

SOMMAIRE :

Remerciement	
Dédicace	
ملخص	
Résumé	
Abstract	
Sommaire	
Liste des Figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale.....	1
CHAPITRE I : Recherche bibliographique	
Introduction	3
I.1 Etudes Numériques	4
I.2 Etudes Expérimentales	10
Conclusion	15
CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème	
Introduction	16
II.1 Géométrie du problème	16
II.2 Formulation mathématique du problème	18
II.3 Hypothèses simplificatrices	18
II.3.1 Equations gouvernantes	18
II.3.1.1 Equation de Continuité	18
II.3.1.2 Equation de quantité de mouvement	18
II.3.1.3 Equation d'énergie	19
II.3.1.4 Nombres adimensionnels	19
II.4 Conditions aux limites	21
II.5 Propriétés du fluide	23
Conclusion	24

CHAPITRE III : Simulation numérique

Introduction	25
III.1 Méthode des volumes finis	25
III.2 Maillage	26
III.2.1 Choix du type de maillage	26
III.2.1.1 Maillage structuré (quadra/hexa)	27
III.2.1.2 Maillage non structuré (tri/tétra)	27
III.2.1.3 Maillage hybride	28
III.3 Présentation du préprocesseur Gambit	28
III.3.1 Interface de Gambit	28
III.3.2 Présentation de la géométrie dans Gambit	28
III.4 Fluent	32
III.4.1 Etapes générales	32
III.4.1.1 Importation de la géométrie « mesh »	32
III.4.1.1.1 Ouvrir la version de Fluent	32
III.4.1.1.2 Vérification du maillage importé	34
III.4.1.1.3 Vérification de l'échelle	35
III.4.1.1.4 Choix du solveur	35
III.4.1.1.5 Affichage de la grille	35
III.4.1.1.6 Choix du modèle laminaire	35
III.4.1.1.7 Définition des caractéristiques des matériaux	36
III.4.1.1.8 Définir condition aux limites	36
III.4.1.1.9 Choix de solution	37
Conclusion	39
CHAPITRE IV : Résultats et discussions	
Introduction	40
IV.1 Choix de maillage	40
IV.2 Validation des résultats	41
IV.3 Partie dynamique	42
IV.3.1 Etude dynamique correspond à un nombre de Reynolds égale à 200	42
IV.3.2 Champ de vitesse	42
IV.4 Partie thermique	53
IV.5 L'efficacité des mini-canaux HTE	61
Conclusion	62
Conclusion générale	63
Liste des références	65

Listes des Figures

Figure I.1 : Pompe en silicium permettant la délivrance contrôlée de médicaments.....	3
Figure I.2 : Laboratoires miniatures « lab-on-chip ».....	4
Figure I.3 : Domaine physique de la présente étude: (a) canal sinusoïdale, (b) canal triangulaire, (c) canal trapézoïdal.....	5
Figure I.4 : Schéma de l'échangeur ondulé-croisé appliqué dans la demande de récupération de chaleur.....	6
Figure I.5 : Domaines de calcul. (a) configuration convergente-divergente; (b) son micro-canaux droit équivalent;(c) les dimensions géométriques du micro-canal.....	9
Figure I.6 : Schéma de la plaque ondulée.....	10
Figure I.7 : Diamètre hydraulique (Dh) avec différentes technologies des échangeurs.....	11
Figure I.8 : exemple des micro-canaux pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur.....	12
Figure I.9 : Photographie de sections d'essai avec différents modèles de canaux.....	14
Figure I.10 : Schéma de micro échangeurs étudiés.....	15
Figure II.1 : Différentes géométries, (a) canal simple, (b) canal sinusoïdal, (c) canal en zigzag.....	16
Figure II.1 : Schéma d'une unité répétitive, (a) mini-canal en zigzag, (b) mini-canal sinusoïdal.....	17
Figure II.3 : Régime laminaire $Re < 2400$	20
Figure II.4 :Schéma représentatif des conditions aux limites.....	22
Figure III.1 : Volume de contrôle bidimensionnel.....	26
Figure III.2 : Les trois types de maillages.....	27
Figure III.3 : Interface de travail du préprocesseur Gambit.....	28
Figure III.4 : Type de solveur.....	29
Figure III.5 : Création de la géométrie du mini-canal simple.....	29
Figure III.6 : Maillage de mini-canal simple sur Gambit.....	30
Figure III.7 : Maillage de mini-canal sine sur Gambit.....	30
Figure III.8 : Maillage de mini-canal Zigzag S sur Gambit.....	31
Figure III.9 : Définition les conditions aux limites sur Gambit.....	31
Figure III.10 : Exportation du maillage.....	32
Figure III.11 : Type de résolution.....	33
Figure III.12 : Vue globale de Fluent.....	33
Figure III.13 : Importation de la géométrie.....	34
Figure III.14 : Vérification du maillage sou Fluent.....	34
Figure III.15 : Etablir l'équation d'énergie.....	35
Figure III.16 : Définition des caractéristiques du fluide.....	36
Figure III.17 : Définition des conditions aux limites.....	37
Figure III.18 : Initialisation la vitesse et la température à l'entrée.....	37

Figure III.19 : Résiduel monitors.....	38
Figure III.20 : Lancement les itérations	38
Figure III.21 : fenêtre des itérations.....	39
Figure IV.1 : Variation de la vitesse axiale pour les différents maillages pour un mini-canal simple.....	40
Figure IV.2 : Comparaison de vitesse axiale entre les résultats expérimentaux Zhenhui Dai et les résultats de notre simulation numérique pour un mini-canal simple.....	41
Figure IV.3 : Contours de la vitesse axiale (Zigzag S 2 ; Zigzag 2 ; Sine 2).	42
Figure IV.4 : Sections sélectionnées	43
Figure IV.5 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.01$ m.	44
Figure IV.6 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.01515$ m.	44
Figure IV.7 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.0308$ m.	45
Figure IV.8 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.05332$ m.	45
Figure IV.9 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.03282$	46
Figure IV.10 : Variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Zigzag S.	47
Figure IV.11 : Variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Zigzag.	47
Figure IV.12 : Variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Sine.	48
Figure IV.13 : Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure pour Mini-canal Zigzag S.	49
Figure IV.14 : Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure pour Mini-canal Zigzag.	49
Figure IV.15 : Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure pour mini-canal sine.	50
Figure IV.16 : Variation de coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds pour mini-canal Zigzag.	51
Figure IV.17 : Variation de coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds pour mini-canal Sine.	52
Figure IV.18 : Variation de coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds pour mini-canal Zigzag.	52
Figure IV.19 : Contours de température totale.	53
Figure IV.20 : Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.01$ m.	54
Figure IV.21 : Profil de température pour mini-canal zigzag S et zigzag à une section $x=0.01515$ m.	55
Figure IV.22 : Profil de température pour mini-canal sine 1 à une section $x=0.0308$ m.	55
Figure IV.23 : Profil de température pour mini-canal sine 2 à une section $x=0.05332$ m.	56
Figure IV.24 : Profil de température pour mini-canal zigzag S et zigzag à une section $x=0.02558$ m.	56
Figure IV.25 : Profil de température pour mini-canal sine 3 à une section $x=0.03282$ m.	57

Figure IV.26 : Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure pour mini-canal Zigzag S.....	58
Figure IV.27 : Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure pour mini-canal Zigzag.....	58
Figure IV.28 : Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure pour mini-canal Sine.....	59
Figure IV.29 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Zigzag S.....	60
Figure IV.30 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Sine.....	60
Figure IV.31 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Zigzag.....	61

Liste des tableaux

Tableau I.1 : classification du canal selon le diamètre hydraulique.....	11
Tableau II.1 : Paramètres géométriques des mini-canaux étudiés.....	17
Tableau II.2 : Valeurs de vitesses correspondantes aux nombre de Reynolds choisis.	22
Tableau II.3 : Conditions aux limites.....	23
Tableau II.4 : Propriétés physiques du fluide utilisé (eau) à T=300K.....	23
Tableau IV.1 : Efficacité des mini-canaux étudiés	62

Nomenclature

Variables	Désignature	Unité
C_p	Chaleur spécifique	kJ/kg.K
h	Coefficient de transfert convectif	W/m ² .K
x	Coordonnée axiale	m
y	Coordonnée axiale	m
D_h	Diamètre Hydraulique	m
q_m	Débit massique du fluide	kg/s
ΔP	Différents de pression	Pa
f	Coefficient de frottement	
Q	Flux de chaleur	W
T	Température	K
S	Surface (Section)	m ²
L	Longueur de mini-canal	m
Nu	Nombre de Nusselt	
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
u	Vitesse dimensionnelle suivant x	m/s
v	Vitesse dimensionnelle suivant y	m/s
U	Vitesse à l'entrée	m/s

Symboles grecs	Désignature	Unité
μ	Viscosité dynamique	Pa/s
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
K	Conductivité thermique	Kg/m. K

Indices

f	Fluide
p	Paroi
in	Initiale
sup	Supérieure
inf	Inférieure

Introduction générale

Introduction générale

La nouvelle technologie en électronique de puissance et la course vers la miniaturisation tel que les processeurs dernière génération, les diodes laser, les gros transistors et les nouvelles générations d'appareils à rayonnement X, entraînent de sévères contraintes de fonctionnement et notamment au niveau de la température de fonctionnement.

Pour que ces appareils fonctionnent correctement et ne soient pas détruits par la chaleur qu'ils génèrent, il est impératif d'évacuer la puissance thermique très efficacement pour maintenir une température de fonctionnement optimum. Cela nécessite des systèmes de refroidissement adaptés à des flux de chaleur très intenses. On doit dissiper de plus en plus la puissance sur une surface qui ne varie pas énormément, et qui a tendance à diminuer.

La problématique qui se pose aujourd'hui est savoir comment dissiper les grosses densités de flux de chaleur dans un petit espace, ce que les microstructures seront en mesure d'apporter, puisqu'elles vont créer un environnement très favorable au transfert de la puissance vers le fluide [1].

L'une des approches les plus rassurantes étant le refroidissement au moyen des mini-canaux et micro-canaux par un écoulement simple ou diphasique. Ils offrent de hautes performances en transfert de chaleur.

Les échangeurs à mini-canaux/microstructures constituent donc une méthode innovante pour le transfert de grosses puissances thermiques. L'échangeur est couramment fabriqué dans un matériau à haute conductivité thermique comme l'aluminium, le cuivre ou le silicium.

Un mini-canal peut être défini comme un canal de diamètre hydraulique de quelques dizaines de micromètres au millimètre. Les dispositifs mini et micro-fluidiques sont récemment utilisés dans plusieurs applications comme les micro-échangeurs et dans les boucles fluides extractrices de chaleur, dans le refroidissement des composantes électroniques, en industrie aérospatiale, en instrumentation biomédicale et dans les systèmes de climatisation mobiles, des techniques complexes de micro-fabrication tel que l'ablation laser, le plasma, l'épitaxie, la gravure chimique, l'érosion, le dépôt de vapeur, etc...

Les mini-canaux présentent plusieurs avantages en l'occurrence :

- Un grand rapport surface-volume qui favorise le transfert de la chaleur.
- Un faible encombrement,
- Un faible coût de construction,
- Des performances d'échange thermique élevées,
- Un volume de fluide caloporteur très petit.

Introduction générale

Du fait de leur miniaturisation et de la nécessité d'optimiser la conception, la compréhension de maîtriser des transferts de la chaleur dans les mini canaux est un sujet très actuel. Il faut souligner que le transfert de chaleur dans les mini et micro-canaux est différent à celui dans les macro-canaux. Cette différence est due à l'influence de la taille du canal (mini, micro ou macro-canal) et par conséquent, certains effets deviennent plus importants à ces échelles.

Le but de mon travail est d'étudier par simulation numérique le comportement dynamique et thermique de l'eau dans des mini-canaux avec des différentes géométries.

Le présent travail comprend quatre chapitres et une conclusion : le premier chapitre est consacré une recherche bibliographique concernant les différents travaux numériques et expérimentales.

Dans le deuxième chapitre, j'ai présenté en détail les différentes géométries étudiés avec la formulation mathématique, les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie, ainsi les conditions aux limites imposées sur chaque grandeur sont étudiées, et les hypothèses nécessaire pour résoudre le problème.

Le troisième chapitre, nous avons présenté, le préprocesseur de création de la géométrie et le maillage « **GAMBIT** » le code de calcul « **FLUENT** ».

Le quatrième chapitre est réservé pour la présentation des différents résultats de simulations numérique, avec des interprétations.

Finalement, une conclusion générale qui résume mon travail et les perspectives.

Chapitre I

Recherche

bibliographique

Introduction :

L'écoulement et le transfert de chaleur dans les canaux sont rencontrés dans plusieurs applications industrielles telles que les échangeurs de chaleur, les réacteurs nucléaires, les capteurs solaires, le refroidissement des turbomachines et des composants électroniques et le domaine de biomédical... Parmi les techniques d'amélioration des performances énergétiques des canaux est la création des rugosités sur les parois des canaux de façon à créer la turbulence et à prolonger la trajectoire des fluides en favorisant un meilleur échange thermique.

Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement utilisant des micro-canaux en électronique pour le refroidissement; on peut citer des applications comme dans le secteur médical, par exemple :

- ❖ Les micro-valves sont apparus dans les années 1990, ces systèmes sont des micro-systèmes à vocation biomédicale pouvant s'implanter dans le corps humain et permettront d'administrer la dose de médicament nécessaire après une analyse sur le patient (Figure I.1).

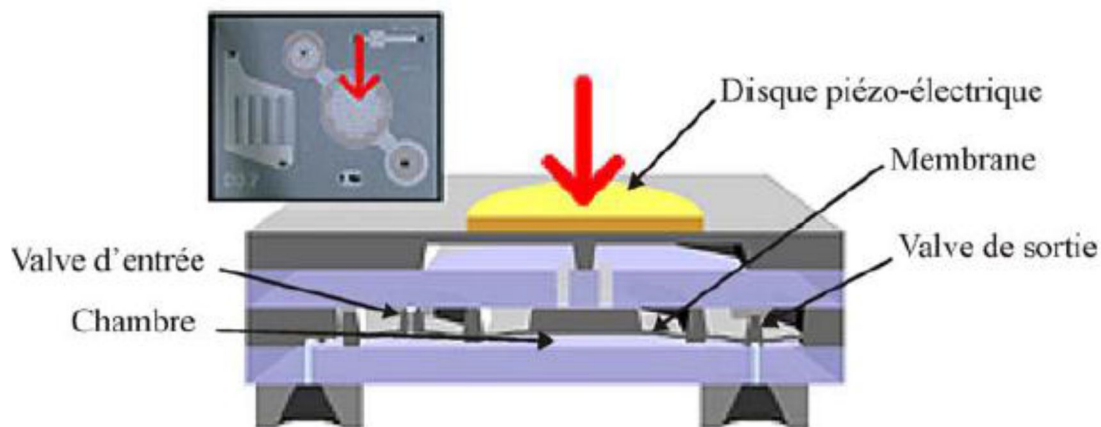


Figure I.1 : Pompe en silicium permettant la délivrance contrôlée de médicaments.

- ❖ Les micro-pompes à insuline deviennent de plus en plus courantes et compactes afin de permettre aux usagers d'être autonomes. Un injecteur d'insuline implantable sur le corps humain pour réguler automatiquement le taux de glycémie.
- ❖ Laboratoires miniatures, Les « lab-on-chip », permettent d'analyser, séparer, détecter ou répliquer. Ces systèmes permettent, par exemple, de diviser une petite goutte de

sang en mille microgouttes pour faire mille analyses biologiques en parallèle. Ceci remplacerait les méthodes actuelles qui demandent des quantités beaucoup plus grandes et des temps de réaction plus longs [2],[3].

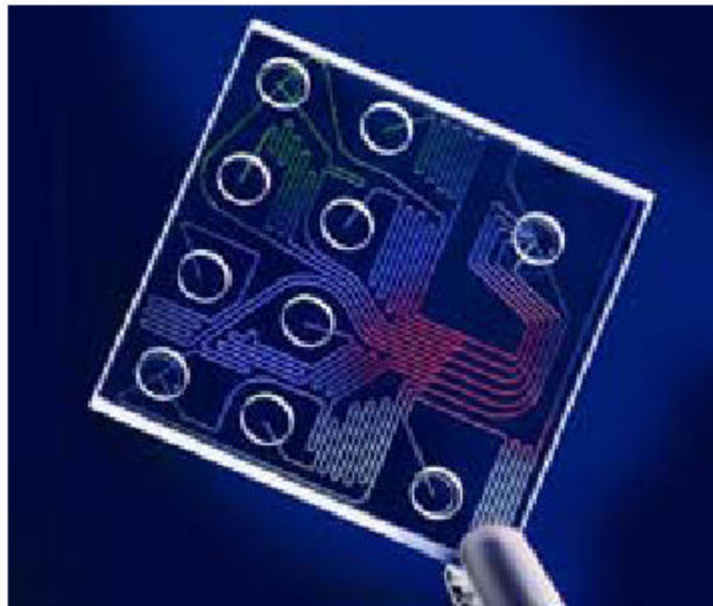


Figure I.2: « lab-on-chip »

Dans ce premier chapitre, une synthèse bibliographique sur les différents travaux numériques et expérimentaux sera présentée.

I.1 Etudes Numériques :

M.A. Ahmed et al [4] ont effectué une étude numérique sur l'effet de profil d'ondulation sur les performances thermo-hydrauliques des différents types et formes de canaux (canal sinusoïdal, triangulaire et trapézoïdal) en utilisant le CuO eau nano fluide. La vitesse de l'écoulement, la température, la perte de pression, le nombre de Nusselt moyen et le facteur de performance thermo-hydraulique sont analysés. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt moyen et le facteur de rendement augmentent avec la fraction volumique des nano particules et le nombre de Reynolds pour toutes les formes de canaux. En outre, la chute de pression non adimensionnelle augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, ainsi le canal trapézoïdal a le nombre de Nusselt le plus élevé (Figure I.3).

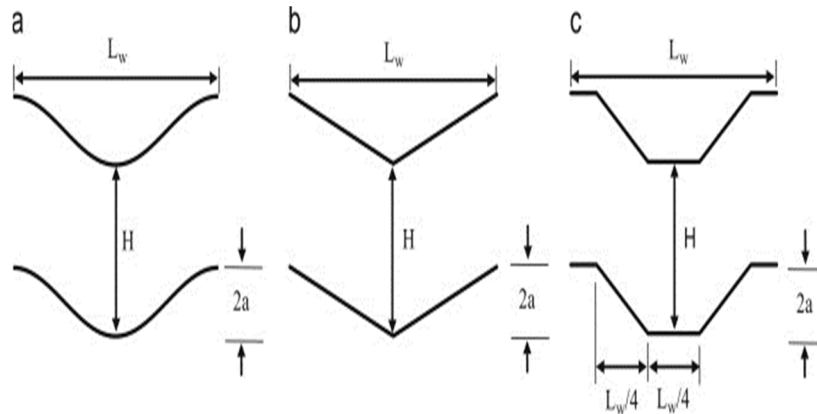


Figure I.3 : Domaine physique de la présente étude [1]: (a) canal sinusoïdal, (b) canal triangulaire, (c) canal trapézoïdal.

H.M. Mohammed et al. [5] ont étudié numériquement l'effet des paramètres géométriques, le flux de chaleur (0,4 à 6 kW), le nombre de Reynolds (8000-20000), la hauteur du canal et l'ondulation sur le transfert de chaleur de l'air s'écoulant en convection forcée turbulente. Les parois supérieure et inférieure du canal ondulé sont soumises à un flux de chaleur constant. Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode de volumes finis. Ils ont conclu que l'utilisation d'un canal ondulé est une méthode appropriée pour augmenter le rendement thermique et d'obtenir une compacité plus élevée de l'échangeur de chaleur.

Une étude numérique d'un écoulement turbulent et du transfert de chaleur par convection entre deux plaques ondulées en présence de flottabilité été présentée par **P. Forooghi et al [6]**. Trois différentes géométries de canaux, avec des ratios largeur-hauteur égaux à 0,2, 0,32 et 0,5 et un nombre de Reynolds compris entre 2200 et 13500. Les résultats montrent que le transfert de chaleur diminue avec le nombre Grashoff jusqu'à un certain point.

Fung-Bao et al [7] ont fait des études expérimentale et numérique sur un fluide s'écoulant dans un canal ondulé-croisé avec un nombre de Reynolds que varie entre 660 et 2000. Ils ont trouvé que les coefficients de frottement entre le calcul numérique et les données expérimentales sont raisonnables.

Morteza Khoshvaght et al. [8] ont étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement dans un canal sinusoïdal par une méthode d'étude paramétrique, pour analyser les performances de ces canaux dans des applications pratiques comme échangeurs de chaleur compacts à plaques à ailettes en utilisant Al_2O_3 eau nano fluide. Les effets de la hauteur et

la longueur du canal, ainsi la longueur et l'amplitude de l'onde, et le déphasage à différents nombres de Reynolds (6000-22000) et des fractions de volume de nanoparticules (0-4%) sont évalués. Ils ont constaté que l'écoulement nano fluide à l'intérieur de ces canaux ondulé offre des valeurs plus élevées de nombre de Nusselt par rapport au fluide de base, alors que le coefficient de frottement du nano fluide et le fluide de base ont presque les mêmes valeurs.

B. Dastvareh et al [9] ont mené une étude numérique du transfert de chaleur d'écoulement d'un nano fluide (Al_2O_3 / eau) en deux dimensions entre deux plaques parallèles (micro canaux) avec et sans micro mélangeurs. Pour les fractions de volume de nanoparticules de $\varphi = 0$, $\varphi = 4\%$ et avec des nombres de Reynolds de $Re_f = 5, 20, 50$, ils ont conclu que l'effet de la fraction volumique de nanoparticules sur le coefficient de transfert de chaleur est supérieur au coefficient de frottement dans la plupart des cas.

J.L. Niu et al [10] ont effectué une étude numérique d'écoulement en régime transitoire avec un nombre de Reynolds variant de 200 à 3000 en trois dimensions, pour examiner l'effet géométrique sur les caractéristiques thermo hydrauliques des canaux ondulés-croisés périodiques. Ils ont conclu que l'angle au sommet influe fortement sur le transfert de chaleur et la perte de pression dans le canal ondulé (Figure I.4).

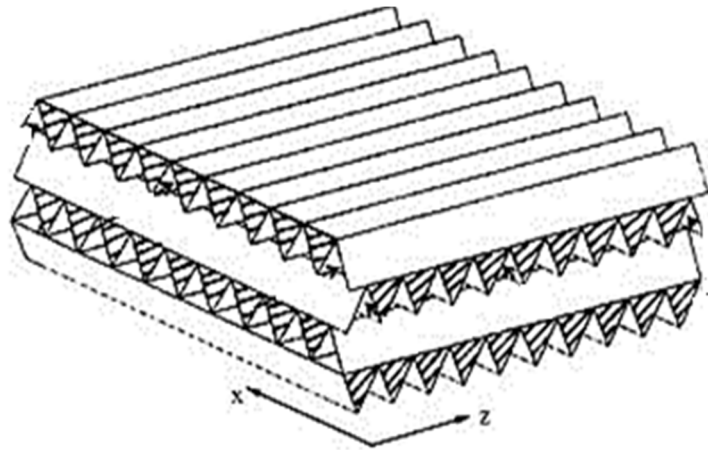


Figure I.4 : Schéma de l'échangeur ondulé-croisé appliqué dans la demande de récupération de chaleur

M. Sakr [11] a effectué une étude numérique de transfert de chaleur par convection, et la chute de pression dans des canaux ondulés avec différents déphasages, en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats indiquent que ces canaux ont un impact significatif sur le transfert de chaleur avec l'augmentation de chute de pression.

Une étude numérique de transfert de chaleur par convection dans un canal ondulé bidimensionnel périodique a été réalisée par **Yasar et Cem [12]**, en utilisant l'air comme fluide. L'étude numérique est effectuée par la méthode des éléments finis. L'angle d'ondulation est égal à 20° , et la condition au limite thermique est un flux de chaleur uniforme. Ils ont trouvé que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression pour les canaux ondulés ont une bonne concordance avec les résultats expérimentaux.

P.E. Geyer et al [13] ont présenté une étude numérique sur les caractéristiques de transfert de chaleur d'un écoulement laminaire dans des conduites serpentes périodiques avec des sections circulaires, semi-circulaires et carrées. Ils ont utilisé comme conditions aux limites un flux de chaleur constant appliqué sur les parois, le nombre de Reynolds variant de 5 jusqu'à 200 et le nombre de Prandtl de (0,7 à 100). Ils ont constaté que pour un nombre de Prandtl $Pr=6,13$ le transfert thermique est amélioré d'un facteur compris entre 2,5 et 3 en fonction de la géométrie.

N.R. Rosaguti et al. [14] ont mené une étude numérique sur un écoulement laminaire dans des canaux en serpentine périodique avec une section transversale semi-circulaire avec nombre de Reynolds variant de 110 jusqu'à 450. Ils ont pris le flux de chaleur et la température comme condition aux limites. Le débit dans ces canaux est caractérisé par la formation des tourbillons, mode de flux vortex émergent le domaine d'écoulement et devient plus en plus dominés par ces tourbillons. Ils ont constaté que la vorticité conduit à un mélange de fluide efficace et un taux élevé de transfert de chaleur.

Charef Khodja et Soudani [15] ont mené une étude numérique des écoulements laminaire et turbulent sur le comportement hydrodynamique des transferts thermiques par convection forcée de l'eau circulant dans un micro canal rectangulaire avec hauteur de $100 \mu\text{m}$   1 m et un nombre de Reynolds compris entre 50 et 1000 . La simulation a été effectuée à l'aide de code de calcul "Fluent" qui est basé sur la méthode des volumes finis. Les résultats ont

également confirmé que le nombre de Nusselt est en bon accord avec les valeurs théoriques, sauf pour les canaux de moins de 200 μm d'hauteur. Il a été noté une forte diminution des valeurs de Nusselt.

Les études numérique et expérimentale de **I. Tiselj et al [16]** sur l'effet de la conduction axiale a été menée sur une plaque de silicium où sont gravés 17 micro-canaux parallèles de longueur $L = 15$ mm et ayant une section triangulaire de base $a = 530$ μm , avec un flux de chaleur comme conditions aux limites et l'eau comme fluide caloporteur. Ils ont conclu que la conduction axiale dans le solide affecte de manière significative et distribution longitudinale de la température du mélange du fluide et de la paroi à l'interface fluide/solide.

Suabsakul [17] a mené une simulation numérique en 2D sur la convection forcée avec des micro-canaux avec des fossettes. Ils ont trouvé que ces fossettes fait améliorer le transfert thermiques en augmentant le nombre de Nusselt accompagnées par une augmentation de nombre Reynolds et en même temps une augmentation de chute de pression. Il a conclu que ces résultats sont valables pour $Re \geq 125$.

