

Sommaire

Remerciement	
Dédicace	
ملخص	
Résumé	
Abstract	
Sommaire	
Liste des Figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale	01
<i>Chapitre I : Recherche bibliographique</i>	
Introduction	03
I.1 Etudes Numériques.....	03
I.2 Etudes expérimentales.....	14
I.3 Etudes analytiques.....	23
Conclusion	25
<i>Chapitre II : Formulation mathématique du problème</i>	
Introduction	26
II.1 Géométrie du problème.....	26
II.2 Formulation mathématique du problème.....	27
II.3 Hypothèses simplificatrices.....	28
II.3.1 Equations gouvernantes.....	28
II.3.1.1 Equation de Continuité.....	28
II.3.1.2 Equation de quantité de mouvement.....	28
II.3.1.3 Equation d'énergie.....	29
II.3.1.4 Modèle de turbulence k-ε.....	29

II.4	Conditions aux limites.....	30
II.5	Propriétés du fluide.....	33
II.6	Les nanofluides.....	34
II.6.1	Préparation des nanofluides.....	34
II.6.2	Applications des nanofluides.....	35
II.6.3	Propriétés thermo physiques des nanofluides.....	36
Conclusion	37

Chapitre III : Résolution numérique

Introduction	38
III.1	Méthode numérique.....	38
III.2	Maillage.....	39
III.2.1	Composants du maillage.....	40
III.2.2	Choix du type de maillage.....	40
III.2.3	Maillages structurés.....	41
III.2.4	Maillages non structurés.....	42
III.2.5	Maillage hybride.....	42
III.3	Présentation de GAMBIT.....	43
III.3.1	Présentation de la géométrie dans GAMBIT.....	43
III.4	Présentation de FLUENT.....	46
III.4.1	Importation de la géométrie.....	46
III.4.2	Vérification du maillage importé.....	47
III.4.3	Vérification de l'échelle.....	48
III.4.4	Choix du solveur.....	49
III.4.5	Affichage de la grille.....	50
III.4.6	L'équation de l'énergie.....	50
III.4.7	Choix du modèle de turbulence.....	51
III.4.8	Définition des caractéristiques des matériaux.....	52
III.4.9	Définition des conditions de fonctionnement.....	53
III.4.10	Définition des conditions aux limites.....	53
III.4.11	Initialisation de calcul.....	56
III.4.12	Choix des critères de convergence.....	56
III.4.13	Choix d'ordre des équations et l'algorithme.....	57

III.4.14	Lancement du calcul.....	58
	Conclusion	58

Chapitre IV : Résultats et discussions

	Introduction	59
IV.1	Choix de maillage.....	59
IV.2	Validation des résultats.....	60
IV.3	Partie dynamique.....	61
(a)	Champ de vitesse	61
(b)	Profils de vitesse axiale	64
(c)	Coefficient du frottement local	66
(d)	Coefficient moyen du frottement	68
IV.4	Partie thermique.....	70
(a)	Contours de température totale.....	70
(b)	Nombre de Nusselt moyen	71
IV.5	Coefficient de performance thermo-hydraulique (PEC).....	75
	Conclusion	76
	Conclusion générale.....	78

Liste des références

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1	Configuration de différentes formes de nervures disposées dans le canal.....	03
Figure I.2	Schéma du problème considéré.....	04
Figure I.3	Paramètres caractéristiques des nervures considérées.....	05
Figure I.4	Différents formes de nervures-rainures, (a) CS, (b) CARR, (c) CART, (d) CART.....	06
Figure I.5	Schéma d'un canal avec nervures détaché.....	07
Figure I.6	Schéma d'un canal rainuré.....	08
Figure I.7.1	Paramètres géométriques.....	08
Figure I.7.2	Différentes formes de nervures en coupe transversale.....	09
Figure I.8	Schéma de la plaque inférieure ondulée en forme V.....	10
Figure I.9	Schéma d'un canal avec des nervures et rainures.....	11
Figure I.10	Paramètres caractéristiques des nervures et formes considérées.....	12
Figure I.11	Différentes formes de nervures.....	13
Figure I.12	Schéma des micro-canaux étudiés.....	14
Figure I.13	Structure et disposition du canal rectangulaire avec nervures et rainures discontinues croisées.....	16
Figure I.14	(a) vue latérale, (b) vue frontale (section B-B).....	17
Figure I.15	Vue schématique des nervures perforées actuelles.....	18
Figure I.16	Canal rectangulaire avec des nervures parallèles.....	19
Figure I.17	(a) Modèle de tube à nervures circonférentielles, (b) Maillage du modèle.....	20
Figure I.18.1	Schéma de la section d'essai.....	21
Figure I.18.2	Schéma de disposition des nervures.....	21
Figure I.19	Disposition schématique des canaux à nervures verticales à l'intérieur du réservoir d'eau.....	22
Figure I.20	Géométrie des nervures et configurations (demi-conduit est affiché)...	23
Figure I.21	Géométrie du conduit nervuré et domaine de la solution.....	24

Figure I.22	Plaque absorbante rugueuse comportant des tabulateurs à nervures continues.....	24
--------------------	---	----

Chapitre II

Figure II.1	Géométries du problème, (a) CS, (b) CART, (c) CARR, (d) détails de la rugosité.....	27
Figure II.2	Schéma représentatif des conditions aux limites.....	30
Figure II.3	Régime turbulent ($Re > 2400$).....	32
Figure II.4	Nanofluides vus au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or ; eau + nanotubes.....	34

Chapitre III

Figure III.1	Composants d'un maillage.....	40
Figure III.2	Types de maillages.....	41
Figure III.3	Lancement du GAMBIT.....	43
Figure III.4	Choix de solveur.....	44
Figure III.5	Création de la géométrie d'un CARR.....	44
Figure III.6	Maillage de la géométrie d'un CARR.....	45
Figure III.7	Définition des conditions aux limites sur GAMBIT.....	45
Figure III.8	Enregistrement du fichier.....	46
Figure III.9	Interface générale.....	46
Figure III.10	Importation de la géométrie.....	47
Figure III.11	Vérification du maillage importé.....	48
Figure III.12	Vérification de l'échelle.....	49
Figure III.13	Choix du solveur.....	49
Figure III.14	Affichage de la grille.....	50
Figure III.15	Equation de l'énergie.....	51
Figure III.16	Choix du modèle de turbulence.....	51
Figure III.17	Définition des caractéristiques des matériaux (eau pure).....	52
Figure III.18	Définition des caractéristiques des matériaux (nanofluide).....	52

Figure III.19	Définition des conditions de fonctionnement.....	53
Figure III.20	Définition des conditions aux limites.....	54
Figure III.21	Valeurs des conditions aux limites.....	54
Figure III.22	Vitesse d'entrée.....	55
Figure III.23	Parois inférieure et supérieure.....	55
Figure III.24	Initialisation de calcul.....	56
Figure III.25	Choix des critères de convergence.....	57
Figure III.26	Choix d'ordre des équations et l'algorithme.....	57
Figure III.27	La convergence de la solution.....	58

Chapitre IV

Figure IV.1	Variation de la vitesse axiale pour différents maillages, a) CS, b) CART.....	60
Figure IV.2	Comparaison du coefficient moyen de frottement des simulations avec la corrélation de <i>Blasius</i>	61
Figure IV.3	Contours de la vitesse axiale (CS ; CARR ; CART) pour $Re=10.000$	63
Figure IV.4	Position sélectionnée (Médiane de la section de travail).....	64
Figure IV.5	Variation de la vitesse axiale à une section de position $x=0.254m$ à $Re=10.000$, a) eau pure, b) nanofluide (Al_2O_3/eau) $C=1\%$	65
Figure IV.6	Variation du coefficient moyen de frottement local en fonction de la position axiale, a) eau pure, b) nanofluide $C=4\%$	67
Figure IV.7	Variation de coefficient moyen de frottement en fonction de nombre de Reynolds (eau pure).....	68
Figure IV.8	Variation de coefficient moyen de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds (nanofluide).....	69
Figure IV.9	Contours de température totale.....	70
Figure IV.10	Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le CS.....	71
Figure IV.11	Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le CARR.....	72
Figure IV.12	Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le	

	CART.....	72
Figure IV.13	Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour l'eau pure.....	73
Figure IV.14	Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le nanofluid à concentration 1%.....	73
Figure IV.15	Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le nanofluid à concentration 4%.....	74
Figure IV.16	Performances thermo-hydrauliques comparaison entre CARR et CART, a) eau pure, b) nanofluid C=1%, c) nanofluid C=4%.....	76

Liste des tableaux

Chapitre II

Tableau II.1	Paramètres géométriques des canaux étudiés.....	27
Tableau II.2	Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.	30
Tableau II.3	Conditions aux limites.....	31
Tableau II.4	Propriétés physiques du fluide utilisé à T=300K.....	33
Tableau II.5	Propriétés physiques du fluide (Al ₂ O ₃ /eau) à T=300K.....	37

Nomenclature

Symboles

Al_2O_3	Oxyde d'aluminium
Ag	L'argent
C_p	Chaleur spécifique [kJ/kg.K]
C, φ	Concentration des nanoparticules (les fractions de volume de nanoparticules)
CuO	Oxyde de cuivre
D_h	Diamètre Hydraulique [m]
E	Hauteur de la rugosité [m]
F	Coefficient de frottement
G_k	La génération d'énergie cinétique turbulente
H	Hauteur du canal [m]
H	L'épaisseur de la paroi supérieure et inférieure des canaux [m]
H	Coefficient de transfert convectif [$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$]
L_1	Longueur en amont [m]
L_2	Longueur de la section de test [m]
L_3	Longueur de la section de sortie [m]
L_{tot}	Longueur totale du canal [m]
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pression [N/m^2]
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Flux de chaleur [W]
q_m	Débit massique du fluide [kg/s]
Re	Nombre de Reynolds
S	Surface (Section) [m^2]
SiO_2	Dioxyde de silicone
T	Température [K]
T_f	Température finale de fluide
T_{in}	Température initiale de fluide
U_{in}	Vitesse à l'entrée [m/s]

U	Vitesse dimensionnelle suivant x [m/s]
v	Vitesse dimensionnelle suivant y [m/s]
W	Largeur de la rugosité [m]
x	Coordonnée axiale [m]
y	Coordonnée axiale [m]
ZnO	Oxyde de zinc
ΔP	Différents de pression [Pa]

Symboles

grecs

ε	Taux de dissipation turbulent [m^2/s^3]
μ	Viscosité dynamique [Pa/s]
ρ	Masse volumique [Kg/m^3]
k	Conductivité thermique [Kg/m.K]

Indices

CS	Canal simple
CARR	Canal avec rugosité rectangulaire
CART	Canal avec rugosité trapézoïdale
CARt	Canal avec rugosité triangulaire
CARC	Canal avec rugosité carrée
DAO	Dessin assisté par ordinateur
EDP	Equation aux dérivées partielles
FVM	La méthode du volume fini
F	Fluide
Inf	Inférieure
PEC	Coefficient de performance thermo-hydraulique
p	Paroi
Sup	Supérieure
2D	Deux dimensions
3D	Trois dimensions

Introduction générale

Introduction générale

Les écoulements thermo-convectifs est un sujet qui continue à susciter beaucoup d'intérêt. Cet intérêt se traduit par de nombreuses applications technologiques et industrielles. Dans ces applications, le besoin d'améliorer le transfert de chaleur par convection est le but principal de plusieurs recherches. Parmi les méthodes utilisées pour améliorer les échanges thermiques, celles de l'ajout de nanoparticules dans un fluide (nanofluide). L'utilisation des nanoparticules de haute conductivité thermique (par exemple, le cuivre, l'aluminium, l'argent, ...etc.) permet d'augmenter la conductivité thermique des fluides de base. Les nanofluides ont attiré l'attention à une nouvelle génération des fluides de transfert de chaleur dans le chauffage de bâtiments, dans des échangeurs de chaleur et dans les applications de refroidissement automobile, en raison de leur excellente performance thermique.

L'emploi de nervures ou de rainures sur la surface intérieure d'échangeurs de chaleur a été l'une des approches passives fréquentes pour rompre la sous-couche laminaire et créer une turbulence locale à la paroi due à la séparation d'écoulement et au rattachement entre des ondulations successives, ce qui réduit la résistance thermique et améliore considérablement le transfert de chaleur. Le canal avec rugosité est un bon élément pour des applications d'ingénierie tel que l'échangeur de chaleur à écoulement croisé, la conception de refroidissement de la pale de turbine à gaz, le système de refroidissement de lame de chauffe-air solaire et le réacteur nucléaire refroidi au gaz.

Le but de notre travail est d'étudier par simulation numérique le comportement dynamique et thermique en 2D, d'un écoulement de fluide conjugué en convection forcée turbulente passant dans un canal muni des rugosités (rectangulaire ou trapézoïdale).

Le présent travail comprend quatre chapitres et une conclusion générale :

Le premier chapitre est consacré à la recherche bibliographique concernant les différents travaux numériques, analytiques et expérimentaux effectués dans le domaine.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté en détail les différentes géométries étudiées avec les formulations mathématiques utilisées à savoir, les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, de turbulence et d'énergie, ainsi que les conditions aux

Introduction générale

limites imposées sur chaque grandeur. Les hypothèses simplificatrices nécessaires sont aussi présentées pour résoudre le problème.

Le troisième chapitre est dédié au code commercial employé et les différentes étapes suivies, à savoir la création de la géométrie et le maillage sous GAMBIT ainsi que les différents passages sous le code de calcul FLUENT.

Le quatrième chapitre est réservé à la présentation des résultats de la simulation numérique, avec leurs interprétations.

Finalement, une conclusion générale résume notre travail et les perspectives au futur qui peuvent être dégagés de ce travail.

Chapitre I

Recherche bibliographique

Introduction

Les études de l'influence de la rugosité des conduites sur le transfert thermique lors des écoulements, est un domaine très vaste qu'on peut appliquer sur n'importe quel secteur industriel ou économique. Plusieurs travaux de recherche ont été axés sur ce domaine. Dans ce chapitre, nous allons sélectionner quelques travaux afin de donner un aperçu sur l'application de ces études.

I.1 Etudes Numériques

Kamali et Binesh [1] ont développé un code pour étudier le transfert de chaleur dans un conduit carré avec des nervures de diverses formes (carrés, triangulaires et trapézoïdales) montées sur les parois (**figure I.1**). L'algorithme préparé et le code informatique sont appliqués pour démontrer la répartition du coefficient de transfert de chaleur entre une paire de nervures. Ils ont constaté que les caractéristiques de la distribution inter-nervures du coefficient de transfert de chaleur sont affectées par la forme des nervures. Les nervures trapézoïdales avec une hauteur décroissante dans la direction de l'écoulement fournissent une augmentation de transfert de chaleur et une chute de pression plus élevée.

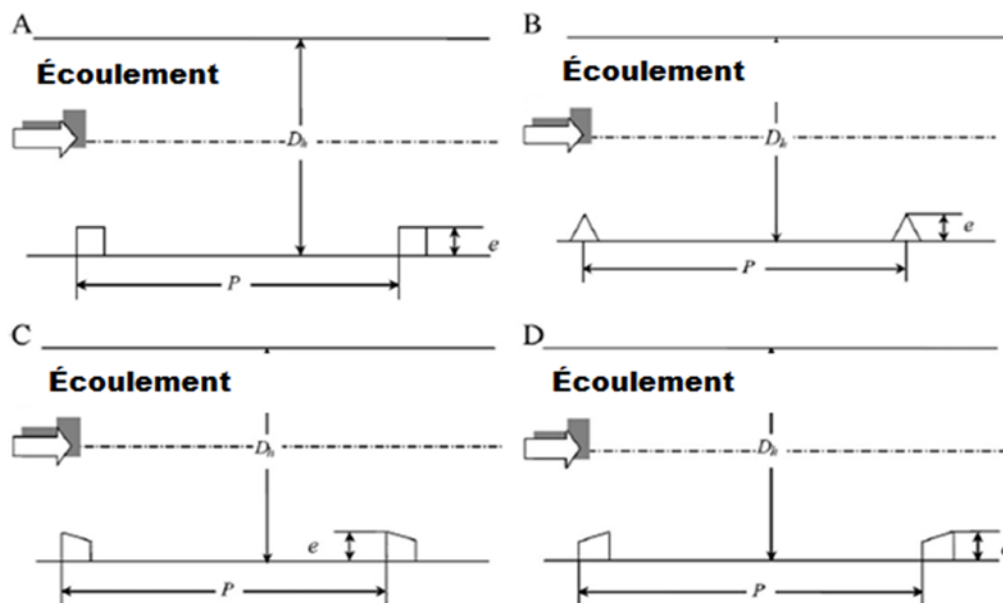


Figure I.1 : Configuration de différentes formes de nervures disposées dans le canal.

Izadi et al. [2] ont étudié numériquement le développement de la convection forcée laminaire d'un nanofluide constitué d' Al_2O_3 et d'eau. Des équations gouvernantes elliptiques

bidimensionnelles ont été résolues pour étudier les comportements hydrodynamiques et thermiques du flux de fluide dans un espace annulaire. L'approche monophasée est utilisée pour la modélisation des nanofluides. Il est montré que pour un nombre de Reynolds donné, le profil de vitesse axiale adimensionnel ne change pas significativement avec la fraction volumique des nanoparticules mais les profils de température sont affectés par la concentration des nanoparticules.

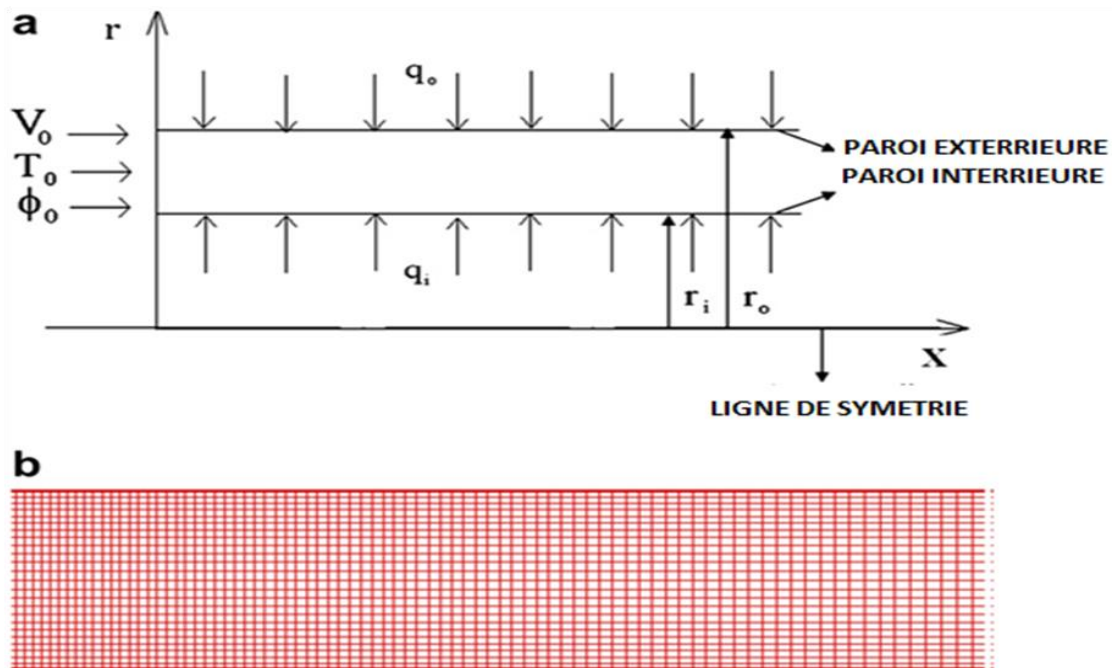


Figure I.2 : Schéma du problème considéré.

Oronzio et al. [3] ont effectué une enquête numérique sur la convection forcée avec un nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) dans un canal bidimensionnel à nervures carrés et rectangulaires, tout considérant que les fractions de volume de nanoparticules varient de 0% à 4% et le nombre de Reynold varie entre 20.000 et 60.000. L'étude est réalisée au moyen d'un code FLUENT et son but consiste à trouver des dispositions de nervures pour donner des coefficients de transfert de chaleur élevés et des baisses pertes de pression en présence de nanofluides. Des simulations montrent que l'introduction de nanoparticules augmente à la fois les coefficients de transfert de chaleur et les chutes de pression dans le canal strié. Les valeurs de Nusselt les plus élevées ont été évaluées pour $p / e = 8$ et 10 pour les formes carrées et rectangulaires.

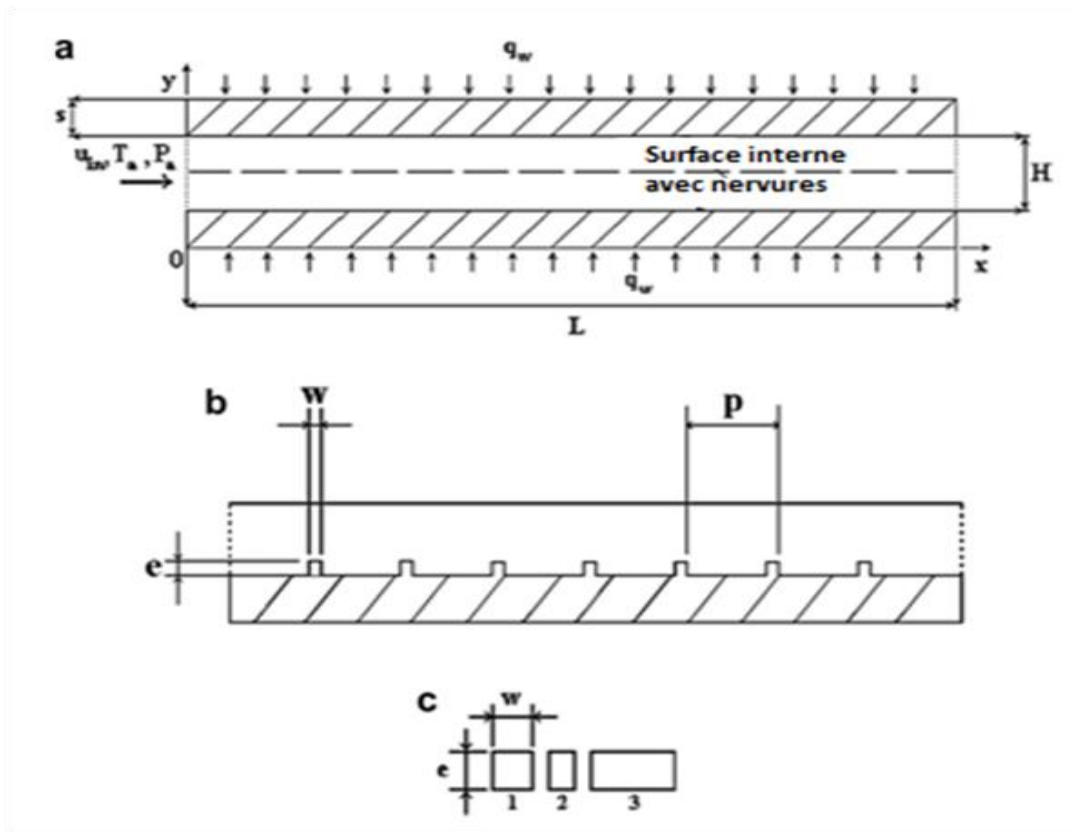


Figure I.3 : Paramètres caractéristiques des nervures considérées.

Mohammed et al. [4] ont étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement dans un canal muni de différentes formes de nervures et rainures sur les parois. La résolution numérique du problème a été effectuée par la méthode des volumes finis. L'étude a été réalisée pour trois formes de nervures (**figure I.4**), quatre types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et ZnO) qui sont dispersés dans différents fluides de base (eau, glycérine, huile moteur), des concentrations qui varient entre 1 et 4% et différents diamètres de nanoparticules (25 à 80 nm). Le calcul a été effectué à une température constante, un nombre de Reynolds qui varie entre 5.000 et 20.000 et pour différents rapports d'aspect de rainure et de nervure ($0,5 \leq w/e \leq 4$). Les résultats indiquent que la configuration nervure rectangulaire-rainure triangulaire a le plus grand nombre de Nusselt, et le nanofluide SiO_2 au nombre de Nusselt le plus élevé. Les résultats montrent aussi que le nonfluide ($\text{SiO}_2/\text{glycérine}$) présente le meilleur rapport de transfert de chaleur en comparant avec les autres nanofluides testés.

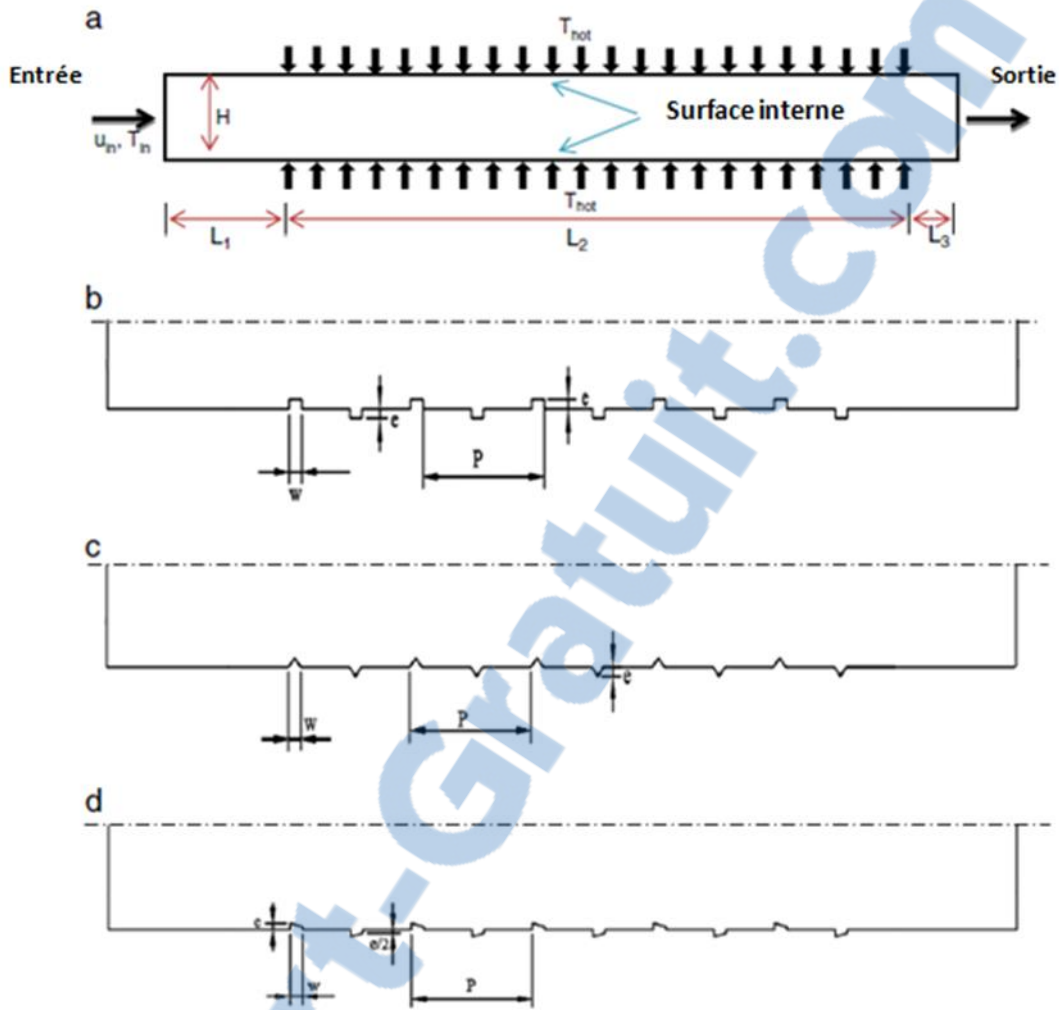


Figure I.4 : Différentes formes de nervures-rainures, (a) CS, (b) CARR, (c) CART, (d) CART.

Parsazadeh et al. [5] ont étudié numériquement le flux nanofluide turbulent à convection forcée en analysant les effets de différents types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et ZnO et de l'eau pure comme fluide de base) dans un canal rectangulaire ayant des nervures rectangulaires complètement détaché. La paroi inférieure du canal est maintenue à une température constante alors que la paroi supérieure est thermiquement isolée. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie ont été discrétisées et résolues par la méthode des volumes finis. La concentration en nanoparticules est de 1% à 4%, le diamètre des nanoparticules est de 20 nm à 50 nm, et le nombre de Reynold vari entre 10.000 et 50.000. Les résultats indiquent que l'amélioration du transfert de chaleur la plus élevée est obtenue avec le nanofluide (SiO_2 /eau) et le facteur de frottement n'a pas changé considérablement avec l'utilisation de différents types de nanoparticules dans le fluide de base.

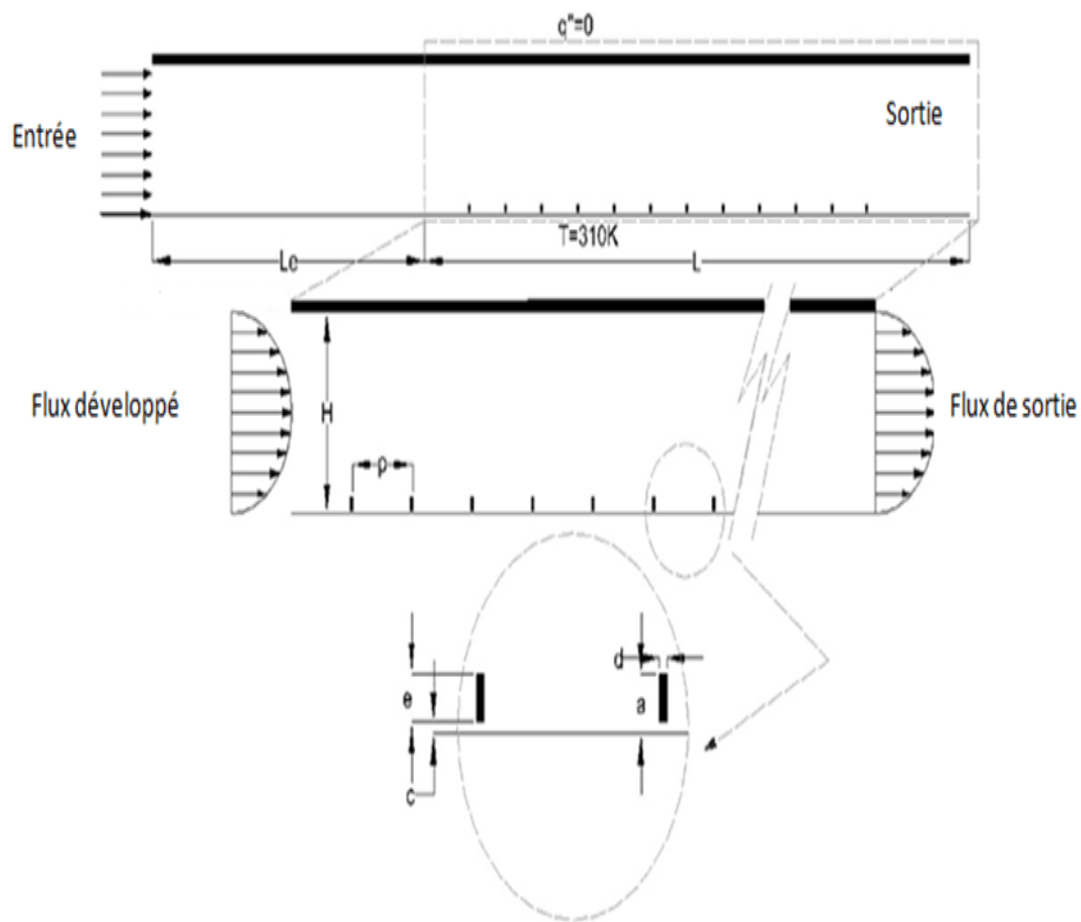


Figure I.5 : Schéma d'un canal avec nervures détachées.

Mayank et Satyendr [6] ont effectué une étude numérique sur un canal mené des rainures sur la paroi inférieure pour démontrer l'influence de ces rainures sur le transfert de chaleur et le facteur de frottement. Un flux uniforme de 1.000 W/m^2 est appliqué sur la paroi inférieure tandis que la paroi supérieure est isolée. Le nombre de Reynold varie entre 6.000 et 18.000 avec le rapport de la largeur de rainure au rapport de hauteur de canal (B / H) de 0,5 à 1,5 tandis que le rapport de pas de la rainure de 2 et le rapport de profondeur de 0,5 sont fixés tout au long. Les résultats montrent que le canal rainuré procure une augmentation considérable du transfert de chaleur d'environ 14.6% à 19.9% pour différentes valeurs B / H .

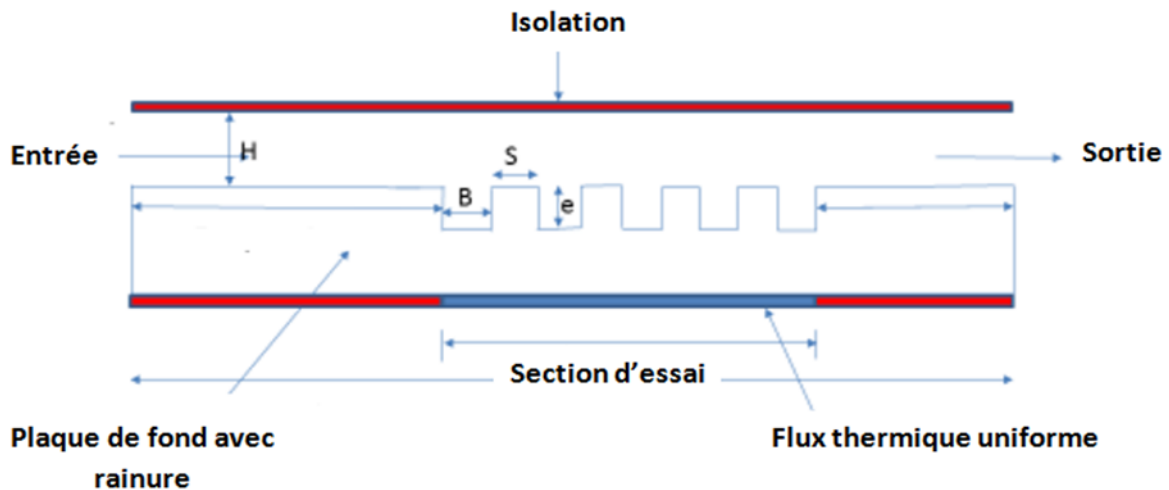


Figure I.6 : Schéma d'un canal rainuré.

Les performances du transfert de chaleur et de perte de frottement des canaux de refroidissement rectangulaires ayant une variété de formes de nervures (**figure I.7.1**) ont été analysées numériquement par **Moon et al.** [7]. Les rapports de hauteur, hauteur et largeur de la nervure au diamètre hydraulique du canal ont été fixés respectivement à 10, 0.047 et 0.047. Les équations tridimensionnelles de Navier-Stokes ont été utilisées pour un nombre de Reynolds varie entre 5.000 et 50.000. La nouvelle conception des nervures en forme de chaussure a montré les meilleures performances de transfert de chaleur avec une chute de pression similaire à celle de la nervure carrée. D'autre part, lorsque le rapport de largeur et de la hauteur entre les nervures a diminué, le transfert de chaleur s'est amélioré alors que la perte de frottement est devenue pire.

