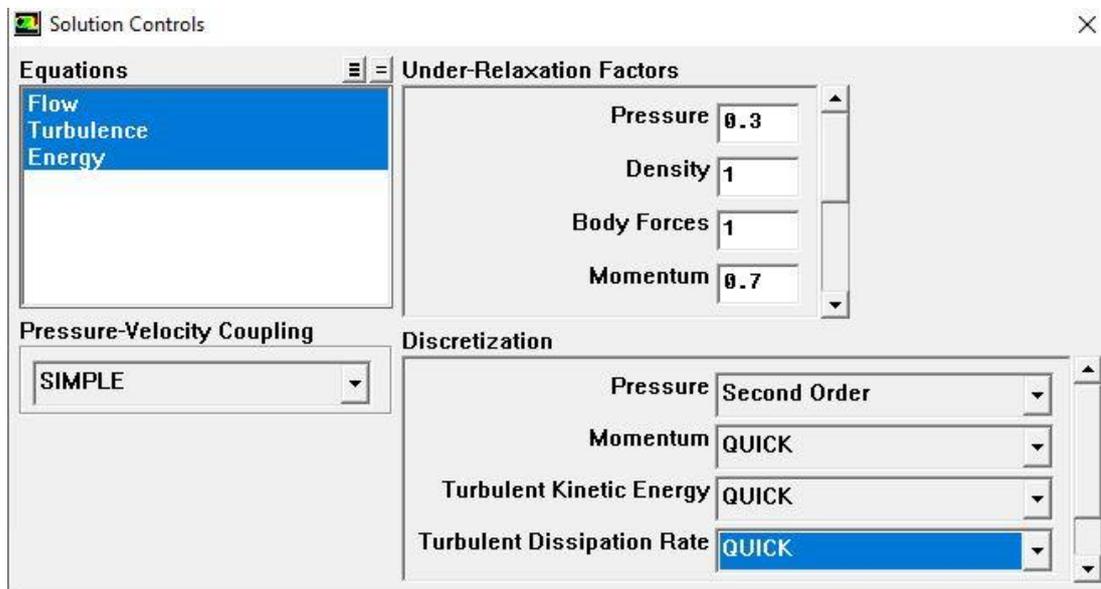


Figure II. 27. Méthodes numériques.

II. 4. 3. 11. Initialisation du calcul

Solve → Initialize → Initialize ...

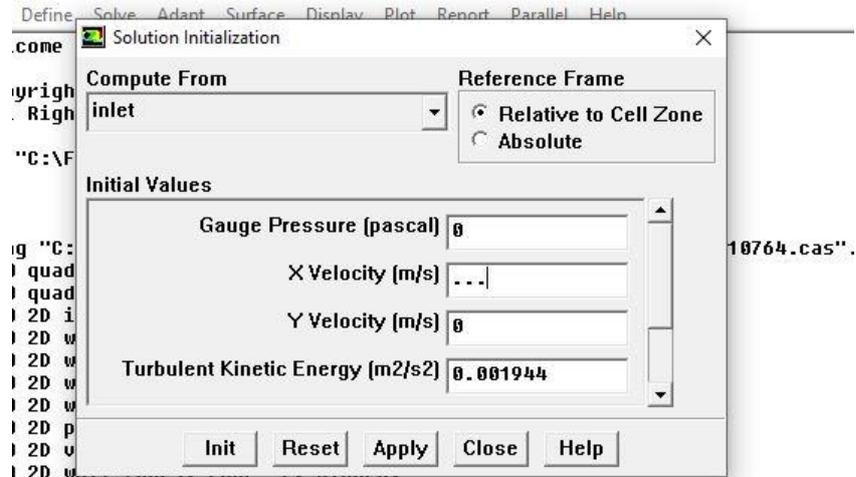


Figure II. 28. Initialisation du calcul.

II. 4. 3. 12. Choix des critères de convergence

Solve → Monitors → Residual ...

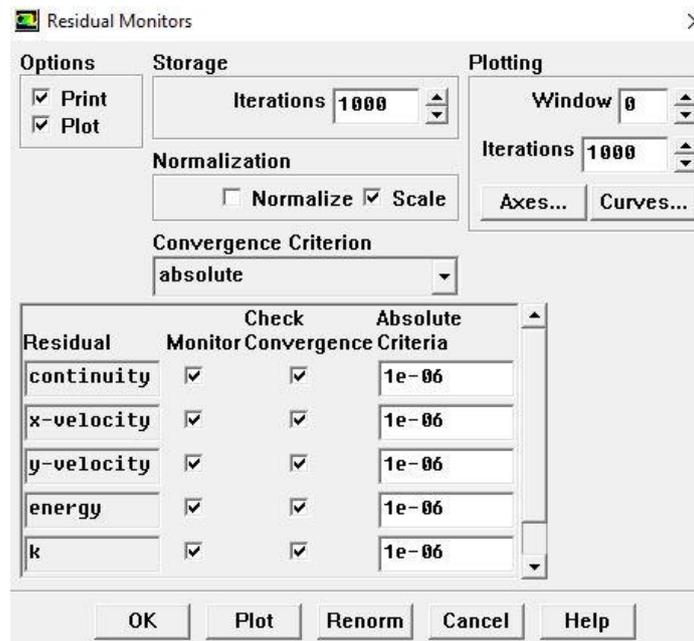


Figure II. 29. Choix des critères de convergence.

II. 4. 3. 12. Lancement du calcul

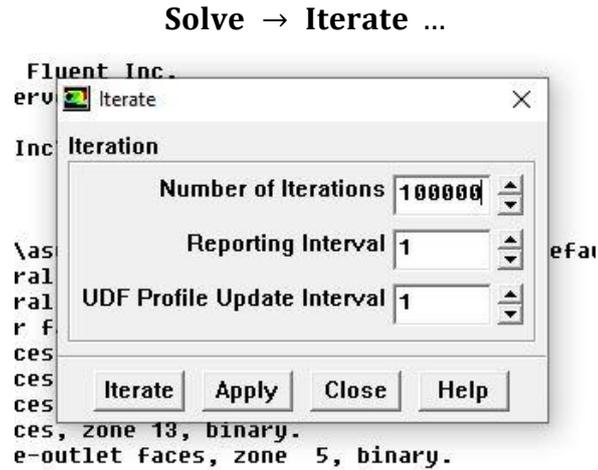
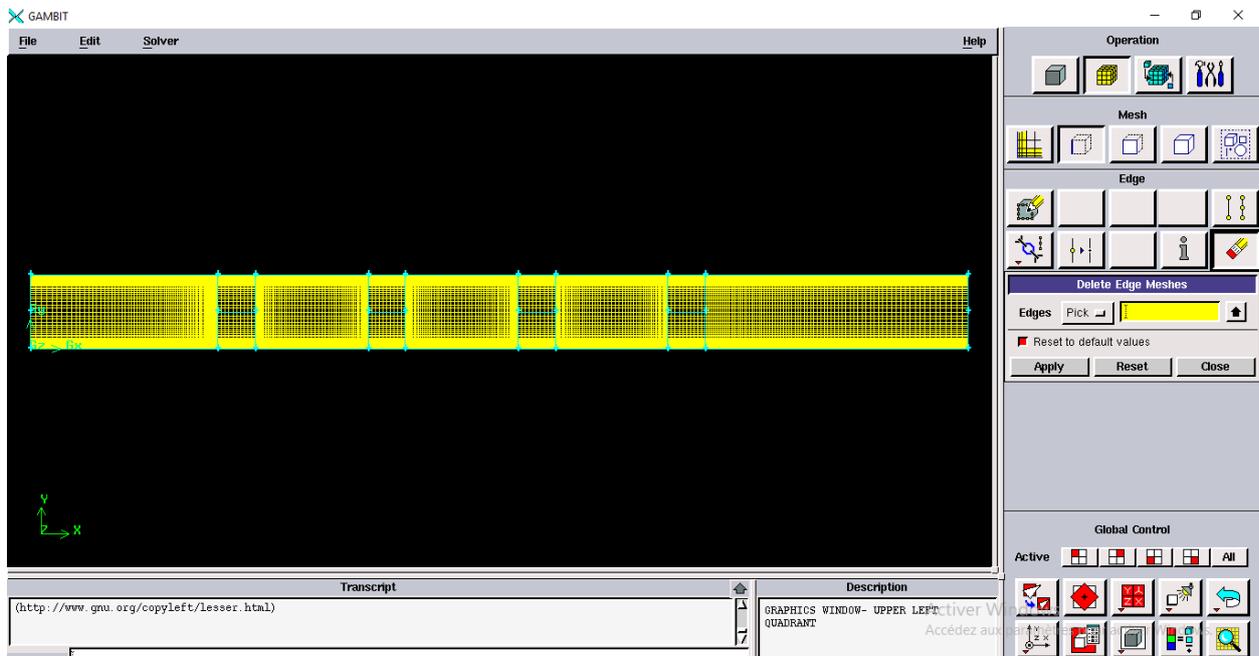


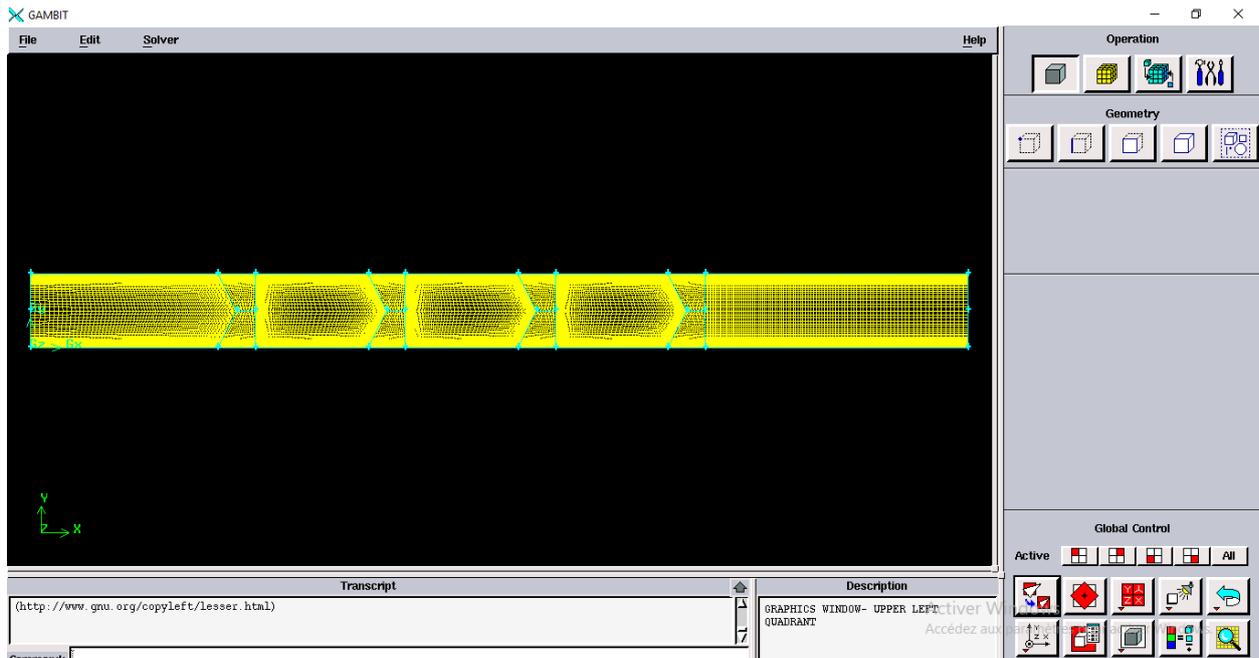
Figure II. 30. Choix du nombre des itérations.

II. 4. 4. Solution numérique

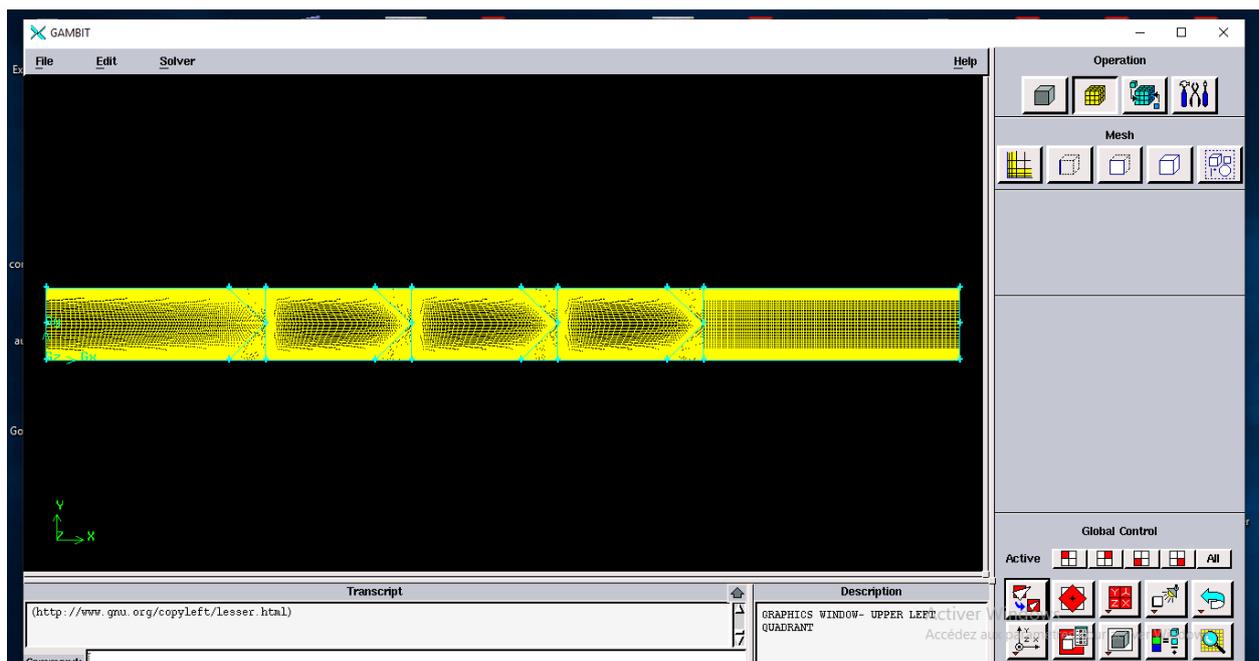
Le domaine de calcul a été créé par GAMBIT [106]. Pour contrôler les changements de débit près de la paroi, le maillage a été affiné près des parois du canal et des obstacles, **Figure II.31**. Les tailles de maille variaient entre 50 et 300 et 10 et 100 pour la longueur et la profondeur du conduit. Les résultats montrent une petite variation des valeurs de Nu (moins de 0.2 %) avec le maillage 170×50 . Cette taille de maillage a été utilisée dans tous les calculs.