G. Mebarki et al [18] ont fait une étude numérique d'un dissipateur de chaleur à mini-canaux destiné au refroidissement de l'absorbeur. Les mini-canaux sont gravés sur une partie de sa face externe. La simulation numérique a permis d'appréhender les champs hydrodynamique et thermique dans l'absorbeur fabriqué, et des résultats du champ hydrodynamique en régime turbulent. La géométrie des répartiteurs et collecteur du fluide a été optimisé pour assurer une répartition uniforme du débit sur les différents canaux. Ils ont montré qu'il y a une bonne concordance des pertes de pressions dans tout le dissipateur.

Belhadje [19] a mené une étude numérique d'un écoulement convectif forcé dans les micro-canaux pour le refroidissement des composants électriques, avec un nombre de Reynolds qui varie de 500 à 1000. Il a trouvé que le coefficient de frottement et la pression augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Benladgham [20] a fait une analyse numérique d'un écoulement laminaire incompressible bidimensionnel d'eau en convection forcée dans des micro-canaux (droit simple, ondulé) utilisant la méthode des volumes finis avec un nombre de Reynolds variant de 300 à 800. Il a conclu que le frottement du canal ondulé est très grand par rapport au canal rectiligne, et l'augmentation de nombre de Reynolds fait accélérer l'écoulement dans la conduite (Figure I.5).

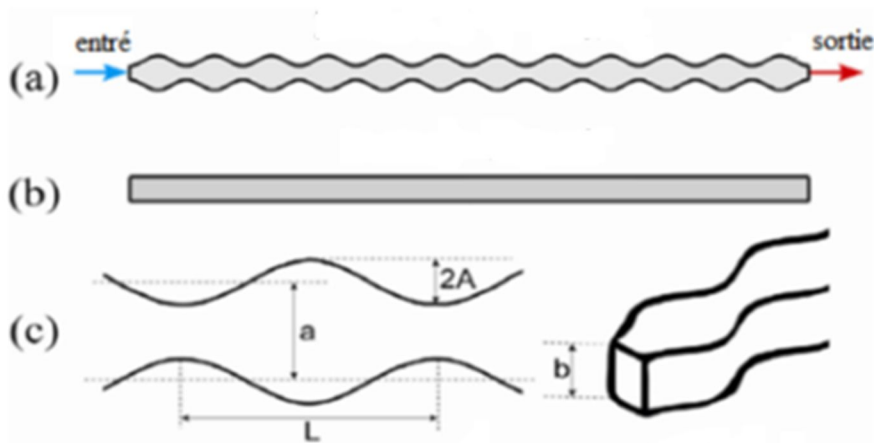


Figure I.5: Domaines de calcul. (a) configuration convergente-divergente; (b) micro-canaux droit équivalent; (c) les dimensions des formes géométriques du micro-canal.

M. Ghasemian [21] a étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée de Fe_3O_4 qui s'écoule dans un mini-canal en régime laminaire avec des surfaces isothermes. Il a conclu que le transfert de chaleur augmente avec l'intensité du champ magnétique et diminue lorsque la source de champ enquête la surface du canal.

Yang et al [22] ont mené une étude numérique détaillée de transfert de chaleur d'un fluide s'écoulant dans un canal ondulé avec un nombre de Reynolds ($\text{Re} = 2000-5500$), et les angles de plaques ondulées V ($\theta = 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$), et un flux de chaleur constant ($q'' = 580, 830, 1090 \text{ w/m}^2$). Les résultats numériques ont été validés avec les données de **P. Naphon [23]**. Ils ont conclu que l'augmentation des angles de plaques ondulées peut améliorer le transfert de chaleur.

I.2 Etudes Expérimentales:

P. Naphon [24] a étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression dans un canal avec des surfaces ondulées doubles, avec un nombre de Reynolds et le flux de chaleur respectivement dans les intervalles de 2000-9000 et de 0,5 à 1,2 KW/m^2 . Un modèle mathématique turbulent est utilisé pour déterminer les distributions de température et de vitesse. Il a constaté que la surface ondulée a des effets significatifs sur l'amélioration du transfert de chaleur et la chute de pression (Figure I.6).

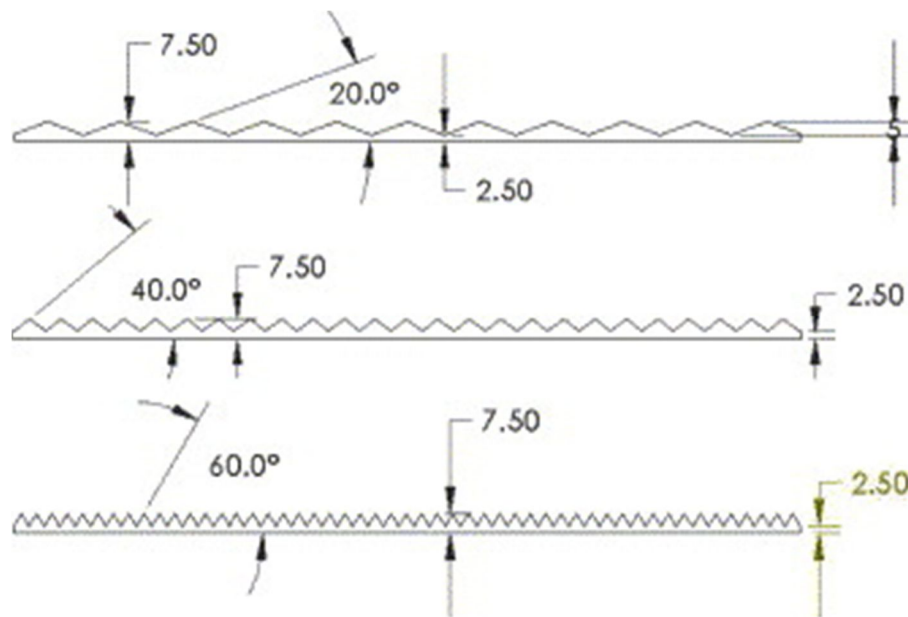


Figure I.6: Schéma de la plaque ondulée.

Tuckerman et Pease [25] pour démontrer le potentiel de refroidissement de ces structures, ils ont fabriqué un échangeur de 1 cm^2 en silicium, composé de canaux et d'ailettes de $0,05 \text{ mm}$ de largeur pour une hauteur de $0,3 \text{ mm}$, soit 50 canaux en tout. En utilisant de l'eau comme fluide caloporteur, cet échangeur était capable de dissiper 790 W/cm^2 en ayant un écart maximal de température de 71°C au niveau du composant chauffant par rapport à la température de l'eau. Ces résultats montrent que le coefficient de transfert thermique d'un écoulement à travers les micro-canaux est plus important que le coefficient de transfert thermique à travers les canaux de taille conventionnelle (Figure I.7).

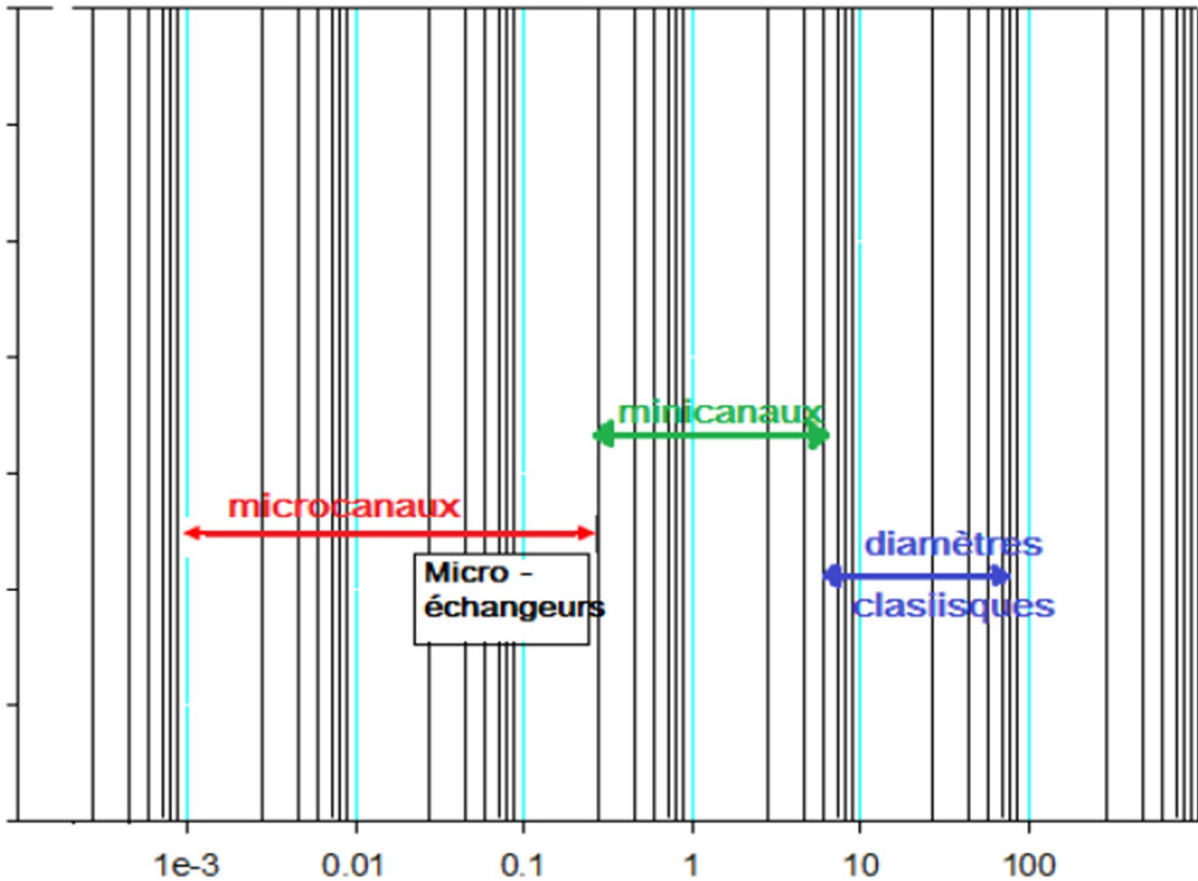


Figure I.7 : diamètre hydraulique (D_h) avec différentes technologies d'échangeur [26]

Le tableau suivant montre les différentes microstructures classées en fonction du diamètre D hydraulique des canaux

Tableau I.1 : Classification du canal selon le diamètre hydraulique.

Canaux conventionnels	$D_h > 3 \text{ mm}$
Mini-canaux	$0.2 \text{ mm} < D_h < 3 \text{ mm}$
Micro-canaux	$0.01 \text{ mm} < D_h < 0.2 \text{ mm}$
Canaux transitionnels	$0.0001 \text{ mm} < D_h < 0.01 \text{ mm}$
Nano-canaux moléculaires	$0.0001 \text{ mm} > D_h$

Cela illustre assez bien la difficulté d'étudier et de concevoir de si petits systèmes

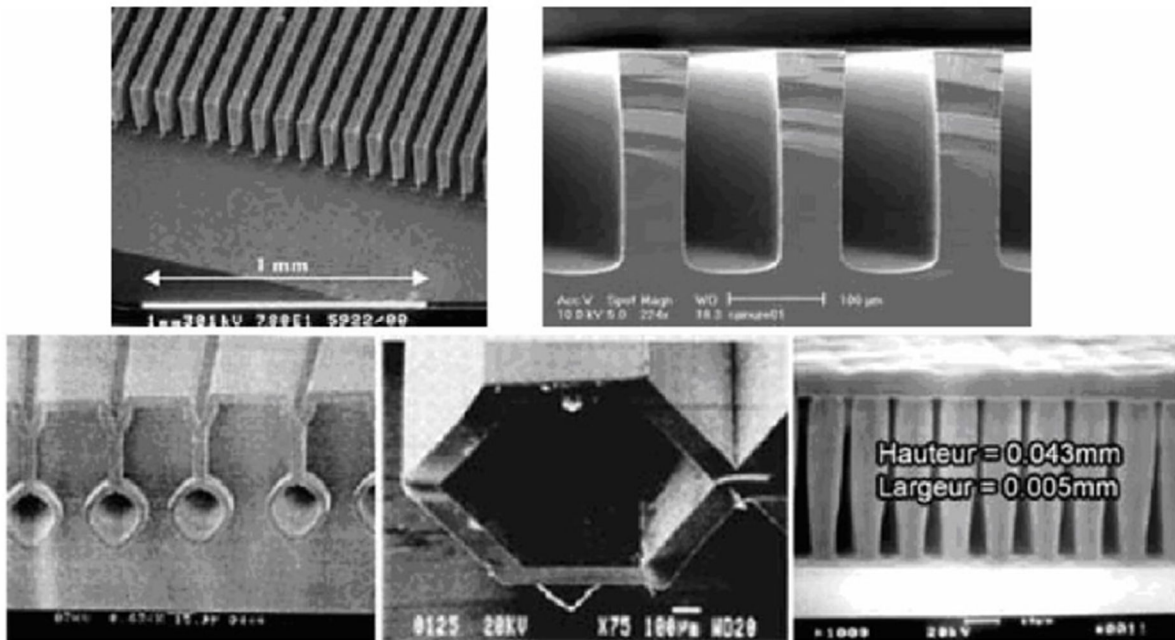


Figure I.8 : Exemple des micro-canaux pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur [27]

Qu et al [28] ont étudié expérimentalement le transfert thermique par convection forcée. En utilisant l'eau comme un fluide circulant dans 5 micro-canaux de section trapézoïdale, gravée sur un substrat en silicium et un réchauffeur de film qui a été attaché sur les fondations silicium du micro-canal. Les diamètres hydrauliques sont compris entre 62 μm et 169 μm , la longueur est de 30 mm. Ils ont négligé les effets d'entrée (hydraulique et thermique). La hauteur des rugosités du silicium est évaluée à 0,8 μm pour les plus petits canaux et 2 μm pour les plus grands. La température de paroi est estimée à partir de mesures externes. Ils ont constaté que les nombres de Nusselt mesurés sont beaucoup inférieurs à ceux des solutions numériques, Les nombres de Nusselt mesurés inférieurs peuvent être dus aux effets de la rugosité extérieure des parois des micro-canaux.

Elshafei et EAM [29] ont mené une étude expérimentale de transfert de chaleur et de perte de pression dans des canaux ondulés de 0°C, 90°C et 180°C. Les expériences ont été effectuées sur ces canaux pour une température de paroi uniforme et un rapport fixe d'ondulation, gamma ($\frac{2A}{L} = 0.2$) sur une plage de nombre de Reynolds ; et les moyennes des coefficients de transfert de chaleur et les chutes de pression dépassé d'environ 2/6 à 3/2 et 1/9 à 2/6 fois ceux pour plaque parallèle canal, respectivement. Ils ont trouvé une augmentation de chute de

pression et de transfert de chaleur, et l'effet des changements d'écartement sur le transfert de chaleur et la chute de pression est claire que celle de la variation de différence de phase, en particulier au nombre de Reynolds.

H. Pehlivan et al [30] ont mené une étude expérimentale de transfert de chaleur d'un écoulement d'air dans des différents types des canaux ondulés pointus et arrondi (convergent-divergent), avec un nombre de Reynolds de 1500 à 8000 et un flux de chaleur imposé au niveau des parois de 616 W/m^2 . Les effets de la hauteur du canal de transfert de chaleur et de perte de charge sont obtenus et discutés. Ils ont constaté que l'augmentation d'angle ondulé et hauteur du canal tendent à accroître le transfert de chaleur.

Ali et Ramadhani [31] ont réalisés une étude de transfert de chaleur par convection dans la région d'entrée de canaux ondulés et un angle d'ondulation de 20° , avec l'eau comme fluide de travail. Le débit a été modifié sur la plage $150 \leq Re \leq 4000$. Le flux de visualisation dans des conditions d'écoulement à bas nombre de Reynolds suggère la présence de tourbillons longitudinaux. Pour $Re > 1500$, le nombre de Nusselt dans ces canaux ont dépassé celles dans le canal à plaques parallèles d'environ 140% et 240% pour les deux espacements canaux. Les augmentations correspondantes de coefficient de frottement sont de 130% et 280%. Les évaluations de rendement selon les critères de taux égal de masse de flux, et la chute de pression égale par unité de longueur.

Une étude expérimentale a été menée par **C.J. Teo et al [32]** sur le transfert de la chaleur et le frottement de l'écoulement dans des micro-canaux sinusoïdaux, avec des sections transversales rectangulaires utilisant l'eau comme fluide caloporteur, et un nombre de Reynolds d'environ 300 à 800. Il ont constaté que le rendement de transfert de chaleur en présence des micro-canaux ondulés est beaucoup grand supérieur; en même temps la perte de charge à la présence des micro-canaux ondulés peut être beaucoup plus petite que l'agrandissement de transfert de chaleur.

M. Lebouché et al [33] ont mené une étude expérimentale de transfert de chaleur à l'intérieur du canal ondulé afin d'obtenir différents régimes laminaire à turbulent régulière avec un nombre de Reynolds ($0 < Re < 7500$). Ils ont trouvé que les températures mesurées de long d'ondulation sont une bonne trace de la structure générale de l'écoulement de fluide.

Koo et Kleinstreuer [34] ont étudié expérimentalement et numériquement l'effet d'écoulement entièrement développé dans un micro-canal à plaque parallèle de la dissipation visqueuse sur le champ de température. Ils ont constaté que cet effet peut être très important pour les fluides à faible chaleur spécifique et à viscosité élevée, même si l'écoulement est à faible vitesse.

Zhenhui Dai et al [35] ont fait une analyse expérimentale des caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur de l'eau à travers des mini-canaux pour des nombres de Reynolds allant de 50 à 900. Les résultats expérimentaux montrent que l'amélioration significative de transfert de chaleur est réalisée dans des canaux ondulés comparé avec le canal droit équivalent (Figure I.9).



Figure I.9 : Photographie de sections d'essai avec différents modèles de canaux [35].

Peng et al [36] ont mené une étude expérimentale de l'influence de diamètre hydraulique sur le transfert de chaleur thermique de convection forcée d'un écoulement d'eau dans des micro-canaux rectangulaires. Ils ont conclu que la forme des canaux n'a pas d'influence sur les régimes d'écoulement.

E. Colgan et al [37] ont fait une étude expérimentale qui prouve le changement radical dans l'implémentation des micro-canaux avec multiple entrées et sortie ; avec un nombre de Nusselt obtenu supérieur à 25, le coefficient de transfert convectif est de $130000 \text{ W/m}^2\text{C}$, et le coefficient de frottement était considéré grand (Figure I.10).

Rapport-gratuit.com 
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

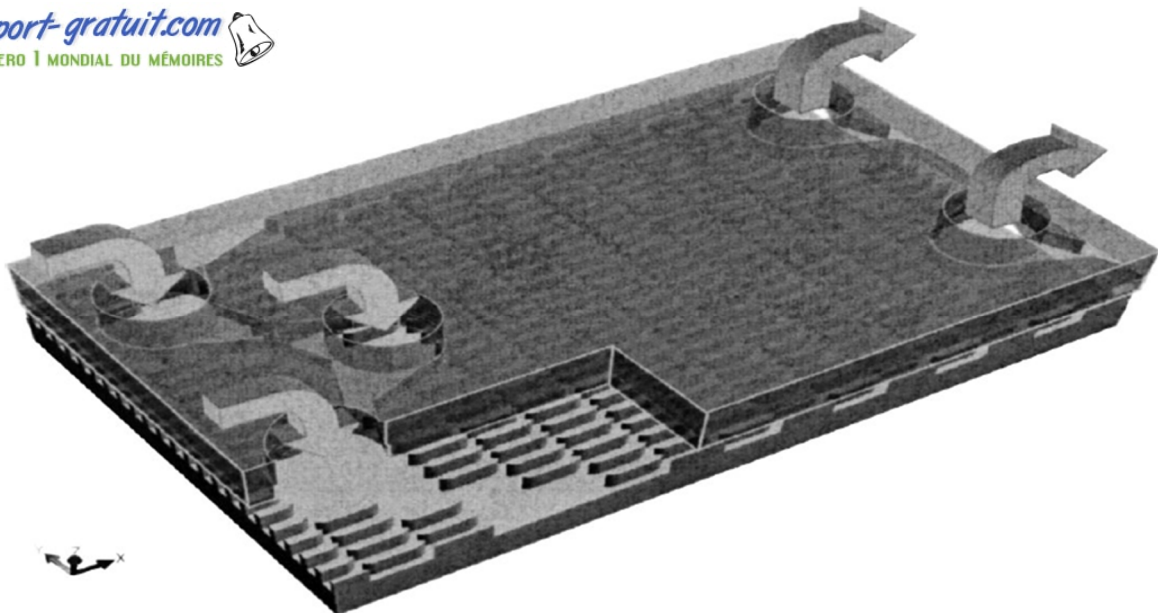


Figure I.10 : schéma de micro échangeurs étudiés.

Conclusion :

Dans ce chapitre, plusieurs méthodes de refroidissement ont été présentés dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Les chercheurs ont mené des études numériques et expérimentales avec des résultats significatifs pour mieux comprendre et maîtriser le comportement dynamique et thermique des écoulements dans les micro-canaux.

Chapitre II

Formulation

mathématique du problème

Introduction :

La convection est un mécanisme très important de transport d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par gradients potentiels d'énergie. De nombreuses applications concernent la convection forcée tels que les échangeurs de chaleur compacts, les collecteurs solaires et le refroidissement des centrales nucléaires. De telles applications présentent un intérêt particulier dans l'amélioration de l'efficacité thermique et la prédiction de l'écoulement dans les canaux.

Dans ce chapitre, on va présenter les géométries considérées et les équations mathématiques qui gouvernent le phénomène de la convection forcée en régime laminaire.

II.1 Géométrie du problème :

Le système étudié est schématisé par la figure II.1. La figure II.1 (a) est un mini canal de simple forme, de longueur L et diamètre D . La figure II.1. (b) est un canal sinusoïdal se caractérise par la demi-longueur d'unité L , de diamètre D et d'amplitude A . La figure II.1 (c) en zigzag, caractérisée par la demi-longueur d'unité L ; le diamètre de la section transversale semi-circulaire D .

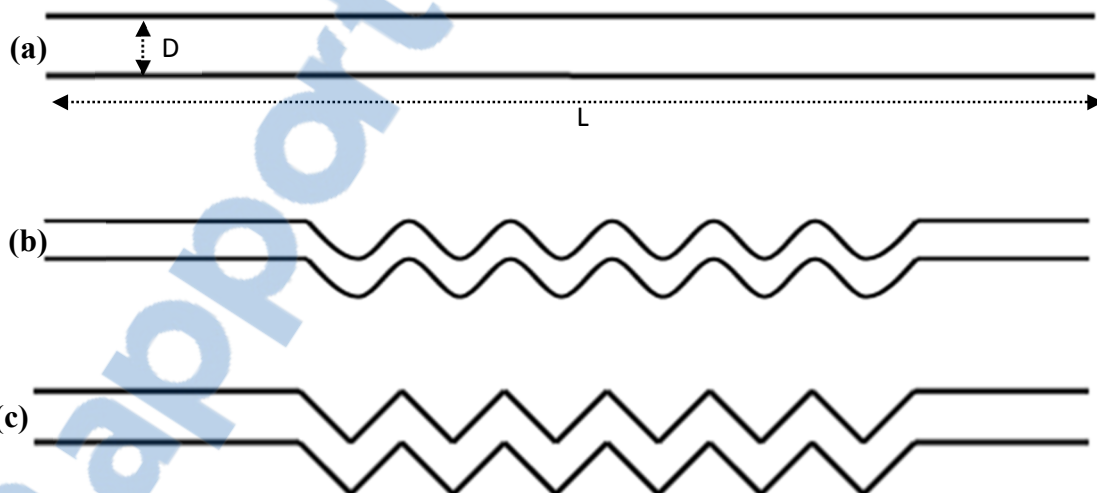


Figure II.1: Différentes géométries, (a) canal simple, (b) canal sinusoïdal, (c) canal en zigzag

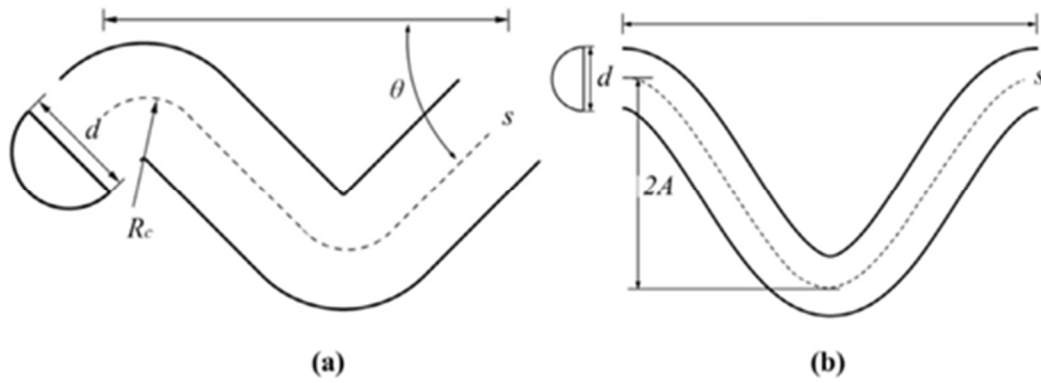


Figure II.1 : Schéma d'une unité répétitive, (a) mini-canal en zigzag, (b) mini-canal sinusoïdale

Les dimensions de la géométrie, sont basées sur les données expérimentales publiées par Zhenhui Dai [35].

Les paramètres géométriques des problèmes étudiés sont représentés dans le tableau II.1.

Tableau II.1 : Paramètres géométriques des mini-canaux étudiés.

Mini-canal	Demi-longueur L (mm)	Diamètre D (mm)	courbure Rc (mm)	Angle de pliage pour l'amplitude A (mm)	Longueur totale de chemin Lp (mm)
Simple	-	2	-	-	124
Zigzag 1	3.5	2	-	45°	156.3
Zigzag 2	6.06	2	1.02	30°	136
Sine 1	3.5	2	1.02	1.75	173.6
Sine 2	6.06	2	-	1.75	143.9
Sine 3	7	2	-	3.5	163

II.2 Formulation mathématique du problème :

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les 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 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 laminaire.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les propriétés physiques de fluide (ρ , C_p , μ , k) qui sont respectivement 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 matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivant:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

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. Il 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 Nombres adimensionnels :

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

- Le nombre de **Reynolds (Re)** :

Re 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 laminaire.

Le nombre de Reynolds est lié la viscosité, densité, et une longueur de référence, et définit de la manière suivant :

$$\text{Re} = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad \text{II.5}$$

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).

$$D_h = \frac{4 \text{ section de passage}}{\text{Périmètre mouillé}} = \frac{4 A}{P} \quad \text{II. 6}$$

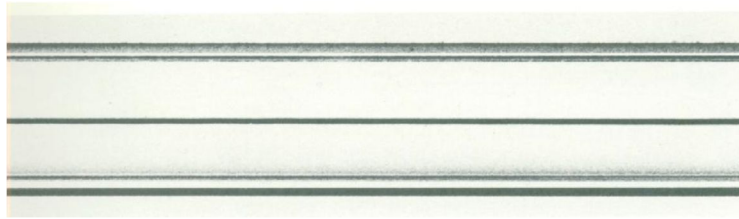


Figure II.3: Régime laminaire $Re < 2400$.