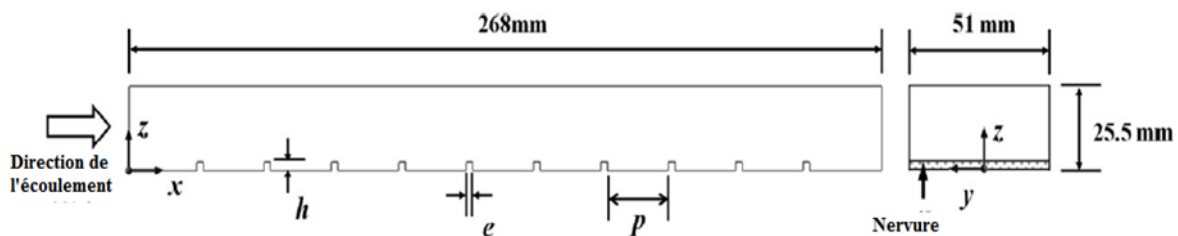


Figure I.7.1 : Paramètres géométriques.

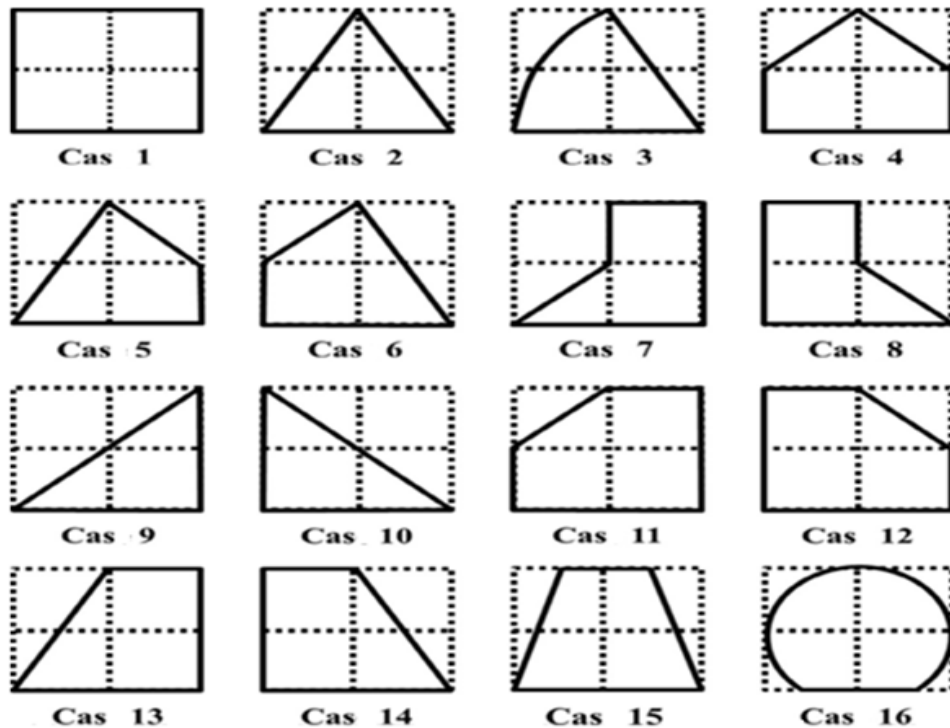


Figure I.7.2 : Différentes formes de nervures en coupe transversale.

Al-Shamani et al. [8] ont étudié numériquement le transfert de chaleur d'un écoulement turbulent de nanofluides à travers un canal muni des rugosités. Les simulations ont été effectuées pour quatre formes de rugosités et quatre types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et ZnO), des concentrations qui varient entre 1 et 4%, et de différents diamètres de nanoparticules (25 à 70 nm). Le calcul a été effectué à température constante pour un nombre de Reynolds qui varie entre 10.000 et 40.000. Leur résultats ont montrés que la configuration trapézoïdale avec la hauteur croissante dans la direction de l'écoulement à le meilleur taux de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt plus élevé particulièrement le SiO_2 -nanofluide. Les résultats indiquent aussi que le nombre de Nusselt augmente par l'augmentation de la concentration, et diminue quand le diamètre des nanoparticules augmente.

Vanaki et mohammed [9] ont mené une étude numérique sur les caractéristiques thermiques et hydrauliques du flux de nanofluide par convection forcée dans les canaux pour un régime turbulent. Les simulations ont été effectuées sur trois formes de rugosité (rectangulaires, triangulaires et trapézoïdales) en appliquant un flux uniforme de 10 kW/m^2 . Quatre types de nanoparticules (AL_2O_3 , CuO , SiO_2 et ZnO), des concentrations qui varient entre 1 et 4%, les diamètres des nanoparticules (30 à 80nm) et un nombre de Reynold qui varie entre 5.000 et

20.000. Le système d'équation (continuité, Navier-Stokes et énergie) a été résolu en utilisant la méthode des volumes finis (FVM). Les résultats estiment que le transfert de chaleur est fortement influencé par la concentration et le diamètre des nanoparticules, et que la rugosité dont la forme triangulaire montre une augmentation de critère d'évaluation de la performance et un nombre de Nusselt le plus élevé. Les nanofluides ont un nombre de Nusselt plus élevé par rapport à l'eau pure en raison de leur meilleure conductivité thermique et que le nanofluide (SiO_2/eau) avec un diamètre de particules de 30 nm et une concentration de 4% fournit les valeurs les plus élevées du nombre Nu, du facteur de frottement, de l'indice PEC et de la puissance de pompage requise.

Abed et al. [10] ont étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement dans un canal muni d'une paroi inférieure en forme V (**figure I.8**). L'étude a été réalisée pour quatre types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO, SiO_2 et ZnO), des concentrations qui varient entre 1 et 4%, et trois différents types de fluide de base (eau, glycérine, éthylène glycol). Ils ont trouvé que le nombre de Nusselt moyen pour les nanofluids est supérieur à celui du fluide de base. Aussi, ils ont montré que le nanofluide ($\text{SiO}_2/\text{glycérine}$) a le nombre de Nusselt le plus élevé comparé avec les autres fluides de base.

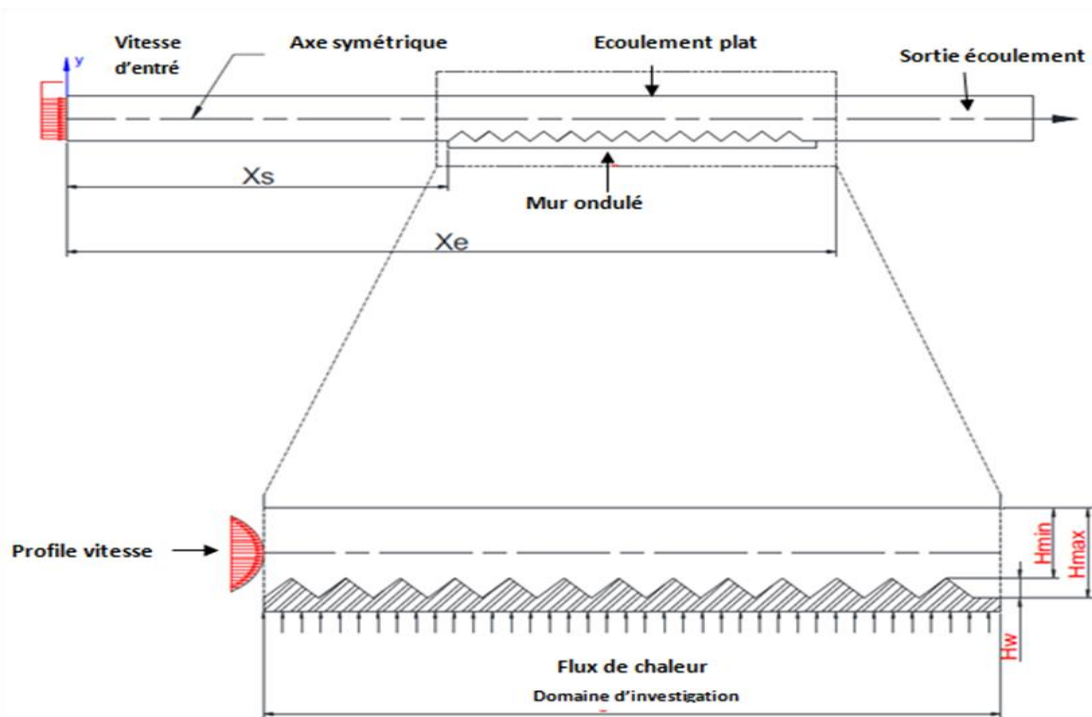


Figure I.8 : Schéma de la plaque inférieure ondulée en forme V.

Navaei et al. [11] ont mené une étude numérique sur l'influence des paramètres géométriques et de divers nanofluids sur les performances thermiques des canaux rainurés et nervurés d'ont le flux thermique est uniforme. L'étude a été réalisée pour trois formes de nervures (rectangulaire, semi-circulaire et trapézoïdale) et quatre types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , ZnO et SiO_2) avec un nombre de Reynold qui varie entre 5.000 et 25.000, la fraction volumétrique des nanoparticules varient entre 1 et 4 % et le diamètre des nanoparticules varie entre 20 nm et 60 nm. Les résultats indiquent que la nervure semi-circulaire présente le nombre de Nusselt le plus élevé, dans le cas de l'utilisation de nanofluides en modifiant des paramètres tels que le diamètre des nanoparticules, la fraction volumique et les fluides de base, le facteur de frottement de la peau n'a pas de changements significatifs.

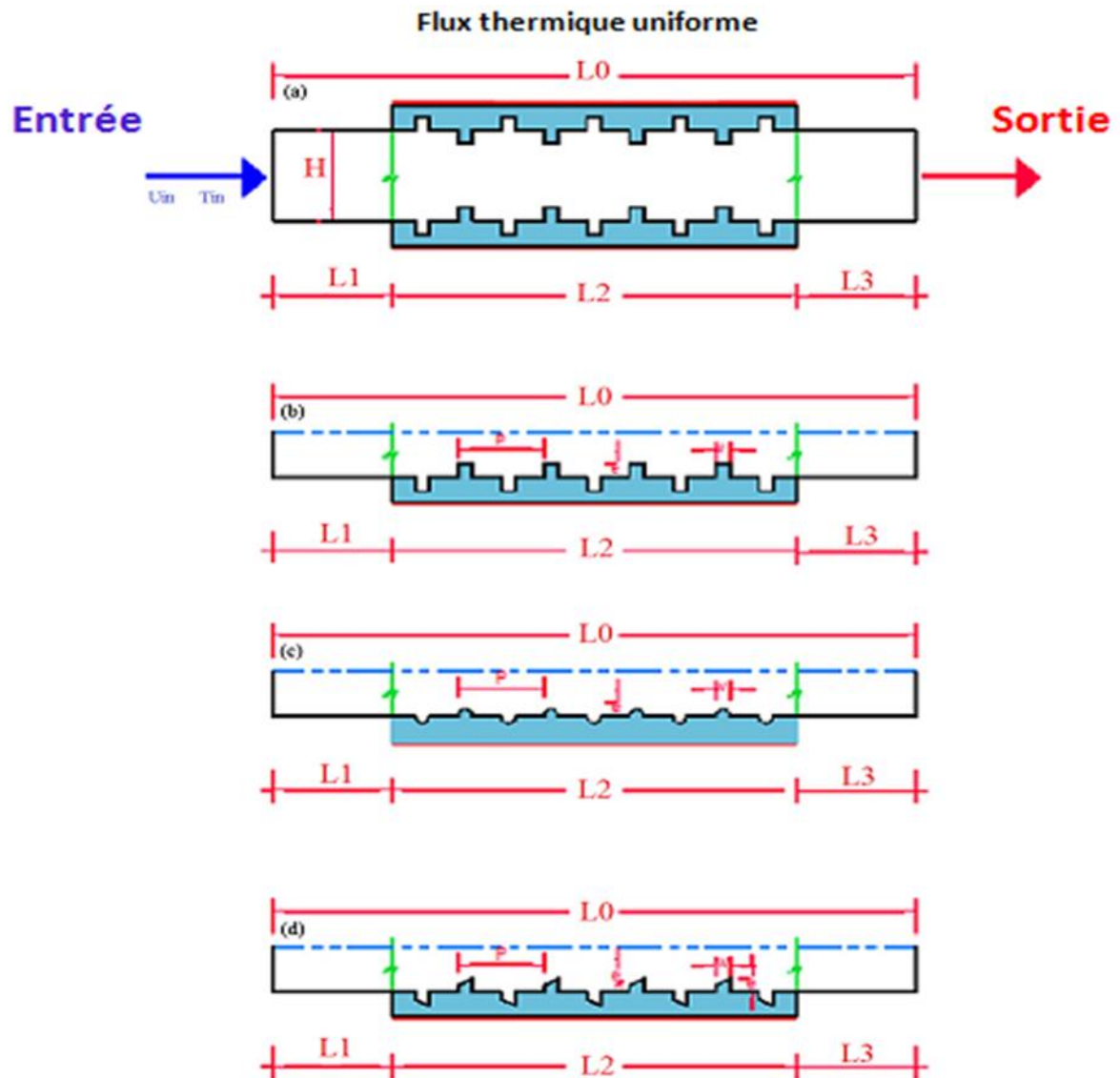


Figure I.9 : Schéma d'un canal avec des nervures et rainures.

Andreozzi et al. [12] ont effectué une étude numérique sur la convection forcée turbulente d'un nanofluide (Al_2O_3 /eau) dans un canal bidimensionnel chauffé à l'extérieur pour différentes formes de nervures (triangulaires, rectangulaires et trapézoïdales). La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations du modèle. Des concentrations volumétriques de nanoparticules varient entre 0% et 4% et un nombre de Reynolds varie entre 20.000 et 60.000. Les comparaisons montrent que les nervures triangulaires présentent des performances thermiques supérieures à celles des trapézoïdes mais aussi des pertes de charge plus élevées. La présence de nanoparticules augmente le nombre moyen de Nusselt par rapport au fluide de base pure mais les chutes de pression sont également plus élevées. Le nombre moyen de Nusselt augmente en augmentant le nombre de Reynolds. Pour le même nombre de Reynolds, les valeurs moyennes de Nusselt pour les nervures triangulaires sont plus élevées que pour les nervures trapézoïdales.

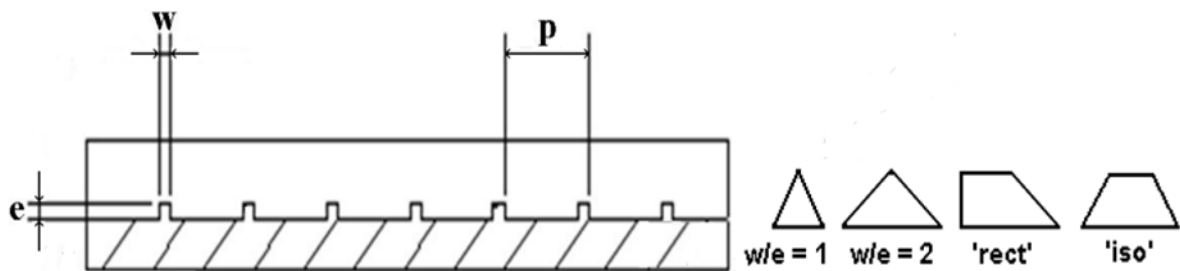


Figure I.10 : Paramètres caractéristiques des nervures et formes considérées.

Bharath et al. [13] ont fait une étude détaillée sur les caractéristiques d'écoulement turbulent et de transfert de chaleur de quatre différentes configurations de nervures, à savoir, nervure inclinée de 45° , en forme V, en forme W et en forme M dans un canal stationnaire à deux passages. Les équations de Navier-Stokes moyennées ont été résolues avec le logiciel commercial FLUENT pour un nombre de Reynold qui vari entre 20.000 et 70.000. A partir des résultats de la simulation, l'amélioration du transfert de chaleur fournie par les nervures en fore V était 7%, 28% et 35% plus élevé par rapport au nervure inclinée à 45° , en forme de M et en forme de W respectivement.

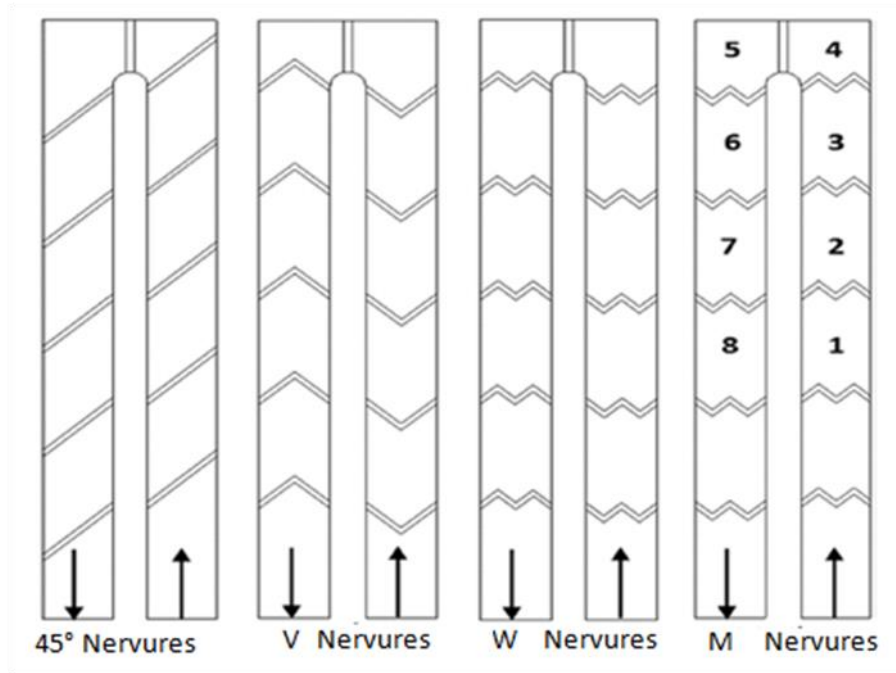


Figure I.11 : Différentes formes de nervures.

Ali et al. [14] ont étudié numériquement l'effet des nervures triangulaires, rectangulaires et trapézoïdales sur le transfert de chaleur laminaire de (l'eau/Ag) dans les micro-canaux 2D en utilisant la méthode des volumes finis pour les nombres de Reynolds (1, 10, 50 et 100) et les fractions de volume de nanoparticules (0,2% et 4%). Les résultats montrent qu'avec l'augmentation de la vitesse du fluide, il y aura une proportion optimale entre la chaleur et le comportement de transfert hydrodynamique qui optimise le comportement des critères d'évaluation des performances. Parmi toutes les formes étudiées, la forme rectangulaire a fait le plus de changements dans les lignes de courant et la forme triangulaire des meilleures valeurs d'évaluation de la performance thermique. Pour tous les nombres de Reynold, les valeurs de transfert de chaleur sont spécifiques à des formes rectangulaires. Par conséquent, les formes trapézoïdales sont recommandées dans les nombres élevés de Reynold.

Behnampour et al. [15] ont mené une étude numérique sur l'effet des nervures rectangulaires, triangulaires et trapézoïdales sur le transfert de chaleur laminaire de Nanofluide dans un canal sous un flux de chaleur constant. Les résultats indiquent que la forme rectangulaire a fait le plus de changements dans les lignes de courant et la forme triangulaire a les meilleures valeurs de critères d'évaluation de la performance thermique. Pour tous les nombres de Reynold étudiés, les valeurs de transfert de chaleur sont les moins importantes pour les rectangulaires. Par conséquent, les trapézoïdales sont recommandées dans les nombres de Reynold élevés.

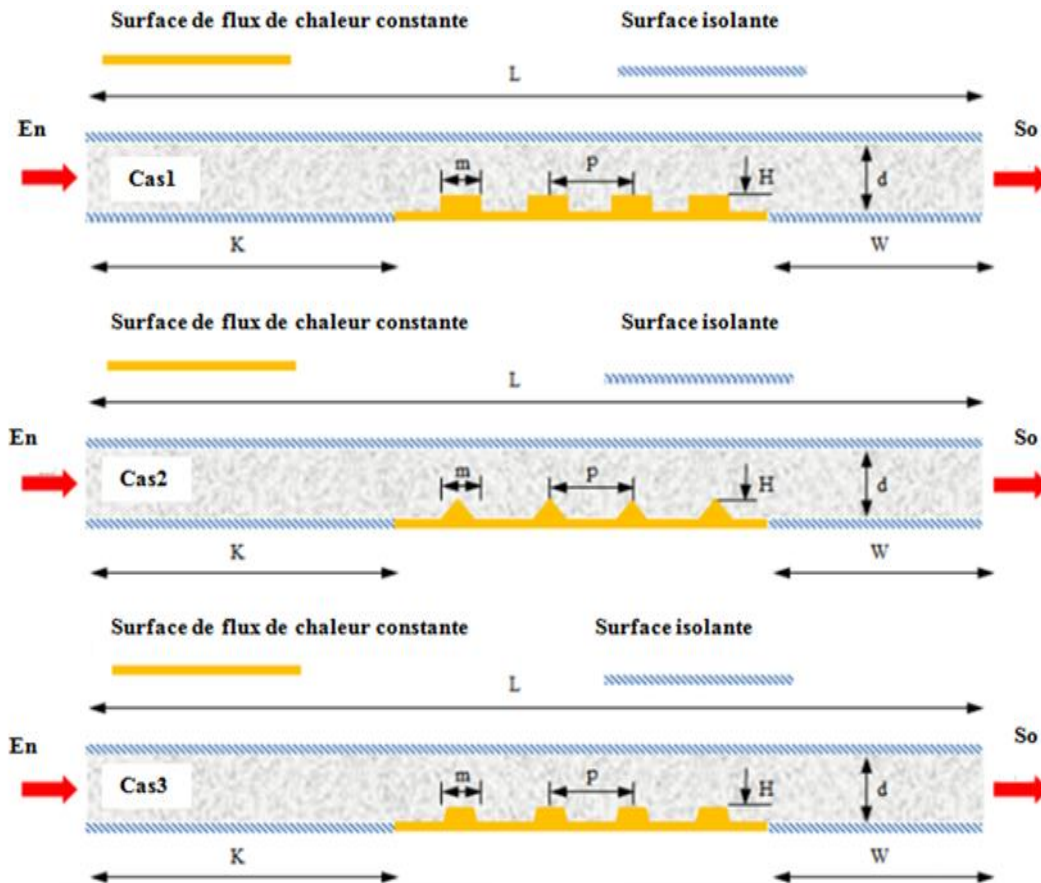


Figure I.12 : Schéma des micro-canaux étudiés.

I.2 Etudes expérimentales

Les résultats d'une recherche expérimentale sur la relation entre transmission de chaleur et frottement dans les tubes simples et rugueux réalisé par **Dipprey et Sabersky [16]** indiquent que l'utilisation de la rugosité artificielle sous la forme de rugosités répétées améliore le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulements dans les canaux. La résistance thermique principale au transfert de chaleur par convection est due à la présence d'une sous-couche laminaire sur la surface de transfert de chaleur. Les rugosités cassent la sous-couche laminaire et créent des turbulences sur paroi locales en raison de la séparation du flux entre les consécutives, ce qui réduit la résistance thermique et augmente considérablement le transfert de chaleur.

Wang et al. [17] ont étudié expérimentalement les caractéristiques locales du transfert de chaleur et la chute de pression du développement de flux d'air turbulents dans trois canaux carrés à nervures (canal carré avec section transversale constante « CS »). La mesure a été effectuée dans la gamme des nombres de Reynolds de 10.000 à 77.000. La performance du transfert de chaleur des canaux divergents / convergents est comparée au CS sous trois contraintes: débit massique identique, puissance de pompage identique et chute de pression identique. En raison de l'accélération ou de la décélération du flux, les caractéristiques du transfert de chaleur des canaux divergents et convergents sont très différentes de celles du CS. La comparaison montre que parmi les trois canaux, le canal divergent a le plus haut rendement de transfert de chaleur, et le canal convergent a le plus bas, tandis que le CS localise quelque part entre les deux.

Tang et Zhu [18] ont mené une étude expérimentale et numérique sur le transfert de chaleur et l'écoulement turbulent d'eau dans un canal rectangulaire avec des nervures et des rainures croisées discontinues (**figure I.13**). Les essais ont étudié la performance globale de transfert de chaleur et le facteur de frottement avec un angle de nervure de 30°. L'étude expérimentale montre que les performances thermo-hydrauliques du canal rainuré augmentent de 10% à 13.6% par rapport au canal nervuré. Aussi, le résultat numérique indique que le cas de l'orientation des nervures d'un angle de 45° devant le sens d'écoulement présente les meilleures performances thermo-hydrauliques globales, environ 18% à 36% plus élevé que le cas d'une orientation de 0°.

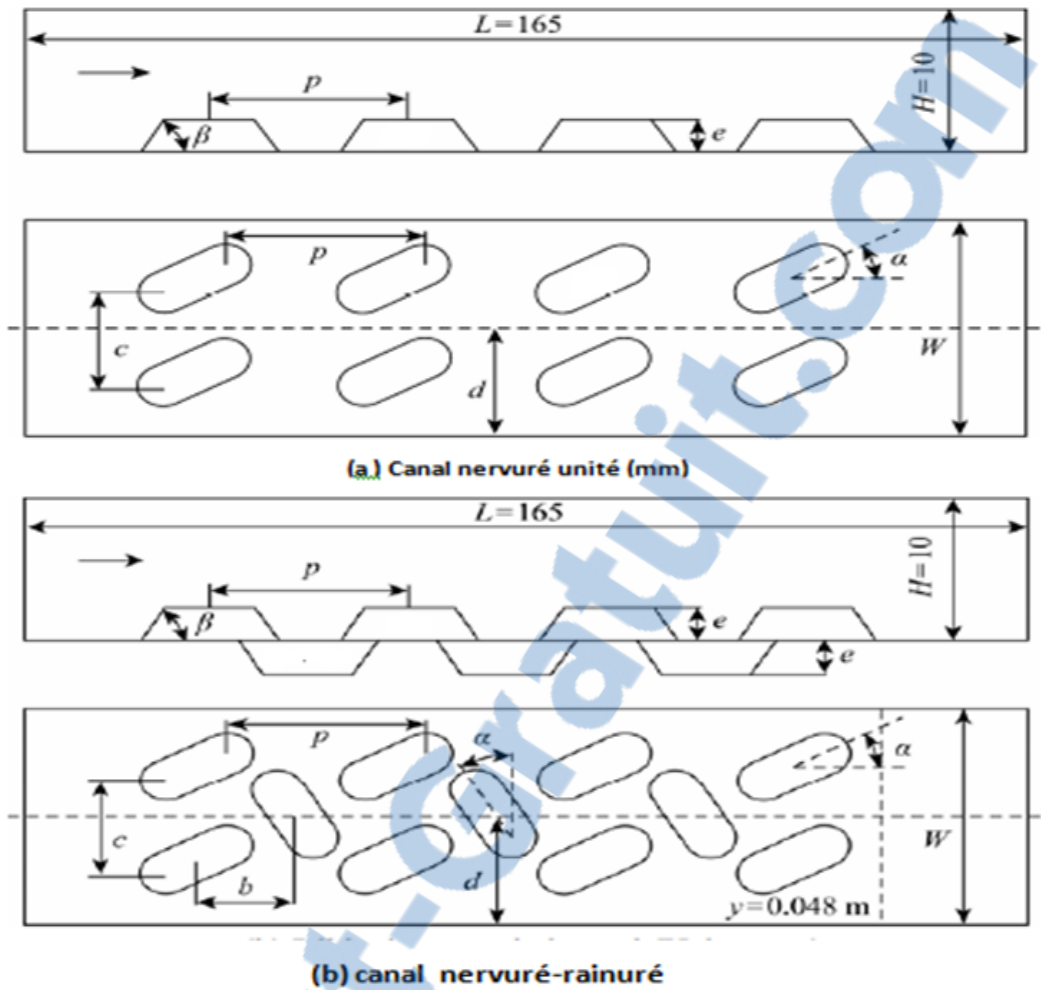


Figure I.13 : Structure et disposition du canal rectangulaire avec nervures et rainures discontinues croisées.

Satta et al. [19] ont étudié expérimentalement les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire avec des nervures inclinés de 45° , sur une ou deux surfaces du canal. Le rapport entre la hauteur des nervures et le diamètre hydraulique (e / D) était de 0,09, tandis que le rapport hauteur / hauteur des nervures était égal à 10. Les expériences ont été effectuées à l'aide de l'air comme fluide convectif, avec un nombre de Reynolds égale à 29.000. Les nervures inclinées sont responsables du flux secondaire à deux cellules lorsqu'elles sont installées sur deux parois opposées du canal et pour un flux secondaire à une cellule lorsqu'elles sont placées sur un seul mur. Le flux secondaire apporte un fluide relativement froid vers les régions d'extrémité avant de la nervure et le fluide chaud vers les régions d'extrémité arrière des nervures opposées, ce qui provoque des variations marquées dans l'échelle du coefficient de transfert de chaleur local.

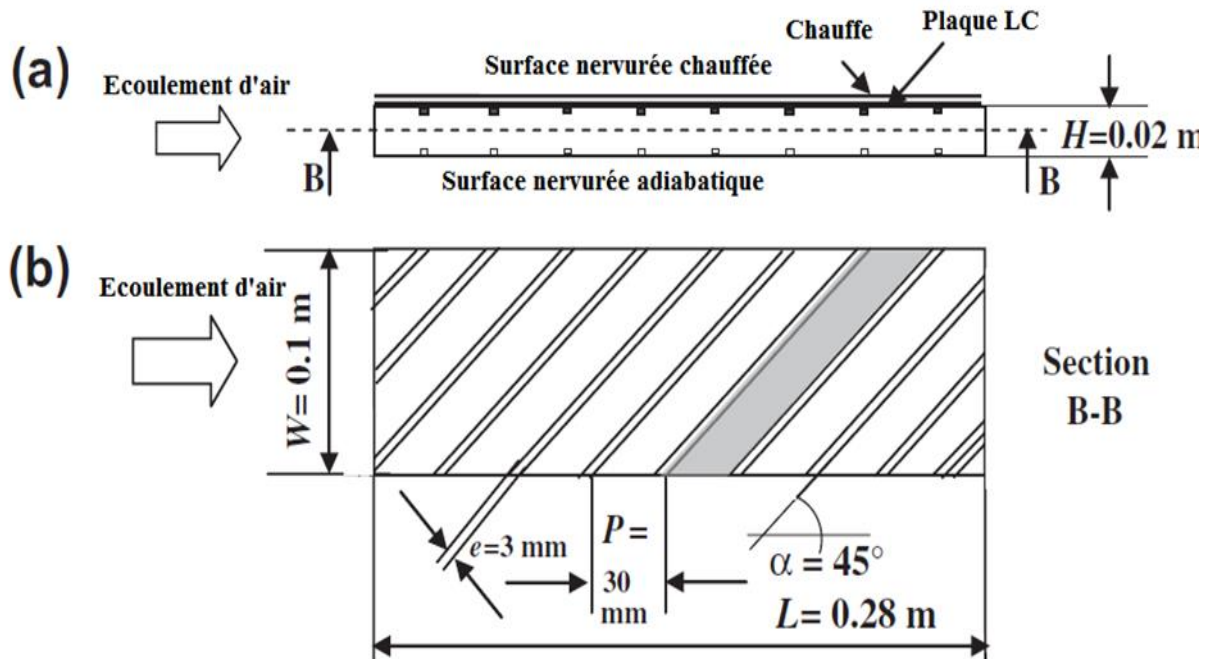
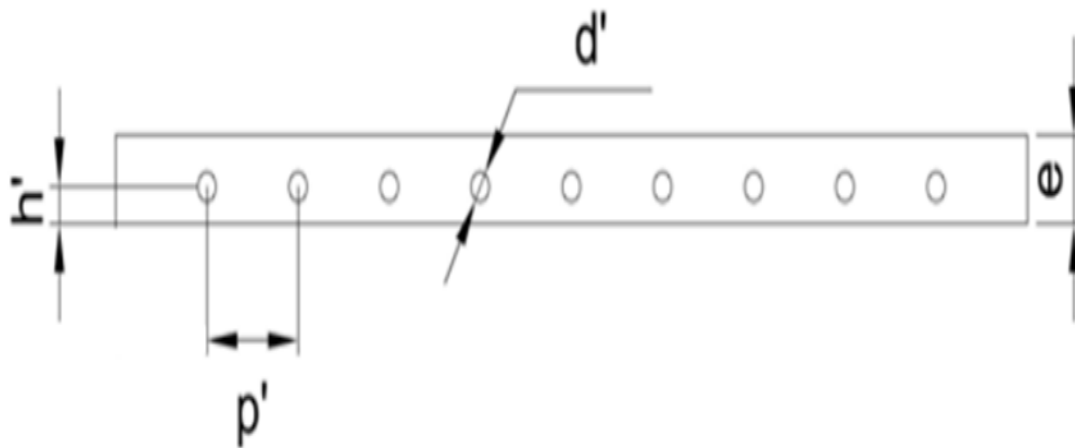


Figure I.14 : (a) vue latérale, (b) vue frontale (section B-B).

Ting et al. [20] ont réalisé une étude sur l'effet de la température d'entrée et de la hauteur sur le débit de fluide et les performances de transfert de chaleur dans un canal à nervures à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. Les résultats indiquent que l'augmentation de la hauteur peut améliorer la perturbation de l'écoulement et donc améliorer les performances de transfert de chaleur. La température d'entrée a peu d'effet sur la structure basique du flux de fluide et le transfert de chaleur est amélioré en raison de la vitesse accrue.

Wang et al. [21] ont effectué une étude expérimentale sur l'effet de la rugosité de la paroi sur l'amélioration des caractéristiques d'écoulement dans les canaux. Les conditions expérimentales comprenaient des pressions de 5 à 22 MPa, des vitesses de 15 à 60 m/s et un flux de chaleur maximal de 40.000 kW/m^2 . Quatre différents tubes carrés à structure nervurée et deux tubes circulaires à nervures ont été testés. Comparé au tube simple, les résultats ont montré que les tubes avec rugosité améliorent le transfert de chaleur par rapport aux tubes simples tandis que la chute de pression dans les tubes augmente.

Eren et al. [22] ont mené une étude expérimentale du transfert de chaleur par convection forcée dans un canal rectangulaire muni des nervures perforées. Les mesures sont effectuées pour un rapport $S/e = 12$ (« S » est le pas transversal de nervure), (« e » est la hauteur de nervure transversale), et un rapport $e/H = 0,1$ (« H » est la hauteur du canal). Le fluide convectif était de l'air et le nombre de Reynolds vari entre 5.375 et 36.362. Le résultat indique une augmentation du coefficient de transfert de chaleur d'environ 34.1 % des nervures perforées par rapport à un canal simple.



$$e=5\text{mm}, d'=1\text{mm}, h'=1\text{mm}, p'=10\text{mm}$$

Figure I.15 : Vue schématique des nervures perforées actuelles.