(a) Canal muni d'obstacles carrés



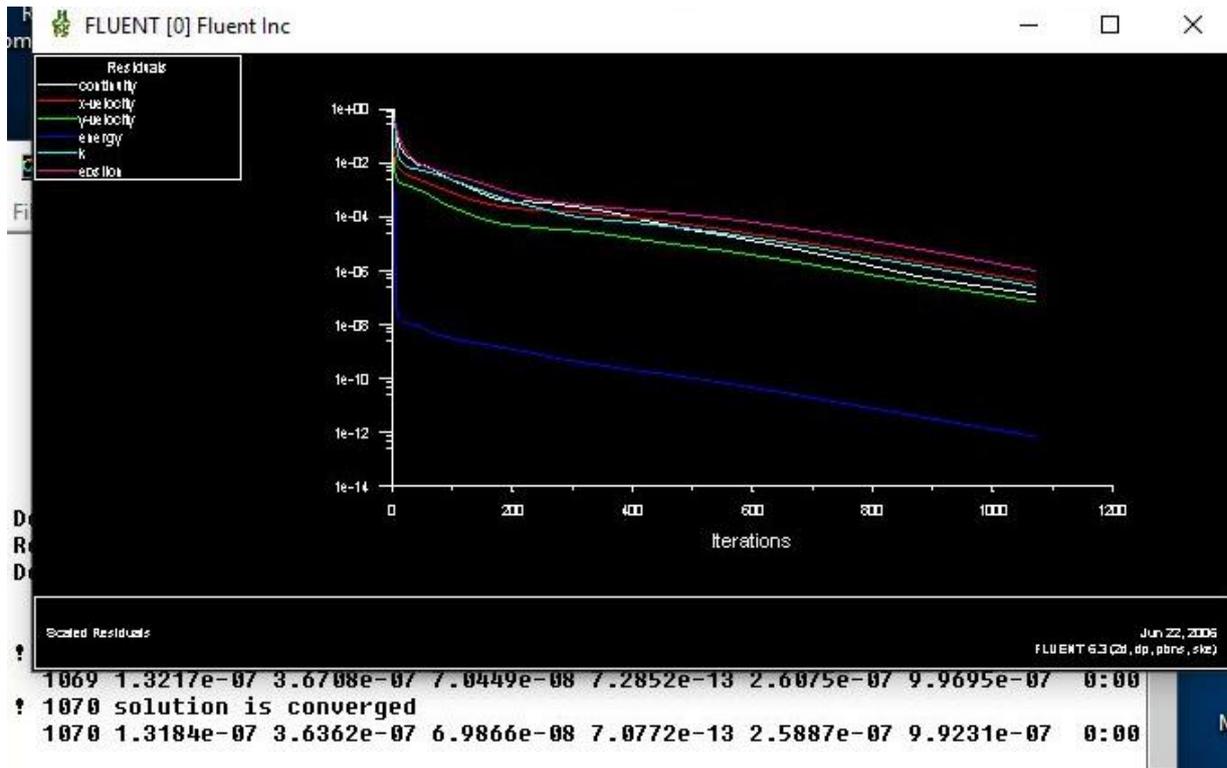
(b) Canal muni d'obstacles trapézoïdaux.



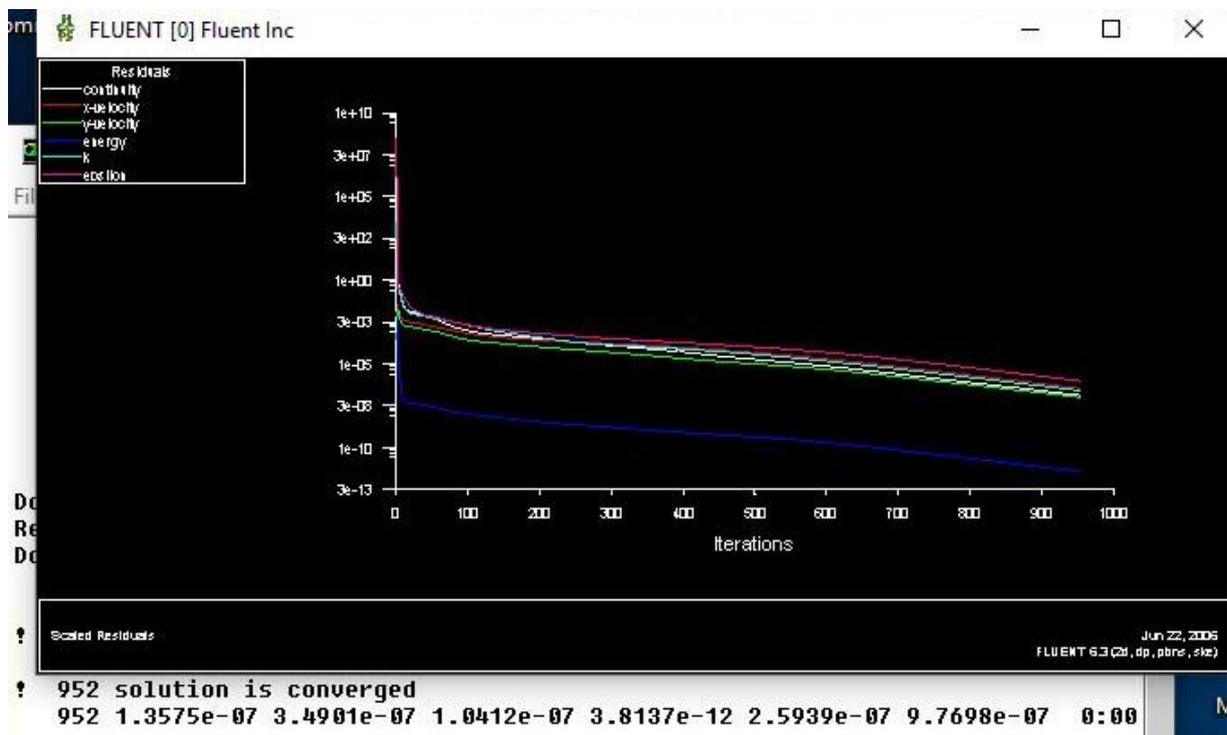
(c) Canal muni d'obstacles triangulaires.

Figure II.31. Maillage utilisé.

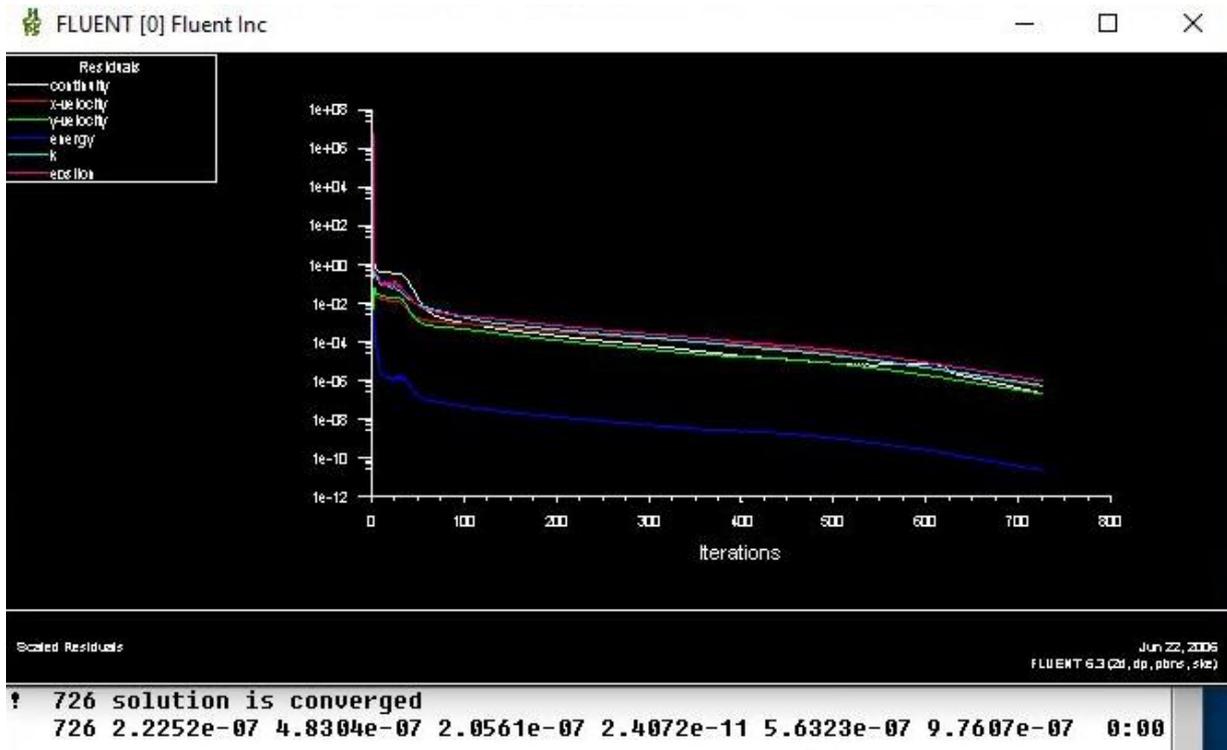
Dans cette enquête, Fluent 6.3 [106] a été utilisé. La discrétisation des termes de pression et de convection a été effectuée en utilisant respectivement les schémas numériques second-order upwind [106] et QUICK [121]. Pour réaliser le couplage vitesse-pression, l'algorithme SIMPLE [106] a été adopté. Comme critère de convergence, l'objectif résiduel 10^{-6} a été retenu, **Figure II.32.**



(a) Canal muni d'obstacles carrés.



(b) Canal muni d'obstacles trapézoïdaux.



(c) Canal muni d'obstacles triangulaires.

Figure II.32. Modèle de convergence dans les différents cas étudiés.

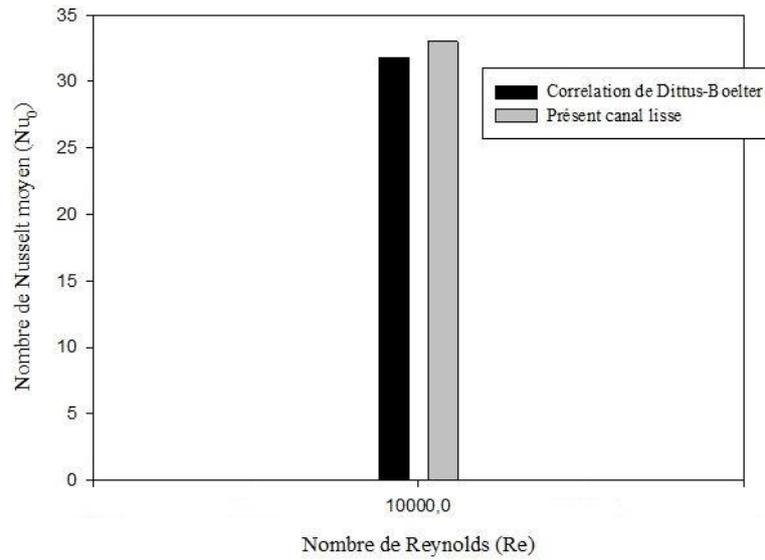
L'indépendance du maillage a été étudiée en effectuant des simulations dans le premier cas muni d'obstacle carrés, en utilisant différents maillages avec un nombre de nœuds variant entre 50 et 300 suivant la direction axiale et entre 10 et 100 suivant la direction verticale.

Les résultats montrent une petite variation des valeurs de Nusselt, moins de 0.2 % avec le maillage 170×50 . Ce système de maillage a été utilisée dans tous les cas étudiés.

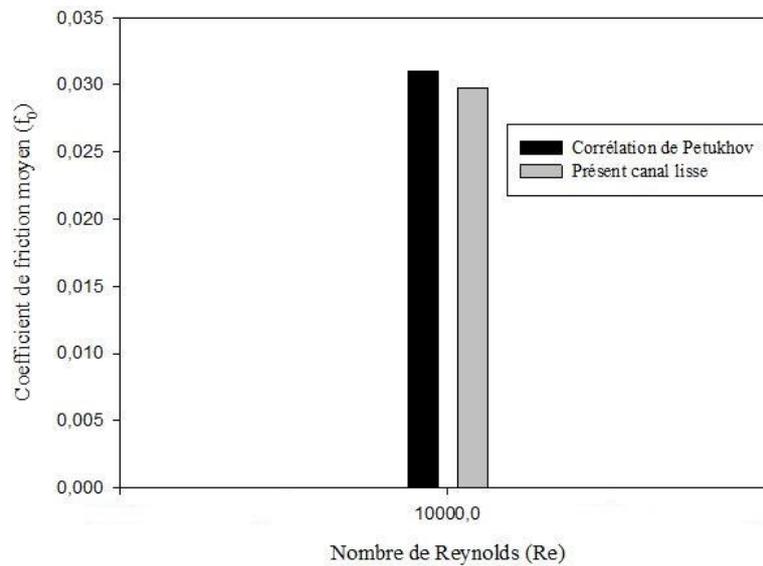
Table II.4. Indépendance de maillage [le cas d'une conduite muni d'obstacles carrés (1ier cas) ; $Re = 10.000$].

Nœuds de maillage (n_x, n_y)										
n_x	50	65	80	95	110	125	140	155	170	300
n_y	10	15	20	25	30	35	40	45	50	100
Nu/Nu_0	8.78	8.85	8.94	8.997	9.068	9.140	9.264	9.450	9.523	9.541
Er (%)	7.976	7.242	6.299	5.701	4.957	4.202	2.903	0.953	0.188	Ref.

Les valeurs de Nu et f obtenues pour our canal lisse (sans obstacles) sont comparées aux valeurs obtenues à partir des corrélations Dittus-Boelter [111] et Petukhov [112] dans les mêmes conditions de travail comme indiqué sur les **Figures II.33** et **II.34**, respectivement. La vérification a révélé un écart par rapport aux résultats des corrélations de 1.5 %, ce qui confirme la fiabilité de notre modèle numérique.



Figures II.33. Vérification de Nusselt pour un canal d'air rectangulaire lisse, sans obstacle, $Re = 10,000$.



Figures II.34. Vérification de friction pour un canal d'air rectangulaire lisse, sans obstacle, $Re = 10,000$.

CHAPITRE III

RESULTATS ET DISCUSSIONS

III.1. Effet de l'inclinaison de l'arête amont d'un obstacle

III.1.1. Introduction

Ce travail concerne l'étude de l'effet de l'inclinaison de l'arête amont d'un obstacle dans un canal rectangulaire. L'objectif est de contrôler l'écoulement autour de l'obstacle. Plusieurs paramètres sont étudiés notamment les paramètres hydrodynamiques ($2500 \leq Re \leq 10,000$) et géométriques ($0 \leq \theta \leq 45^\circ$).

III.1.2. Lignes de courant

Figure III.1 représente l'évolution des lignes de courant pour les différentes situations d'obstacle ($\theta = 0^\circ$: obstacle carré, voir **Fig. III.1.a** ; $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal, voir **Fig. III.1.b** ; et $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, voir **Fig. III.1.c**). On observe que les lignes de courant changent entre les trois formes (a)-(c) selon l'obstacle. Dans la **Figure III.1.a** (carré), les lignes de courant sont moins profilées lorsqu'elles passent sur l'obstacle et crée une turbulence perturbante pour l'écoulement. Dans la **Figure III.1.b** (Trapézoïdal), les lignes de courant sont redresse lorsqu'elles passent sur l'obstacle, qui varie la direction de champ des lignes de courant. Dans la **Figure III.1.c** (triangulaire), les lignes de courant sont colle au l'obstacle, qui nous donnons un champ des lignes de courants formidable.

