

Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude pour obtenir le diplôme de Master

En Génie Mécanique

Option : Génie Energétique (GE)

THÈME:

*Etude Numérique des performances dynamiques et
Thermiques des Micros canaux de Différentes Formes*

Présenté par :

GOUSTO Abdessamed

MAZOUZI Abdessamed

Devant les jury :

- | | | |
|-------------------------------|--------------|--------------|
| • M ^r N. KORTI | UABB Tlemcen | President |
| • M ^r H. GUELLIL | UABB Tlemcen | Examineur |
| • M ^{me} H. SAIB | UABB Tlemcen | Examinatrice |
| • M ^r R. SAIM | UABB Tlemcen | Encadreur |
| • M ^r R. BOUCHENAF | UABB Tlemcen | Co-Encadreur |

Année Universitaire: 2014/2015

Remerciement

Nous remercions tout d'abord Dieu de nous avoir offert tous ce que nous possédons.

Ce mémoire de master est le résultat d'un travail de recherche de plusieurs mois .En préambule, nous souhaitent adresser tous notre remerciements aux personnes qui nous a apporté leur soutien et qui ont ainsi contribué à l'élaboration de ce mémoire de recherche appliquée, travail indispensable pour valider notre master 2 l'université de Tlemcen.

*Tout d'abord de grand remerciement à notre encadrants monsieur **SAIM Rachid** professeur à l'université de Tlemcen et monsieur **BOUCHENAFRA Rachid** doctorant en énergétique , pour leur aide précieuse et pour le temps qu'ils ont bien voulu nous consacrons et pour leur suivie régulier et leur conseil.*

*Nous rendons hommage à Monsieur **KORTI Nabil Abdalilah** Maitre de conférences à l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, qui témoigne par sa participation et sa présidence de ce jury de l'intérêt qu'il a bien voulu porter à ce travail.*

*Nous sommes particulièrement redevables à Monsieur **GUELLIL Hocine** et Madame **SAIB Hind** pour avoir acceptés de participer à ce jury et de nous examiner et juger notre travail.*

Nous adressons notre sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé notre réflexions durant notre recherches.



Dédicace

A nous très chers parents,

Aucun mot, aucune dédicace ne peuvent exprimer notre respect, notre considération et l'amour éternel pour les sacrifices que vous avez consentis pour nos instructions et notre bien-être.

Votre générosité et votre bonneté ont toujours été un exemple pour nous tous.

Trouver en ce travail le fruit de votre dévouement, de votre patience et l'expression de notre gratitude et notre profond amour.

Vous nous avez toujours soutenues durant toutes nos études, nous vous souhaite une vie pleine de joie de bonheur et de réussite.

A toutes notre chère famille,

A nos professeurs,

A nos chers amis,

A tous ceux que nous aime,

A tous ceux qui nous a aidés de près ou de loin,

Nous dédions ce travail avec hommage.

ملخص:

في أطروحة الماجستير هذه قمنا بدراسة عديدة للحمل المقوى لتدفق المياه داخل القنوات الصغيرة مع درجات حرارة ثابتة موحدة تطبق على الجدارين للقنوات. يوجد قناة مستطيلة وصغيرة مع الملحقات في شكل شبه المنحرف وقناة مع توسعات على شكل مستطيلات. يعتبر السائل سطحي، نيوتوني، غير قابل للانضغاط مع خصائص ثابتة .

يتم تقديم لمحات السرعة المحورية، مجال السرعة وتوزيع درجات الحرارة لعدد نسلت والكفاءة الحرارية الهيدروليكية (HTE) من النماذج الثلاثة لدرس القنوات الدقيقة لحالة من هذا النوع. لأجل هذا تم استخدام رمز القانون التجاري فلونت.

من خلال هذا التحليل، نلاحظ أن القنوات التي لها زوائد في شكل مستطيلات وشبه منحرف لها تحسن ملحوظ في الأداء الحراري الهيدروليكي لهذه الأنظمة.

كلمات البحث: حجم محدود، تدفق سطحي، الحمل المقوى، قناة مستطيلة صغيرة.

Résumé :

Les travaux de ce mémoire de Master consistent en une étude numérique de la convection forcée d'un écoulement d'eau à l'intérieur des micros canaux avec des températures uniformes constantes appliquées sur les deux parois des micros canaux à savoir : un micro canal simple, un micro canal avec des élargissements sous forme de trapèzes et un micro canal avec des élargissements sous forme de rectangles. Le fluide est considéré laminaire, Newtonien, incompressible avec des propriétés constantes.

Les profils de vitesse axiale, les champs de vitesse et de température la distribution du nombre de Nusselt, ainsi que l'efficacité thermo-Hydraulique (HTE) des trois modèles des micros-canaux étudiés sont présentés pour un cas d'exemple type. Pour cet objectif, le code commercial Fluent a été utilisé.

A travers cette analyse, on a observé que les micros canaux muni des élargissements en forme de rectangles et trapèzes améliorent considérablement les performances thermo-hydrauliques de ces systèmes.

Mots clés : écoulement laminaire, convection forcée, micro Canal rectangulaire.

Abstract:

The work of this master thesis consists of a numerical study of convection forced water flow inside the micro channels with constant uniform temperatures applied to the two wall of the channels are: a simple microchannel with extensions in the form of trapezoids and a microchannel with enlargements as rectangles. The fluid is considered laminar, Newtonian, and incompressible with constant properties.

Axial velocity profiles, velocity field and temperature distribution of the Nusselt number and the thermo-hydraulic efficiency (HTE) of the three models of the studied microchannel are presented for a case of such type. To this aim, the commercial code Fluent was used.

Through this analysis, it was observed that the micro-channel provided with extensions in the form of rectangles and trapezoids significantly improve the thermal-hydraulic performance of these systems.

SOMMAIRE:

Remerciement.....	I
Dédicace	II
ملخص	III
Résumé	IV
Abstract.....	V
Sommaire.....	VI
Liste des Figures.....	VIII
Liste des tableaux.....	XI
Nomenclature.....	XI
Introduction générale	1
CHAPITRE I : Recherche bibliographique	
Introduction	4
I.1. Etat de l'art	4
I.2. Hydrodynamique	5
I.3 Etude numérique	6
I.4. Notions sur les micros canaux	10
I.5.1. Les Matières de fabrication des micros-échangeurs	11
I.5.2. les formes des micro-canaux	12
I.5.3. Le diamètre	13
I.6. Problèmes de température des composants électroniques	14
I.7. Avantages et défis de micro canaux	16
I.8. Méthodes de fabrication pour micro canaux	17
I.9. Les microsystèmes électromécaniques	18
Conclusion.....	18
CHAPITRE II : Formulation mathématique du problème	
Introduction.....	20
II.1. Description du micro canal.....	20
II.2. Formulation mathématique du problème.....	20
II.3. Hypothèses simplificatrices.....	21
II.4. Equation de continuité.....	21

II.5. Equation des quantités de mouvement.....	22
II.6. Equation de l'énergie.....	22
II.7. Nombres adimensionnels.....	23
II.8. Conditions aux limites.....	24
II.9-Propriétés du fluide.....	26
Conclusion	26
CHAPITRE III : Simulation numérique	
Introduction.....	27
III.1.Modélisation du domaine physique.....	27
III.1.1.Présentation du préprocesseur GAMBIT.....	27
III.1.2. Interface de Gambit.....	28
III.1.3. Construction de la géométrie.....	29
III.1.4. Maillage.....	30
III.1.5. Maillage d'une face et d'un volume.....	31
III.1.6. Procédure de génération du fichier « .mesh ».....	31
III.1.7 .Incorporation des conditions aux limites.....	34
III.2.Simulation numérique du domaine physique étudié par Fluent.....	34
III.2.1. Présentation du logiciel Fluent.....	34
III.2.1.1 Ouverture du Fluent.....	35
III.2.1.2.Vérification de l'échelle.....	37
III.2.1.3.Choix du modèle laminaire.....	37
III.2.1.4. Définition des caractéristiques des matériaux.....	38
III.2.1.5. Définition des conditions aux limites.....	39
III.2.1.6.Choix de solution.....	40
Conclusion	42
CHAPITRE IV : Résultats et discussions	
Introduction	43
IV.1 Choix de maillage	43
IV.2 Partie dynamique	47
IV.2.1 Etude dynamique correspond à un nombre de Reynolds égale à 750.....	47
IV.2.2 Champ de vitesse.....	47
IV.2.3 Coefficient de frottement.....	42
IV.3 Partie thermique	57
IV.3.1 Champs de température.....	57
IV.3.2 Nombre de Nusselt	61

IV.4. L'efficacité des micros canaux HTE	66
Conclusion.....	67
Conclusion générale	68
Liste des références	70

Listes des Figures

Fig I.1. Schéma échelle de projection de composants et système de refroidissement.....	5
Fig I.2. Condensé de travaux sur l'hydrodynamique.....	5
Fig I.3. Schéma de micro échangeurs étudiés.....	9
Fig I.4. Composant Silicon chaleur à micro canaux évier avec élément chauffant pour le refroidissement.....	10
Fig I.5. Micro évaporateur en cuivre.....	12
Fig I.6. Un micro évaporateur en silice.....	12
Fig I.7. Les différentes formes géométriques des micro-canaux.....	13
Fig I.8. Diamètre hydraulique (D_h) des différentes technologies d'échangeurs.....	13
Fig I.9. Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement.....	15
Fig I.10. Micro Canaux aluminium tube plat pour échangeur de chaleur.....	15
Fig I.11. Micro-Échangeur de chaleur construit par canaux rectangulaires usinés en métal.....	16
Fig I.12. Exemples des micro-canaux pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur.....	16
Fig I.13. Micro canaux fabriqués par micro sciage la technologie.....	18
Fig II.1. Dimensions des micros canaux.....	20
Fig II.2. Schéma représentatifs des conditions aux limites.....	25
Fig III.1. Vue globale de Gambit.....	28
Fig III.2. Type de solveur.....	29
Fig III.3. Les opérations pour construire une géométrie.....	30
Fig III.4. Menu maillage d'une face et d'un volume.....	31
Fig III.5. Exemple maillage du micro canal simple sur Gambit.....	32

Fig III.6. Exemple de maillage du micro canal avec rectangles sur Gambit.....	32
Fig III.7. Exemple de maillage du micro canal avec trapèzes sur Gambit.....	33
Fig III.8. Exportation du maillage.....	33
Fig III.9. Définition des conditions aux limites sur gambit.....	34
Fig III.10. Type de résolution.....	35
FigIII.11. Vue globale de Fluent.....	36
Fig III.12. Importation de la géométrie.....	36
Fig III.13. Vérification des unités sur fluent.....	37
Fig III.14. Etablissement de l'équation d'énergie.....	38
Fig III.15. Définition des caractéristiques du fluide.....	38
Fig III.16. Définition des conditions aux limites.....	39
Fig III.17. Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée.....	40
Fig III.18. Lancement les itérations.....	40
Fig.III.19. Allure de l'évolution des résidus de calcul.....	41
Fig IV.1. Variation de la vitesse axiale pour différents maillages du canal simple à X=0.025 m.....	43
Fig IV.2. Variation de la vitesse axiale pour différents maillages du canal avec rectangles à X=0.025 m.....	44
Fig IV.3 Variation de la vitesse axiale pour différents maillages du canal avec trapèzes à X=0.025 m.....	44
FigIV.4. Variation de Nusselt pour les différents maillages pour un micro-canal simple.....	45
FigIV.5. Variation de Nusselt pour les différents maillages pour un micro-canal avec rectangles.....	46
Fig IV.6. Variation de Nusselt pour les différents maillages pour un micro-canal avec trapèzes.....	47
Fig IV.7. Contours de la vitesse axiale (rectangle ; trapèze).....	48
Fig IV.8. Sections sélectionnées.....	49

Fig IV.9. Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.0053$ m.....	49
Fig IV.10 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.0083$ m.....	50
Fig IV.11. Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.0156$ m.....	50
Fig IV.12. Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.025$ m.....	51
Fig IV.13. Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.025$ m.....	51
Fig IV.14. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inferieur pour micros canaux.....	52
Fig IV.15. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E variable.....	53
Fig IV.16. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E fixe.....	53
Fig IV.17. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E variable.....	54
Fig IV.18. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inferieur pour micros canaux.....	55
Fig IV.19. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E variable.....	55
Fig IV.20. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E fixe.....	56
Fig IV.21. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E variable.....	56
Fig IV.22. Contours de température totale.....	57
Fig IV.23. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0053$ m.....	58
Fig IV.24. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0156$ m.....	59
Fig IV.25. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0156$ m.....	59
Fig IV.26 . Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.025$ m.....	60
Fig IV.27. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0417$ m.....	60

Fig IV.28. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieur pour les micros canaux.....	61
Fig IV.29. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieur pour les micros canaux avec E variable.....	62
Fig IV.30. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieur pour les micros canaux avec E fixe.....	62
Fig IV.31. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieur pour les micros canaux avec E variable.....	63
Fig IV.32. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux ...	64
Fig IV.33. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux avec E variable.....	64
Fig IV.34. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux avec E fixe.....	65
Fig IV.35. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux avec E variable.....	65
Fig IV.36. Histogramme de l'efficacité des micros canaux étudiés.....	67

Liste des tableaux

Tableau I.1 : classification du canal selon le diamètre hydraulique.....	14
Tableau II.1 : Valeurs des vitesses correspondantes aux nombre de Reynolds choisis.....	26
Tableau II.2 : Propriétés physiques du fluide utilisé (eau) à T=300K	26
Tableau IV.1 : Efficacité des micros canaux étudiés	67

Nomenclature

Variables	Description	Unité
Cp	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
f	Coefficient de frottement	
Q	Flux de chaleur	W
T	Température	K
P_s	pression de sortie	Pa
S	Surface (Section)	m^2
L	Longueur de micro canaux	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
HTE	Heat Transfer Efficiency	
E	Hauteur du rectangle ou trapèze	μm
L	La longueur du canal	cm
H	Hauteur du canal	mm
Symboles grecs	Description	Unité
μ	Viscosité dynamique	Pa /s
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
λ	Conductivité thermique	$\text{Kg}/m.K$
ν	Viscosité cinématique	pl

Indices

f	Fluide
p	Paroi
In	Initial

Introduction générale

Il existe plusieurs applications pratiques dans lesquelles l'exigence contradictoire de la dissipation de l'énergie thermique à très haute densité est requise avec une condition de maintien de la température de la structure à un très faible niveau en vue d'un fonctionnement adéquat du dispositif en question. On rencontre ces dispositifs particulièrement dans les lasers fonctionnant à haute énergie et les circuits intégrés (CI) en microélectronique. [1]

Les microstructures sont complexes et les façons de les construire sont nombreuses et très développées à l'heure actuelle. Cependant, leur optimisation requiert de solides connaissances pour appréhender chaque facteur qui influence leurs performances. Le développement des pompes et des échangeurs adaptés à leurs échelles et aux besoins des puces futures est une voie à développer en parallèle pour améliorer l'intégration.

Les microstructures sont des solutions très prometteuses en termes d'efficacité de refroidissement pour les générations de processeurs à venir. Elles ont comme avantage la compacité, le faible besoin d'énergie, le coût relativement faible, les énormes possibilités d'intégration, etc.

La dissipation des processeurs dernière génération est d'environ $100W/cm^2$. Celle des diodes laser à haute puissance ou des gros transistors atteint facilement $500W/cm^2$ et les nouvelles générations d'appareils à rayonnement X vont atteindre $2000W/cm^2$. Le fonctionnement normal de ces appareils est conditionné par le maintien de leur température, généralement, inférieure à $100^\circ C$. Pour ce faire, il est impératif d'évacuer la puissance thermique générée par effet Joule dans ces dispositifs d'une manière appropriée. Cela nécessite des systèmes de refroidissement adaptés à ces flux de chaleur très intenses. Le refroidissement à l'air forcé des puces est actuellement à la limite de ces performances et le recours à des moyens plus performants s'impose de plus en plus de nos jours devant l'évolution galopante de la miniaturisation électronique. Le refroidissement avec de l'eau en utilisant des échangeurs à micro canaux (Micro Channels Heat Sink ; auxquelles nous nous référons dorénavant par l'abréviation MCHS) devient alors la solution alternative privilégiée qu'il faudrait optimiser désormais.

Les potentialités de refroidissement par micro canaux ont été démontrées pour la première fois en 1981 par Tuckerman et Pease [2]. Des expériences effectuées par Tuckerman et Pease ont montré la possibilité d'extraire une puissance thermique de $790W/cm^2$ à travers un radiateur à micro canaux refroidi à l'eau en convection forcée et

régime laminaire tout en maintenant la température maximale du MCHS à seulement 71.1°C au-dessus de la température d'eau à l'admission.

De cet exploit, il s'en suivra plusieurs études théoriques, expérimentales et de simulations numériques pour essayer de définir des méthodes d'optimisation de ces microstructures (nombre de canaux, largeur, hauteur, débit, pertes de charges, résistance thermique globale, trajet de l'écoulement, etc.). Compte tenu de la complexité de ces microstructures, en général, et des micro-radiateurs en particulier, les recherches d'optimisation se sont concentrées exclusivement sur les régimes d'équilibre thermodynamique. En outre les techniques numériques utilisées pour les simulations dans le domaine de ces recherches se sont généralement limitées aux méthodes des différences finies (FDM) et ceux des éléments finis (FEM).

A ce jour, aucune étude hors équilibre thermodynamique n'a été élaborée, ni expérimentalement ni numériquement dans le cadre des études d'optimisation de ces microstructures. Ceci est dû au fait que les besoins réels ne se sont pas encore fait sentir pour l'étude des régimes transitoires à l'heure actuelle compte tenu des moyens matériels relativement onéreux nécessaires pour les études par expérimentations et simulations. En effet, les études expérimentales des régimes non permanents nécessitent des bancs d'essai sophistiqués dotés d'instruments de mesures très performants. Tandis que les simulations numériques basées sur des schémas implicites demandent des mémoires de stockage très élevées, par contre les méthodes explicites classiques nécessitent des ordinateurs très rapides. Cette dernière contrainte peut être résolue partiellement par la technique de modélisations numériques dites TLM (Transmission Line Matrix) connue comme étant une méthode explicite et inconditionnellement stable. L'objectif de cette dissertation s'attache à l'application de la TLM pour l'investigation du transfert thermique dans les systèmes de refroidissement à micro canaux.

Un système typique de refroidissement à microstructures se compose essentiellement d'un radiateur classique à grande échelle et d'une pompe branchée en circuit fermé à une série de micro canaux. L'objet à refroidir (CI, puces etc.) peut être directement gravé dans le substrat constituant les micros canaux ou simplement attaché étroitement à ce dernier par collage ou autres procédés mécaniques. La chaleur est transmise par conduction à travers les micros canaux ensuite elle est transférée par convection au fluide de refroidissement. Le fluide caloporteur ainsi échauffé va être refroidi dans le radiateur classique monté en série pour être recyclé de nouveau. Le transfert de l'énergie calorifique entre le fluide chaud et le

Radiateur est effectué par convection forcée selon les méthodes classiques pour être ensuite évacué au milieu environnant par convection et/ou rayonnement thermique.

Le but de notre travail est d'étudier par simulation numérique le comportement dynamique et thermique de l'eau dans des micros 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, nous présentons 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 numériques, avec des interprétations.

Finalement, une conclusion générale qui résume notre travail suivie des perspectives.

Chapitre I

Recherche bibliographique

Introduction :

Le concept des micro-canaux n'est pas nouveau puisqu'il a été introduit vers 1980 par les chercheurs Tuckerman et Pease [2]. Pour démontrer le potentiel de refroidissement de ces structures, ils ont fabriqué un échangeur de 1 x 1cm² en silicium, composé de canaux et d'ailettes de 0.05mm de largeur pour une hauteur de 0.3mm, soit 50 canaux en tout. En utilisant de l'eau comme fluide caloporteur, cet échangeur était capable de dissiper 790W/cm² en ayant un écart maximal de température de 71°C au niveau du composant chauffant par rapport à la température de l'eau. Compte tenu du faible débit employé de 500mL/min, la perte de charge de l'échangeur à ce débit valait 2.14 bar. La résistance thermique de cet échangeur est donc de 0.089 °C/W.

Les échangeurs à micro canaux/microstructures constituent donc une méthode innovante pour le transfert de grosses puissances thermiques issues de petites surfaces vers un fluide caloporteur.

L'échangeur est couramment fabriqué dans un matériau à haute conductivité thermique comme l'aluminium, le cuivre ou le silicium. Ces canaux sont réalisés par micro-usinage et autres techniques complexes de micro fabrication tel que l'ablation laser, le plasma, l'épitanie, la gravure chimique, l'érosion, le dépôt de vapeur, etc... Ils ont des dimensions de passage qui varient de 1mm à 0.001mm dans lesquels circulera un fluide chargé d'évacuer la puissance absorbée vers un radiateur ou un condenseur. Ces échangeurs combinent à la fois une énorme surface d'échange par rapport à leurs dimensions générales (rapport surface/volume important), un très grand coefficient d'échange convectif, un faible encombrement, une faible masse et enfin un faible besoin en débit (de quelques mL/min à 1L/min en général). Toutes ses caractéristiques attrayantes les rendent tout à fait adaptés pour être intégrés facilement et pour refroidir efficacement les processeurs, les lasers, les gros électro-aimants, etc. [3]

I.1. Etat de l'art :

L'utilisation de refroidisseurs à micro canaux pour les composants électroniques a été proposée en premier lieu par Tuckerman et Pease. Ils ont analysé le régime laminaire établi dans des canaux de section rectangulaire réalisés en silicium. Après les recherches de Tuckerman et Pease, beaucoup de recherches ont étudié l'écoulement et le transfert thermique dans des micros canaux comme, indiquée ci-dessous : [4]

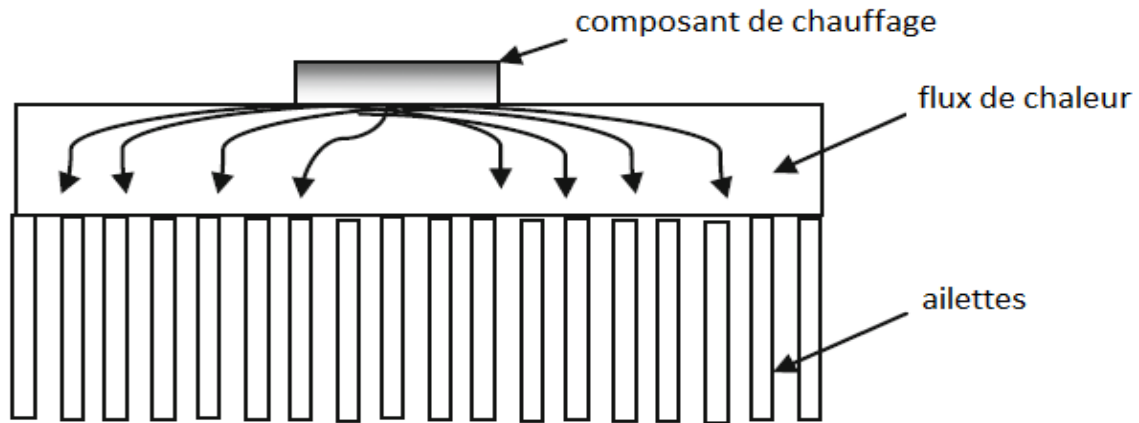


Fig I.1 Schéma de l'échelle de projection de composants et système de refroidissement [4]

I.2. Hydrodynamique :

Il existe beaucoup d'articles sur les études expérimentale et numérique de micro-écoulements qui ont été conduites pour caractériser les pertes de pression des écoulements de l'eau dans des micros conduites lisses[5].

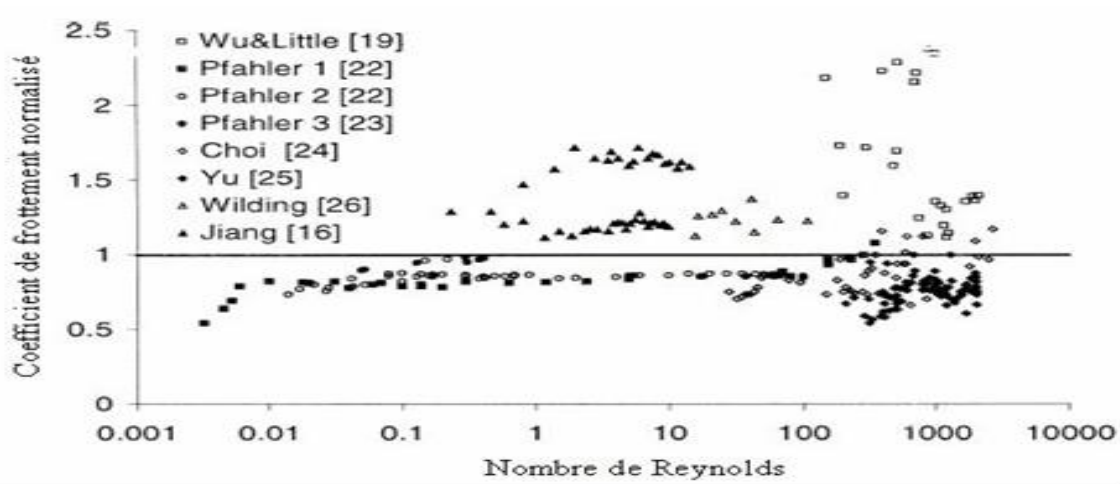


Fig I.2. Condensé de travaux sur l'hydrodynamique [5].

Il apparaît clairement sur la figure (I.2), qu'en ce qui concerne les écoulements micro fluidiques ($Re < 100$), les résultats obtenus sont pour le moins divergents avec les théories classiques, mais aussi contradictoires entre eux. A la lumière de cette figure, on peut classer les travaux présentés dans la littérature en trois catégories à partir d'une analyse du nombre de Poiseuille normalisé Po^* défini comme le rapport du nombre de Poiseuille expérimental sur le nombre de Poiseuille théorique :

$$Po^* = Po_{exp} / Po_{théo} \tag{I.1}$$

1. $Po^* < 1$. Sous-estimé par rapport à la théorie

2. $Po^* > 1$. Surestimé par rapport à la théorie

3. $Po^* = 1$. En accord avec la théorie.

Les trois cas sont présents dans la littérature :

$Po^* < 1$: **Pfahler et al. [6]** ont trouvé des nombres de Poiseuille normalisés inférieurs à 1 pour des canaux de dimensions microscopiques (de section rectangulaire 53pm de largeur, 135pm de profondeur). **Wilding et al. [7]** ont également trouvé des nombres de Poiseuille normalisés inférieurs à 1.

$-Po^* > 1$: **Papautsky et al. [5]** ont décrit le comportement liquide dans les micros canaux rectangulaires en utilisant un modèle numérique basé sur la théorie des fluides micropolaires qui augmente les lois classiques de la mécanique des milieux continus. Le modèle numérique prévoit les données expérimentales 47% mieux que la théorie classique de Navier-Stokes.

I.3 Etudes numériques :

H.M. Mohammed et al. [8] 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 [9]**. 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 ont été analysées. Les résultats montrent que le transfert de chaleur diminue avec le nombre Grashoff jusqu'à un certain point.

Fung-Bao et al [10] 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. [11] 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 [12] ont mené une étude numérique du transfert de chaleur et 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.

En 1990, **Pfahler et al. [13]** ont continué cette étude. Ils ont présenté des mesures du Coefficient de frottement à partir des différentes études expérimentales sur des écoulements liquides dans trois canaux de faible section rectangulaire s'étalant de 80 à 7200 μm . L'isopropanol (liquide polaire) était le premier liquide de fonctionnement. Leurs objectifs étaient de déterminer l'échelle de longueur en dessous de laquelle l'hypothèse de continuité n'est plus valable et de vérifier la concordance des équations de Navier-Stokes avec le comportement observé de l'écoulement. Ils ont montré que pour les canaux larges. Leurs observations coïncident avec les résultats déduits des équations de Navier-Stokes. Cependant, pour les canaux de taille plus faible, une déviation considérable est notée.

Plus tard, **Peng et Peterson [14, 15 et 16]** ont mené des recherches expérimentales sur le transfert thermique de convection forcée monophasique et les caractéristiques d'un écoulement d'eau dans des micros canaux rectangulaires : de petite taille. De diamètre hydraulique compris entre 0.133 — 0.367 mm et de différentes configurations géométriques. Ils ont montré l'influence de ces diamètres sur le transfert thermique. Ils ont noté aussi que la forme des canaux n'a pas d'influence sur les régimes d'écoulement (laminaire ou turbulent). Cependant. Ils ont

constaté que le transfert thermique. En régime laminaire. Dépend du rapport du diamètre hydraulique sur la distance qui sépare le micro canaux. En se basant sur les résultats déjà cités.

Mala et Li [17] ont mené des études sur des tubes de différentes longueurs et de diamètre intérieur compris entre 50 et 254 μm . Ils ont étudié l'effet de la double couche électrique (modèle décrivant la variation du potentiel électrique aux abords d'une surface) sur la surface solide, le transfert thermique et l'écoulement du liquide dans les micros canaux. Ils ont noté que la double couche électrique modifie les profils de vitesse et diminue la vitesse moyenne ce qui entraîne une augmentation de la chute de pression et une Diminution du taux de transfert thermique.

Weilin et Mala [18] ont étudié l'écoulement dans des micros canaux de section trapézoïdale dont les diamètres hydrauliques sont compris entre 51 et 169 μm . ils ont mis en évidence une différence significative entre les résultats expérimentaux et la théorie, qui va dans le même sens que les études précédentes. Ils proposent un modèle comportemental rugosité/viscosité afin d'interpréter ces différences.

Colgan et al [19] ont présenté une étude expérimentale qui prouve un changement radical dans l'implémentation des micros canaux avec multiple entrées et sorties. Le nombre de Nusselt obtenu est supérieur à 25. Le coefficient de transfert convectif était de l'ordre de 130.000 $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$, quoique le coefficient de frottement associé était considérablement grand ainsi que les entrées et les sorties ont conservé l'étendue du flux à 3mm seulement.

Şağp et Adrian [20] ont étudié expérimentalement la transition de l'écoulement laminaire au turbulent dans les micros tubes lisses en verre de 50 μm à 247 μm de diamètres avec des liquides de différentes polarités (eau dé-ionisée. solution de glycérol et 1-propanol). Cette étude situe la transition en micro tubes à des Reynolds voisins de 2300 quels que soient le diamètre des tubes et h polarité du fluide utilisé.