Ma et al. [23] ont fait une étude expérimentale comparative sur les caractéristiques du transfert de chaleur de la vapeur et du flux d'air dans des canaux rectangulaires avec des nervures parallèles. Une caméra infrarouge a été utilisée pour étudier la répartition des coefficients du transfert de chaleur par convection forcée. Le nombre de Reynolds varie de 3.000 à 15.000, le taux de blocage (e / D_h) du canal testé est de 0,078 et le rapport d'aspect $W / H = 3$, les rapports d'espacement des nervures étaient de 8, 10 et 12, et les angles des nervures étaient respectivement de 90° , 75° , 60° et 45° . L'amélioration du transfert de chaleur de la vapeur et de l'air a augmenté en diminuant l'angle des nervures de 90° à 45° . Pour un nombre de Reynolds 12.000, le nombre de Nusselt de flux de vapeur est de l'ordre de 13,9%, 14,2%, 19,9% et 23,9% plus grand par rapport au flux d'air pour les angles des nervures de 90° , 75° , 60° et 45° respectivement.

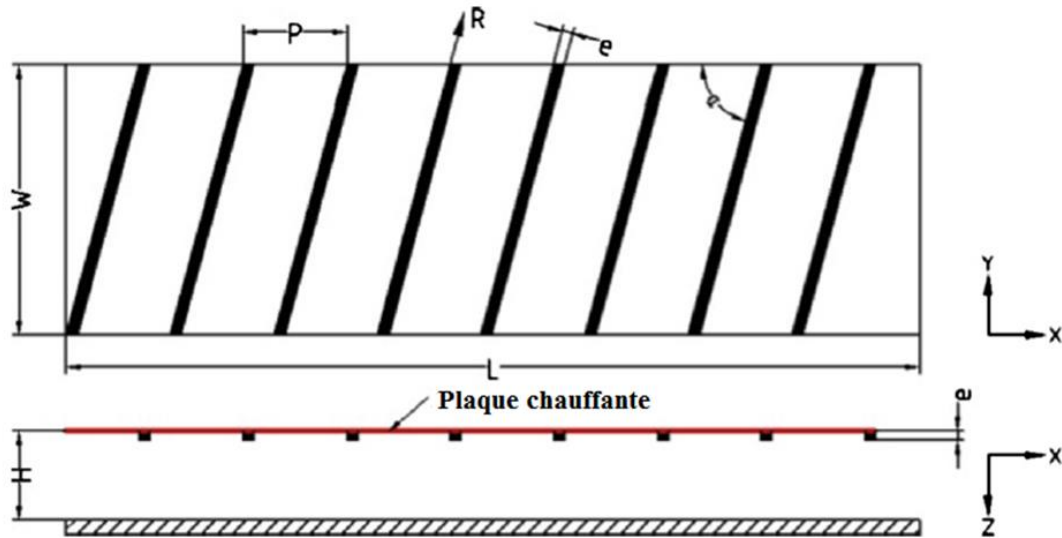


Figure I.16 : Canal rectangulaire avec des nervures parallèles.

Khdher et al. [24] ont effectué expérimentalement et numériquement les effets des dimensions d'amélioration du tube à nervures circonférentiellement d'un nanofluide (Al_2O_3 / eau) sur le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression à l'intérieur des tubes. La taille des nanoparticules a été fixée à 13 nm et les fractions volumiques de 0% à 3%. Les tubes de cuivre cerné sont testés avec un diamètre intérieur de 14,9 mm et une profondeur circonférentielle de 0,5 mm à 1,5 mm et la distance de tangage axial de 5 mm à 15 mm. La température d'entrée du nanofluide turbulent était de 25°C et le flux de chaleur de la paroi constante était de $5.000\text{ W} / \text{m}^2$. Les essais se déroulent à un débit turbulent avec des gammes de Reynolds de 10.000 à 40.000. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt dans les tubes à nervures circonférentiels augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration en volume de nanofluides d'une manière similaire à celle du tube simple mais avec des valeurs plus élevées. Pour les tubes à nervures circonférentielles, les nombres de Nusselt augmentent de 92% à 62,1% par rapport à ceux obtenus dans un tube simple selon la géométrie des nervures, la concentration volumique des nanofluides et les conditions de fonctionnement.

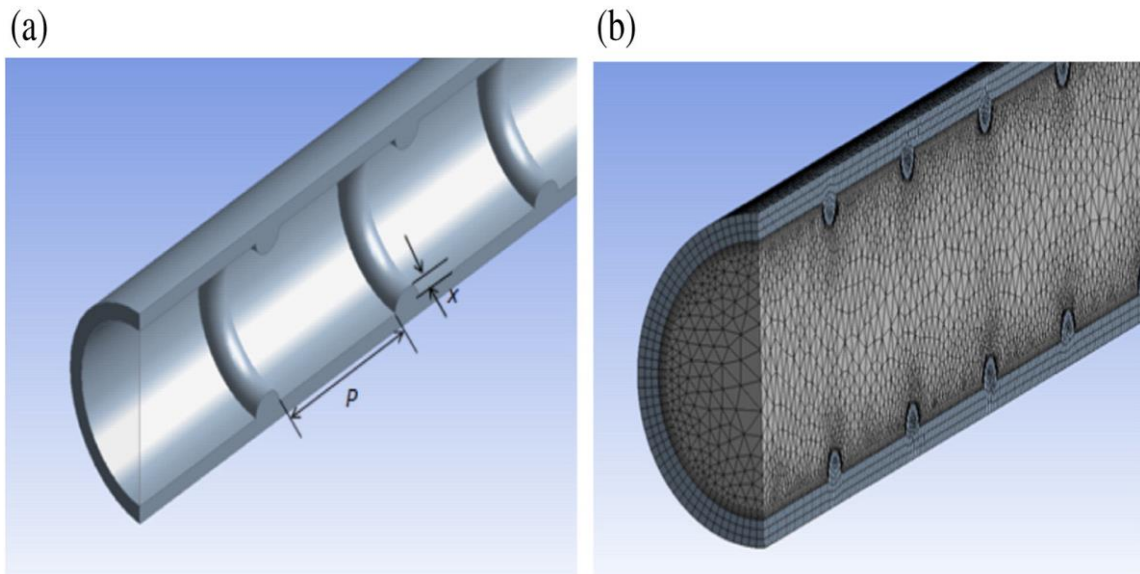


Figure I.17 : (a) Modèle de tube à nervures circumférentielles, (b) Maillage du modèle.

Yang et al. [25] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur d'un canal avec deux surfaces opposées rendues rugueuses par des nervures symétriques et décalées pour un nombre de Reynolds qui vari entre 1.400 et 9.000. La hauteur de la nervure est $e=0,2\text{mm}$ et la hauteur des canaux $H=0,33\text{mm}$. Le rapport entre les nervures et la hauteur (S/e) est compris entre 5 et 15. Les résultats montrent que les coefficients de transfert de chaleur sont augmentés avec l'augmentation du nombre de Reynolds, mais de pertes de pression plus élevées. Le coefficient de transfert de chaleur, les pertes de pression et le Nusselt des nervures symétriques sont plus élevé que les nervures décalées. Le coefficient de transfert de chaleur du canal nervuré à deux côtés est nettement plus élevé que celui du canal à un côté. Le coefficient de transfert thermique du rapport de blocage $e/H = 0,33$ est supérieur à celui du rapport de blocage $e/H = 0,2$.

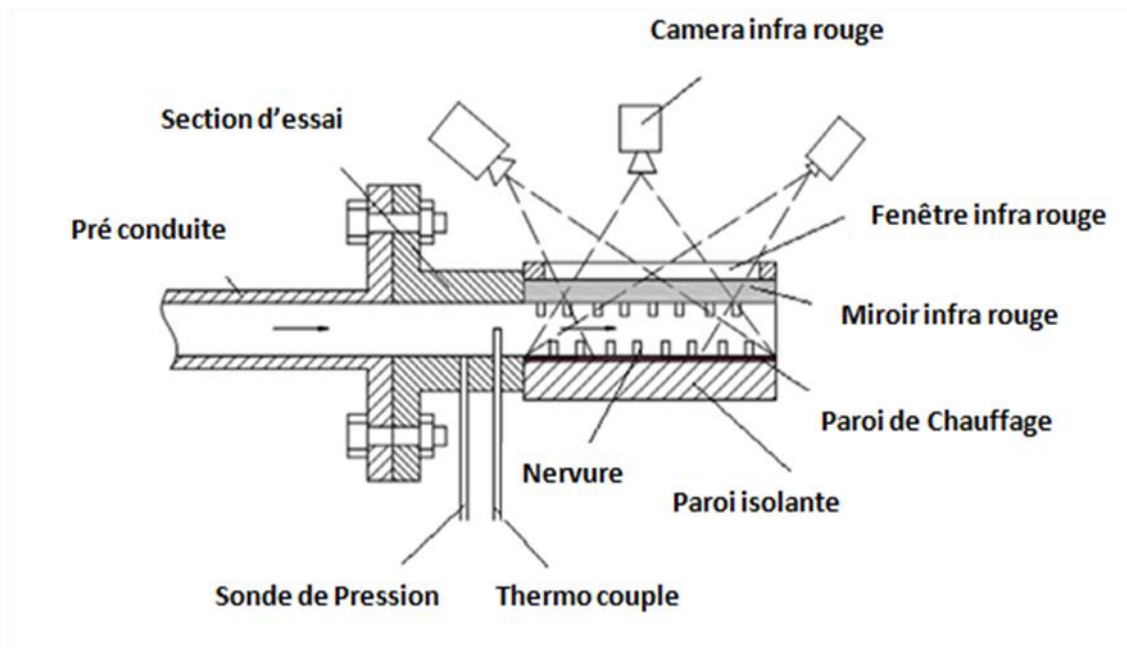


Figure I.18.1 : Schéma de la section d'essai.

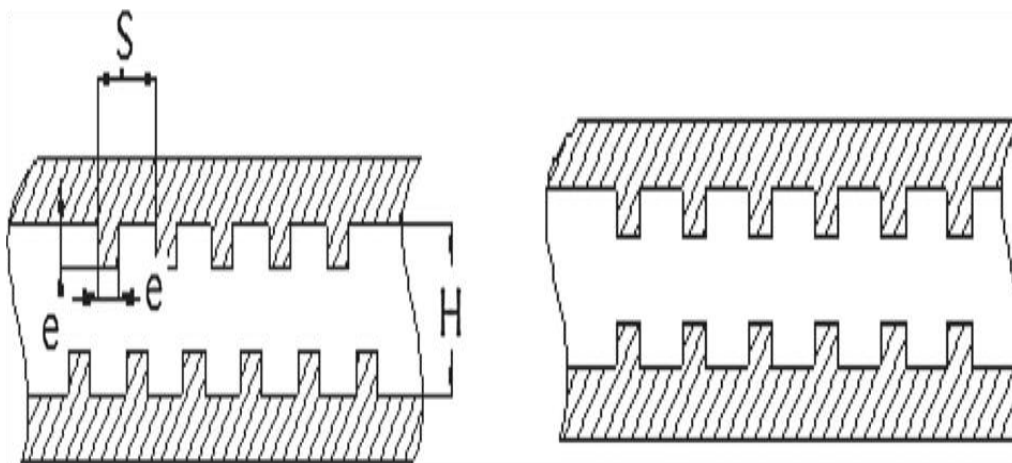


Figure I.18.2 : Schéma de disposition des nervures.

Une étude expérimentale était réalisée par **Giovanni Tanda** [26] pour mesurer le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle dans les canaux à nervures, verticalement chauffés. La composante thermiquement active de l'appareil était une plaque verticale d'hauteur $H = 87$ mm, de longueur $L = 48$ mm, et d'épaisseur totale $t = 8$ mm constituée de deux fines feuilles de cuivre, chaque côté de la plaque exposée au flux d'eau avec cinq nervures carrées. L'étude a été menée en fixant la différence de température entre le

mur et le fluide. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus dans une étude antérieure utilisant de l'air comme fluide de travail et la même géométrie de la nervure, la comparaison a révélé un excellent accord entre les deux ensembles d'expériences. Le coefficient du transfert de chaleur a été influencé par la géométrie des canaux car la présence des nervures perturbe l'écoulement et cette perturbation mène à augmenter le coefficient transfert de chaleur par rapport à un canal simple.

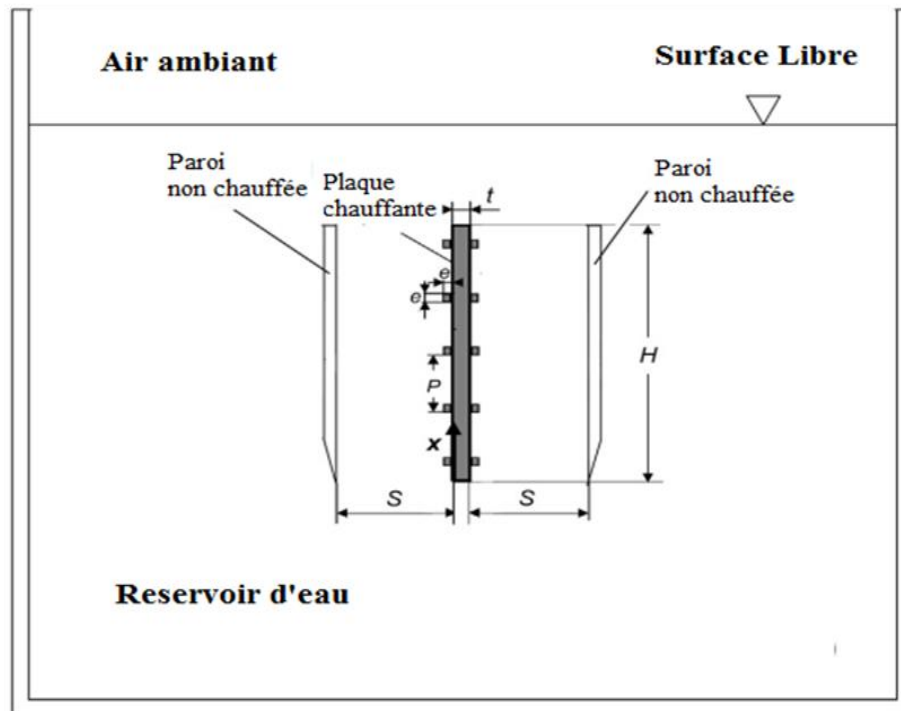


Figure I.19 : Disposition schématique des canaux à nervures verticales à l'intérieur du réservoir d'eau.

Les caractéristiques turbulentes du transfert de chaleur et de frottement dans un conduit rectangulaire avec différentes géométries de nervures (semi-circulaires, rectangulaires et hybrides de formes semi-circulaires et rectangulaires) disposées sur l'une de ses principales parois ont été étudiées expérimentalement par **Alfarawi et al. [27]**. La paroi était constituée d'une plaque en laiton de 320 mm par 120 mm, et des nervures en laiton aussi de 3 mm d'hauteur, 6 mm de largeur et 120 mm de longueur. Le nombre de Reynolds compris entre 12.500 et 86.500. Les résultats montrent que le rapport d'amélioration du nombre de Nusselt a été obtenu entre 1,3 et 2,14 correspondant à un taux de facteur de frottement de 1,8 et 4,2. Les nervures hybrides fournissent des valeurs plus élevées pour les indices d'efficacité comparés à ceux des nervures rectangulaires et semi-circulaires.

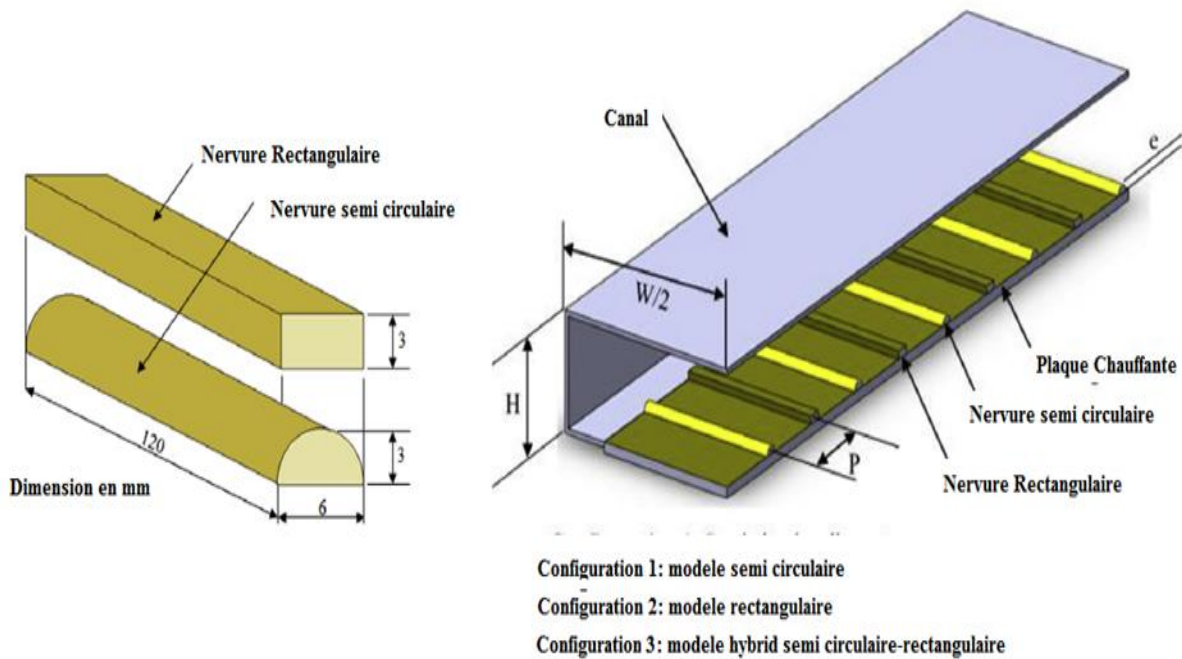


Figure I.20 : Géométrie des nervures et configurations (demi-conduit est affiché).

Weiguo et al. [28] ont effectué une étude expérimentale sur les performances thermo hydraulique d'un tube à nervures internes à quatre têtes. Le coefficient de transfert de chaleur par convection et la chute de pression du fluide, sont mesurés et simulés. Les résultats expérimentaux montrent que l'augmentation du taux de transfert de chaleur du tube à nervures intérieures est de 1,05 à 1,35 fois plus élevée par rapport à celle du tube simple.

I.3 Etudes analytiques

Chaube et al. [29] ont effectué une analyse de l'augmentation du transfert de chaleur d'un conduit rectangulaire rugueux bidimensionnel avec une seule paroi principale soumise à un flux thermique uniforme. Les nervures sont fournies uniquement sur la paroi chauffée et les trois autres murs sont lisses et isolés. Dans ce travail, neuf formes différentes de nervures ont été examinées et comparées sur la base de l'amélioration du transfert de chaleur. L'analyse montre que le pic du coefficient local de transfert de chaleur se produit au point de rattachement du flux séparé. Les résultats prédisent une amélioration significative du transfert de chaleur par rapport à celle d'une surface lisse. Le modèle d'analyse en 2D donne des résultats plus proches des modèles expérimentaux que des modèles 3D, ce dernier nécessite beaucoup plus de mémoire et de temps de calcul par rapport aux 2D.

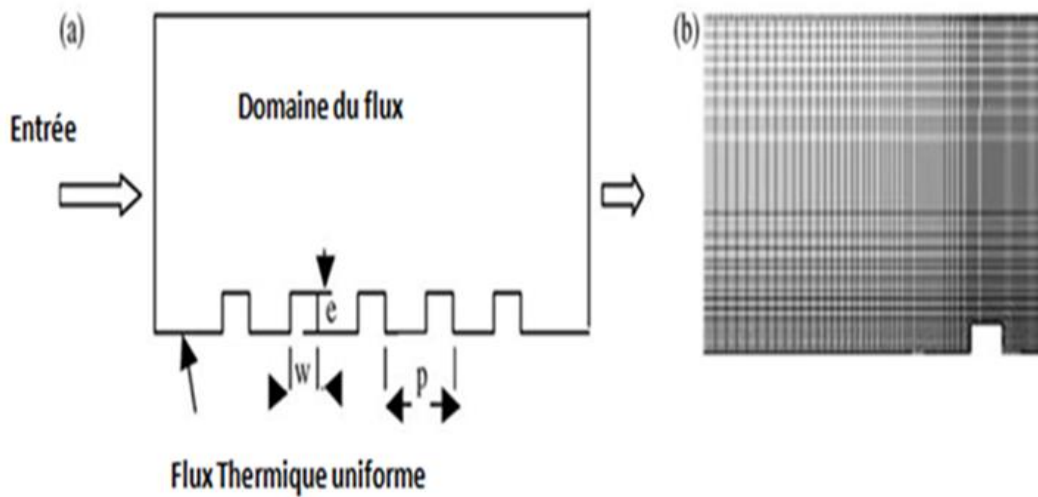


Figure I.21 : Géométrie du conduit nervuré et domaine de la solution.

Mohammed et Bo [30] ont effectué des équations de synergie de champ de transfert de chaleur turbulente convective pour un canal de chauffage d'air solaire avec des turbulateurs à nervures, ces équations peuvent être utilisées pour augmenter la synergie de champ entre le vecteur de vitesse et les champs de gradient de température pour améliorer le transfert de chaleur par convection. La solution des équations donne que des tourbillons s'écoulent vers le bas des turbulateurs de nervures et un bon angle de synergie moyen dans la zone de cavité, qui est suivi par une augmentation progressive du nombre de Nusselt jusqu'à la nervure suivante. Les résultats montrent que les déflecteurs incurvés solides montés près de la plaque absorbante ont un meilleur critère d'évaluation de la performance de 0,99.

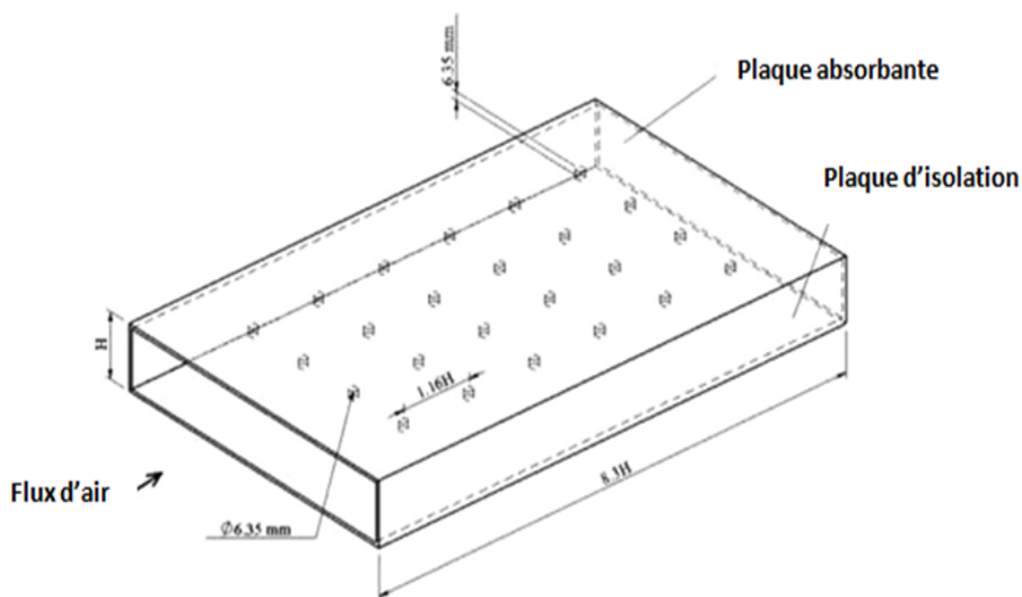


Figure I.22 : Plaque absorbante rugueuse comportant des turbulateurs à nervures continues.

Conclusion

Nous avons constaté dans la recherche bibliographique que les études de l'influence de la rugosité des conduites sur le transfert thermique lors des écoulements dépendent des caractéristiques des nervures comme (géométrie, emplacement, dimension ainsi que les caractéristiques du fluide et de l'écoulement. Nous avons constaté aussi qu'il y a une multitude de choix d'étude numérique ou expérimentale afin d'approfondir les connaissances dans ce domaine. Pour ce qui nous concerne, c'est de faire une comparaison entre un CS et deux autres canaux (CART et CARR).

Chapitre II

Formulations mathématiques

du problème

Rapport-Gratuit.com

Introduction

Les transferts thermiques entre fluide et paroi revêtent une grande importance dans beaucoup de domaines tels que: la mécanique des fluides, l'énergie solaire, les systèmes d'isolation, ainsi que dans la conception des échangeurs de chaleur. Ils peuvent concerner également l'agro-alimentaire et le biomédical. La forme des parois délimitant le domaine d'étude est variable, les parois peuvent être constituées par des plaques planes ou ondulées ou par des conduits cylindriques ou à section variable. Les études théoriques consistent à décrire l'écoulement et les transferts de chaleur en résolvant numériquement les équations de Navier-Stokes accouplées à l'équation de chaleur.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les géométries considérées et les équations mathématiques gouvernantes.

II .1 Géométrie du problème

Le système étudié est schématisé sur la **figure II.1**. Il s'agit d'un CS, CART (**figure II.1 (a) et (b)**) et un CARR (**figure II.1 (c)**). Les différents canaux ont une longueur (L_{tot}), une hauteur (H), une section d'essai (section rugueuse) (L_2), une section étendue en amont de longueur L_1 pour assurer un écoulement complètement développé dans la section d'essai, et une section en aval (section de sortie) de longueur L_3 qui est utilisée pour empêcher l'apparition d'effets de pression défavorables causés par un flux inversé à travers le domaine de calcul. Les détails de la partie rugueuse sont schématisés sur la **figure II.1 (d)**.

Les dimensions de la géométrie, sont basées sur les données numériques publiées par **Vanaki et Mohammed [9]**. Les paramètres géométriques des problèmes étudiés sont représentés dans le **tableau II.1**.

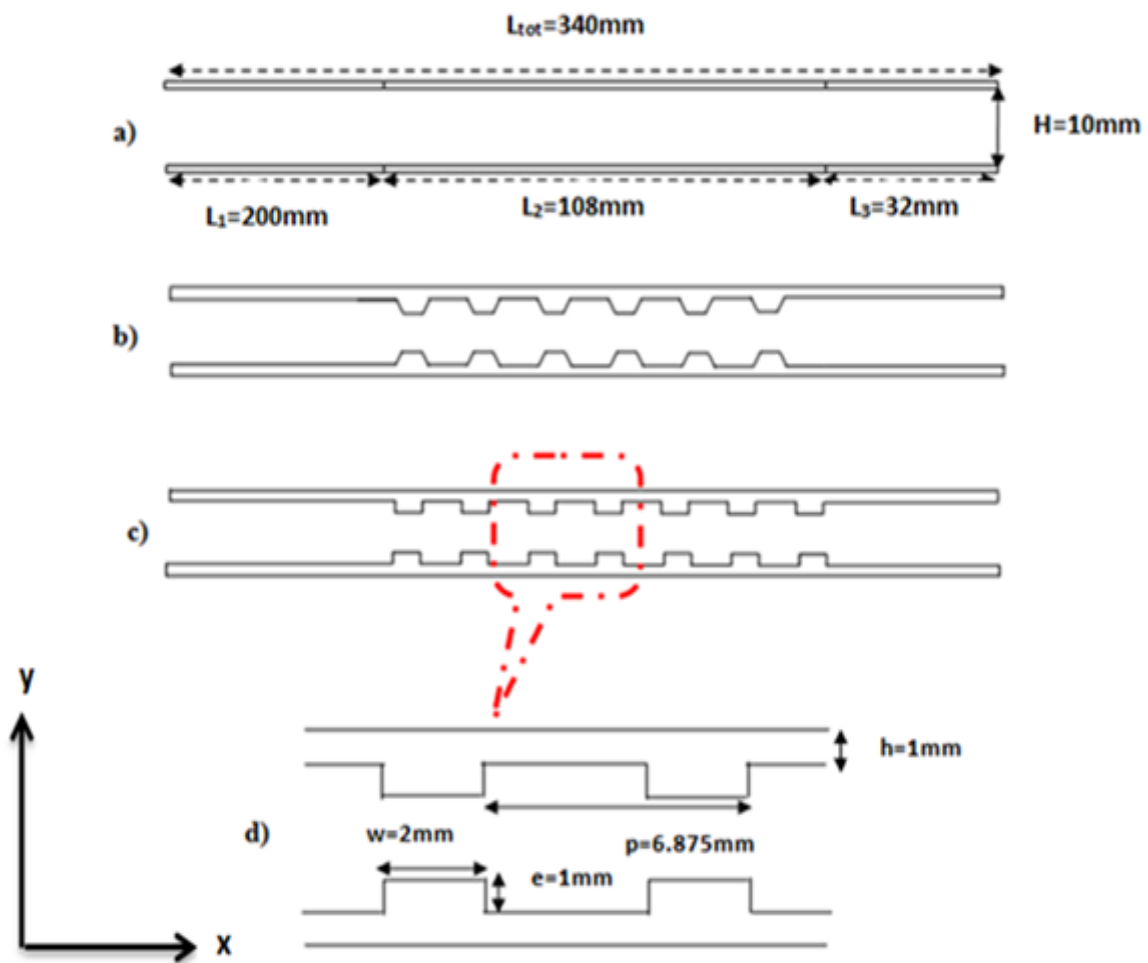


Figure II.1 : Géométries du problème, (a) CS, (b) CART, (c) CARR, (d) détails de la rugosité.

Canaux	L_{tot} (mm)	L_1 (mm)	L_2 (mm)	L_3 (mm)	H (mm)	h (mm)	e (mm)	w (mm)	p (mm)
CS	340	200	108	32	10	1	-	-	-
CARR	340	200	108	32	10	1	1	2	6.875
CART	340	200	108	32	10	1	1	2	6.375

Tableau II.1 : Paramètres géométriques des canaux étudiés.

II.2 Formulations mathématiques du problème

Les formulations mathématiques du phénomène reposent sur les équations liant des différents paramètres à savoir: la vitesse, la pression et la température. Les équations gouvernantes sont les suivantes :

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

II.3 Hypothèses simplificatrices

La modélisation du système étudié est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes:

- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- Le fluide est newtonien incompressible.
- L'écoulement engendré dans le canal est turbulent.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les propriétés thermo-physiques de fluide (ρ , C_p , μ , k) qui sont respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique sont considérées constantes.



II.3.1 Equations gouvernantes

II.3.1.1 Equation de continuité

C'est l'équation qui s'exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle.

Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivant:

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

II.3.1.2 Equation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenue dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquée.

Elle s'écrit sous la forme:

Suivant x :

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

Suivant y :

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

II.3.1.3 Equation d'énergie

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique :

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

II.3.1.4 Modèle de turbulence k-ε

Les équations k-ε exactes contiennent de nombreux termes inconnus et inadmissibles. Pour une approche beaucoup plus pratique, nous avons utilisé le modèle standard de turbulence k-ε (**Lauder et Spalding [31]**) qui repose sur notre meilleure compréhension des processus pertinents, minimisant ainsi les inconnus et présentant un ensemble d'équations qui peuvent être appliqué à un grand nombre d'applications turbulentes.

Pour l'énergie cinétique turbulente k [32]:

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

Pour la dissipation ε [32]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C1\epsilon \left(\frac{\epsilon}{k} \right) G_k + C2\epsilon \rho \left(\frac{\epsilon^2}{k} \right) \quad \text{II. 6}$$

Dans l'équation ci-dessus, G_k représente la génération d'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse moyenne. Les σ_k et σ_ϵ sont des nombres effectifs de Prandtl pour l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation, respectivement; $C1\epsilon$ et $C2\epsilon$ sont des constantes, et μt est la viscosité par turbulence.

$$\mu t = \frac{(\rho C_\mu K^2)}{\epsilon} \quad \text{II. 7}$$

C_μ est une constante et sa valeur est de 0,09.

Dans les équations (II.5) et (II.6), ces constants sont obtenus à partir du logiciel de calcul fluent (voir la figure III.16 choix du modèle de turbulence).

$C1\varepsilon$	$C2\varepsilon$	G_k	$\sigma\varepsilon$
1.44	1.92	1.00	1.30

II.4 Conditions aux limites

Des conditions aux limites pour chaque variable sont obligatoires pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment. Dans notre travail, les conditions aux limites hydrodynamique et thermique se basent sur le travail numérique de **Vanaki et Mohammed** [9].

Nombre de Reynolds	Vitesse initiale (m/s)
5.000	0.530
10.000	1.060
15.000	1.590
20.000	2.120

Tableau II.2 : Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.

L'entrée du canal est soumise à une vitesse basée sur le nombre de Reynolds dans la plage entre 5.000 et 20.000, tandis que la sortie du canal est soumise à une pression atmosphérique. Nous avons supposé que l'écoulement entrant est turbulent à une température de $T_{in} = 300$ K. Les parois supérieure et inférieure sont maintenues à un flux thermique uniforme de 10 kW/m². Sur les parois du canal et les surfaces des nervures, aucune condition de glissement n'est imposée. Le **tableau II.3** représente les conditions aux limites.

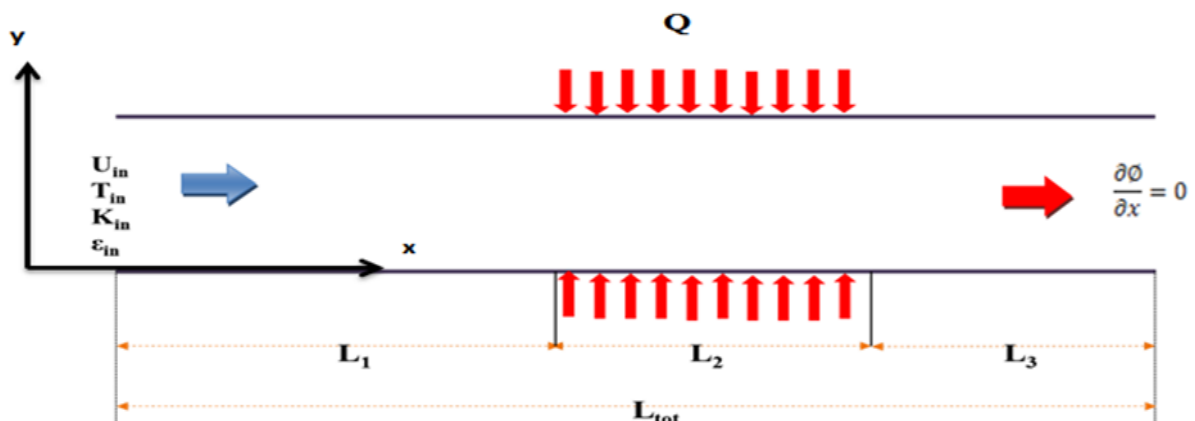


Figure II.2 : Schéma représentatif des conditions aux limites.

Limites	Conditions thermiques
Entrée : $x=0, 0 < y < H$	$T_{in}=300K$ $U_{in} = \frac{Re\mu}{\rho D_h}$
Paroi supérieure $H=10mm, L_1 < x < L_2$	$Q=10 \text{ kW/m}^2$
Paroi inférieure $y=0, L_1 < x < L_2$	$Q=10 \text{ kW/m}^2$
sortie $x= L_1+L_2 +L_3, 0 < y < H$	Sortie d'écoulement $\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0, \phi = u, v, T, P, k, \varepsilon$

Tableau II.3 : Conditions aux limites.