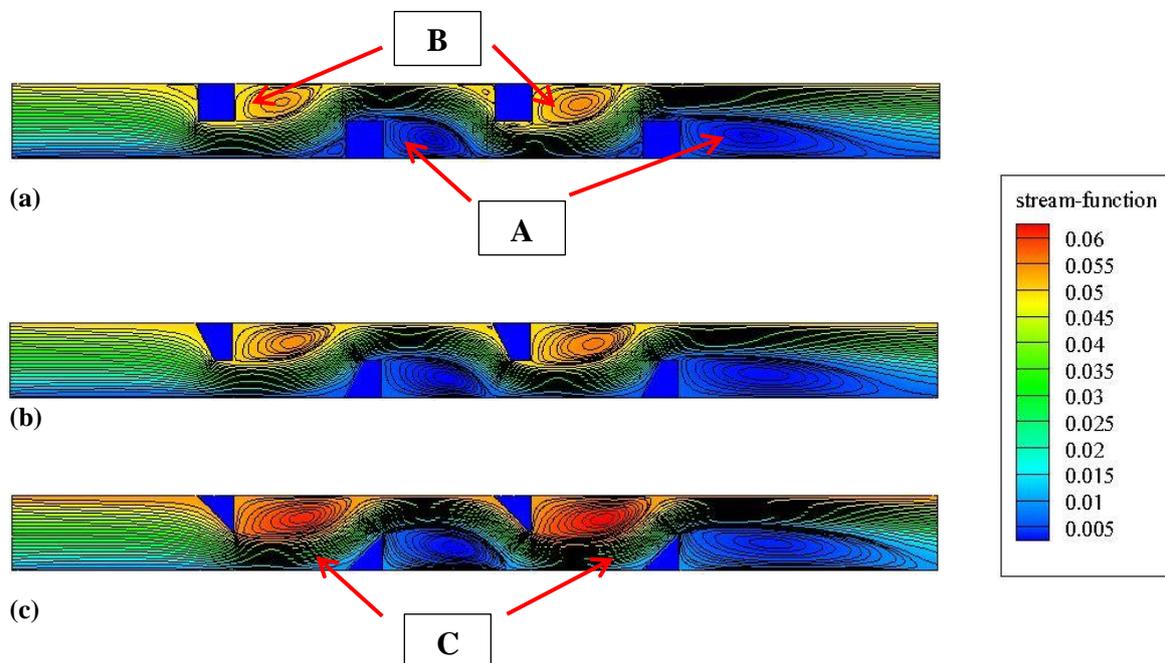


Figure III.1. Tracés de contours des lignes de courant pour différents angles d'attaque d'obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Les écoulements dans les veines d'air pour les trois types d'obstacle engendrent des phénomènes complexes tels que des zones de recirculation et des régions de turbulence en amont et en aval des obstacles, comme illustré par la **Figure III.1**.

Il est à noter pour les trois veines d'air que la présence des obstacles provoque la séparation de l'écoulement en plusieurs zones différentes au-dessus, en aval et en amont des obstacles.

L'écoulement forme ainsi des zones de recirculation à proximité des obstacles inférieurs (zone A), ce qui fait augmenter l'intensité de la turbulence en amont des obstacles supérieurs (zone B).

En plus de la séparation du flux de fluide provoqué par les obstacles, il y a des zones mortes en amont des obstacles inférieurs (zone C), on remarque que la zone morte pour le cas des obstacles en forme trapézoïdale est moins importante par rapport aux obstacles carrés, et la zone morte est presque nulle pour le modèle qui contient des obstacles triangulaires.

La zone turbulente (zone B) pour le modèle contenant des obstacles triangulaires est très importante par rapport aux autres modèles qui contiennent des obstacles carrés et trapézoïdaux.

III.1.3. Contours des champs de pression dynamique

La pression dynamique est le flux de quantité de mouvement par unité de volume (la densité d'énergie cinétique) est présenté dans la **Figure III.2**. La configuration générale de pression dynamique pour les trois types étudiés est similaire.

A l'entrée, la pression dynamique est uniforme juste au-dessous de la première zone d'obstacle supérieure, la pression dynamique prend des valeurs quasi nulles en amont des obstacles supérieurs et inférieurs.

L'arête vive amont présente un point de décollement dans les zones (A, B, C et D) où la pression dynamique est très élevée. Cependant, l'écoulement se détache de la paroi de l'obstacle, ce qui provoque une dépression en aval de ces obstacles.

Dans la **Figure III.2.a**, la pression dynamique est quasi nulle soft les bornes d'Attac, car la mauvaise circulation dans ce point.

Dans la **Figure III.2.b**, la pression dynamique doit être éloignée le long du profil, ce qui entraîne un flux moyen d'énergie cinétique.

Dans la **Figure III.2.c**, la pression à une valeur importante car le profil est parfait, ce qui nous a donné un mouvement formidable.

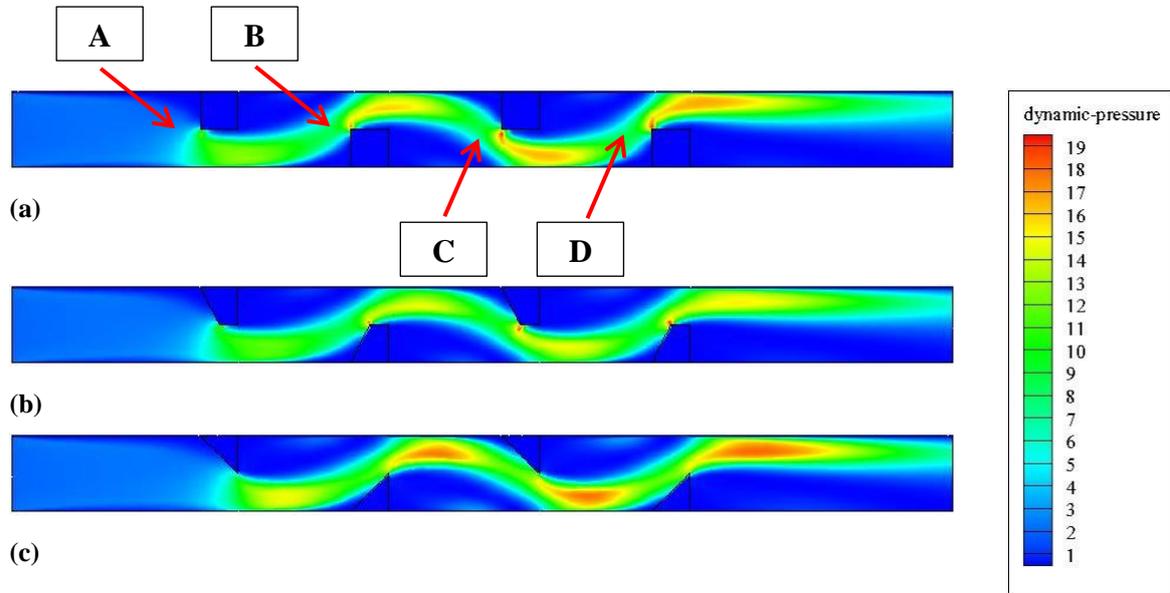


Figure III.2. Tracés de contours des champs de pression dynamique pour différents angles d'attaque d'obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

La **Figure III.3** représente la variation de pression dynamique en fonction du nombre de Reynolds ($Re = 2,500, 5,000, 7,500$ et $10,000$) pour les trois formes d'obstacle ($0 \leq \theta \leq 45^\circ$). On remarque qu'à chaque fois que plus le nombre de Reynolds est élevé, plus la pression est importante. Comme on voit que la valeur de la pression dans les deux cas, l'obstacle carré et l'obstacle trapézoïdal sont très proches. De plus, la valeur de pression dans le cas du triangulaire est plutôt faible, contrairement aux deux cas précédents.

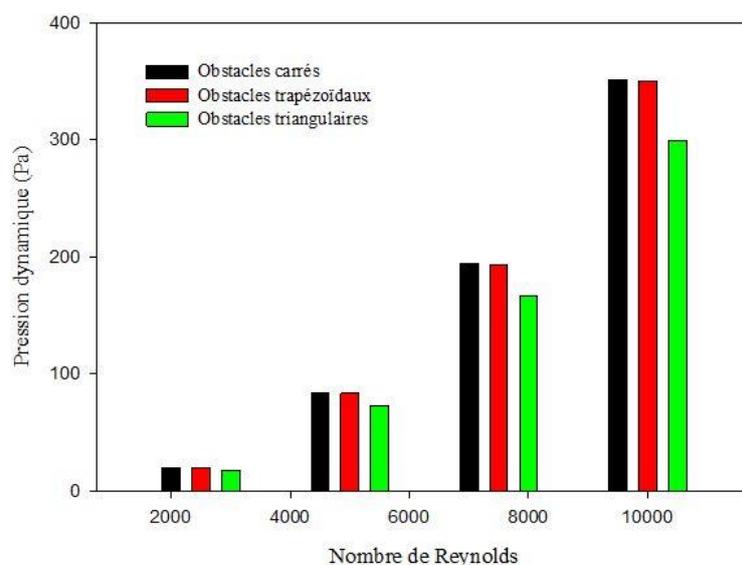


Figure III.3. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur la pression dynamique (max.) pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

III.1.4. Contours des champs de vitesse moyenne

La vitesse moyenne est la distance totale parcourue pendant un intervalle de temps, divisée par cet intervalle de temps. La **Figure III.4** montre que le tourbillon est toujours généré en amont de l'obstacle rectangulaire. Par contre, l'écoulement reste toujours collé à la paroi de l'obstacle au niveau de l'obstacle triangulaire et trapézoïdal et continue à suivre la paroi. Il apparaît donc deux points importants dans l'écoulement. Les figures montrent clairement que l'influence de l'arrêt en aval de l'obstacle ne se limite pas dans la zone de recirculation mais elle modifie le comportement du fluide même en amont de cette arrêt et montre bien que l'écoulement s'adhère à la paroi supérieure de l'obstacle triangulaire. Ceci nous permet de dire que l'existence de l'inclinaison au niveau de l'arrêt en amont de l'obstacle ne contrôle pas uniquement la zone du triangle, mais son effet est élargi jusqu'aux alentours de cet obstacle.

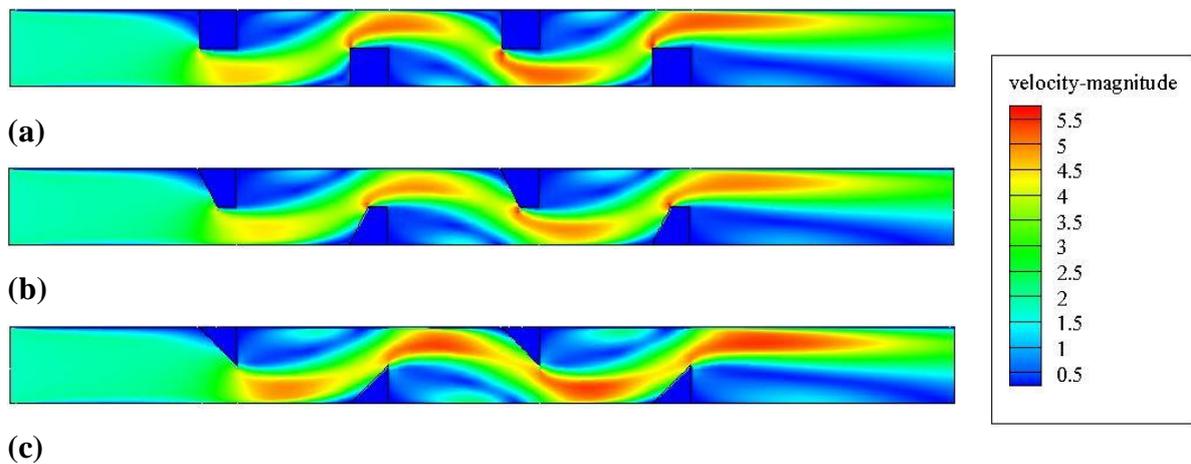


Figure III.4. Tracés de contours des champs de vitesse moyenne pour différents angles d'attaque d'obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

Plusieurs zones se distinguent dans les trois modèles étudiés et ceci en fonction de l'intensité moyenne de la vitesse (faible ou élevée). Les vitesses moyennes sont faibles juste en amont du premier obstacle pour les trois modèles étudiés. Ils sont également faibles en aval des obstacles carrés, trapézoïdaux et triangulaires. Les vitesses moyennes sont très élevées sous les obstacles supérieurs et les obstacles inférieurs pour les trois modèles étudiés.

La **Figure III.5** représente la distribution de la vitesse moyenne en fonction du nombre de Reynolds. On constate que la vitesse moyenne augmente suite à l'augmentation du nombre de Reynolds que pour les trois modèles étudiés. Si on fait la comparaison entre les modèles pour un nombre de Reynolds, on remarque que les valeurs de la vitesse moyenne pour le modèle à obstacles carrés et le modèle avec des obstacles trapézoïdaux sont presque égaux, cependant ils sont 12% plus grands pour le modèle avec des obstacles triangulaires.

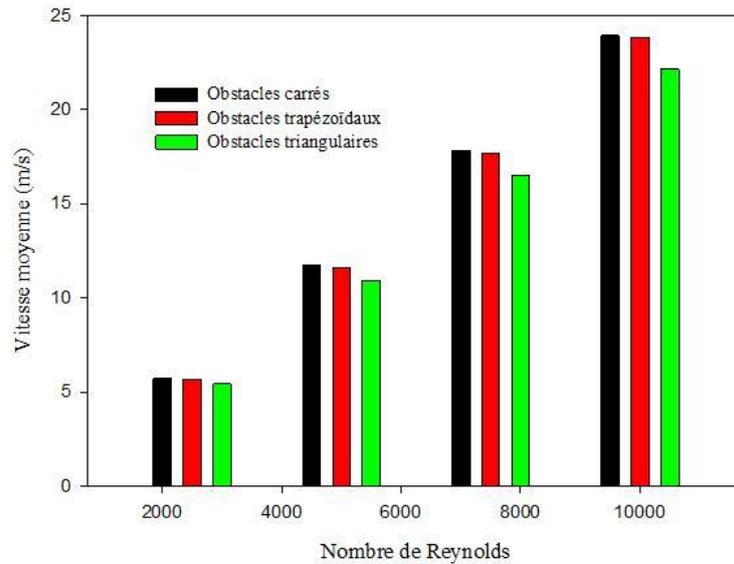


Figure III.5. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur la vitesse moyenne (max.) pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

III.1.5. Contours des champs de vitesse axiale

La **Figure III.6** représente la variation de la vitesse axiale dans les trois cas étudiés : carré, trapézoïdale et triangulaire. Il est montré que l'écoulement est effectivement accéléré on face de l'obstacle. La vitesse axiale est importante en aval d'obstacle triangulaire, car le redressement parfait de l'écoulement. Dans le cas trapézoïdal la vitesse est perturbée. Par contre, dans le cas carré la vitesse est alternatif car le tourbillon généré.