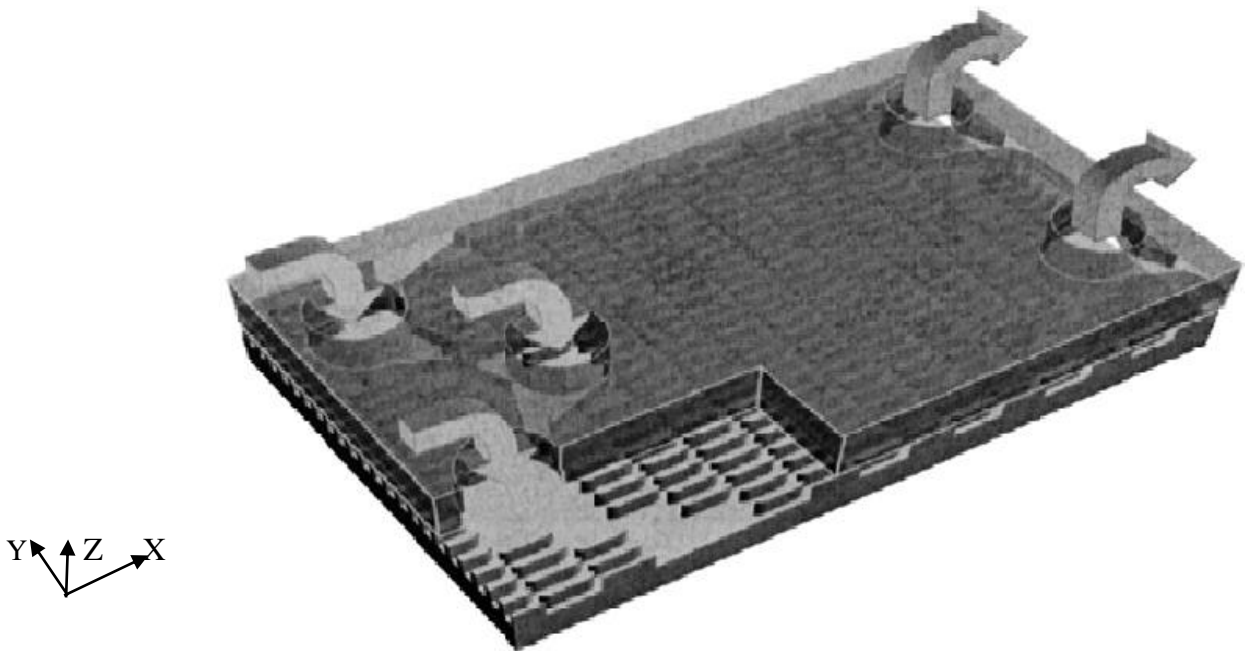


Fig I.3. Schéma de micro échangeurs étudiés.

Zeighami et al [21]. Ont étudié la transition d'un écoulement laminaire d'eau vers la turbulence dans un micro canal. Leurs travaux ont indiqué que la transition de l'écoulement a eu lieu à une transition du nombre de Reynolds qui est moins de 2200 due à la surface rigoureuse et la viscosité. Jusqu'à maintenant les travaux analytiques n'ont pas pu déterminer la transition du nombre de Reynolds à l'échelle microscopique. Cette transition petit être étudiée uniquement par la voie expérimentale. Zeigharni et al ont généré un domaine de vecteurs dans un micro canal de dimensions $150 \mu\text{m} \times 100 \mu\text{m} \times 1 \text{cm}$. Des domaines de vitesses ont été générés à $Re= 200, 720, 1200,$ et 1600 : à l'exception de $Re 1600$ où les vitesses semblent stables et parallèles, c'est à ce stade l'écoulement a commencé de se trembler. Les vitesses fluctuent est deviennent assez asymétriques.

En 2004. **croce et D'Agaro [22]** ont étudié l'effet de la rugosité sur les pertes de charge et le coefficient de transfert convectif dans des tubes et des canaux rectangulaires en régime laminaire. Ils constatèrent que la rugosité influe beaucoup sur les pertes de charges (constatation contraire au comportement des échangeurs classiques en régime laminaire) pendant que l'influence de cette dernière sur le nombre de Nusselt s'avéra très faible.

Charef Khodja et Soudani [23] ont mené une étude numérique sur le comportement hydrodynamique et des transferts thermiques par convection forcée de l'eau circulant dans un micro canal rectangulaire de hauteur allant de $100 \mu\text{m}$ à 1mm . Le nombre de Reynolds est compris entre 50 et 10000. La simulation a été effectuée à l'aide du code de calcul "Fluent" qui

est basé sur la Méthode des Volumes Finis. L'étude numérique indique que l'évolution numérique du coefficient de frottement, pour des écoulements laminaires et turbulents dans des micros canaux lisses est bien prévue par les lois classiquement utilisées aux échelles conventionnelles. 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 de hauteur où il a été noté une forte diminution des valeurs de Nu.

Qu et al. [24] ont étudié les caractéristiques de l'écoulement d'eau dans des micros canaux de section trapézoïdale rugueux en silicium, dans une gamme de diamètres hydrauliques allant de 51 μm à 169 μm et la rugosité relative ε_r (hauteur d'une rugosité divisée k par le diamètre du tube D_h) s'étend de 3.4% à 5.7%. Les nombres de Reynolds considérés dans cette étude sont compris entre 0 et 1500. Ils ont indiqué que le coefficient de frottement d'écoulement était 8 à 38% plus élevé que ceux donnés par la théorie conventionnelle

Pfund et al. [25] ont mesuré la chute de pression dans un écoulement d'eau dé-ionisée à travers des canaux rectangulaires rugueux de 257 μm de hauteur. Ils ont trouvé un nombre de Poiseuille normalisé de 1,26 pour une rugosité relative moyenne de 1,5%.

I.4. Notions sur les micros canaux :

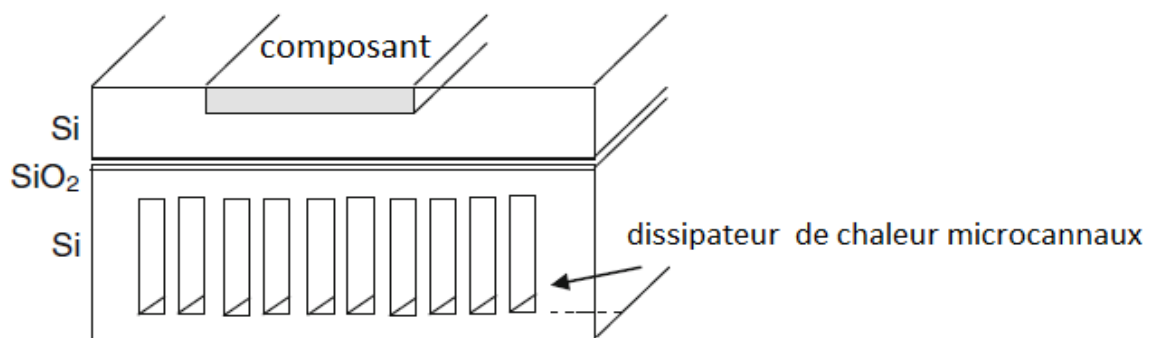


Fig I.4. Composant Silicone chaleur à micro canaux évier avec élément chauffant pour le refroidissement [4]

Dans la plupart des cas, lorsque les exigences de refroidissement sont plus de 100 W/cm², ils ne peuvent pas être facilement remplis soit par simple systèmes de refroidissement par eau ou par air de refroidissement. Dans de nombreuses applications, à dissiper le flux de chaleur élevé des composantes, les dissipateurs de chaleur requise doivent être plus grands que les composants eux-mêmes. Néanmoins, les points chauds apparaissent en

général, et les niveaux de flux de chaleur non uniformes sont observés au niveau de dissipateur de chaleur. Ceci a motivé les chercheurs à développer de nouveaux puits de chaleur qui peuvent être directement intégrés à l'arrière de la source de chaleur pour le retrait uniforme de flux de chaleur, Ce dissipateur de chaleur est généralement réalisé en silicium couche d'oxyde afin de maintenir le composant électriquement isolée. Rectangulaire très étroite les canaux sont formés avec des ailettes dans l'ordre du micromètre qui assurent une chaleur uniforme absorbant le flux en faisant circuler un fluide froid à travers les micro canaux rectangulaires. De la loi de refroidissement de Newton, nous savons que pour une différence de température fixe, le flux de chaleur dépend du produit de hA , où h est le coefficient de transfert de chaleur et A est l'aire de surface de transfert de chaleur. La zone de transfert de chaleur peut être augmentée en utilisant des micros canaux de la chaleur générée du corps (surface de la puce). Le comportement de l'écoulement de l'eau à l'intérieur des canaux est déterminé par le diamètre hydraulique du canal et canaliser par la surface de section transversale. Pour obtenir le transfert de chaleur élevée, un plus petit diamètre hydraulique et une plus grande surface de transfert de chaleur de la chaîne sont préférés. L'augmentation de surface en coupe transversale de la surface de chauffage augmente le taux de transfert de chaleur. Ces exigences peuvent être ajustées avec micro canaux de prochaine génération qui auront un diamètre hydraulique plus grand mais qui fournissent une section transversale plus grande ainsi un coefficient de transfert de chaleur élevée. [2]

I.5.1. Les Matières de fabrication des micro-échangeurs :

a) Le cuivre :

Il y a beaucoup de matières pour la fabrication des échangeurs thermiques ou les Micro échangeurs ; et ces matières dépendent de leur conductivité thermique comme le Cuivre qui Transfère la chaleur avec la conductivité thermique $\lambda = 390 [W.m^{-1}.k^{-1}]$. [26]

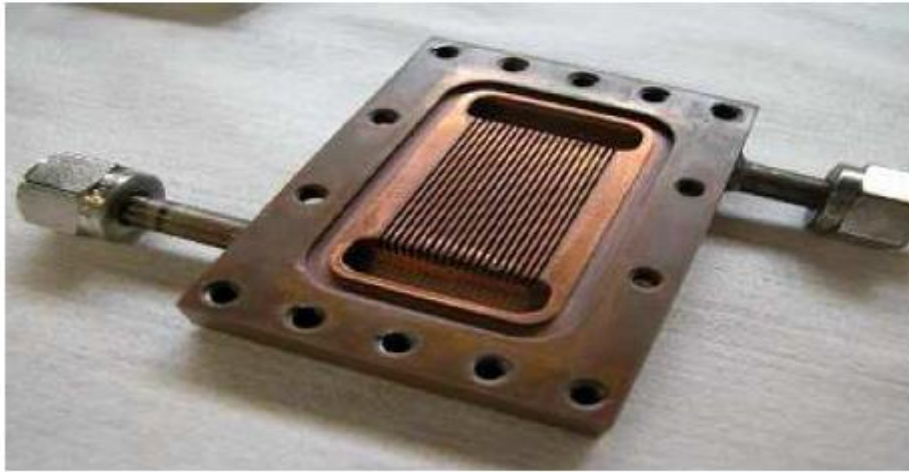


Fig I.5. Un Micro évaporateur en cuivre. [26]

b) Le Silicium : il transfère la chaleur avec la conductivité thermique $\lambda = 149 \text{ [W}\cdot\text{m}\cdot\text{K}^{-1}\text{]}$.

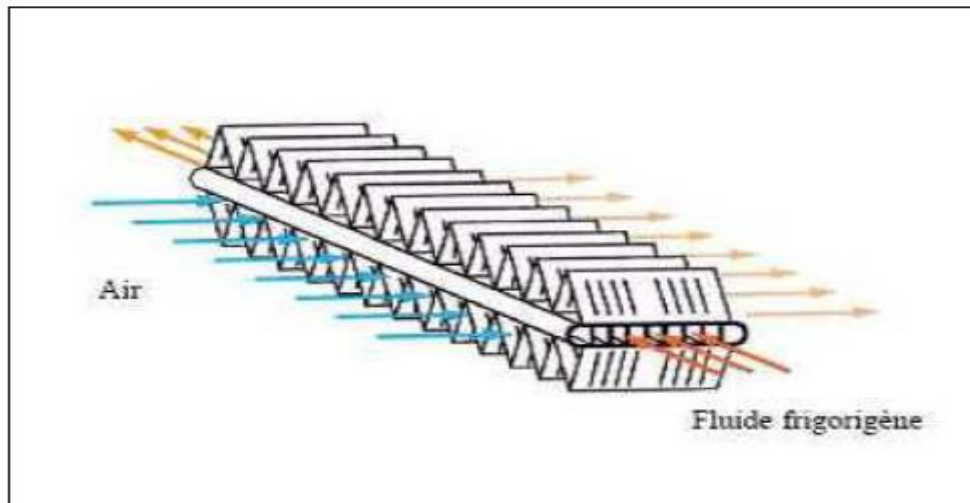


Fig I.6. Un micro évaporateur en silice. [26]

I.5.2. les forme des micros canaux :

Différentes techniques possibles d'usinage de l'acier et de cuivre sont disponibles pour faire les géométries suivantes :

Les différentes formes existant pour l'étude d'un canal, utilisé pour la conception d'un micro échangeur de chaleur dans les machines frigorifiques à micro canaux, Il y a trois dimensions de la configuration des géométries des dimensions ou des diamètres hydrauliques de $247.2 \mu\text{m}$ et $400 \mu\text{m}$ et $229.2 \mu\text{m}$ respectivement de la section circulaire trapézoïdale triangulaire et on prend le long du micro-canal 1 mm , la figure ci-dessus montre les structures. [27]

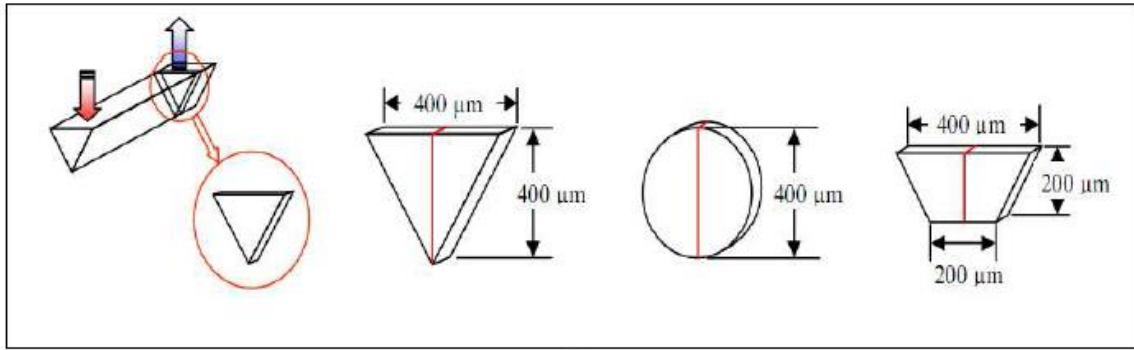


Figure I.7. Les différentes formes géométriques des micro-canaux. [27]

I.5.3. Le diamètre :

Le diamètre des canaux est l'un des facteurs qui doit être pris en compte à la fabrication des micro-échangeurs. Leur conception est de réduire la taille des échangeurs à de très petites échelles en ayant le même niveau de performances. Les différents micro-échangeurs sont classés par ordre de grandeur du diamètre des canaux. [28].

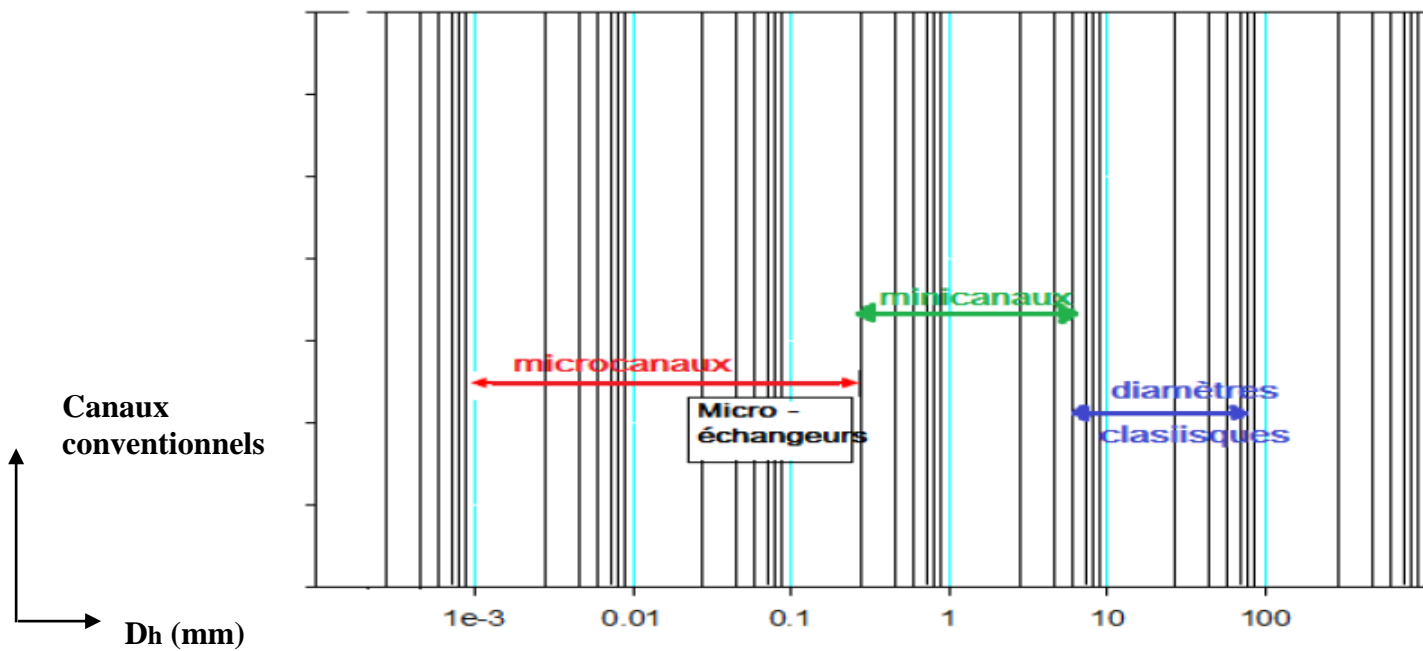


Fig I.8 : Diamètre hydraulique (D_h) des différentes technologie d'échangeurs. [28]

Le tableau suivant montre d'une façon claire les différents diamètres appliqués pour l'étude d'un micro-échangeur.

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	$0.0001 \text{ mm} > D_h$

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

I.6. Problèmes de température des composants électroniques :

L'augmentation de la fréquence de fonctionnement et l'explosion de projets de miniaturisation a engendré plusieurs problèmes dus à l'augmentation considérable du flux de chaleur généré par les composants électroniques. Si la chaleur n'est pas dissipée en temps voulu, la température de jonction sera supérieure à la température de fonctionnement maximale mentionnée par le constructeur et le contrôle thermique devient donc de plus en plus complexe l'influence de la température se manifeste sur :

- Les performances électriques : la température peut être une valeur limite au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti, des dérives des paramètres provoquent une diminution des performances pouvant aller jusqu'à la défaillance.
- Le packaging soumis à des gradients de température très importants. Il existe des températures critiques pour lesquelles se produisent des changements d'état, de structure physique. Le fluage et le relâchement des contraintes dans les matériaux sont accélérées par la température et peuvent conduire à des ruptures d'éléments.
- Les cycles thermiques, auxquels sont soumis des matériaux reliés entre eux et de coefficient de dilatation différent, induisent à des forces très importantes qui peuvent conduire à une rupture instantanée ou créer une fatigue qui provoque une rupture à long terme. [29]

Le packaging et la gestion thermique dans les équipements électroniques qui sont devenus des enjeux importants en raison de l'augmentation des niveaux de puissance et la miniaturisation des dispositifs. Avec l'arrivée de conditionnements plus denses et des fréquences de fonctionnement plus élevées, le coût, la fiabilité et la taille ont été améliorés, mais, la gestion thermique n'a pas suivi suffisamment cette évolution.

L'évolution des techniques de refroidissement est étroitement liée à l'augmentation de la puissance thermique et de la complexité des circuits électroniques. La tendance de l'industrie électronique est de dissiper plus de puissance dans des petits modules et créer des défis de gestion thermique croissants. La densité de flux atteint les 50 W/cm^2 dans les nouvelles générations de microprocesseurs, quant aux convertisseurs d'électronique de puissance leur volume s'est vu réduire d'une manière importante. [29]

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

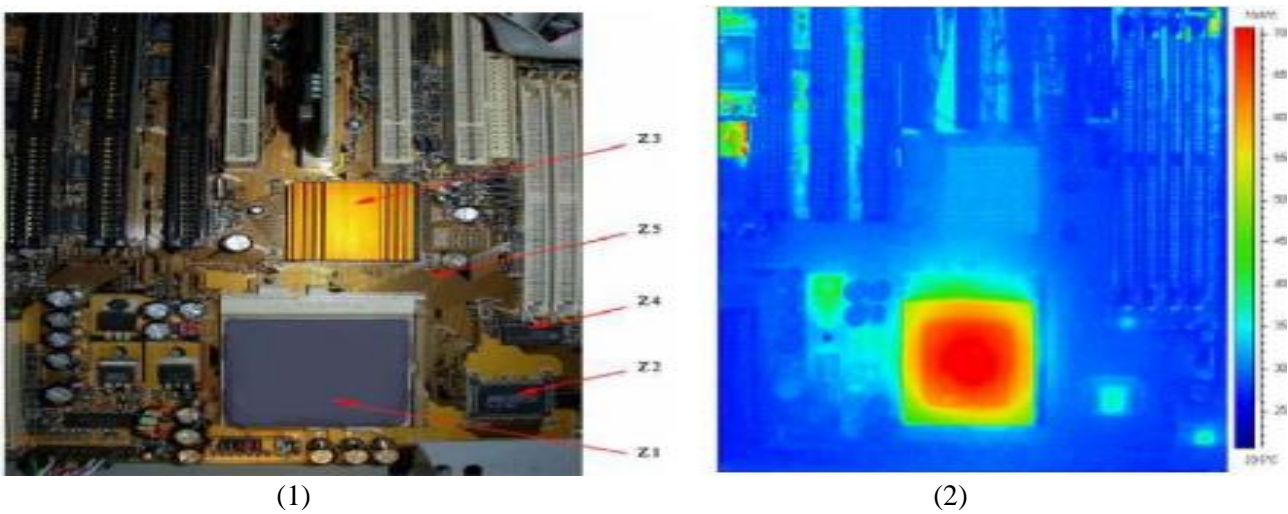


Fig I.9. Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement [1]

(1) : Image d'une carte mère (2) : Thermographie infrarouge



Fig I.10. Micro Canaux aluminium tube plat pour échangeur de chaleur [30]

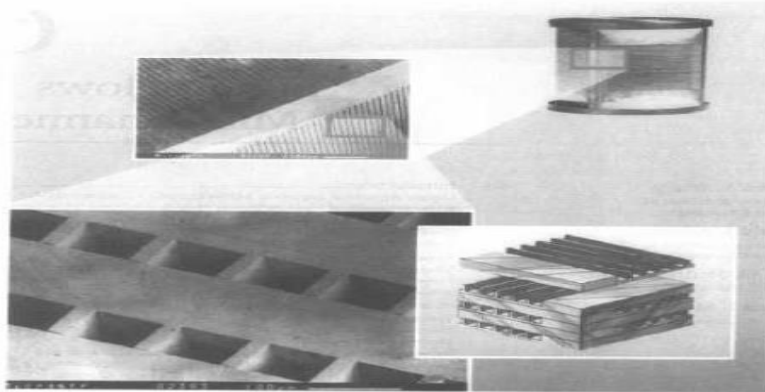


Fig I.11. : Micro-Échangeur de chaleur construit par canaux rectangulaires usinés en métal

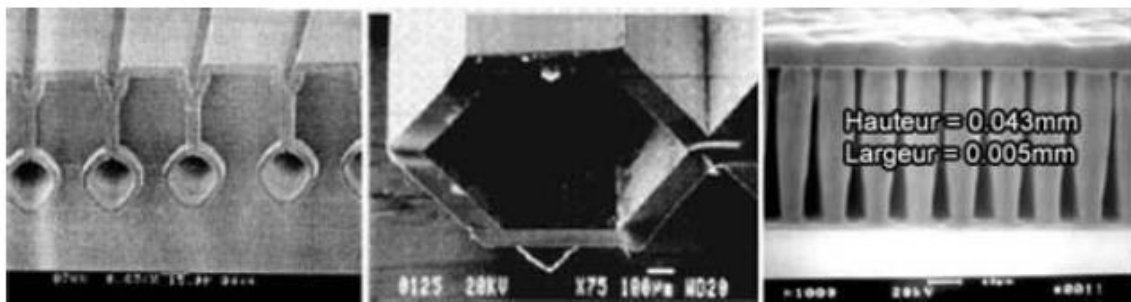


Fig I.12 exemples des micro-canaux pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur. [31]

I.7. Avantages et défis de micro canaux :

Le Débit en micro canaux a été largement étudié au cours des deux dernières décennies dans la recherche d'efficacité, un refroidissement plus rapide de dispositifs électroniques à haute densité de puissance. Comme discuté ci-dessus, l'avantage de micro canaux réside dans leur transfert de chaleur élevé coefficient et la capacité de réduire la taille des échangeurs de chaleur de manière significative. Autre avantages sont leur poids réduit, faible niveau des stocks, et l'utilisation réduite des matériaux. La diminution des diamètres de micro-canaux se traduisent par plusieurs échangeurs de chaleur compacts et un transfert de chaleur plus élevé des coefficients par une plus grande surface par unité de volume. Micro canaux ont des applications pratiques dans l'ensemble des domaines hautement spécialisés, tels comme la bio-ingénierie et des systèmes fluidiques micro fabriqués, micro pompes et Microheat tuyaux. Par exemple, la compacité et de faible poids de micro canaux ont tourné vers l'industrie automobile micro échangeurs de chaleur, et des micros canaux aujourd'hui ont presque totalement remplacé tubes

circulaires dans les condenseurs automobile et échangeurs de chaleur avec des diamètres hydrauliques de l'ordre de 1 mm. Plus récemment, micro canaux ont été appliquées avec succès pour la climatisation automobile systèmes, les piles à combustible, et de la microélectronique. Les principaux défis de micro canaux sont les difficultés de fabrication et de filtrage de haute qualité du fluide de travail nécessaire pour s'écouler à travers les canaux. La chute de pression élevée et le pompage puissance requise sont également considérés comme des défis de micro canaux. [3]

I.8.Méthodes de fabrication pour micro canaux :

Les Micros canaux sont fabriqués par une variété de procédés en fonction des dimensions et les matériaux utilisés. Les matériaux courants utilisés pour micro canaux sont le silicium, de la silice, polycarbonate / poly imide, du plastique ou du métal. Configurations de base sont micro canaux des sections transversales rectangulaires, semi-circulaires, triangulaires, ou trapézoïdales, qui sont largement rapportés dans la littérature et sont résumés par Nguyen et Werely (2002). Autre géométriquement micro canaux complexes peuvent offrir des performances plus attrayant, mais ils ne sont pas encore été étudiés. Depuis la première démonstration de micro canaux par Tuckerman et Pease (1981), un certain nombre de procédés de fabrication de micro canaux sont devenus des approches de traitement standard dans ce domaine. Ces méthodes peuvent être divisées en deux groupes, les technologies conventionnelles et les technologies modernes, comme représenté sur la Fig. I.13. La Technologies de fabrication classiques comprend des méthodes telles que microdéformation, micro-sciage, micro-fraisage, et découpe les Micro canaux moderne. Les techniques de fabrication comprennent MEMS (systèmes micro-électro-mécaniques) méthodes, micro-usinage laser, usinage par électroérosion, et de micro-moulage. La technologie MEMS a augmenté de façon spectaculaire aux côtés de la technologie des semi-conducteurs et est la technologie la plus largement utilisée dans les laboratoires de recherche. Récemment, laser la technologie de micro-usinage a gagné le feu des projecteurs en raison de la méthode de bas incertitude et son potentiel de fabrication de fabriquer un nombre illimité de géométries. Cette section mettra l'accent sur les microdéformation, micro-sciage, profonde RI-gravure et laser technologies de micro-usinage, qui sont largement utilisés dans les fabrications. [4]

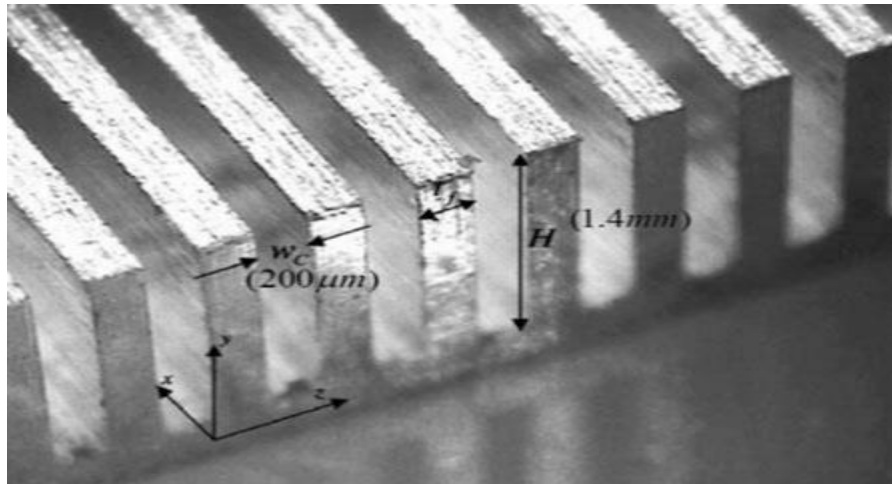


Fig I.13. Micro canaux fabriqués par micro sciage la technologie. [4]

I.9. Les microsystèmes électromécaniques :

Une grande partie de la recherche actuelle dans les MEMS se concentre sur un groupe de micro fabrication de lot méthodes qui se posent dans le secteur des semi-conducteurs. De nombreuses technologies sont incluses parmi les MEMS méthodes : gravure humide, la gravure sèche, LIGA (Lithographie, Galvanoformung et Abformung) et gravure ionique réactive profonde (DRIE). Cette section se concentrera sur la technologie DRIE, qui est le plus largement utilisé parmi les technologies MEMS. Comme le montre le tableau 1.1, rectangulaire, circulaire, triangulaire, ou canaux trapézoïdaux peuvent être fabriquées en utilisant la technique du type DRIE. Cette technologie est applicable à du métal, le silicium, le verre et d'un grand choix de tailles de canal, de l'échelle nanométrique à l'échelle millimétrique. En outre, la technologie présente l'avantage d'une faible incertitude de fabrication. Cependant, la technologie DRIE n'est pas bien adaptée pour une utilisation dans les domaines industriels en raison de son chronophage processus. Le processus de la technologie de DRIE représenté sur la Fig. 1.6 est la suivante : (1) Dépôt Photo Résistance (PR) important sur l'échantillon en utilisant un procédé de pulvérisation ; (2) Exposer l'échantillon à la lumière UV ; (3) Former les canaux par le processus de DRIE ; (4) Joignez-vous à un couvercle avec l'échantillon par liaison anodique. [4]

Conclusion :

Dans ce chapitre, plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement.

Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes traditionnelles de refroidissement par convection naturelle et forcée avec des écoulements gazeux et liquides. Les chercheurs ont mené des études

analytiques, numériques et expérimentales pour mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique. Les résultats de leurs recherches sont parfois très dispersés, voir même contradictoires aussi bien pour les caractéristiques de l'écoulement que pour le transfert thermique. Certaines études mettent en évidence une augmentation des transferts thermiques. Plusieurs chercheurs attribuent cette augmentation à la réduction de la viscosité du liquide, d'autres la concèdent à la miniaturisation des dimensions. Différentes interprétations ont été détaillées pour expliquer certains changement de comportement et différentes questions ont été posées afin d'éclaircir ces contradictions à savoir les limite de validité d'utilisation des systèmes de plus en plus complexes. C'est dans ce contexte, qu'on va mener cette étude en simulant un écoulement convectif forcé dans des micros canaux munis de changement de section transversale, ce dernier va attribuer dans le but d'améliorer les performances de refroidissement.

Chapitre II

Formulation Mathématique du problème

Introduction

L'objet de ce chapitre est de présenter la géométrie du problème considéré et les équations qui gouvernent le phénomène de la convection en régime laminaire : la conservation de masse (la continuité), de quantité de mouvement (Navier-Stokes), de l'énergie pour le fluide, ainsi que les conditions aux limites pour chaque grandeur.

II.1. Description du micro canal :

Le premier micro canal à étudier étant rectangulaire, il a 5cm de longueur, 1mm de largeur et de 0.1mm d'épaisseur, soit donc la géométrie (a), les deux autres micros canaux sont munis d'un changement périodique de section transversale (rectangle – trapézoïde).