- Nombre de **Prandtl (Pr)** :

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

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{II. 7}$$

- Nombre de **Nusselt (Nu)** :

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

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad \text{II. 8}$$

On définit aussi les paramètres de transfert de chaleur :

- Coefficient de frottement f :

f 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.

$$f = \frac{2 \Delta P D_h}{\rho U_i^2 4L} \quad \text{II. 9}$$

- Le flux de chaleur Q :

$$Q = q_m C_p (T_f - T_i) \quad \text{II. 10}$$

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

C_p : Chaleur spécifique (Kj/Kg.k).

T_f : Température final de fluide.

T_i : Température initial de fluide.

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 expérimental de **Zhenhui [35]**.

- ❖ La température de fluide est constante à l'entrée du mini-canal $T_{in} = 300K$.
- ❖ La vitesse à l'entrée de mini-canal U_{in} est constante et correspond à un nombre de Reynolds fixe. Cette vitesse s'exprime par l'équation suivante :

$$U_{in} = \frac{Re \mu}{\rho D_h} \quad \text{II. 11}$$

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

Nombre de Reynolds	Vitesse initiale (m/s)
200	0.1
400	0.201
600	0.301
800	0.402
900	0.452

La paroi supérieure est soumise à une température constante $T_{p_{sup}}=330k$ à, tandis que la paroi inférieure admet une température constante $T_{p_{inf}}=330k$. La figure II.4 et le tableau II.3 représentent les conditions aux limites.

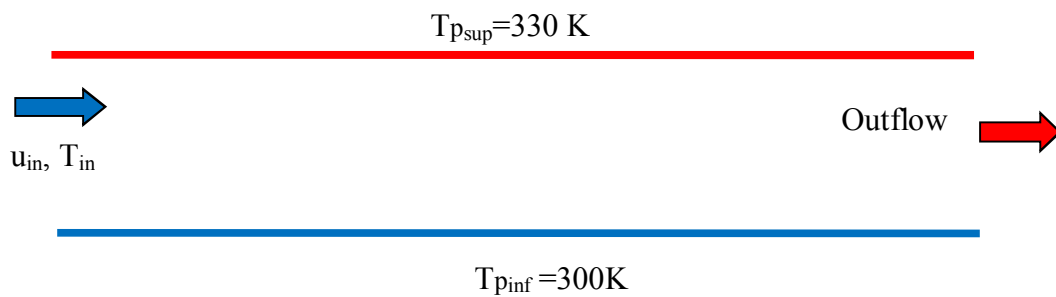
**Figure II.4 :** Schéma représentatif des conditions aux limites.

Tableau II.3: conditions aux limites.

Limites	Conditions thermiques
Paroi supérieure: $y = 0, \quad 0 < x < L$	Paroi $T=330K$
Paroi inférieure : $y = H, \quad 0 < x < L$	Paroi $T=300K$
Entrée : $x = 0, \quad 0 < y < H$	$T=300K$ Vitesse à l'entrée $U = \frac{Re \mu}{\rho Dh}$
Sortie : $x = L, \quad 0 < y < H$	Outflow

II.5 Propriétés du fluide :

Dans notre étude, nous allons travailler avec l'eau comme un fluide caloporteur, et l'aluminium comme étant le matériau des mini-canaux, et le tableau II.4 ci-dessus présente ses propriétés thermo-physiques à $T=300K$.

Tableau II.4 : Propriétés physiques du fluide utilisé eau à $T=300K$ [38].

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs	Unités
Masse volumique	ρ	998	kg/m^3
La conductivité thermique	K	0.6	$kg/m.K$
Capacité thermique spécifique.	C_p	4182	$j/kg.k$
Viscosité dynamique	μ	0,001003	Pa.s

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection forcée en régime laminaire et stationnaire à l'intérieur d'un mini-canal. 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.

Chapitre III

Simulation numérique

Introduction :

Dans ce chapitre, je montre l'objectif des méthodes numériques de tous les problèmes formulés par des équations d'un écoulement à l'intérieur d'un mini-canal avec un changement de section transversale.

En mécanique des fluides, on procède généralement lors de la simulation numérique, par la substitution des termes différentiels de transport dans les équations gouvernant l'écoulement, par des approximations conduisant à des équations algébriques. Ces équations décrivent les propriétés discrètes du fluide aux nœuds dans le domaine de solution. En plus de la méthode des volumes finis qui est adoptée dans cette étude, les éléments finis et les méthodes spectrales sont largement utilisés dans la simulation numérique des écoulements.

Pour notre étude nous avons choisi la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de la quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable dans les géométries complexes.

III.1 Méthode des volumes finis :

Le principe de cette méthode, **Patankar [39]**, est basée sur une technique de discrétisation qui convertit les équations de la conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, appelé volume de contrôle, chacun de ces derniers inclut un nœud dit nœud principal

La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur ces derniers pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle.

Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles
- Ecriture des équations algébriques aux nœuds de maillage
- Résolution algébrique linéaire obtenue

III.2 Maillage [38]:

Le domaine physique est discrétisé en un domaine de calcul suivant un maillage uniforme ou non uniforme dans les deux directions, horizontale et verticale **figure III.1.**

Le maillage dit intercale consiste à stocker les variables dépendantes scalaires (P) aux nœuds du maillage, et les variables dépendantes vectorielles (U, V) aux faces des volumes de contrôle, c'est à dire aux milieux des segments reliant les nœuds.

L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur les volumes associés aux composantes de vitesse U, V. Ce type de maillage permet une meilleure estimation des flux convectifs, et une bonne estimation de la force de pression dans l'équation de quantité de mouvement. Les frontières du domaine coïncident avec les faces des volumes de contrôle, ce qui facilite l'incorporation des conditions aux limites.

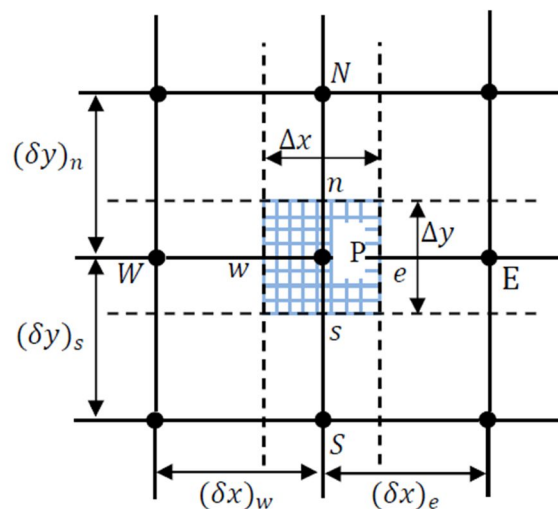
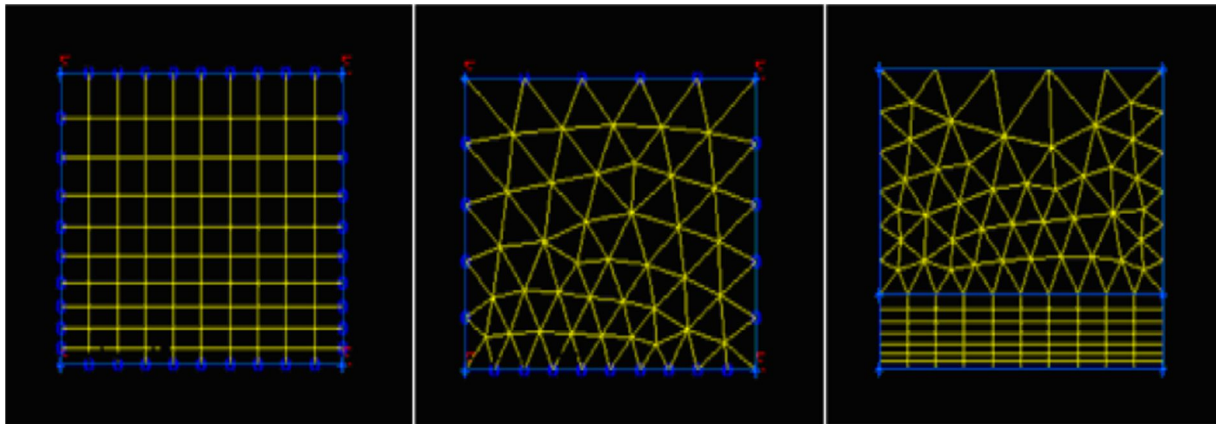


Figure III.1: Volume de contrôle bidimensionnel

III.2.1 Choix du type de maillage :

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

- ◆ Maillage structuré
- ◆ Maillage non structuré
- ◆ Maillage hybride



Maillage structuré

Maillage non structuré

Maillage hybride

Figure III.2: Les trois types de maillages

III.2.1.1 Maillage structuré (quadra/hexa):

Il présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Lorsque l'écoulement moyen est aligné avec le maillage, un maillage structuré réduit les risques d'erreurs numériques.

Ses inconvénients :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

Il est beaucoup plus facile à générer en utilisant une géométrie à blocs multiples.

III.2.1.2 Maillage non structuré (tri/tétra) :

Ses avantages :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments,
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

Ses inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes si l'on le compare avec le maillage structuré.

III.2.1.3 Maillage hybride :

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, Il combine les avantages des maillages structurés et non structurés.

III.3 Présentation du préprocesseur 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.

III.3.1 Interface de Gambit :

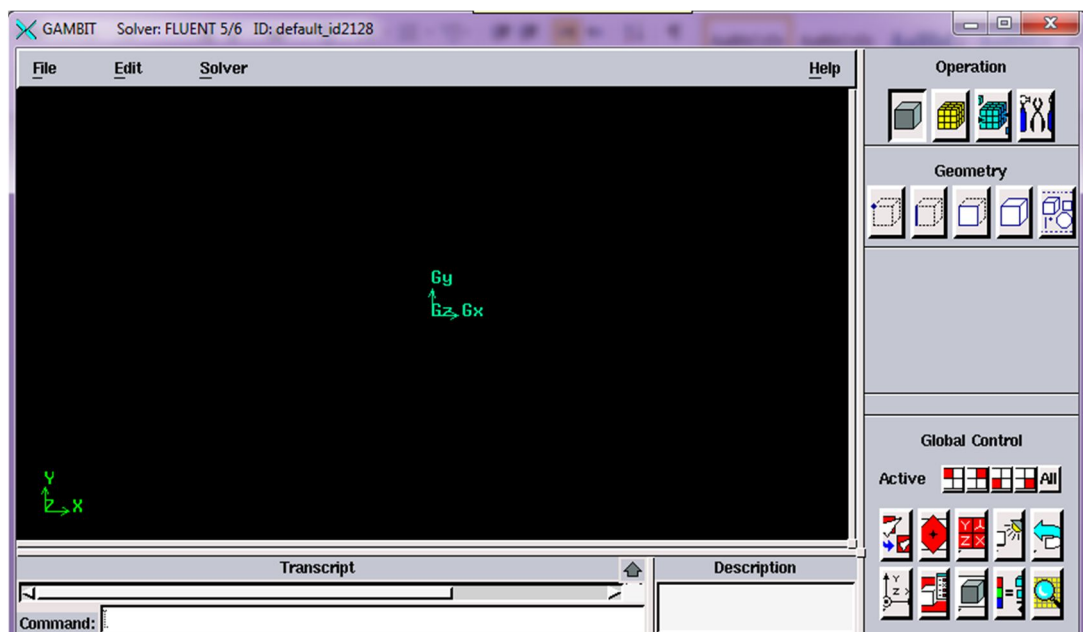


Figure III.3 : Interface de travail du préprocesseur Gambit

III.3.2 Présentation de la géométrie dans Gambit :

Pour notre simulation, 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, c'est-à-dire le type de logiciel (ici Fluent) qu'on va utiliser par la suite (choisir la bonne version de logiciel dans notre cas choisir Fluent 5/6) est utilisé (Figure III.4).

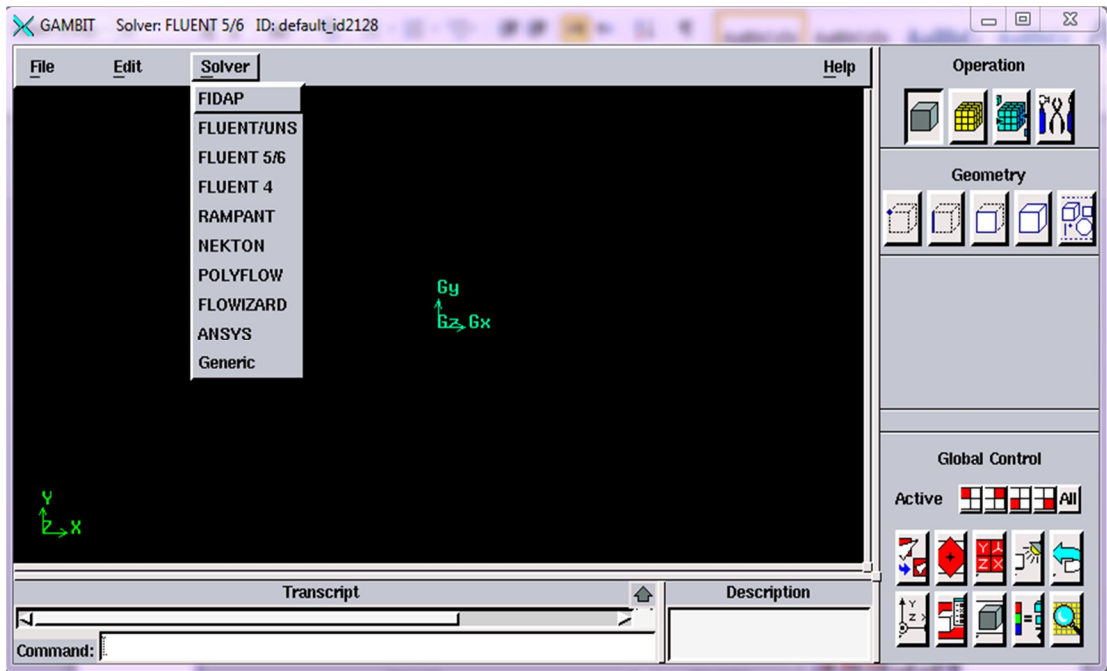


Figure III.4: Type de solveur

✓ **Création de la géométrie :**

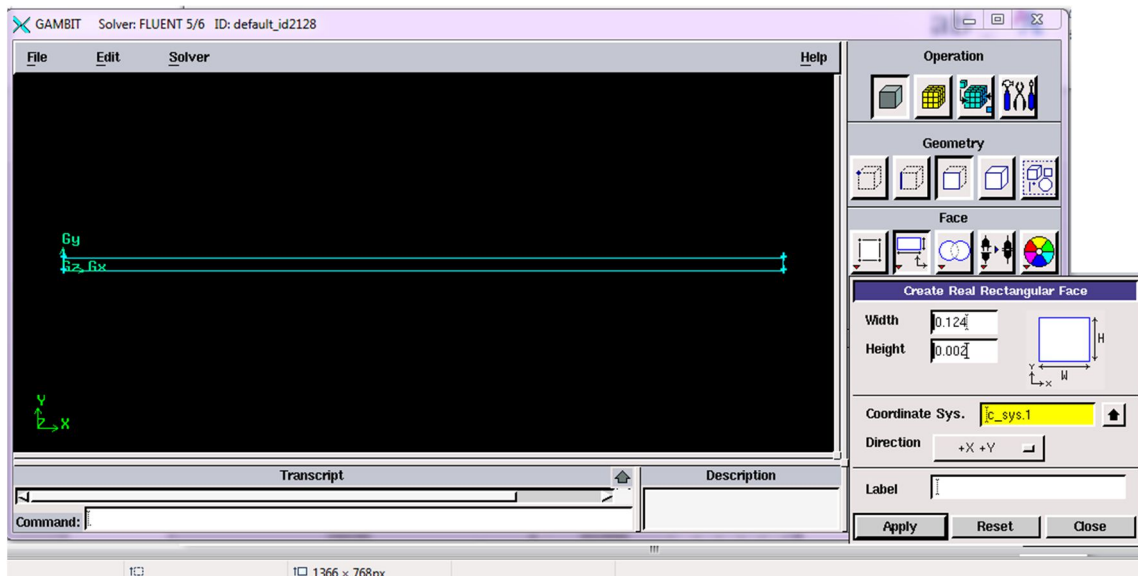


Figure III.5: Création de la géométrie du mini-canal simple

✓ **Maillage de la géométrie :**

Le meilleur est un prétraitement au logiciel de simulation. Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle.

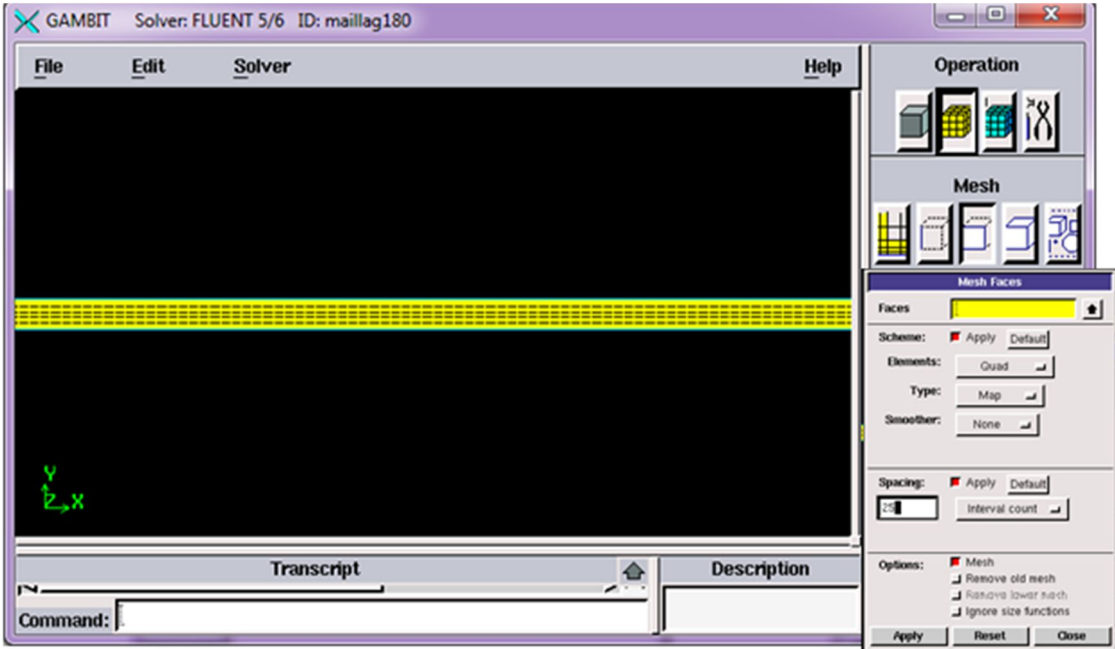


Figure III.6 : Maillage de mini-canal simple sur Gambit

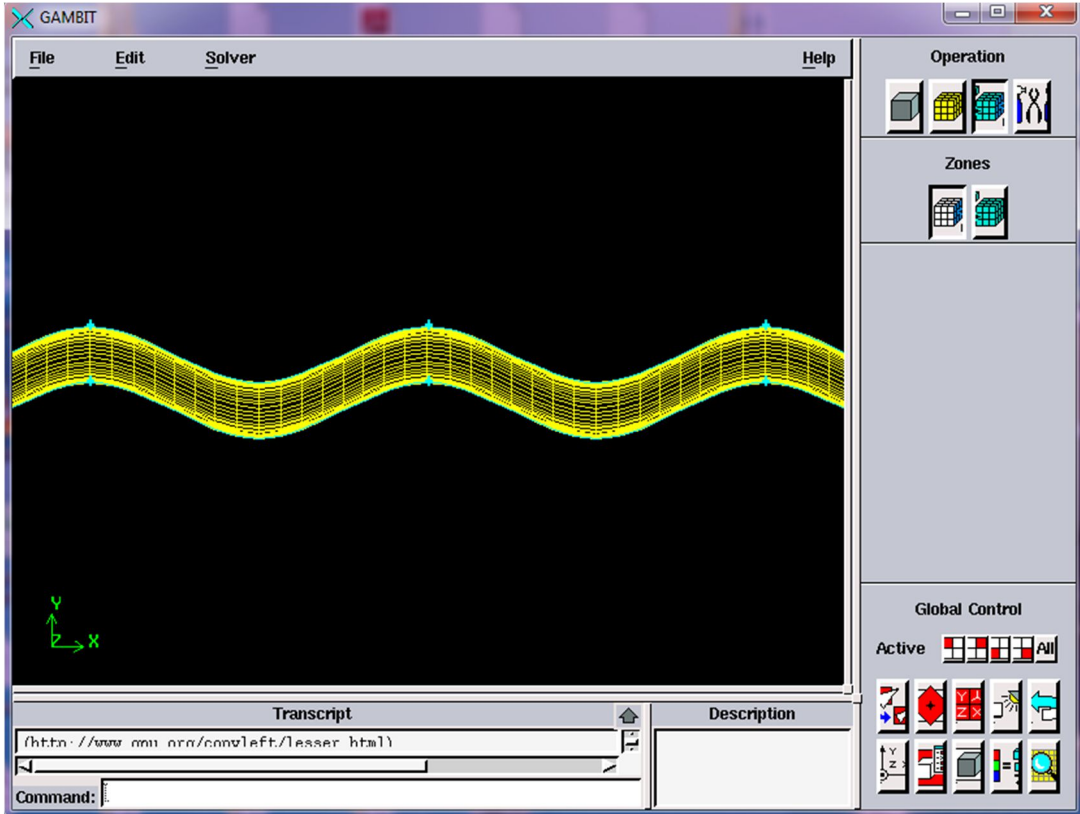


Figure III.7 : Maillage de mini-canal sine sur Gambit

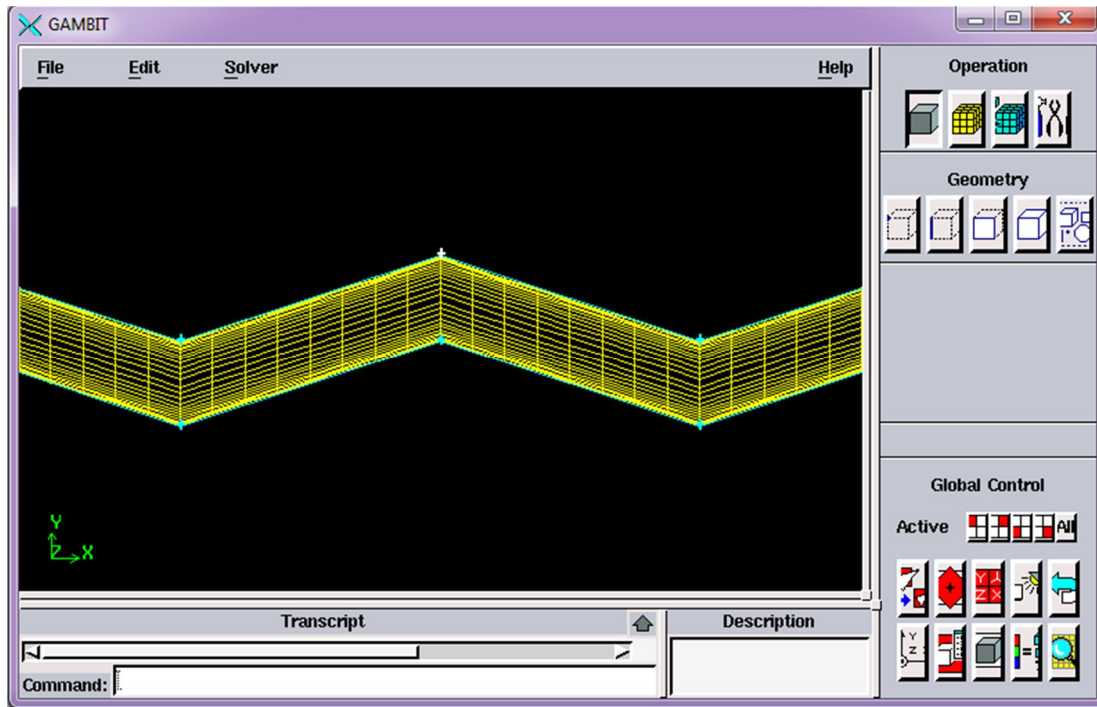


Figure III.8 : Maillage de mini-canal Zigzag S sur Gambit

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

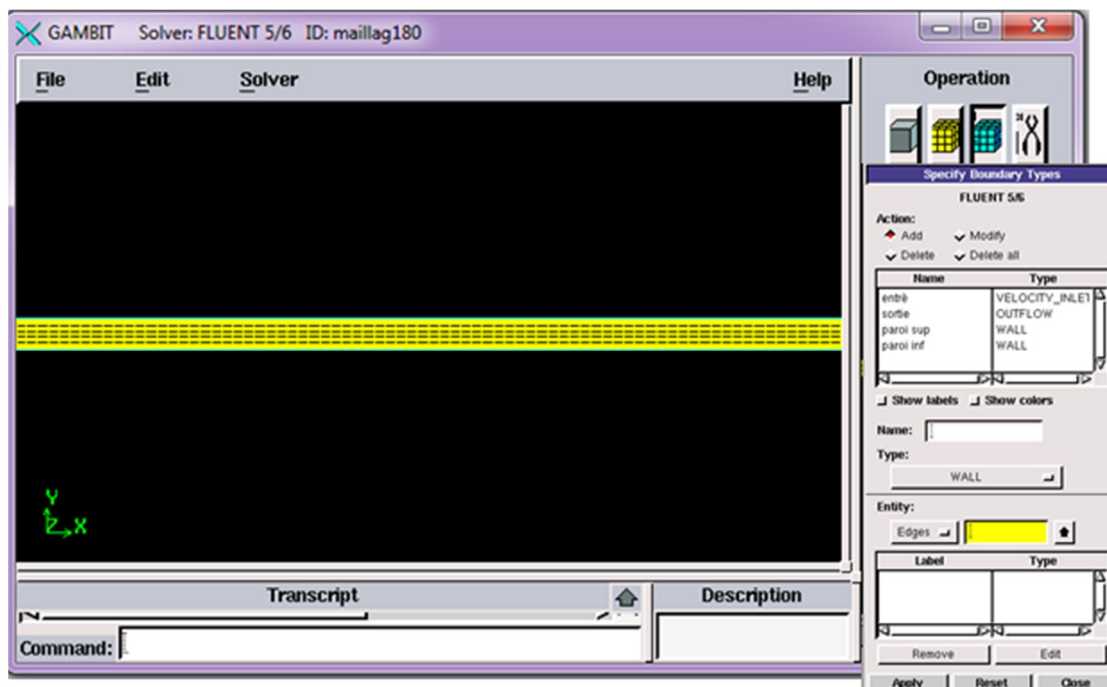


Figure III.9: Définition des conditions aux limites sur Gambit

✓ Enregistrement du fichier « .mesh »

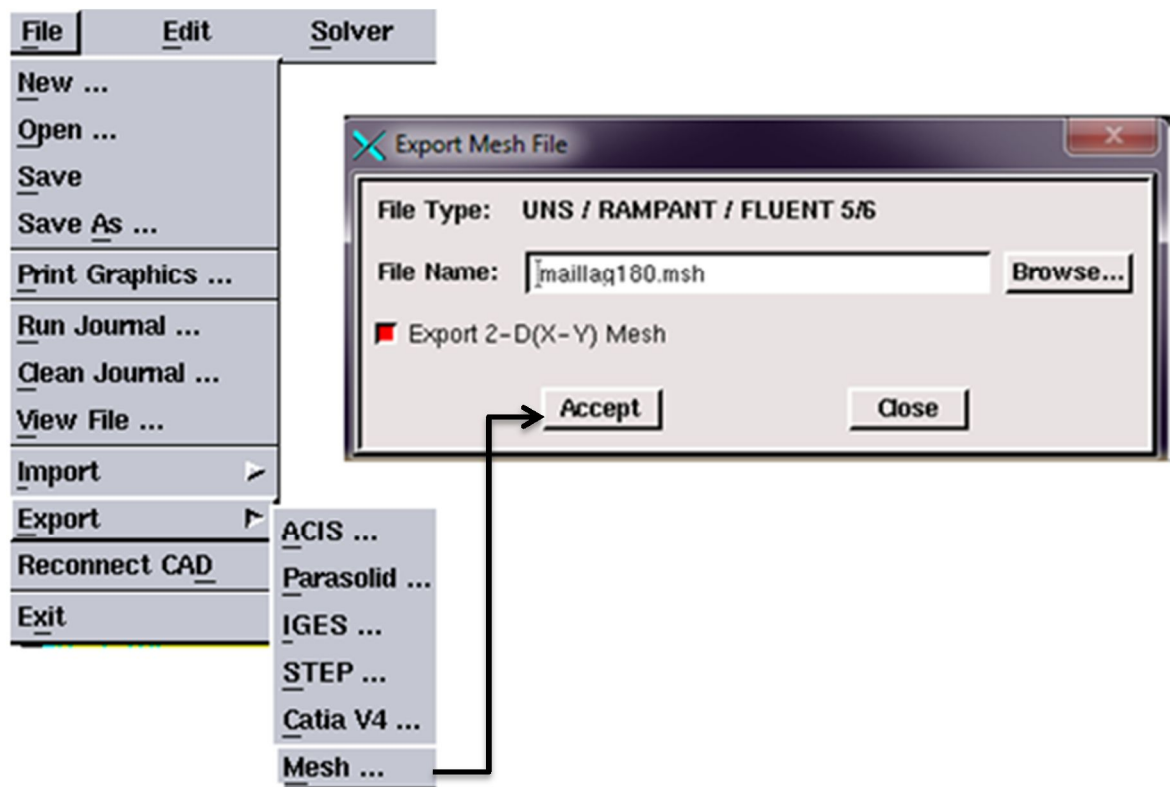


Figure III.10: Exportation du maillage

III.4 Fluent :

La simulation en Mécanique des Fluides Numérique, est utilisée pour la modélisation, la visualisation et l'analyse des écoulements fluides et transferts thermiques. Elle permet aux utilisateurs d'optimiser les performances des nouveaux concepts, tout en réduisant le cycle de commercialisation, les risques associés et les coûts.

Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...), c'est la raison pour laquelle on la choisi pour réaliser notre simulation.

III.4.1 Etapes générales :**III.4.1.1 Importation de la géométrie « .mesh »****III.4.1.1.1 Ouvrir la version de Fluent :**

On va choisir la résolution 2D.

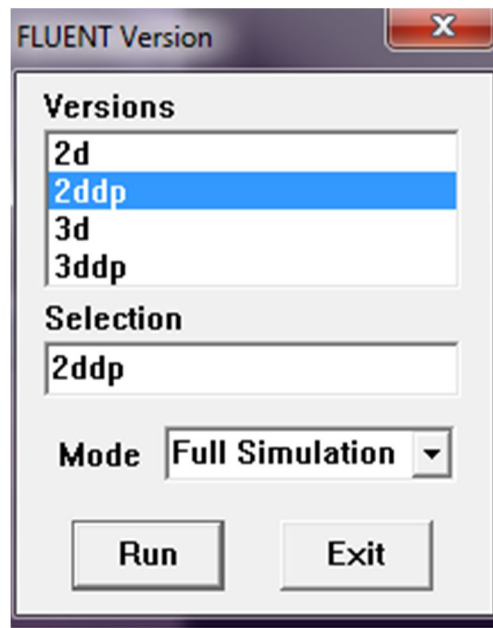


Figure III.11 : Type de résolution

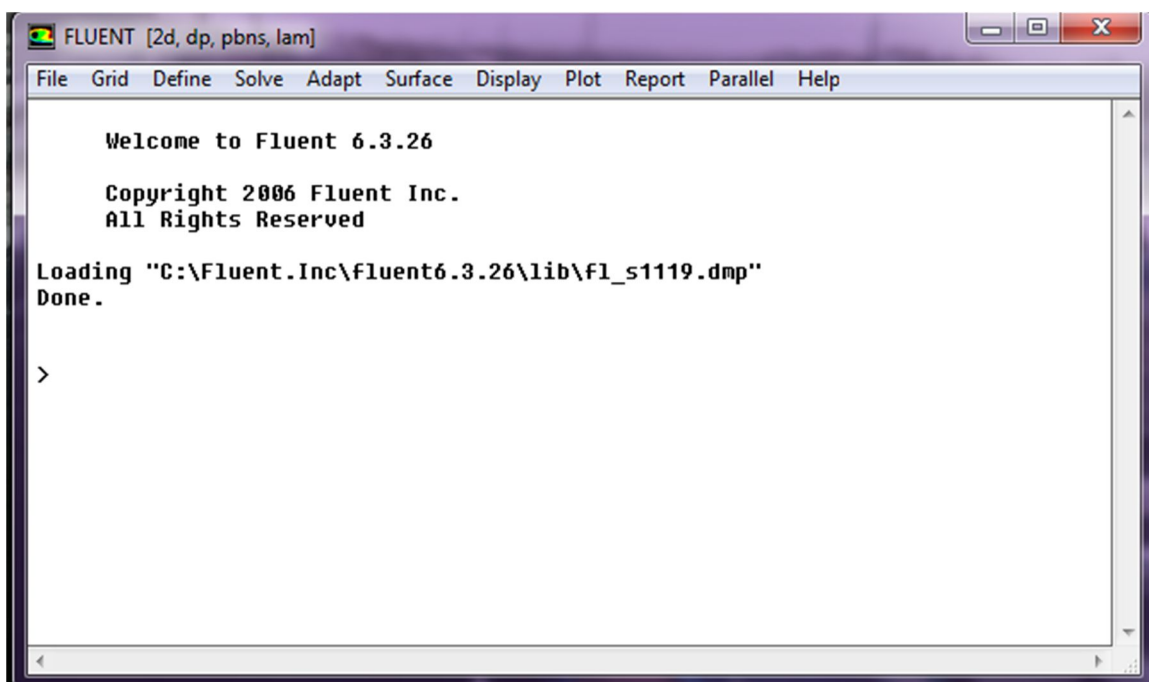


Figure III.12 : Vue globale de Fluent

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

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

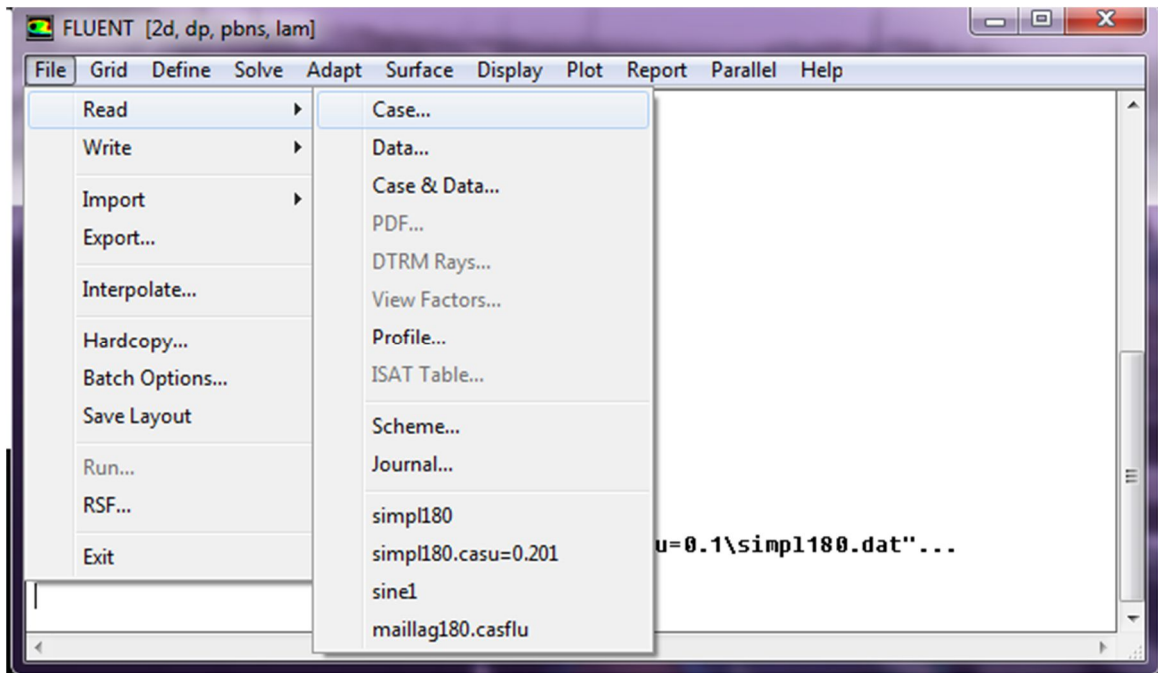


Figure III.13 : Importation de la géométrie

III.4.1.1.2. Vérification du maillage importé :

Grid==>Check...

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

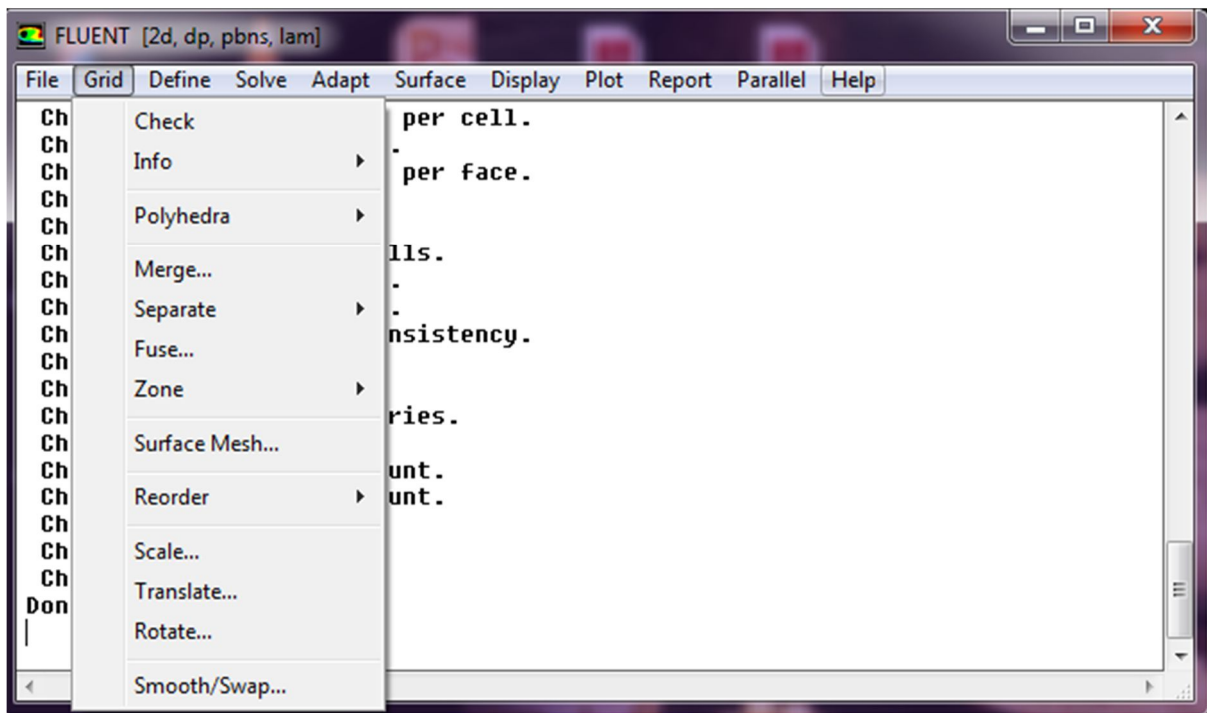


Figure III.14 : Vérification du maillage sou Fluent

III.4.1.1.3. Vérification de l'échelle :**Grid ==>Scale ...**

C'est pour vérifier l'unité.

III.4.1.1.4 Choix du solveur :**Define==>Models==>Solver ...**

Pour préciser le solveur de propriété.

III.4.1.1.5 Affichage de la grille :**Display==>Grid ...**

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

III.4.1.1.6 Choix du modèle laminaire :**Define ==>Models ==>Viscous...**

Pour définir le modèle de régime de l'écoulement.

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

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

Rapport-gratuit.com 
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MEMOIRE

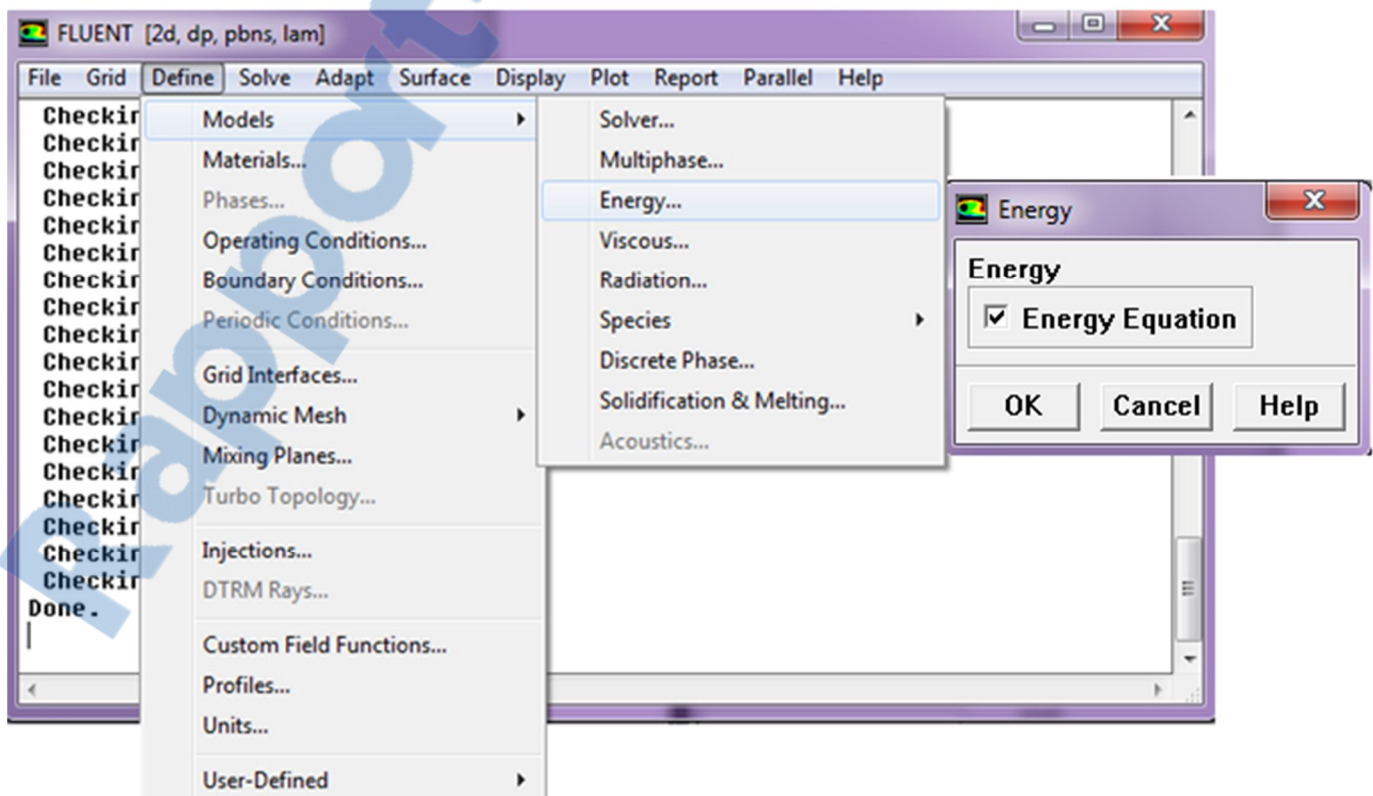


Figure III.15 : Etablir l'équation d'énergie.

III.4.1.1.7 Définition des caractéristiques des matériaux :

Define ==>Materials....

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

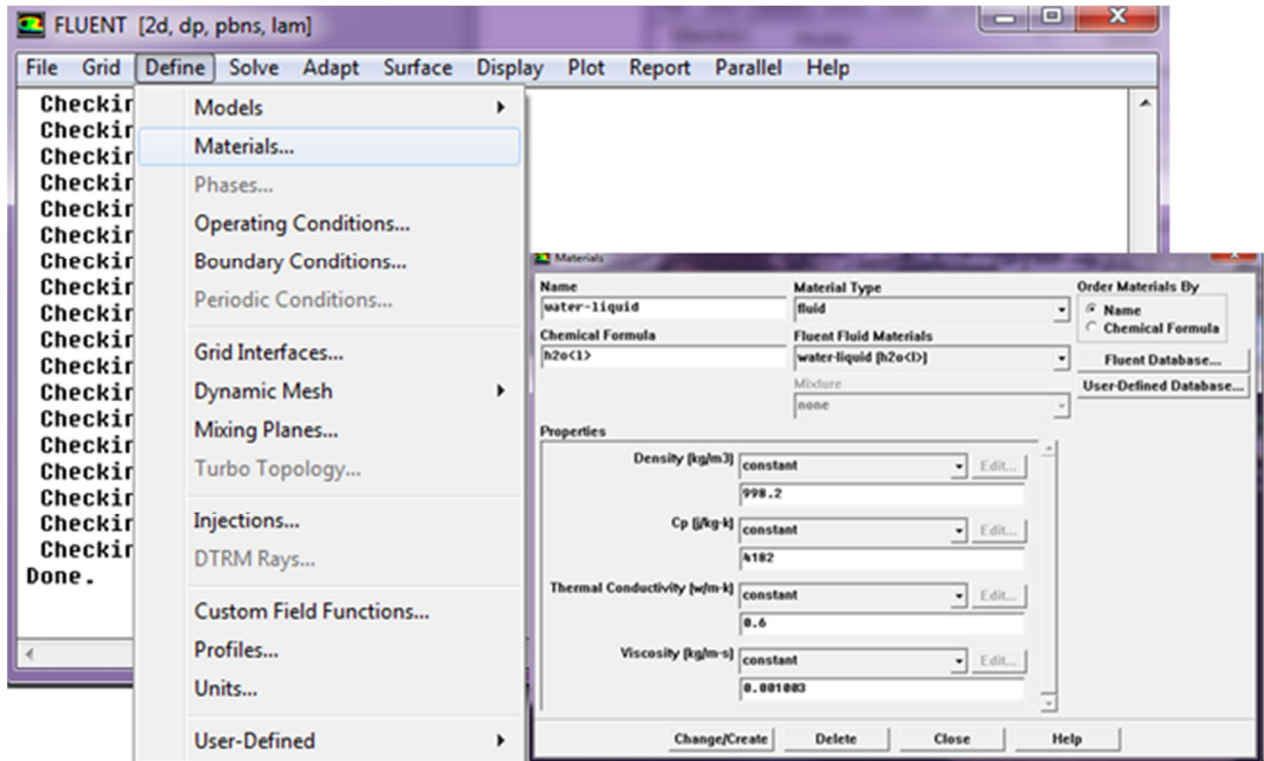


Figure III.16 : Définition des caractéristiques du fluide

III.4.1.1.8 Définition condition aux limites :

Define ==>Boundary condition...

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

On dispose 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 des régions fluides.

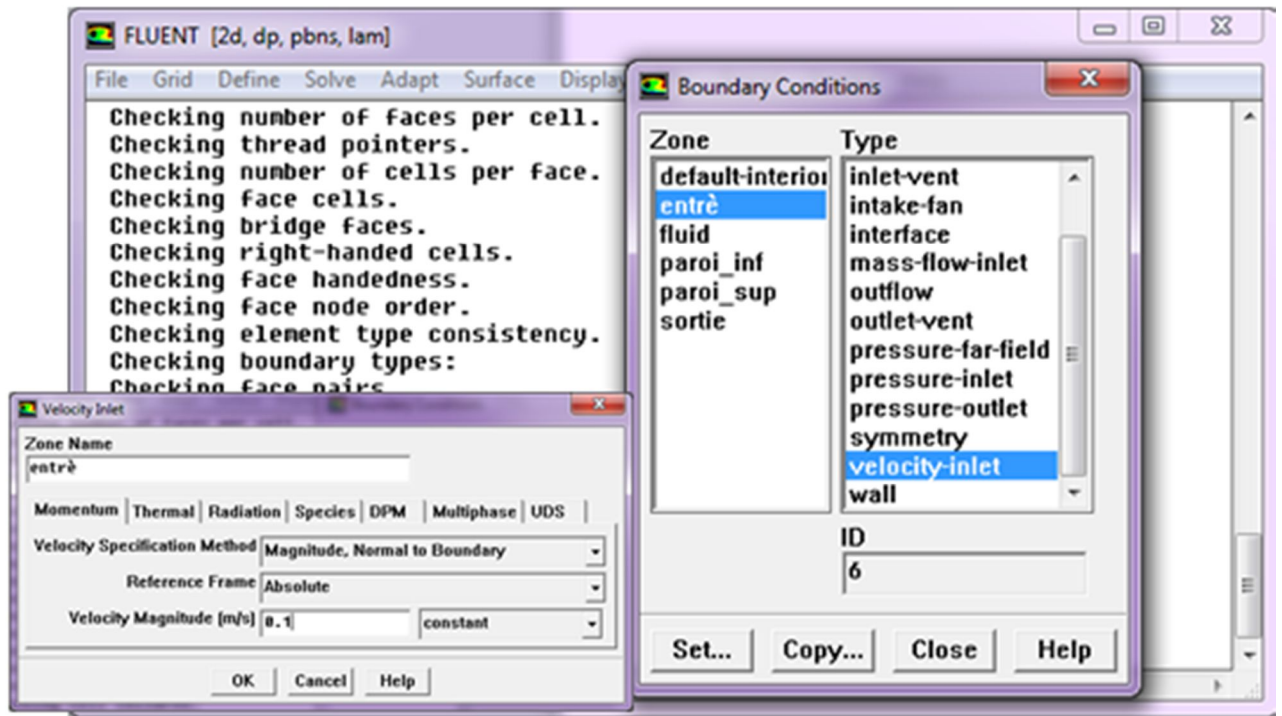


Figure III.17 : Définition des conditions aux limites

III.4.1.1.9 Choix de solution :

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

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

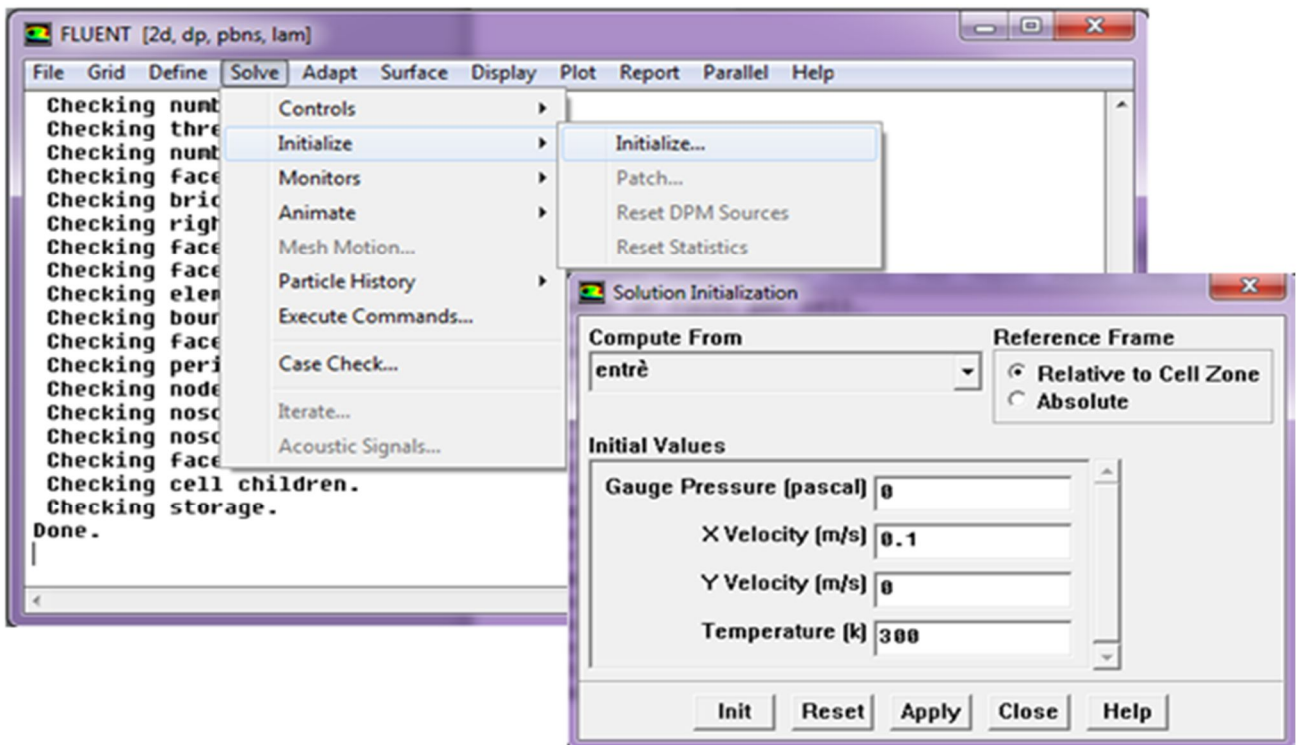


Figure III.18 : Initialisation la vitesse et la température à l'entrée

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

Faire activer l'option plot dans la fenêtre résiduel monitor.et on a choisi 10^{-6} pour faciliter les calculs.