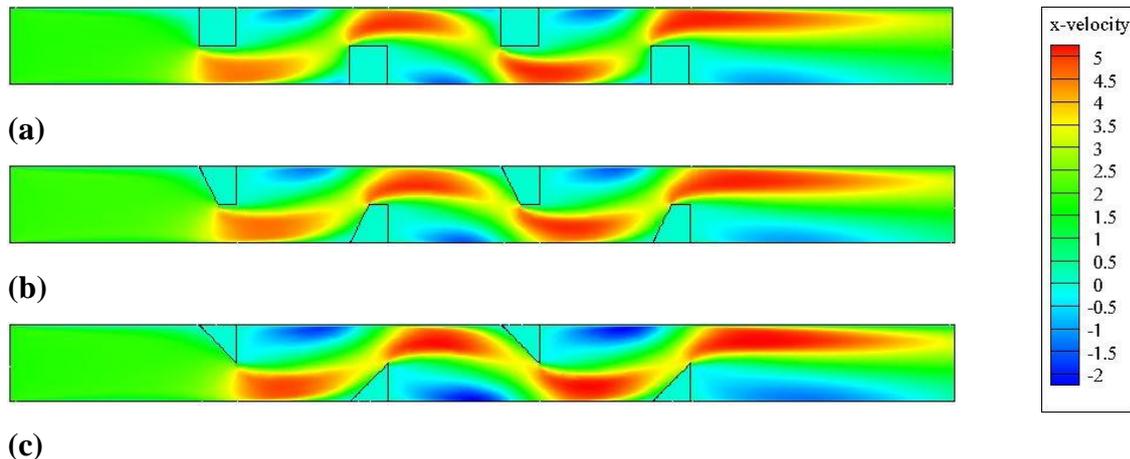


Figure III.6. Tracés de contours des champs de vitesse axiale pour différents angles d'attaque d'obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

III.1.6. Profils de la vitesse axiale

La **Figure III.7** représentent la variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal à $x = 0.07m$ pour différents valeur du nombre de Reynolds et dans tous les cas considérés. On observe que, lorsque la valeur de la hauteur du canal est comprise entre 0 et 0.015m, la vitesse

est augmentée, là où la vitesse augmente lorsque la valeur du nombre de Reynolds augmente. Si l'on compare les profils de vitesse axiale pour les trois modèles à un nombre de Reynolds, on observe que les vitesses sont quasiment similaires pour les modèles à obstacles carrés et trapézoïdaux, par contre les vitesses prennent des valeurs significatives pour le modèle à obstacles triangulaires. D'après la valeur de la hauteur 0.015, on remarque que les vitesses prennent le sens inverse de l'écoulement et les valeurs des vitesses du modèle à obstacles triangulaires sont les plus grandes par rapport aux autres modèles (Détails A).

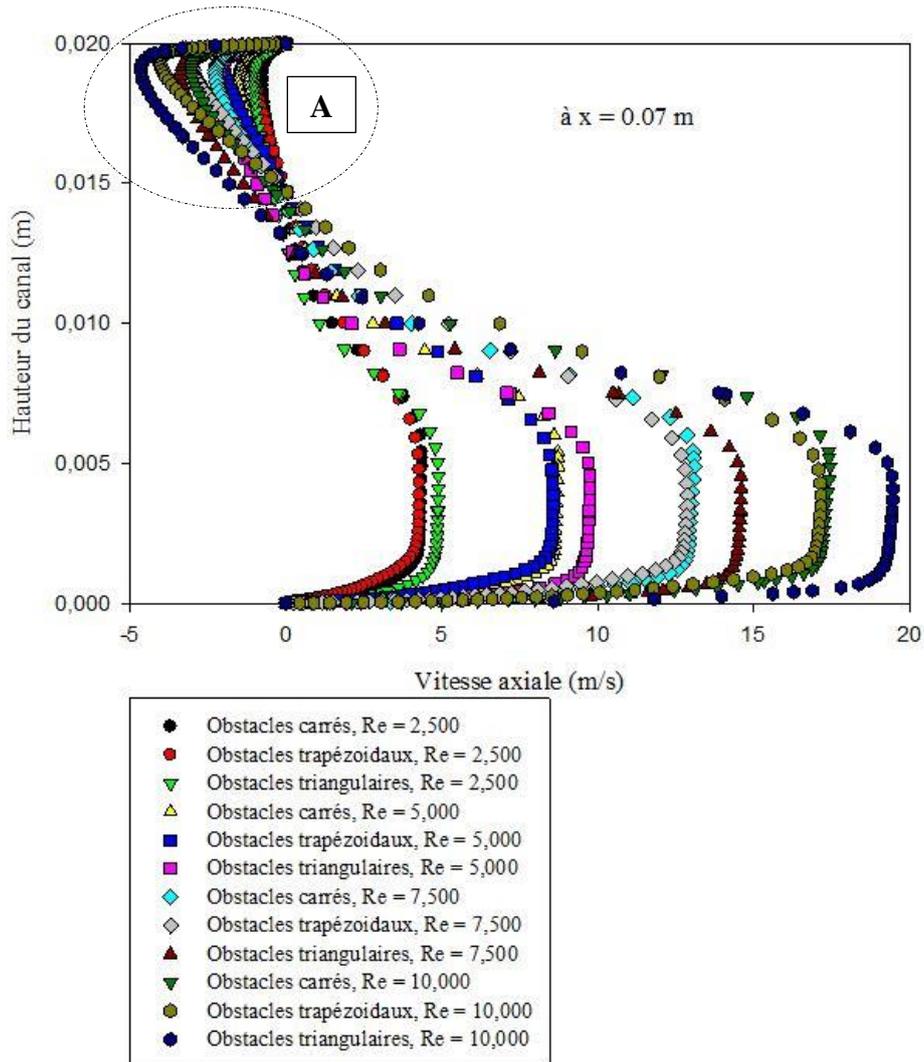


Figure III.7. Profils de la vitesse axiale (u) en aval du premier obstacle à $x = 0.07\text{m}$ pour différents angles d'attaque d'obstacles et diverses valeurs du nombre de Reynolds.

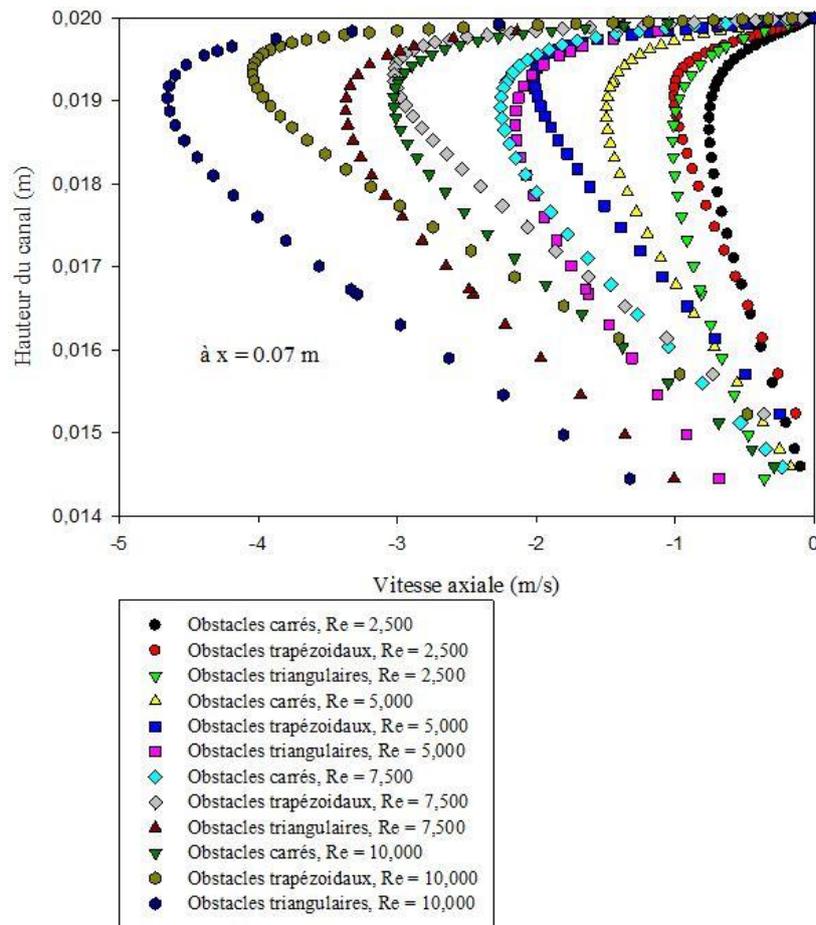


Figure III.7. Détails A.

La **Figure III.8** présente les profils des rapports u/U_{in} (vitesse axiale adimensionnelle) à la sortie du canal ($x = L$). Ces profils montrent que les rapports u/U_{in} sont similaires pour la plus petite valeur du nombre de Reynolds, $Re = 2,500$. Pour le plus grand nombre de Reynolds, $Re = 10,000$, les rapports u/U_{in} à la position (0 jusqu'à 0.01m) du modèle avec des obstacles triangulaires sont faibles par contre les rapports u/U_{in} du modèle avec des obstacles carrés sont grands. A la position (0.01 jusqu'à 0.018m) les rapports u/U_{in} du modèle à obstacles triangulaires sont élevés par contre les rapports u/U_{in} du modèle à obstacles carrés sont faibles. Le reste de la hauteur (0.018 jusqu'à 0.02 m) les rapports u/U_{in} des trois modèles sont semblables.

Et si on s'approche de la paroi, la vitesse est nulle, à cause de la viscosité du fluide. Les différentes valeurs du nombre de Reynolds nous donnent une différence de vitesse, du fait de la section constante et du débit variable.

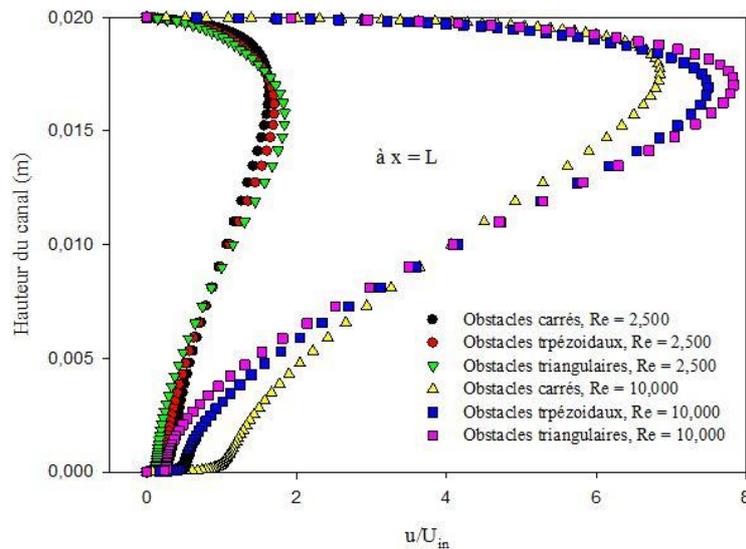


Figure III.8. Profils de la vitesse axiale adimensionnelle (u/U_{in}) à la sortie du canal ($x = L$), pour différents paramètres hydrodynamiques ($2,500 \leq Re \leq 10,000$) et géométriques ($0 \leq \theta \leq 45^\circ$).

La **Figure III.9** représente la variation de la vitesse axiale maximale en fonction du nombre de Reynolds pour les trois cas. On remarque que plus le nombre de Reynolds est élevé, plus la vitesse axiale est augmentée. Mais l'augmentation de la vitesse axiale est différente dans les trois cas. Pour les valeurs des nombres de Reynolds comprises entre 2,000 à 4,000, la valeur de la vitesse est approximativement constante à la valeur de 5 (m/s). A partir de la valeur du nombre de Reynolds 4,000, on observe qu'il y a une différence entre les vitesses dans les trois cas, où il y a une petite augmentation de la vitesse dans le cas d'obstacle triangulaire puis suivi le cas d'obstacle trapézoïdal puis suivi du carré obstacle.

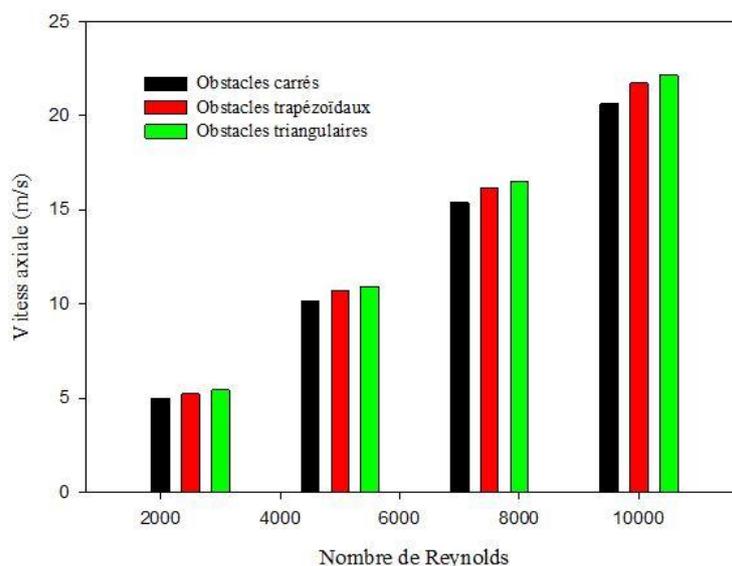


Figure III.9. Vitesses axiales maximales pour les différents cas étudiés.

III.1.7. Contours des champs de vitesse transversale

La **Figure III.10** représente la variation de la vitesse verticale (transversale) dans les trois cas : triangulaire, trapézoïdale, et carré. La vitesse transversale est homogène dans le conduit du canal sauf qu'en tête des obstacles ; La vitesse prend des valeurs positives et négatives respectivement aux extrémités gauches des obstacles supérieurs et inférieurs, ce qui implique pour les trois modèles étudiés.