L'un avec des fossettes de hauteur de $4\ \mu\text{m}$ dans la paroi inférieure qui est la géométrie (b), et l'autre est muni d'une expansion transversale de section de longueur de $4\ \text{mm}$, et de construction de section de $1.26\ \text{cm}$ de longueur. La profondeur de la cavité rectangulaire est de l'ordre de $4\ \mu\text{m}$, soit donc la géométrie (c).

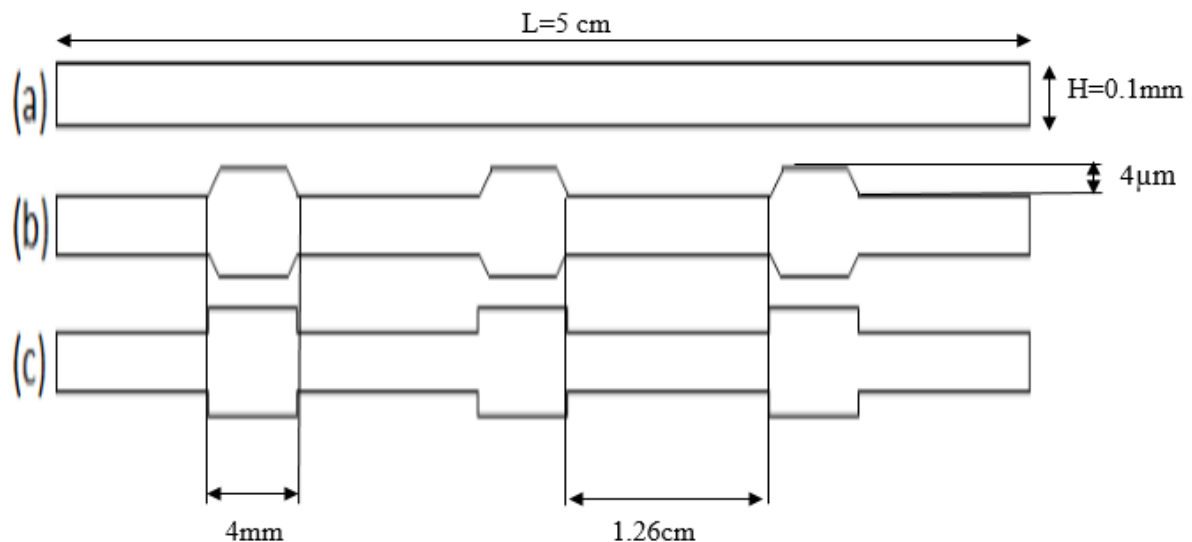


Fig. II.1 Dimensions des micros canaux étudiés. [39]

II.2. Formulation mathématique du problème :

Le régime laminaire engendré par des transferts de chaleur au voisinage des surfaces chauffées a été largement étudié théoriquement et expérimentalement. En mécanique des fluides en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser les lois de la conservation qui sont :

- ✓ Loi de conservation de la masse ou l'équation de continuité.
- ✓ Deuxième loi de Newton (principe de conservation de quantité de mouvement) ou les équations de quantité de mouvement.
- ✓ Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique) ou l'équation d'énergie.

Dans le cas d'un écoulement laminaire, les problèmes d'écoulement de fluide peuvent être traités par les résolutions de l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et l'équation de l'énergie.

II.3. Hypothèses simplificatrices :

De façon à obtenir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, on suppose :

- * L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- * Le fluide est newtonien et incompressible.
- * L'écoulement engendré dans le canal est laminaire.
- * Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- * Les propriétés physiques du fluide sont constantes.

II.4. Equation de continuité :

Le principe de conservation de masse peut être formulé comme suit : L'accumulation de la masse dans un volume donné par unité de temps est égale à la différence entre les masses qui entrent et celles qui sortent du volume infini. Il est exprimé par l'équation de continuité comme suit :

$$\nabla(\rho\vec{v}) = 0 \quad (\text{II.1})$$

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right) = 0 \quad (\text{II.2})$$

Avec :

ρ : Masse volumique en kg/m^3

\vec{v} : Vecteur vitesse en m/s

II.5. Equation de la quantité de mouvement :

D'après la loi fondamentale de la mécanique, les forces appliquées à un système sont les sources de quantité de mouvement. Ces forces se divisent en deux catégories :

- Les forces de volume qui proviennent des forces extérieures : forces de pesanteur, forces d'Archimède (convection mixte et naturelle) et forces électromagnétiques (dans les fluides chargés électriquement).
- Les forces de surface : définies par le tenseur des contraintes.

Dans le cas où la viscosité dynamique μ est constante, l'équation de bilan de la quantité de

Mouvement s'écrit :

Suivant x :

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

Suivant y :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

II.6. Equation de l'énergie :

D'après le premier principe de la thermodynamique, les sources d'énergie appliquées au système sont formées par :

- la puissance des forces extérieures au domaine,
- le flux de chaleur fourni par le milieu extérieur à travers la surface,
- la puissance calorifique créée à l'intérieur du domaine (sources volumiques).

La distribution de température et le mouvement d'un fluide sont reliés par l'expression suivante :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.5})$$

II.7. Nombres adimensionnels :

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes Physiques indépendamment des systèmes de mesure. Elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations et la réduction des paramètres physiques.

✚ Nombre de **Reynolds (Re)** :

Nombre de Reynolds est également un facteur important qui repose sur lui les régimes d'écoulement ; différentes structures d'écoulement peuvent être vue. **Re** est défini en fonction du diamètre hydraulique de la section transversale moyenne :

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (\text{II.6})$$

✚ Diamètre hydraulique (D_h) :

La vitesse moyenne U , et le diamètre hydraulique D_h sont basés sur la section transversale moyenne qui appartient à la configuration linéaire équivalente. Ainsi, le diamètre hydraulique moyen de la section transversale serait :

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{section de passage}}{\text{périmètre mouillé}} \quad (\text{II.7})$$

✚ Nombres de **Prandtl (Pr)** :

Pr Le nombre de Prandtl est un nombre sans dimension. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique dans les conditions normales de température et de pression, il a une valeur de 0.7

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{II.8})$$

✚ Le nombre de **Nusselt (Nu)** :

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé dans les opérations de transfert thermique. Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide). Si la conduction est le principal mode de transfert, alors le nombre de Nusselt sera de l'ordre de l'unité. En cas de présence de convection (due par exemple au déplacement d'un fluide en régime turbulent), le transfert

thermique s'effectuera principalement par déplacement du fluide et aura pour conséquence de faire tendre le nombre de Nusselt vers $+\infty$.

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (\text{II.9})$$

On définit aussi les paramètres de transfert de chaleur :

✚ Coefficient de frottement f :

On définit f le rapport entre les forces de pression qu'exerce le fluide sur les parois et l'énergie cinétique du fluide le long de la paroi.

$$f = \frac{2 \Delta P D_h}{\rho U_i^2 4L} \quad (\text{II.10})$$

✚ Le flux de chaleur Q :

$$Q = q_m C_p (T_f - T_i) \quad (\text{II.11})$$

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.

✚ L'efficacité des micros canaux :

On définit l'efficacité du micro canal HTE (Heat Transfer Efficiency) comme étant le rapport entre le taux de transfert thermique représenté par la chaleur interceptée par le fluide, et la perte de pression P .

$$HTE = \frac{NU/NU_{simple}}{\left(\frac{f}{f_{simple}}\right)^{1/3}} \quad (\text{II.12})$$

II.8. Conditions aux limites :

L'insertion des conditions aux limites pour chaque variable dépendante est obligatoire pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment.

La résolution de ces équations aux dérivées partielles nécessite des conditions aux limites (hydrodynamiques et thermiques) aux quatre frontières du domaine d'étude. Ces conditions aux limites sont définies comme condition de Dirichlet et de Newman pour chaque micro canal.

- Le régime d'écoulement est laminaire.
- Une température constante $T_p = 330K$ a été appliquée sur la paroi inférieure.
- La paroi supérieure est considérée comme adiabatique.
- La température de fluide utilisé est fixée $T_{in} = 300K$ à l'entrée de micro canal.
- La vitesse est uniforme unidimensionnelle, qui est appliquée en tant que condition aux limite hydrodynamique à l'entrée du micro canal.
- Le fluide engendré dans le canal est l'eau avec les paramètres physiques mentionnés précédemment.

A l'entrée de canal ($x = 0$) : $-\frac{H}{2} < y < +\frac{H}{2}$

- $u = U_{in}; v = 0 ; T = T_{in}$

A la sortie de canal ($x = L$) : $-\frac{H}{2} \leq y \leq +\frac{H}{2}$

- Les gradients de tous les paramètres sont nuls

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0\right)$$

A la paroi inférieure ($y = -\frac{H}{2}$) : $0 < x < L$

- $u = 0 ; v = 0 .$
- $T = T_p .$

A la paroi supérieure ($y = +\frac{H}{2}$) de micro canal $0 \leq x \leq L$

- $u = 0 ; v = 0 .$
- $-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = 0 .$

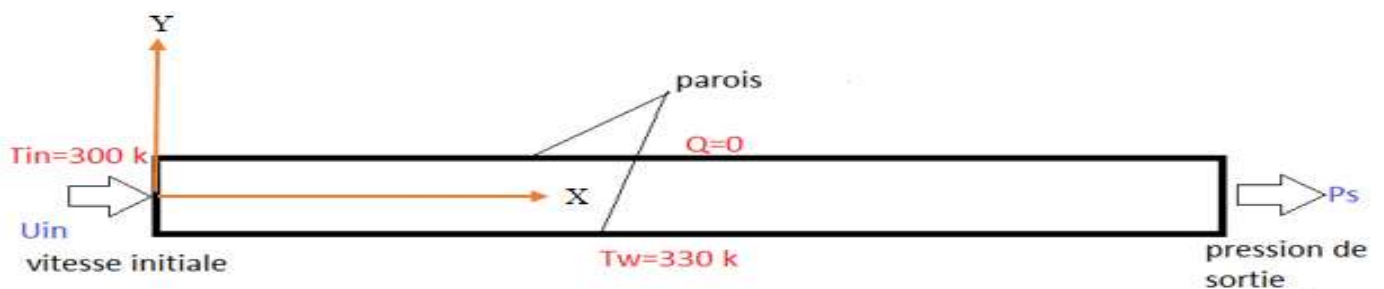


Fig II.2. Schéma représentatif des conditions aux limites

Nombre de Reynolds	Vitesse à l'entrée (m/s)
750	3.76
1000	5.02
1250	6.28
1500	7.53

Tableau II.1 : Valeurs des vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis

II.9-Propriétés du fluide :

Dans notre étude, nous allons travailler avec l'eau comme un fluide caloporteur, et l'aluminium comme étant le matériau des micros canaux. Le tableau II.2 ci-dessous présente les propriétés thermo-physiques de l'eau à $T=300\text{k}$.

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs	Unités
Masse volumique	ρ	998.2	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

Tableau II.2 : Propriétés physiques de l'eau à $T=300\text{K}$ [38]

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 micro canal.

Ensuite, nous avons spécifié les conditions aux limites sur toute la frontière du domaine de l'écoulement pour résoudre les équations de la dynamique des fluides qui se font par l'utilisation des méthodes numériques où intervient le concept de la discrétisation.

Chapitre III

Simulation numérique

Introduction :

Ce chapitre s'articule sur la résolution des équations gouvernantes de l'écoulement et du transfert thermique dans les micro canaux rectangulaires. Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis, en utilisant le code de calcul FLUENT 6.2.16. Le poste de travail utilisé pour ces simulations est un PC doté d'un microprocesseur Pentium 4HT avec une fréquence d'horloge de 2 GHz dual core et de 2 Go de mémoire vive.

III.1.Modélisation du domaine physique :

Dans un premier temps, il faut créer la géométrie puis créer un maillage et définir certaines conditions aux limites. Ces opérations s'effectuent à l'aide d'un logiciel. Dans le cadre de cette étude on va utiliser le Gambit.

III.1.1.Présentation du préprocesseur GAMBIT :

GAMBIT (Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit) est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Il permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandu dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs.

Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont définies dans la notice suivant :

III.1.2. Interface de Gambit :

Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît :

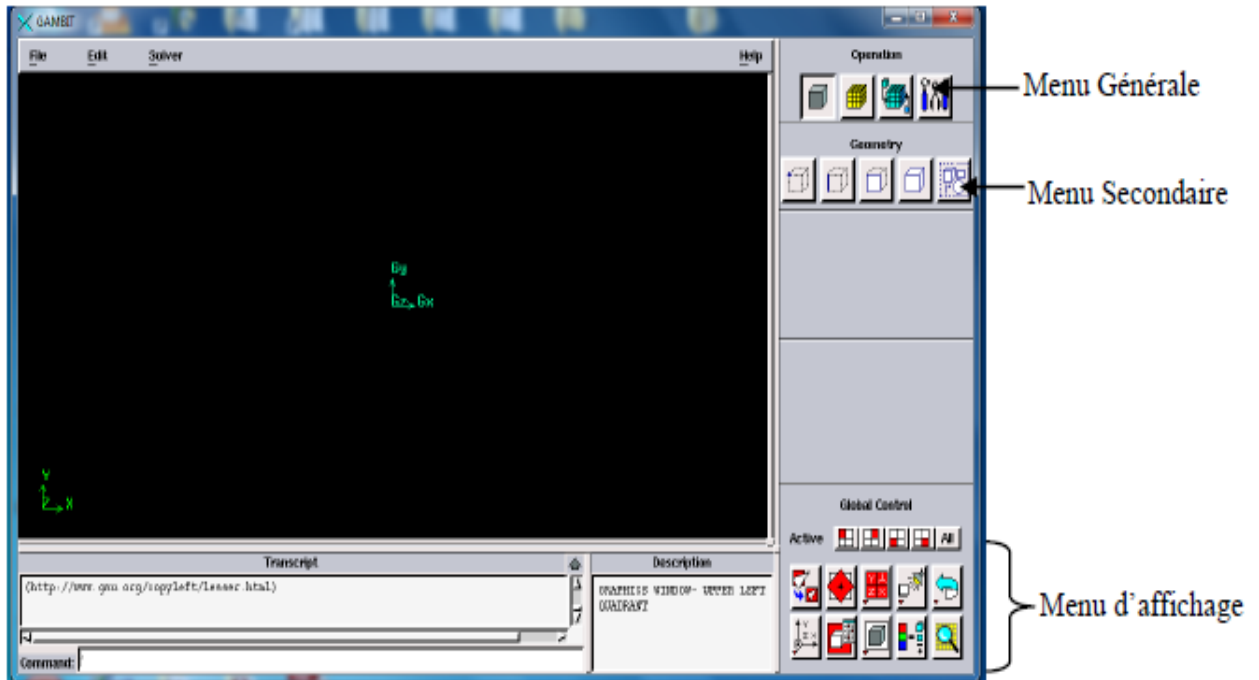


Fig III. 1. Vue globale de Gambit.

Astuce : la première chose à faire quand on entre sur Gambit est de nommer le système qu'on va construire de telle manière à ne pas le perdre.

L'utilisation de Gambit est simple : principalement il faut prendre les menus en haut à droite et effectuer les tâches en partant du menu de gauche pour aller jusqu'à celui de droite (où normalement on doit avoir fini notre maillage). [32]

Important : 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).

Deux possibilités se présentent pour la création d'une géométrie :

- Créer par point (extrémités) le système, ligne, face, volume (conseillé pour des géométries complexes).
- Créer des surfaces simples existantes (cube, cylindre, sphère,...) puis extruder pour obtenir les volumes ou les surfaces voulus.

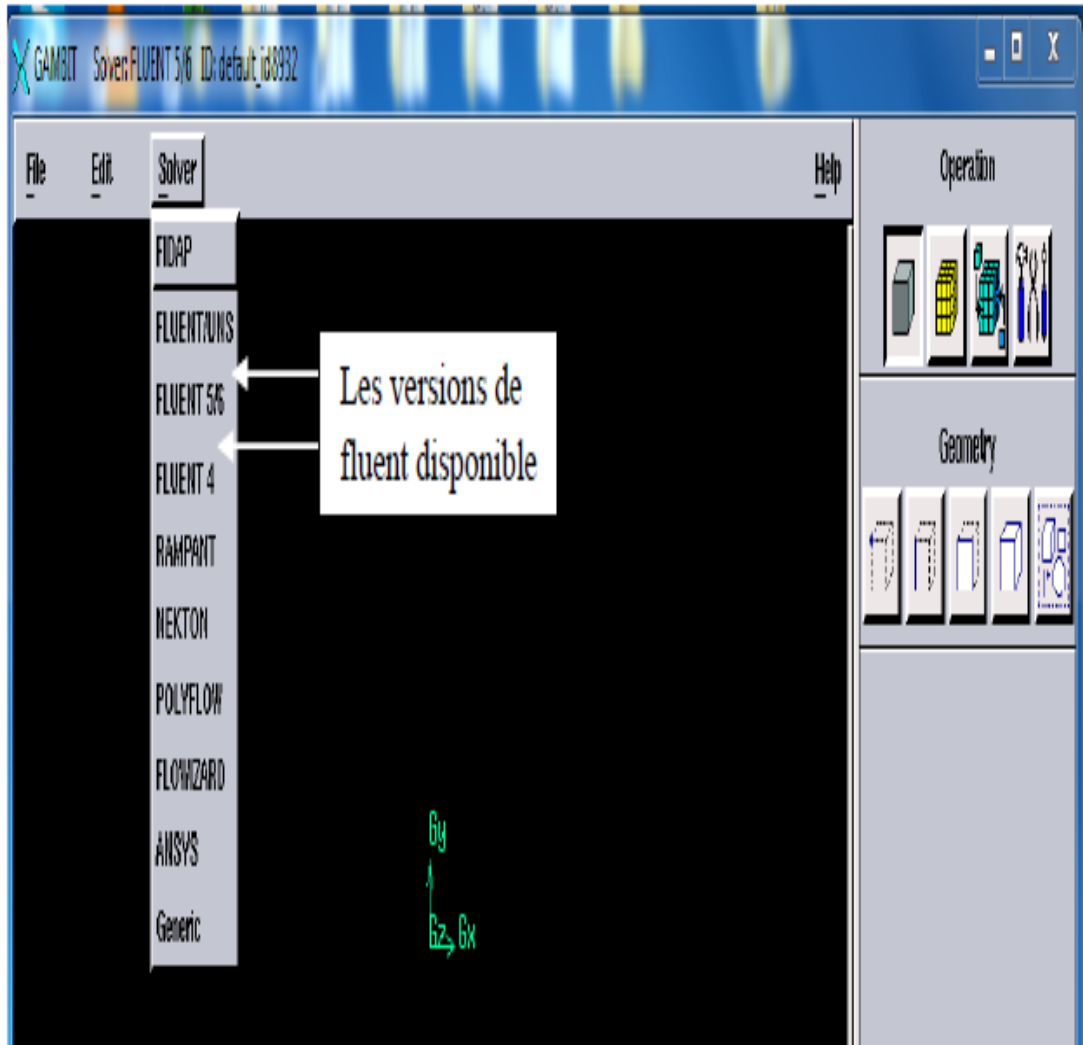


Fig III.2. Type de solveur.

III.1.3 Construction de la géométrie :

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

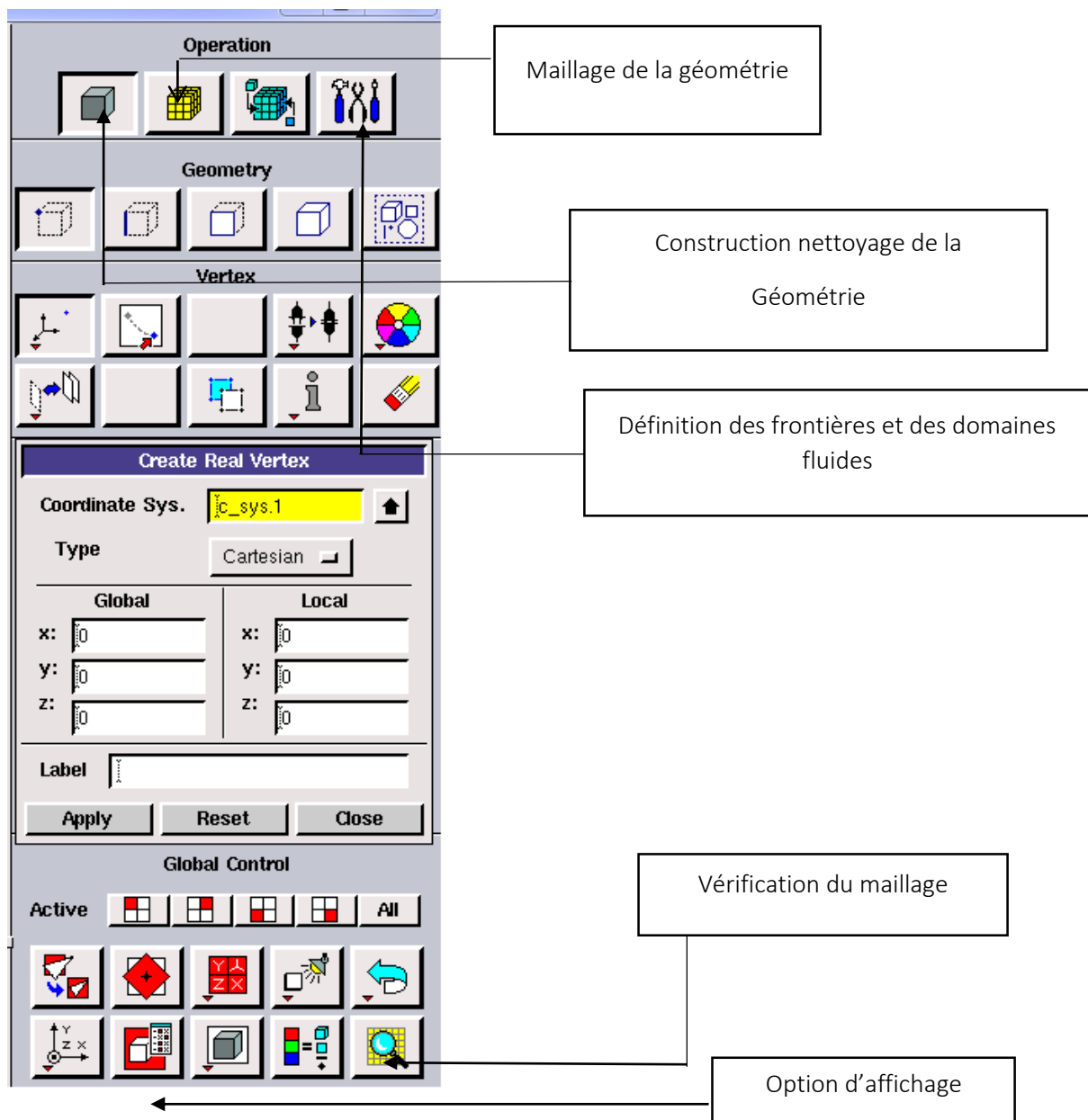


Fig III.3. Les opérations pour construire une géométrie

III.1.4. Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les noeuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

III.1.5. Maillage d'une face et d'un volume

Ces deux menus sont fondamentaux pour la création d'un maillage dans un domaine.

Remarque : il est possible que dans certaines géométries complexes Gambit refuse de mailler un domaine en structuré. Dans ce cas, deux solutions sont possibles : soit de mailler en non structuré, soit de définir des « sous domaines » dans lesquelles la géométrie est assez cartésienne pour permettre un maillage structuré.

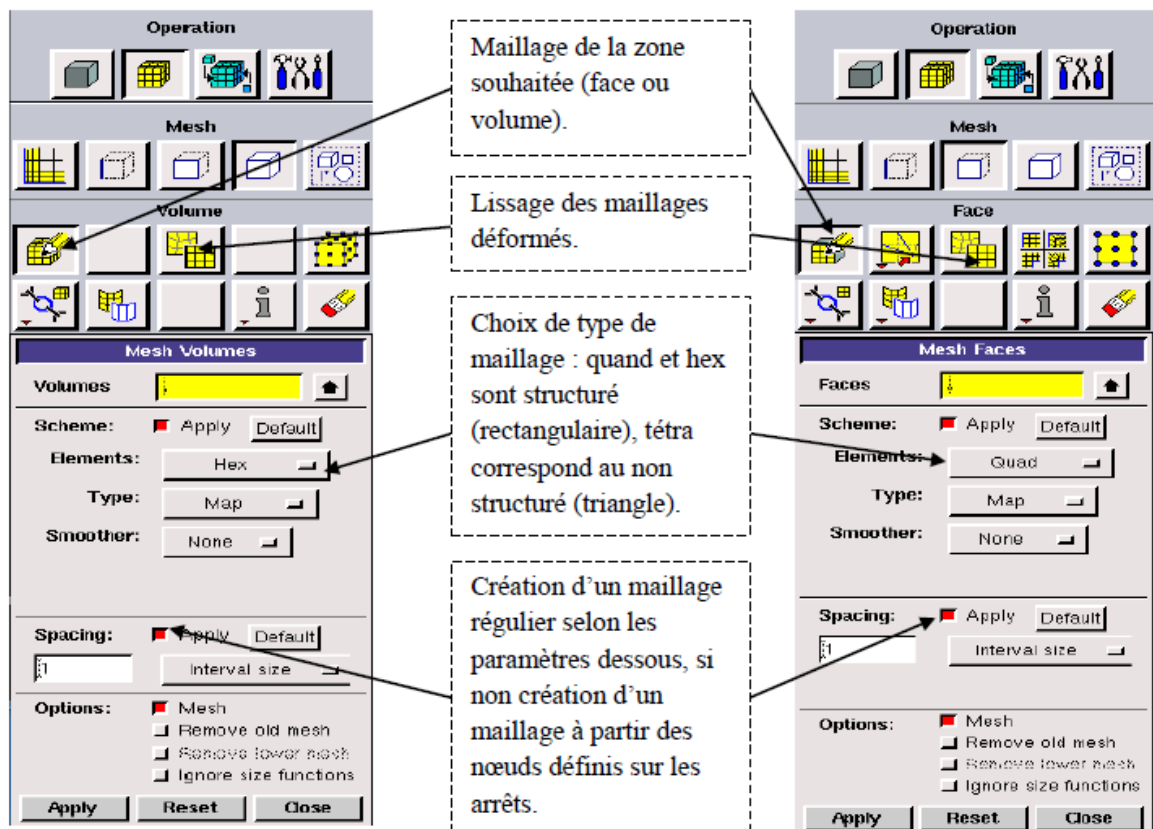


Fig III.4. Menu maillage d'une face et d'un volume.

III.1.6. Procédure de génération du fichier « .mesh » :

Le travail avec Gambit consiste en des étapes successives :

- Le choix du solveur et l'affectation des valeurs par défaut.
- Création de la géométrie ou l'importation du fichier de la géométrie.

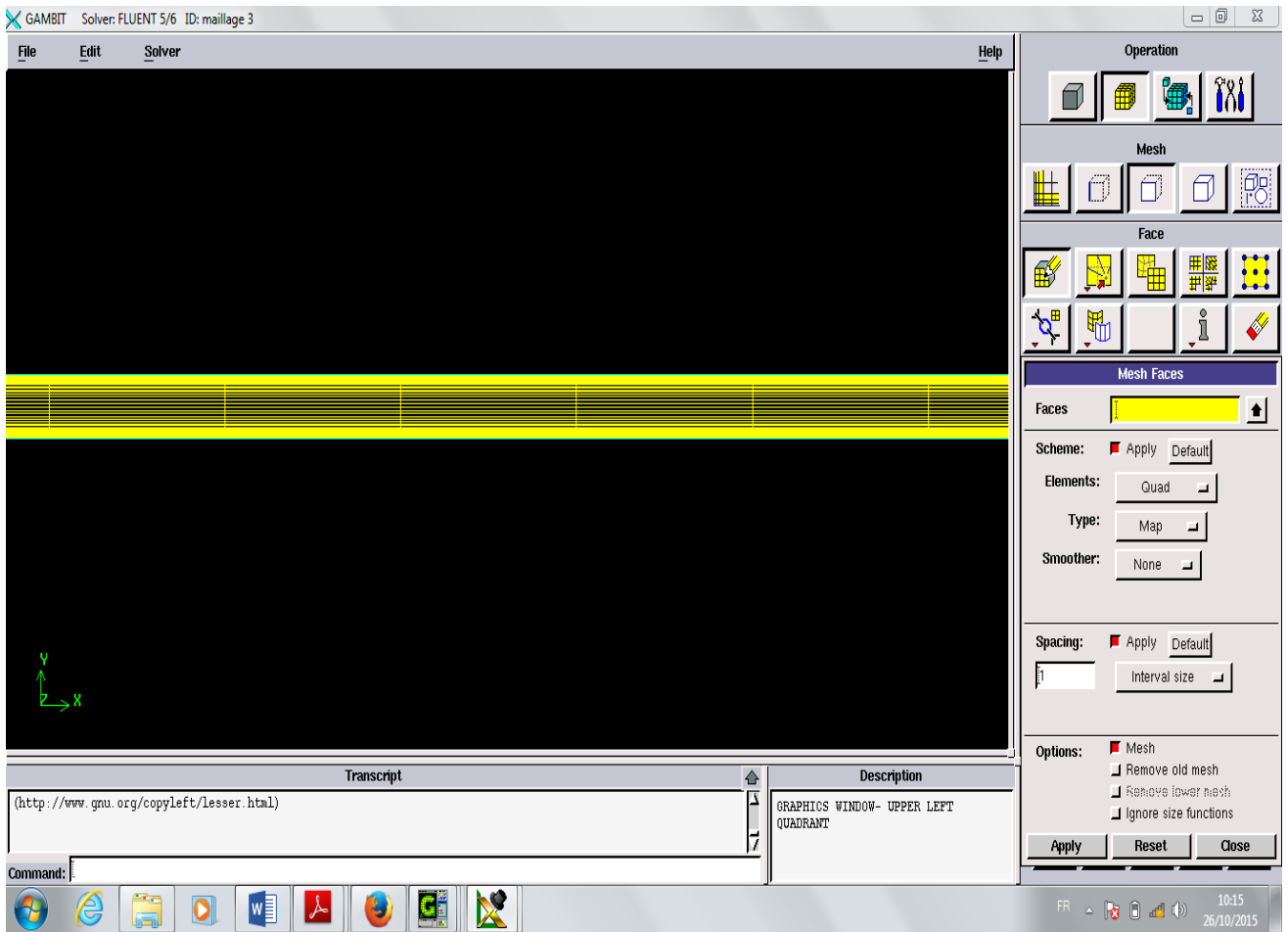


Fig III.5. Exemple de maillage du micro canal simple sur Gambit.