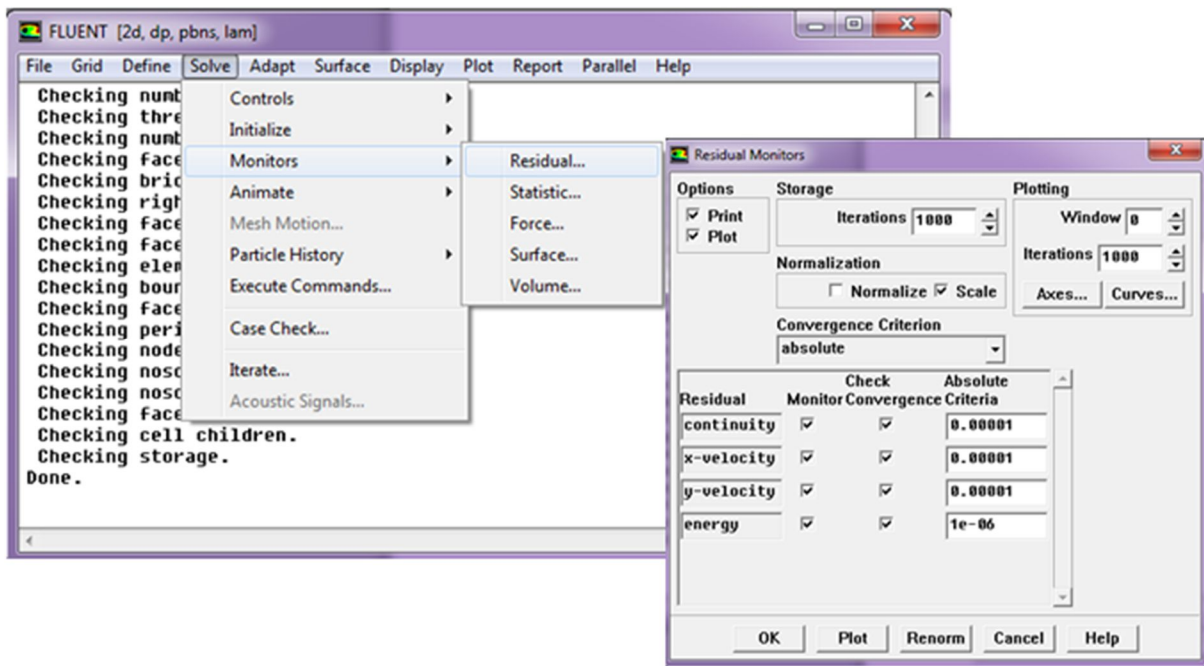


Figure III.19 : Résiduel monitors

Solve==>Iterate...

Lancement des itérations jusqu'à la convergence.

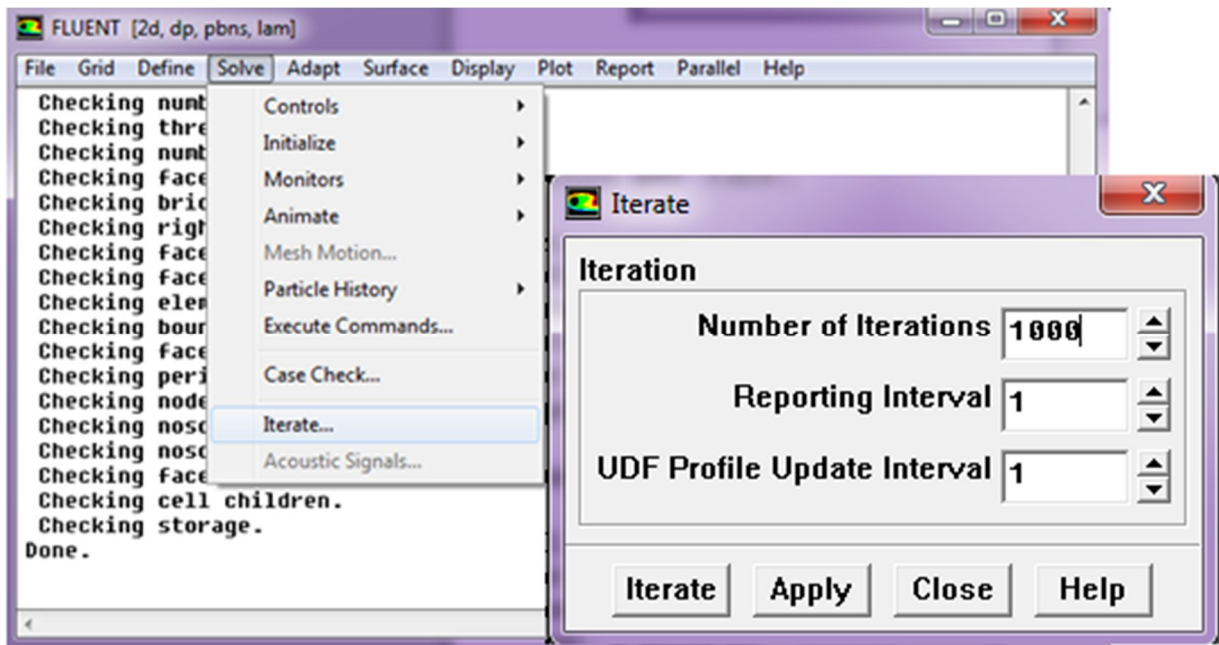


Figure III.20 : Lancement les itérations

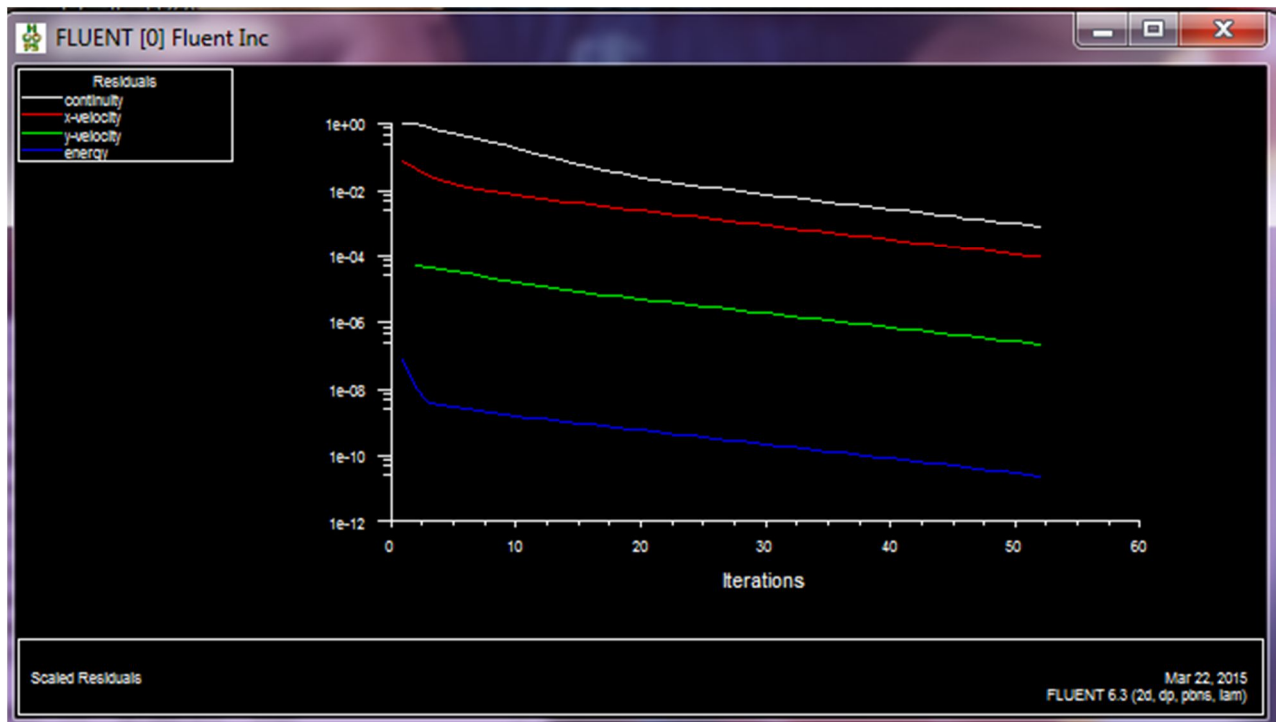


Figure III.21 : fenêtre des itérations

Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté la méthode de volume finie, le logiciel gambit qui aide de crée les géométries étudiées, leurs maillages et le code de calcul fluent avec les différents conditions aux limites.

Chapitre IV

Résultats et discussions

Introduction :

Dans ce chapitre on présente les résultats de la simulation obtenus et leurs interprétations, pour analyser le comportement dynamique et thermique de l'écoulement laminaire d'eau dans des mini-canaux de différentes formes géométriques et de même diamètre hydraulique. Une comparaison avec un mini-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 couples $(N_x, N_y) = (200, 30); (180, 25); (150, 20); (120, 15)$.

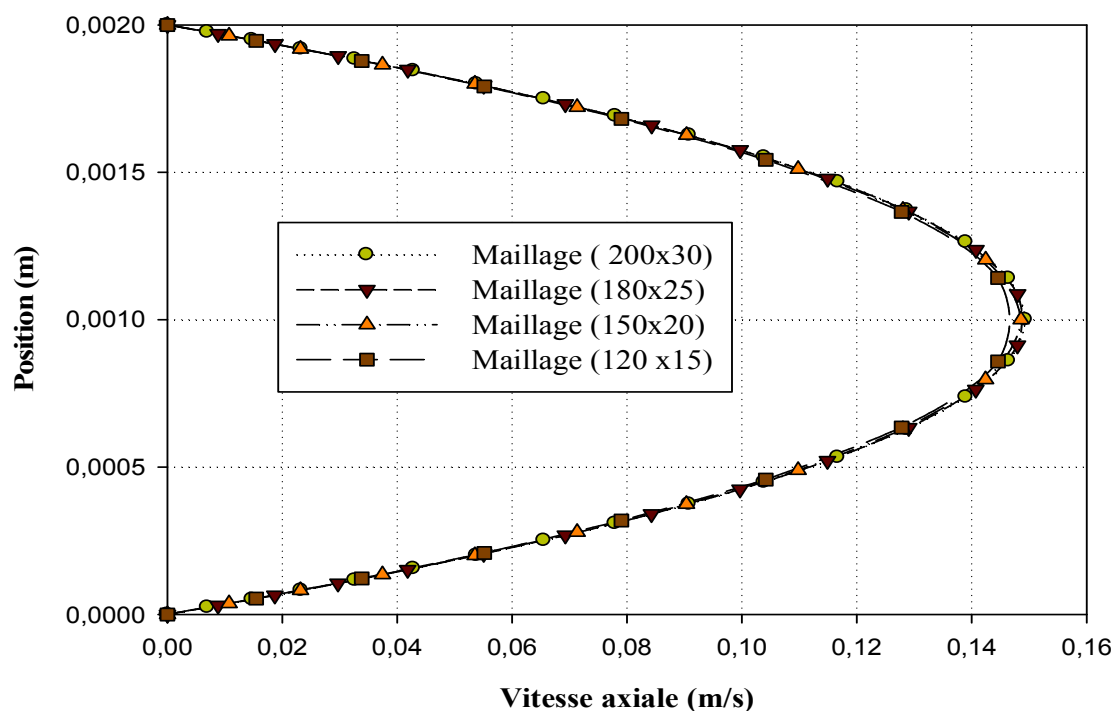


Figure IV.1 : Variation de la vitesse axiale pour les différents maillages pour un mini-canal simple

Figure IV.1 présente la variation de la vitesse axiale à une section $X=0.062$ m pour différents maillages appliqués au mini-canal simple. Il est clair que les profils des vitesses sont presque identiques pour les différents maillages étudiés surtout les maillages (200x30) et (180x25).

Pour nos simulations, on va adopter le maillage (180x25).

IV.2 Validation des résultats :

La validation, ce base sur une comparaison entre les résultats expérimentaux **Zhenhui Dai** [35] et notre simulation numérique, la grandeur de comparaison est la vitesse axiale pour un mini-canal simple de nombre de Reynolds $Re=102$ et un diamètre $D=1\text{mm}$, ce qui est représenté sur la figure IV.2.

On remarque que le résultat est en bon accord avec les données expérimentales, mais observe qu'il y a une petite incertitude à cause des erreurs expérimentales.

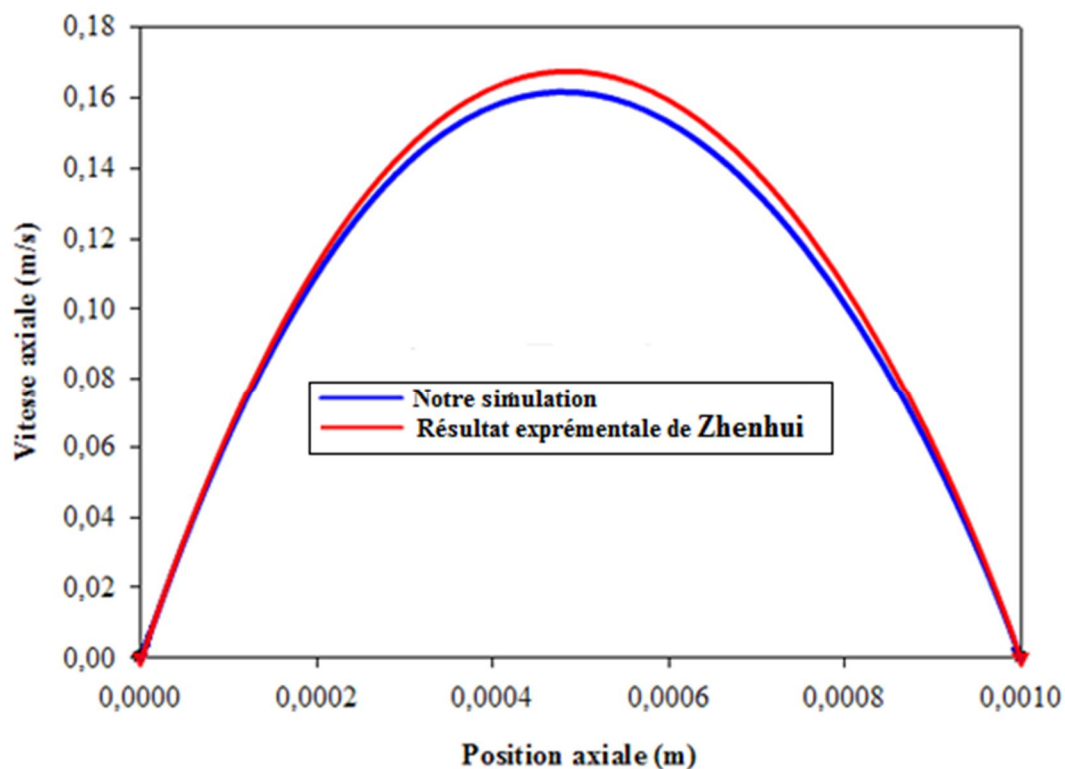


Figure IV.2 : Comparaison de vitesse axiale entre les résultats expérimentaux **Zhenhui Dai** [35] et les résultats de notre simulation numérique pour un mini-canal simple

IV.3 Partie dynamique :

IV.3.1 Etude dynamique correspond à un nombre de Reynolds égale à 200 :

IV.3.2 Champ de vitesse :

La figure IV.2 suivante présente un exemple de distribution champ de vitesse dans les minicanaux (Zigzag S 2 ; Zigzag 2 ; Sine 2) pour un nombre de Reynolds $Re=200$ correspondant à une vitesse à l'entrée égale à 0.1 m/s.

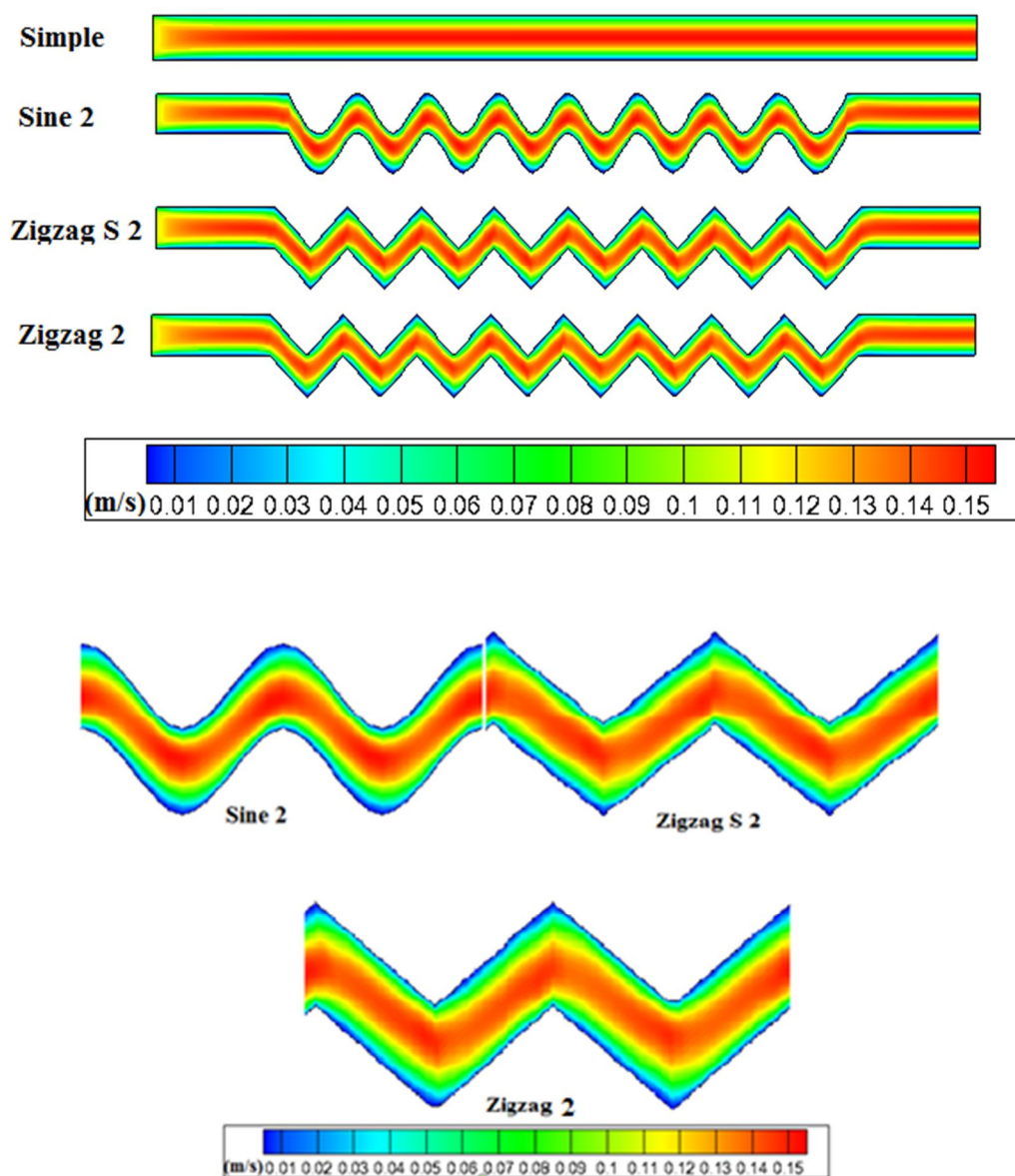


Figure IV.3 : Contours de la vitesse axiale (Zigzag S 2 ; Zigzag 2 ; Sine 2)

Les résultats de la simulation montrent que l'écoulement est uniforme dans la partie lisse de la conduite mais à la première rencontre avec l'ondulation il commence à se perturber; le contour de la vitesse dans un plan de symétrie représenté dans les figure IV.3 , montre que la vitesse a des valeurs minimales dans le creux de l'ondulation et des valeurs plus élevées au sommet, les ondulations constituent une succession de convergent - divergent où le sommet correspond au col, c'est pour cela que la vitesse est plus élevée dans cette région, loin des parois et autour de l'axe de la conduite la vitesse prend sa valeur maximale qui diminue au fur et à mesure que le fluide passe par une ondulation.

(a) Profils de vitesse dans différentes sections des mini-canaux :

Pour bien étudier la variation de la vitesse axiale dans des mini-canaux, on a tracé des profils de la vitesse axiale pour des différentes sections choisies.

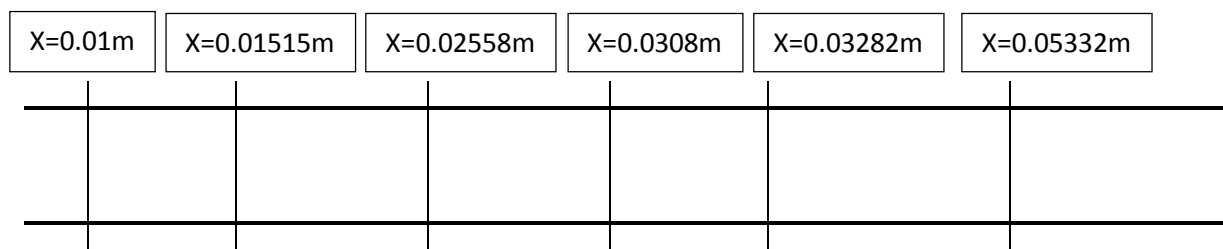


Figure IV.4 : Sections sélectionnées

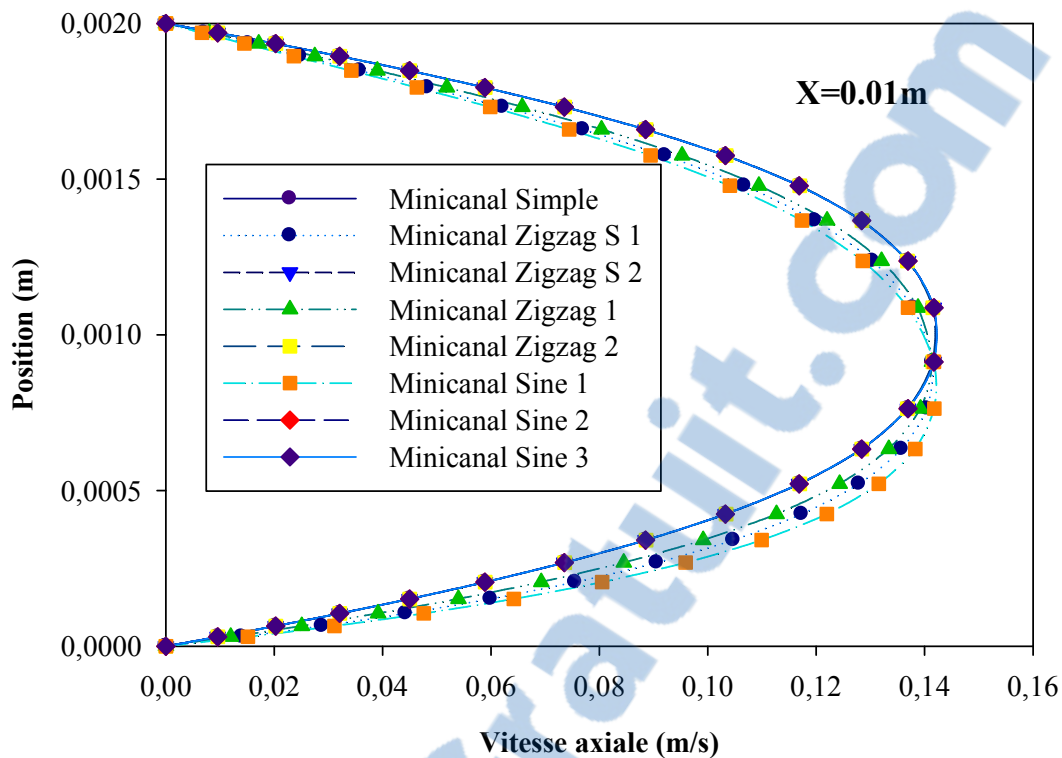


Figure IV.5 : Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.01 m.

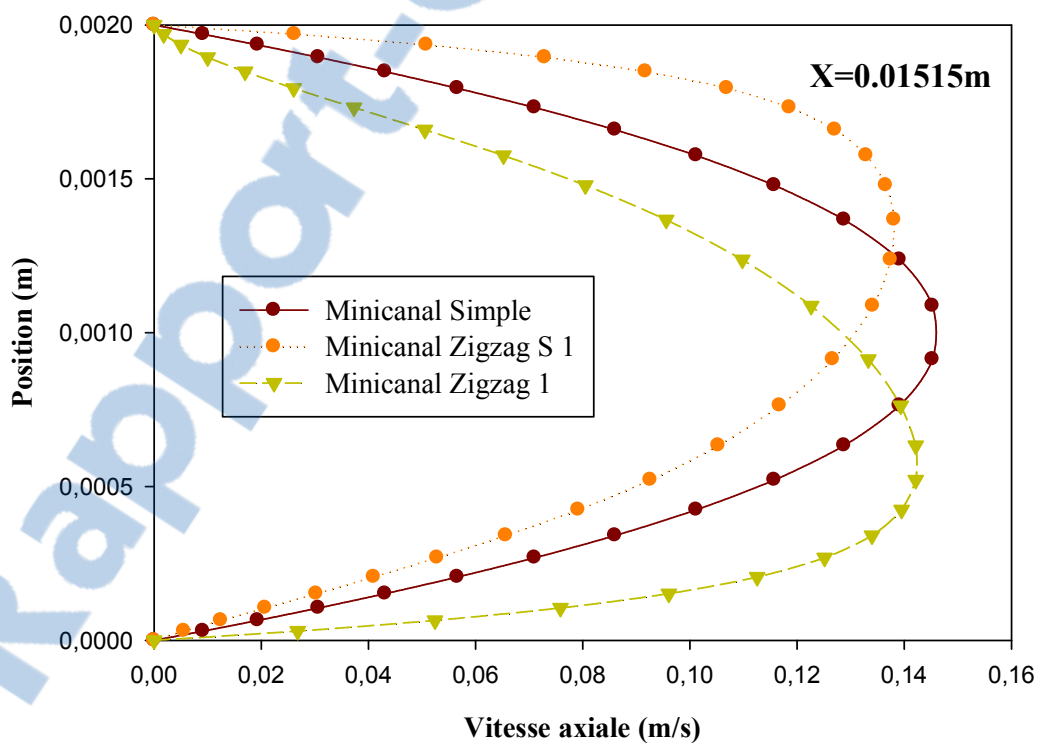


Figure IV.6 : Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.01515 m

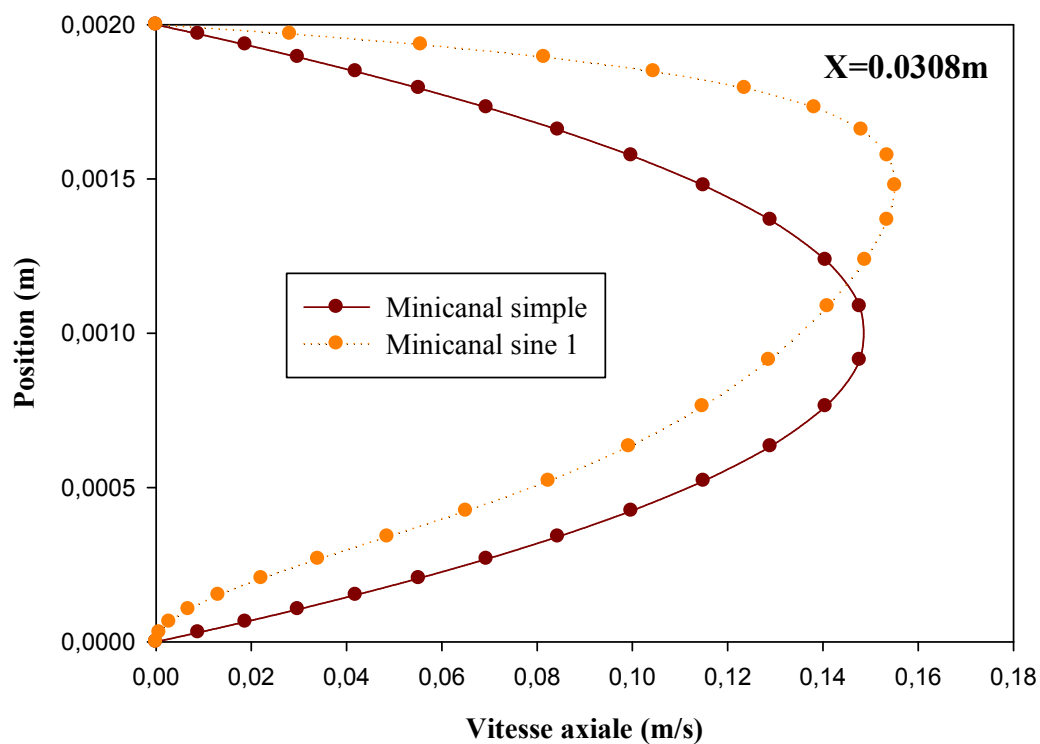


Figure IV.7 : Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.0308m.