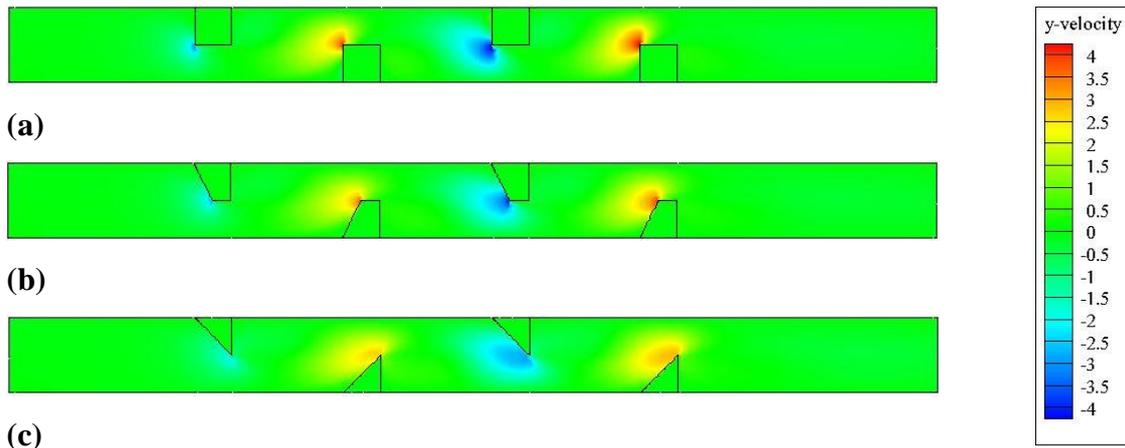


Figure III.10. Tracés de contours des champs de vitesse transversale pour différents angles d'attaque d'obstacles : **(a)** $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; **(b)** $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et **(c)** $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

La vitesse est importante en amont d'obstacle carré du fait de la réduction brutale de la section de conduite. Dans le cas trapézoïdal d'obstacle, la vitesse est moins vite en raison du redressement de l'écoulement. Dans le cas triangulaire d'obstacle, la vitesse est faible, car la section du canal converge uniformément.

La **Figure III.11** montre la variation de la vitesse transversale maximale en fonction du nombre de Reynolds pour différentes formes d'obstacle. La vitesse augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La forme carrée est la plus forte vitesse en raison de la déformation brutale de la section du tuyau, ce qui donne une translation verticale des particules fluides. La forme trapézoïdale à une vitesse moins que l'obstacle carré, car la faible convergence d'écoulement. La forme triangulaire à une faible vitesse par rapport aux autres formes d'obstacles, de sorte que la composante verticale de la vitesse est de moitié.

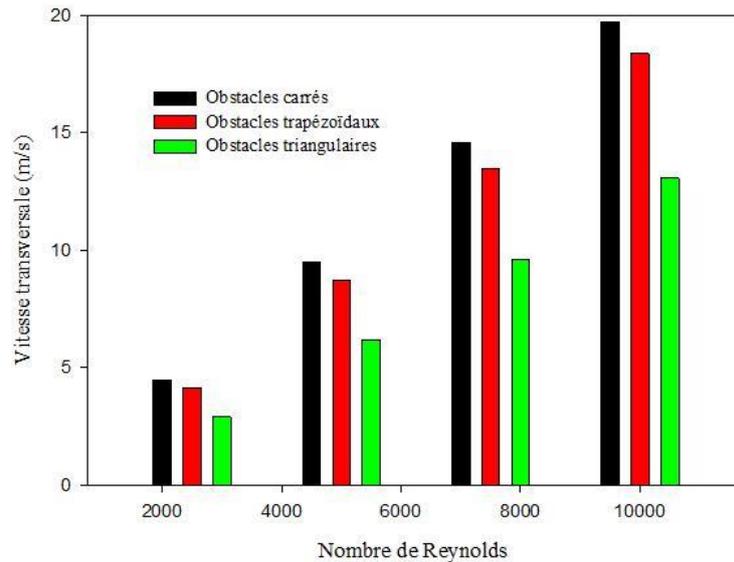


Figure III.11. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur la composante verticale (max.) de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

III.1.8. Contours des champs de température

La **Figure III.12** montre le champ de température, l'air proche de l'absorbeur s'échauffe rapidement par convection forcée, ce dernier chauffe à son tour l'air secondaire en partie basse du canal en aval des obstacles supérieurs en zone (A) ; la température est élevée cela implique pour les trois modèles étudiés.

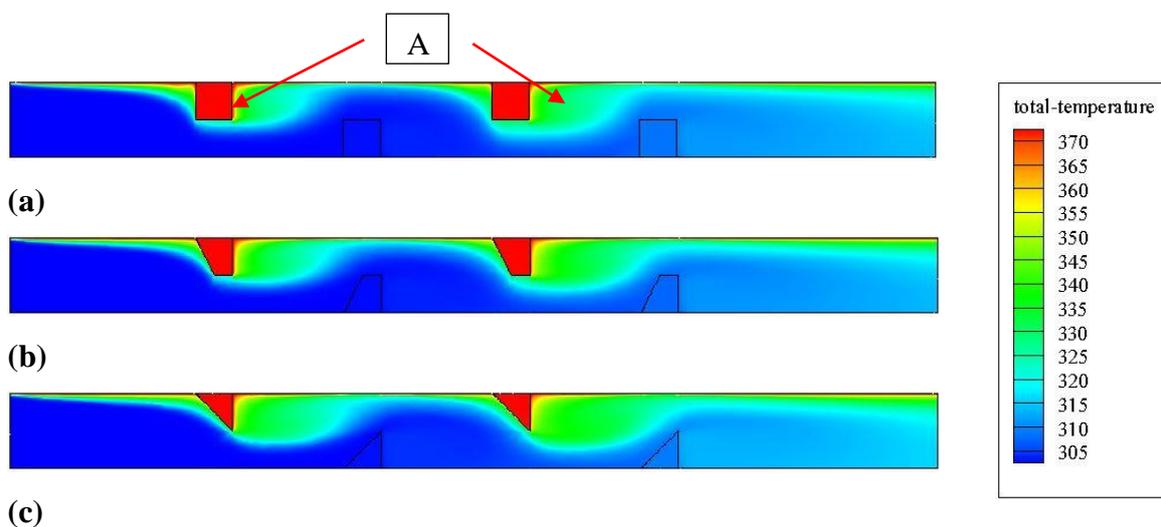


Figure III.12. Tracés de contours des champs de température pour différents angles d'attaque d'obstacles : (a) $\theta = 0^\circ$: obstacle carré ; (b) $0 < \theta < 45^\circ$: obstacle trapézoïdal ; et (c) $\theta = 45^\circ$: obstacle triangulaire, $Re = 2,500$.

On observe que dans le cas de l'obstacle carré, le contact entre l'air froid et l'obstacle est faible, du fait de la mauvaise recirculation d'écoulement.

Dans le cas trapézoïdal, on observe qu'il y a une bonne turbulence, à cause de la déviation de l'écoulement par l'obstacle.

Dans le cas triangulaire, le contact entre l'air froid et l'obstacle est important en aval de l'obstacle ce qui nous donne un bon refroidissement.

III.1.9. Profils de la température du fluide

La **Figure III.13** représente l'évolution de la température à la sortie du canal pour les différentes valeurs du nombre de Reynolds et pour différentes formes d'obstacles. Le profil de température du fluide augmente de façon exponentielle avec l'augmentation de la hauteur de la conduite, mais à une courbure différente pour chaque valeur du nombre de Reynolds.

L'obstacle triangulaire est le plus grand transfert de chaleur, car le grand flux de chaleur qui chauffe l'aire. L'obstacle trapézoïdal à un flux de chaleur moyen est dû à la valeur de la température au centre de deux configurations (entre le carré et le triangulaire). L'obstacle carré est le plus faible transfert de chaleur (faible refroidissement), car la température d'air de refroidissement est froide.

On peut conclure que les valeurs de température à la sortie du canal modèle avec des obstructions triangulaires sont très importantes par rapport aux autres modèles. Si on augmente le nombre de Reynolds à 10,000, alors les valeurs de température des trois modèles sont similaires.

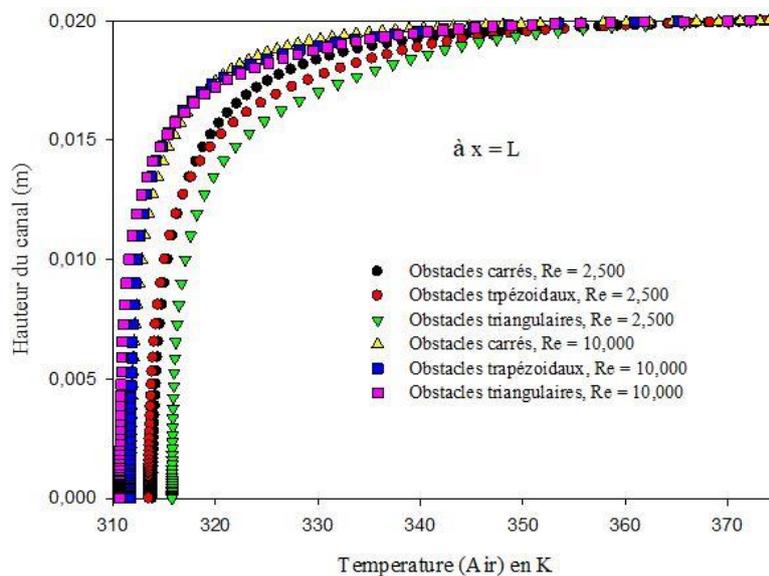


Figure III.13. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil de la température du fluide, à la sortie du canal, pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

III.1.10. Nombre de Nusselt local normalisé

La **Figure III.14** présente l'évolution du rapport numérique adimensionnel de Nusselt (Nu_x/Nu_0) suivant la longueur du canal, pour trois formes différentes d'obstacle, i.e. carrée, trapézoïdale, et triangulaire. Le nombre de Nusselt varie de manière sinusoïdale entre les obstacles en fonction de la longueur du canal. La figure montre que le nombre de Nusselt a une valeur

importante dans le cas de l'obstacle triangulaire, car l'agitation de l'écoulement nous donne un transfert de chaleur plus convectif. Pour le cas trapézoïdale, le transfert de chaleur est mieux, car le flux de chaleur est mixte (une partie solide et une partie fluide). Dans le cas carré, le nombre de Nusselt est faible, car le transfert de chaleur est plus dans le solide donc la conduction est importante.

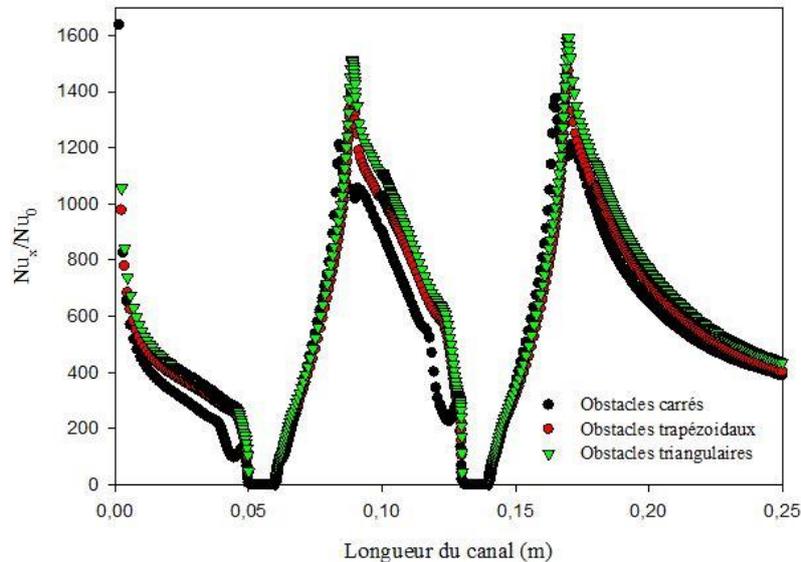


Figure III.14. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du nombre de Nusselt local normalisé (Nu_x/Nu_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), avec $Re = 2,500$.

Le nombre de Nusselt local normalisé tiré des valeurs significatives dans le modèle avec des obstacles triangulaires ; la valeur du rapport Nu_x/Nu_0 atteint jusqu'à 1600 à la position 0,17m. Ceci explique que le transfert de chaleur pour le modèle à obstacles triangulaires est meilleur par rapport aux autres modèles étudiés.

III.1.11. Nombre de Nusselt moyen normalisé

La **Figure III.15** représente la variation du nombre de Nusselt moyen normalisé ((Nu/Nu_0)) en fonction du nombre de Reynolds pour les différentes formes d'obstacles. On observe que, la valeur moyenne de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds (la convection est importante pour une grande valeur de Reynolds, et la conduction est quasi nulle pour les vitesses élevées). La figure montre que le nombre de Nusselt a une valeur significative dans le cas de l'obstacle triangulaire, car la grande vitesse axiale donne une convection force plus forte que les autres cas en augmentant les régions de recirculation du fluide. Pour le cas trapézoïdal, le nombre de Nusselt est réduit, car l'obstruction de l'écoulement par la forme l'obstacle. Dans le cas

carré, le nombre de Nusselt est faible, car le blocage de la vitesse d'écoulement est dû à la forme de l'obstacle.

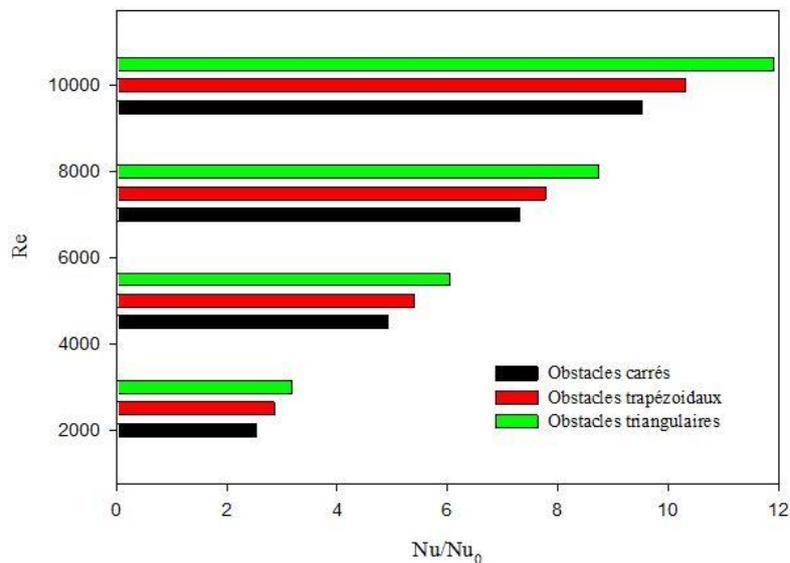


Figure III.15. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du nombre de Nusselt moyen normalisé (Nu/Nu_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

III.1.12. Coefficient de friction local normalisé

La **Figure III.16** représente la variation locale du rapport adimensionnel (C_f/f_0) de friction (coefficient de frottement) sur toute la longueur chaude du canal. Le coefficient de frottement n'augmente qu'au niveau des obstacles et inexistant dans le reste. La figure montre que le coefficient de frottement a une valeur élevée dans le cas de l'obstacle carré, la valeur de C_f/f_0 atteint jusqu'à 4800 à la position 0.19m. Pour le cas trapézoïdal, le coefficient de frottement a une valeur moyenne, à cause du redressement de l'écoulement. Dans le cas triangulaire, le coefficient de frottement est faible, car l'écoulement d'air est uniforme.