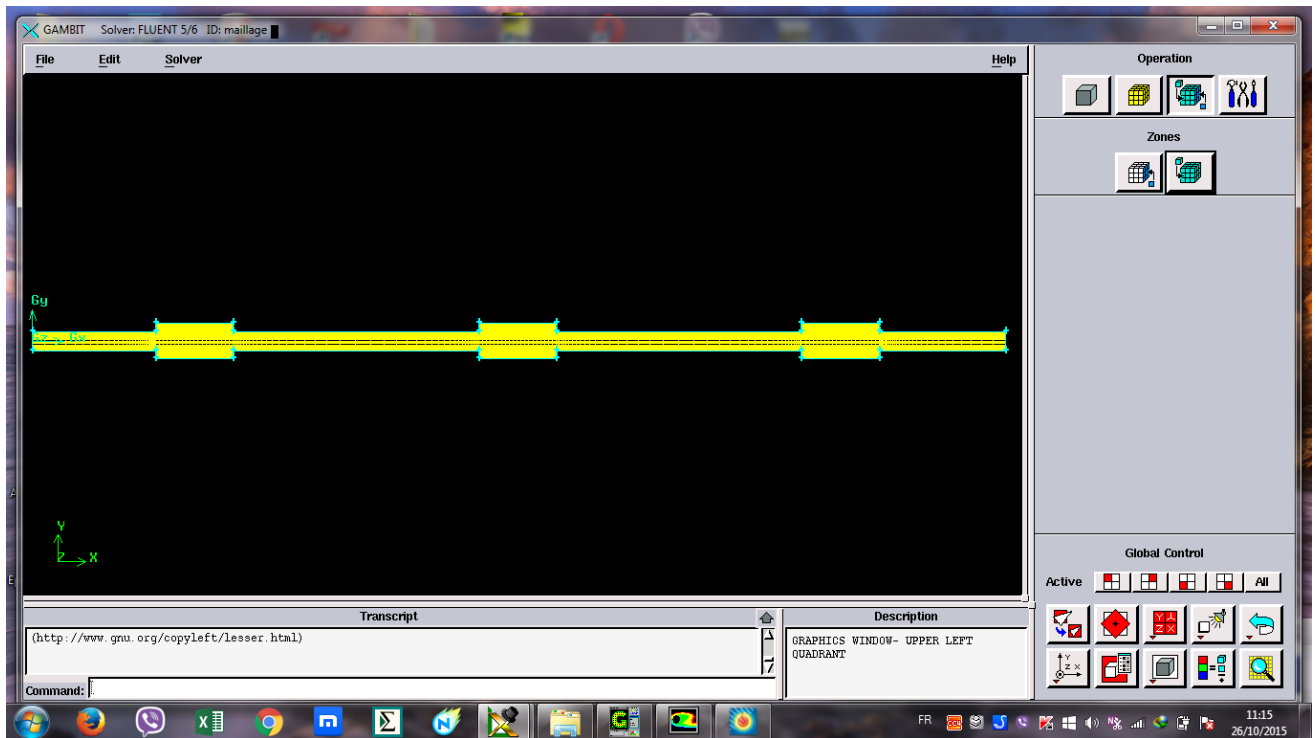


Fig III.6. Exemple de maillage du micro canal avec rectangles sur Gambit.

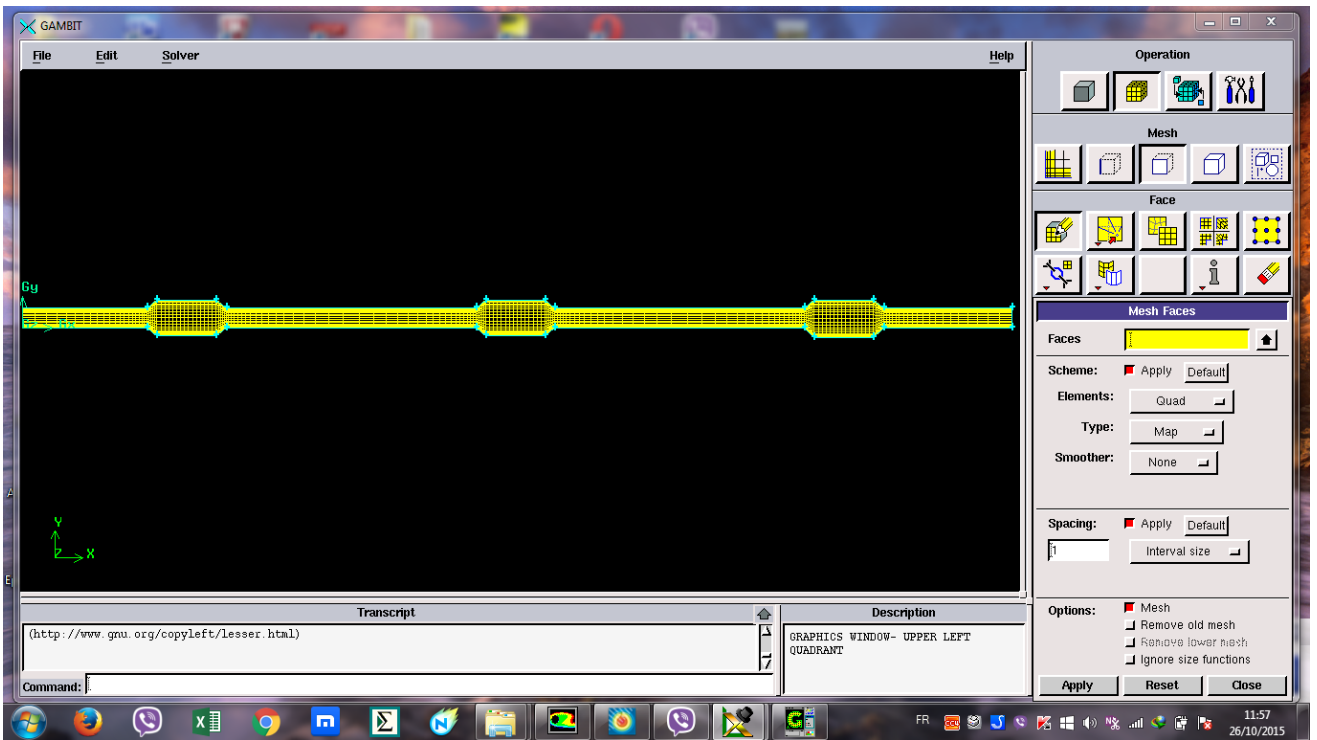


Fig III.7. Exemple de maillage du micro canal avec trapèzes sur Gambit.

✓ Enregistrement du fichier «. MESH »

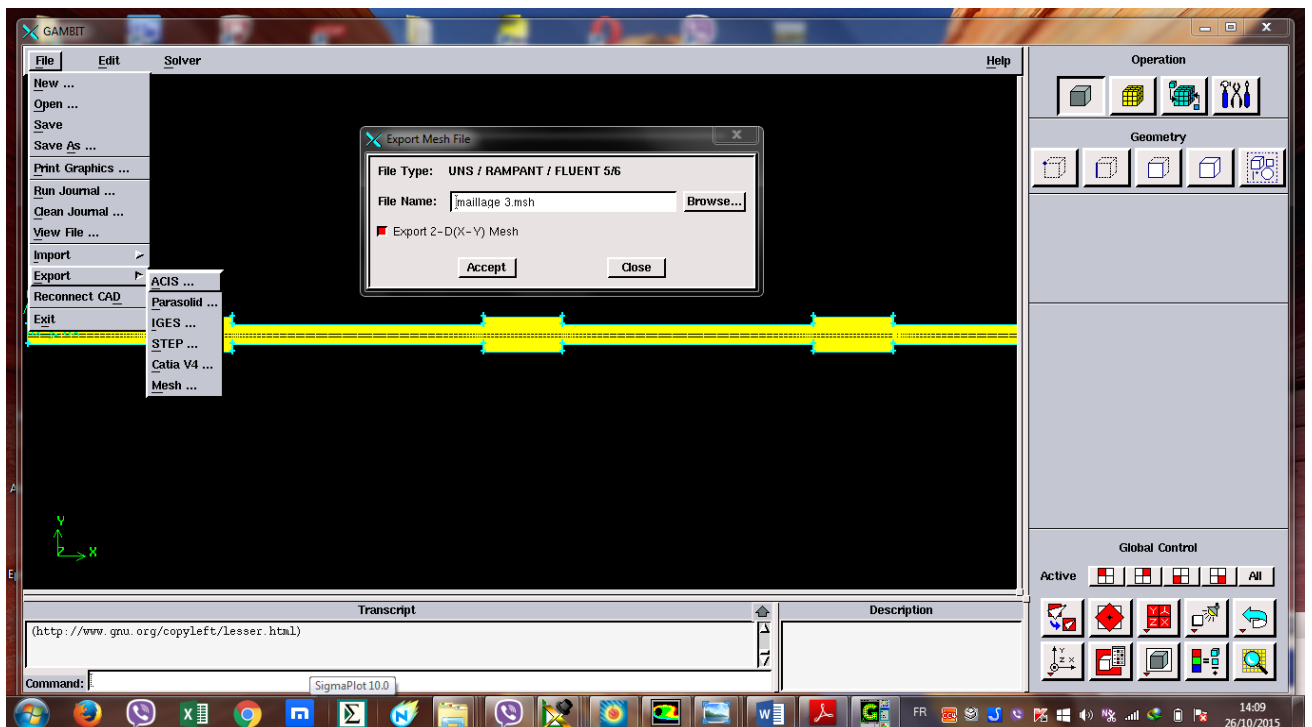


Fig III.8 : Exportation du maillage

III.1.7 .Incorporation des conditions aux limites :

Ce menu permet de définir les conditions physiques aux limites du domaine étudié, à savoir si les lignes (en 2D) ou les faces (en 3D) sont des entrées ou des sorties de fluide.

Sur le Gambit on définit ces conditions, mais les valeurs qui caractérisent ces dernières (ex : débit massique, pression,...etc.) seront définies sous Fluent.

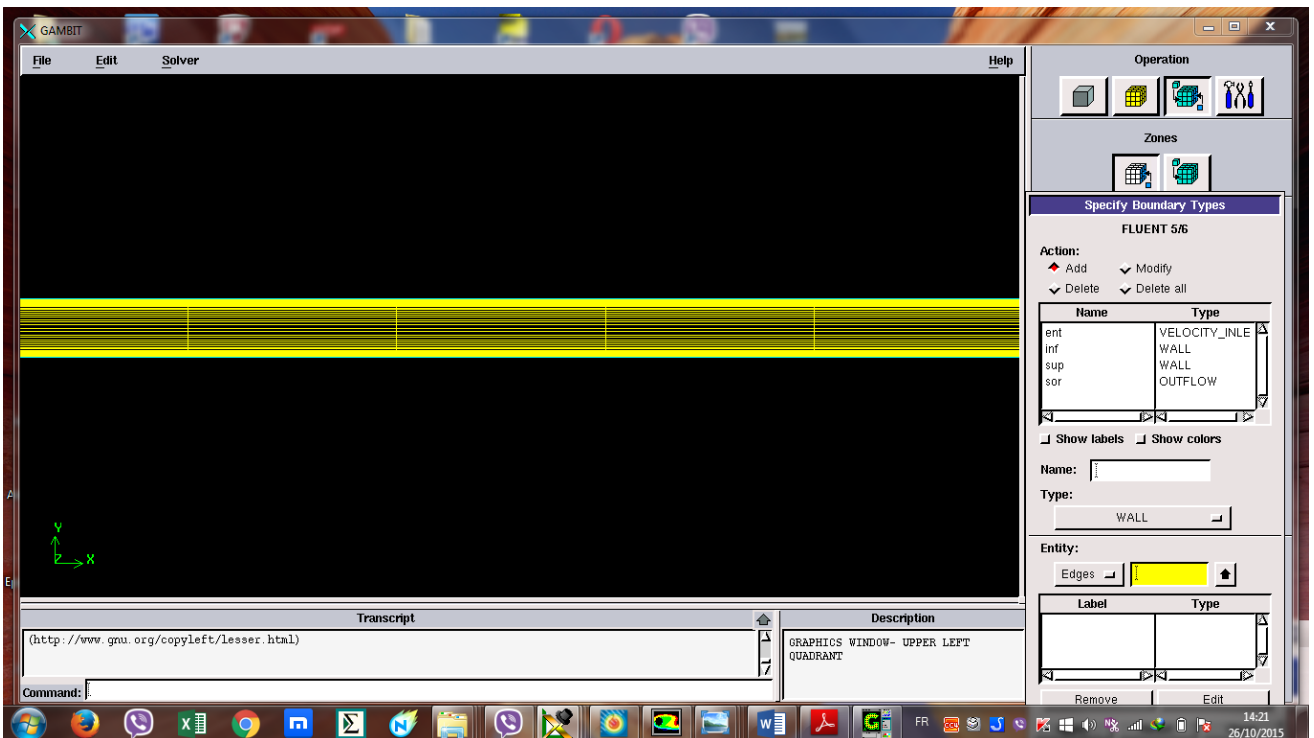


Fig III.9. Définition des conditions aux limites sur gambit.

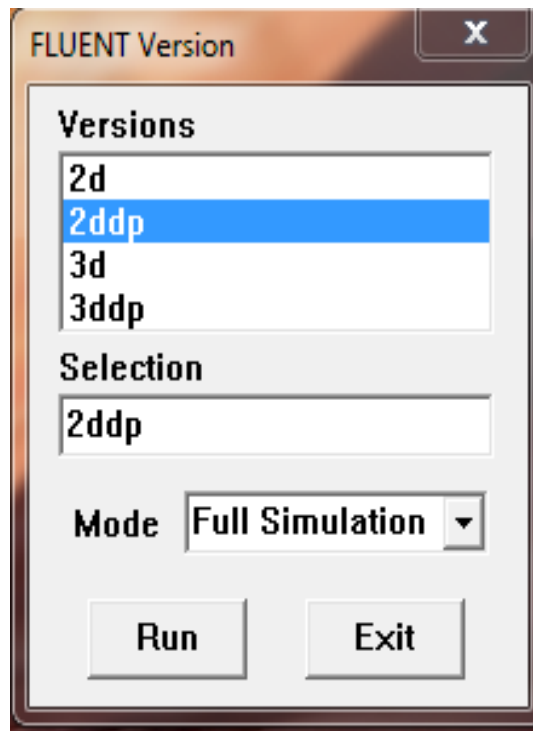
III.2.Simulation numérique du domaine physique étudié par Fluent :

III.2.1. Présentation du logiciel Fluent :

Fluent est un logiciel de calcul numérique en dynamique des fluides CFD (computational fluid dynamics) destiné à effectuer des simulations numériques des problèmes d'écoulements des fluides. Le package Fluent s'appuie sur la méthode des volumes-finis pour résoudre les équations régissant le mouvement d'un fluide en écoulement et comprend des modèles physiques différents. [32]

L'analyse d'un phénomène physique avec Fluent consiste aux étapes successives :

1. Création de la géométrie sous le Logiciel GAMBIT ;
2. Choix de la stratégie de maillage et création de plusieurs grilles ;
3. Définition des conditions aux limites dans GAMBIT ;
4. Définition du problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenue ;
5. Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
6. Analyse des résultats obtenus.

III.2.1.1.Ouverture du Fluent :**Fig III.10.**Type de résolution

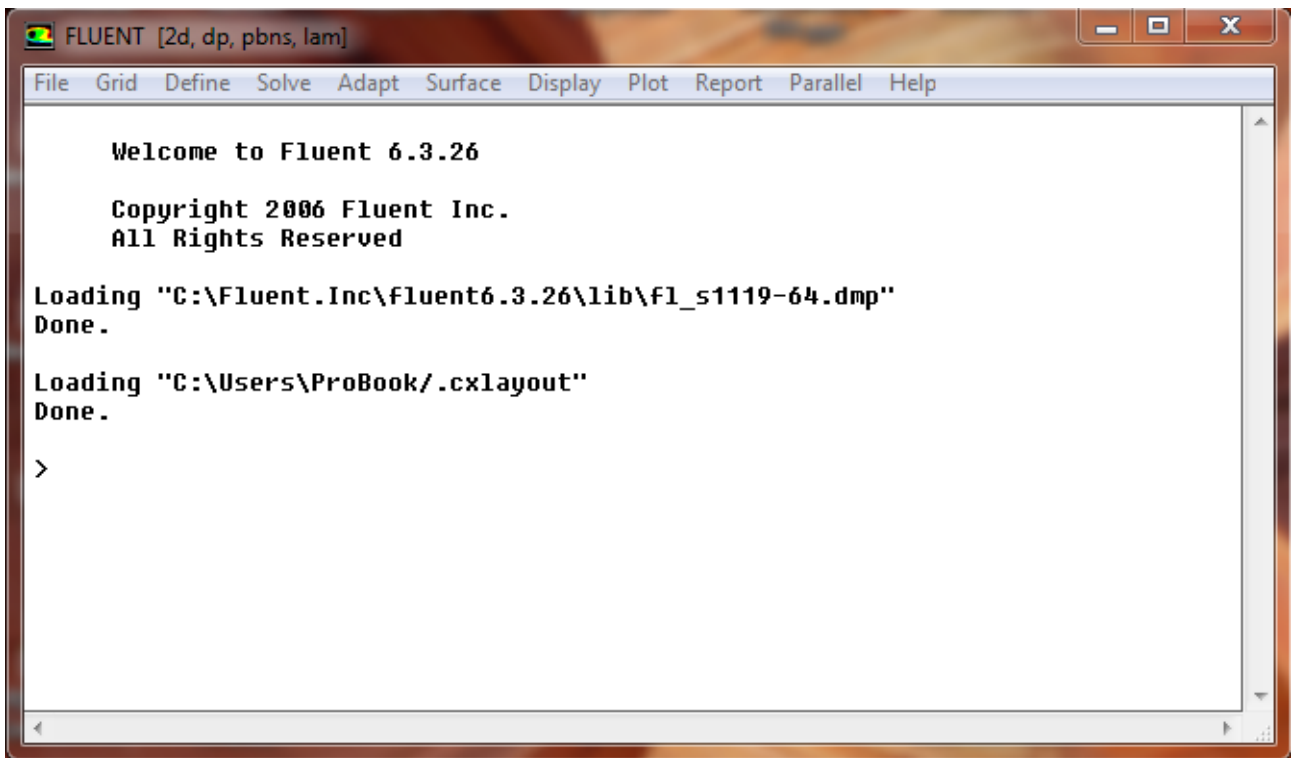


Fig. III .11.Vue globale de Fluent.

Ensuite on doit importer le fichier «. mesh » généré sous Gambit.

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

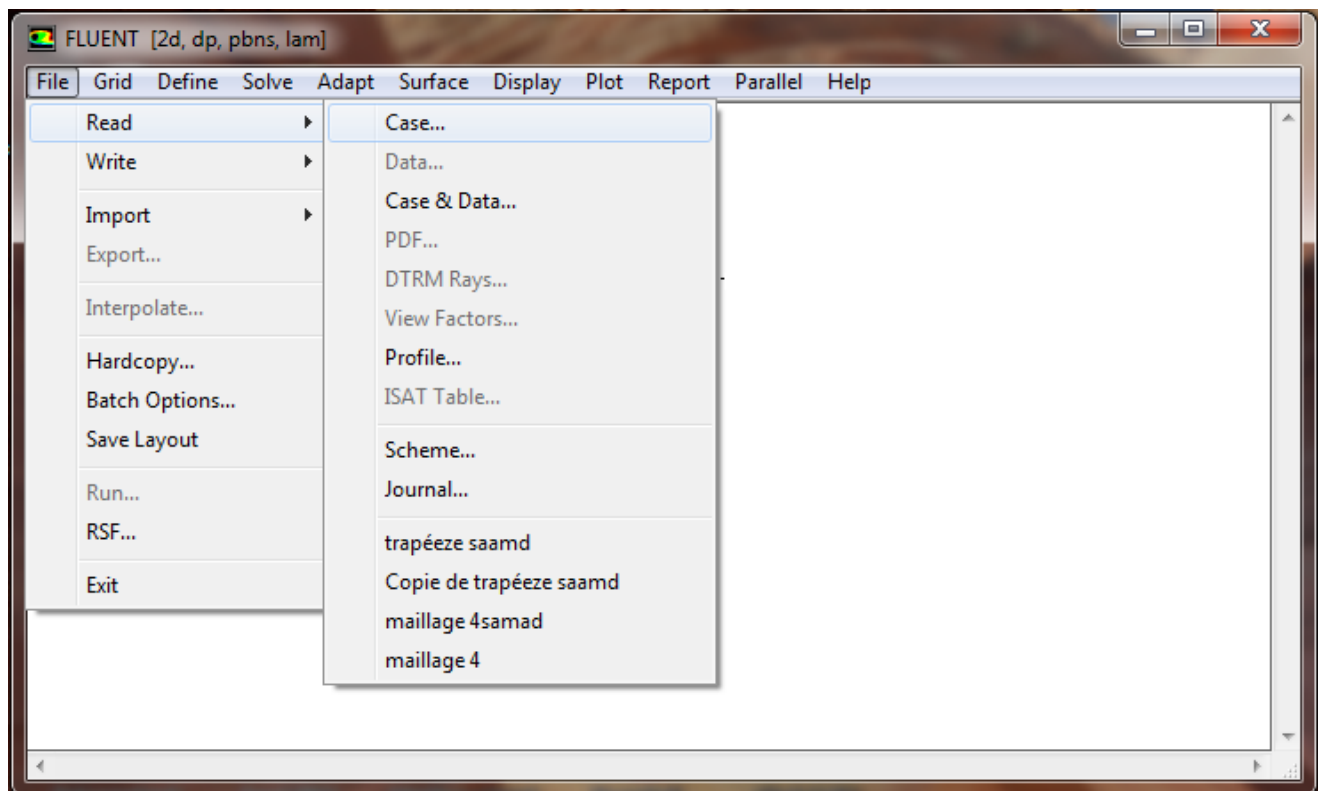


Fig.III.12.Importation de la géométrie

III.2.1.2. Vérification de l'échelle :

Grid ==>Scale ...

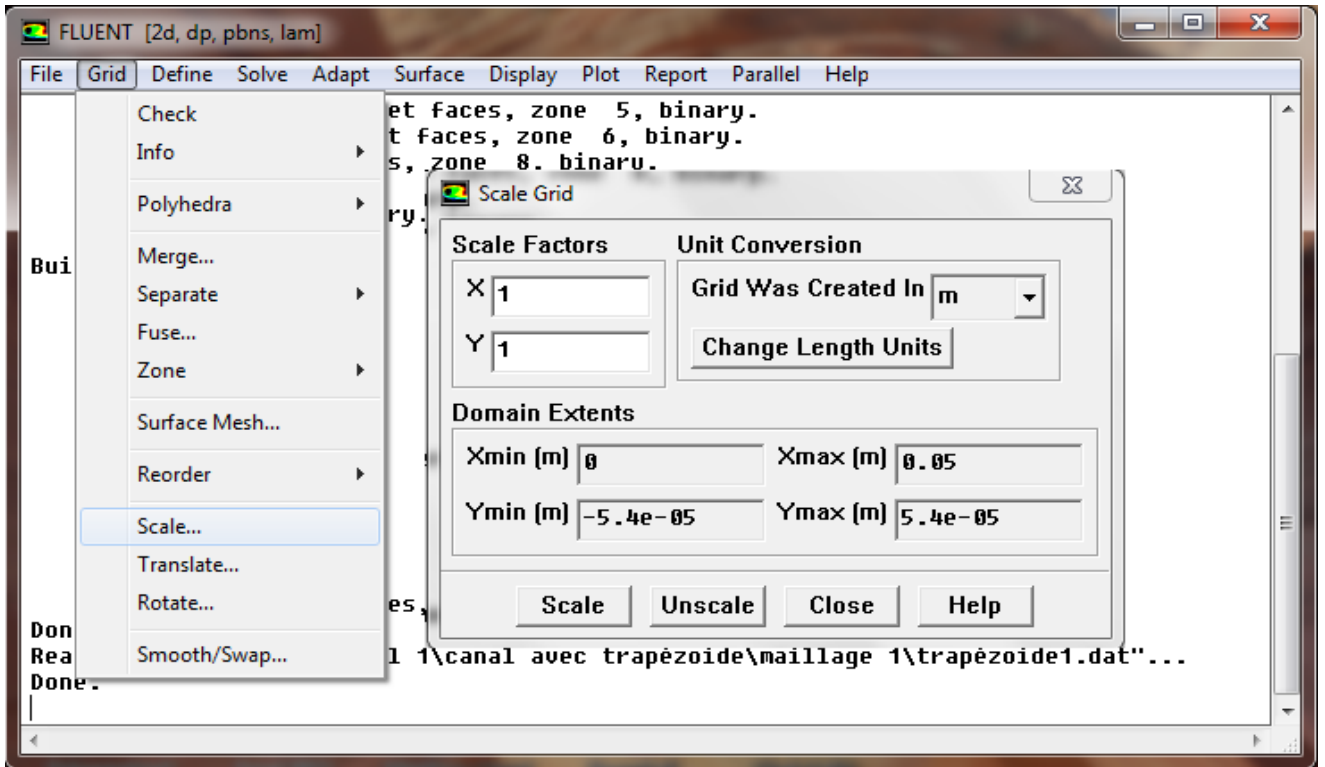


Fig.III.13. Vérification des unités sur fluent.

III.2.1.3. 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.

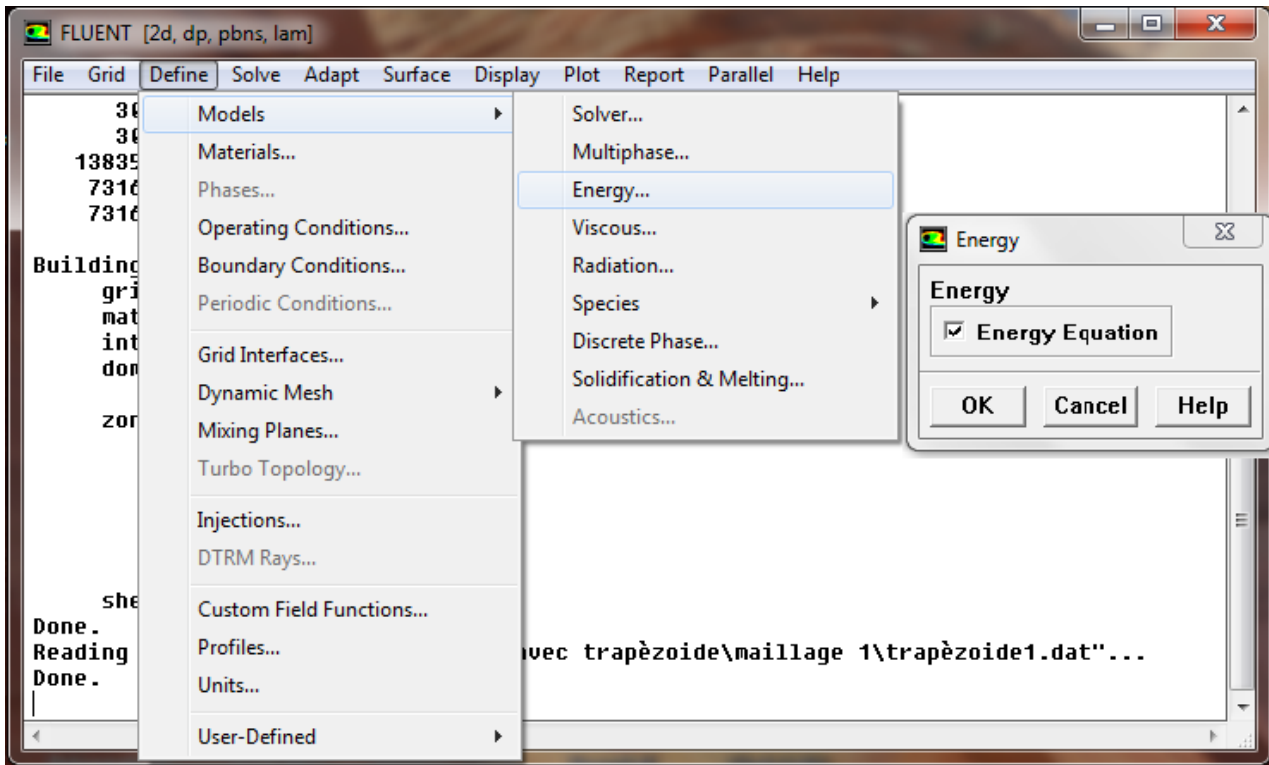


Fig.III.14.Etablissement de l'équation d'énergie.

III.2.1.4. Définition des caractéristiques des matériaux :

Cette fenêtre montre comment on a entré les caractéristiques du matériau.

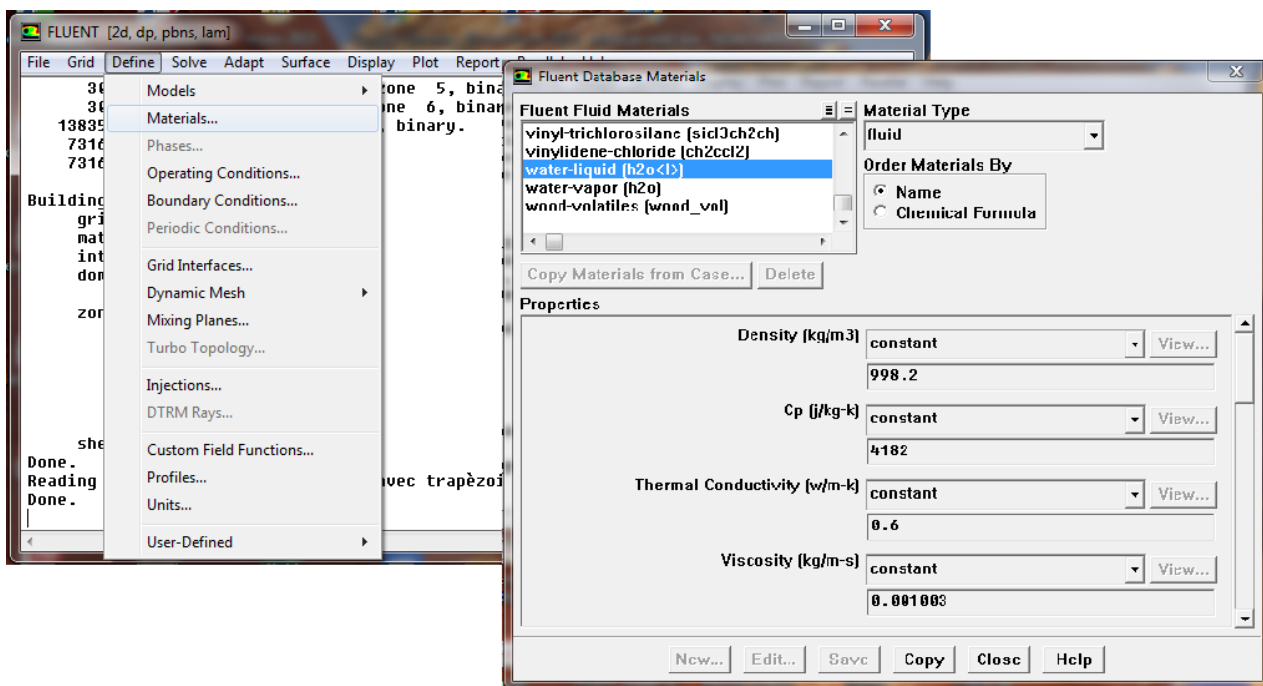


Fig.III.15.Définition des caractéristiques du fluide

III.2.1.5. Définition des conditions aux limites :

Define ==> Boundary condition...

On définit Les conditions aux limites pour chaque frontière 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.