- **Nombres adimensionnels**

Les équations adimensionnelles sont utilisées afin de simplifier et trouver les solutions générales aux problèmes physiques des systèmes de mesure.

- **Nombre de Reynolds (Re)**

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides, il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime par exemple dans notre cas turbulent le nombre de Reynolds est lié la viscosité, densité, et une longueur de référence, et définit de la manière suivant :

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad \text{II. 8}$$

Avec :

U : est la vitesse moyenne de l'écoulement de fluide.

On définit le diamètre hydraulique D_h comme étant le rapport de la surface mouillée A (Section droit de liquide) sur le périmètre mouillé P (Périmètre de la conduite en contact avec liquide).

$$D_h = \frac{4 \text{Section de passage}}{\text{Périmètre mouillé}} = \frac{4A}{P} \quad \text{II. 9}$$

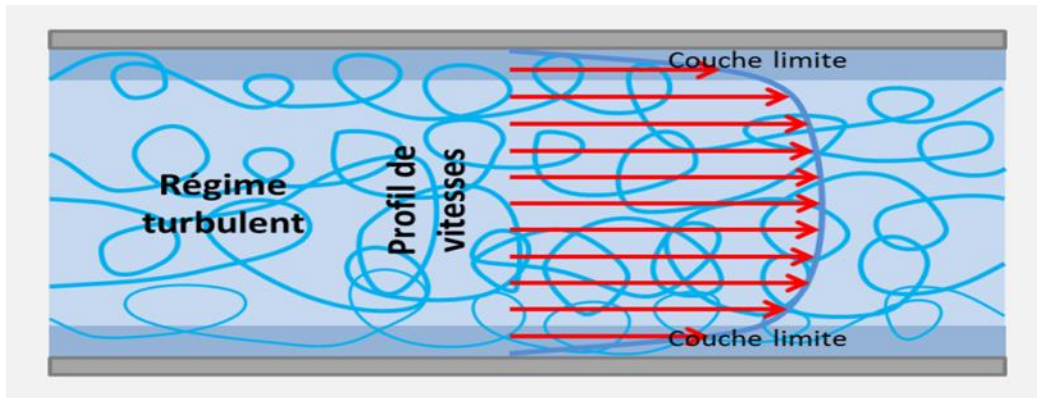


Figure II.3 : Régime turbulent ($Re > 2400$).

- **Nombre de Prandtl (Pr)**

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

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{II. 10}$$

- **Nombre de Nusselt (Nu)**

Nusselt est un nombre adimensionnel du coefficient h , utilisé dans les opérations de transfert thermique.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad \text{II. 11}$$

- **Coefficient de frottement (f)**

C'est le rapport entre les forces de pression exercées par le fluide sur les parois et l'énergie cinétique du fluide le long de la paroi.

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho U_i^2 4L} \quad \text{II. 12}$$

- **Flux de chaleur Q**

$$Q = \dot{q}_m C_p (T_f - T_i) \quad \text{II. 13}$$

\dot{q}_m : Débit massique du fluide [kg/s].

C_p : chaleur spécifique [kJ/kg K].

T_f : Température finale de fluide.

T_i : Température initiale de fluide.

- **Indice des critères d'évaluation des performances**

L'indice des critères d'évaluation de la performance (PEC) permet de comparer les performances thermiques et dynamiques des canaux avec des nervures de forme différente et d'évaluer l'amélioration du transfert de chaleur. Il est calculé en utilisant les nombres de Nusselt et le facteur de frottement prédits comme suit:

$$PEC = \frac{Nu/Nu_s}{f/f_s} \quad \text{II. 14}$$

Avec :

$$Nu_s = 0.023Re^{-0.8}Pr^{0.4} \quad \text{II. 15}$$

Corrélations de Blasius :

$$f_s = 0.316Re^{-0.25} \quad \text{pour } 3000 \leq Re \leq 20000 \quad \text{II. 16}$$

II.5 Propriétés de fluide

Dans notre étude, nous avons travaillé avec de l'eau pure comme un fluide de base, et l'aluminium comme étant le matériau des canaux. Le **tableau II.4** ci-dessous présente les propriétés thermo-physiques à $T=300$ K.

Masse volumique	ρ	996.5	kg/m ³
La conductivité thermique	k	0.610	kg/m.K
Capacité thermique spécifique	Cp	4177	J/kg.K
Viscosité dynamique	μ	0.000845	Pa.s

Tableau II.4 : Propriétés physiques du fluide utilisé à $T=300$ K.

II.6 Les nanofluides

Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'améliorer certaines propriétés. Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. Or, les fluides les plus employés tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol ne disposent que d'une conductivité thermique faible par rapport à celle des solides cristallins. Avec les nanofluides, l'idée est alors d'insérer, au sein du fluide de base, des nanoparticules afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange [33].

Les types de nanoparticules sont :

. **Métalliques** : le cuivre (Cu), l'aluminium (Al), l'or (Au), l'argent (Ag).

. **Oxydes** : l'oxyde de cuivre (CuO), l'oxyde de l'aluminium (Al₂O₃), le de titane (TiO₂).

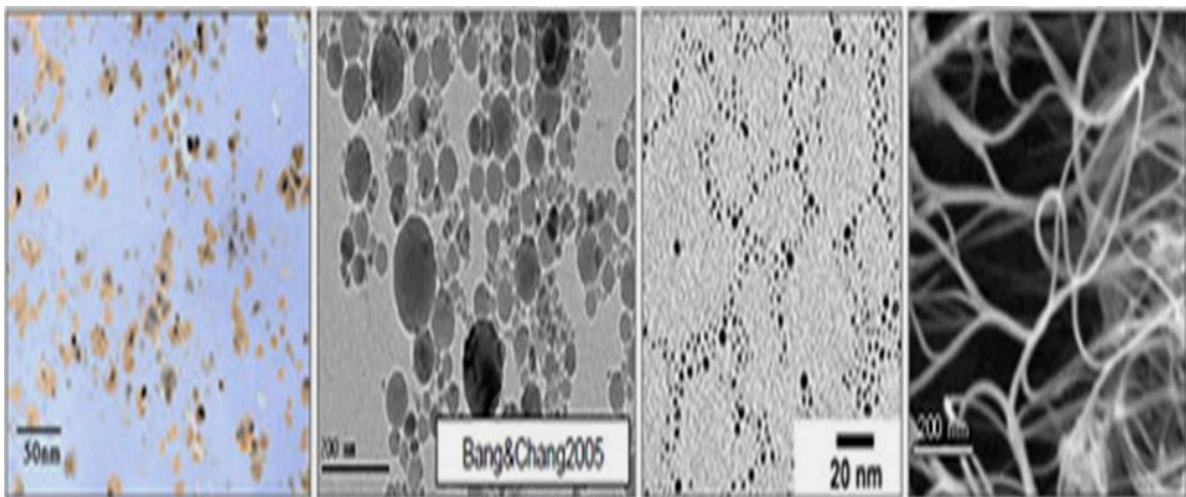


Figure II.4 : Nanofluides vus au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or; eau + nanotubes [34].

II.6.1 Préparation des nanofluides

Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

- * Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- * Les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

En outre, il existe deux méthodes principales pour produire des nanofluides :

✓ **La méthode en deux étapes** : consiste à produire dans un premier temps les nanoparticules, puis à les disperser dans le fluide de base. Pour permettre une bonne dispersion, une forte action mécanique à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrason est souvent nécessaire afin de briser agglomérant. En outre, pour éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules en adaptant le pH.

On peut également utiliser les forces de répulsion stérique à l'aide de molécule adsorbé ou greffées sur la surface.

✓ **La méthode en une seule étape** : consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base. Moins industrielle, elle n'est utilisable que pour certains nanofluides mais permet d'éviter l'agglomération et plus la conductivité thermique du mélange est améliorée. Néanmoins, pour une famille de nanofluides donnée, les résultats de la littérature présentent une dispersion assez forte. Cette dispersion peut être attribuée au mode de synthèse des nanofluides et/ou à la méthode de mesure [33].

II.6.2 Applications des nanofluides

Les dispersions de nanoparticules trouvent déjà de nombreux domaines d'applications pour leurs propriétés magnétiques (paliers magnétiques à Ferro fluides, agents de contraste en imagerie médicale), pour leurs propriétés électriques (dépôt conducteur électro-mouillage pour lentilles liquides), et de marquage de cellules ou de contrefaçon avec des nanoparticules fonctionnalisées.

En thermique, les nanofluides peuvent être utilisés partout où des flux de chaleur importants doivent être évacués par des boucles liquides fermées : refroidissement de composants électriques et électroniques, radars, automobile...etc.) [33]

✓ **Autres applications**

*L'échangeur de chaleur.

*Le refroidissement d'éléments électroniques (produire un nanofluide stable qui est compatible avec des circuits et des composants électroniques).

*Nanoparticules pour l'efficacité des réfrigérateurs (formulations de lubrifiants et liquides de refroidissement mélangés avec des nanoparticules pourraient entraîner une augmentation de l'efficacité énergétique des réfrigérateurs).

- *Aéronautique et spatial.
- *Refroidissement des systèmes nucléaire.
- *Transport (gestion de refroidissement / véhicule moteur thermique).
- *Autres applications (caloducs, piles à combustible, le chauffage solaire d'eau, forage, stockage thermique).

✓ **Avantage des nanofluides**

- *Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- *Haute dispersion et stabilité avec prédominante mouvement brownien des particules.
- *Réduit par rapport au liquide pur pour obtenir équivalent intensification de transfert de chaleur. Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- *Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications.

✓ **Inconvénients des nanofluides**

- * Fortes pertes de charge.
- * Erosion.
- * Sédimentation.
- * Bouchons dans les écoulements.
- * Le coût élevé des nanofluides.
- * Difficultés dans le processus de production.

II.6.3 Propriétés thermo physiques des nanofluides

De nombreuses études ont été menées afin de mesurer, mais aussi d'expliquer et de prédire, l'augmentation de la conductivité thermique des nanofluides. Différentes méthodes de mesure de conductivité thermique ont été employées, la plus courante reste la méthode utilisant un fil chaud en régime transitoire. Néanmoins, compte tenu de la dispersion des résultats, des billes expérimentales ont été suspectées et d'autres méthodes de mesure ont été utilisées, comme la méthode 3ω , les méthodes stationnaires utilisant une différence de température entre deux plaques ou deux cylindres et les méthodes optiques basées sur la variation de l'indice de réfraction en fonction de la température [33].

Les équations utilisées pour le calcul des propriétés du nanofluid d'après l'article [12]

- Masse volumique

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_p \quad \text{II. 17}$$

- Chaleur spécifique

$$C_{p,nf} = (1 - \varphi)C_{p,bf} + \varphi C_{p,p} \quad \text{II. 18}$$

- Viscosité dynamique

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(123\varphi^2 + 7.3\varphi + 1) \quad \text{II. 19}$$

- Conductivité thermique

$$\lambda_{nf} = \lambda_{bf}(4.97\varphi^2 + 2.72\varphi + 1) \quad \text{II. 20}$$

φ	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kgK]	μ [Pa s]	λ [W/mK]
0% Eau pure	996.5	4177	0.00845	0.610
1%	1025.3	4143	0.000917	0.618
4%	1111.8	4041	0.001258	0.674

Tableau II.5 : Propriétés physiques du nanofluid (Al_2O_3 /eau) à $T=300K$.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection forcée en régime turbulent et stationnaire à l'intérieur des canaux. Les équations gouvernantes présentées sont:

- ✚ L'équation de continuité.
- ✚ Les équations de quantité de mouvement.
- ✚ L'équation d'énergie.

Aussi, nous avons spécifié les conditions aux limites de ce problème. Afin de résoudre ces équations de la dynamique des fluides et de l'énergie, on fait appel à une méthode numérique bien déterminée et aussi introduire les nanofluides.

Chapitre III

Résolution numérique

Introduction

L'analyse numérique traite de nombreux problèmes physiques, elle s'illustre par le développement de codes de calcul.

Dans notre cas, nous allons utiliser le code FLUENT, qui permet de faire des simulations des écoulements et transfert thermique dans les canaux avec rugosités. La résolution par le logiciel de simulation des écoulements FLUENT nécessite la présentation du logiciel GAMBIT. GAMBIT est un logiciel de DAO et de génération de maillage. Il permet de réaliser des géométries en 2D et de générer le maillage. Il permet aussi de définir les conditions aux limites.

III.1 Méthode numérique

Dans la nature, les systèmes et phénomènes physiques les plus intéressants sont aussi les plus complexes à étudier. Ils sont souvent régis par un grand nombre de paramètres non-linéaires interagissant entre eux (la météorologie, la turbulence des fluides...).

Les modèles mathématiques utilisent très souvent des systèmes d'équations aux dérivées partielles non-linéaires dont on ne connaît pas de solutions analytiques en général. Il faut alors résoudre le problème numériquement en transformant les équations continues de la physique en un problème discret sur un domaine de calcul (le maillage). Dans certains cas il s'agit de la seule alternative (nucléaire, astrophysique, spatial...). Dans d'autres cas, les simulations numériques sont menées en parallèle avec des expérimentations [35].

Les différentes étapes pour modéliser un système complexe :

- Recherche d'un modèle mathématique représentant la physique. Mise en équation.
- Elaboration d'un maillage. Discrétisation des équations de la physique.
- Résolution des équations discrètes (souvent systèmes linéaires à résoudre).
- Transcription informatique et programmation des relations discrètes.
- Simulation numérique et exploitation des résultats.

Les ordinateurs ne connaissent que le fini et le discret. En effectuant un calcul numérique, un ordinateur ne peut retenir qu'un nombre fini de chiffres pour représenter les opérandes et les résultats des calculs intermédiaires. Les solutions approchées seront calculées comme des ensembles de valeurs discrètes sous la forme de composantes d'une vectrice solution d'un problème matriciel. La représentation des nombres dans un ordinateur introduit la notion d'erreur d'arrondi ou de troncature. Ces erreurs peuvent se cumuler sur un calcul et la solution

numérique finale pourra s'avérer très éloignée de la solution exacte. Pour passer d'un problème exact continu régi par une EDP au problème approché discret, il existe trois grandes familles de méthodes :

➤ **Différences finies**

La méthode consiste à remplacer les dérivées partielles par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages : grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul.

Inconvénients : limitation à des géométries simples, difficultés de prise en compte des conditions aux limites.

➤ **Volumes finis**

La méthode intègre, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous forme de loi de conservation. Elle fournit de manière naturelle des approximations discrètes conservatives particulièrement bien adaptée aux équations de la mécanique des fluides. Sa mise en œuvre est simple avec des volumes élémentaires rectangles.

Avantages : permet de traiter des géométries complexes avec des volumes de forme quelconque, détermination plus naturelle des conditions aux limites.

Inconvénient : peu de résultats théoriques de convergence.

➤ **Éléments finis**

La méthode consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous format variationnel (comme minimisation de l'énergie en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est dans ce cas une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres, ses valeurs en certains nœuds du maillage.

Avantages : traitement possible de géométries complexes, nombreux résultats théoriques sur la convergence.

Inconvénient : complexité de mise en œuvre et grand coût en temps de calcul et mémoire.

III.2 Maillage

Un maillage est une partition de l'espace ou d'un domaine en cellules appelées éléments. Le fichier produit par le modéleur géométrique, et fournit en sortie un maillage. Ceci comprend une information géométrique sur les sous-volumes et une information topologique sur la connectivité entre les éléments. Les maillages non structurés sont sous la forme d'une liste

d'éléments interconnectés. Les formes sont souvent des triangles ou des quadrilatères en deux dimensions, et des tétraèdres, des cubes ou des hexaèdres en trois dimensions. Un élément possède un voisin par arête ou par face, selon que le maillage est bi- ou tridimensionnel. Dans le cas des maillages structurés, la connectivité est par définition implicite, et donc le maillage se résume à une simple liste de nœuds.

III.2.1 Composants du maillage

Les composants sont définis dans un processeur : Cell = volume de contrôle divisant la géométrie.

Le domaine de calcul est défini par un maillage qui représente le fluide et les faces solides qui interviennent.

- Face = frontière d'une cell
- Edge = frontière d'une face
- Nod = point de maillage
- Zone = groupe de nœuds, face et/ou cell

Les conditions aux limites sont assignées aux faces zones. Les données des matériaux et les termes sources sont assignés aux cell zones.

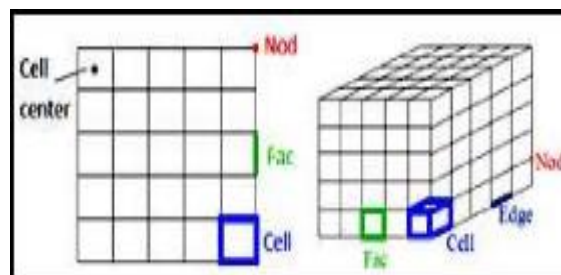


Figure III.1 : Composants d'un maillage.

III.2.2 Choix du type de maillage

On peut utiliser plusieurs types de maillage (**Figure III.2**) :

- Maillage structuré
- Maillage non structuré
- Maillage hybride

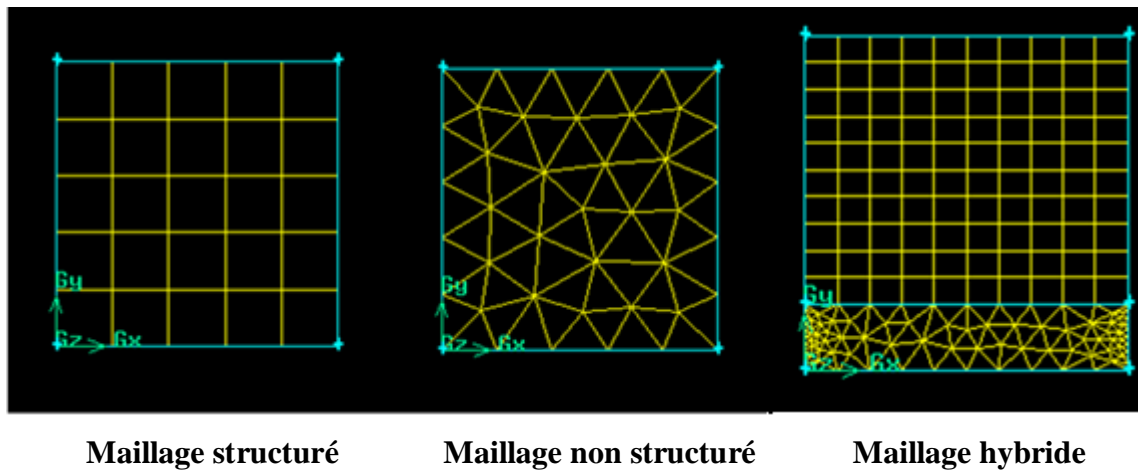


Figure III.2 : Types de maillages.

III.2.3 Maillages structurés

Un maillage est dit structuré lorsque la localisation des nœuds qui le constituent est défini par des indices, le nombre d'indices étant égal à la dimension géométrique du problème (un en 1D, deux en 2D et trois en 3D). Graphiquement, ces maillages se caractérisent sous la forme de grilles. Le maillage structuré est généré en reproduisant plusieurs fois une forme de maille élémentaire, il tire profit de la numérotation et la topologie est implicite (stockage quasi-nul, pas de table de connectivité). Les avantages et les inconvénients de ce type de maillage sont :

Avantages

- Bon contrôle de l'épaisseur des mailles (au voisinage des parois à courbure régulière).
- Facilité pour mailler des géométries très allongées (contrôle aisé du nombre de nœuds dans une direction privilégiée)
- L'opérateur a le contrôle total de la qualité du maillage, contrairement aux maillages non structurés plus dépendants de l'algorithme de maillage. Il est donc plus facile de faire varier la densité du nombre de mailles selon les phénomènes physiques observés.
- Les calculs sont généralement plus rapides dans un maillage structuré que dans un maillage non structuré.

Inconvénients

- Limitation d'emploi aux domaines descriptibles par un quadrilatère 2D et un hexaèdre 3D.
- Pas de possibilité de raffiner le maillage sans augmenter la taille.

- L'expertise humaine est nécessaire. Un maillage structuré doit répondre à un cahier des charges précis. L'exemple de la jonction en T montre qu'il n'est pas facile d'obtenir un résultat satisfaisant.

III.2.4 Maillages non structurés

Dans le cas d'un maillage bidimensionnel 2D, les éléments qui le constituent sont de type triangle ou quadrilatère. Pour une géométrie élémentaire donnée, il est possible de considérer différents nombres de nœuds par élément. L'élément triangle peut ainsi se décliner :

- à trois nœuds : noté T_3 , il est associé à des fonctions d'approximation linéaire,
- à six nœuds : noté T_6 , il est associé à des fonctions d'approximation quadratique,

En trois dimensions 3D, nous avons des éléments de type tétraèdres, prismes, d'hexaèdres et de pyramides.

La particularité majeure des maillages structurés est, qu'à partir d'une numérotation des nœuds et des éléments qui peut être aléatoire, ils sont définis par la connaissance :

- d'un tableau des coordonnées de tous les nœuds qui constituent le maillage,
- d'une table des connectivités définissant chaque élément par les numéros des nœuds qui le composent,

Les avantages et les inconvénients de ce type de maillage sont :

Avantages

- Création de maillages triangulaires ou tétraédriques dans des géométries quelconques et complexes.
- Economie de points par rapport aux maillages structurés notamment dans les zones de raffinement.
- Possibilités d'associer différentes topologie d'éléments.

Inconvénients

- Le temps de calcul est en général plus long et il est plus difficile de stocker les données de calcul.
- Il est difficile de contrôler localement la densité des mailles.

III.2.5 Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D. Combine les avantages du maillage

structuré et ceux du maillage non structuré en réduisant les erreurs dues à la diffusion numérique. Ce type de maillage demeure encore difficile à générer notamment dans les endroits de liaison entre le maillage structuré et le maillage non structuré.

III.3 Présentation de GAMBIT

Gambit est un logiciel qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous FLUENT. Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur.

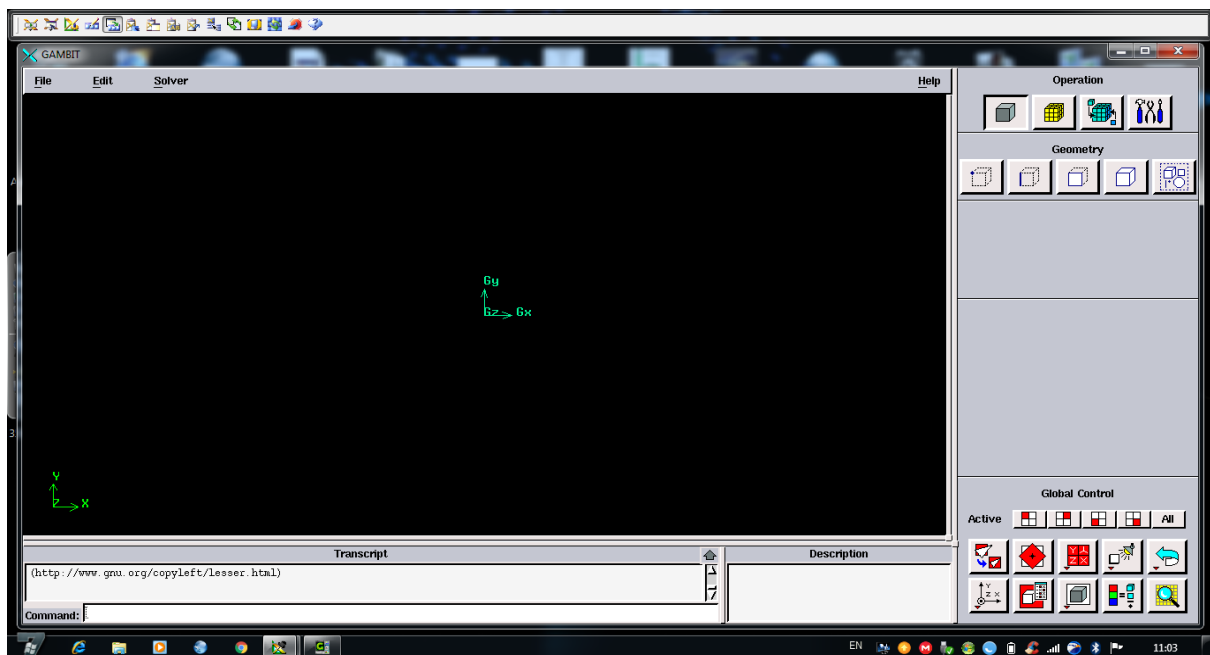


Figure III.3 : Lancement du GAMBIT.

III.3.1 Présentation de la géométrie dans GAMBIT

Le travail sous GAMBIT consiste à suivre les étapes suivantes :

- ✓ **Le choix de solveur:** avant même de créer la géométrie il faut choisir le type de solveur, la bonne version de logiciel dans notre cas est FLUENT 5/6.

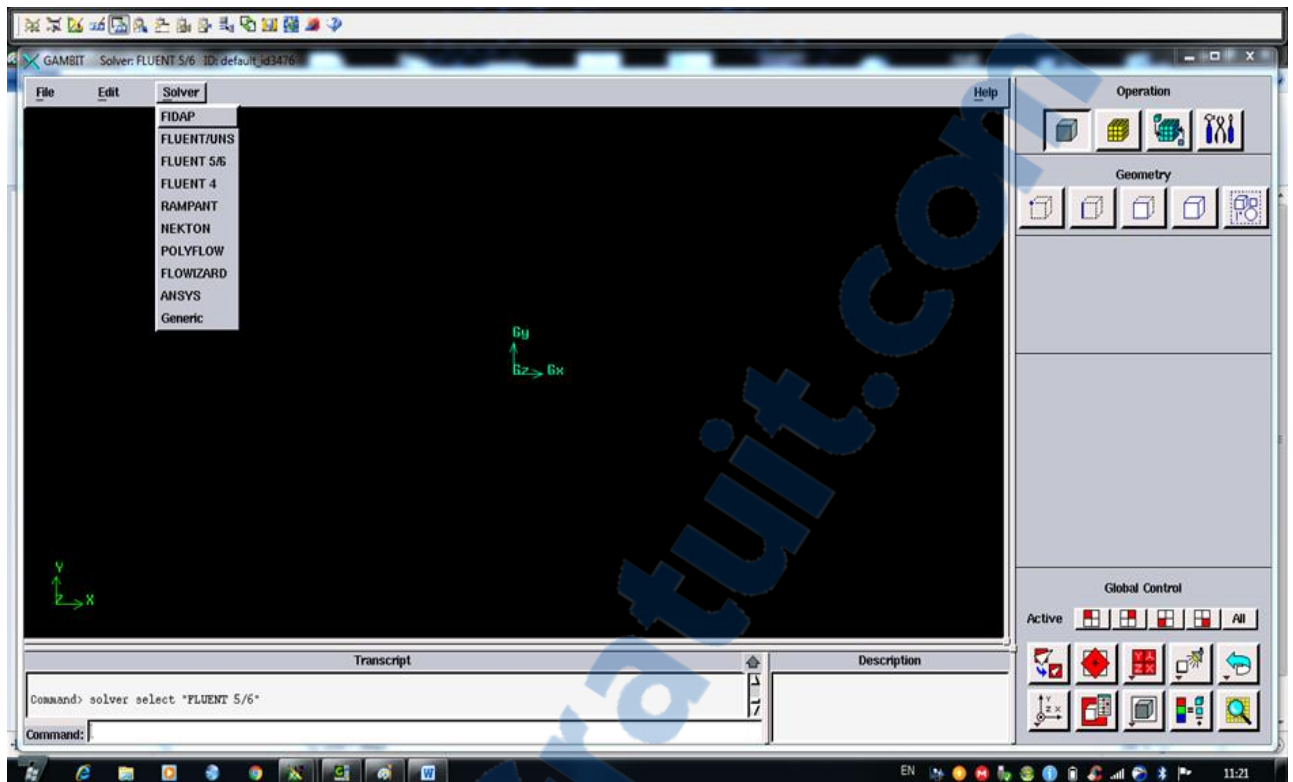


Figure III.4 : Choix de solveur.

✓ Création de la géométrie

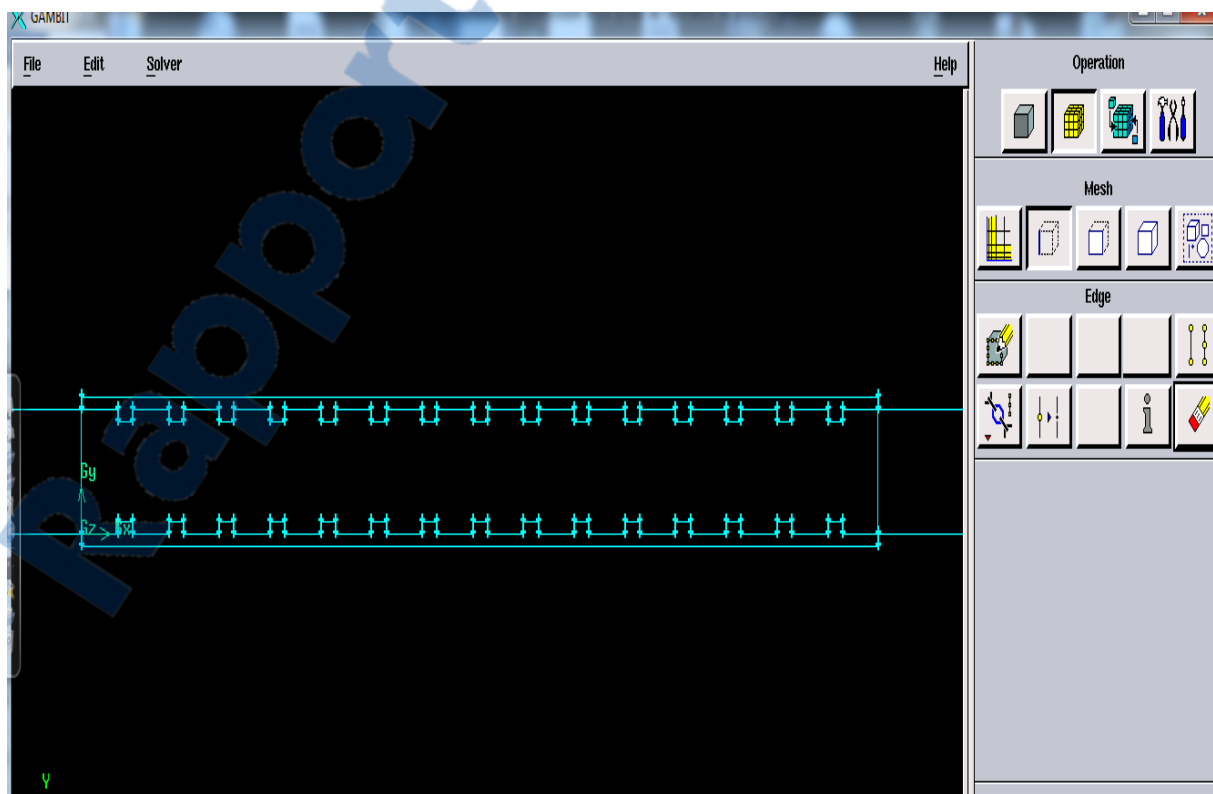


Figure III.5 : Création de la géométrie d'un CARR.

✓ **Maillage de la géométrie**

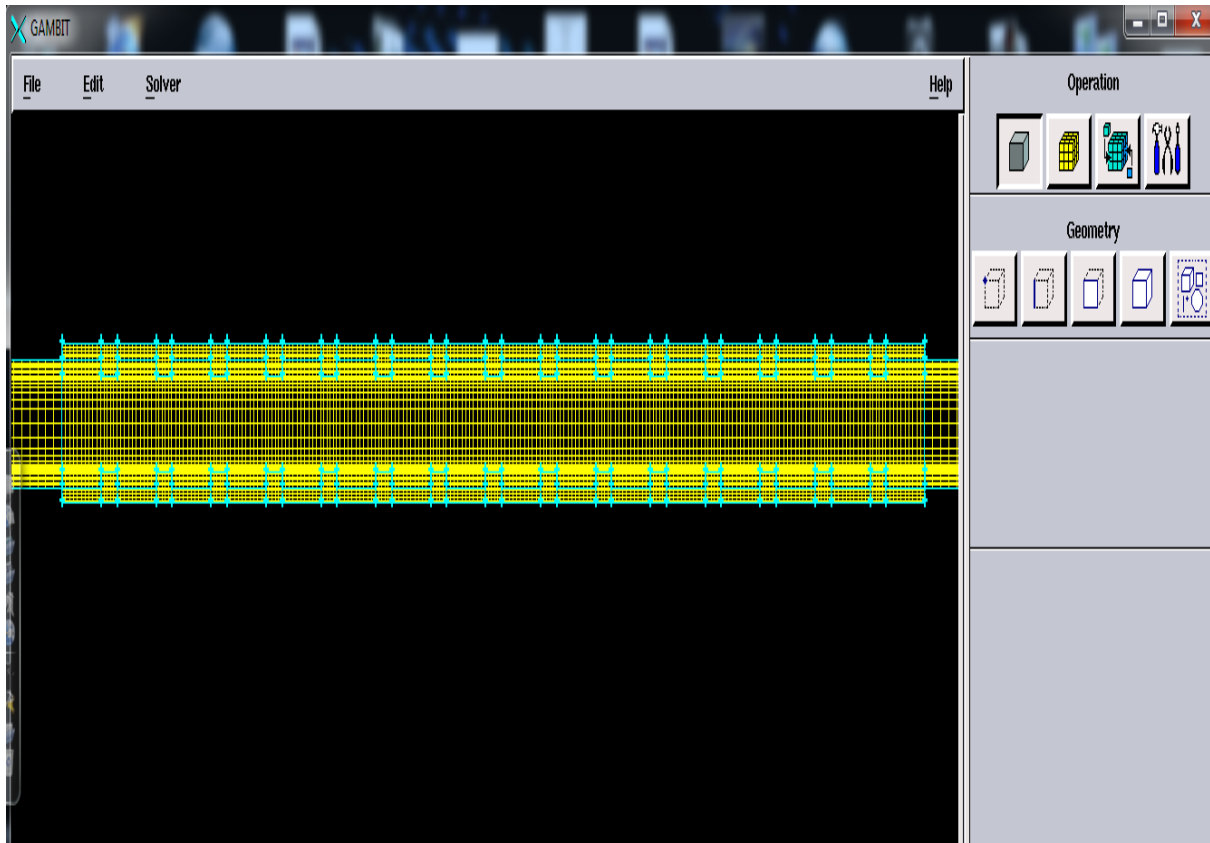


Figure III.6 : Maillage de la géométrie d'un CARR.