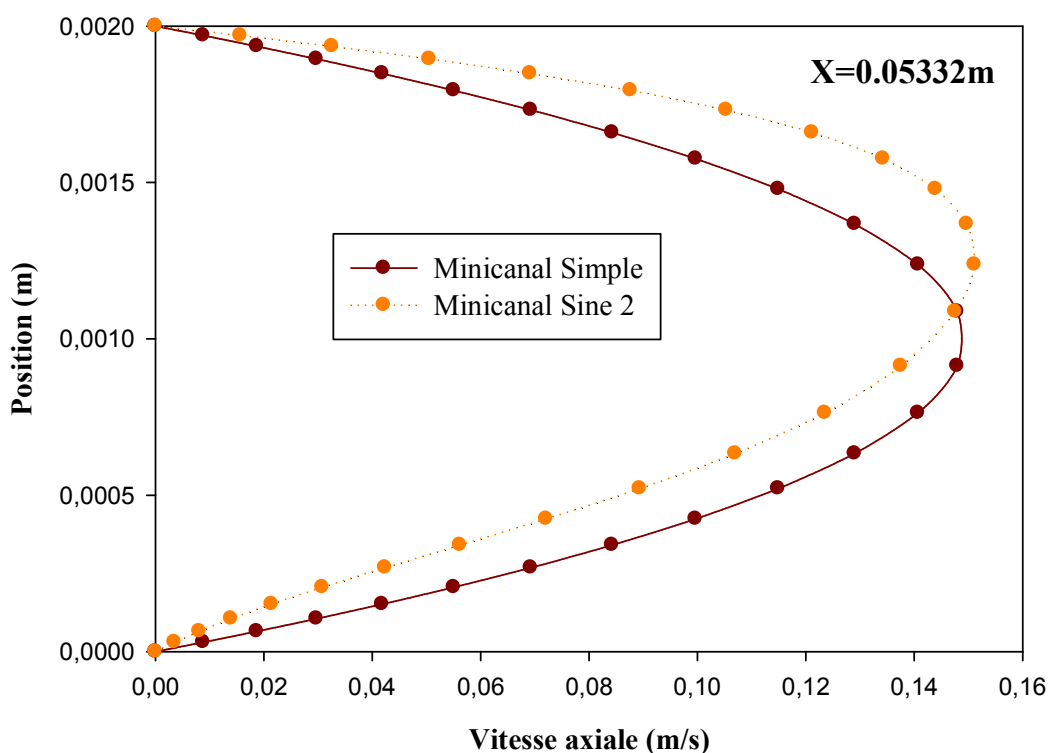


Figure IV.8: Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.05332m

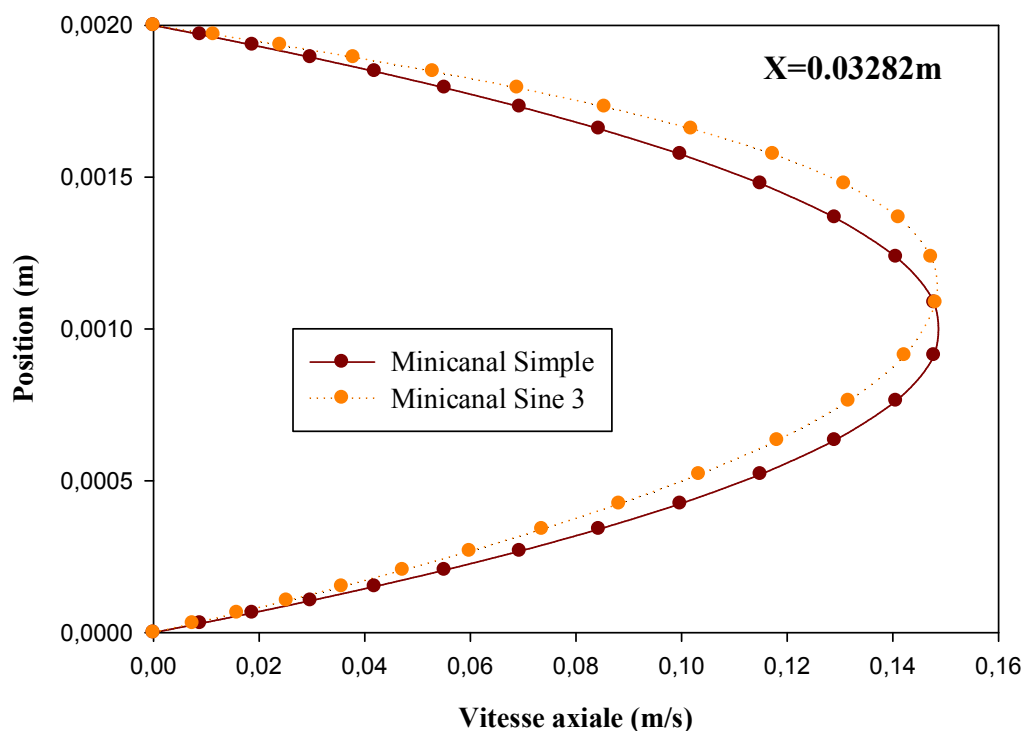


Figure IV.9 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.03282$

Les résultats obtenus sur les figures (IV.5, IV.6, IV.7, IV.8 et IV.9) représentent l'évolution de la vitesse axiale pour différentes sections et pour toutes les géométries considérées. On remarque que les courbes ont un profil parabolique et presque confondues surtout dans la figure (IV.5). Le profil de vitesse lors d'un écoulement laminaire naturellement moins aplati. Ceci s'explique par la nature non fluctuante de la vitesse en régime laminaire, rend les gradients de vitesse moins prononcés. Donc, une distribution des vitesses plus moins uniforme.

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 mini-canaux, et les courbes de Zigzag S, Zigzag et Sine sont supérieures à celle de mini-canal simple.

La présence de l'ondulation (Zigzag S, Zigzag et Sine) dans la conduite mini canal provoque un écoulement à tourner vers le haut et vers le bas et accélérer dans la région de dérivation.

(b) Pertes de pression :

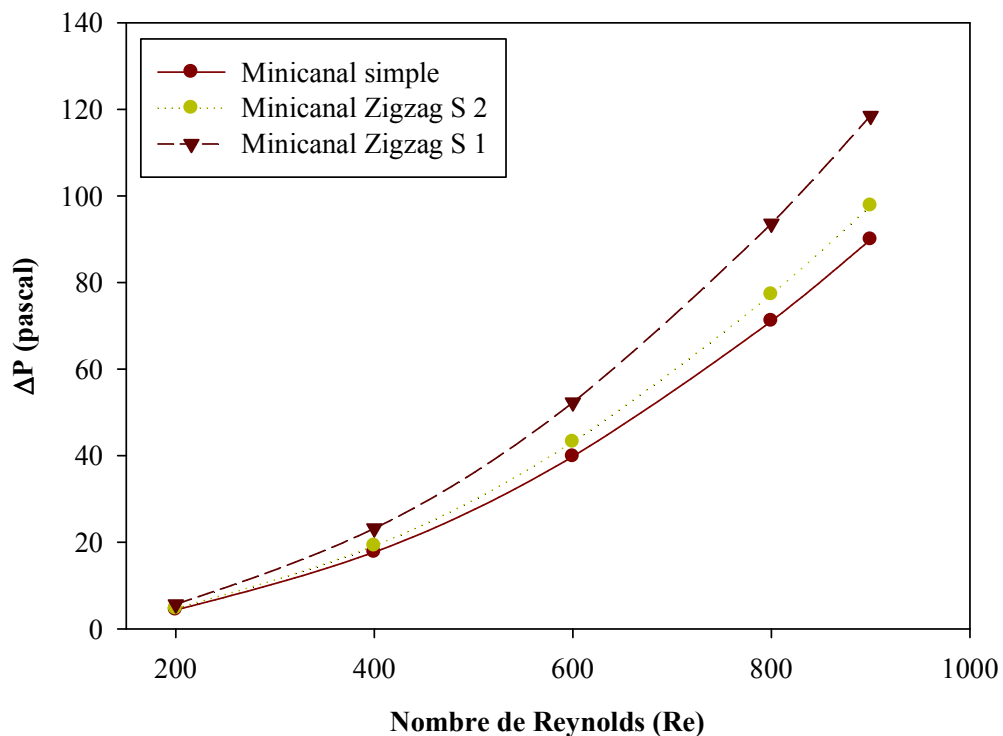


Figure IV.10 : Variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Zigzag S

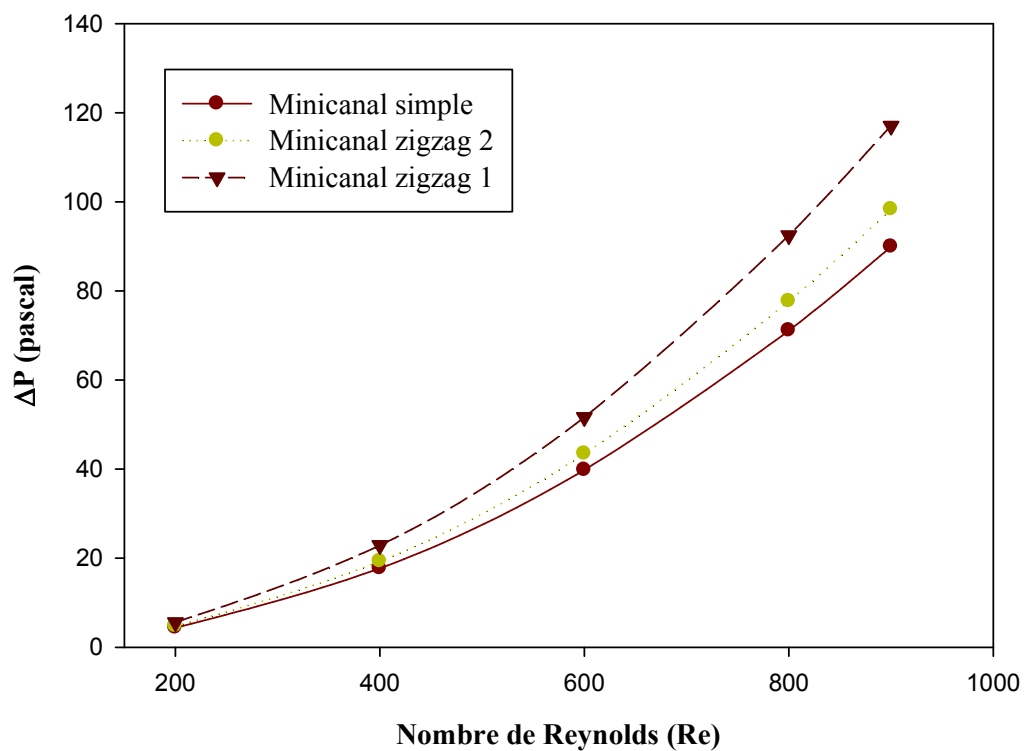


Figure IV.11 : Variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Zigzag.

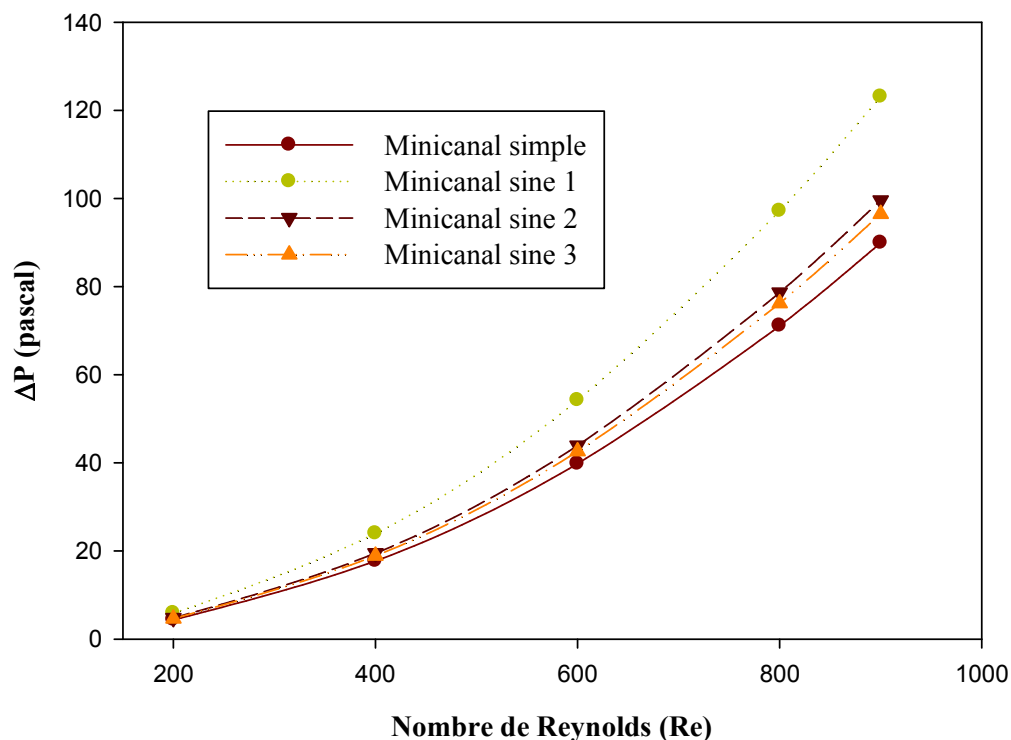


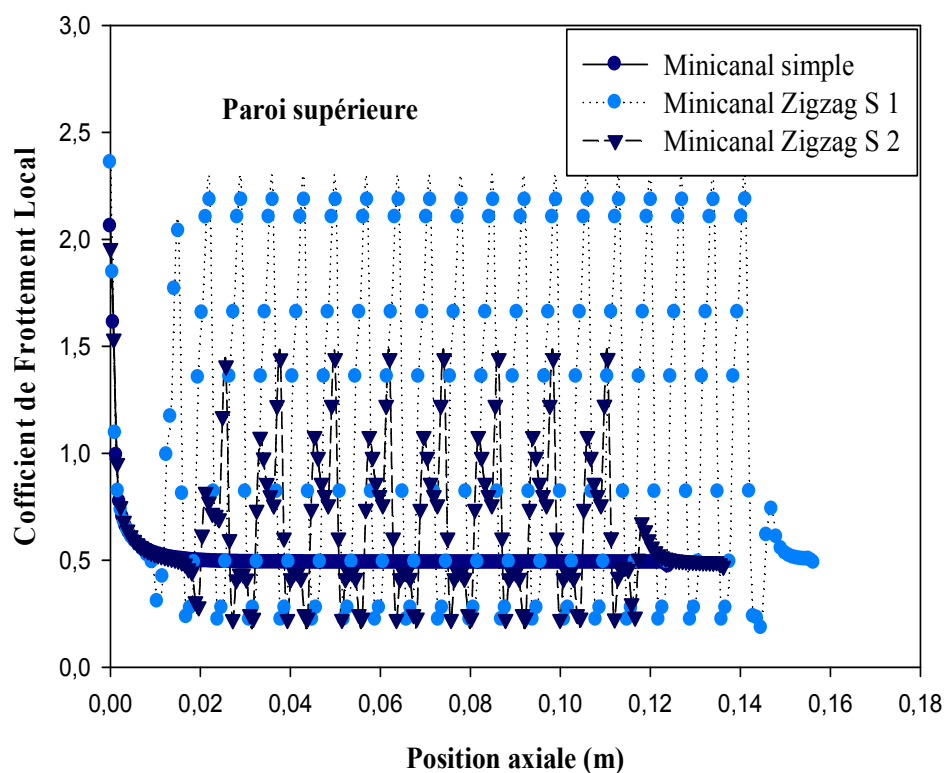
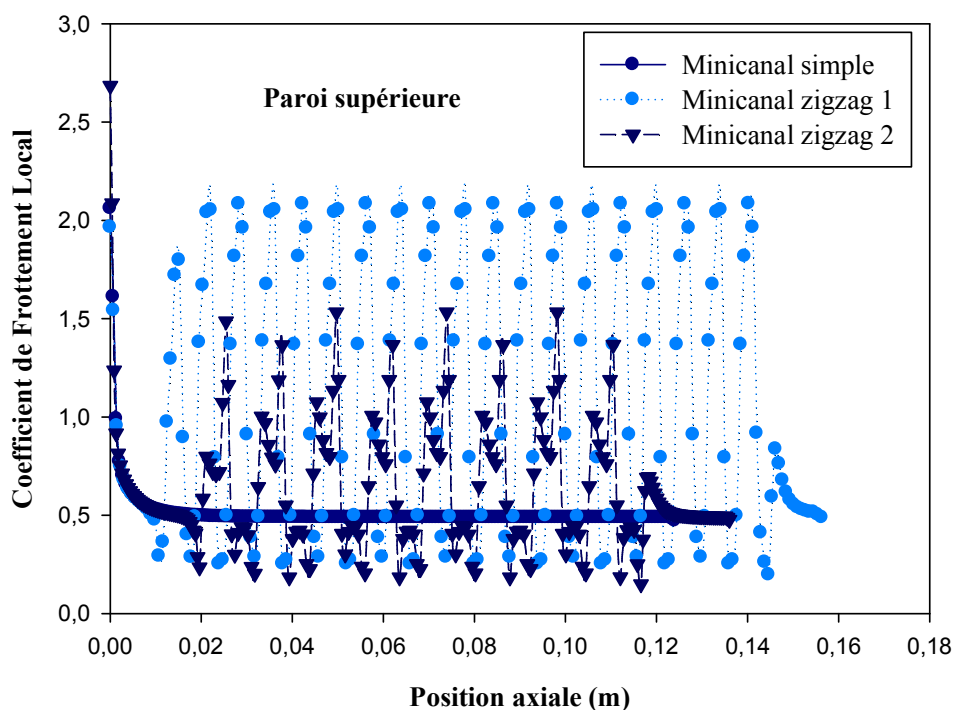
Figure IV.12 : Variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Sine

Pour une conduite mini canal simple, et mis à part les perturbations dues à l'entrée et à la sortie, on retrouve bien une chute de pression linéaire, pour l'écoulement laminaire.

Les figures (IV.10 ; IV.11 ; IV.12) représentent la chute de pression en fonction de nombre de Reynolds. On remarque que la perte de pression augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds. Il est clair que le mini-canal simple présente une faible perte de pression en comparant avec les autres mini-canaux.

Pour un nombre de Reynolds inférieur à 400, un faible écart de différence pour tous les mini-canaux a été constaté. Au-delà de cette valeur, une divergence considérable dans l'évolution de la perte de pression a été remarquée entre les différents mini-canaux. En comparant entre les différents types des mini-canaux Zigzag1, Zigzag S 1, Sine 1, présentent les plus importantes valeurs de pertes de pression à cause d'effet de la surface de contact importante entre la paroi et le fluide dans la configuration d'ondulation et zigzag comparée à un mini canal simple.

(c) Coefficient de friction local :

**Figure IV.13:** Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure pour Mini-canal Zigzag S**Figure IV.14 :** Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure pour Mini-canal Zigzag

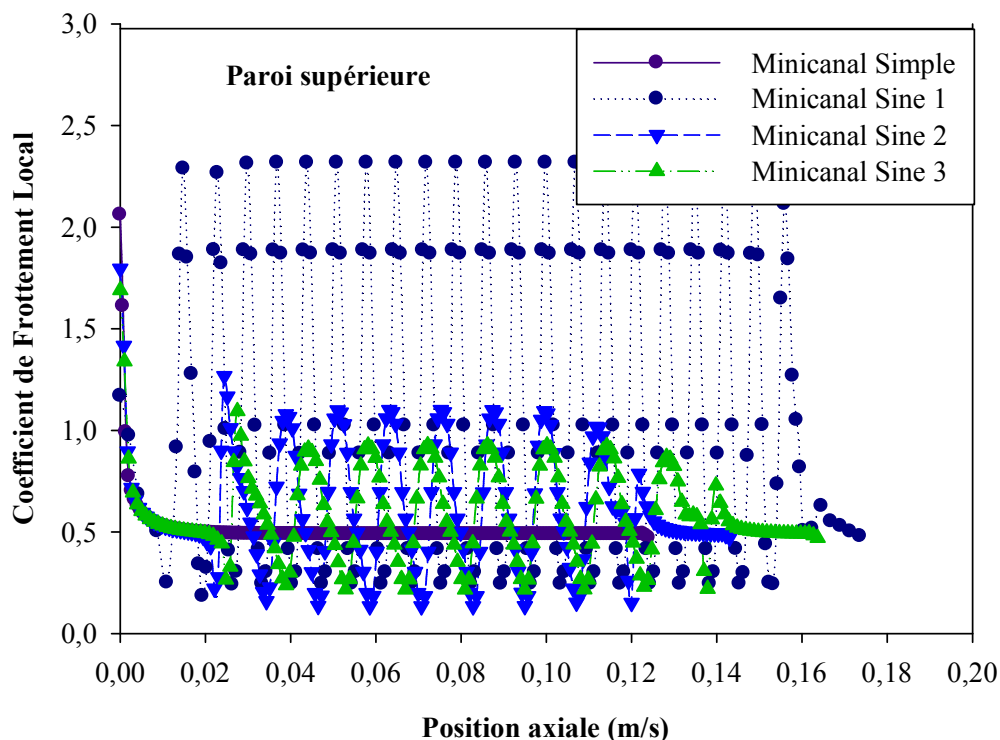


Figure IV.15 : Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure pour Mini-canal sine

La distribution du coefficient de frottement est représenté dans les figures (IV.13 ; IV.14 ; IV.15), 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. Une périodicité du profil du coefficient de frottement est remarquée à partir de la 3^{ème} ondulation. Quant au coefficient de pression, on note que la périodicité est présente pour l'ensemble des ondulations.

Pour une seule ondulation, le coefficient de frottement augmente au sommet et décroît au creux de cette dernière.

L'augmentation du coefficient de frottement au sommet de l'ondulation se fait d'une manière progressive pour les conduites mini canaux type sine ; et il y a une augmentation brusque de ce coefficient due à la diminution de la section de passage pour les conduites mini canaux type zigzag et zigzag S2. Au creux de l'ondulation les valeurs du coefficient de frottement se rapprochent. Quant au coefficient de pression c'est l'effet inverse qui est observé, en effet, on assiste à une chute importante de ce coefficient au sommet pour mini canaux type sine et une

augmentation au creux de l'ondulation pour les différentes valeurs dans les mini canaux type zigzag et zigzag S.