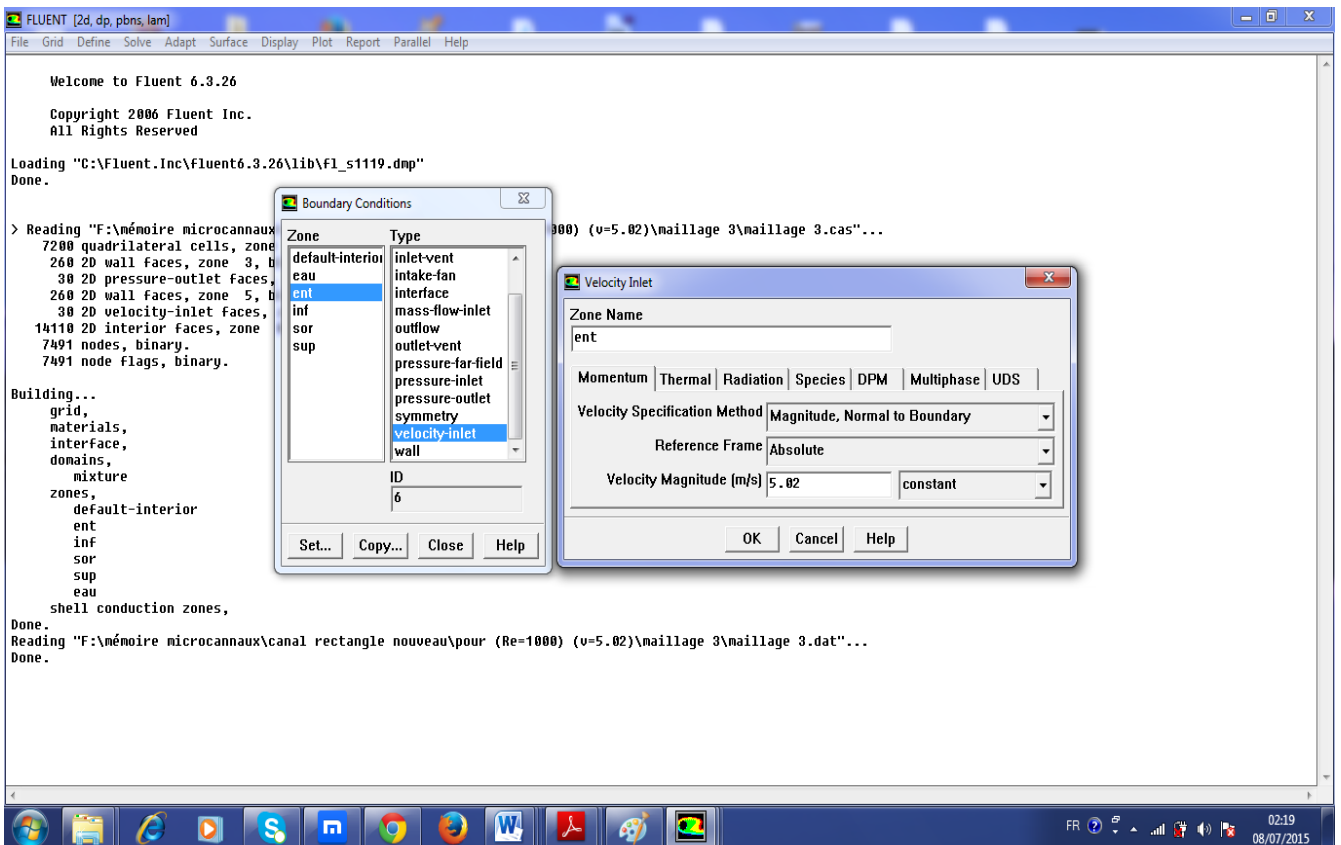


Fig.III.16. Définition des conditions aux limites.

III.2.1.6.Choix de solution :

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

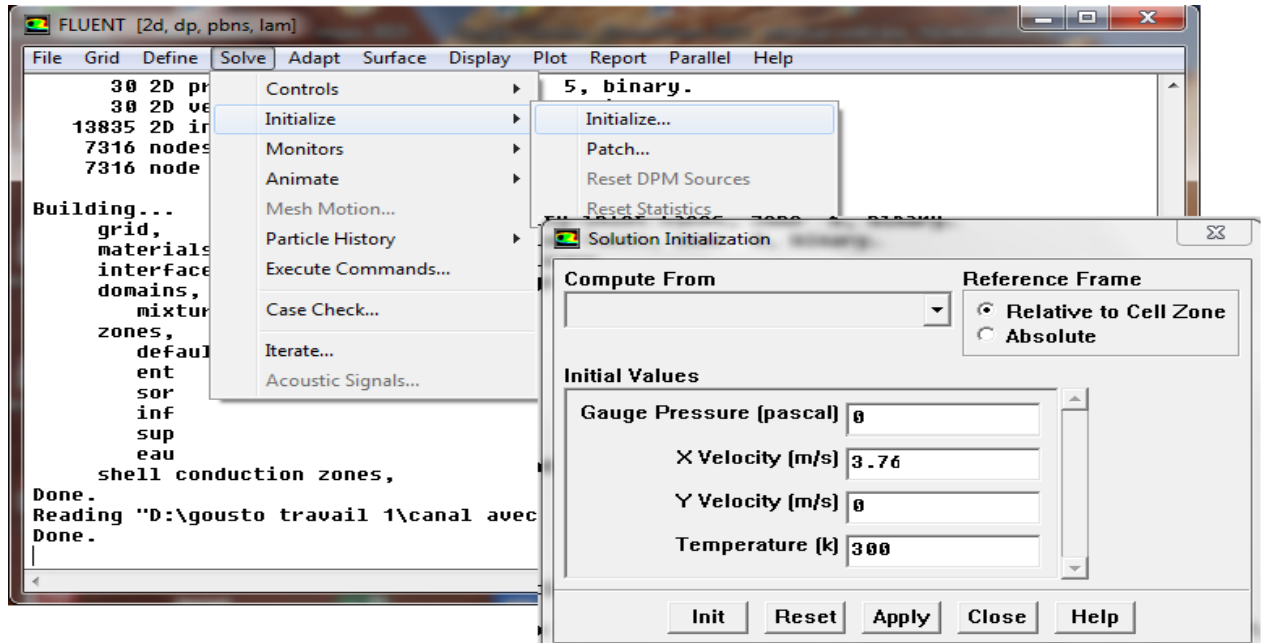


Fig.III.17. Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée.

Solve==>Iterate...

On Lance les itérations jusqu'à la convergence.

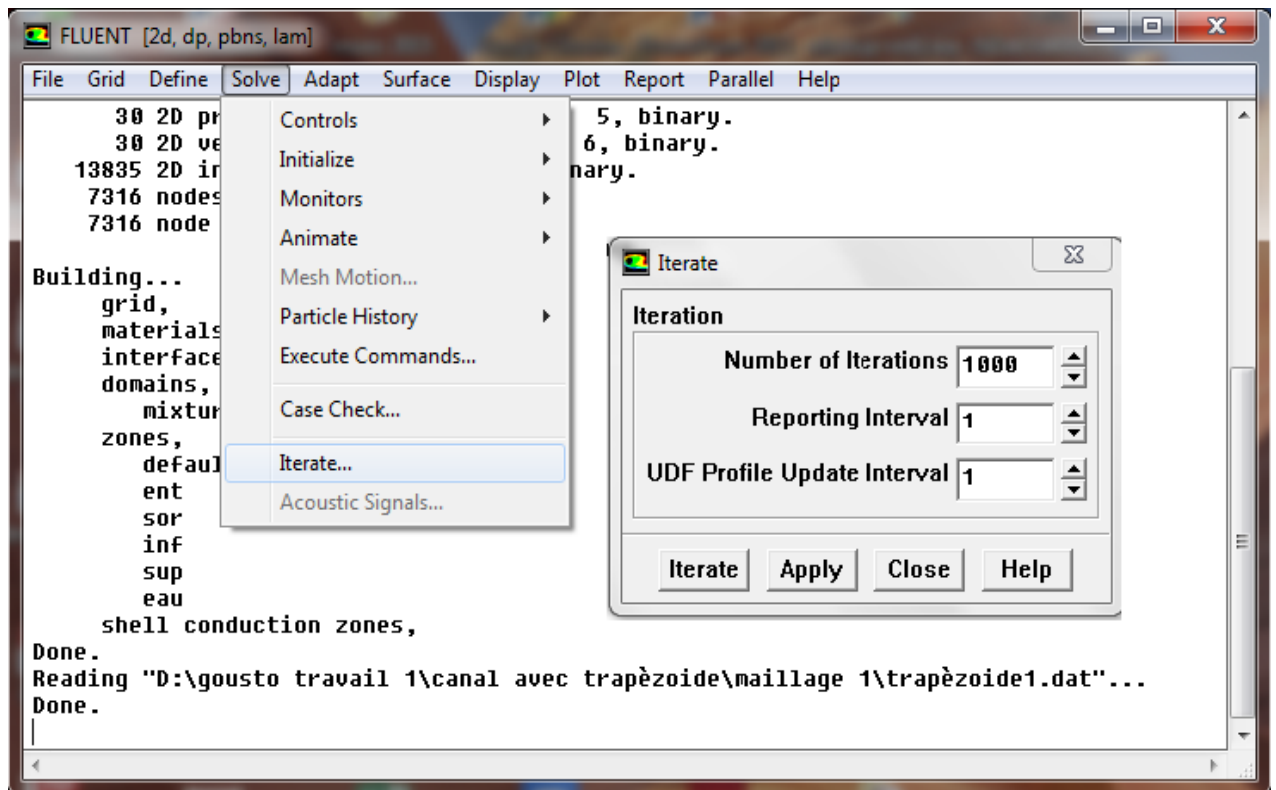


Fig.III.18. Lancement les itérations

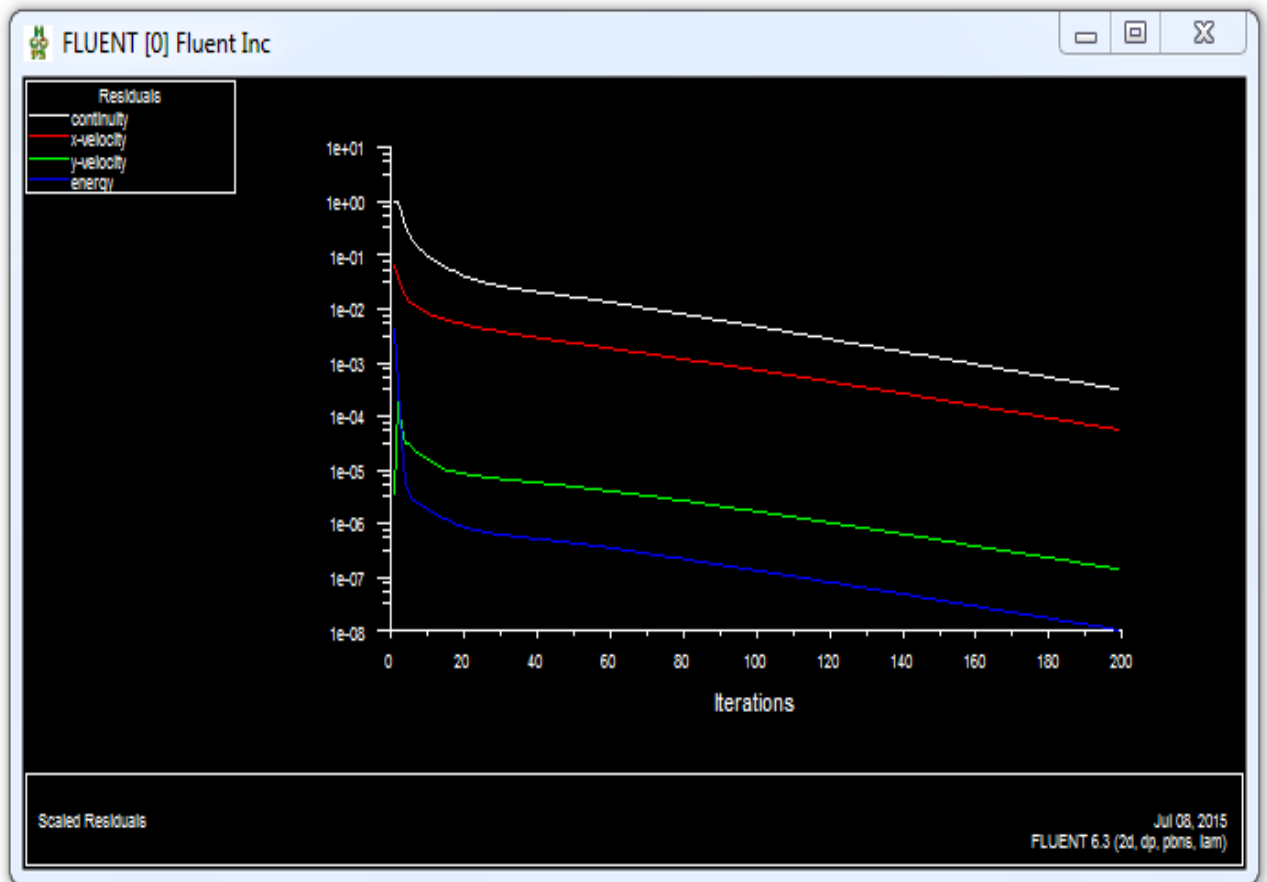


Fig.III.19.Allure de l'évolution des résidus de calcul

Notre étude sera effectuée en prenant pour un nombre de Reynolds :

$Re = 750-1000-1250-1500$

On définit à l'entrée de chaque micro canal une vitesse initiale (velocity inlet), l'eau sort du micro canal avec une pression (pressure-outlet) ; les parois sont déclarés comme des murailles (Wall), ou la paroi inférieure est soumise à une température de 330K, et la paroi supérieure à une température de 300K.

Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement la méthode des volumes finis, le logiciel Gambit qui réalise la géométrie et le maillage, le code Fluent, puis les différents types des conditions aux limites qu'offre ce code de calcul.

Chapitre IV

Résultats et discussions

Introduction

L'objectif de ce chapitre, est de présenter les résultats de la simulation et leurs interprétations pour les différents paramètres de l'écoulement laminaire d'un fluide qui passe dans un micro canal simple et on compare avec un micro canal avec rectangle et un autre micro canal avec trapèze équivalent pour lequel la largeur est égale à la largeur moyenne du canal convergent-divergent et le diamètre hydraulique sera le même pour eux. On s'intéresse au profil de vitesse et de température dans des sections particulière de la conduite.

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.

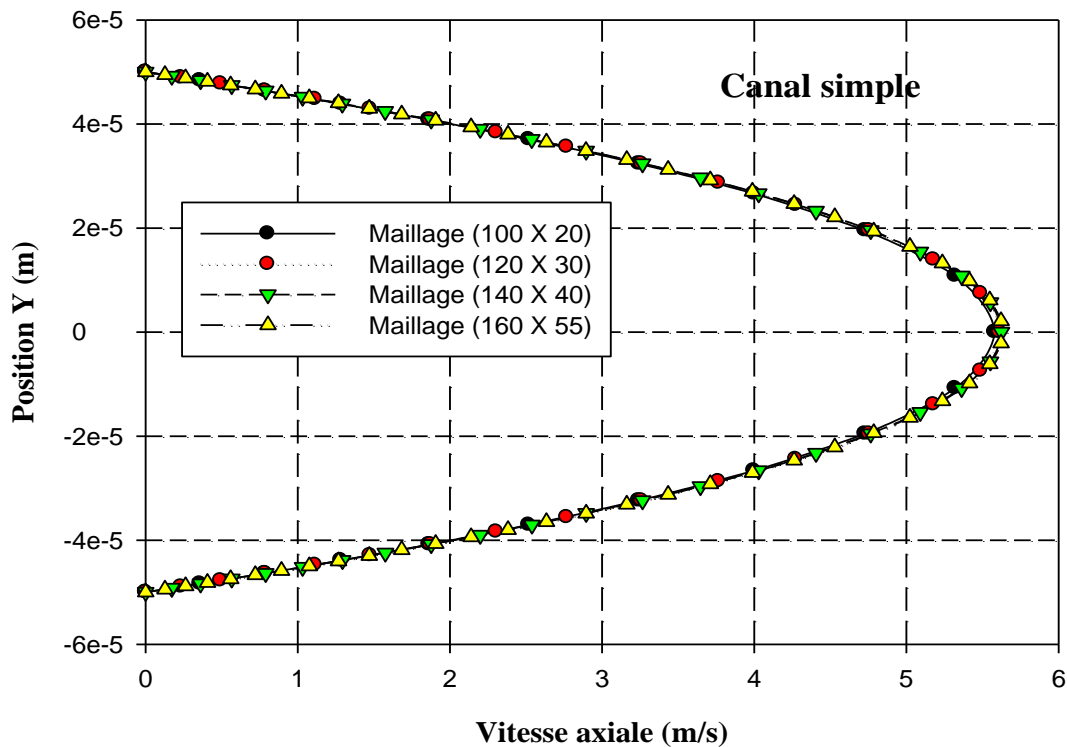


Fig IV.1. Variation de la vitesse axiale pour différents maillages du canal simple à X=0.025 m.

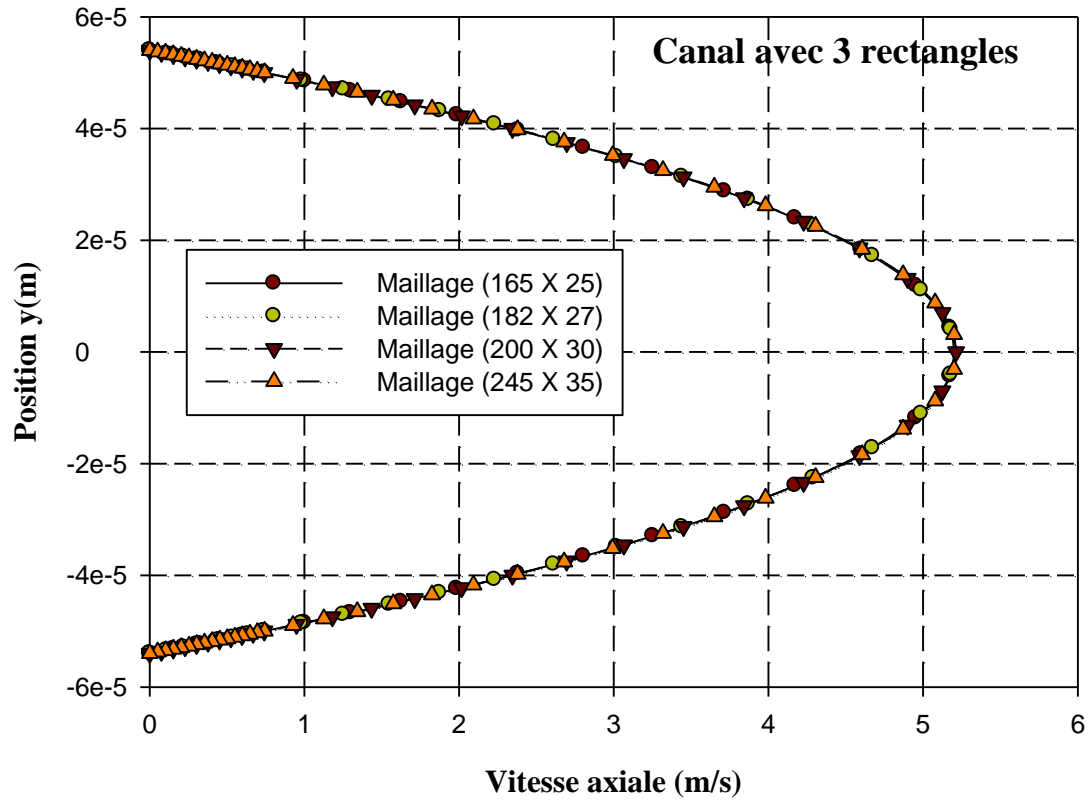


Fig IV.2. Variation de la vitesse axiale pour différents maillages du canal avec rectangles à $X=0.025$ m.

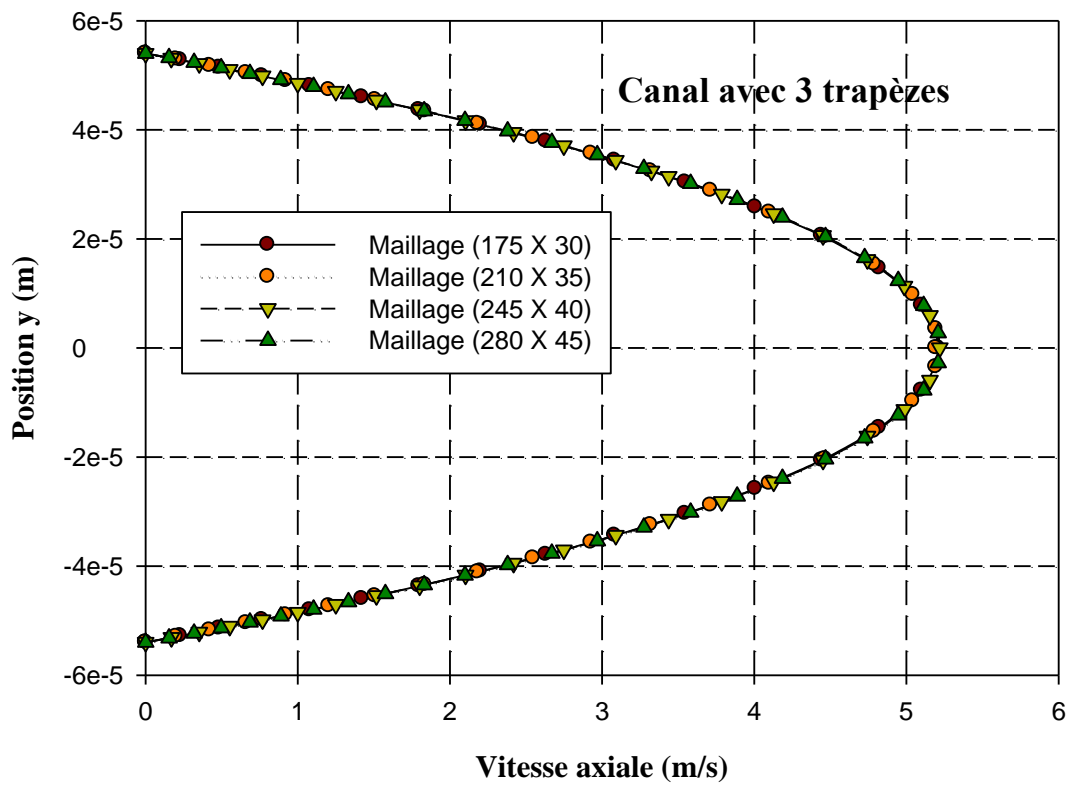


Fig IV.3. Variation de la vitesse axiale pour différents maillages du canal avec trapèzes à $X=0.025$ m.

D'après les **figure (IV.1 ;IV.2 ;IV.3)** qui présentent la variation de la vitesse axiale à une section de distance $X=0.0025m$ pour les différents maillages appliqués au micros canaux, on constate que les vitesses sont presque identiques pour les différents maillages étudiés, donc :

Pour le canal simple : on prend le maillage (100 X 20)

Pour le canal avec rectangles : on prend le maillage (165 X 25)

Pour le canal avec trapèzes : on prend le maillage (175 X 30)

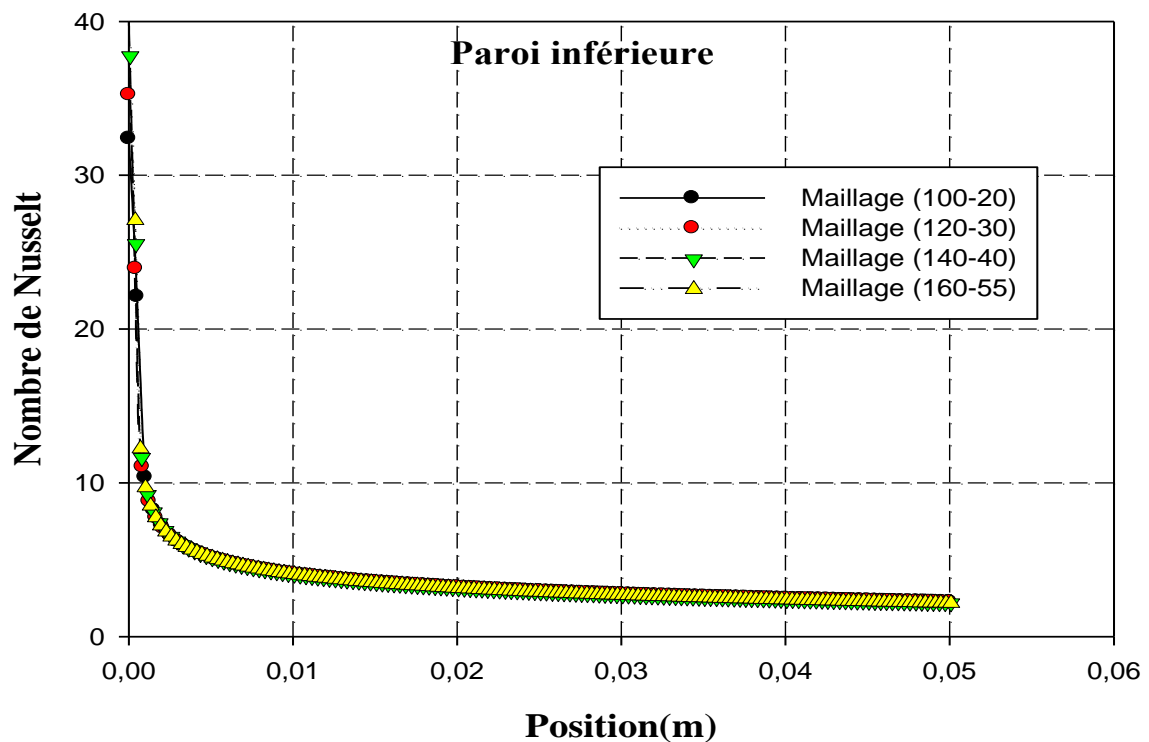


Fig IV.4. Variation de Nusselt pour les différents maillages pour un micro-canal simple.

La figure **IV.4** présente la variation du nombre Nusselt pour différents maillages appliqués au micro-canal simple. Il est clair que les profils des Nusselt sont presque identiques pour les différents maillages étudiés.

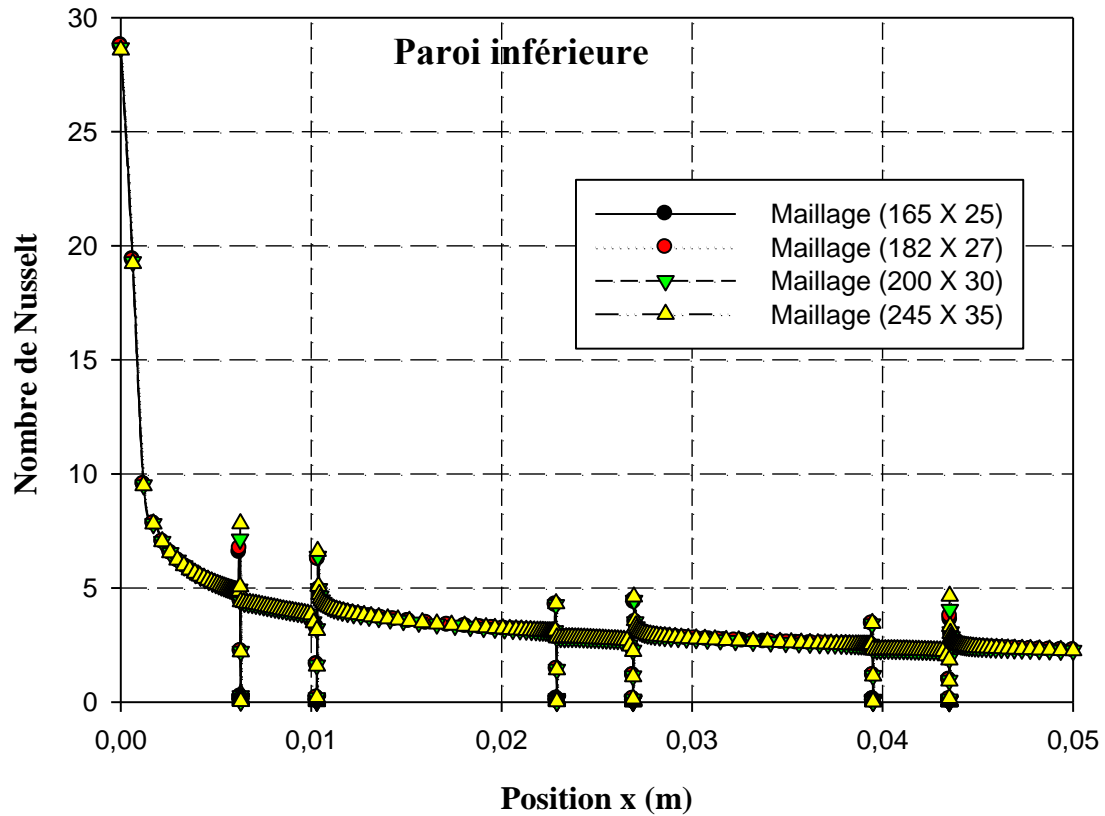


Fig IV.5. Variation de Nusselt pour les différents maillages pour un micro-canal avec rectangles.

La figure **IV.5** présente la variation du nombre Nusselt pour différents maillages appliqués au micro-canal avec rectangle. Il est clair que les profils des Nusselt sont presque identiques pour les différents maillages étudiés.

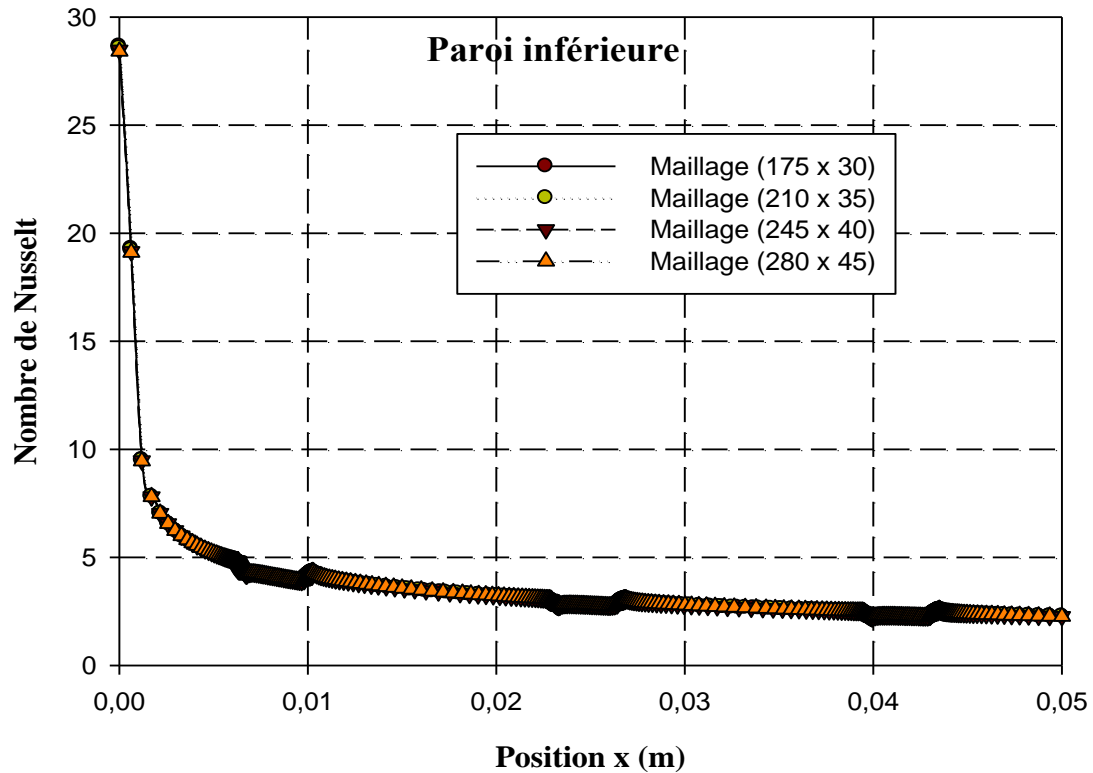


Fig IV.6. Variation de Nusselt pour les différents maillages pour un micro-canal avec trapèzes.