✓ **Spécification de la nature des zones et les conditions aux limites**

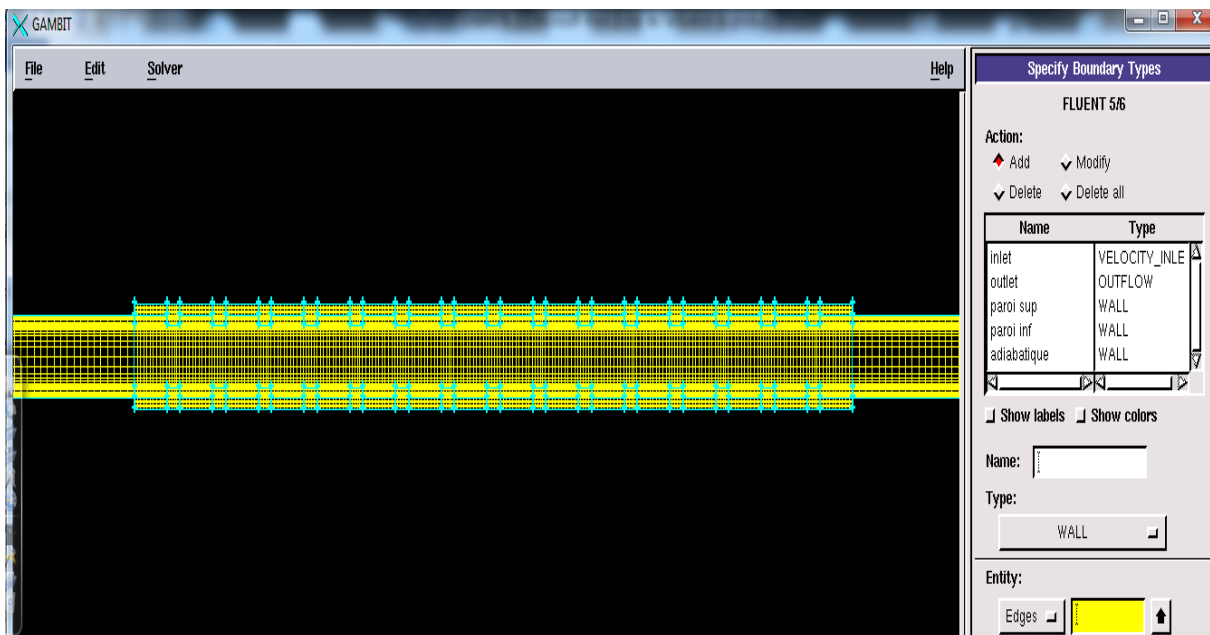


Figure III.7 : Définition les conditions aux limites sur GAMBIT.

✓ Enregistrement du fichier « .mesh »

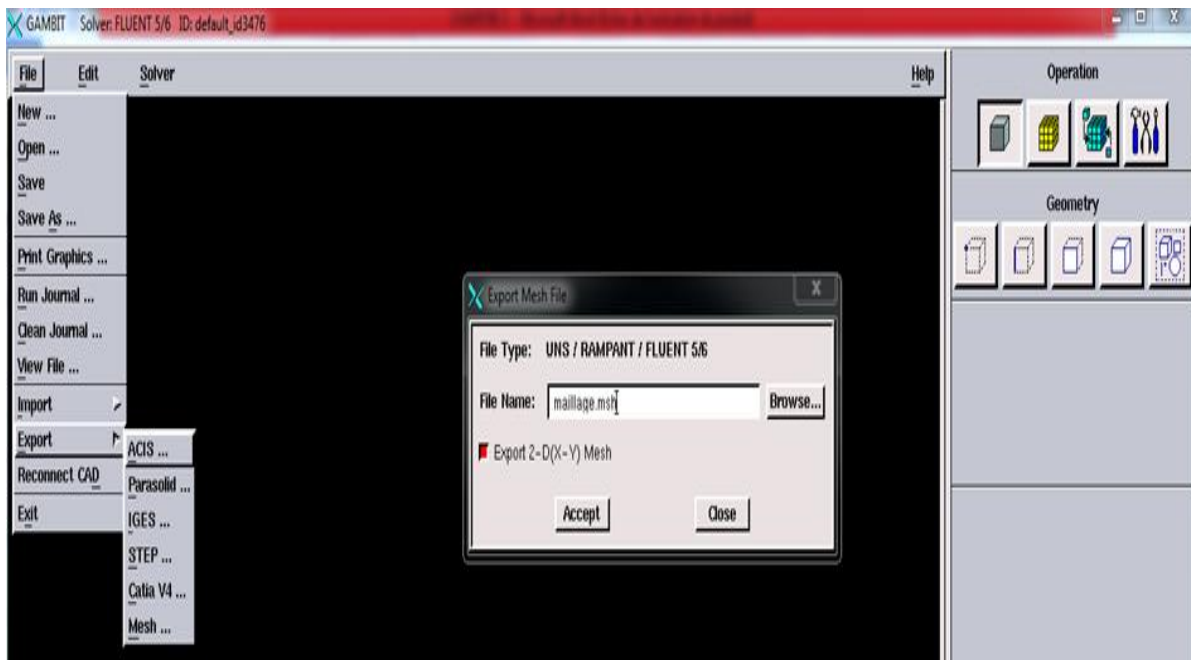


Figure III.8 : Enregistrement du fichier.

III.4 Présentation de FLUENT

III.4.1 Importation de la géométrie

On ouvre la version de FLUENT et on choisit la résolution 2D.

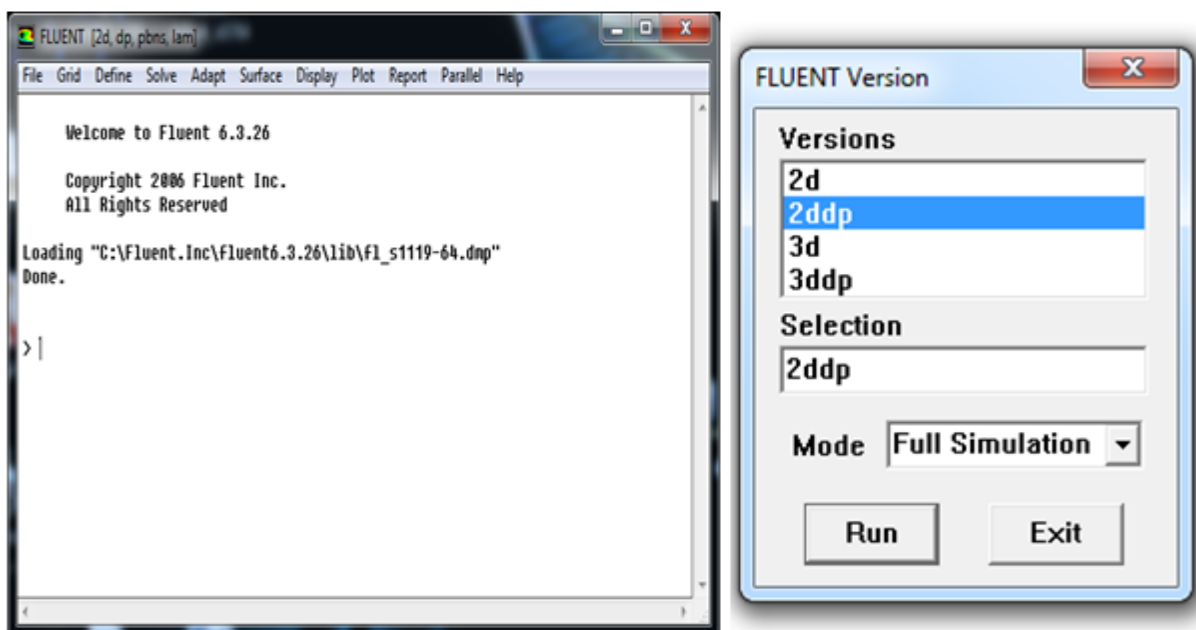


Figure III.9 : Interface générale.

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous GAMBIT.

File → Read → Case...

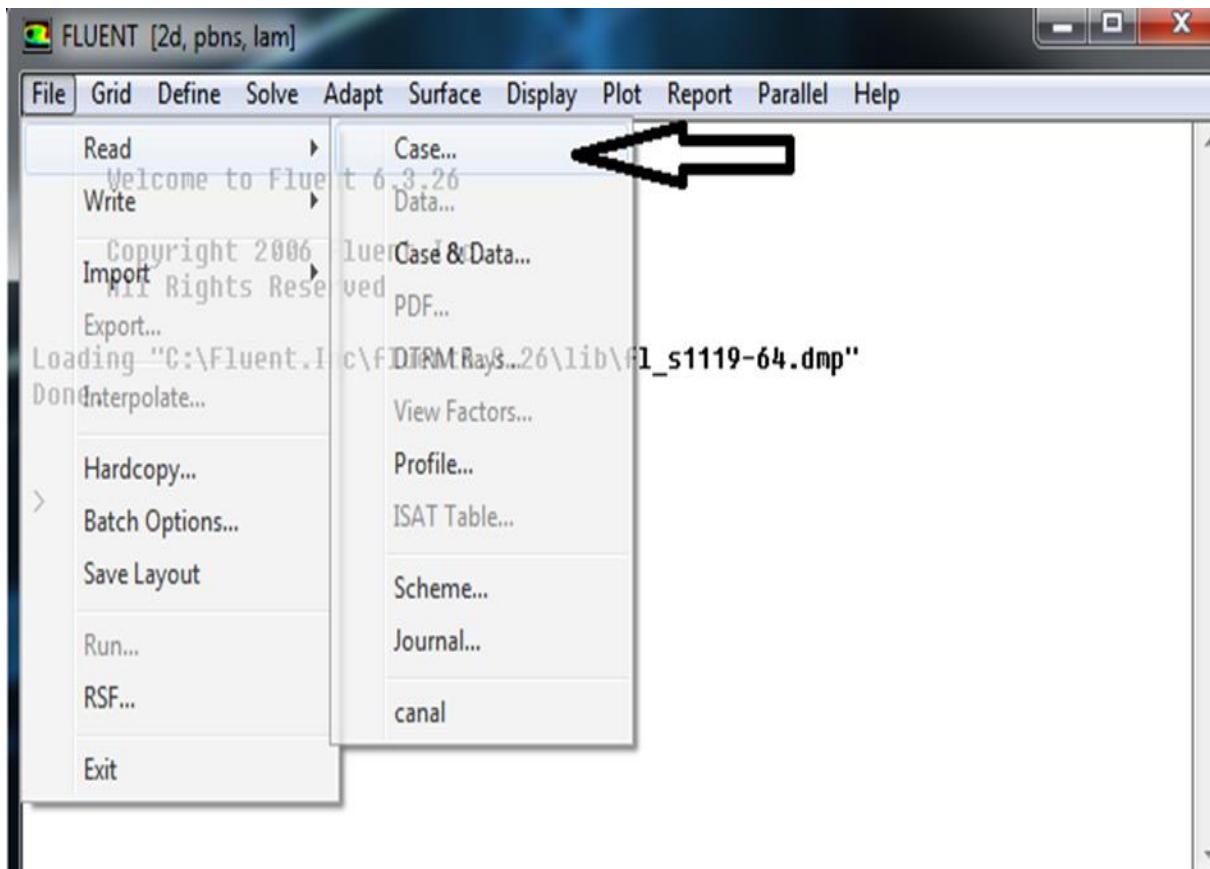


Figure III.10 : Importation de la géométrie.

III.4.2 Vérification du maillage importé

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

Grid → Check

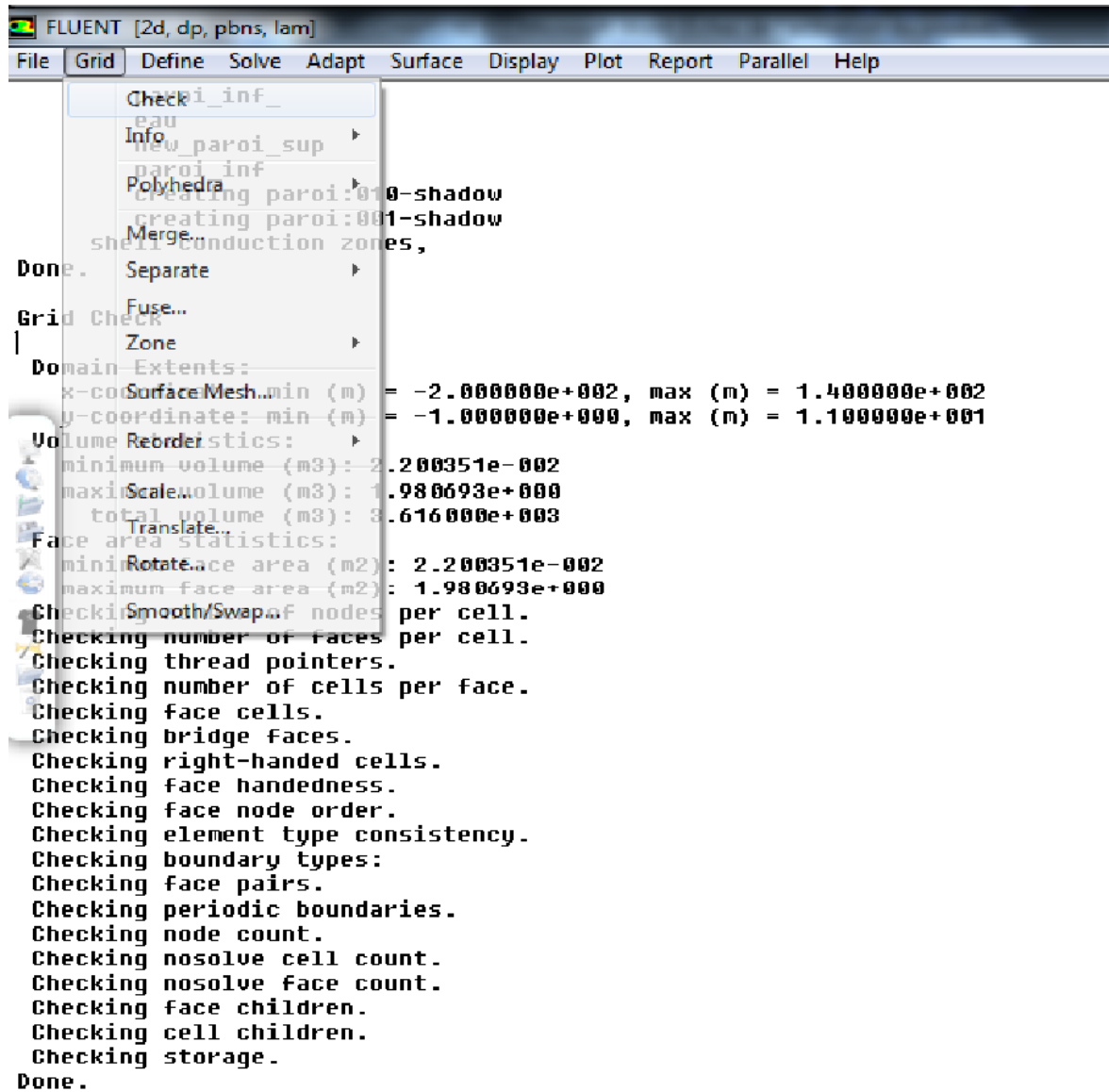


Figure III.11 : Vérification du maillage importé.

III.4.3 Vérification de l'échelle

C'est pour vérifier l'unité. Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

Grid → Scale ...

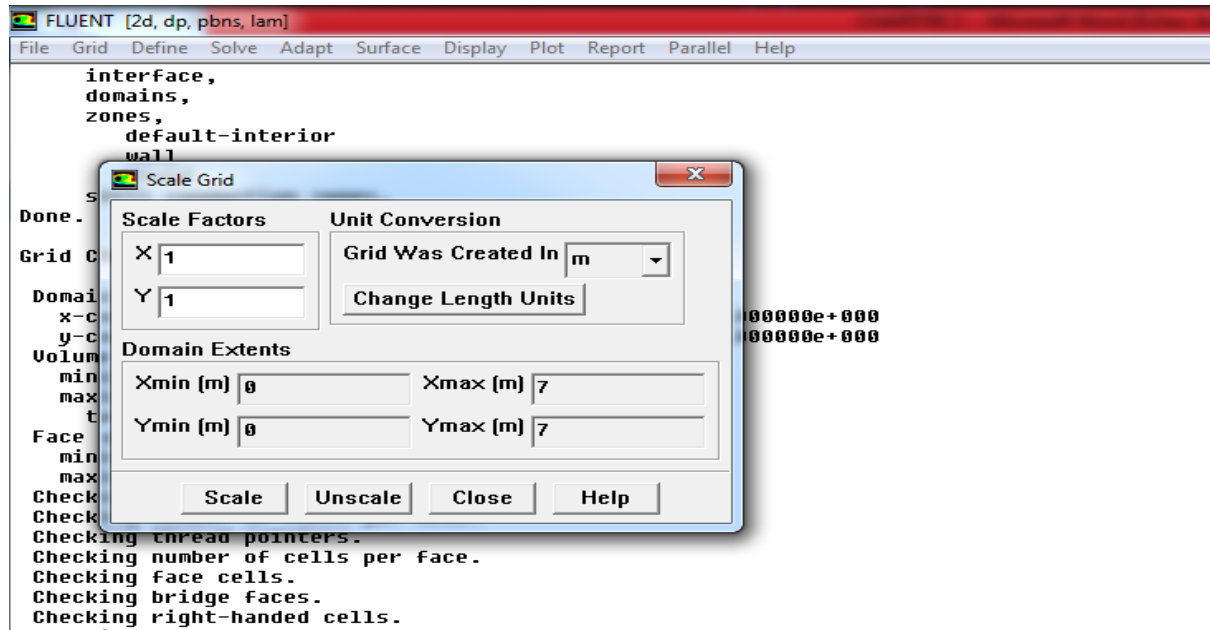


Figure III.12 : Vérification de l'échelle.

III.4.4 Choix du solveur

Pour préciser le solveur de propriété.

Define → Models → Solver ...

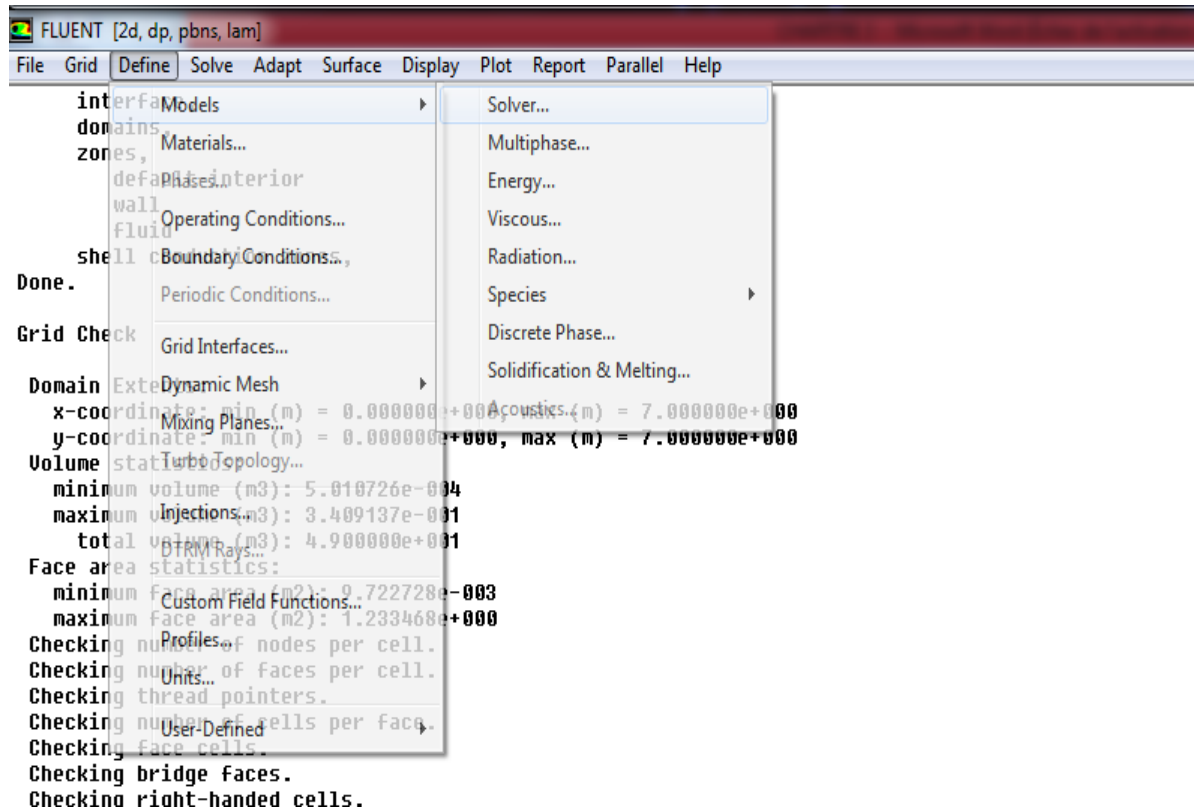


Figure III.13 : Choix du solveur.

- **Segregated Solver** : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (Ventilateurs, pompes...)
- **Coupled Solvers** : les solveurs « coupled implicit » et « coupled explicit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse.

C'est là aussi que nous choisissons le régime d'écoulement, permanent ou instationnaire.

III.4.5 Affichage de la grille

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

Display → Grid ...

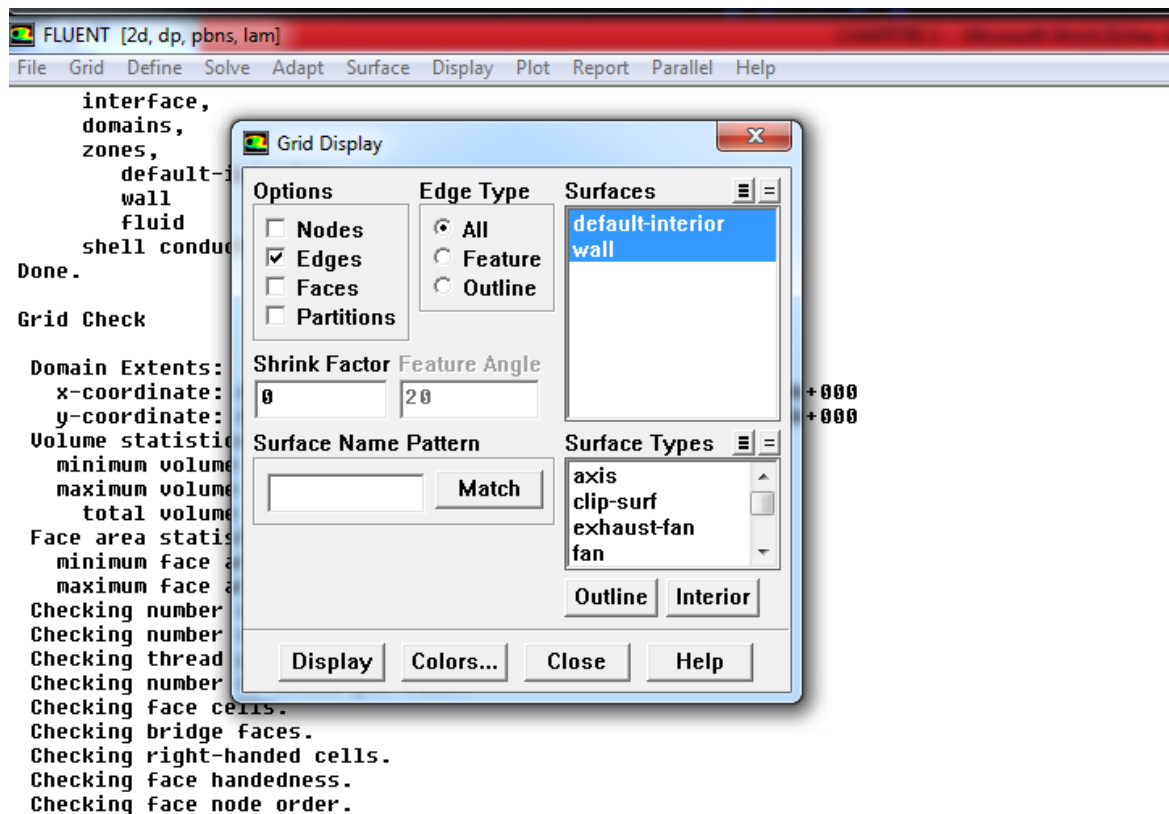


Figure III.14 : Affichage de la grille.

III.4.6 Equation de l'énergie

L'instruction énergie doit être activée pour l'étude du champ thermique.

Define → Models → Energy...

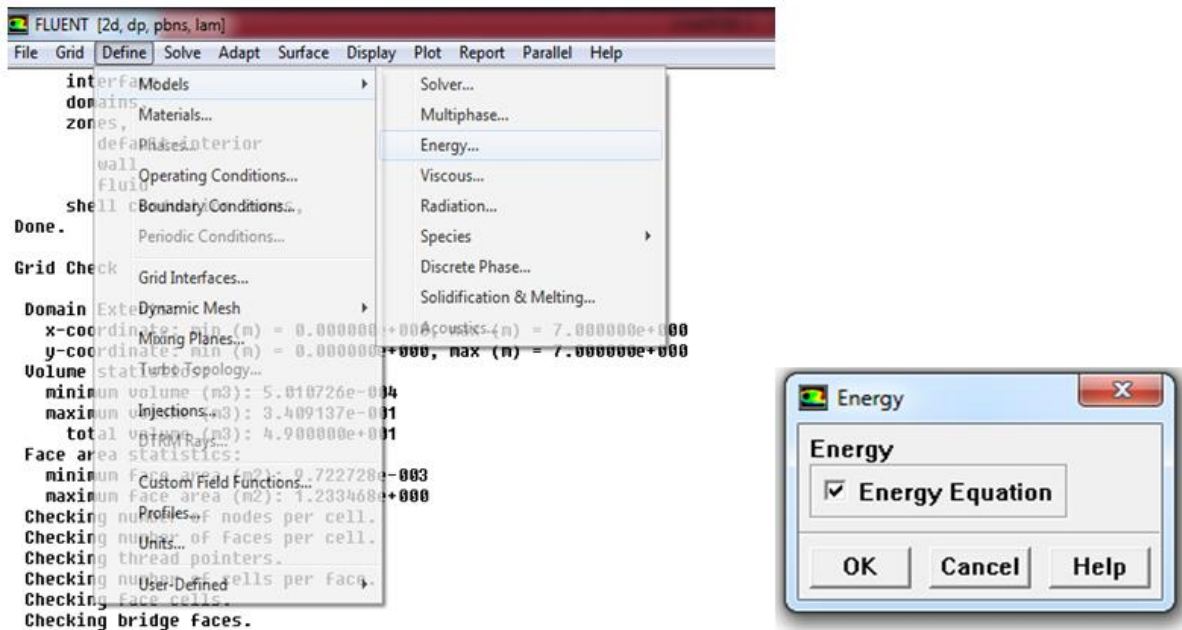


Figure III.15 : Equation de l'énergie.

III.4.7 Choix du modèle de turbulence

FLUENT propose différentes modélisations de l'écoulement turbulent. Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc.

Define → Models → Viscous

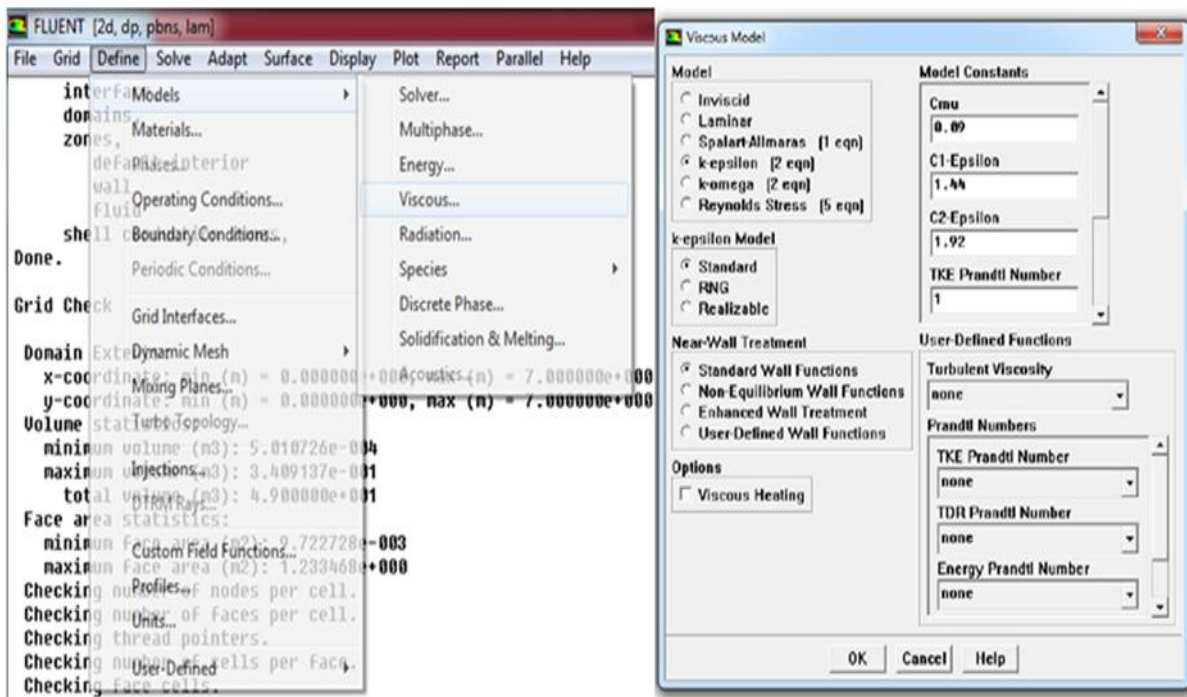


Figure III.16 : Choix du modèle de turbulence.

III.4.8 Définition des caractéristiques des matériaux

- **Partie A** : Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de FLUENT.

Define → Materials....

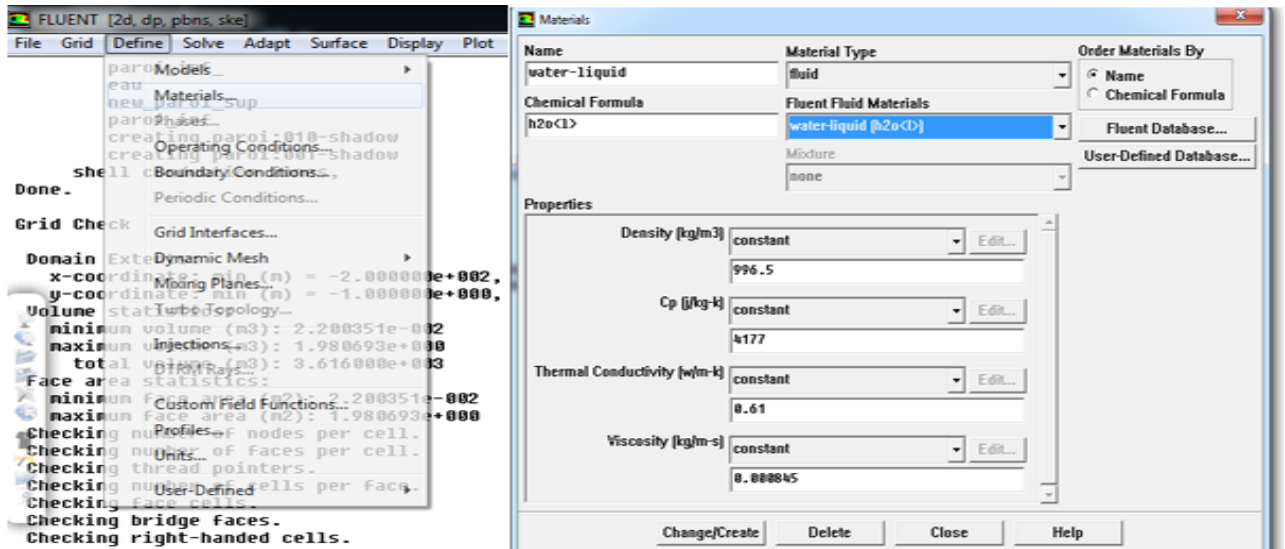


Figure III.17 : Définition des caractéristiques des matériaux (eau pure).

- **Partie B** : Dans la deuxième simulation nous avons introduit de nouvelles propriétés : la densité, la conductivité, la viscosité et la chaleur spécifique du nanofluide (AL₂O₃/eau) d’après l’article [12], qui sont indiqués dans le deuxième chapitre (Tableau II.5).

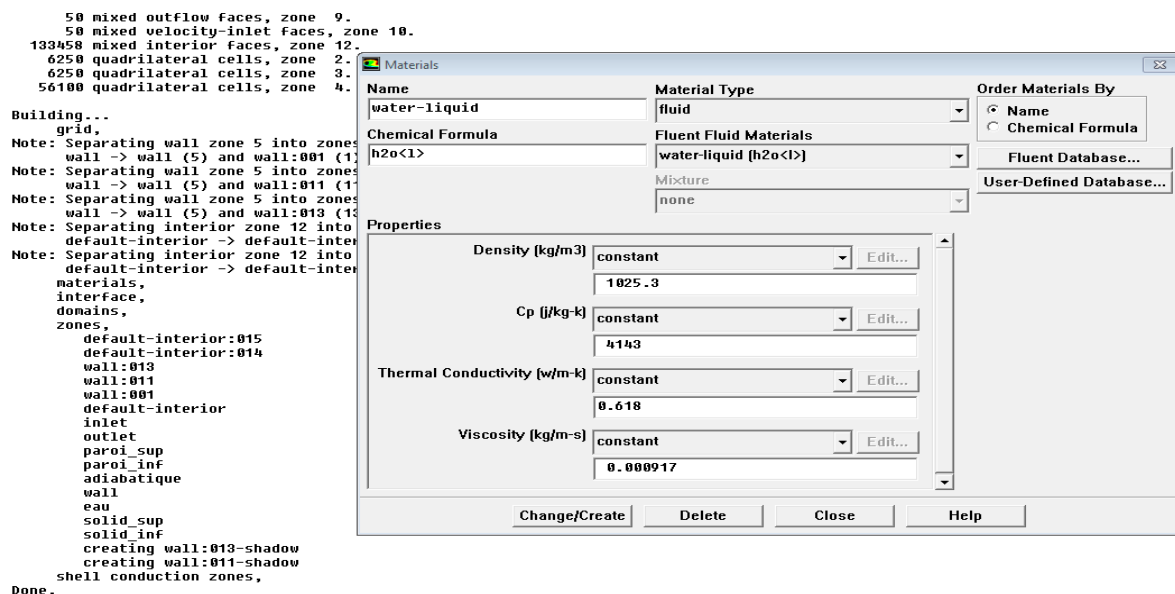


Figure.III.18 : Définition des caractéristiques des matériaux (nanofluide).

III.4.9 Définition des conditions de fonctionnement

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut d'abord choisir la valeur de la pression de référence « operating conditions ».