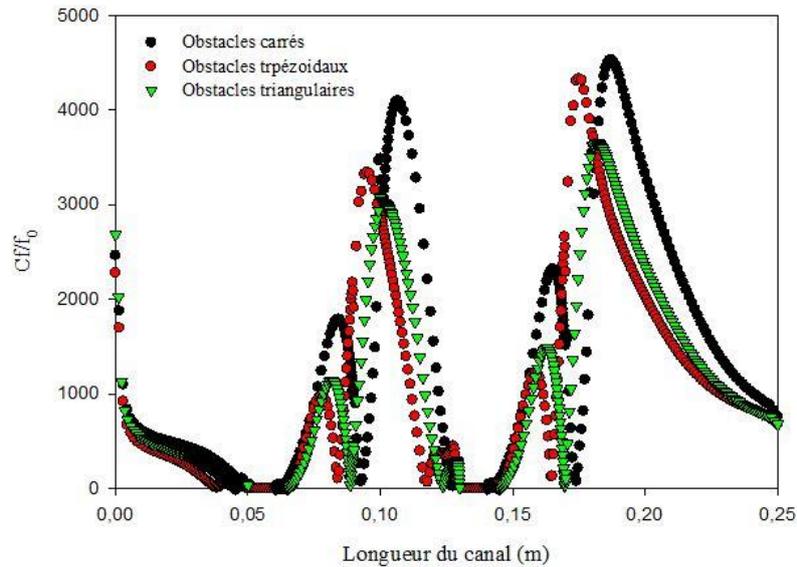


Figure III.16. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du coefficient de frottement local normalisé (C_f/f_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), avec $Re = 2,500$.

Ceci explique que la forme des obstacles joue un rôle important sur la propriété physique de l'écoulement du fluide, l'augmentation du transfert de chaleur suite à la diminution du coefficient de frottement local.

III.1.13. Coefficient de friction moyen normalisé

La **Figure III.17** illustre l'évolution du rapport de friction (f/f_0) en fonction des différentes valeurs du nombre de Reynolds (Re), pour différents modèles d'obstacle. On observe que le coefficient de frottement moyen augmente suite à l'augmentation du nombre de Reynolds pour les trois modèles étudiés.

Si on fait la comparaison entre les modèles pour un nombre de Reynolds, on remarque que les valeurs du coefficient de frottement moyen pour le modèle à obstacles carrés sont très importantes, car la grande turbulence qui crée, par contre les valeurs du coefficient de frottement moyen du modèle avec des obstacles triangulaires sont faibles à cause de la recirculation d'air.

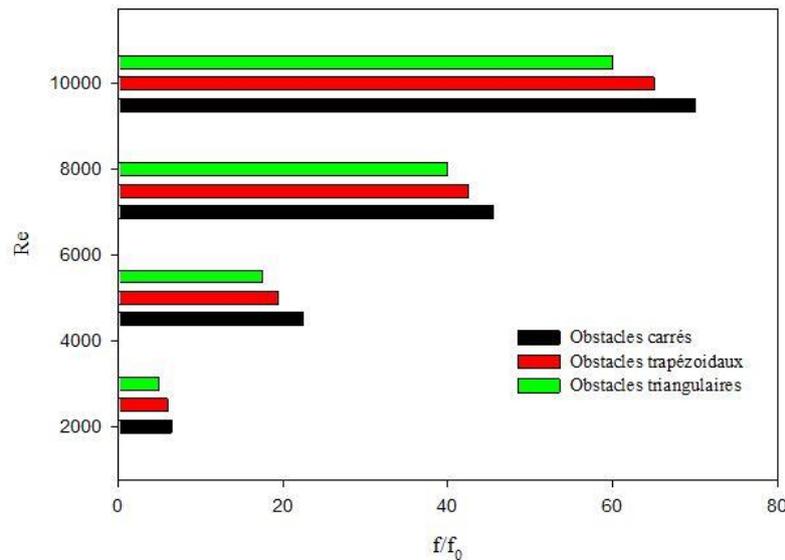


Figure III.17. Effet de l'inclinaison de l'arête amont de l'obstacle sur le profil du coefficient de friction moyen normalisé (f/f_0) le long de la paroi chaude du canal (supérieure), pour diverses valeurs du nombre de Reynolds.

III.2. Effet de la rugosité combiné à l'effet de l'inclinaison de l'arête amont d'un obstacle

III.2.1. Introduction

Dans la deuxième partie, nous avons réalisé une étude comparative entre quatre modèles du canal avec des obstacles triangulaires et des rugosités différentes. Les rugosités étudiées, i.e. carrée, triangulaire de type 1, triangulaire de type 2 et triangulaires de type 3, sont implantées sur la partie supérieure chaude du canal (absorbeur), en aval de la 2^{ième} chicane, pour améliorer le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

III. 2.2. Tracés des champs de vitesse moyenne

La **Figure III.18** représente la distribution de la vitesse moyenne en fonction de la forme de la rugosité (rugosité carrée et rugosité triangulaire) en présence d'obstacles triangulaires. Dans le cas d'une rugosité carrée, la vitesse moyenne est négligeable en raison de la déformation non profilée de la surface d'entraînement. Dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 1), la vitesse moyenne est faible au début de la rugosité, car le suivi de profile en aval de la rugosité. Dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 2), la vitesse moyenne est relativement élevée, car la discontinuité de profilage d'écoulement avec la rugosité. Dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 3), la vitesse moyenne a une grande valeur.

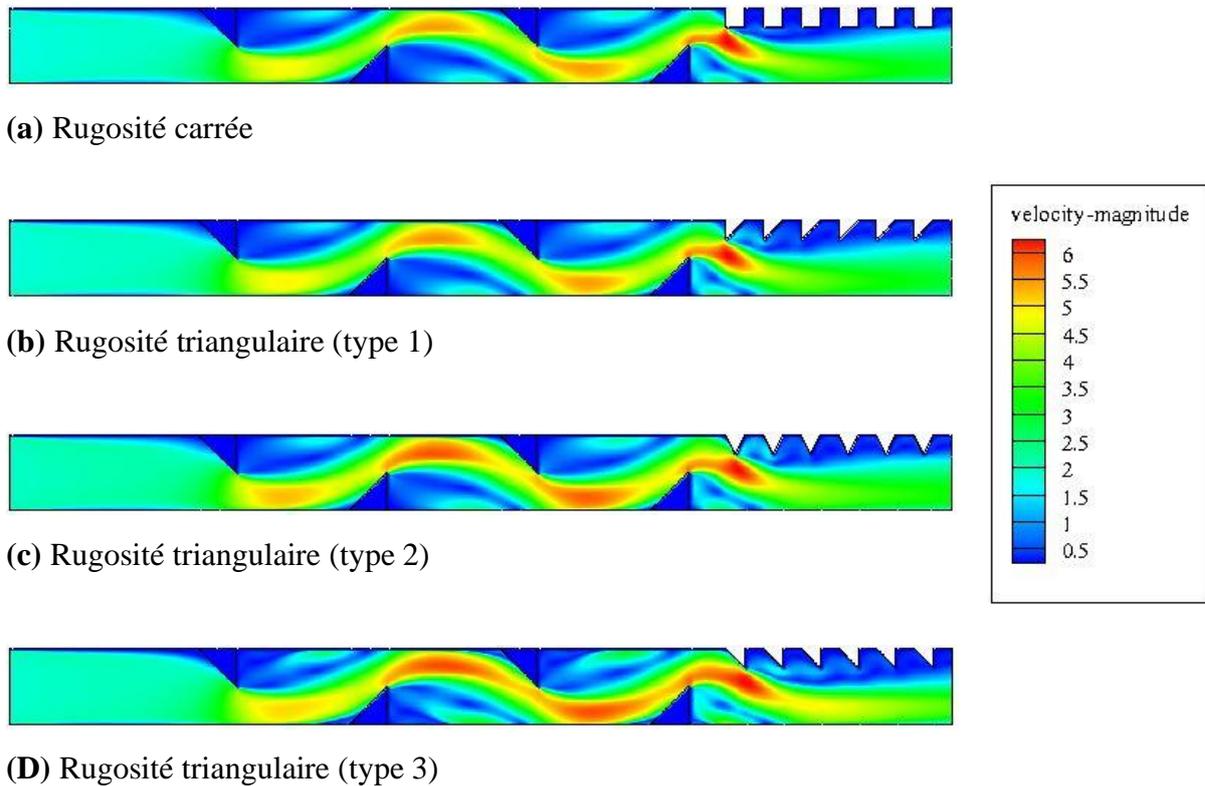


Figure III.18. Tracés de contours des champs de vitesse moyenne dans diverses rugosités, $Re = 2,500$.

III.2.3. Tracés des champs de température

La **Figure III.19** montre la répartition de la température dans toute la région étudiée pour les quatre modèles proposés pour la rugosité et en présence d'ailettes et de chicanes triangulaires. La température est très élevée dans les zones proches des obstacles et de l'absorbeur ainsi que les aspérités de la rugosité. L'ajout de rugosité donne une amélioration à la sortie du canal.

Dans le cas d'une rugosité carrée, le champ de température du fluide a une faible efficacité de refroidissement, du fait de la mauvaise recirculation de l'air au centre de la rugosité. Dans le cas de la rugosité triangulaire (type 1), le canal a un bon refroidissement, du fait de l'insertion de l'écoulement d'air dans la rugosité. Dans le cas de la rugosité triangulaire (type 2), le champ de température a une bonne agitation avec l'air, car la bonne courbure de la rugosité. Dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 3), le champ de température a un refroidissement parfait, car le meilleur redressement du flux de chaleur par cette rugosité.

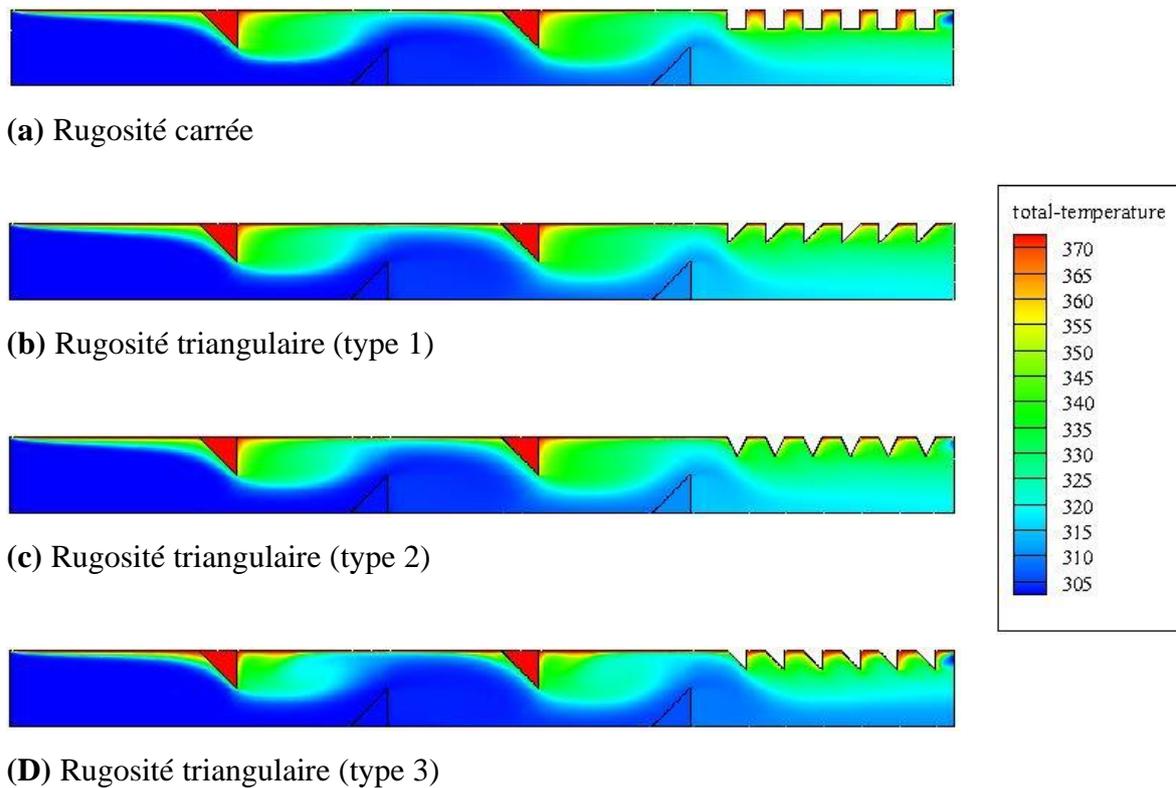


Figure III.19. Tracés de contours des champs de température dans diverses rugosités, $Re = 2,500$.

III.2.4. Nombre de Nusselt moyen normalisé

La **Figure III.20** donne les variations des valeurs de Nu/Nu_0 en fonction du nombre de Reynolds pour les différents cas de rugosité examinés pour le conduit d'air à ailettes triangulaires. Pour tous les cas de la rugosité, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds ; grande vitesse donne grande convection.

La figure montre que le nombre de Nusselt moyen a une valeur élevée dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 3), en raison du bon guidage de l'écoulement. Pour le cas de rugosité triangulaire (type 2), le nombre de Nusselt est réduit, du fait du décollement uniforme de l'écoulement. Dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 1), le nombre de Nusselt est faible, car la rugosité de la surface d'attaque est droite. Dans le cas d'une rugosité carrée, le nombre de Nusselt est négligeable, en raison d'une mauvaise recirculation du fluide. En l'absence de rugosité, une diminution très sensible des valeurs de Nusselt, car la surface d'échange est faible.

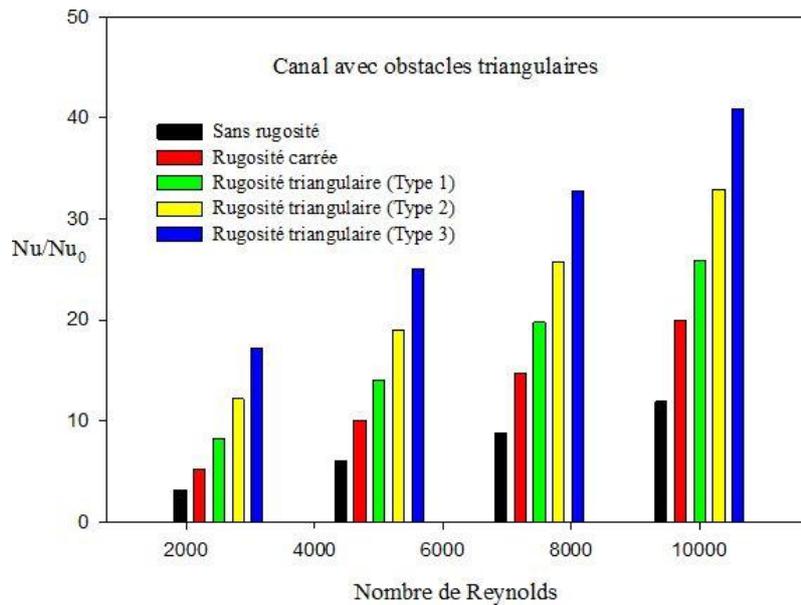


Figure III.20. Nombre Nusselt moyen normalisé (Nu/Nu_0) en fonction du nombre de Reynolds dans diverses rugosités.