IV.2.Partie dynamique :

IV.2.1 Etude dynamique correspond à un nombre de Reynolds égale à 750 :

IV.2.2 Champ de vitesse :

La figure IV.7 présente un exemple de distribution du champ de vitesses dans les micros canaux (simple ; avec rectangle ; avec trapèze) pour un nombre de Reynolds $Re=750$ correspondant à une vitesse à l'entrée égale à 3.76 m/s. ($Re = 750$)

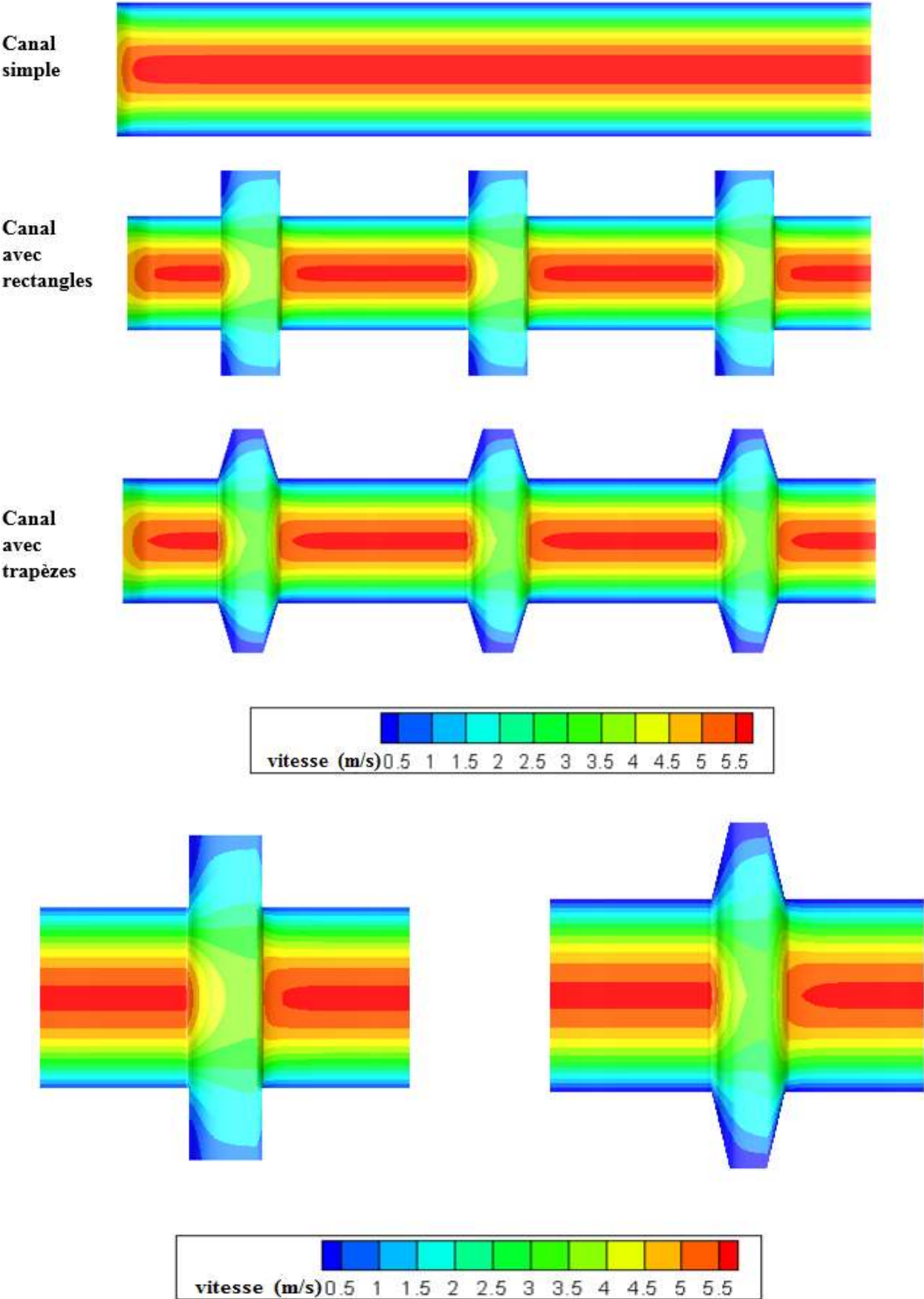


Fig IV.7. Contours de la vitesse axiale (rectangle ; trapèze).

La figure IV.7 présente un exemple de distribution des champs de vitesses exprimées en ms⁻¹ pour le micro canal simple et pour les canaux avec rectangle et trapèze. On observe que la vitesse est faible à proximité des parois et elle augmente lorsqu'elle se dirige vers le centre et on peut expliquer ça par la présence des forces de frottements entre les particules fluide et les parois de la conduite. Mais lorsqu'on compare l'intensité de la vitesse entre les trois canaux ; on remarque que la vitesse est importante dans le canal simple par rapport aux deux autres canaux.

➤ Profils de vitesse dans différentes sections micro canaux :

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

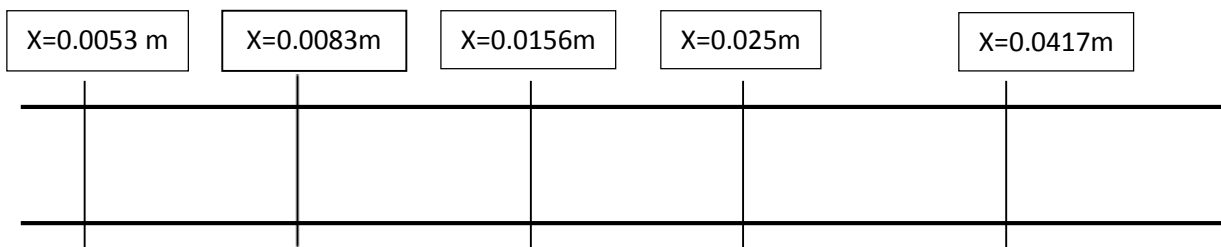


Fig IV.8.Sections sélectionnées.

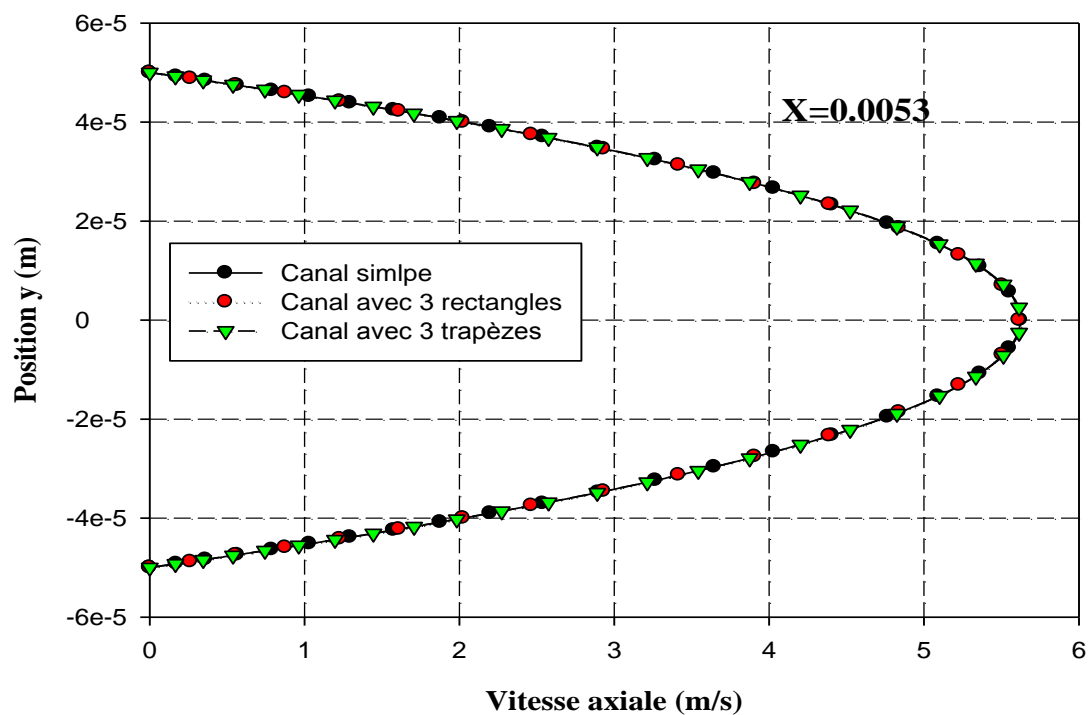


Fig IV.9.Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.0053 m.

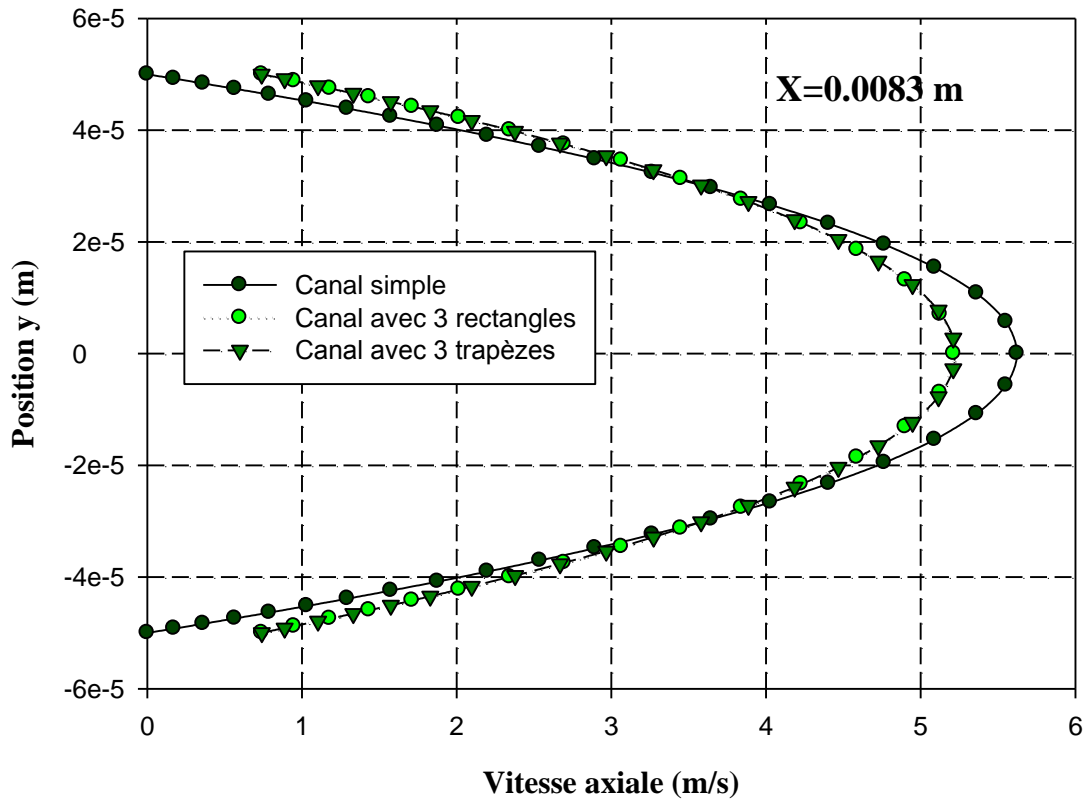


Fig IV.10 : Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.0083 m.

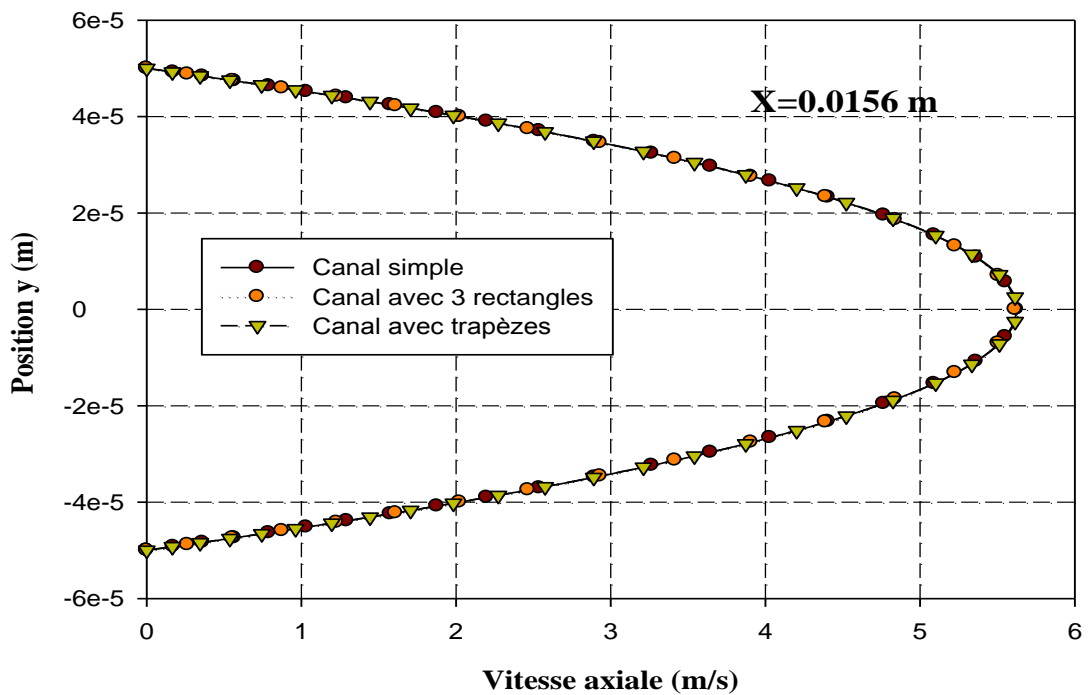


Fig IV.11. Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.0156 m.

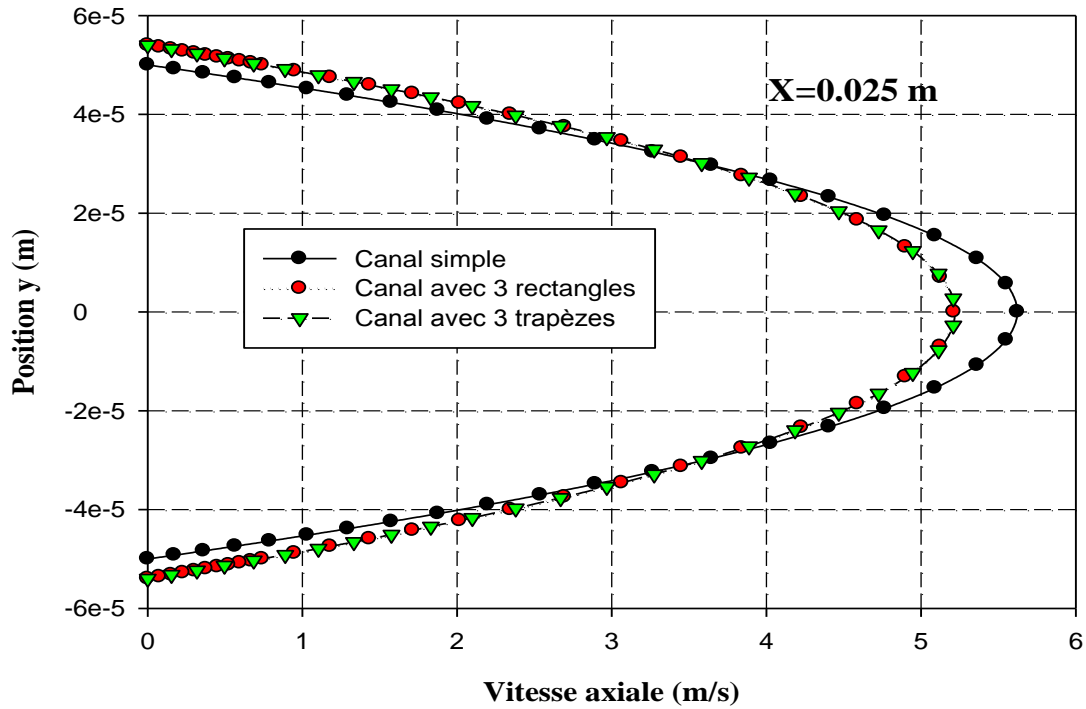


Fig IV.12. Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.025 m.

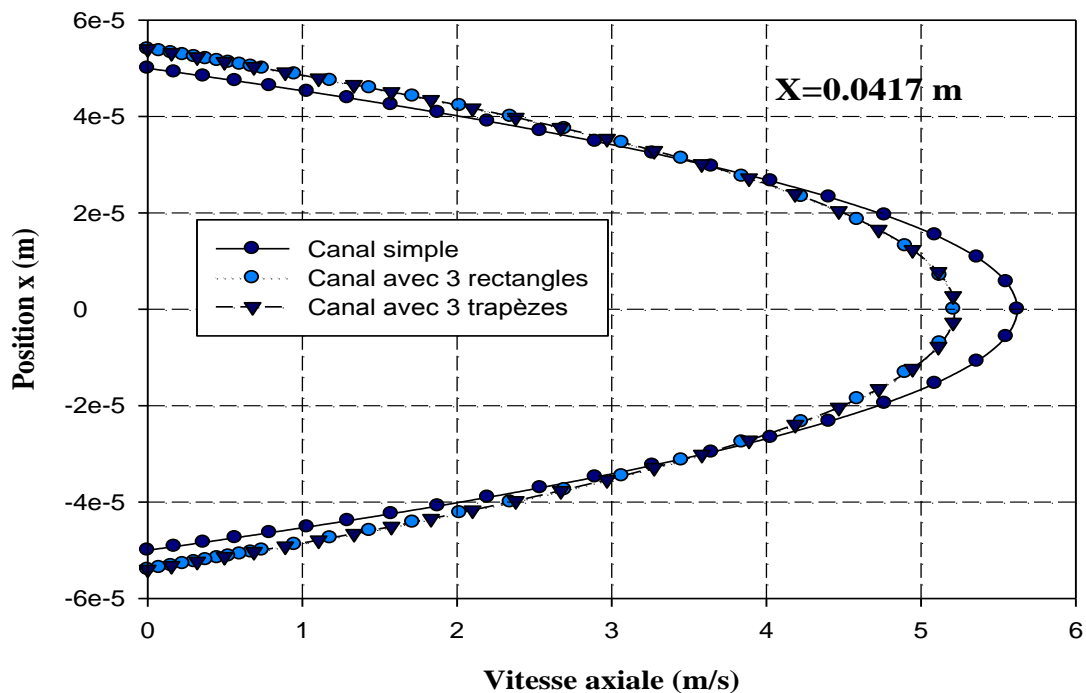


Fig IV.13. Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.0417 m.

Les courbes présentées sur les figures (IV.9 ; IV.10 ; IV.11 ; IV.12 ; IV.13) dans le cas du régime laminaire représentent l'évolution de la vitesse axiale pour différentes sections conduit à une observation très importante sur les profils de vitesse dans les trois canaux. En effet, il apparaît clairement que le profil de vitesse prend une forme parabolique pour les trois

canaux ; on remarque que les valeurs de la vitesse axiale diminuent lorsque l'écoulement est près des parois jusqu'à atteindre une valeur nulle, et une valeur maximale au sein de l'axe d'écoulement.

On remarque que la vitesse atteint des valeurs maximales pour le canal simple ce qui n'est pas le cas pour les canaux avec rectangle et trapèze à cause des élargissements qui jouent un rôle d'un obstacle qui freine le fluide.

IV.2.3 Coefficient de frottement :

(a) Coefficient de friction local :

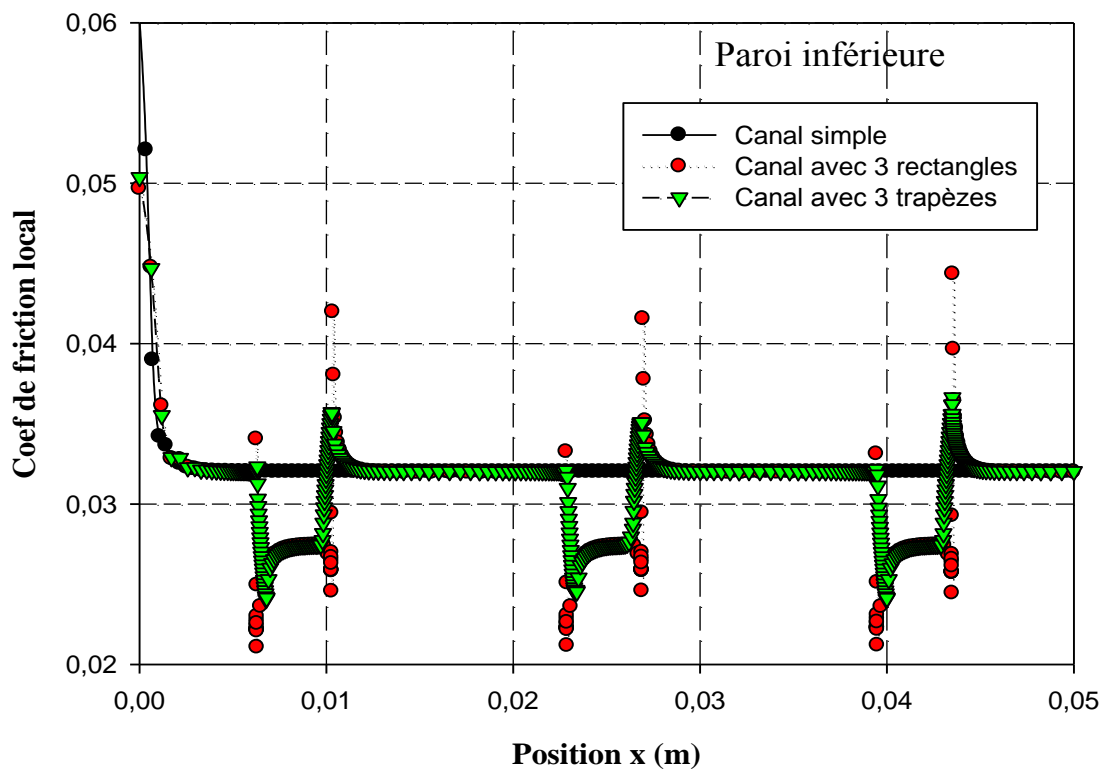


Fig IV.14. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inférieure pour micros canaux.

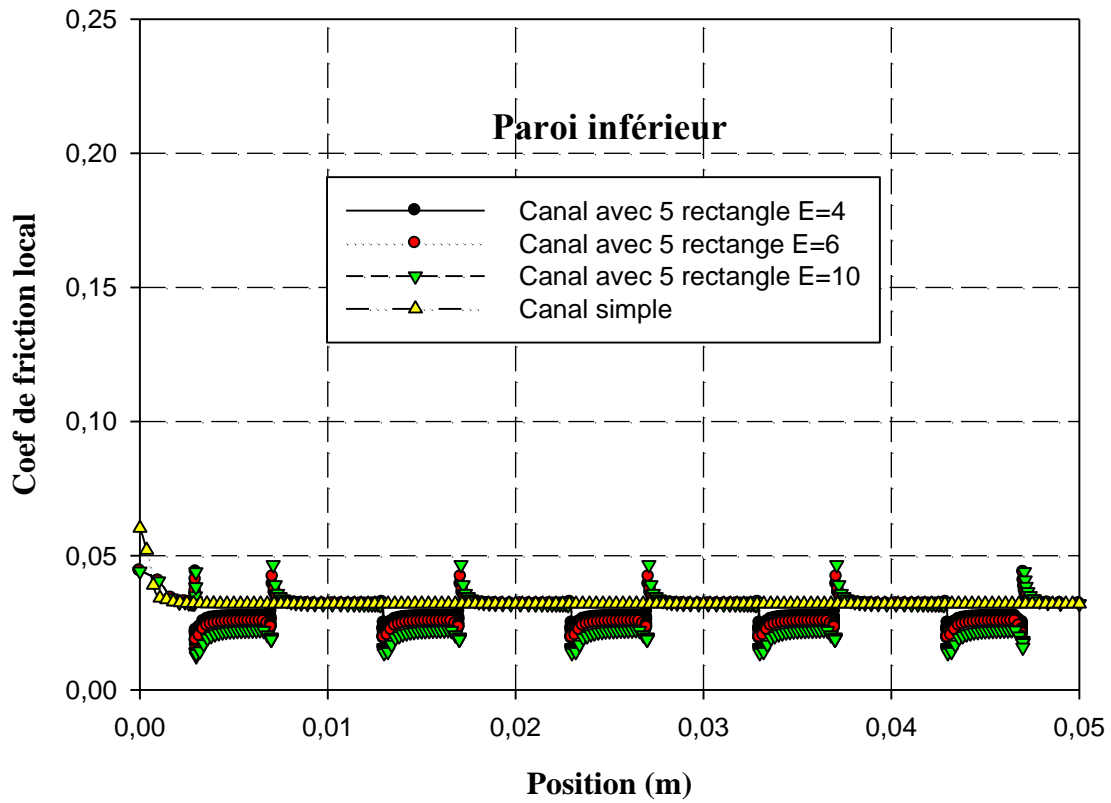


Fig IV.15. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E variable.

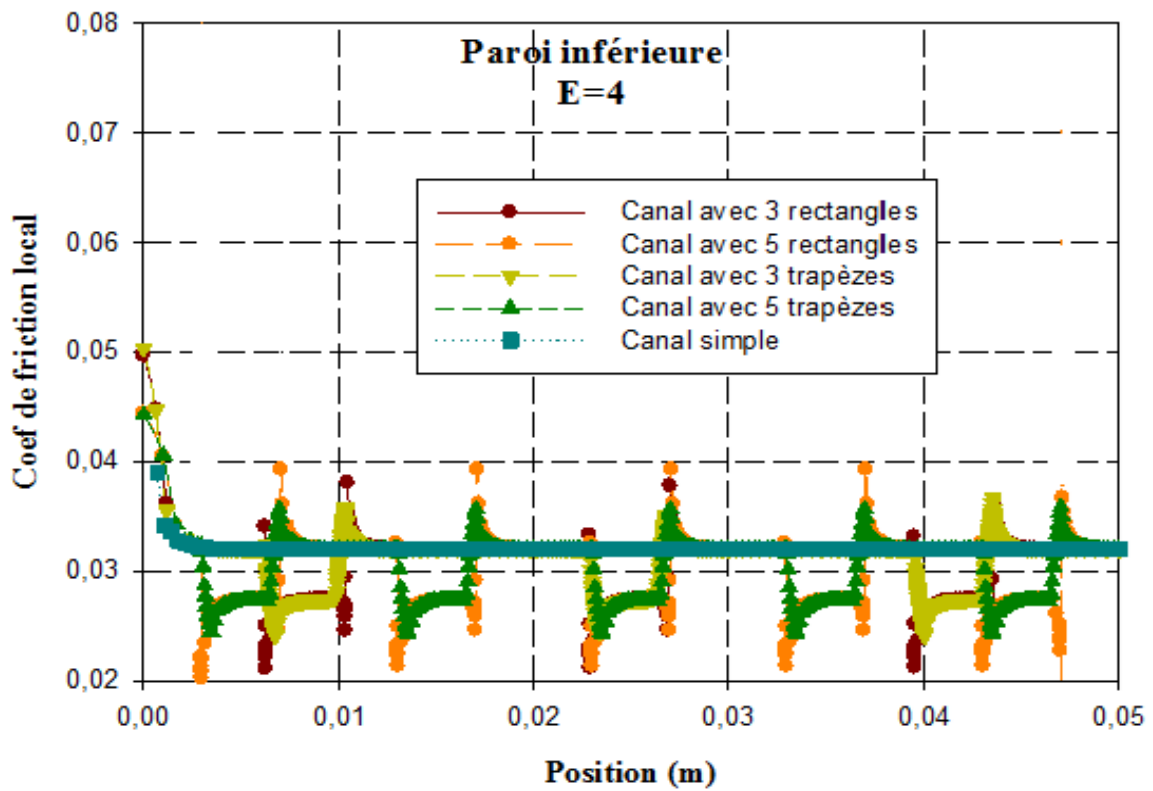


Fig IV.16. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inferieur pour micros canaux avec E fixe.

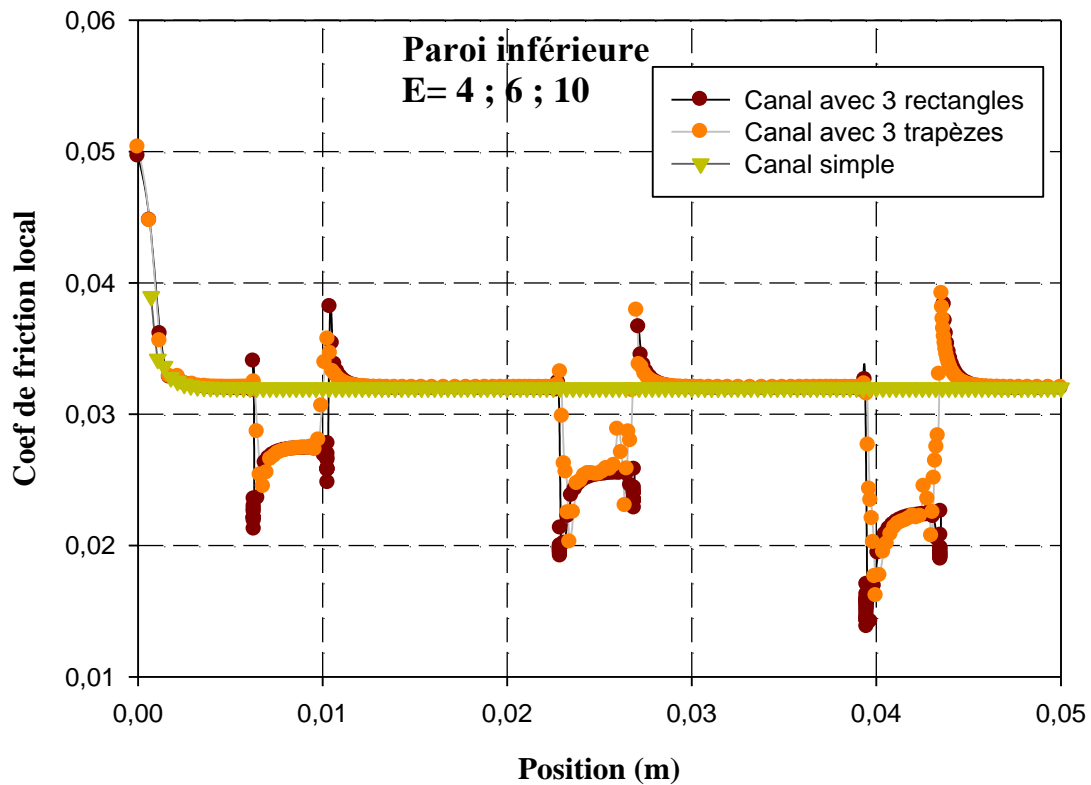


Fig IV.17. Variation de coefficient de frottement local le long de la paroi inférieure pour micros canaux avec E variable.

D'après ces figures qui représentent l'évolution du coefficient de frottement local calculé le long de paroi inférieure pour des écoulements d'eau et pour les trois canaux on observe qu'il y a une petite variation du coefficient de frottement le long du canal simple et sa valeur est faible par rapport aux canaux avec rectangle et trapèze.

On observe aussi des augmentations variées de coefficient de friction en fonction des élargissements des canaux avec rectangle et trapèze. On constate que le fluide dans les deux canaux subit une chute de pression. Dû au frottement avec les élargissements des canaux précédents.