Define → Operating conditions

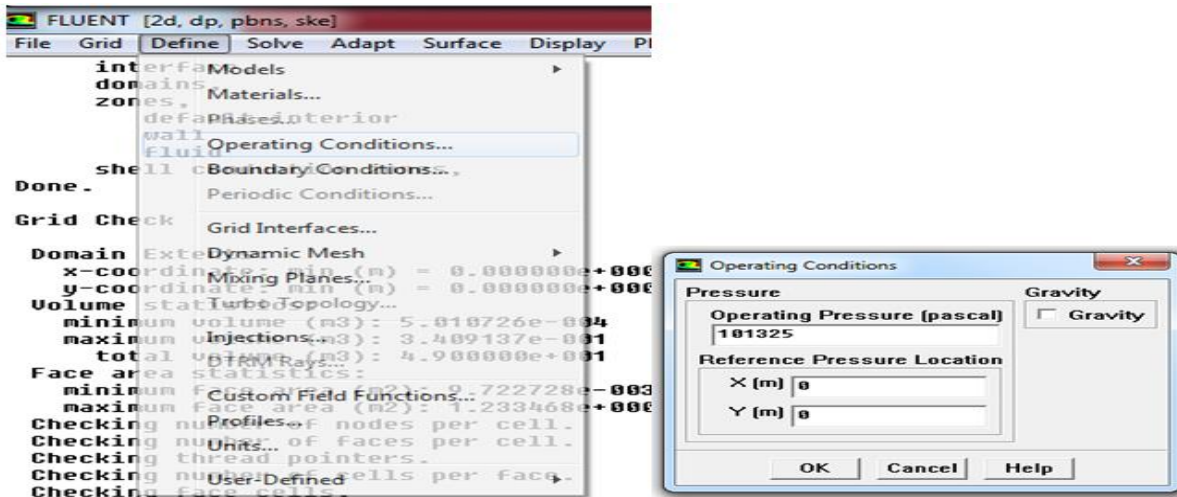


Figure III.19 : Définition des conditions de fonctionnement.

III.4.10 Définition des conditions aux limites

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée (entrée, sortie, paroi sup, paroi inf, fluide), et faire rentrer les conditions aux limites.

Nous disposons d'un certain nombre de conditions, parmi lesquelles :

- * **Velocity Inlet à l'entrée** : Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.
- * **Outflow à la sortie** : est utilisée pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît à priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie.
- * **Wall** : (pour paroi sup et paroi inf) Utilisé pour délimiter les régions solides et les régions fluides.

Define → Boundary condition...

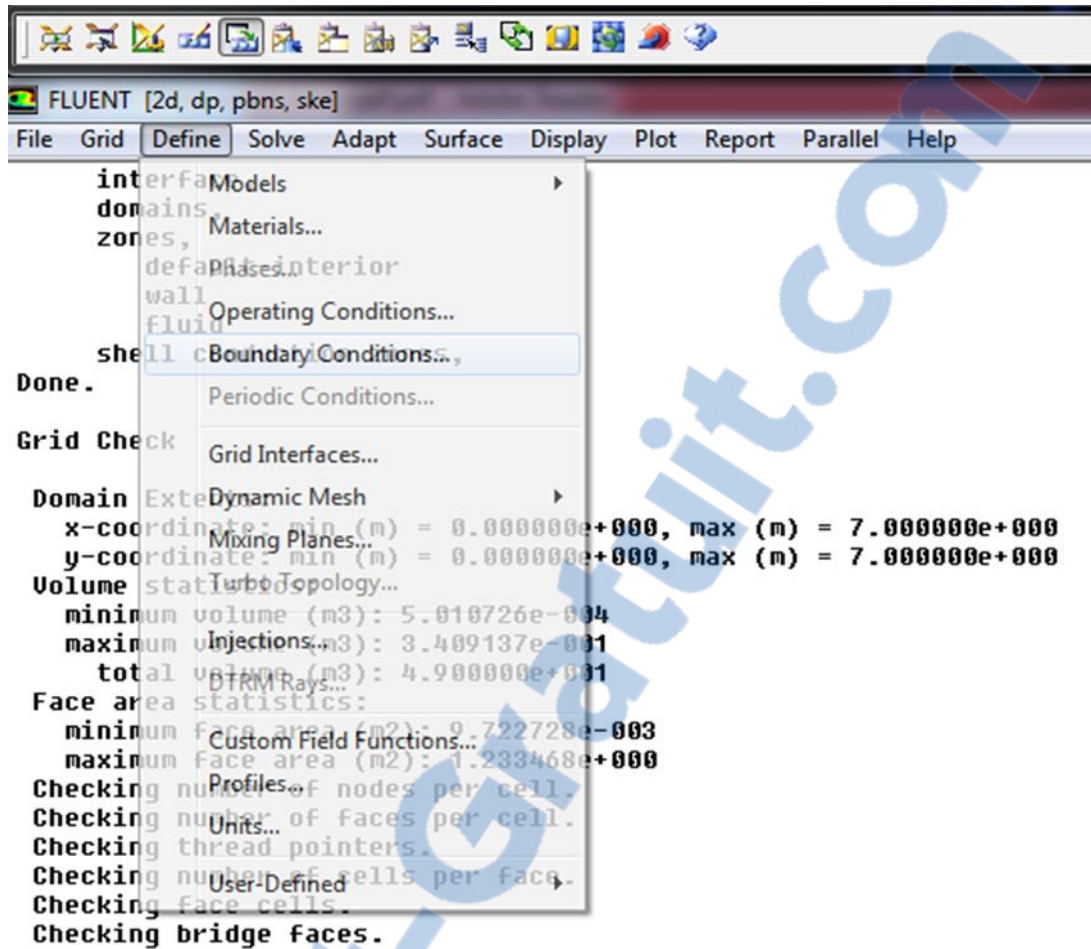


Figure III.20 : Définition des conditions aux limites.

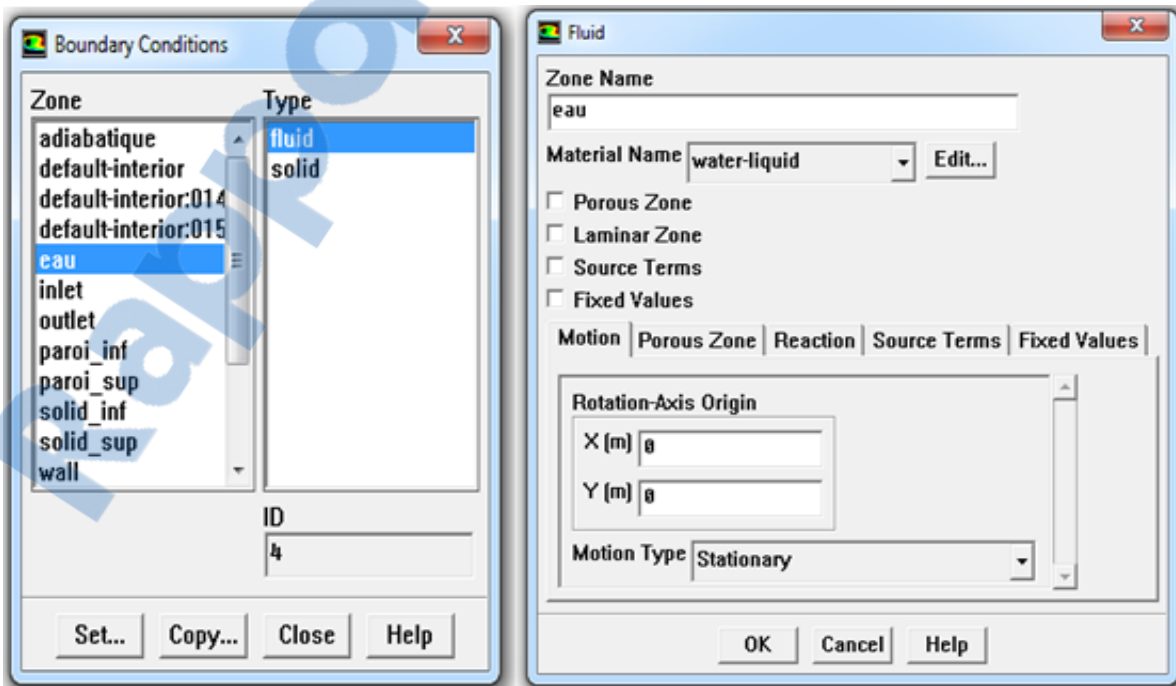


Figure III.21 : Valeurs des conditions aux limites.

Velocity inlet

Utilisée pour les écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.

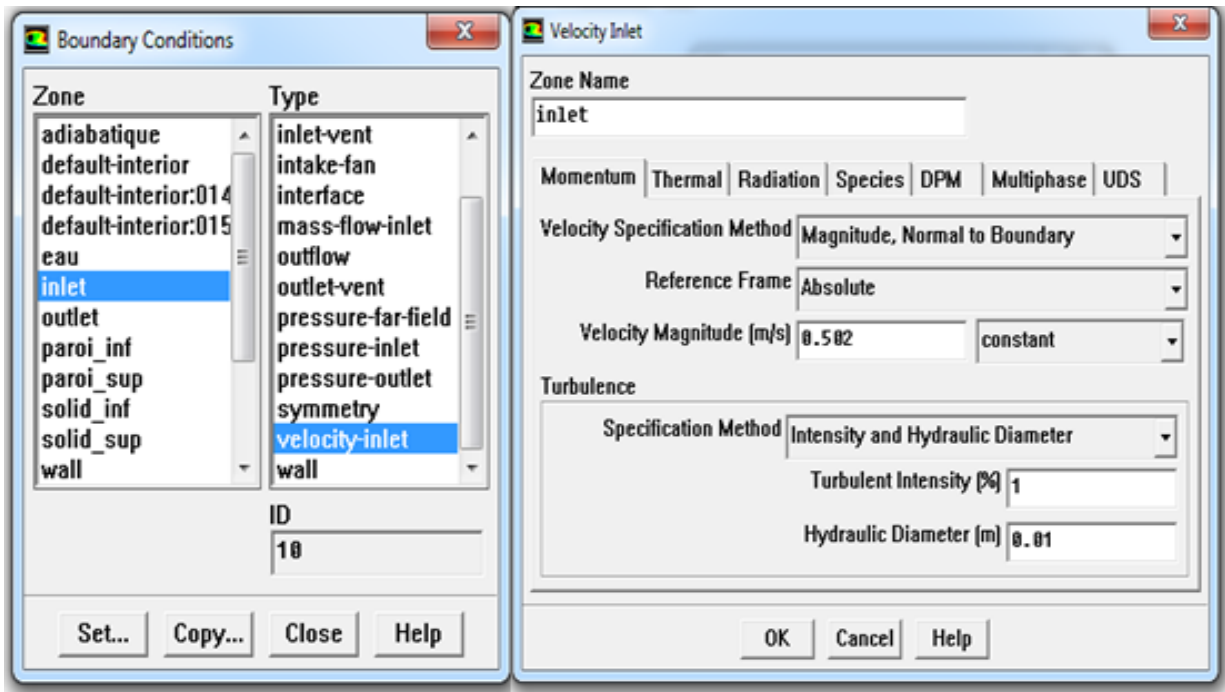


Figure III.22 : Vitesse d'entrée.

Wall

Il est utilisé pour délimiter les régions solides et les régions fluides.

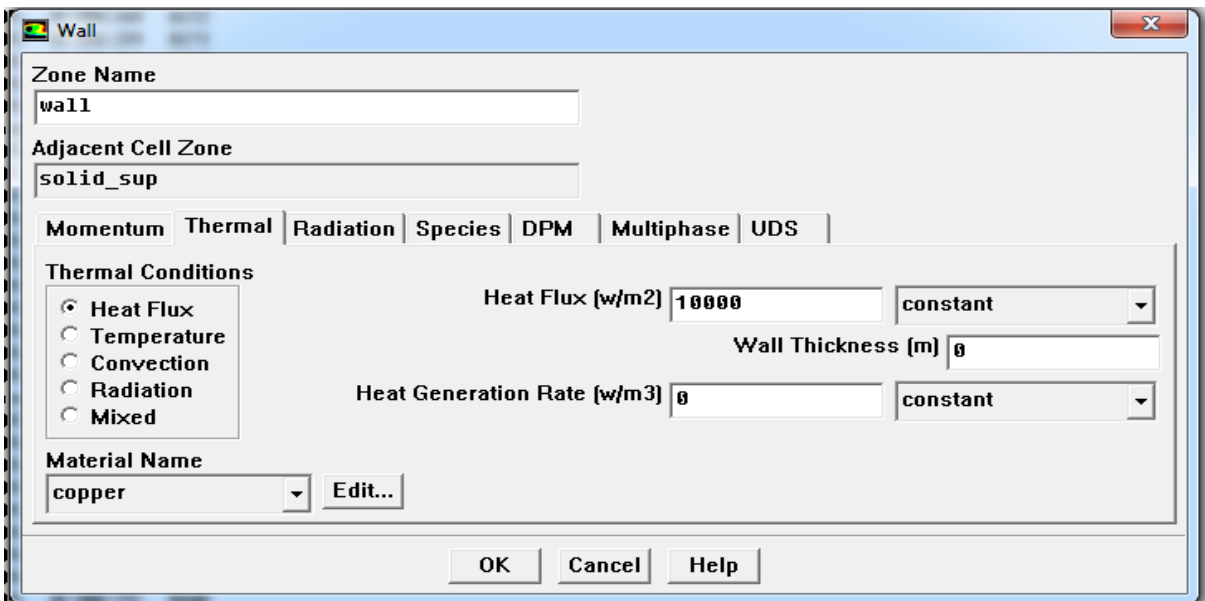


Figure III.23 : Parois inférieure et supérieure.

III.4.11 Initialisation de calcul

C'est pour initialiser le champ d'écoulement pour la valeur initiale.

Solve → initialize → initialize...

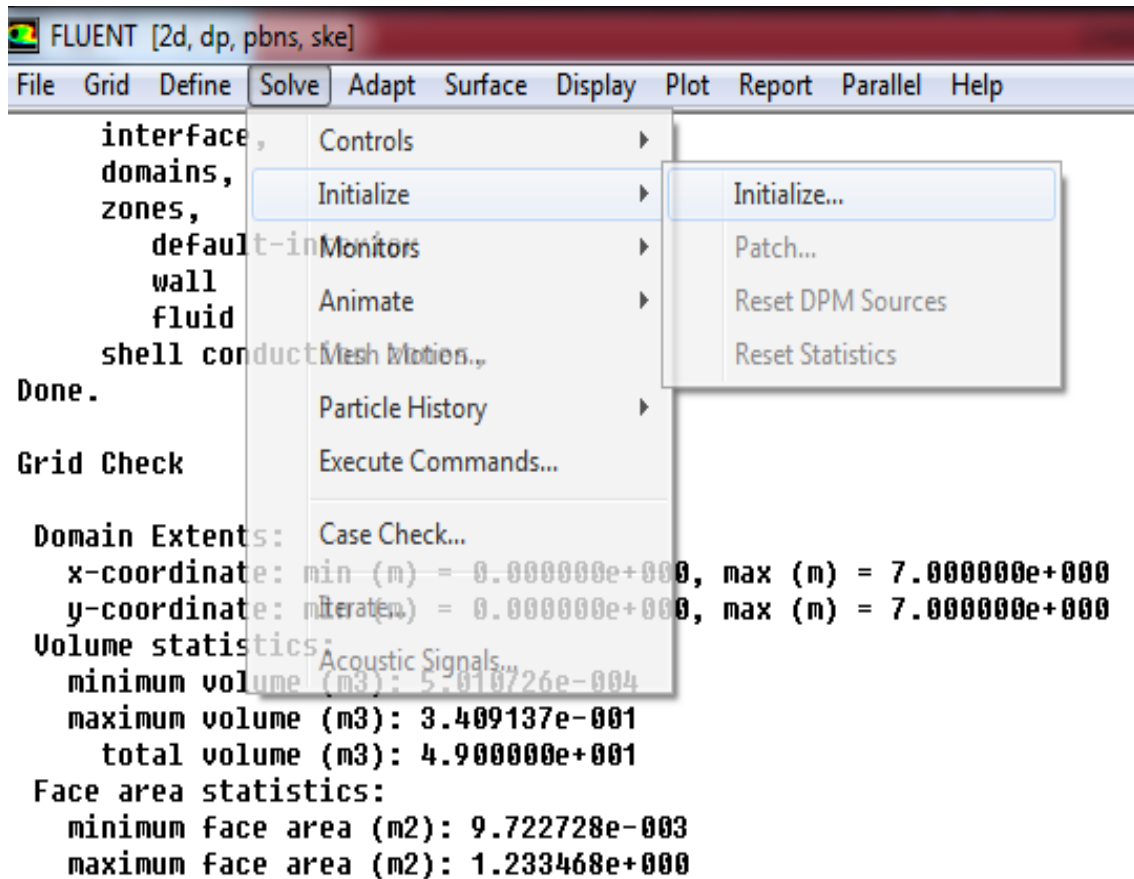


Figure III.24 : Initialisation de calcul.

III.4.12 Choix des critères de convergence

Il s'agit de choisir les critères qui doivent être vérifiés pour que les calculs de la simulation s'arrêtent.

Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer l'option Plot. Il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

La précision de la convergence est nettement meilleur (10^{-6}).

Solve → Monitors → Residual...

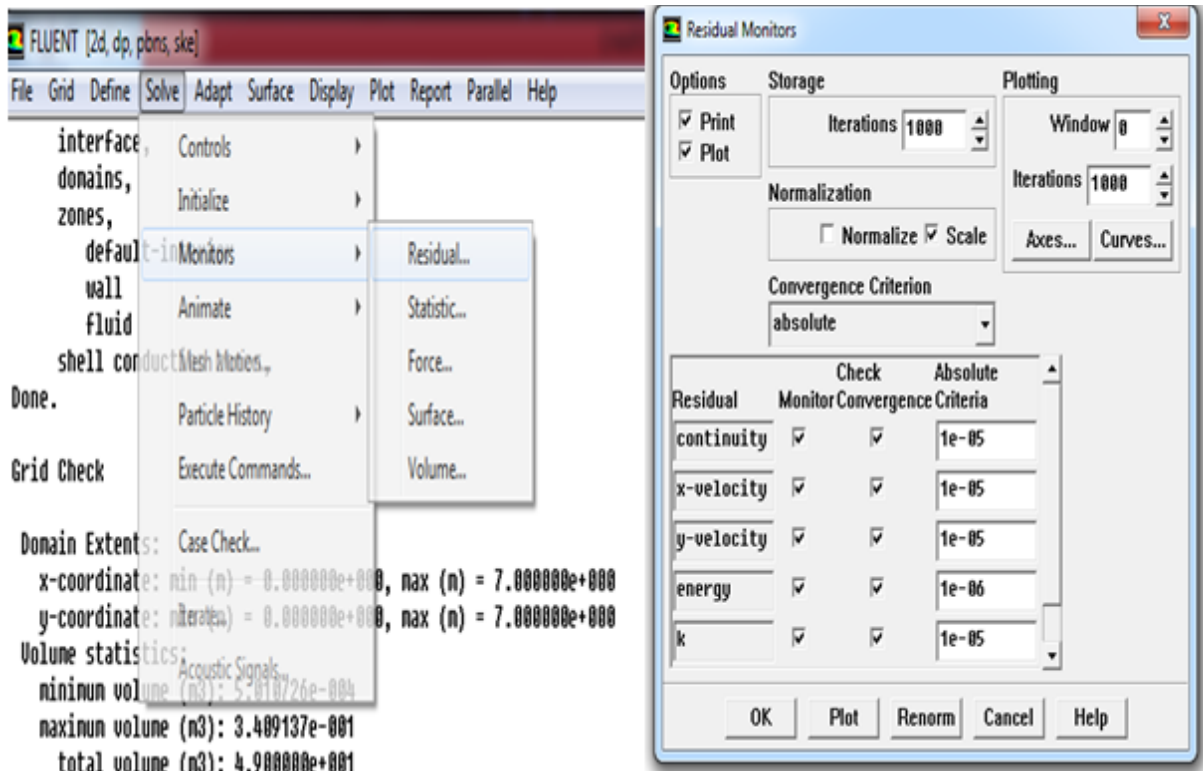


Figure III.25 : Choix des critères de convergence.

III.4.13 Choix d'ordre des équations et l'algorithme

Ceci permet de spécifier le degré d'ordre des équations à résoudre, ainsi l'algorithme.

Solve → Controls → Solution...

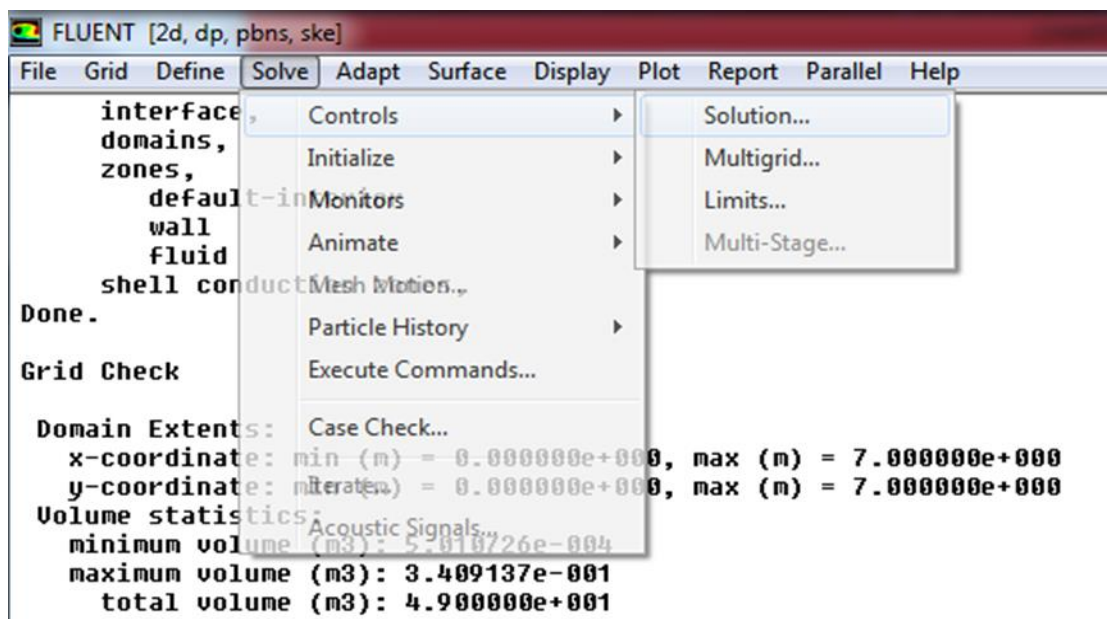


Figure III.26 : Choix d'ordre des équations et l'algorithme.

III.4.14 Lancement du calcul

Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations jusqu'à la convergence.

Solve → Iterate...

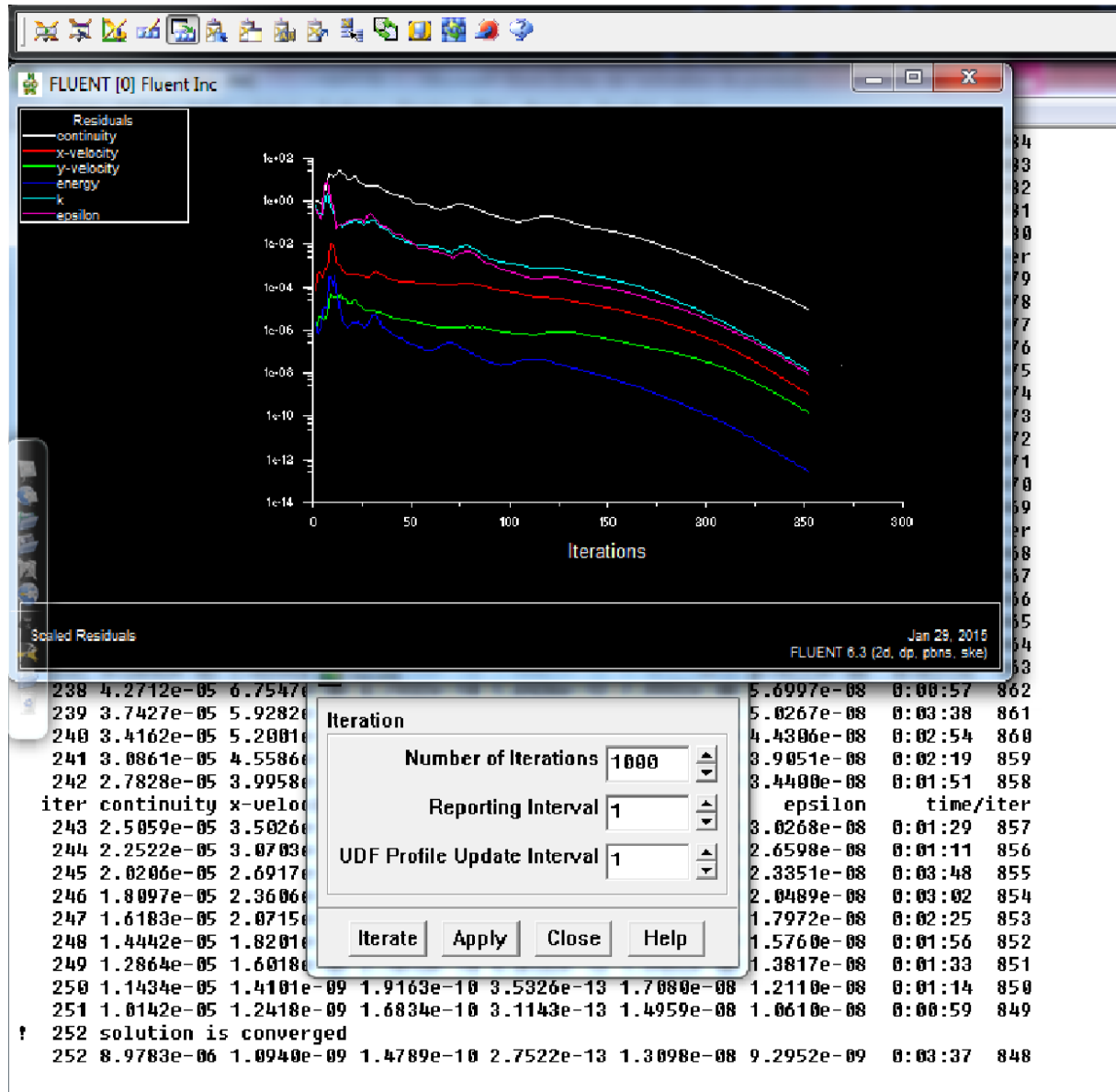


Figure III.27 : La convergence de la solution.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons détaillé la procédure de simulation numérique afin d'apporter aux lecteurs une bonne explication.

Dans le prochain chapitre, nous allons effectuer des simulations à l'aide du code de calcul FLUENT, en présentant les résultats obtenus et leurs interprétations.

Chapitre IV

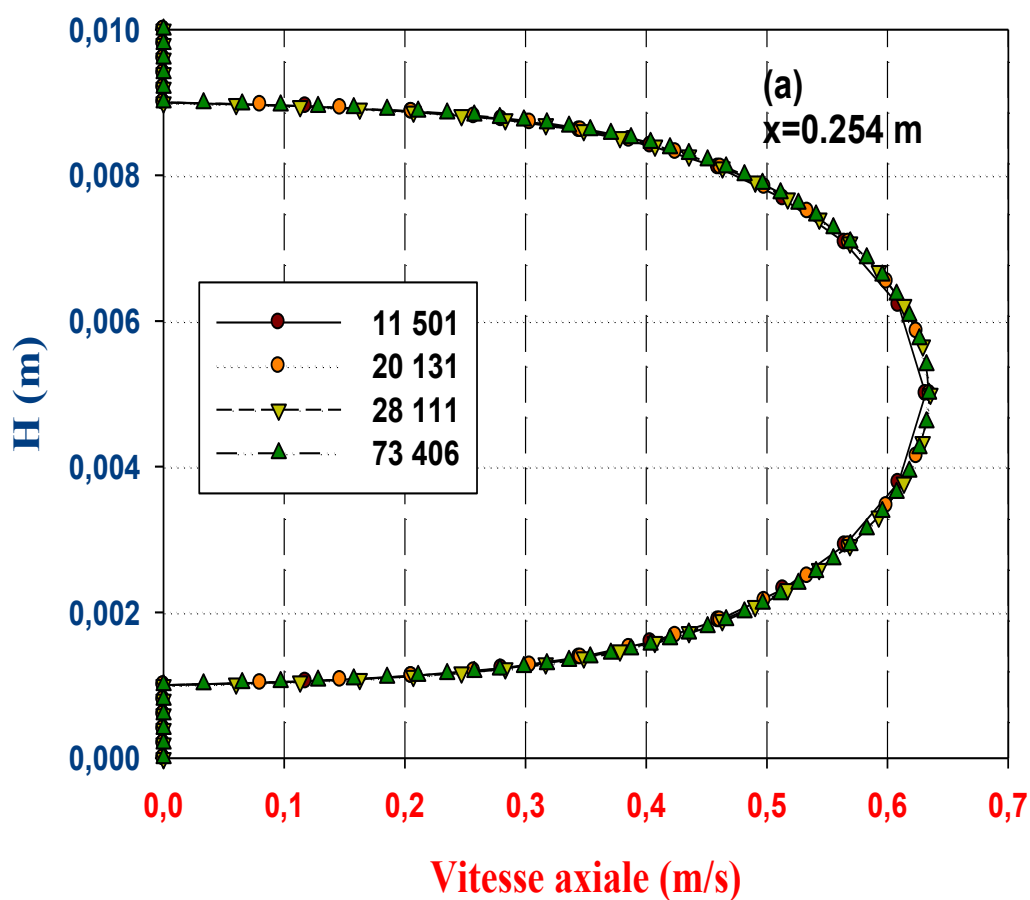
Résultats et discussions

Introduction

Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats de la simulation obtenus et leurs interprétations, pour analyser le comportement dynamique et thermique de l'écoulement turbulent dans des canaux de différentes formes géométriques et de même diamètre hydraulique. Une comparaison avec un canal simple sera effectuée.

IV.1 Choix de maillage

Afin d'assurer une indépendance des résultats numériques par rapport au maillage utilisé, il faut d'abord tester le maillage pour différents nombres de nœuds :



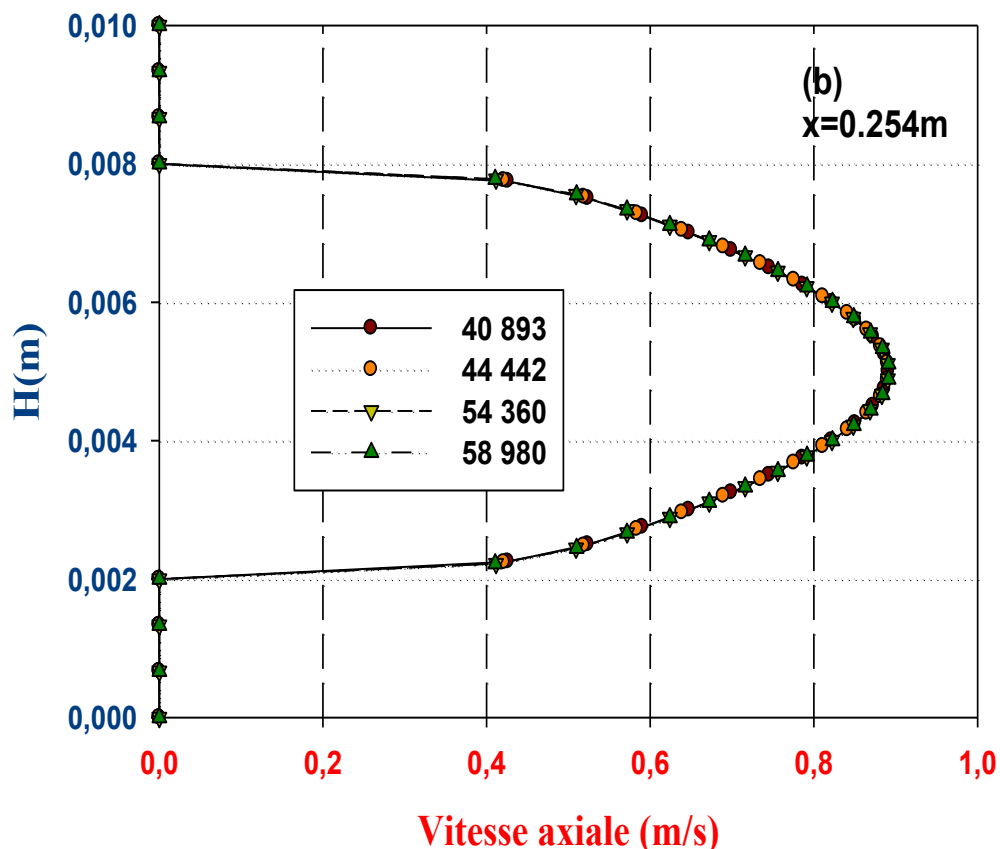


Figure IV.1 : Variation de la vitesse axiale pour différents maillages, a) CS, b) CART.

Les figures IV.1 (a) et (b) présentent la variation de la vitesse axiale à une section $x=0.254$ m pour différents maillages appliqués pour un canal simple et un canal avec rugosité trapézoïdale respectivement. Il est clair que les profils des vitesses sont presque identiques pour les différents maillages étudiés.

Pour nos simulations, nous allons adopter le maillage suivant :

- (a) 28 111. canal simple.
- (b) 54 360. canal avec rugosité trapézoïdale.

IV.2 Validation des résultats

La validation, se base sur une comparaison entre la corrélation de *Blasius* et notre simulation numérique. La grandeur de comparaison est le facteur de frottement pour un canal simple, ce qui est représenté sur la figure IV.2. Nous remarquons que le résultat est en bon accord avec la corrélation de *Blasius*, mais nous observons qu'il y a une petite incertitude à cause des erreurs relatives.