(a) Coefficient de frottement moyen :

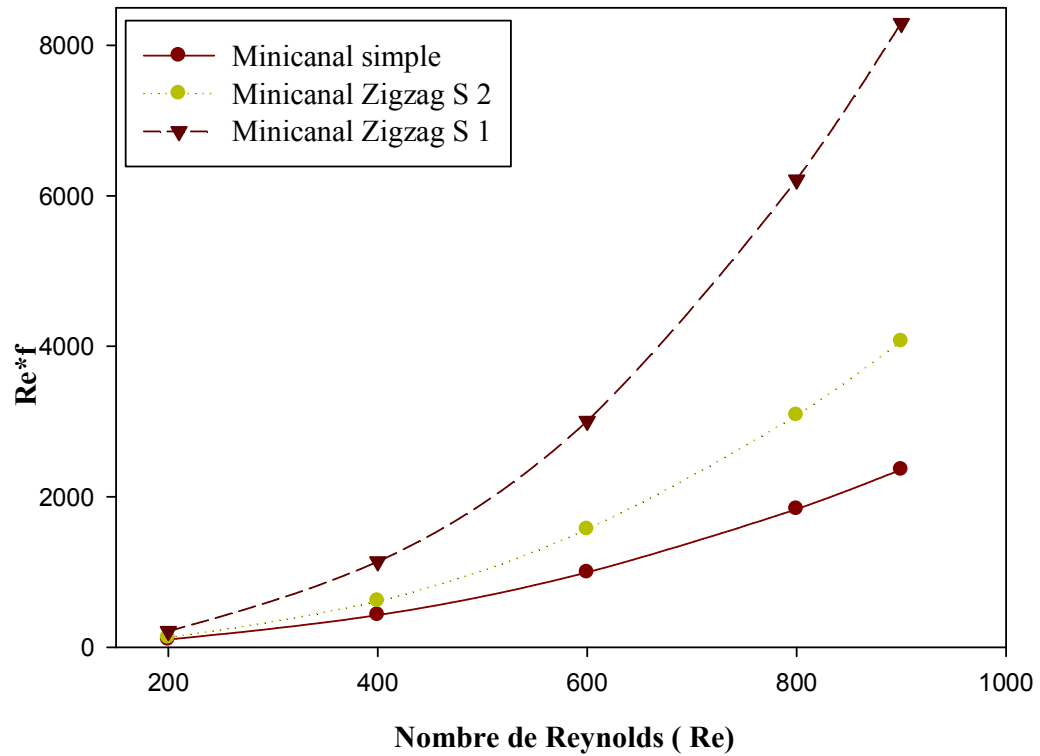


Figure IV.16 : Variation de coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds pour mini-canal Zigzag

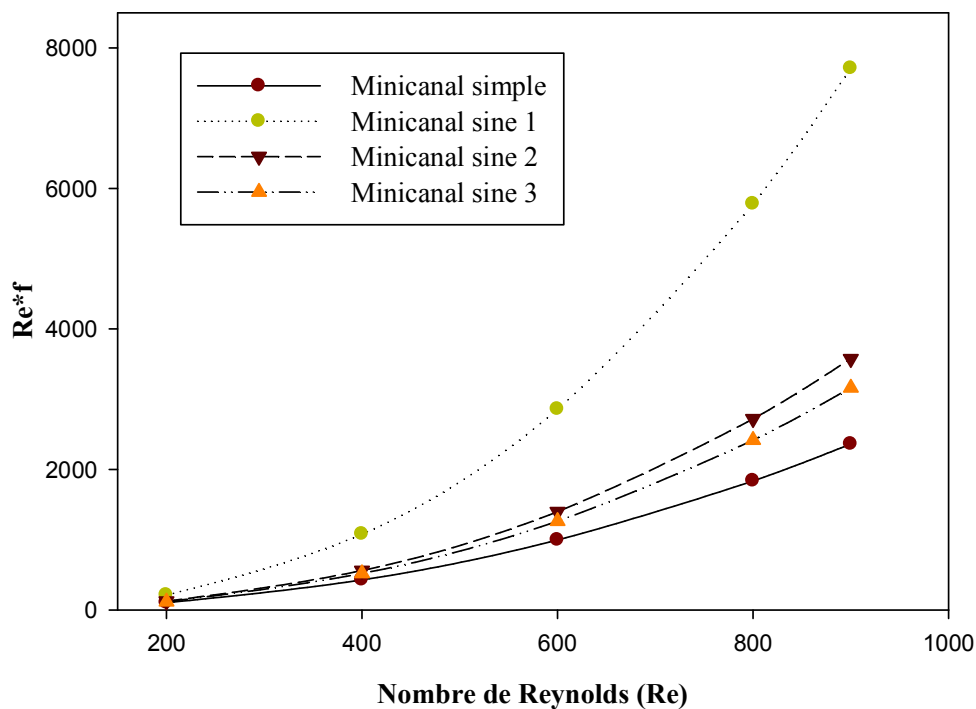


Figure IV.17 : Variation de coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds pour mini-canal Sine

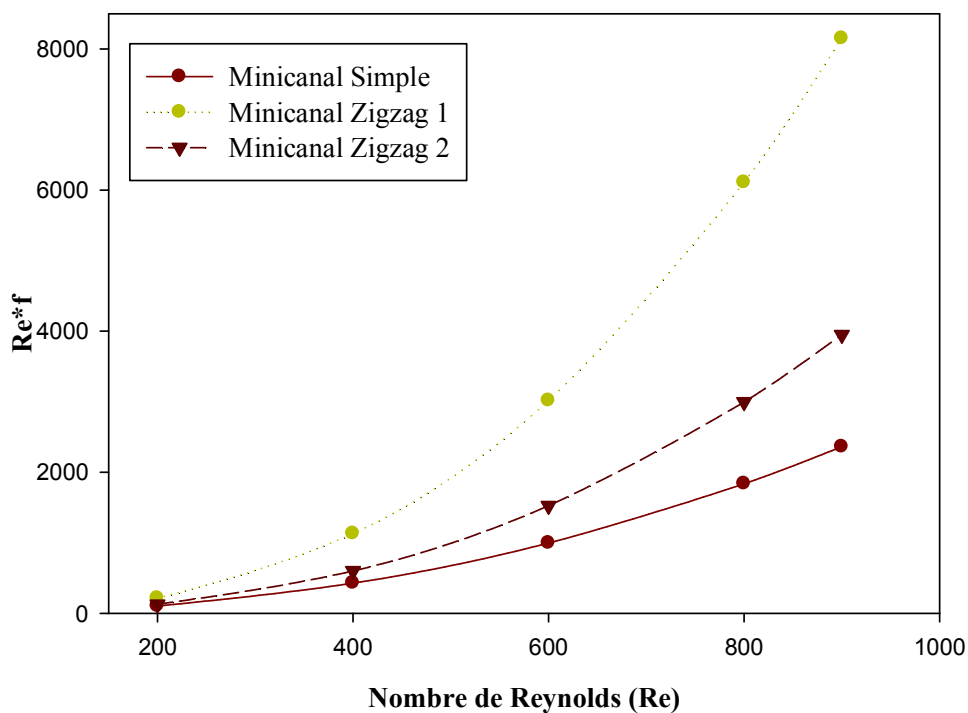


Figure IV.18 : Variation de coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds pour mini-canal Zigzag

Le calcul numérique est effectué pour différentes valeurs de Reynolds allant de 200 jusqu'à 900 afin d'étudier l'influence de la variation de la vitesse axiale sur les coefficients de frottement. D'après les figures (IV.16 ; IV.17 et IV.18) qui représentent la variation de coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds pour tous les mini-canaux, On remarque que le coefficient de frottement moyen varie proportionnellement avec le nombre de Reynolds, pour tous les mini-canaux. On peut voir aussi que ce coefficient est supérieur pour les mini-canaux Zigzag S, Zigzag, Sine en comparant avec un mini-canal simple à cause de la présence de différentes singularités dans l'écoulement et la longueur des mini-canaux

IV.4 Partie thermique :

(a) Contours de température totale :

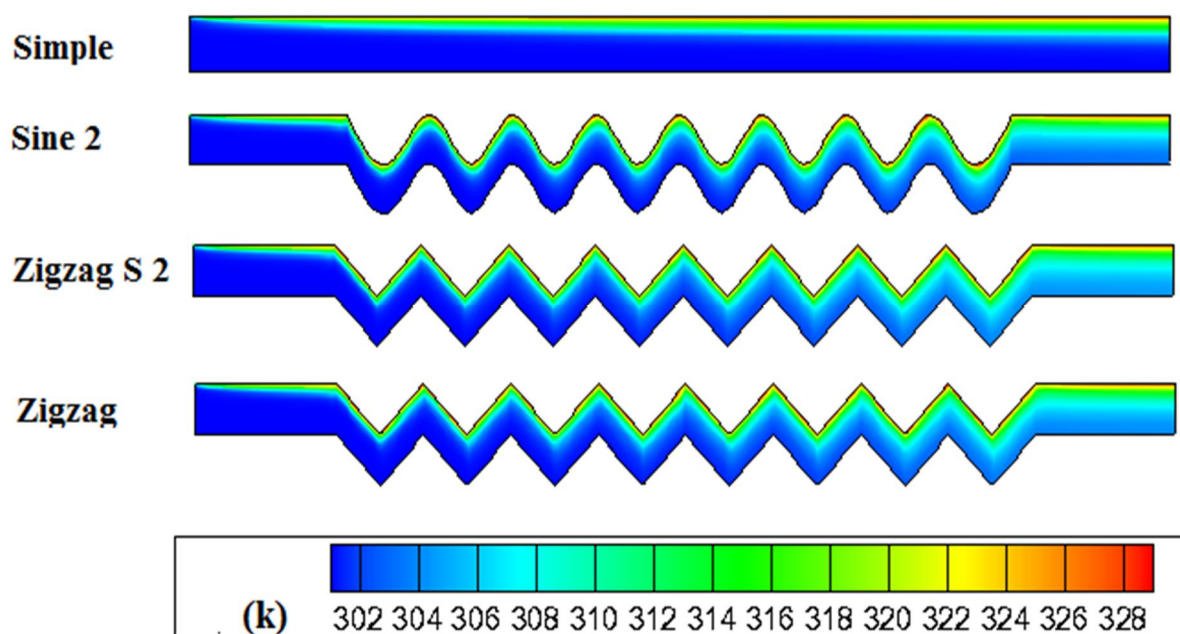


Figure IV.19 : Contours de température totale

La figure IV.19 présente la distribution de la température totale pour les mini-canaux (Zigzag S 2 ; Zigzag 2 ; Sine 2 ; Simple) avec une température constante imposée sur la paroi supérieure, $T=330\text{K}$. On remarque que le fluide commence à s'échauffer allant de l'entrée du mini-canal à la sortie.

(b) Profils de température dans différentes sections dans les mini canaux :

La variation de la température totale pour mini-canaux apparaît clairement sur les profils de température, Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des profils de température pour différentes sections.

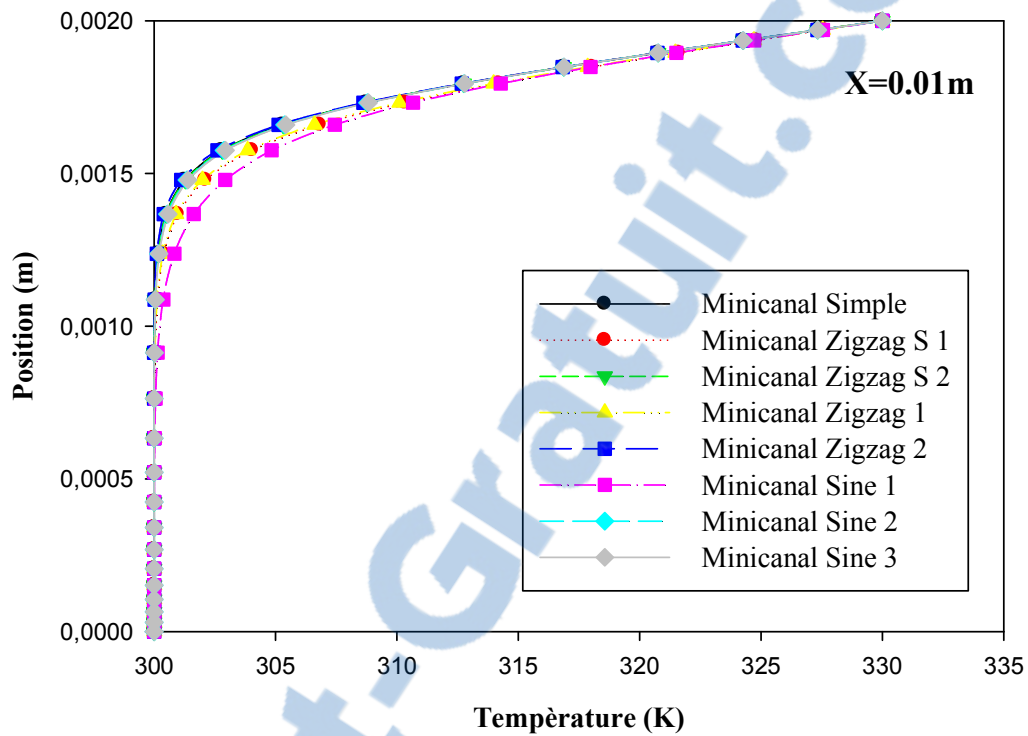


Figure IV.20 : Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.01\text{m}$

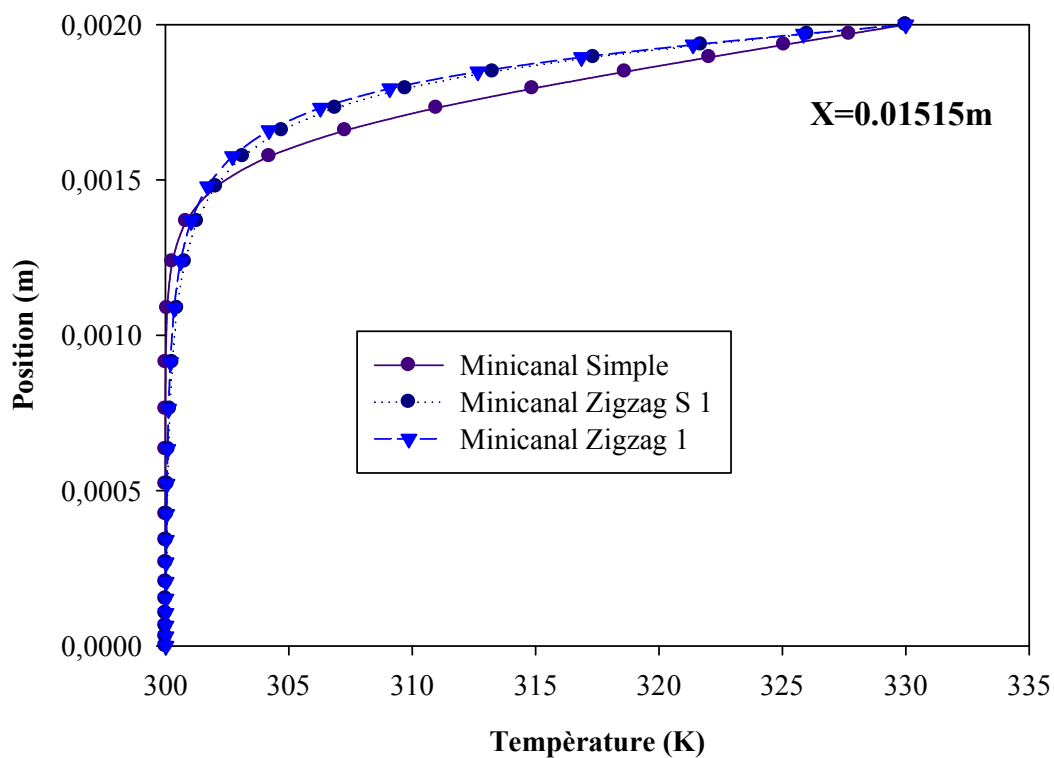


Figure IV.21 : Profil de température pour mini-canal zigzag S 1 et zigzag 1 à une section $x=0.01515m$

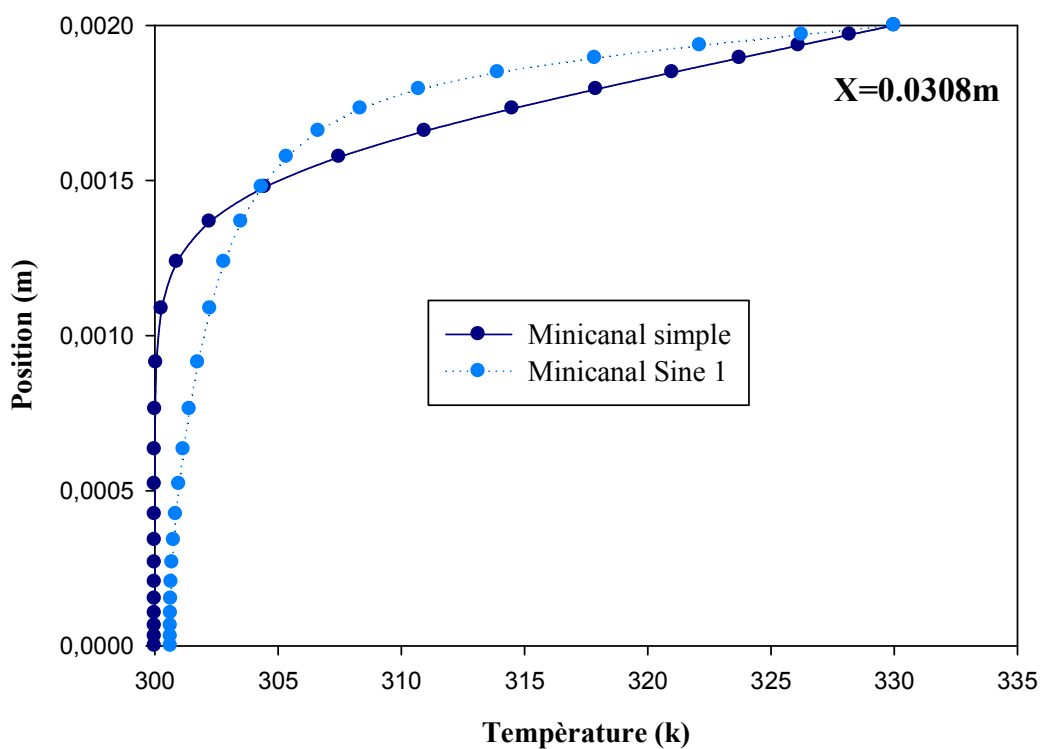


Figure IV.22 : Profil de température pour mini-canal sine 1 à une section $x=0.0308m$

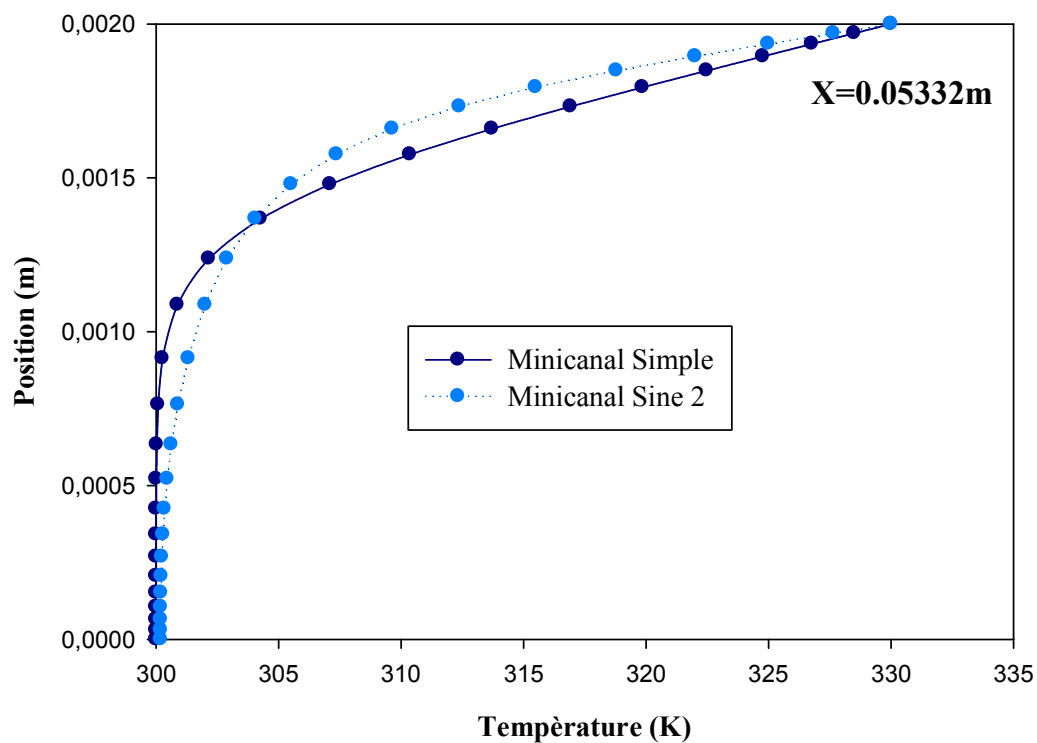


Figure IV.23: Profil de température pour mini-canal sine 2 à une section $x=0.05332m$

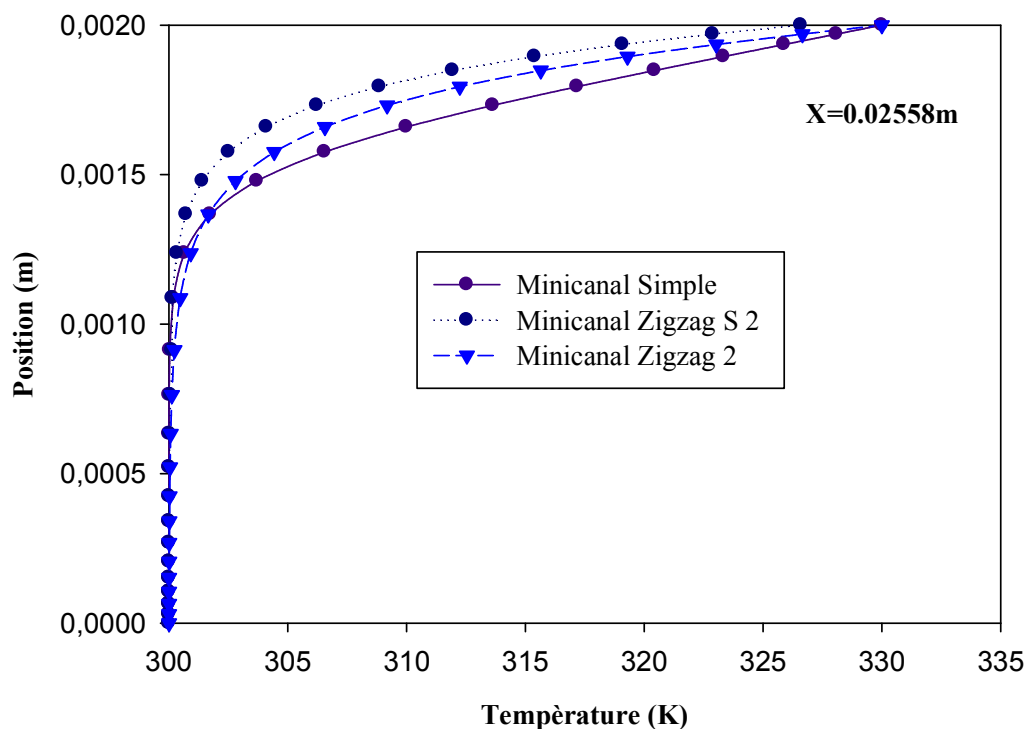


Figure IV.24 : Profil de température pour mini-canal zigzag S et zigzag à une section $x=0.02558m$

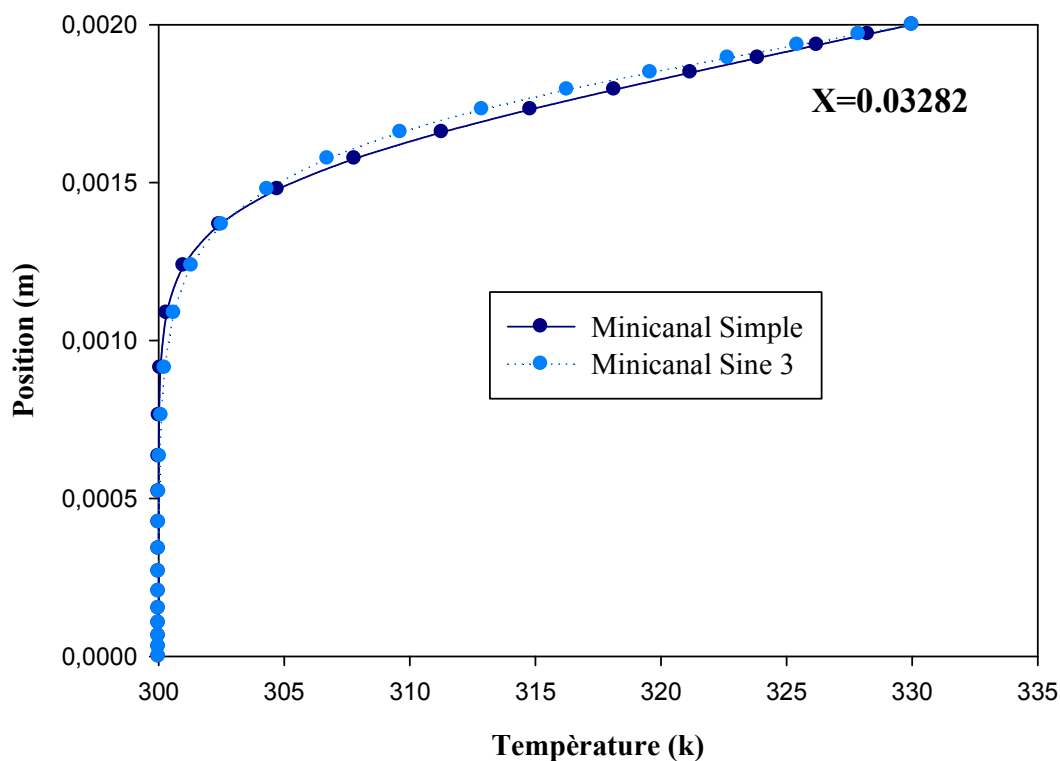


Figure IV.25 : Profil de température pour mini-canal sine 3 à une section $x=0.03282\text{m}$

Les figures (IV.20; IV.21 ; IV.22 ; IV.23; IV.24 ; IV.25) présentent l'évolution de la température pour tous les canaux à différentes sections choisies. On observe une augmentation de la température à partir de $X > 0,001\text{m}$ lorsqu'on rapproche de la paroi supérieure parce que c'est une source de chaleur $T=330$, les courbes sont presque confondues surtout dans la section $X=0.01$ figure IV.20 ; on remarque aussi que la température de mini-canaux Zigzag S ; Zigzag ; Sine est un peu supérieure à celle d'un mini-canal simple à cause d'effet d'ondulation de sine et le Zigzag de mini-canaux Zigzag S et Zigzag et les différents longueurs de géométries.