(b) Coefficient de friction moyen :

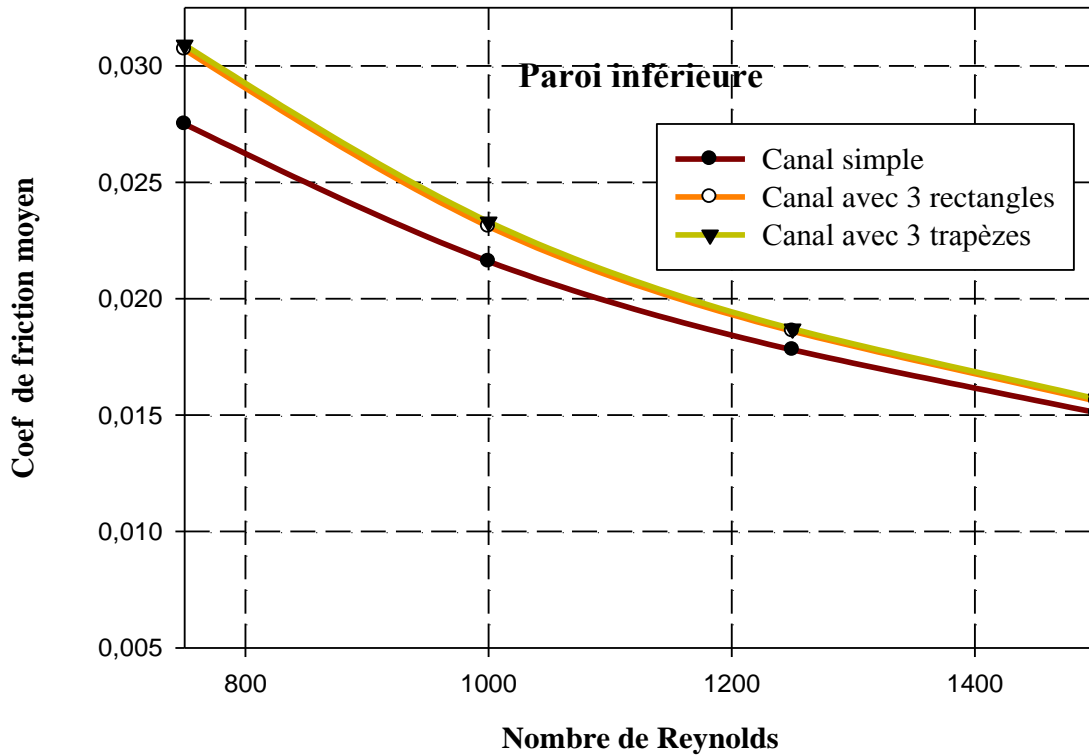


Fig IV.18. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inférieure pour micros canaux.

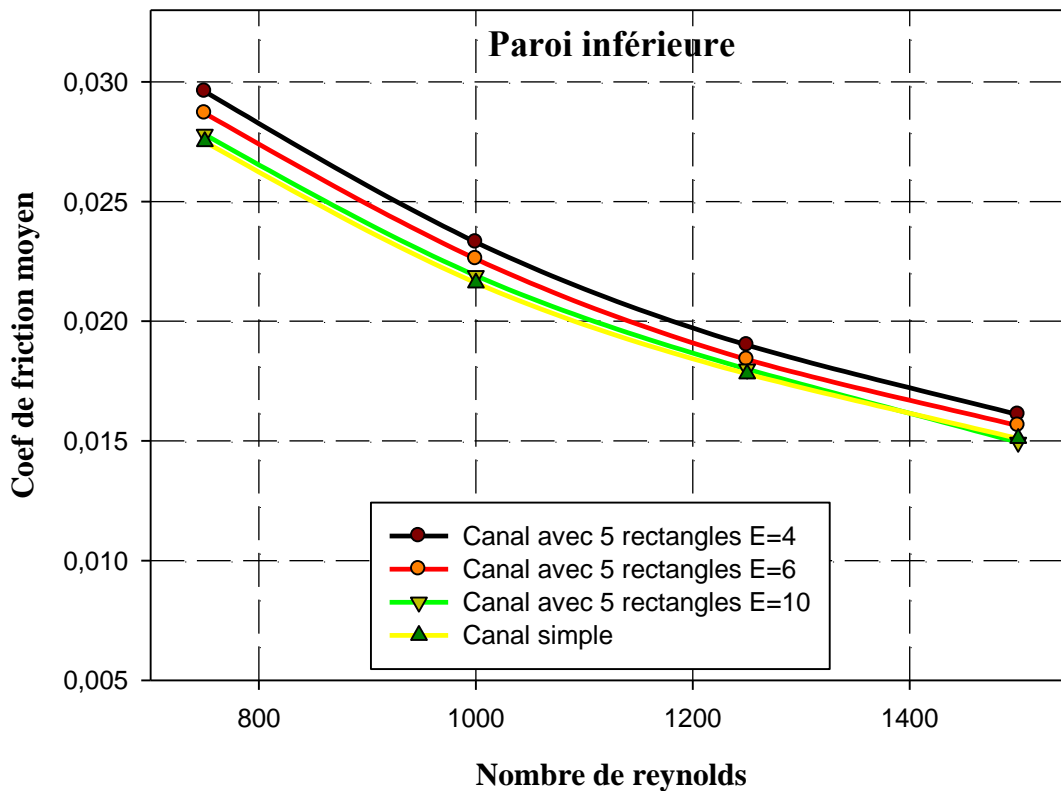


Fig IV.19. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inférieure pour micros canaux avec E variable

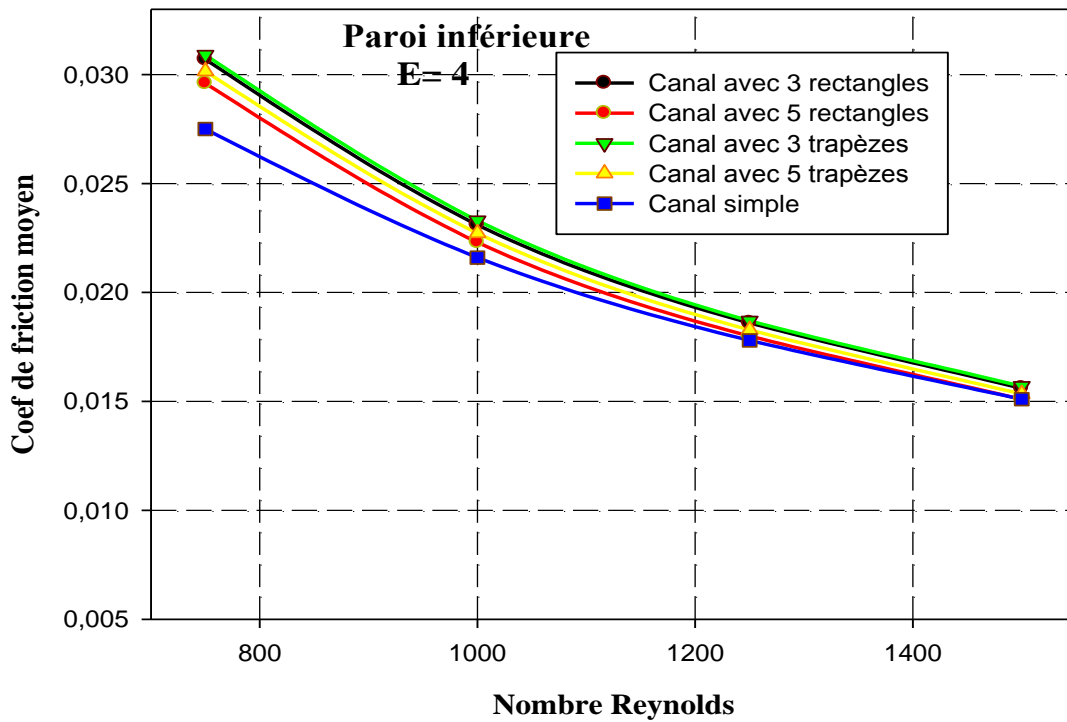


Fig IV.20. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inférieure pour micro canaux avec E fixe.

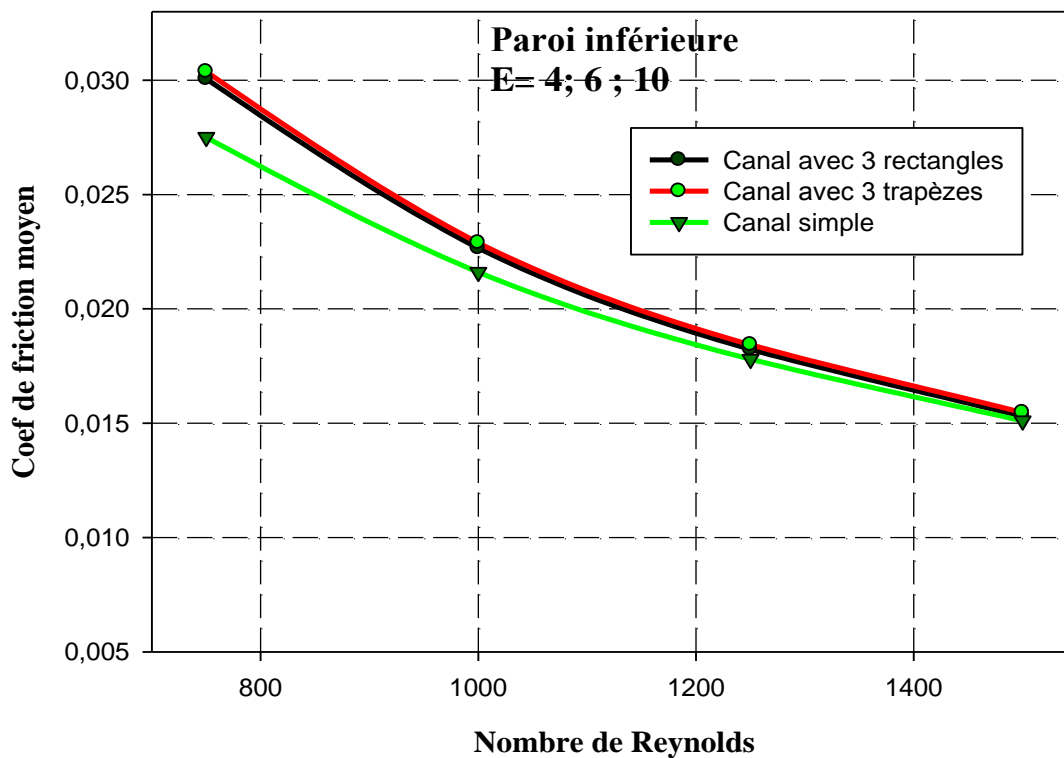


Fig IV.21. Variation de coefficient de frottement moyen le long de la paroi inférieure pour micro canaux avec E variable.

D'après les figures qui représentent la variation de coefficient de friction moyen le long de la paroi inférieure à différente vitesse (nombre de Reynolds) pour les trois canaux. On observe que le coefficient de friction moyen est inversement proportionnel avec le nombre de

Reynolds et on peut voir aussi que ce coefficient pour le canal simple est inférieur à celui de canaux avec rectangle et trapèze c- à- d le fluide dans ces derniers subit une chute de pression importantes et cela dû à la présence des singularités dans l'écoulement.

IV.3. Partie thermique :

IV.3.1 Champs de température :

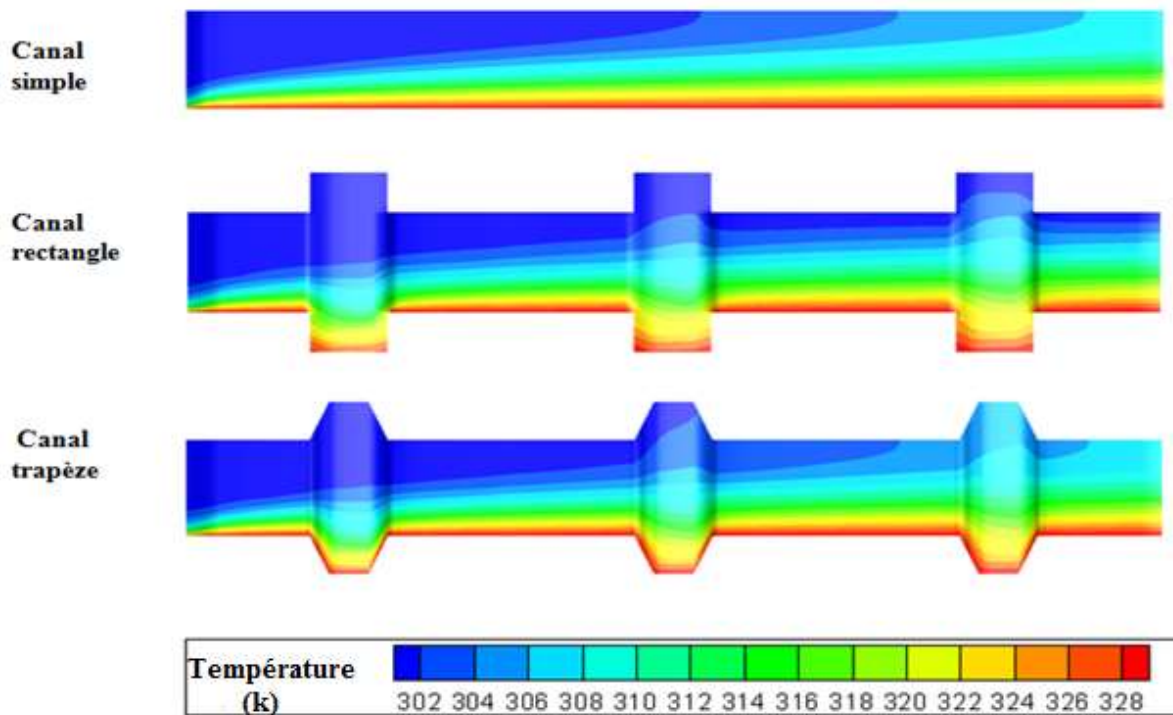


Fig IV.22. Contours de température totale.

La figure (IV.22) montre la distribution de la température totale dans les trois conduites avec une paroi supérieure adiabatique et une paroi inférieure soumise à une température constante.

On observe sur la figure que les parois du canal n'ont pas été chauffées à l'entrée pour les trois canaux après un certain temps le fluide commence à s'échauffer.

Il est à noter que l'eau circulant à l'intérieur des micros canaux étudiés commence à se chauffer dès qu'il arrive au premier changement de section transversale.

On remarque aussi que le fluide s'échauffe bien dans les canaux avec rectangle et trapèze à cause de mélange amélioré dû à la présence des élargissements.

Il est bien remarquable aussi que la température au niveau des rectangles est complètement chaude, ainsi que pour les sections trapèzes.

➤ Profils de température dans différentes sections dans les micros canaux :

La température est un paramètre très important du procédé, Il est donc essentiel d’effectuer une idée précise de la température. Nous allons présenter les profils de température dans différents sections.

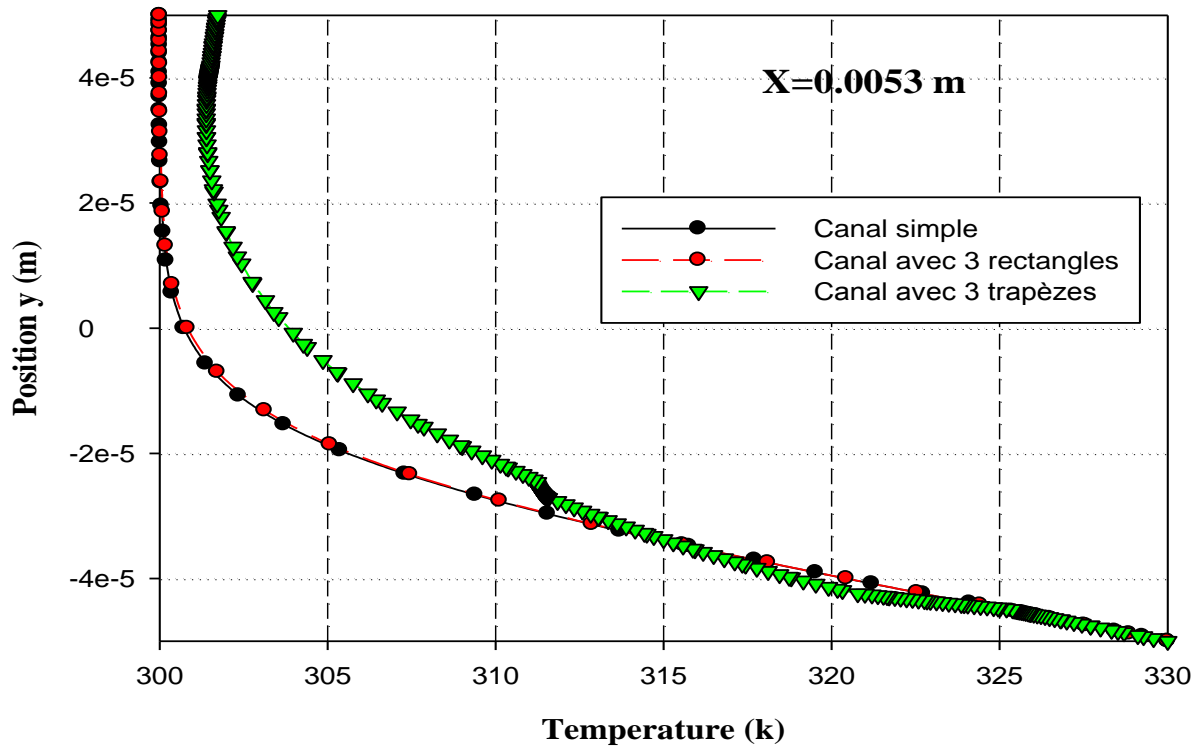


Fig IV.23. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0053\text{m}$.

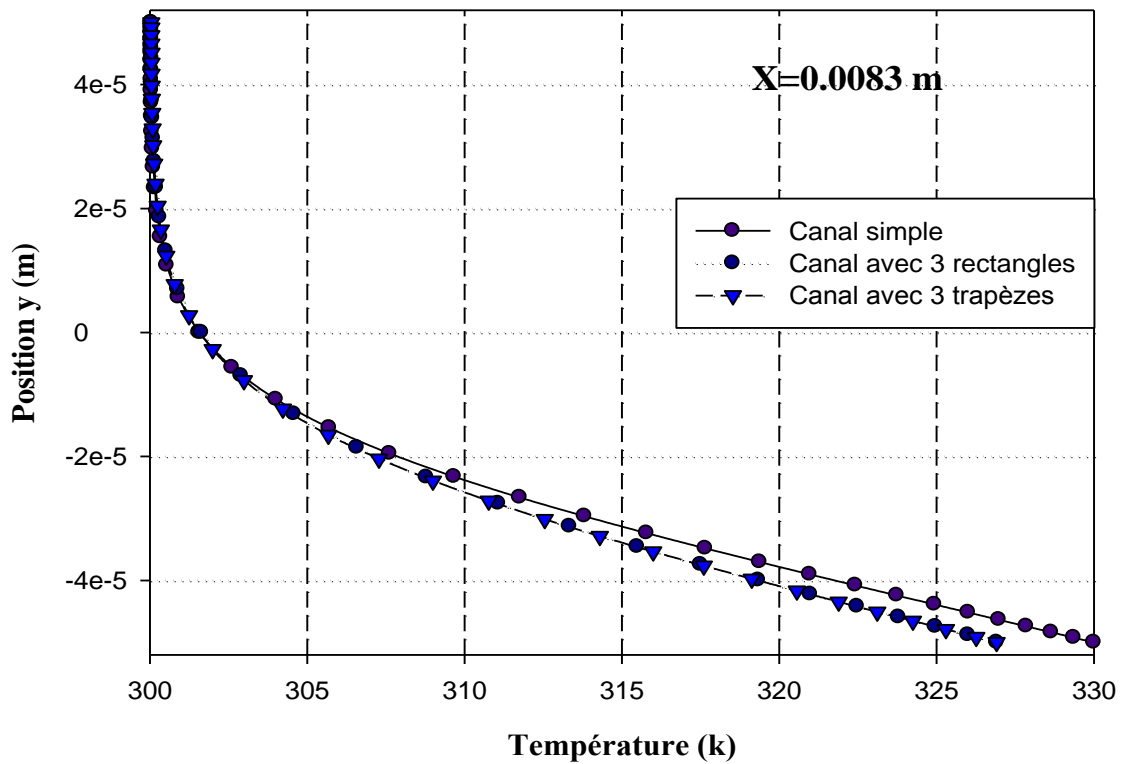


Fig IV.24. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0083\text{m}$

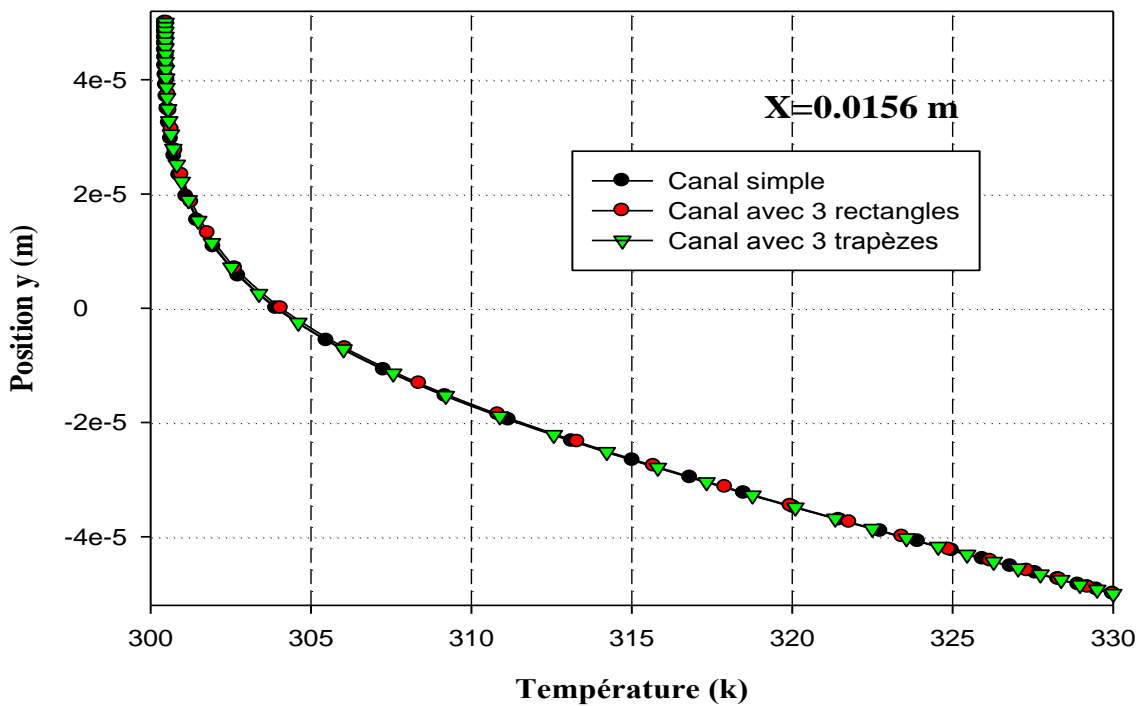


Fig IV.25. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0156\text{m}$

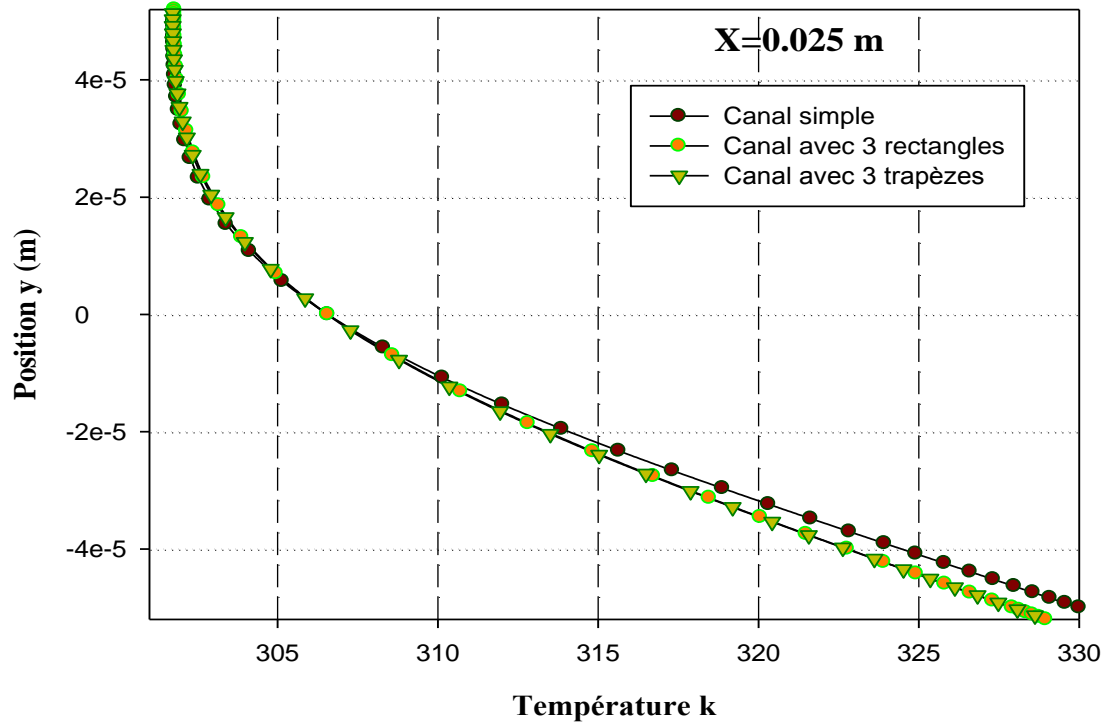


Fig IV.26 : Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.025\text{m}$

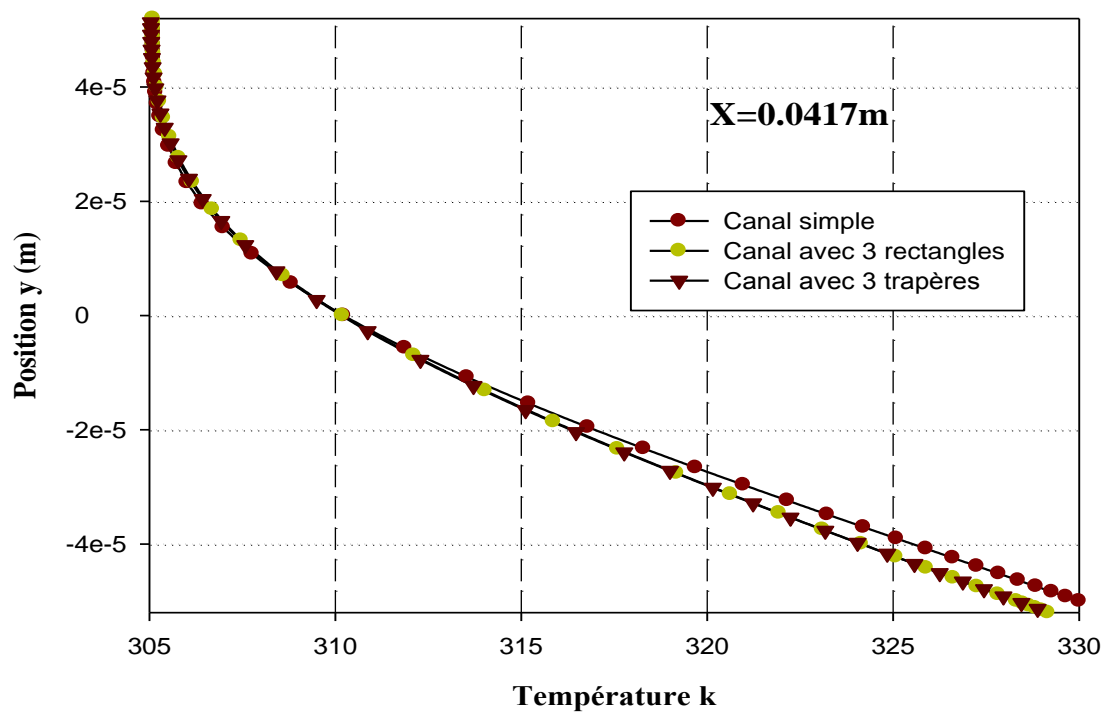


Fig IV.27. Profil de température pour tous les canaux à une section $x=0.0417\text{m}$

Les figures (IV.23 ; IV.24 ; IV.25 ; IV.26 ; IV.27) montrent l'évolution de la température à différentes section pour les trois conduites, il apparait que pour les trois conduites la température diminue lorsqu'on s'éloigne de la paroi inférieure et c'est logique parce que on a une source de chaleur de côté paroi inférieure. , les courbes sont presque confondues surtout dans la section $x=0.0156m$ **Figure IV.25**

Comparé au canal simple : la température dans les canaux avec rectangle et trapèze diminue un peut rapidement, si on prend par exemple la même position verticale et on compare la valeur de la température on observe que la température dans le canal simple est supérieur à celle des deux autres canaux.

IV.3.2 Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est un paramètre déterminant pour le phénomène de transfert de Chaleur par convection forcée, car il caractérise le rapport entre le transfert convectif et le Transfert conductif, la détermination de nombre de Nusselt nous aide à estimer le coefficient de transfert thermique convectif **h**.

(a) Nombre de Nusselt local :

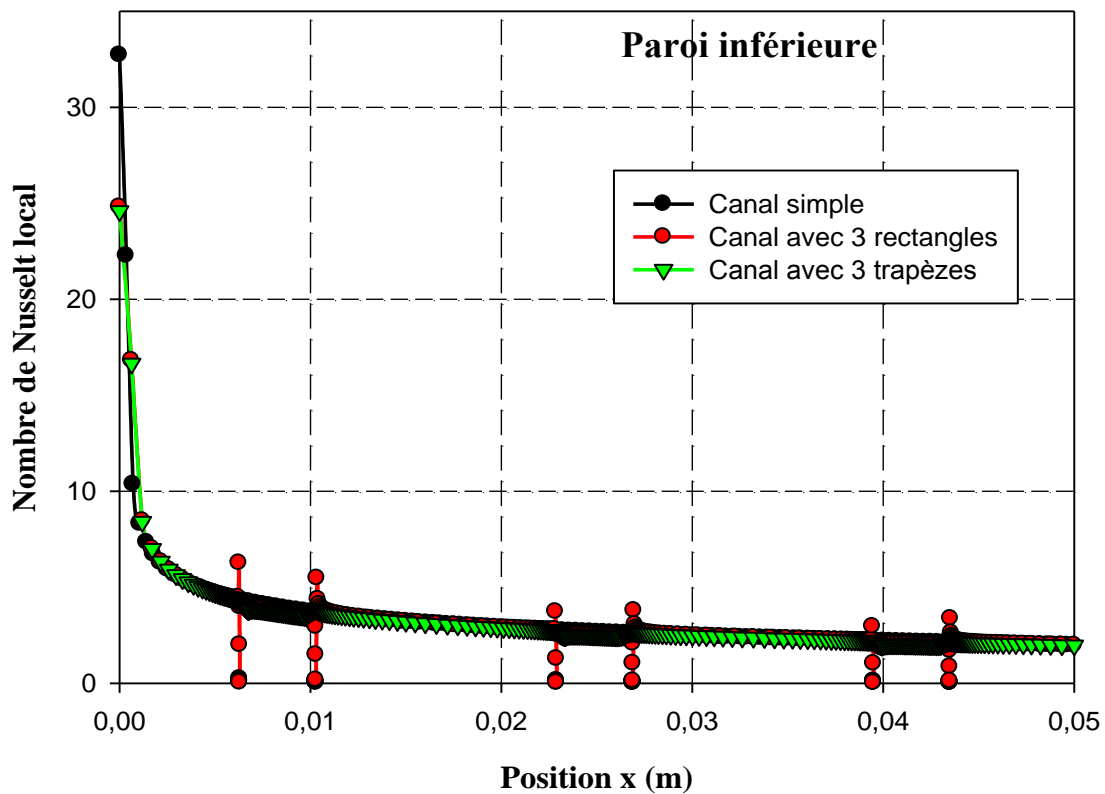


Fig IV.28. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieure pour les micros canaux.