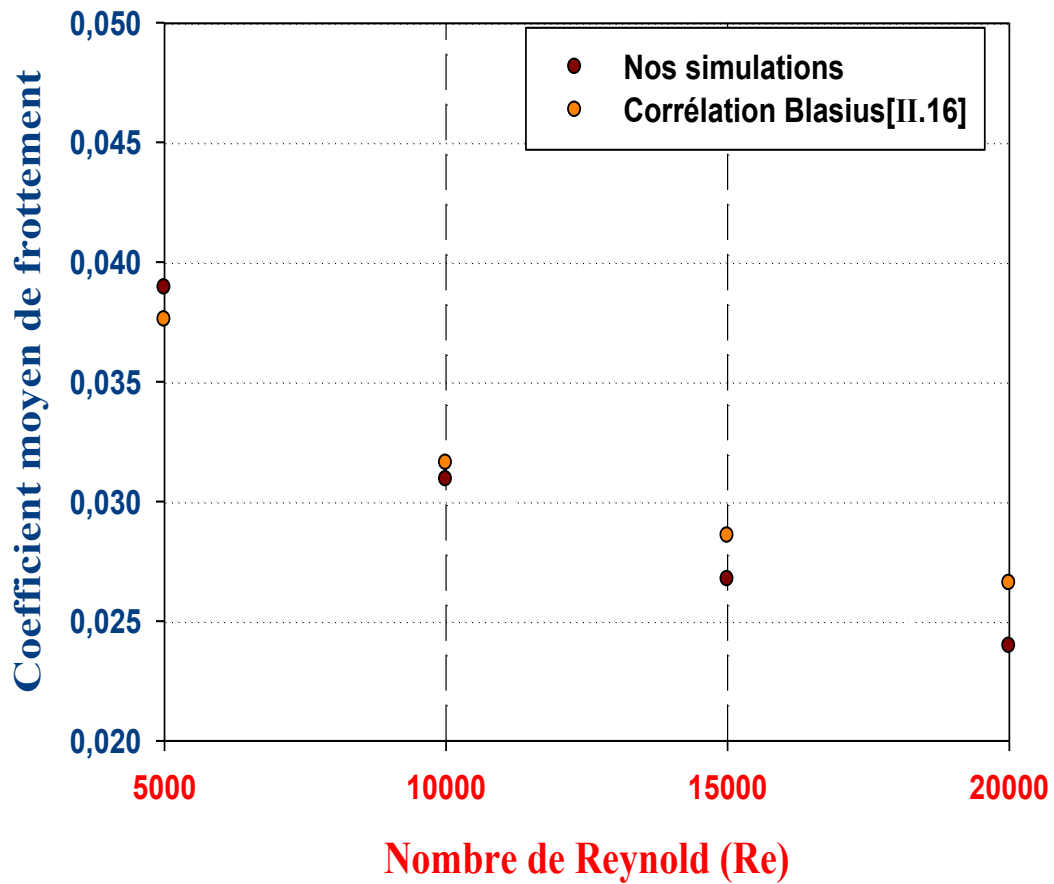
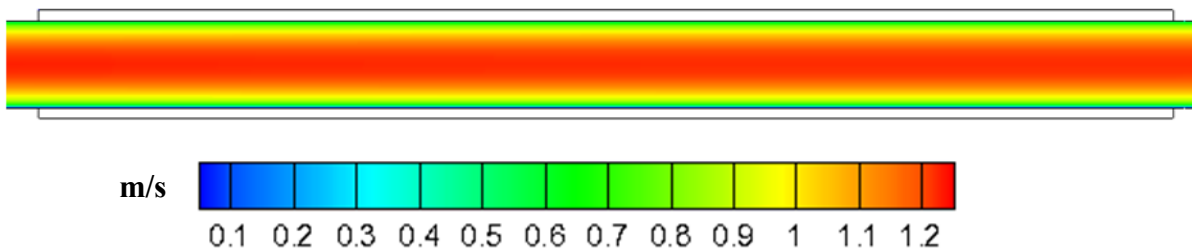


Figure IV.2 : Comparaison du coefficient moyen de frottement des simulations avec la corrélation de *Blasius* [II.16].

IV.3 Partie dynamique

(a) Champ de vitesse



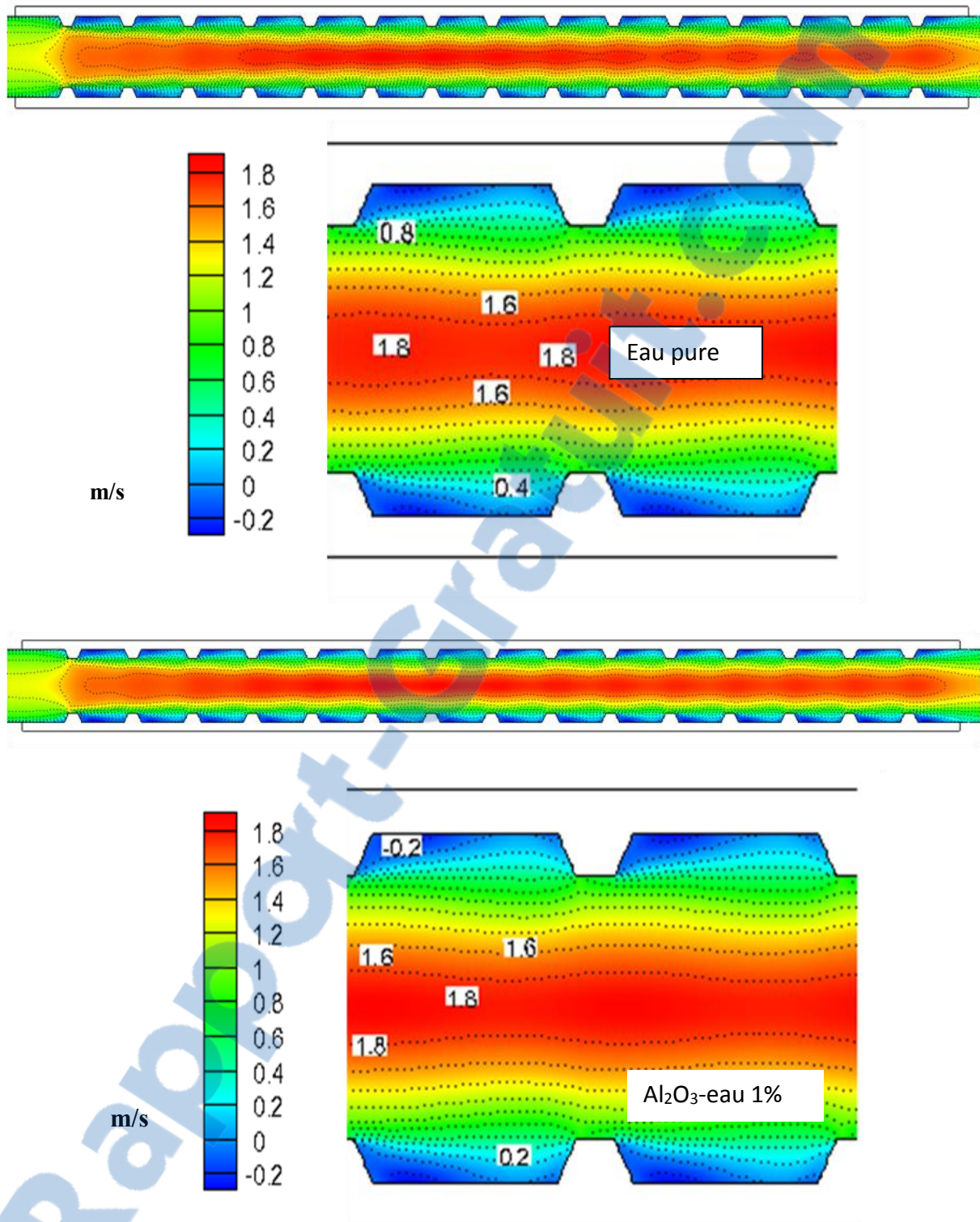


Figure IV.3 : Contours de la vitesse axiale (CS ; CARR ; CART) pour $Re=10.000$.

La **figureIV.3** présente un exemple de distribution de champ de vitesse dans les canaux (CS, CARR, CART) pour un nombre de Reynolds égale à 10.000 pour l'eau pure et la concentration (Al_2O_3 /eau) 1%. Les résultats de la simulation montrent que l'écoulement est

uniforme dans le CS par rapport à un CARR ou CART dont l'écoulement est uniforme que dans la partie lisse de la conduite; mais à la première rencontre avec la paroi de la rugosité il commence à se perturber. Nous remarquons aussi que la vitesse a des valeurs minimales près des parois jusqu'à atteindre la valeur nulle à cause de frottement et des valeurs plus élevées au centre. Les valeurs négatives sont expliquées par la présence des zones de recirculations dans ces endroits.

(b) Profils de vitesse axiale

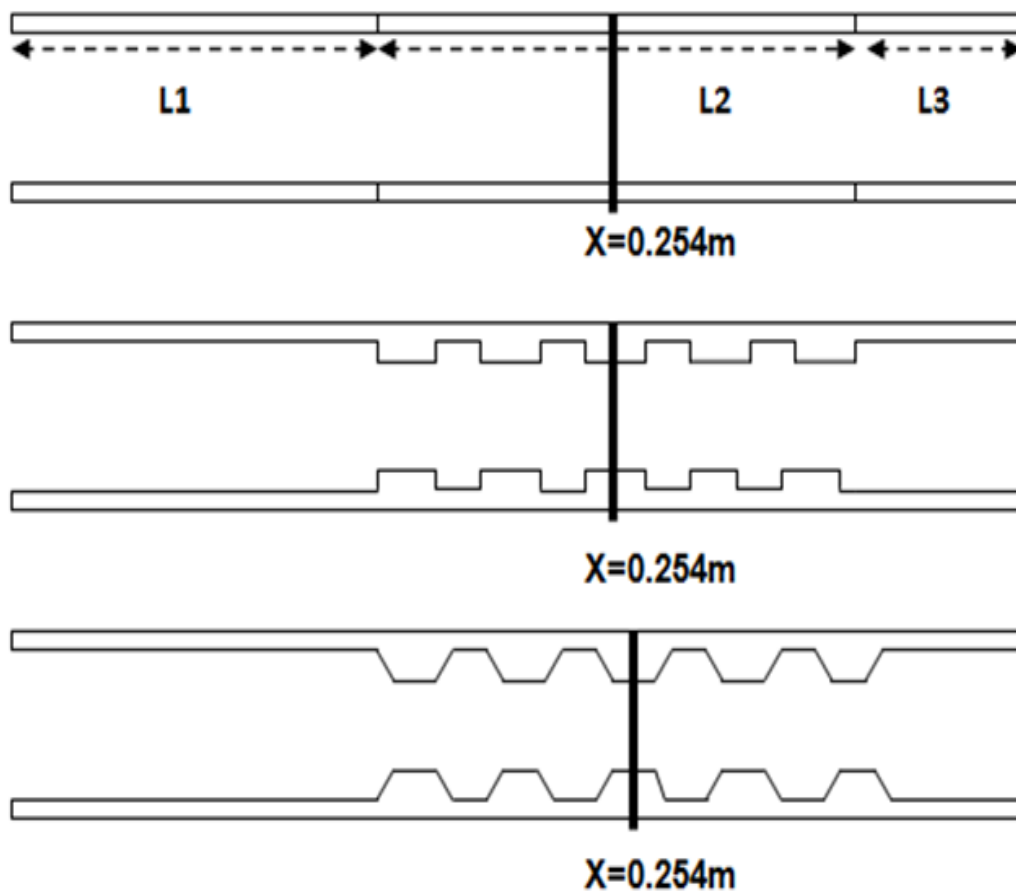


Figure IV.4 : Position sélectionnée (Médiane de la section de travail).

La **figure IV.4** présente la position x qui correspond au milieu de la section d'essai L_2 .

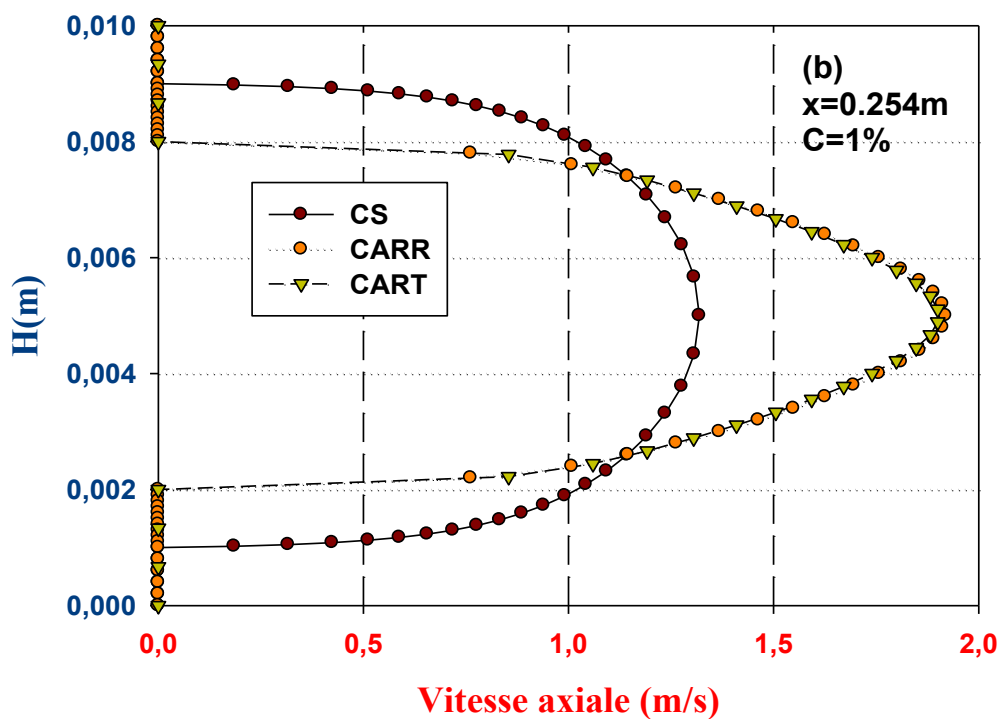
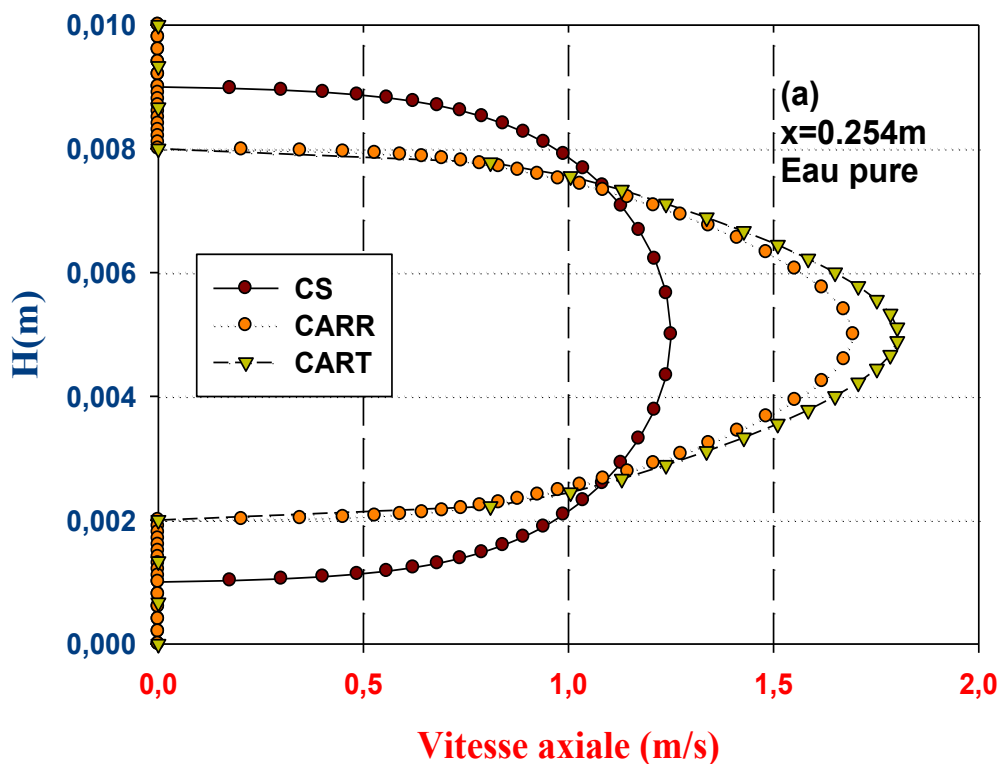
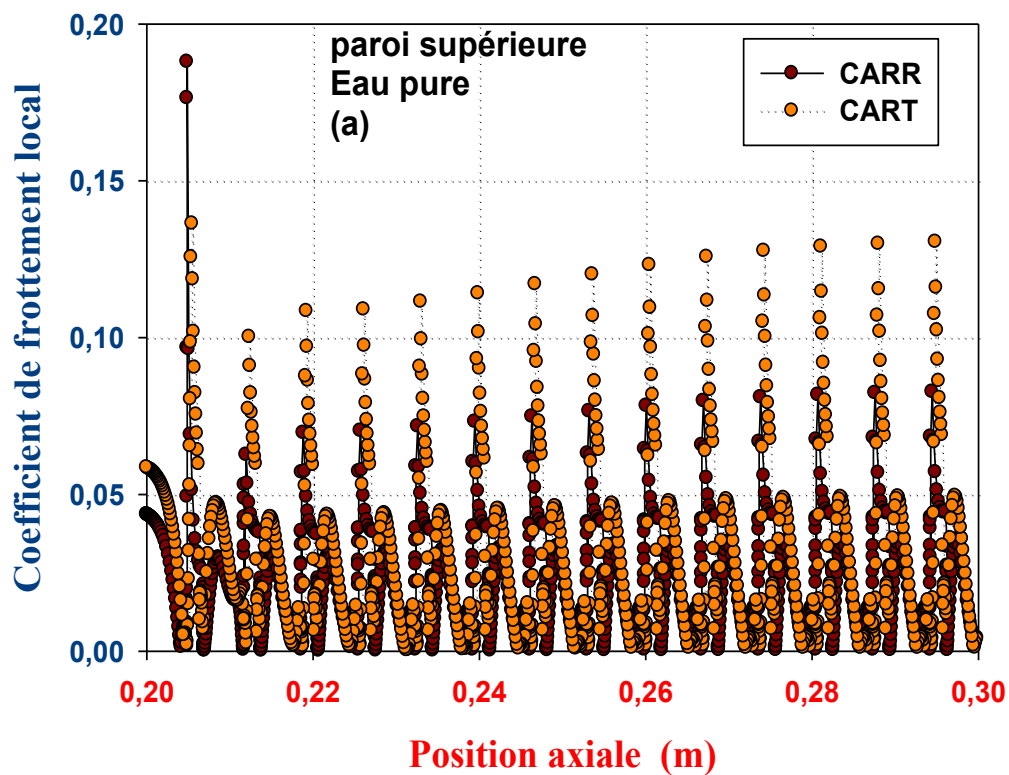


Figure IV.5 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $x=0.254\text{m}$ à $Re=10.000$, a) eau pure, b) nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) $C=1\%$.

Les résultats obtenus sur les **figures IV.5 (a, b)** représentent l'évolution de la vitesse axiale à une section $x=0.254$ m pour l'eau pure et un choix de nanofluides (eau/ Al_2O_3) de concentration 1% respectivement à un nombre de Reynolds $\text{Re}=10.000$.

Nous remarquons que les profils de vitesses du CARR et CART sont différents que celle du CS et ceci à cause de la présence de la rugosité. Les valeurs des vitesses axiales diminuent lorsque l'écoulement est près des parois à cause du frottement jusqu'à atteindre une valeur nulle. Les valeurs maximales des vitesses axiales sont observées aux centres des canaux.

(c) Coefficient de frottement local



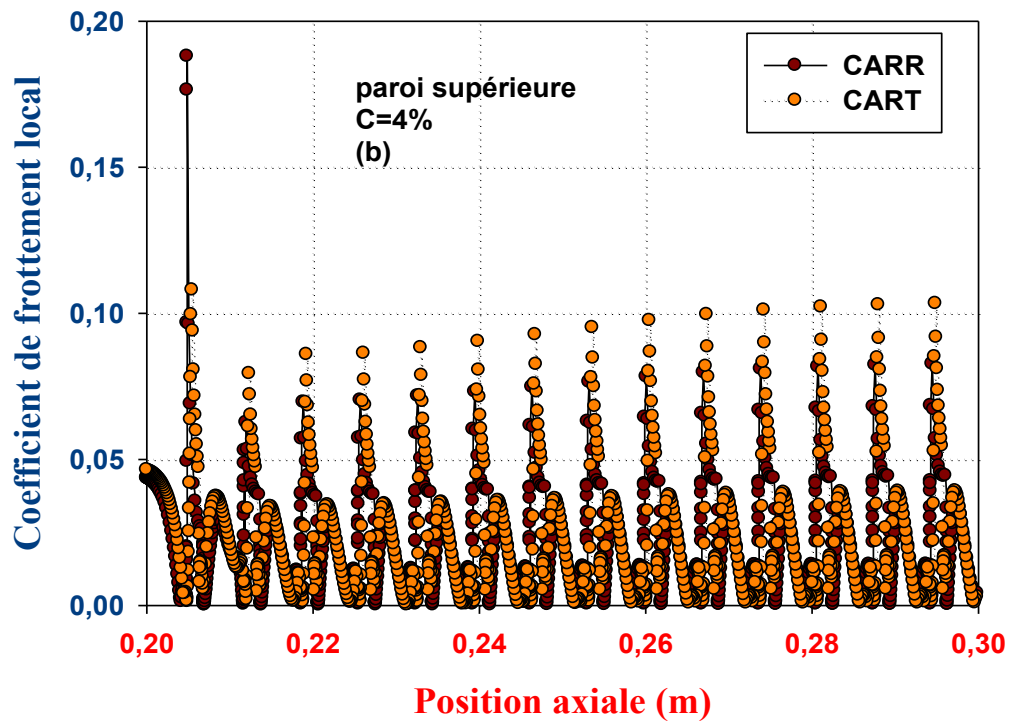


Figure IV.6 : Variation du coefficient de frottement local en fonction de la position axiale, a) eau pure, b) nanofluide C=4%.

La **figure IV.6 (a, b)** représente la distribution du coefficient local le long de la section d'essai L_2 pour un CARR et CART et pour l'eau pure (**figure (a)**) et le nanofluide (Al_2O_3 /eau 4%) (**figure (b)**). Leur allure est la même le long de la conduite; à la section d'entrée où la vitesse est imposée constante, cette quantité prend une valeur maximale à cause de l'inexistence des couches limites dynamique, cette valeur diminue avec le développement de cette couche limite dynamique. On remarque que l'allure de ce coefficient commence à augmenter dès l'impact avec la rugosité (rectangulaire ou trapézoïdale), dont le CART prend des valeurs plus important qu'un CARR aussi nous remarquons qu'il n'y a pas un grand changement des valeurs entre l'eau pure et le nanofluide choisi.

(d) Coefficient moyen de frottement

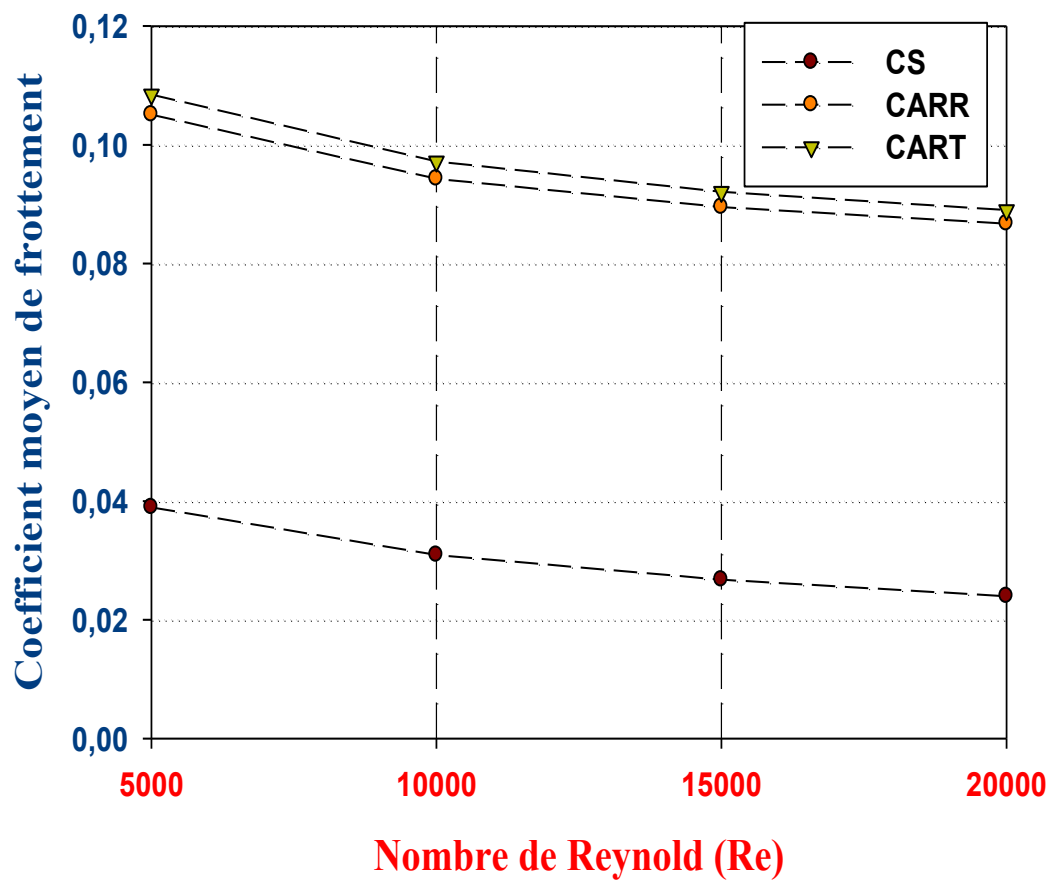


Figure IV.7 : Variation de coefficient moyen de frottement en fonction de nombre de Reynolds (eau pure).

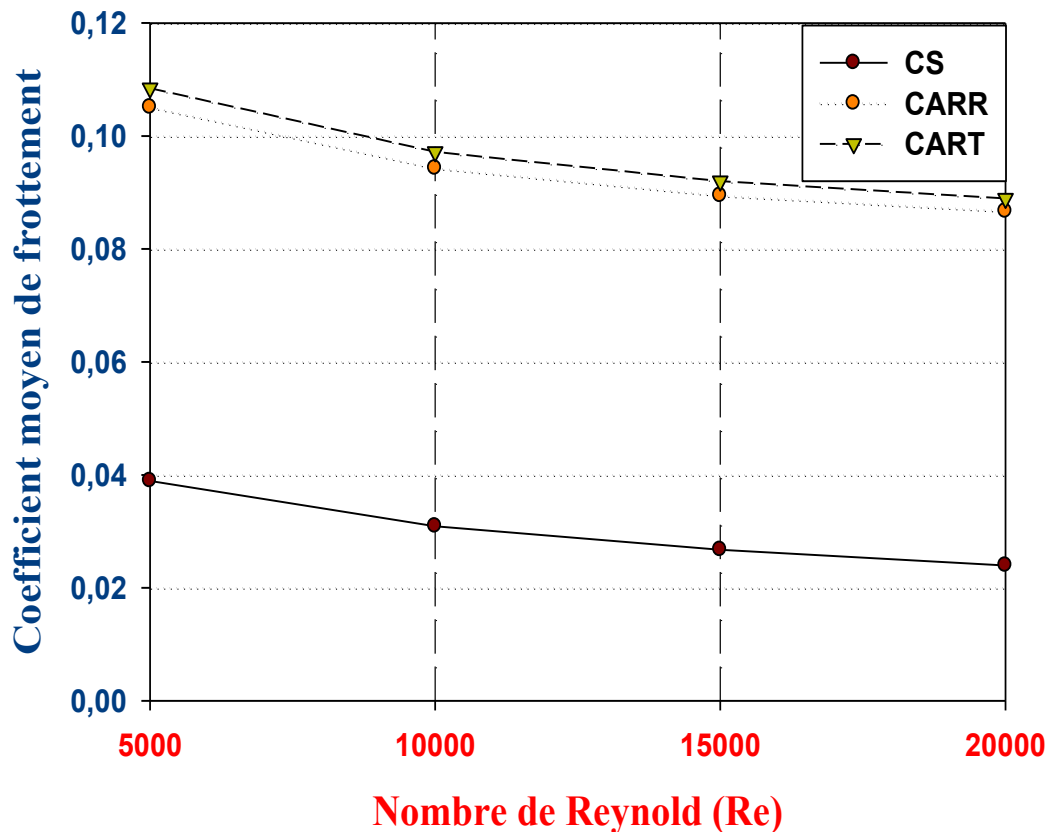


Figure IV.8 : Variation de coefficient moyen de frottement en fonction de nombre de Reynolds (nanofluide).

Le calcul numérique est effectué pour différentes valeurs de Reynolds allant de 5.000 jusqu'à 20.000 afin d'étudier l'influence de la variation de la vitesse axiale sur les coefficients moyens de frottement. D'après les **figure IV.7** et **figure IV.8** qui représentent la variation du coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds pour les trois canaux, nous remarquons que le coefficient moyen de frottement diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds, pour les trois canaux. Nous pouvons voir aussi que ce coefficient est supérieur pour le CARR et CART en comparant avec un CS à cause de la présence de différentes singularités dans l'écoulement à travers la longueur des canaux.

IV.4 Partie thermique

(a) Contours de température totale

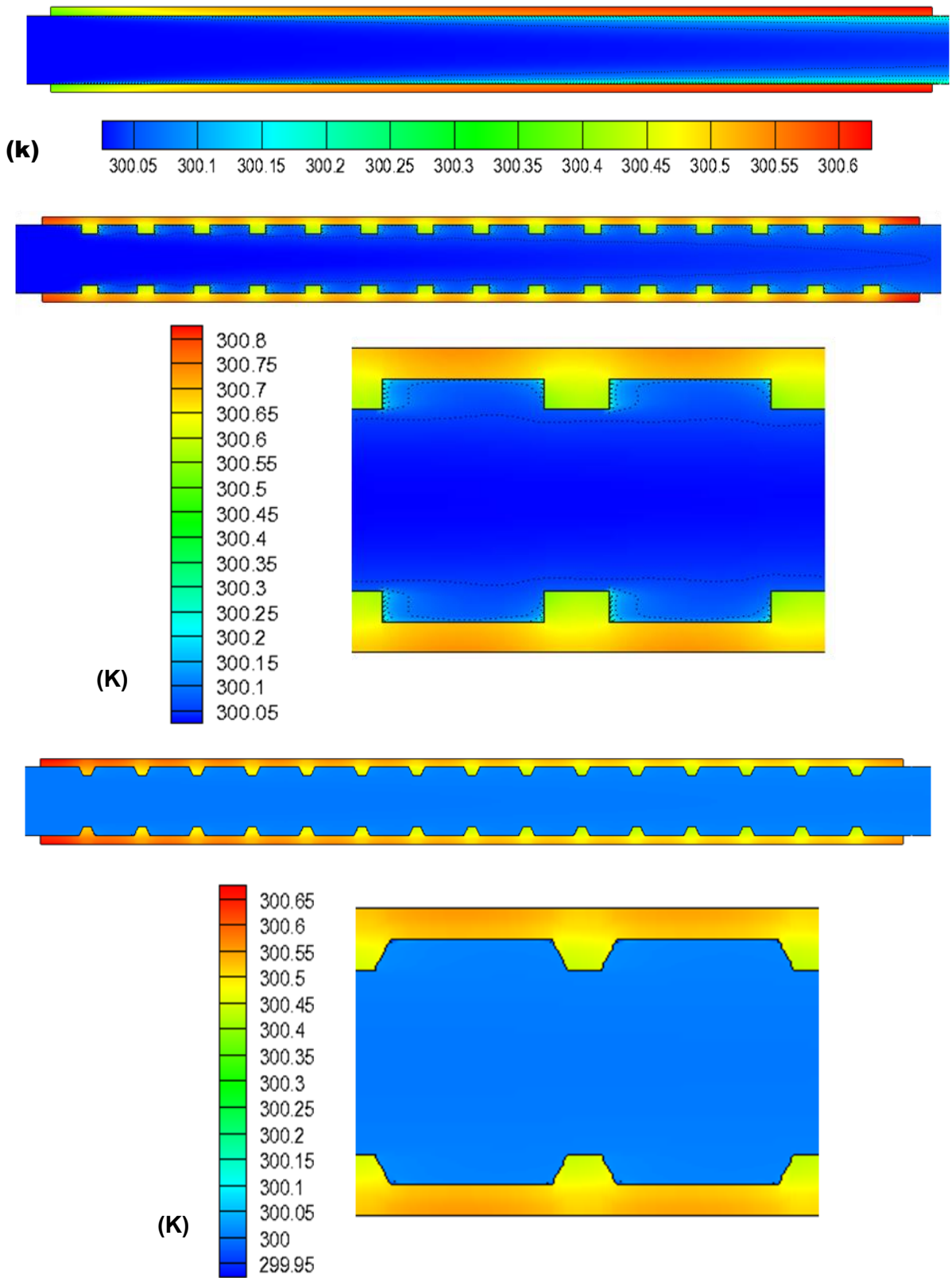


Figure IV.9 Contours de température totale.

La **figure IV.9** montre la distribution de l'isotherme pour l'eau pure et pour différentes formes de géométries (CS, CARR, CART) pour un nombre de Reynold égal à 10.000 et un flux de chaleur constant de 10 kW/m^2 appliqué sur la paroi. Nous travaillons dans un régime turbulent dans des mini-canaux, alors le temps de séjour de ce fluide est très petit pour que la température aura des variations remarquables.

(b) Nombre de Nusselt moyen

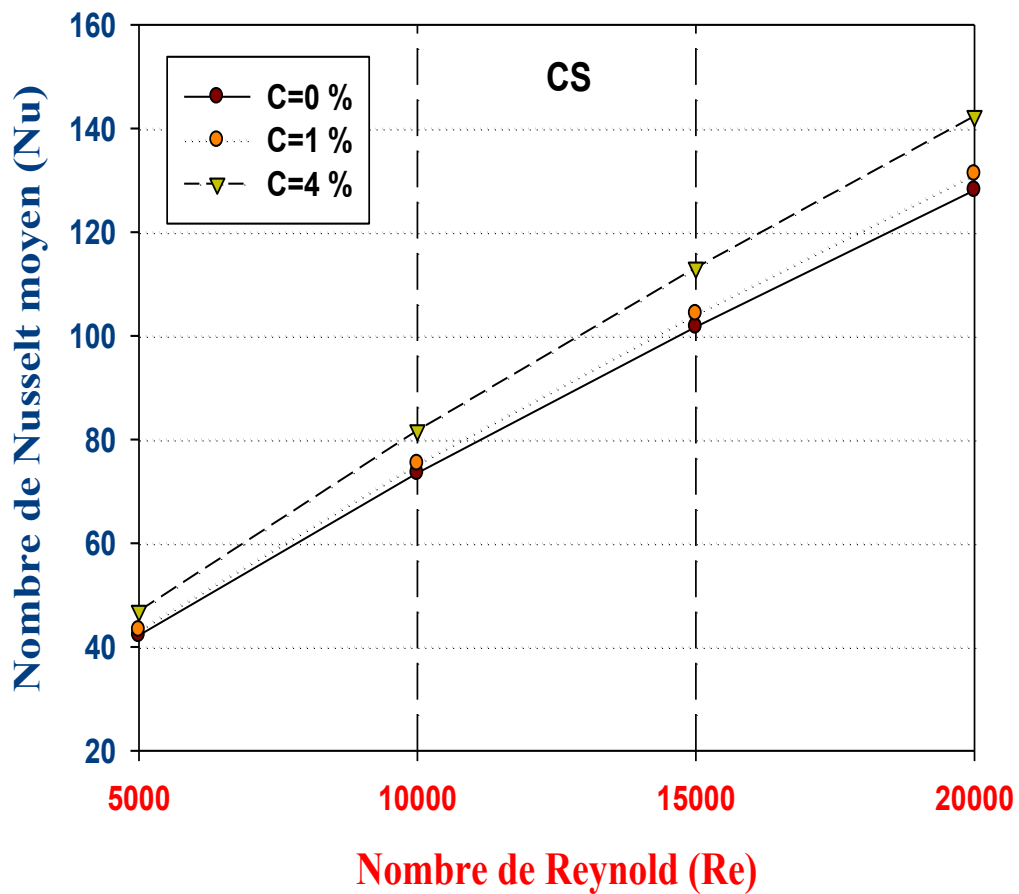


Figure IV.10 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le CS.