(c) Nombre de Nusselt local :

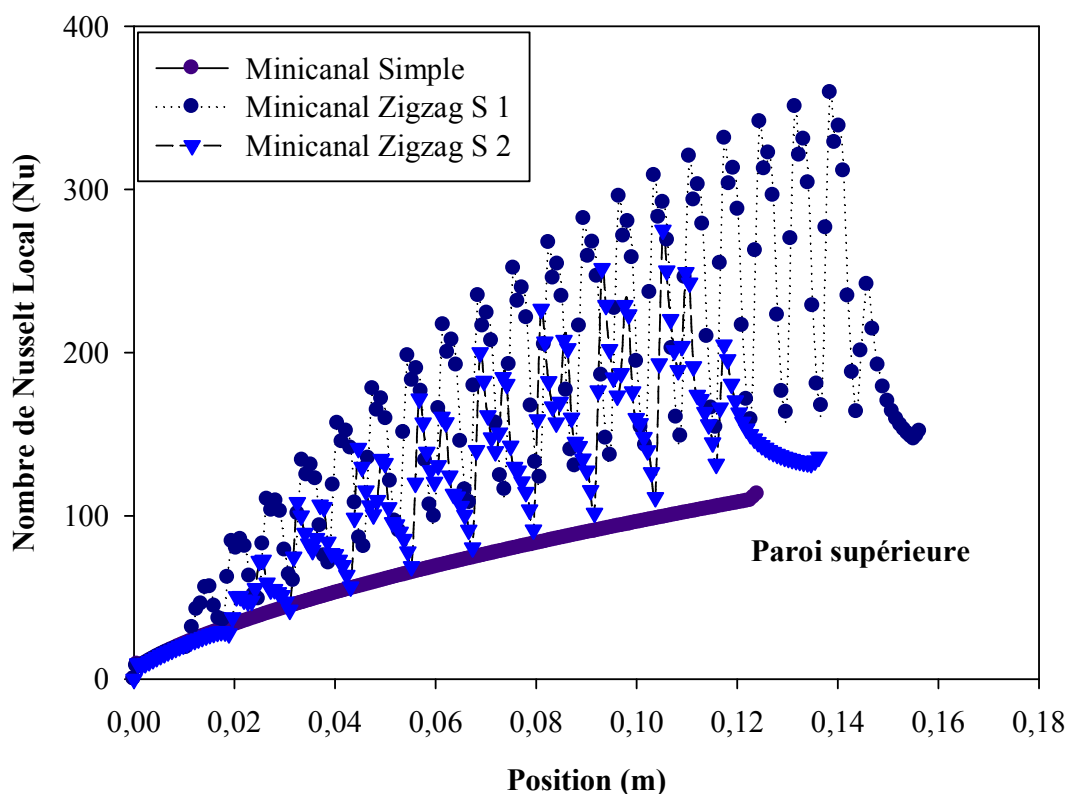


Figure IV.26 : Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure pour mini-canal Zigzag S

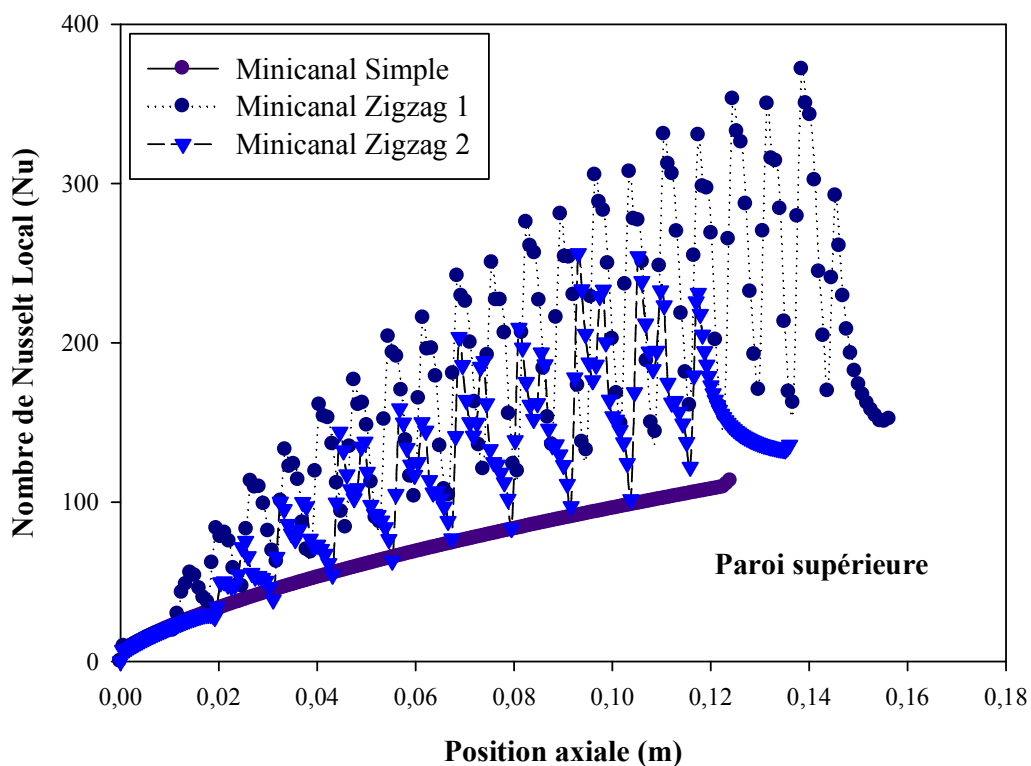


Figure IV.27 : Distribution du nombre de Nusselt local le long la paroi supérieure pour mini-canal Zigzag

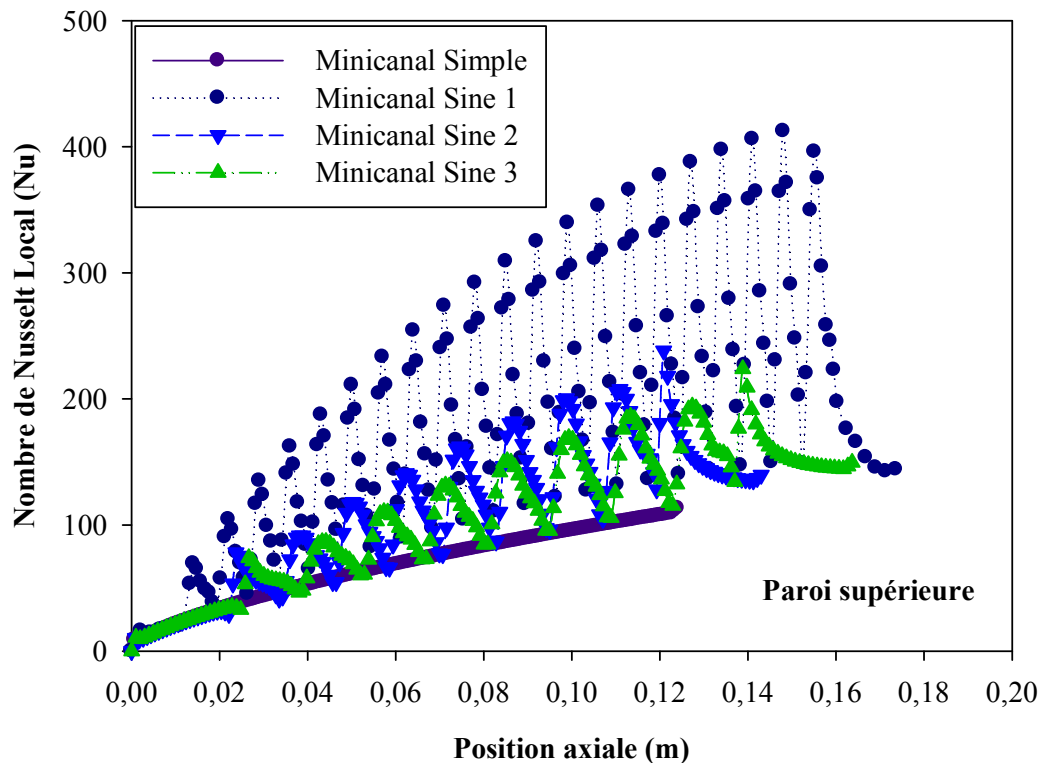


Figure IV.28 : Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure pour mini-canal Sine

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).

Concernant le nombre de Nusselt présenté dans cette partie, il est clair qu'il suit la variation du coefficient de frottement. L'augmentation de ce nombre au sommet de l'ondulation se fait d'une manière progressive due à l'augmentation de la vitesse. Globalement, une augmentation de la valeur de l'amplitude s'accompagne avec une augmentation du nombre de Nusselt moyen et du coefficient de frottement.

La distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure est représentée sur les figures (IV.26 ; IV.27 et IV.28). On remarque que les nombres de Nusselt augmentent avec l'élévation de la surface d'échange thermique due à la présence des ondulations. Plusieurs explications peuvent être avancées, parmi ces dernières, les ondulations quelque soit leurs formes sont la cause de la présence des effets visqueux qui ralentissent l'écoulement. L'écoulement proche de la paroi pour les nombres de Reynolds importants et pour les fortes

valeurs d'ondulation favorise le mélange considérable des molécules, ainsi la sous couche limite est brisée favorisant le transfert de chaleur.

(d) Nombre de Nuseelt moyen :

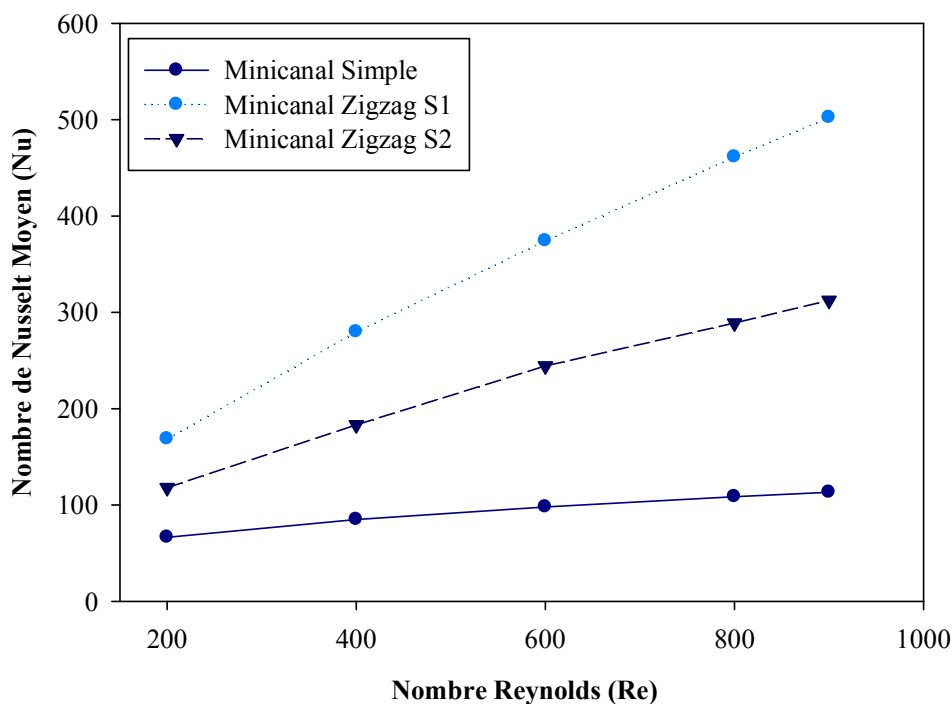


Figure IV.29 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Zigzag S

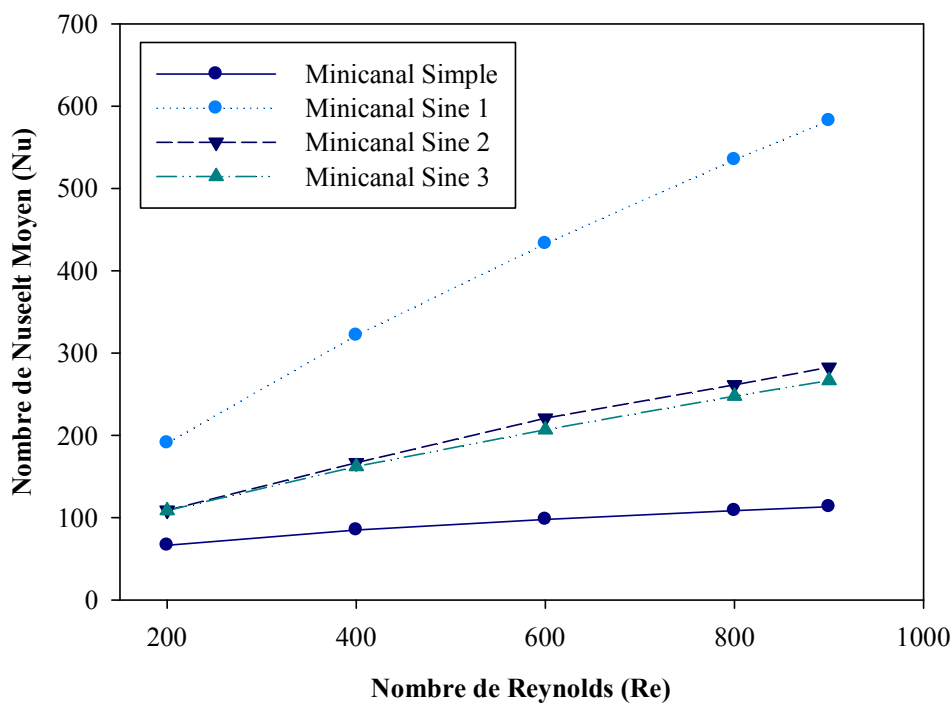


Figure IV.30 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Sine

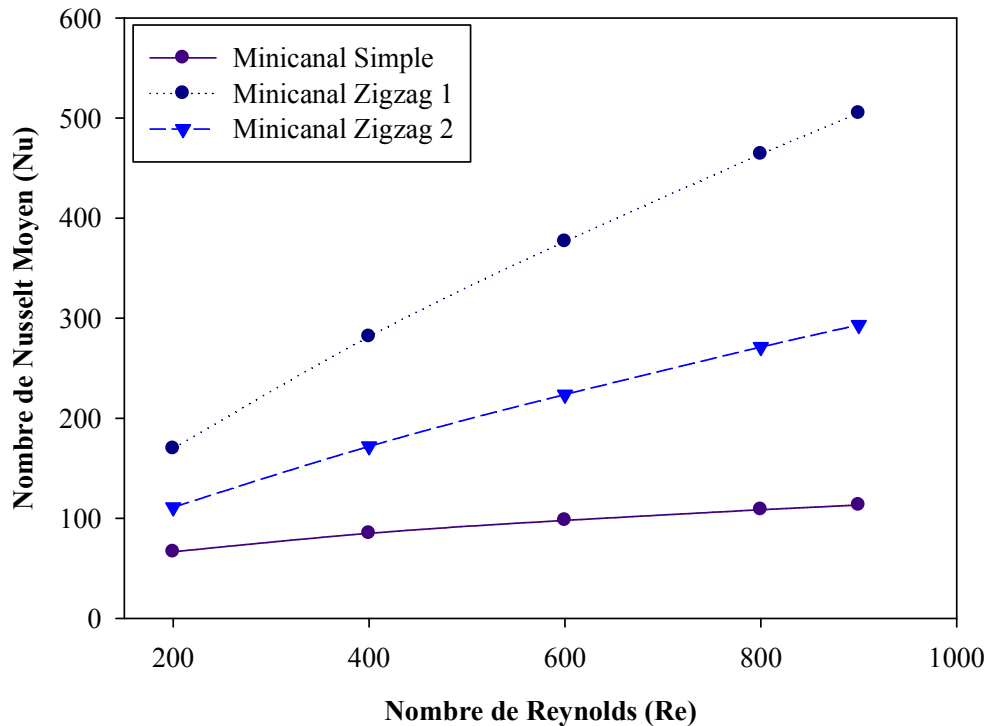


Figure IV.31 : Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Zigzag

L'effet de nombre de Reynolds sur le coefficient de transfert est illustré par les figures (IV.29 ; IV.30 ; IV.31). On observe sur ces figures, la même évolution du nombre de Nusselt pour les trois configurations Zigzag S ; Zigzag ; Sine, seulement et par rapport à la conduite lisse, et pour un régime d'écoulement laminaire.

On peut constater aussi que le nombre de Nusselt est proportionnel au nombre de Reynolds, et que les configurations mini-canaux Zigzag S ; Zigzag ; Sine sont capables d'améliorer les performances de transfert de chaleur en comparant par un mini-canal simple et ils présentent une importante augmentation.

IV.5 L'efficacité des mini-canaux HTE :

$$HTE = \frac{NU/NU_{simple}}{\left(\frac{f}{f_{simple}}\right)^{1/3}}$$

On définit l'efficacité du mini-canal HTE (Heat Transfer Efficiency) commentant le rapport entre le taux de transfert thermique représenté par le Nusselt et le coefficient de frottement.

Tableau IV.1 : Efficacité des mini-canaux étudiés

Mini-canaux	NU	NU/NU _{simple}	f/f _{simple}	(f/f _{simple}) ^{1/3}	HTE
Sine 1	534,92	4,92695957	3,14679219	1,46539888	3,3621969
Sine 2	261,26	2,40637377	1,4818689	1,14008318	2,11070018
Sine 3	247,58	2,28037211	1,31624826	1,09592095	2,08078156
Zigzag s1	461,249	4,24840195	3,38214784	1,50105758	2,83027247
Zigzag s2	288,79	2,65994289	1,67799861	1,18831193	2,23842144
Zigzag 1	463,87	4,27254306	3,32548815	1,49262815	2,86242964
Zigzag 2	271,13	2,49728286	1,63005579	1,17688516	2,12194269
simple	108,57	1	1	1	1

D'après le tableau IV.1 d'efficacité des mini-canaux on remarque que mini-canal type Sine 1 est le plus efficace.

Conclusion :

Dans ce chapitre ; on a présenté les comportements dynamique et thermique pour un écoulement d'eau en convection forcée, en régime laminaire à l'intérieur des mini-canaux de différentes formes: lisse, Zigzag S ; Zigzag et Sine.

Les résultats numériques présentés dans cette étude prouvent que l'alternance de l'ondulation (formes de la surface d'échange) contribue à un échange thermique conséquent, malgré la perte de charge qui en résulte. Les effets de cette amélioration sont observés à travers le nombre de Nusselt qui augmente de valeur par rapport à celui d'une paroi d'un tube lisse.

A perte de charge égale, la paroi du tube ondulé en Zigzag S1 présente un bon transfert de chaleur par rapport aux autres parois même lisse.

Les caractéristiques géométriques jouent un rôle très important pour l'amélioration de transfert de chaleur par exemple dans notre travail Zigzag S ; Zigzag et Sine.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce mémoire rapporte les résultats d'une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'eau en convection forcée laminaire dans un mini-canal avec différentes géométries (Zigzag S ; Zigzag ; Sine) a été présentée avec l'application des conditions aux limites. Les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. L'évolution de la vitesse axiale, le coefficient de frottement, la distribution de la température et le nombre de Nusselt dans des sections choisies sont présentés et analysés pour différents nombres de Reynolds.

Une analyse bibliographique a permis d'établir un bilan des résultats numériques et expérimentaux concernant les problèmes des écoulements dans les canaux avec différentes géométries. Un intérêt particulier a été réservé aux minis et micro canaux.

Bien que de nombreuses études aient été déjà faites, le domaine reste d'actualité, dans le but de maîtriser ces phénomènes de transport et de trouver des modèles adéquats pour particulièrement les écoulements dans les mini-canaux.

Après la création des géométries et le maillage par Gambit et on obtenant les résultats de simulation numérique à l'aide de solveur Fluent, on peut conclure que :

Les équations de quantité de mouvement de Navier-Stokes incompressibles et laminaires, est capable de prédire correctement l'écoulement et le transfert de chaleur par convection forcée dans un mini-canal.

Ces résultats montrent donc une augmentation de pertes de charges engendrée par la présence des ondulations dans la conduite. Celle-ci n'est toutefois pas un handicap car il a été constaté que le gain en chaleur est réalisé même dans le cas d'une perte de charge légèrement supérieure par rapport à celle de la paroi du tube lisse.

Suite aux résultats obtenus on note que du point de vue thermique la géométrie ondulée permet un bon échange de chaleur tout en tenant compte des pertes de charge occasionnées. Les résultats obtenus montrent que le tube ondulé favorise le transfert de chaleur par convection, mais il cause beaucoup de pertes de charge. Malgré les minimes pertes de charges dans le tube lisse se dernier n'est pas appréciable en ce qui concerne le transfert de chaleur.

Conclusion générale

La présence des ondulations de différentes formes exprimera des meilleures performances du point de vue transfert de chaleur d'une part et présentera aussi une pénalité élevée en chute de pression d'autre part.

Les performances de transfert de chaleur augmentent fortement avec l'augmentation du nombre de Reynolds surtout pour mini-canaux (Zigzag S ; Zigzag ; Sine) comparant avec mini-canal simple.

Le coefficient de frottement est très grand aux mini-canaux (Zigzag S ; Zigzag ; Sine) par rapport mini-canal simple.

Enfin, plusieurs points peuvent être développés dans le futur en se basant sur ce travail. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- ✚ Etudier l'influence des paramètres géométriques sur les performances de transfert de chaleur comme la variation d'amplitude et l'ondulation.
- ✚ Insertion des surfaces étendues (ailettes et chicanes....) afin d'améliorer le transfert thermique.
- ✚ Utilisation des nano fluides en écoulement au lieu de l'eau.
- ✚ Appliquer d'autres conditions thermiques comme par exemple un flux de chaleur au lieu d'une température.
- ✚ Etudier le problème en 3D.

Références Bibliographiques :

- [1] Lyamna Hassinet , « étude de l'écoulement laminaire dans un mini-canal par la méthode des volumes finis », Mémoire de Magistère, Université de Batna , 2008.
- [2] Debiotech SA Implatablepump. www.debiotech.com/debiotech.html. Lausanne,Suisse, 2004.
- [3] Agilent Technologies "Lab-on-a-chip".<http://www.chem.agilent.com> , 2006.
- [4] M.A. Ahmed , M.Z. Yusoff, K.C. Ng , N.H. Shuaib, « effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using cuo–water nano fluid ». vol 4, p.p 65-75, Novembre 2014.
- [5] H.A. Mohammed, A.K. Abbas, J.M. Sheriff, « Influence of geometrical parameters and forced convective heat transfer in transversely corrugated circular tubes, International Communications in Heat and Mass Transfer », Vol 44, p.p 116–126, 2013.
- [6] P. Forooghi, , K. Hooman, « Effet de la poussée sur le transfert de chaleur par convection turbulente dans les canaux ondulés - Une étude numérique »,Vol 64 , p.p 850-862, Septembre 2013.
- [7] Fung-Bao Liu, Ying-Chi Tsai, «An experimental and numerical investigation of fluid flow in a cross-corrugated Channel », Vol46, p.p 585–593,2010.
- [8] Morteza Khoshvaght-Aliabad, « iInfluence of different design parameters and Al2O3-water nanofluid flow on heat transfer and flow characteristics of sinusoidal-corrugated channel »,Vol 88 , p.p 96–105, Décembre 2014.
- [9] S. Baheri Islami , B. Dastvareh , R. Gharraei, « Numerical study of hydrodynamic and heat transfer of nanofluid flow in microchannels containing micromixer », Vol43,P.P 146–154, 2013.
- [10] Liu XP ,J.L.Niu, « effects of geometrical parameters on the thermo hydraulic characteristics of periodic cross-corrugated channels », Vol 84, p.p 542–549, Mai 2015.
- [11] Mohamed Sakr, « Convective heat transfer and pressure drop in V-corrugated channel with different phase shifts », Rapport 51, p.p 129-141, Juillet 2014.

- [12] Yasar Islamoglu , Cem Parmaksizoglu, «Numerical investigation of convective heat transfer and pressure drop in a corrugated heat exchanger channel », Vol 24 ,p.p 141–147, 2004.
- [13] P.E. Geyer, N.R. Rosaguti, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, « Laminar flow and heat transfer in periodic serpentine mini-channels, J. Enhance Heat Transfer », Vol 13, p.p 309–320, 2006.
- [14] N.R. Rosaguti, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, «Laminar flow and heat transfer in aperiodic serpentine channel with semi-circular cross-section, Int. J. Heat MassTransfer », Vol 49, p.p 2912–2923, 2006.
- [15] N.khodja et A.Soudani, « Etude hydrodynamique et thermique des écoulements dans les microcanaux, Edition Universitaire Européennes», 2013.
- [16] I.Tiselj, G.Hetsroni, B.Mavko, A.Mosyak, E.Pogrebhyak, Z.Segal, « Effect of axial conduction on the heat transfer in micro-channels, International Journal of Heat and Mass Transfer », Vol 47, p.p 2551–2565, 2004.
- [17] Suabsakul Gururatana, « Numerical Simulation of Micro-channel Heat Sink with Dimpled Surfaces American Journal of Applied Sciences » 9(3): P.P 399-404, ISSN p.p 1546-9239, 2012.
- [18] G. Mebarki, A. Hamza, J.P. Daguerre, J. Dasiliva-castro, M. Rebay, « Etude d'un dissipateur thermique à mini canaux destine au conditionnement du fiseau sur le synchrotron», Université de Reims, GRESPI / lab. de Thermomécanique, Faculté des sciences, 51687 Reims, France.2011.
- [19] Belhadje Adeldadir, «Etude thermo-énergétique d'un écoulement convectif forcé à l'intérieur Des micro-canaux », Mémoire de Master, Université Abou BekrBelkaid Tlemcen, 2013-2014.
- [20] Benladghem djamel, « Analyse numérique de la convection forcée développe dans micro-canaux : Etude comparative entre deux conduite à parois simples et à parois ondulées », Mémoire de Master, Université Abou BekrBelkaid Tlemcen, 2013-2014.
- [21] M. Ghasemian ,Z. Najafian Ashrafi, , M. Goharkhah ,M. Ashjaee, « caractéristiques de transfert de chaleur de Fe 3 O 4 ferrofluide se écoulant dans un canal de mini constante et sous des champs magnétiques alternatifs », Vol 381, p.p 158–167,Mai 2015.

- [22] Yue-Tzu Yang , Peng-Jen Chen, « Numerical simulation of fluid flow and heat transfer characteristics in channel with V corrugated plates », Vol 46, p.p 437-445, Avril 2010.
- [23, 24] Naphon P, «Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates. Energy Convers Manag », Vol 48, p.p 1516–1524, 2007.
- [25] D. B .Tuckerman and R. F .W .Pease, « High-performance heat sinking for VISL, IEEE Electron Device Letters», Vol. EDL-2, p.p 126-129, 1981.
- [26] Groupe de Cemagref, et CEA-GETH, « Installation à charge réduite en frigorigène publication», p.p 2-5.
- [27] Jhon Pr . thom R, « Micro channel Tow phases cooling 3D-IC's p8», publication2010.
- [28] W. Qu, Mala, M. Ghand D .Li, « Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon micro-channels, International Journal of Heat and Mass Transfer », Vol43, p.p 3925-3936, 2000.
- [29] E.A.M. Elshafei, « Heat transfer and pressure loss in narrow channels with corrugated walls» P.P 279 – 290, 2008.
- [30] H. Pehlivan I. Taymaz Y. İslamoğlu, « Experimental study of forced convective heat transfer in a different arranged corrugated channel », Vol 46, p.p 106-111, juin 2013.
- [31] Ali MM, Ramadhyani S « Experiments on convective heat transfer in corrugated channels. Exp Heat Transf », Vol5, p.p 175–193, 1992.
- [32] Y. Sui, P.S. Lee , C.J. Teo, « An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section» , Vol 50, p.p 2473–2482, 2011.
- [33] M. Gradeck, , B. Hoareau ,M. Lebouché, « Local analysis of heat transfer inside corrugated channel», Vol 48, p.p 1909–1915, Mai 2005.
- [34] J.Koo and C.Kleinstreuer, « Viscous dissipation effects in micro-tubes and micro-channels, International Journal of Heat and Mass Transfer », Vol 47, p.p 3159-3169, 2004.
- [35] Zhenhui Dai, David F. Fletcher, Brian S. Haynes, « Impact of tortuous geometry on laminar flow heat transfer in micro-channels, School of Chemical and Biomolecular Engineering », University of Sydney, NSW, Australia, 2006.

[36] X.F. Peng, G.P Peterson et B.X Wang, « Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels », Experimental Heat Transfert, 7, p.p 265-283, 1994.

[37] E. Colgan, G,Furman, B Gaynes, Graham,M, W Labianca, N Magerlin, J H Poslaster , J Rothwell, B Bezama , R Martson and Schimidt « A Partical Implementation of Silicium Microchannel Coolers for High Power Chips », Invited Paper presented at IEEE Semi-Therm 21, San Jose, March 15-17 , p.p 1-7, 2005.

[38] [FLUENT User's Guide 6.3](http://www.arc.vt.edu/ansys_help/flu_ug/flu_ug.html), « http://www.arc.vt.edu/ansys_help/flu_ug/flu_ug.html », 2010.

[39] SuhasV.Pakantar, « Numerical heat transfer and fluid flow; Hemisphere publishing corporation, Etas-Unis d'Amérique », 1980.