III.2.5. Coefficient de friction moyen normalisé

La **Figure III.21** présente l'évolution du rapport (f/f_0) moyen en fonction du nombre de Reynolds qui varie entre 2,500 et 10,000, pour quatre formes de rugosité différentes, i.e. carrée et triangulaires (types : 1, 2, et 3). Le coefficient de friction moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La figure montre que le coefficient de frottement moyen a une valeur importante dans le cas d'une rugosité carrée, car il y a une grande surface de contact. Pour le cas de la rugosité triangulaire (type 1), le coefficient de frottement est réduit, car la rugosité est perpendiculaire à la direction de l'écoulement. Dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 2), le coefficient de frottement est plus faible, du fait de la faible perturbation de l'écoulement. Dans le cas d'une rugosité triangulaire (type 3), le coefficient de frottement est abaissé, car la résistance à l'écoulement est faible. Dans le cas sans rugosité, le coefficient de frottement est faible, car il n'y a pas de rugosité qui gêne le passage de l'écoulement.

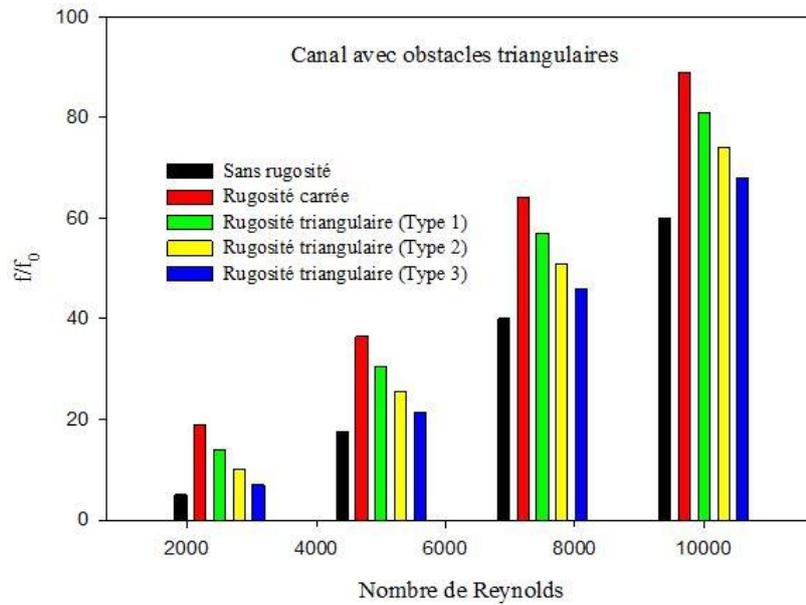


Figure III.21. Coefficient de frottement moyen normalisé (f/f_0) en fonction du nombre de Reynolds dans diverses rugosités.

III.3. Conclusion

L'obstacle triangulaire donne de grandes valeurs en termes de transfert de chaleur avec une forte diminution en termes de frottement. L'effet de la rugosité ne concerne que le canal de cas optimal avec des obstacles triangulaires. Le cas de la rugosité trigonométrique (type 3) est le cas optimal en termes d'amélioration du transfert de chaleur. De plus, il montre une diminution significative en termes de valeurs de frottement.

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail nous avons présenté une étude numérique la convection force dans un canal avec obstacle. L'objet principale de cette étude est de donner une meilleure compréhension de ce phénomène couplée en reflétant avec plus de précision les différentes techniques de refroidissement et de se rapprocher le mieux des conditions réelles d'utilisation.

Cette étude est basée sur les lois de conservation de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la masse, les équations sont données ci-dessous dans le cas de l'écoulement bidimensionnel d'un fluide newtonien incompressible, en fonction des variables primitives présenté au chapitre II.

Au cours de notre étude, on s'est servi du code de calcul fluent ainsi que son générateur de maillage gambit à plusieurs reprises ce qui nous a permis davantage de nous familiariser à la simulation numérique. La complexité de la configuration géométrique a été maîtrisée par gambit la forme qui nous destinée est relativement compliqué à réaliser et à mailler ce qui exige de nous un travail qualité et surtout de précision. L'importance de l'investigation numérique est d'éclairer les phénomènes physiques décrits par la théorie sans passer par l'expérience ce qui est moins coûteux.

Enfin notre présent mémoire se limite à l'étude de refroidissement d'un échangeur de chaleur. On considère que les résultats obtenus sont satisfaisants mais ils ne traduisent pas nécessairement un taux d'estimation de 100%, au contraire, des améliorations peuvent être introduites.

REFERENCES

- [1] Mohammed Hussein, H. A., Zulkifli, R., Mahmood, W. M. F. B. W., & Ajeel, R. K. (2022). Structure parameters and designs and their impact on performance of different heat exchangers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 154, 111842.
- [2] Zohuri, B. (2017). Compact heat exchangers. Springer.
- [3] Lotfi, B., & Sundén, B. (2020). Development of new finned tube heat exchanger: Innovative tube-bank design and thermohydraulic performance. *Heat Transfer Engineering*, 41(14), 1209-1231.
- [4] Li, K., Wen, J., Liu, Y., Liu, H., Wang, S., & Tu, J. (2020). Application of entransy theory on structure optimization of serrated fin in plate-fin heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 173, 114809.
- [5] Deng, S., Nie, C., Jiang, H., & Ye, W. B. (2019). Evaluation and optimization of thermal performance for a finned double tube latent heat thermal energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130, 532-544.
- [6] Zhang, C., Tang, Z., Zhang, Z., Shi, J., Chen, J., & Zhang, M. (2018). Impact of airside fouling on microchannel heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 128, 42-50.
- [7] Tuncer, A. D., Sözen, A., Khanlari, A., Gürbüz, E. Y., & Variyenli, H. İ. (2021). Analysis of thermal performance of an improved shell and helically coiled heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 184, 116272.
- [8] Dalkılıç, A. S., Mercan, H., Özçelik, G., & Wongwises, S. (2021). Optimization of the finned double-pipe heat exchanger using nanofluids as working fluids. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 143(2), 859-878.
- [9] Logesh, K., Arunraj, R., Govindan, S., Thangaraj, M., & Yuvashree, G. K. (2020). Numerical investigation on possibility of heat transfer enhancement using reduced weight fin configuration. *International Journal of Ambient Energy*, 41(2), 142-145.
- [10] Alnak, D. E. (2020). Thermohydraulic performance study of different square baffle angles in cross-corrugated channel. *Journal of Energy Storage*, 28, 101295.
- [11] Gao, G., Wang, F., & Cui, Y. (2020). Structural parameters study on stainless-steel flat-tube heat exchangers with corrugated fins. *Thermal Science*, 24(5 Part A), 2743-2756.
- [12] Sarangi, S. K., Mishra, D. P., Ramachandran, H., Anand, N., Masih, V., & Brar, L. S. (2021). Analysis and optimization of the curved trapezoidal winglet geometry in a compact heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116088.
- [13] Liu, L., Zeng, T., Huang, H., Kubota, M., Kobayashi, N., He, Z., ... & Yan, K. (2020). Numerical modelling and parametric study of an air-cooled desiccant coated cross-flow heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 169, 114901.

- [14] Uddin, M. J., Rasel, S. K., Rahman, M. M., & Vajravelu, K. (2020). Natural convective heat transfer in a nanofluid-filled square vessel having a wavy upper surface in the presence of a magnetic field. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19, 100660.
- [15] Roul, P., & Madduri, H. (2019). A new approximate method and its convergence for a strongly nonlinear problem governing electrohydrodynamic flow of a fluid in a circular cylindrical conduit. *Applied Mathematics and Computation*, 341, 335-347.
- [16] Li, G., Zheng, Y., Guo, W., Zhu, D., & Tang, Y. (2020). Message combustor-powered thermoelectric generator: Experimental optimization and evaluation metrics. *Applied Energy*, 272, 115234.
- [17] Aravindkumar, N., Vignesh, S., Kumaran, P., Kumar, C. N., Kumar, K. N., & Navin, B. (2021). Computational and numerical analysis of radiator with different tube structures and nano fluid as coolant. *Materials Today: Proceedings*, 45, 1481-1486.
- [18] K. Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook, CRC Press, 2013
- [19] Li, Q., Flamant, G., Yuan, X., Neveu, P., & Luo, L. (2011). Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4855-4875.
- [20] Frass, F., Hofmann, R., & Ponweiser, K. (2007). *Principles of finned-tube heat exchanger design for enhanced heat transfer*. Inst. f. Thermodynamics and Energy Conversion, Vienna University of Technology.
- [21] Awais, M., & Bhuiyan, A. A. (2018). Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design : A state-of-the-art review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 359-380.
- [22] Acuña, J. (2010). *Improvements of U-pipe borehole heat exchangers* (Doctoral dissertation, KTH).
- [23] Sundén, B., & Manglik, R. M. (2007). *Plate heat exchangers : design, applications and performance* (Vol. 11). Wit Press.
- [24] Hesselgreaves, J. E., Law, R., & Reay, D. (2016). *Compact heat exchangers: selection, design and operation*. Butterworth-Heinemann.
- [25] Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., & Cho, Y. I. (1998). *Handbook of heat transfer* (Vol. 3). New York: McGraw-Hill.
- [26] Serth, R. W., & Lestina, T. (2014). *Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb*. Academic press.
- [27] Deshmukh, P. W., Prabhu, S. V., & Vedula, R. P. (2016). Heat transfer enhancement for laminar flow in tubes using curved delta wing vortex generator inserts. *Applied Thermal Engineering*, 106, 1415-1426.

- [28] Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Chamoli, S., Gupta, A., & Gawande, V. B. (2019). Recent advancement in heat transfer and fluid flow characteristics in cross flow heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *113*, 109220.
- [29] Webb, R. L., & Eckert, E. R. G. (1972). Application of rough surfaces to heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *15*(9), 1647-1658.
- [30] Gowda, Y. K., Narayana, P. A., & Seetharamu, K. N. (1998). Finite element analysis of mixed convection over in-line tube bundles. *International journal of heat and mass transfer*, *41*(11), 1613-1619.
- [31] Kays, W. M., & London, A. L. (1984). Compact heat exchangers.
- [32] Ghogare, R. M., Gore, V. G., & Shaikh, A. S. (2018). A review of passive technique used for heat transfer enhancement in heat exchanger. *International Research Journal of Engineering and Technology*, *5*, 571-576.
- [33] Thapa, S., Samir, S., Kumar, K., & Singh, S. (2021). A review study on the active methods of heat transfer enhancement in heat exchangers using electroactive and magnetic materials. *Materials Today : Proceedings*, *45*, 4942-4947.
- [34] Elshafei, E. A., Mohamed, M. S., Mansour, H., & Sakr, M. (2008). Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, *29*(4), 1029-1038.
- [35] Liu, S., & Sakr, M. (2013). A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and sustainable energy reviews*, *19*, 64-81.
- [36] Akhmat, G., Zaman, K., Shukui, T., Sajjad, F., Khan, M. A., & Khan, M. Z. (2014). The challenges of reducing greenhouse gas emissions and air pollution through energy sources: evidence from a panel of developed countries. *Environmental Science and Pollution Research*, *21*(12), 7425-7435.
- [37] Vengadesan, E., & Senthil, R. (2020). A review on recent developments in thermal performance enhancement methods of flat plate solar air collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *134*, 110315.
- [38] Xiong, Q., Altnji, S., Tayebi, T., Izadi, M., Hajjar, A., Sundén, B., & Li, L. K. (2021). A comprehensive review on the application of hybrid nanofluids in solar energy collectors. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *47*, 101341.
- [39] Ahmadi, A., Ehyaei, M. A., Doustgani, A., Assad, M. E. H., Hmida, A., Jamali, D. H., ... & Razmjoo, A. (2021). Recent residential applications of low-temperature solar collector. *Journal of Cleaner Production*, *279*, 123549.
- [40] Alawi, O. A., Kamar, H. M., Mallah, A. R., Mohammed, H. A., Kazi, S. N., Sidik, N. A. C., & Najafi, G. (2021). Nanofluids for flat plate solar collectors : Fundamentals and applications. *Journal of Cleaner Production*, *291*, 125725.

- [41] Gorjian, S., Ebadi, H., Calise, F., Shukla, A., & Ingraio, C. (2020). A review on recent advancements in performance enhancement techniques for low-temperature solar collectors. *Energy Conversion and Management*, 222, 113246.
- [42] Goswami, D. Y. (Ed.). *Advances in Solar Energy: An Annual Review of Research and Development in Renewable Energy Technologies*. Earthscan, 2007.
- [43] Soltan, H. (1992). Testing the thermal performance of uncovered solar collectors. *Solar Energy*, 49(4), 263-272.
- [44] Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, 30(3), 231-295.
- [45] Tang, R., Cheng, Y., Wu, M., Li, Z., & Yu, Y. (2010). Experimental and modeling studies on thermosiphon domestic solar water heaters with flat-plate collectors at clear nights. *Energy Conversion and Management*, 51(12), 2548-2556.
- [46] Hawwash, A. A., Rahman, A. K. A., Nada, S. A., & Ookawara, S. (2018). Numerical investigation and experimental verification of performance enhancement of flat plate solar collector using nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 130, 363-374.
- [47] Vengadesan, E., & Senthil, R. (2020). A review on recent development of thermal performance enhancement methods of flat plate solar water heater. *Solar Energy*, 206, 935-961.
- [48] Sint, N. K. C., Choudhury, I. A., Masjuki, H. H., & Aoyama, H. (2017). Theoretical analysis to determine the efficiency of a CuO-water nanofluid based-flat plate solar collector for domestic solar water heating system in Myanmar. *Solar Energy*, 155, 608-619.
- [49] Sheikholeslami, M., Farshad, S. A., Ebrahimpour, Z., & Said, Z. (2021). Recent progress on flat plate solar collectors and photovoltaic systems in the presence of nanofluid : a review. *Journal of Cleaner Production*, 293, 126119.
- [50] Eisenmann, W., Vajen, K., & Ackermann, H. (2004). On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors. *Solar Energy*, 76(4), 381-387.
- [51] Kalogirou, S. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76(4), 337-361.
- [52] Bhatt, M. K., Gaderia, S. N., & Channiwal, S. A. (2011). Experimental investigations on top loss coefficients of solar flat plate collector at different tilt angle. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 79, 432-436.
- [53] Menni, Y., Azzi, A., & Chamkha, A. (2019). Enhancement of convective heat transfer in smooth air channels with wall-mounted obstacles in the flow path. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 135(4), 1951-1976.
- [54] Menni, Y., Chamkha, A. J., & Azzi, A. (2019). Nanofluid flow in complex geometries - a review. *Journal of Nanofluids*, 8(5), 893-916.