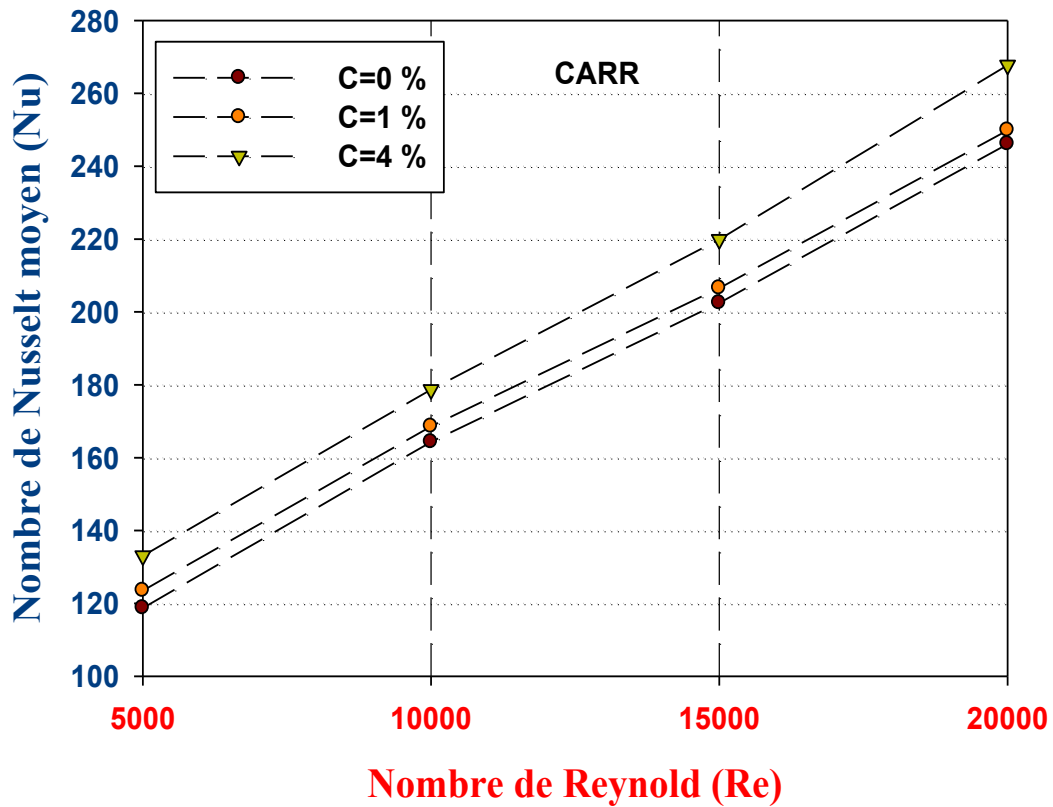


Figure IV.11 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le CARR.

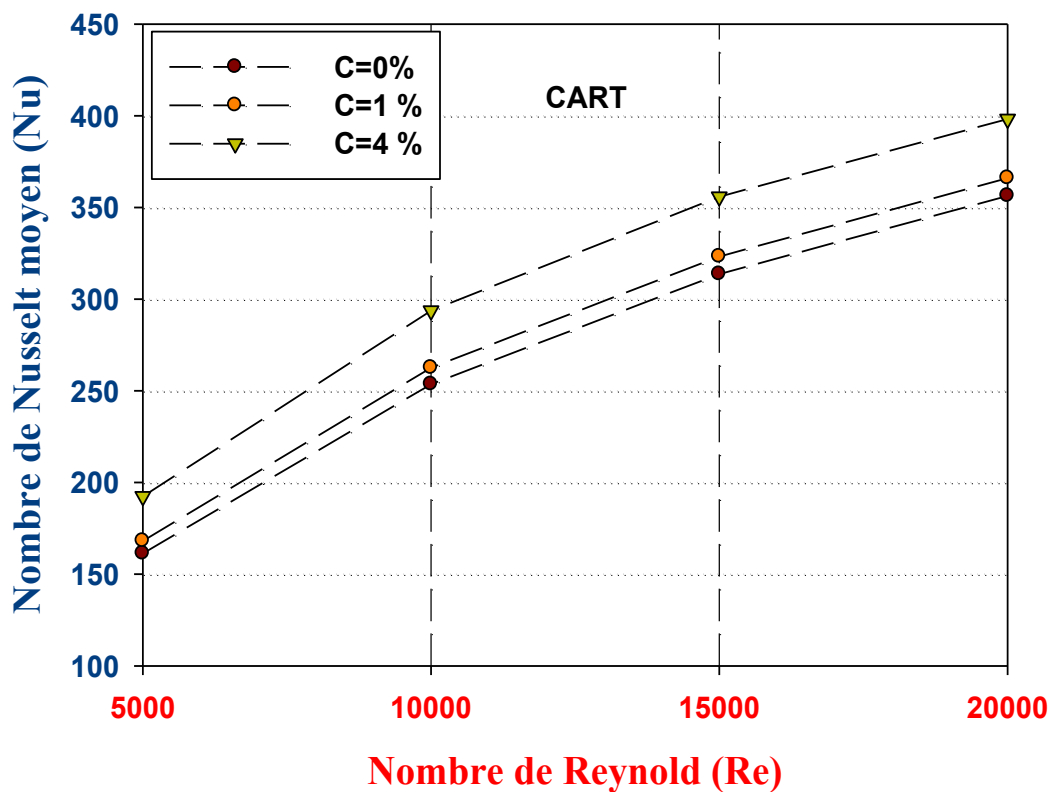


Figure IV.12 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le CART.

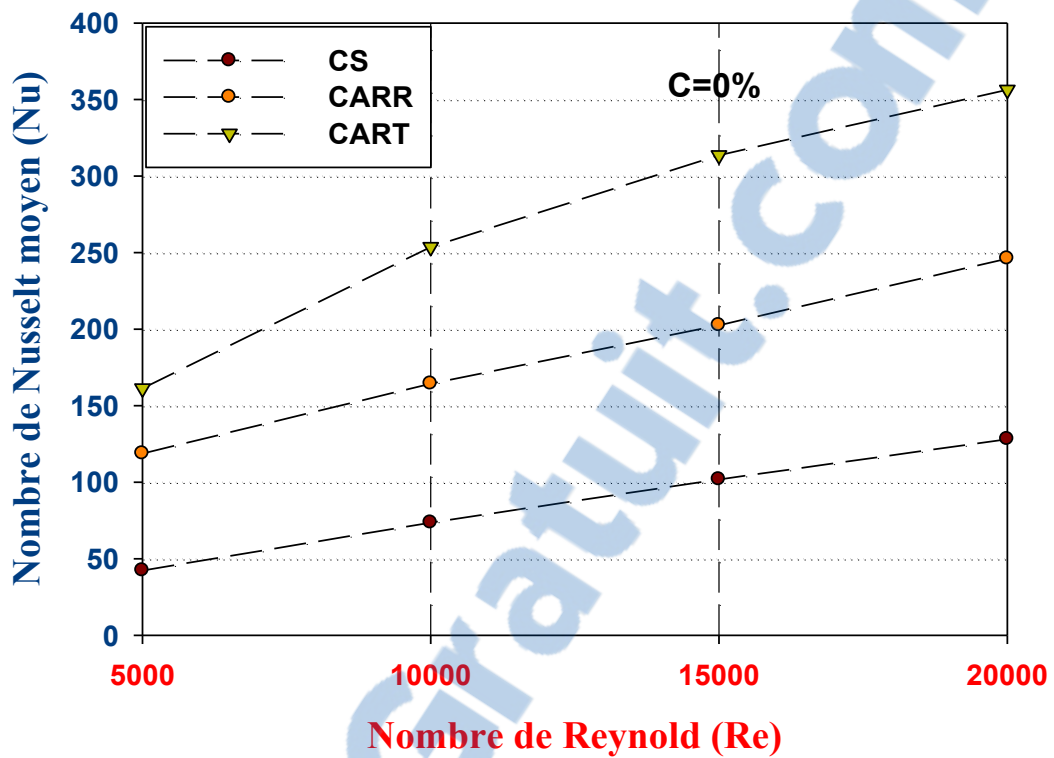


Figure IV.13 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour l'eau pure.

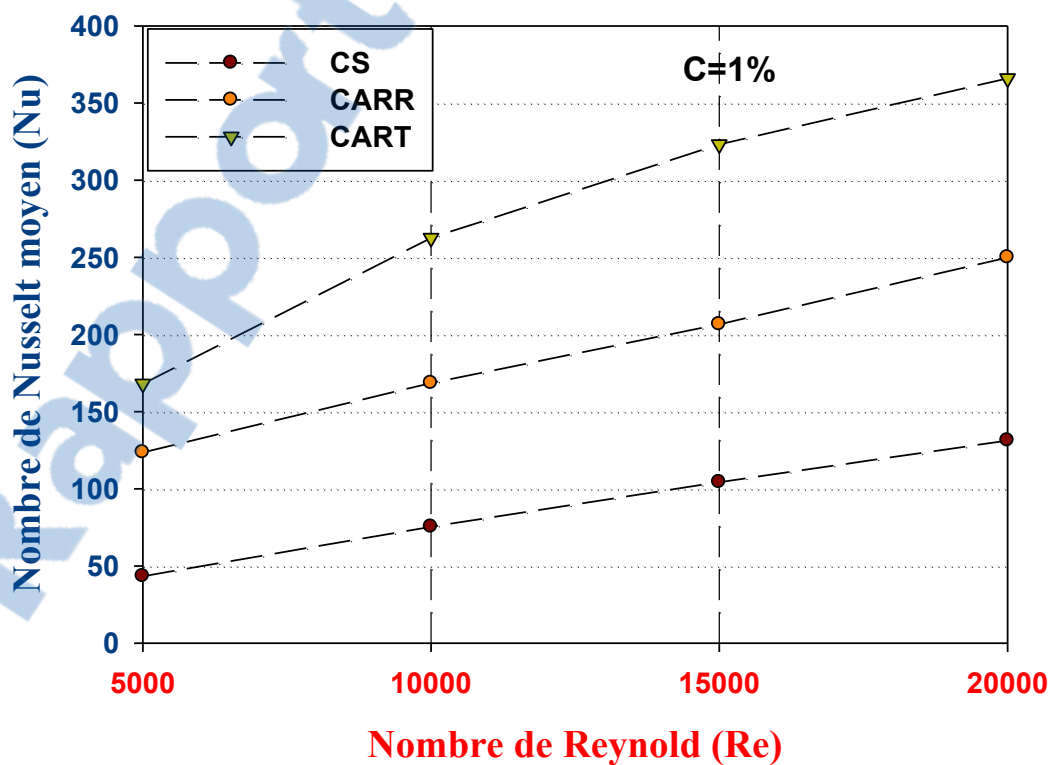


Figure IV.14 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le nanofluide à concentration 1%.

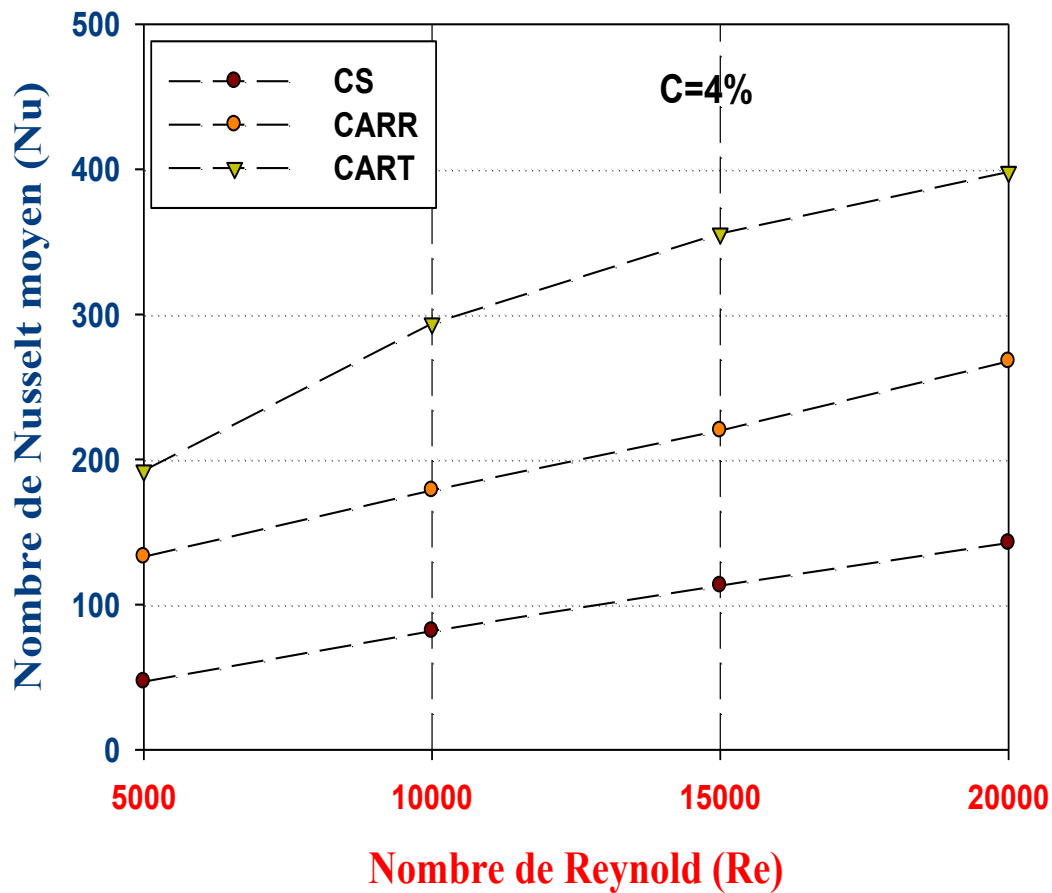
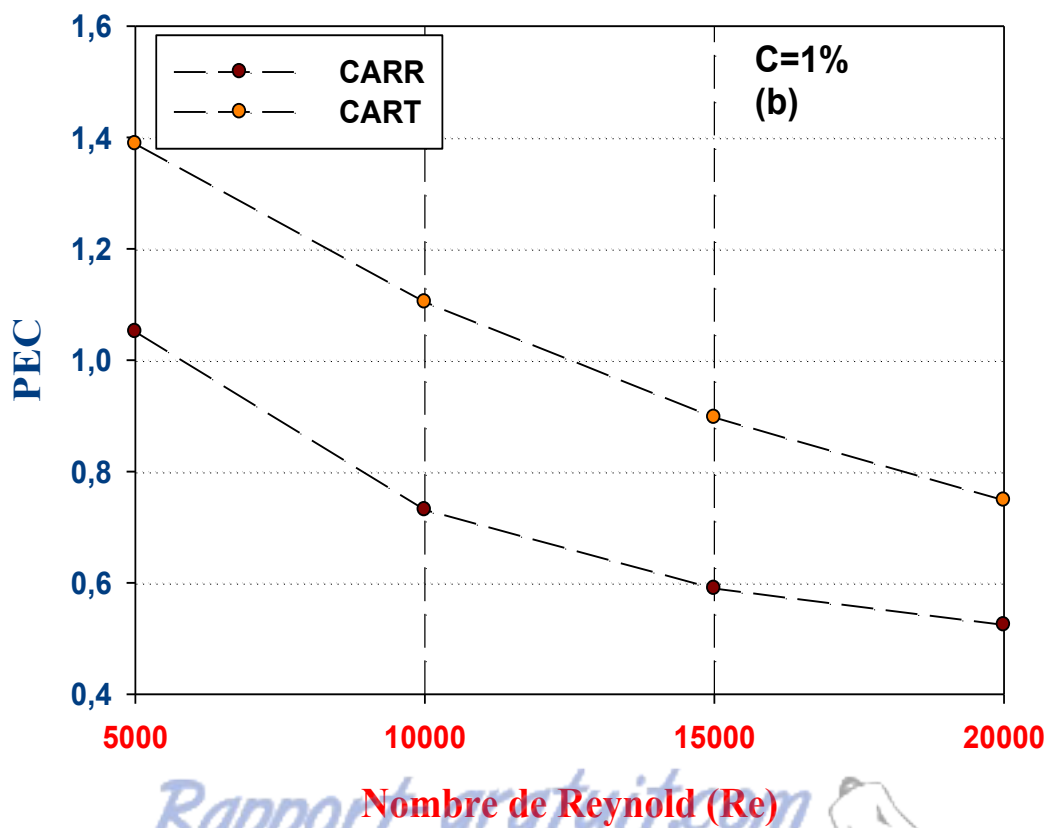
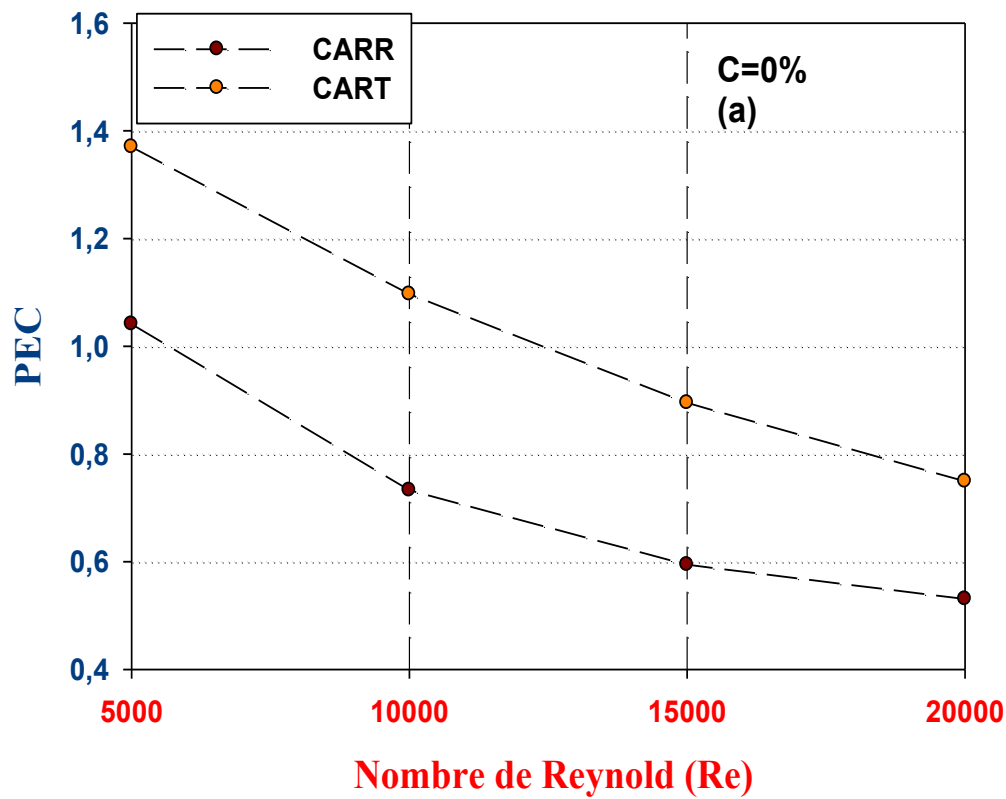


Figure IV. 15 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour le nanofluide à concentration 4%.

Le nombre de Nusselt est un paramètre important déterminant l'intensité de transfert de chaleur dans le problème considéré. Il représente physiquement le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide).

Les figures (IV.10 ; IV.11 ; IV.12 ; IV.13 ; IV.14 ; IV.15) représentent l'effet de nombre de Reynolds sur le nombre moyen de Nusselt. Nous observons que le nombre de Nusselt est proportionnel au nombre de Reynolds pour les trois canaux et nous remarquons aussi que le CARR, le CART et les concentrations du nanofluide (Al_2O_3/eau) 1% et 4% sont capables d'améliorer les performances de transfert de chaleur en comparant avec celui du CS et l'eau pure.

IV.5 Coefficient de performance thermo-hydraulique (PEC)



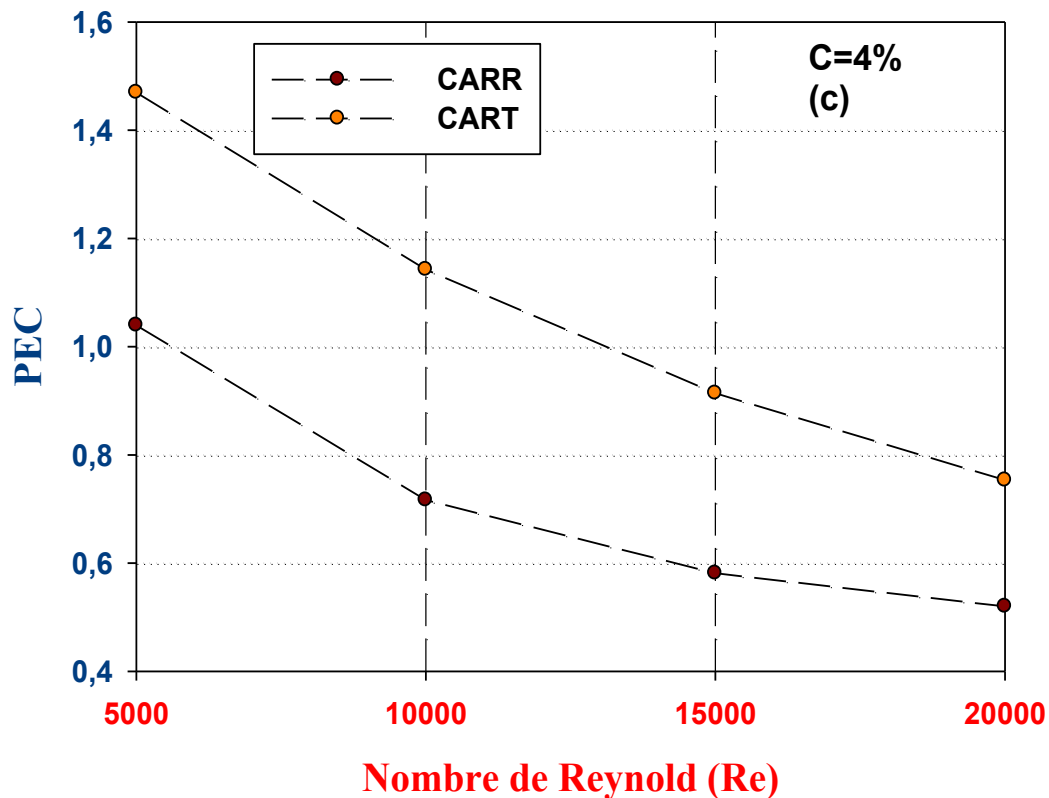


Figure IV.16 : Performances thermo-hydrauliques comparaison entre CARR et CART, a) eau pure, b) nanofluide C=1%, c) nanofluide C=4%.

Nous définissons ce coefficient PEC comme étant le rapport entre le taux de transfert thermique représenté par le Nusselt et le coefficient de frottement (voir équation N°II.14).

La **figure IV.16 (a, b, c)** représente la comparaison du coefficient de performance thermo-hydraulique en fonction du nombre de Reynolds d'un canal avec rugosité trapézoïdale avec celui de la rugosité rectangulaire et pour l'eau pure et différentes concentrations du nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) 1% et 4%. Les résultats indiquent que ce coefficient (PEC) est affecté par la forme de la géométrie et la nature du fluide utilisé dont le canal avec rugosité trapézoïdale est plus performant que celui du canal avec rugosité rectangulaire. En termes de nano fluide, la concentration de ce dernier augmente aussi ce coefficient de performance.

Conclusion

Dans ce chapitre; nous avons présenté les comportements dynamique et thermique pour un écoulement du fluide en convection forcée turbulente à l'intérieur des canaux de différentes formes: CS, CARR et CART. Les résultats numériques présentés dans cette étude prouvent que la forme de la géométrie à une influence importante sur l'écoulement et le transfert

thermique aussi le fluide dont les nanofluides indiquent un bon transfert thermique par rapport à l'eau pure. Les effets de cette amélioration sont observés à travers le nombre de Nusselt qui augmente de valeur par rapport à celui de CS et l'eau pure. Le CART et de concentration ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) 4% présente un bon comportement thermique par rapport à l'eau pure.

Conclusion

Conclusion

Ce mémoire rapporte les résultats d'une étude numérique en 2D du comportement dynamique et les caractéristiques de transfert de chaleur d'un écoulement de fluide en convection forcée turbulente dans un canal horizontal. Les deux parois principales de ce canal sont soumises à un flux thermique uniforme, en utilisant le modèle k- ϵ standard avec l'application des conditions aux limites. Les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. Deux différentes formes de rugosités et un nanofluide (Al_2O_3 /eau) sont considérés. Les nombres de Reynolds sont intégrés dans la plage de $5.000 \leq Re \leq 20.000$. Les résultats présentés sont le nombre de Nusselt, l'évolution de la vitesse axiale, le coefficient moyen de frottement, la distribution de la température et le critère d'évaluation de la performance. Ces résultats sont rapportés pour illustrer les effets de la forme des rugosités et du nanofluide sur ces paramètres.

Après la création des géométries et le maillage par GAMBIT, nous avons obtenu les résultats de simulation numérique à l'aide de solveur FLUENT et nous pouvons conclure que :

- Les nanofluides jouent un rôle important dans l'amélioration du transfert de chaleur.
- Le facteur de frottement augmente légèrement avec l'augmentation de la concentration du nanofluide. En général, l'augmentation de la concentration de nanofluide entraîne une augmentation de la viscosité du fluide qui diminue le mouvement des fluides.
- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules.
- La présence de nanoparticules, augmente le nombre de Nusselt moyen en ce qui concerne le fluide de base.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que le nombre de Reynolds augmente. Il est aussi beaucoup plus élevé avec une concentration de 4% que les valeurs correspondantes pour l'eau pure.
- Une comparaison entre les résultats obtenus pour les deux formes de rugosités étudiées montre que les rugosités rectangulaires ont des performances thermiques plus faibles que les rugosités trapézoïdales.

Conclusion

En perspective, plusieurs points peuvent être développés en futur en se basant sur ce travail.

Parmi les plus importants, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- Etudier les comportements hydrodynamiques et thermiques d'un nanofluide dans un canal avec d'autres différentes formes de nervures et rainures (triangulaire, semi-circulaires, carrée,.....).
- Etudier le problème dans un canal cylindrique ou bien dans un espace annulaire.
- Présence conjuguée de plusieurs nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 , TiO_2 et ZnO ...).
- Etudier le comportement des fluides avec changement de phases en présence des nanoparticules.
- Etudier le comportement des nano fluides en Changeant le fluide de base (huile, éthylène glycol, glycérine, huile moteur,...).
- Voir l'influence du changement de la taille des nanoparticules sur le comportement thermo-hydraulique des écoulements en question.
- Examiner la variation du pourcentage des concentrations de nanofluide.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] R. Kamali, A.R. Binesh «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*, volume 35, 2008, pp 1032 -1040.
- [2] M. Izadi, A. Behzadmehr, D. Jalali-Vahida « Numerical study of developing laminar forced convection of a nanofluid in an annulus» *International Journal of Thermal Sciences*, volume 48, 2009, pp 2119 - 2129.
- [3] Oronzio Manca, Sergio Nardini, Daniele Ricci «A numerical study of nanofluid forced convection in ribbed channels» *Applied Thermal Engineering*, volume 37, 2012, pp 280 - 292.
- [4] H.A. Mohammed, A.N. Al-Shamani, J.M. Sheriff «Thermal and hydraulic characteristics of turbulent nanofluids flow in a rib–groove channel» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 39, 2012, pp 1584 - 1594.
- [5] M. Parsazadeh, H.A. Mohammed, F. Fathinia «Influence of nanofluid on turbulent forced convective flow in a channel with detached rib-arrays» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 46, 2013, pp 97 - 105.
- [6] Mayank Bhola, Dr. Satyendra Singh «Analysis of Heat Transfer in Turbulent Channel Using Grooves» *International Journal of Science and Research*, 2013.
- [7] Mi-Ae Moon, Min-Jung Park, Kwang-Yong Kim «Evaluation of heat transfer performances of various rib shapes» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume 71, 2014, pp 275 - 284.
- [8] Najah Al-Shamani, K. Sopian, H.A. Mohammed, Sohif Mat, Mohd Hafidz Ruslan, Azher M. Abed «Enhancement heat transfer characteristics in the channel with Trapezoidal rib–groove using nanofluids» *Case Studies in Thermal Engineering*, volume 5, 2015, pp 48 - 58.
- [9] Sh.M. Vanaki, H.A. Mohammed «Numerical study of nanofluid forced convection in channels using different shaped transverse ribs» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 67, 2015, pp 176 - 188.

Références bibliographiques

- [10] Azher M.Abed, K.Sopian, H.A.Mohammed, M.A.Alghoul, Mohd Hafidz Ruslan, Sohif Mat, AliNajahAl-Shamani «Enhance heat transfer in the channel with V-shaped wavy lower plate using liquid nanofluids» *Case Studies in Thermal Engineering*, volume 5, 2015, pp 13 - 23.
- [11] Navaei, H.A.Mohammed, K.M. Munisamy, Hooman Yarmand, Samira Gharekhani «Heat transfer enhancement of turbulent nanofluid flow over various types of internally corrugated channels» *Powder Technology*, volume 286, 2015, pp 332 - 341.
- [12] Assunta Andreozzi, Oronzio Manca, Sergio Nardini, Daniele Ricci «Forced convection enhancement in channels with transversal ribs and nanofluids» *Applied Thermal Engineering* 2016.
- [13] Bharath Viswanath Ravi, Prashant Singh, Srinath V. Ekkad «Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels» *International Journal of Thermal Sciences*, volume 112, 2017, pp 31 - 43.
- [14] Ali Behnampour, Omid Ali Akbari, Mohammad Reza Safaei, Mohammad Ghavami, Ali Marzban, Gholamreza Ahmadi Sheikh Shabani, Majid zarringalam and Ramin Mashayekhi «Analysis of heat transfer and nanofluid fluid flow in microchannels with trapezoidal, rectangular and triangular shaped ribs», To appear in: *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*. <http://dx.doi.org/10.1016/j.physe.2017.04.006>.
- [15] Ali Behnampour, Omid Ali Akbari, Mohammad Reza Safaei, Mohammad Ghavami, Ali Marzban, Gholamreza Ahmadi Sheikh Shabani, Majid zarringalam, Ramin Mashayekhi «Analysis of heat transfer and nanofluid fluid flow in microchannels with trapezoidal, rectangular and triangular shaped ribs» *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, volume 91, 2017, pp 15 - 31.
- [16] D. F. Dipprey, R. W. Sabersky «Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various prandtl numbers» *Int.J.Heat Mass Transfert*, volume 6, 1963, pp 329 - 353.

Références bibliographiques

- [17] Liang-Bi Wang, Wen-Quan Tao, Qiu-Wang Wang, Tsun Tat Wong «Experimental study of developing turbulent flow and heat transfer in ribbed convergent/divergent square ducts» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, volume 22, 2001, pp 603 - 613.
- [18] TANG Xinyi, ZHU Dongsheng «Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Enhancement of a Rectangular Channel with Discontinuous Crossed Ribs and Grooves» *Chinese Journal of Chemical Engineering*, volume 20, 2012, pp 220 - 230.
- [19] Francesca Satta, Daniele Simoni, Giovanni Tanda «Experimental investigation of flow and heat transfer in a rectangular channel with 45° angled ribs on one/two walls» *Experimental Thermal and Fluid Science*, volume 37, 2012, pp 46 - 56.
- [20] Ting Ma, Qiu-wang Wang, Min Zeng, Yi-tung Chen, Yang Liu, Vijaisri Nagarajan «Study on heat transfer and pressure drop performances of ribbed channel in the high temperature heat exchanger» *Applied Energy*, volume 99, 2012, pp 393 - 401.
- [21] Haijun Wang, Yushan Luo , Hongfang Gu, Hongzhi Li, Tingkuan Chen, Jianhua Chen, Haibo Wu «Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of kerosene at supercritical pressure in square and circular tube with artificial roughness» *Experimental Thermal and Fluid Science*, volumes 42, 2012, pp 16 - 24.
- [22] Mehmet Eren, Sinan Caliskana, Muammer Zirzakıran «Experimental Investigation Of Heat Transfer In A Rectangular Channel With Perforated Ribs» *The Online Journal of Science and Technology*, volume 5, 2015.
- [23] Chao Ma, Xiaoling Chen, Jianfei Wang, Shusheng Zang, Yongbin Ji «An experimental investigation of heat transfer characteristics for steam cooling and air cooling in a rectangular channel roughened with parallel ribs» *Experimental Thermal and Fluid Science*, volume 64, 2015, pp 142 - 151.
- [24] AbdolBaqi Mohammed Khdher, Nor Azwadi Che Sidik, Rizalman Mamat, Wan Azmi Wan Hamzah «Experimental and numerical study of thermo-hydraulic performance of

Références bibliographiques

circumferentially ribbed tube with Al_2O_3 nanofluid» International Communications in Heat and Mass Transfer, volume 69, 2015, pp 34 - 40.

[25] Weihua Yang, Shulin Xue, Yihong He, Wei Li «Experimental study on the heat transfer characteristics of high blockage ribs channel» Experimental Thermal and Fluid Science, volume 83, 2017, pp 248 - 259.

[26] Giovanni Tanda «Experiments on natural convection in water-cooled ribbed channels with different aspect ratios» International Journal of Heat and Mass Transfer, volume 110, 2017, pp 606 - 61.

[27] S. Alfarawi, S.A. Abdel-Moneim, A. Bodalal «Experimental investigations of heat transfer enhancement from rectangular duct roughened by hybrid ribs» International Journal of Thermal Sciences, volume 118, 2017, pp 123 - 138.

[28] Weiguo Xu, Shuyan Wang, Guodong Liu, Qinghong Zhang, Muhammad Hassan, Huilin Lu «Experimental and numerical investigation on heat transfer of Therminol heat transfer fluid in an internally four-head ribbed tube» International Journal of Thermal Sciences, volumes 116, 2017, pp 32 - 44.

[29] Alok Chaube, P.K. Sahoo, S.C. Solanki «Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater» Renewable Energy, volume 31, 2006, pp 317 - 331.

[30] Mohammed O.A. Hamid, Bo Zhang «Field synergy analysis for turbulent heat transfer on ribs roughened solar air heater» Renewable Energy, volume 83, 2015, 1007 - 101.

[31] B.E. Launder, D.B. Spalding « The numerical computation of turbulent flows» Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, volume 3, 1974, pp 269 - 289.

[32] Henk Kaarle Versteeg, Weeratunge Malalasekera «An Introduction to, Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method» Pearson Education Limited, 2007, pp 503.

Références bibliographiques

[33] João-Paulo RIBEIRO, Jean-Antoine GRÜSS « Nanofluides pour les applications thermiques » 10 juil. 2009

[34] LEBBIHI Saci, « Refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nanofluide », Université Mohamed Khider Biskra, Mémoire de Fin d'Etudes en vue de l'obtention du diplôme de MASTER, Juin 2014.

[35] Eric Goncalvès da Silva, « Méthodes et Analyse Numériques », Engineering school. Institut Polytechnique de Grenoble, 2007, pp 99.