- [55] Menni, Y., Chamkha, A. J., & Azzi, A. (2018). Nanofluid transport in porous media : a review. *Special Topics & Reviews in Porous Media*, 9(4), 1-16.
- [56] Menni, Y., Chamkha, A. J., & Ameer, H. (2020). Advances of nanofluids in heat exchangers - A review. *Heat Transfer*, 49(8), 4321-4349.
- [57] Chamoli, S., Thakur, N. S., & Saini, J. S. (2012). A review of turbulence promoters used in solar thermal systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(5), 3154-3175.
- [58] Kumar, A., & Kim, M. H. (2015). Convective heat transfer enhancement in solar air channels. *Applied Thermal Engineering*, 89, 239-261.
- [59] Liu, J., Gao, J., Gao, T., & Shi, X. (2013). Heat transfer characteristics in steam-cooled rectangular channels with two opposite rib-roughened walls. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 104-111.
- [60] Ali, M., Zeitoun, O., & Nuhait, A. (2011). Forced convection heat transfer over horizontal triangular cylinder in cross flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(1), 106-114.
- [61] Kumar, A., Bhagoria, J. L., & Sarviya, R. M. (2009). Heat transfer and friction correlations for artificially roughened solar air heater duct with discrete W-shaped ribs. *Energy Conversion and management*, 50(8), 2106-2117.
- [62] Karwa, R., Maheshwari, B. K., & Karwa, N. (2005). Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(1-2), 275-284.
- [63] Kabeel, A. E., Hamed, M. H., Omara, Z. M., & Kandeal, A. W. (2018). Influence of fin height on the performance of a glazed and bladed entrance single-pass solar air heater. *Solar Energy*, 162, 410-419.
- [64] Cao, X., Du, T., Liu, Z., Zhai, H., & Duan, Z. (2019). Experimental and numerical investigation on heat transfer and fluid flow performance of sextant helical baffle heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 142, 118437.
- [65] Saedodin, S. A. H. Z. S., Zamzamian, S. A. H., Nimvari, M. E., Wongwises, S., & Jouybari, H. J. (2017). Performance evaluation of a flat-plate solar collector filled with porous metal foam: Experimental and numerical analysis. *Energy Conversion and Management*, 153, 278-287.
- [66] Abchouyeh, M. A., Fard, O. S., Mohebbi, R., & Sheremet, M. A. (2019). Enhancement of heat transfer of nanofluids in the presence of sinusoidal side obstacles between two parallel plates through the lattice Boltzmann method. *International Journal of Mechanical Sciences*, 156, 159-169.
- [67] Chompookham, T., Thianpong, C., Kwankaomeng, S., & Promvongse, P. (2010). Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(2), 163-169.

- [68] Dutta, P., & Hossain, A. (2005). Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(2), 223-232.
- [69] Kalaiarasi, G., Velraj, R., & Swami, M. V. (2016). Experimental energy and exergy analysis of a flat plate solar air heater with a new design of integrated sensible heat storage. *Energy*, 111, 609-619.
- [70] Peng, D., Zhang, X., Dong, H., & Lv, K. (2010). Performance study of a novel solar air collector. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2594-2601.
- [71] Selimefendigil, F., Oztop, H. F., Sheremet, M. A., & Abu-Hamdeh, N. (2019). Forced convection of Fe₃O₄-water nanofluid in a bifurcating channel under the effect of variable magnetic field. *Energies*, 12(4), 666.
- [72] Kamali, R., & Binesh, A. R. (2008). The importance of rib shape effects on the local heat transfer and flow friction characteristics of square ducts with ribbed internal surfaces. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(8), 1032-1040.
- [73] Siddiqui, M. K. (2007). Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(2), 318-328.
- [74] Wang, F., Zhang, J., & Wang, S. (2012). Investigation on flow and heat transfer characteristics in rectangular channel with drop-shaped pin fins. *Propulsion and power research*, 1(1), 64-70.
- [75] Eiamsa-ard, S., & Promvonge, P. (2008). Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(7), 844-852.
- [76] Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O., & Altuntop, N. (2008). Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall. *Applied energy*, 85(10), 988-1001.
- [77] Promvonge, P., Changcharoen, W., Kwankaomeng, S., & Thianpong, C. (2011). Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(10), 1392-1399.
- [78] Sripattanapipat, S., & Promvonge, P. (2009). Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(1), 32-38.
- [79] Pirouz, M. M., Farhadi, M., Sedighi, K., Nemati, H., & Fattahi, E. (2011). Lattice Boltzmann simulation of conjugate heat transfer in a rectangular channel with wall-mounted obstacles. *Scientia Iranica*, 18(2), 213-221.
- [80] Mohammadi, K., & Sabzpooshani, M. (2013). Comprehensive performance evaluation and parametric studies of single pass solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate. *Energy*, 57, 741-750.

- [81] Skullong, S., Thianpong, C., Jayranaiwachira, N., & Promvonge, P. (2016). Experimental and numerical heat transfer investigation in turbulent square-duct flow through oblique horseshoe baffles. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 99, 58-71.
- [82] Priyam, A., & Chand, P. (2016). Thermal and thermohydraulic performance of wavy finned absorber solar air heater. *Solar Energy*, 130, 250-259.
- [83] Hu, J., Sun, X., Xu, J., & Li, Z. (2013). Numerical analysis of mechanical ventilation solar air collector with internal baffles. *Energy and Buildings*, 62, 230-238.
- [84] Amraoui, M. A., & Aliane, K. (2018). Three-dimensional analysis of air flow in a flat plate solar collector. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 62(2), 126-135.
- [85] Amraoui, M. A. (2020). Numerical Study of an Air Flow in a Flat Plate Air Solar Collector with Circular Obstacles. In *International Conference in Artificial Intelligence in Renewable Energetic Systems* (pp. 839-846). Springer, Cham.
- [86] Amraoui, M. A. (2021). Three-Dimensional Numerical Simulation of a Flat Plate Solar Collector with Double Paths. *International Journal of Heat and Technology*, 39(4), 1087-1096.
- [87] Amraoui, M. A., & Benosman, F. (2021). Numerical modeling of a flat air solar collector fitted with obstacles. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 321, p. 04016). Doi : 10.1051/e3sconf/202132104016
- [88] Leonardi, S., Orlandi, P., Djenidi, L., & Antonia, R. A. (2004). Structure of turbulent channel flow with square bars on one wall. *International journal of heat and fluid flow*, 25(3), 384-392.
- [89] Miyake, Y., Tsujimoto, K., & Nakaji, M. (2001). Direct numerical simulation of rough-wall heat transfer in a turbulent channel flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22(3), 237-244.
- [90] Ansari, M., & Bazargan, M. (2018). Optimization of flat plate solar air heaters with ribbed surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 136, 356-363.
- [91] Kim, K. Y., & Kim, S. S. (2002). Shape optimization of rib-roughened surface to enhance turbulent heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(13), 2719-2727.
- [92] Jang, Y. J., Chen, H. C., & Han, J. C. (2001). Computation of flow and heat transfer in two-pass channels with 60 deg ribs. *J. Heat Transfer*, 123(3), 563-575.
- [93] Kim, H. M., & Kim, K. Y. (2006). Shape optimization of three-dimensional channel roughened by angled ribs with RANS analysis of turbulent heat transfer. *International Journal of heat and mass transfer*, 49(21-22), 4013-4022.
- [94] Kumar, R., Kumar, A., & Goel, V. (2017). A parametric analysis of rectangular rib roughened triangular duct solar air heater using computational fluid dynamics. *Solar Energy*, 157, 1095-1107.
- [95] Kamali, R., & Binesh, A. R. (2008). The importance of rib shape effects on the local heat transfer and flow friction characteristics of square ducts with ribbed internal surfaces. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(8), 1032-1040.

- [96] Ryu, D. N., Choi, D. H., & Patel, V. C. (2007). Analysis of turbulent flow in channels roughened by two-dimensional ribs and three-dimensional blocks. Part II: Heat transfer. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(5), 1112-1124.
- [97] Liou, T. M., Hwang, J. J., & Chen, S. H. (1993). Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(2), 507-517.
- [98] Alam, T., & Kim, M. H. (2017). Heat transfer enhancement in solar air heater duct with conical protrusion roughness ribs. *Applied Thermal Engineering*, 126, 458-469.
- [99] Kumar, A., & Layek, A. (2019). Energetic and exergetic performance evaluation of solar air heater with twisted rib roughness on absorber plate. *Journal of Cleaner Production*, 232, 617-628.
- [100] Skullong, S., Promvong, P., Thianpong, C., Jayranaiwachira, N., & Pimsarn, M. (2017). Heat transfer augmentation in a solar air heater channel with combined winglets and wavy grooves on absorber plate. *Applied Thermal Engineering*, 122, 268-284.
- [101] Deo, N. S., Chander, S., & Saini, J. S. (2016). Performance analysis of solar air heater duct roughened with multigap V-down ribs combined with staggered ribs. *Renewable Energy*, 91, 484-500.
- [102] Gabhane, M. G., & Kanase-Patil, A. B. (2017). Experimental analysis of double flow solar air heater with multiple C shape roughness. *Solar Energy*, 155, 1411-1416.
- [103] Kumar, K., Prajapati, D. R., & Samir, S. (2017). Heat transfer and friction factor correlations development for solar air heater duct artificially roughened with 'S' shape ribs. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 82, 249-261.
- [104] Ravi, R. K., & Saini, R. P. (2018). Nusselt number and friction factor correlations for forced convective type counter flow solar air heater having discrete multi V shaped and staggered rib roughness on both sides of the absorber plate. *Applied Thermal Engineering*, 129, 735-746.
- [105] FLUENT 6.3 User's Guide. FLUENT Documentation, FLUENT Inc, 2006.
- [106] Demartini, L. C., Vielmo, H. A., & Möller, S. V. (2004). Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26, 153-159.
- [107] Dutta, P., & Hossain, A. (2005). Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(2), 223-232.
- [108] Siddiqui, M. K. (2007). Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(2), 318-328.
- [109] Launder B.E., Spalding D.B. (1974). The Numerical computation of Turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3, 269-289.
- [110] Yang, Y. T., & Hwang, C. Z. (2003). Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-baffled channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(5), 771-780.

- [111] Dittus, F. W., & Boelter, L. M. K. (1985). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International communications in heat and mass transfer*, 12(1), 3-22.
- [112] Petukhov, B. S. (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In *Advances in heat transfer* (Vol. 6, pp. 503-564). Elsevier.
- [113] Moukalled, F., Mangani, L., & Darwish, M. (2016). The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics; Fluid Mechanics and Its Applications. *Cham: Springer*, 113.
- [114] Menni, Y. *Analyse (CFD) de l'écoulement en convection forcée turbulente autour des chicane décalées dans un canal rectangulaire : effet de combinaison de deux chicanes (plate et en forme de V)*, Thèse de Doctorat en Sciences, Université Abou-Bekr Belkaid, Tlemcen, 2018.
- [115] Patankar, S.V. Numerical heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, New York, 1980.
- [116] Saim, R. Etude numérique de la convection forcée d'un écoulement d'air à l'intérieur d'un capteur solaire avec un flux de chaleur uniforme sur la surface externe de l'absorbeur dans les cas : avec ou sans ailettes et chicanes transversales, Thèse de Doctorat d'Etat, Université Abou-Bekr Belkaid, Tlemcen, 2008.
- [117] Guestal, M., Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement », Thèse de Magistère, Université Constantine, 2010.
- [118] Menni, Y. Etude numérique comparative entre deux types de chicanes et ailettes (trapezoïdale et triangulaire) utilisées pour améliorer les performances des capteurs solaires plans a air. Thèse de Magistère, Université Abou-Bekr Belkaid, Tlemcen, 2012.
- [119] Fedala, D., Initiation a la CFD, Octobre 2007.
- [120] Balima, O., Fontfreyde, T., George, E., Marinhas, S., Rezgui, A., Etude de la convection naturelle dans une cavité carrée en 2D et 3D sous fluent et Gambit, Projet méthode numérique.
- [121] Leonard, B.P.; Mokhtari, S. Ultra-Sharp Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow. NASA TM 1-2568; NASA Lewis Research Center: Cleveland, OH, USA, 1990.

Résumé

Ce travail concerne l'étude de l'effet de la rugosité combiné à l'effet de l'inclinaison de l'arête amont d'un obstacle dans un canal rectangulaire. L'objectif est de contrôler l'écoulement autour de l'obstacle. Dans la première partie de cette étude, nous nous concentrons principalement sur une variable géométrique importante liée aux obstacles, qui est l'effet de la pente de leurs bords d'attaque, afin d'identifier la situation optimale pour un transfert de chaleur amélioré. D'autre part, afin d'améliorer encore les performances du canal de l'échangeur de chaleur, des parois rugueuses sont utilisées en présence d'ailettes et de chicanes triangulaires. Dans cette étude, le logiciel FLUENT a été utilisé. La discrétisation des termes de pression et de convection a été effectuée en utilisant respectivement les schémas numériques Second-Order Upwind et QUICK. Pour réaliser le couplage vitesse-pression, l'algorithme SIMPLE a été adopté. Plusieurs paramètres ont été étudiés notamment les paramètres hydrodynamiques et techniques.

Abstract

This work concerns the study of the effect of roughness combined with the effect of the inclination of the upstream edge of an obstacle in a rectangular channel. The objective is to control the flow around the obstacle. In the first part of this study, we mainly focus on an important geometric variable related to obstacles, which is the effect of the slope of their leading edges, in order to identify the optimal situation for improved heat transfer. On the other hand, in order to further improve the performance of the heat exchanger channel, rough walls are used in the presence of triangular fins and baffles. In this study, the FLUENT software was used. The discretization of the pressure and convection terms was carried out using respectively the Second-Order Upwind and QUICK numerical schemes. To realize the velocity-pressure coupling, the SIMPLE algorithm was adopted. Several parameters were studied, in particular the hydrodynamic and technical parameters.

ملخص

يتعلق هذا العمل بدراسة تأثير الخشونة المصحوب بتأثير ميل الجانب الأمامي للزعنفة في قناة مستطيلة الشكل. الهدف هو التحكم في التدفق حول الزعنفة. في الجزء الأول من هذه الدراسة، نركز بشكل أساسي على متغير هندسي مهم يتعلق بالعوائق، وهو تأثير منحدر حوافها الأمامية، من أجل تحديد الوضع الأمثل لنقل الحرارة المحسن. من ناحية أخرى، من أجل زيادة تحسين أداء قناة المبادل الحراري، يتم استخدام الجدران الخشنة في وجود زعانف وحوافز مثلثية. يتم استخدام النظام Fluent من أجل محاكاة النموذج الفيزيائي المدروس. تم إجراء تقدير لشروط الضغط والحمل باستخدام المخططات العددية QUICK و second-order upwind على التوالي. لتحقيق اقتران السرعة والضغط، تم اعتماد خوارزمية SIMPLE. تمت دراسة العديد من المعلمات، ولا سيما المعلمات الهيدروديناميكية والتقنية.