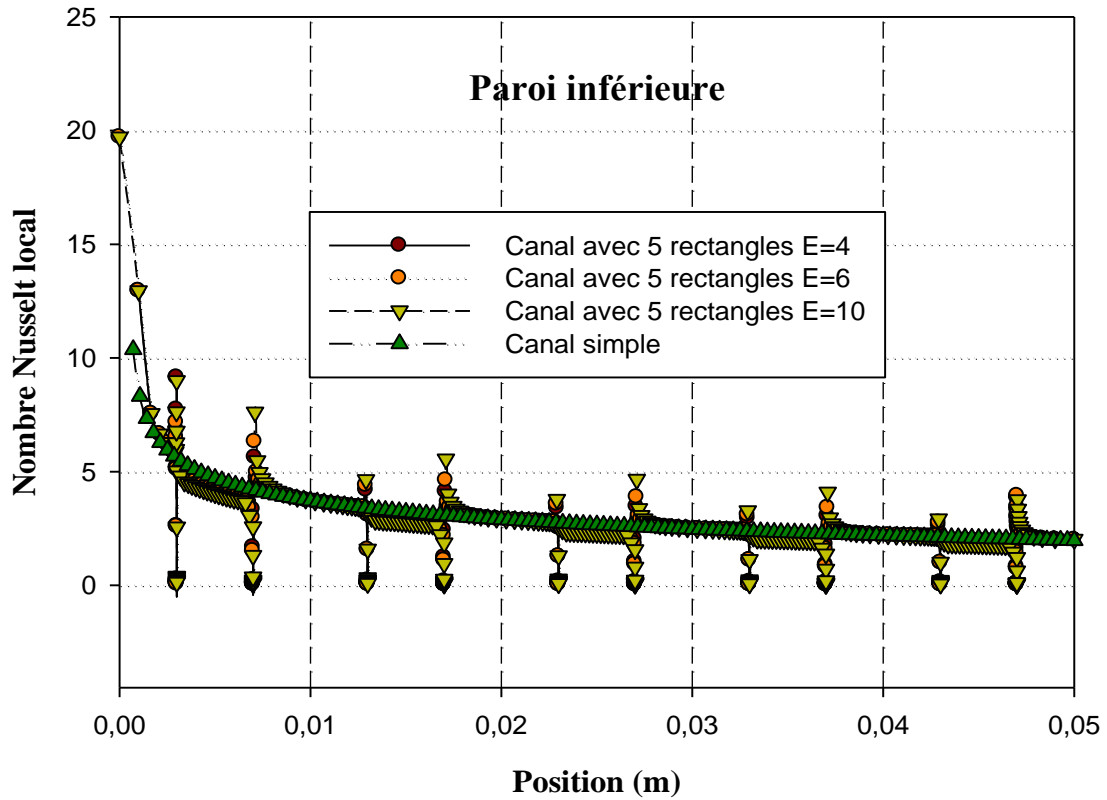


Fig IV.29. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieure pour les micros canaux avec E variable.

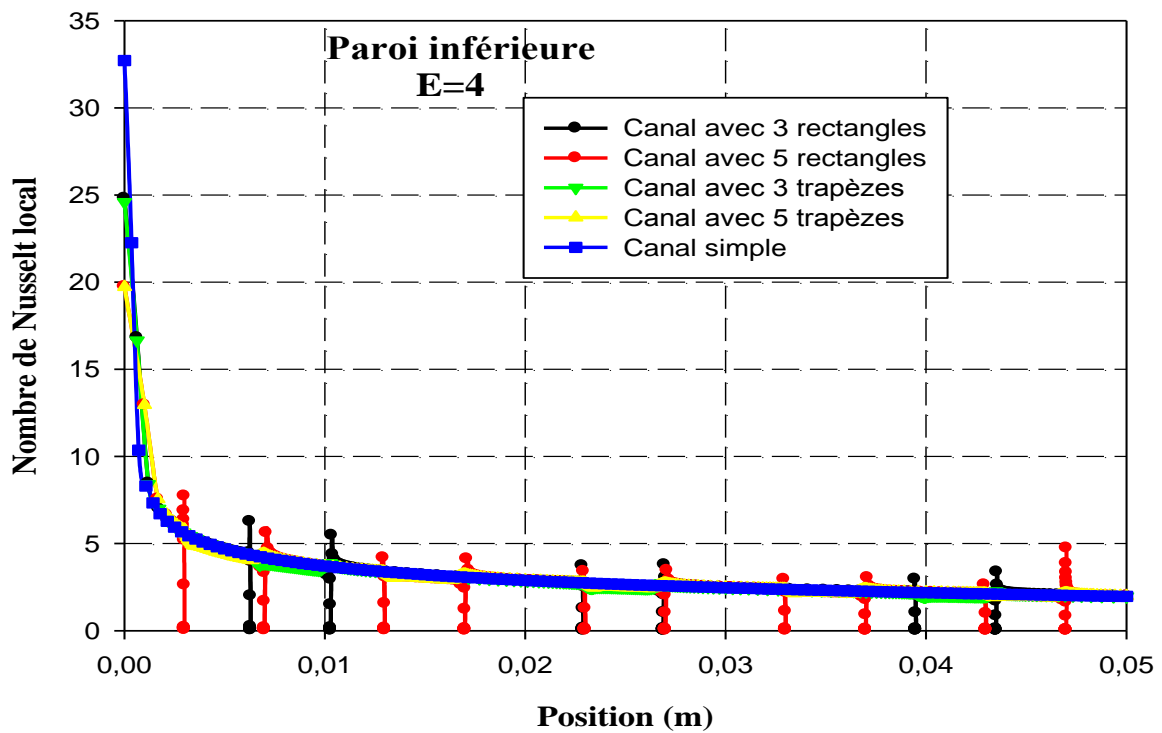


Fig IV.30. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieure pour les micros canaux avec E fixe.

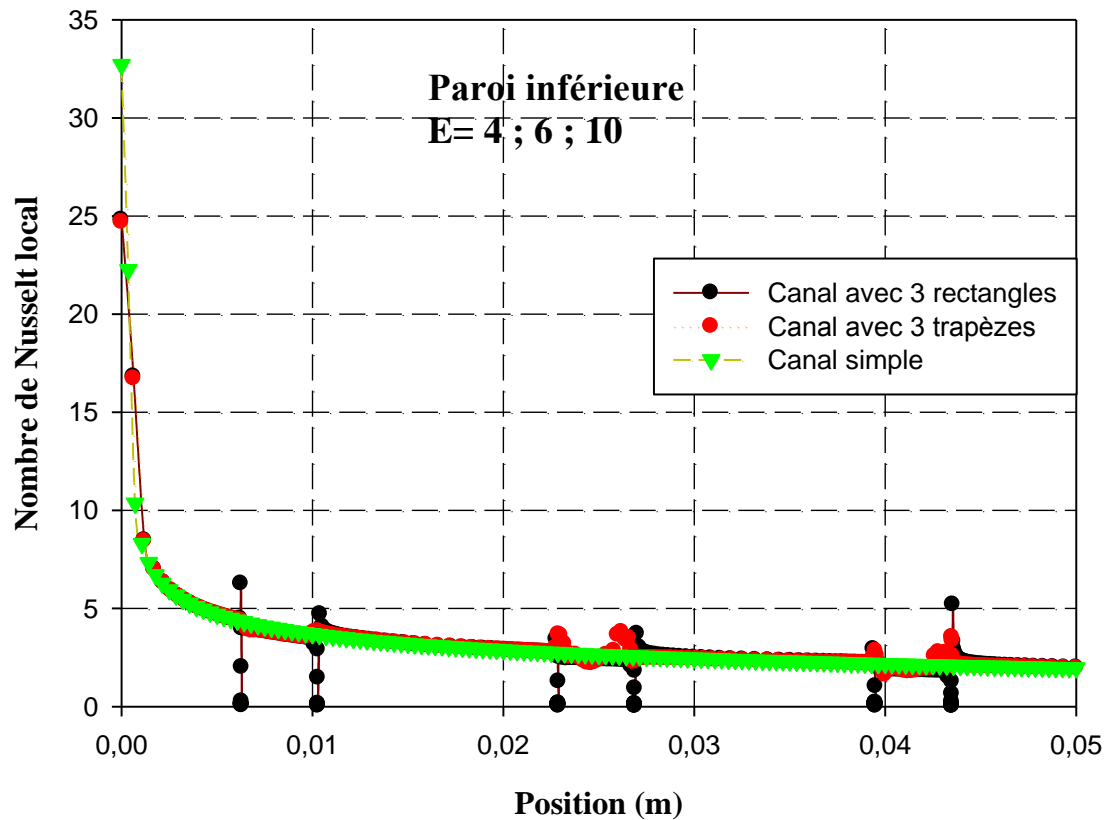


Fig IV.31. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieure pour les micro canaux avec E variable.

La distribution du nombre de Nusselt local dans la paroi inférieure pour les trois canaux est représenté sur les figure (IV.28 ; IV.29 ; IV.30 ; IV.31) on peut voir clairement que dans le canal avec rectangle et avec trapèze le nombre de Nusselt est toujours supérieur à celui de canal simple on peut expliquer le comportement observé par :

-L'augmentation du transfert de chaleur dû à l'augmentation de la surface de transfert de chaleur.

(b) Nombre de Nusselt moyen :

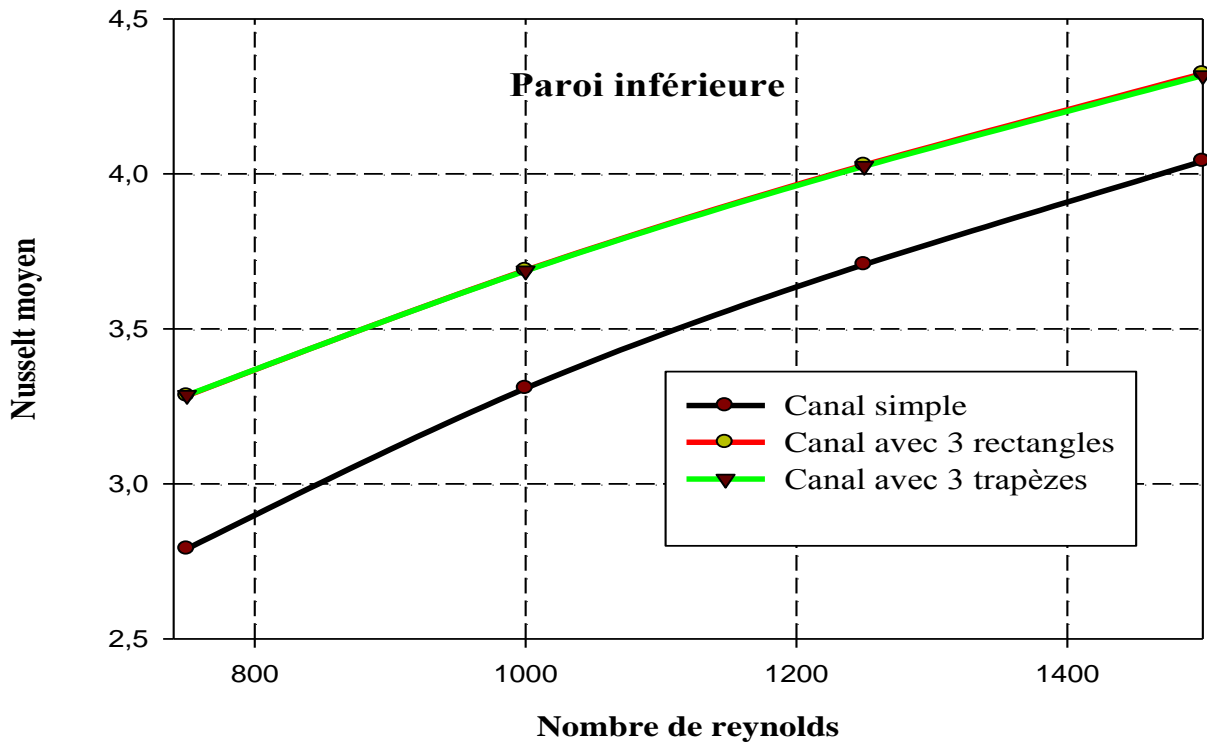


Fig IV.32. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux.

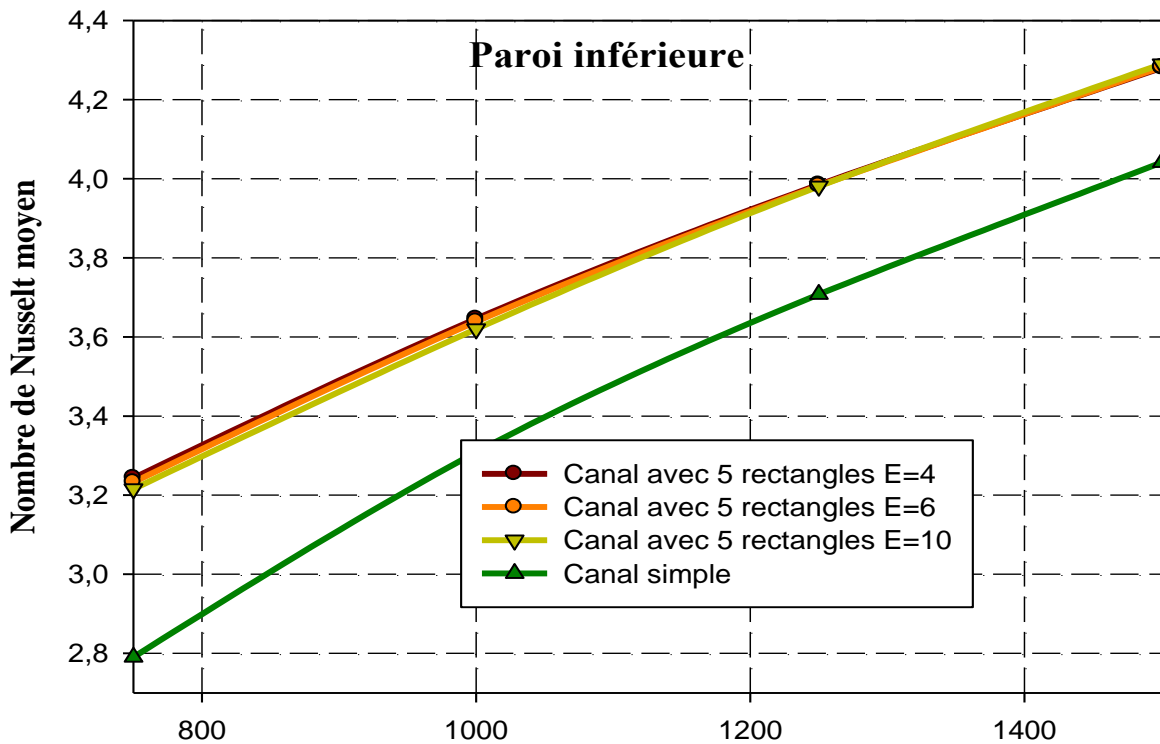


Fig IV.33. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux avec E variable.

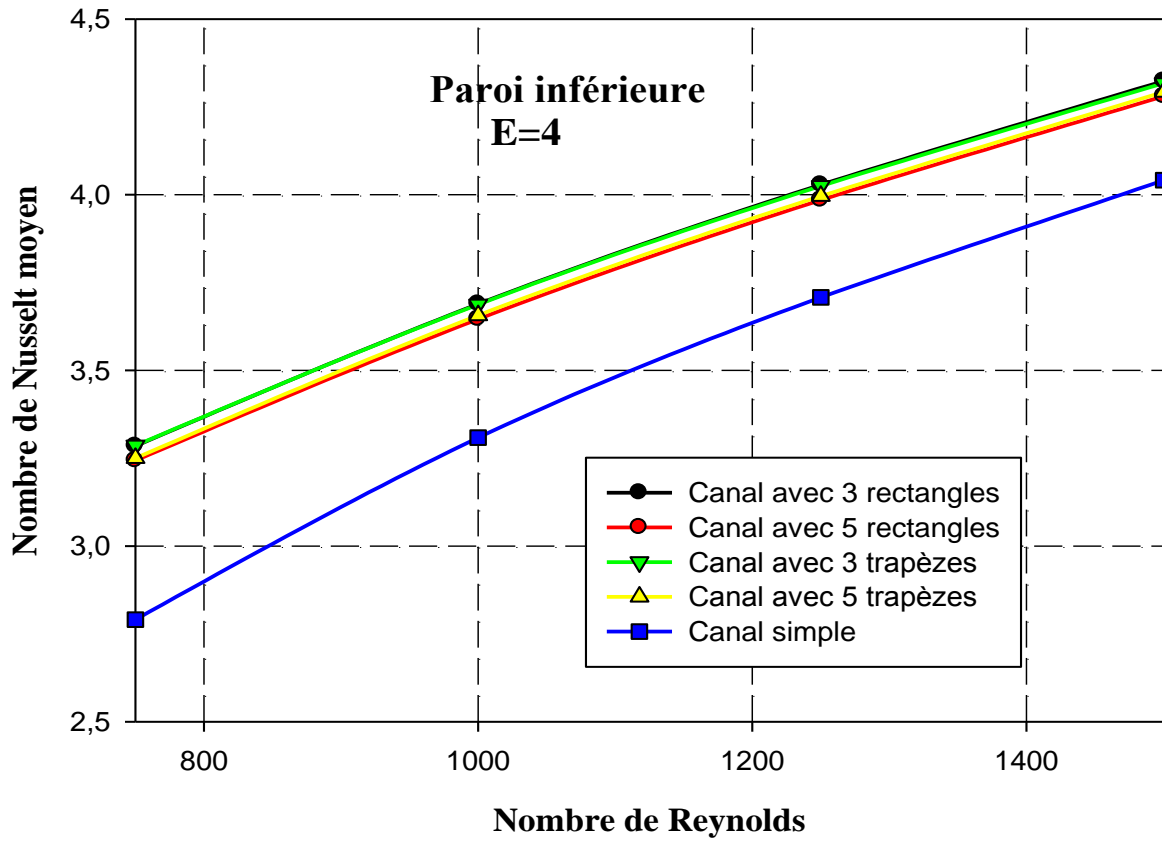


Fig IV.34. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux avec E fixe.

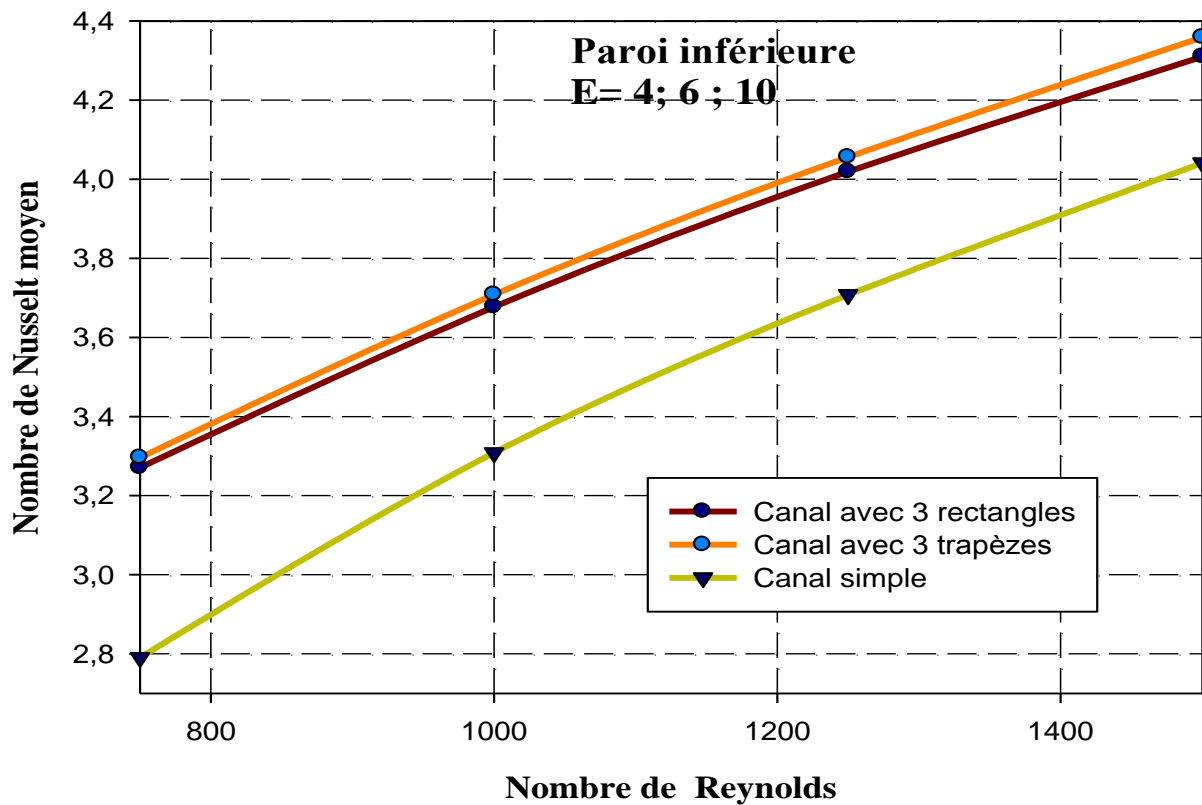


Fig IV.35. Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour micros canaux avec E variable.

Les Figures (IV. 32 ; IV.33 ; IV.34 ; IV.35) représentent l'évolution de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds pour les trois canaux, on peut voir que le nombre de Nusselt est proportionnel avec le nombre de Reynolds. On peut voir aussi que le profil est similaire pour les trois cas, et le nombre de Nusselt pour le canal avec rectangle et trapèze présente une importante augmentation donc on peut conclure que les derniers micros canaux sont capable d'amélioré les performances de transfert de chaleur.

IV.4. L'efficacité des micros canaux HTE :

Micros canaux	Nu	Nu/Nu_{simple}	f/f_{simple}	$(f/f_{simple})^{1/3}$	HTE
Canal avec 3 rectangles	3.2846	0.99 28	0.9504	0.9831	1.0098
Canal avec 3 trapèzes	3.2858	0.9931	0.9566	0.9853	1.0079
Canal avec 5 rectangles	3.2432	0.9802	0.9164	0.9713	1.0091
Canal avec 5 trapèzes	3.25	0.9823	0.9334	0.9772	1.0052
Canal simple	2.7905	1	1	1	1

Tableau IV.1 : Efficacité des micros canaux étudiés.

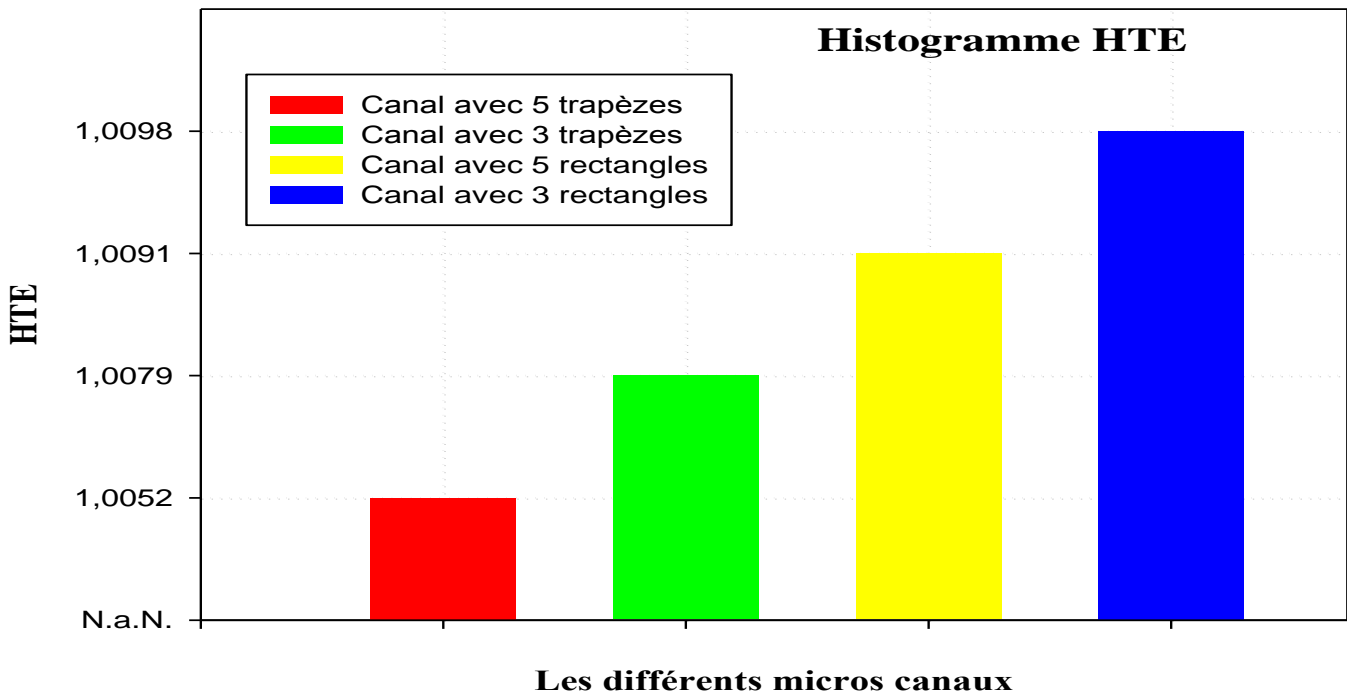


Fig IV.36. Histogramme de l'efficacité des micros canaux étudiés

La figure **IV.36** montre l'efficacité des micros canaux étudiés. On remarque que les micros canaux avec changement de section transversale ont données une amélioration de transfert par rapport au micro canal simple, et le micro canal avec 3 rectangles est le plus efficace.

Conclusion :

A travers ce chapitre on a observé que les micros canaux avec des élargissement rectangles et trapèzes améliorent considérablement les performances de transfert de chaleur et son amélioration est toujours supérieure par rapport au canal simple.

Les caractéristiques géométriques des micro-canaux jouent un rôle significatif dans le taux de transfert de chaleur. Ces perturbateurs agitent l'écoulement et interrompent le développement de la couche limite thermique au niveau des composants chauffés, conduisant à l'amélioration du transfert de chaleur et au coefficient de frottement.

Les résultats obtenus prouvent que les valeurs de Nusselt sont en bon accord avec les lois théoriques. Le coefficient de transfert thermique est plus affecté que le facteur de frottement par la réduction de la taille du canal.

Conclusion générale

Ce mémoire a pour objectif l'étude numérique des performances dynamiques et thermiques des micros canaux de différentes formes, de cerner précisément les limites d'application des lois et corrélations classiques de l'hydrodynamique et des transferts thermiques par convection forcée laminaire dans des micros canaux à différentes géométries (canal simple, canal avec des élargissements rectangulaires et trapézoïdales) aux liquide dans des conduites de très faible diamètre hydraulique à l'aide du code de calcul Fluent.

Le code de calcul fluent nous a pris un temps considérable pour voir la multitude des réglages disponibles sous le logiciel (géométrie, maillage, conditions aux limites et valeurs de référence de "Fluent"), ainsi que la base théorique elle-même des différents paramètres à ajuster.

La Recherche bibliographique montre des résultats numériques et Expérimentaux concernant les problèmes des écoulements dans les canaux avec différentes géométries. Un intérêt particulier a été réservé aux micros canaux.

Les résultats obtenus concernent l'évolution numérique du coefficient de frottement, pour des écoulements laminaires d'eau dans les micros canaux étudiés ; et montrent que le coefficient de friction des canaux avec des élargissements rectangulaires est trapézoïdales est supérieur à celui du micro-canal simple.

La détermination du nombre de Nusselt a pour but de caractériser le transfert thermique forcé. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt est en bon accord avec les valeurs théoriques.

Le nombre de Nusselt augmente avec l'élévation de la surface d'échange thermique à cause des élargissements qui présentent des effets visqueux et qui ralentissent l'écoulement.

Les résultats obtenus montrent que le canal avec section rectangulaire favorise le transfert de chaleur par convection, mais il cause beaucoup de pertes de charge. Malgré les minimales pertes de charges dans les canaux ce dernier n'est pas appréciable en ce qui concerne le transfert de chaleur.

Conclusion générale

En se basant sur l'efficacité des microcanaux **HTE** (Heat Transfer Efficiency), on conclut que le microcanal muni des élargissement avec rectangle est le plus efficace par rapport aux autres microcanaux,

Les perspectives principales de ce travail résident dans l'étude de la dynamique du flux thermique à l'intérieur des microcanaux de géométrie plus complexe, avec un écoulement turbulent ou transitoire pour rendre ce domaine beaucoup plus maîtrisé comme celui à l'échelle macroscopique.

A l'issue de ce travail, de nombreuses perspectives apparaissent. Nous espérons poursuivre l'étude entamée sur les effets de la rugosité. Il nous semble intéressant de mener une étude sur les effets de couplage conduction/convection et une étude numérique en 3D.

Références Bibliographiques:

- [1] M. Adjim, «Modélisation TLM du transfert thermique dans les micros canaux», Doctorat d'état, Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen, 2007.
- [2] D. B. Tuckerman and R. F. W. Pease, «High-performance heat sinking for VLSI», IEEE Electron Device Letters, Vol. EDL- 2, pp: 126-129, 1981
- [3] D.Benladghem, « 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
- [4] M. Ohadi, C. Kyosung, E. Dessiatoun- A. Cetegen, « Briefs-in-Applied-Sciences-and-Technology », Springer, 2013
- [5] I. Papautsky. J Brazzle,T. Ameel, .A.B Frazier. « Laminar fluid behavior in microchannel using micropolar fluid theory, Sensors and Actuators, », Vol 73, pp: 101-108, 1999.
- [6] J.Pfahler. J.Harley .H.Bau. J.Zemel. «Liquid transport in micro n and submicron channels, Sensors Actuators A21–A23» pp 431–434, 1990.
- [7] P Wilding.J. Pfahler.H. Bau. J. Zemel, L.J Kricka. «Manipulation and flow of biological fluids in straight channels micromachined in silicon, ClinChem», Vol 40, pp 43-47, 1994
- [8] H.A. Mohammed, A.K. Abbas, J.M. Sherif, « Influence of geometrical parameters and forced convective heat transfer in transversely corrugated circular tubes, International Communications in Heat and Mass Transfer » Vol 44, pp 116–126, 2013.
- [9] 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, pp 850-862, Septembre 2013.
- [10] Fung-Bao Liu, Ying-Chi Tsai, «An experimental and numerical investigation of fluid flow in a cross-corrugated Channel », Vol46, pp 585–593,2010.
- [11] M. Khoshvaght-Aliabad, « influence of different design parameters and Al₂O₃- water nanofluid flow on heat transfer and flow characteristics of sinusoidal-corrugated channel »Vol 88 , pp 96–105,Décembre 2014.

- [12] S. Baheri Islami , B. Dastvareh , R. Gharraei, « Numerical study of hydrodynamic and heat transfer of nanofluid flow in microchannels containing micromixer », Vol43, PP 146– 154, 2013.
- [13] J.Pfahler, J. Harley and H. Bau, «Liquid transport in micron and submicron channels, Sensors and Actuators A», Vol. 21, pp, 431-434, 1990.
- [14] X.F. Peng, G.P. Peterson ET B.X. Wang, «Heat transfer characteristics of water Flowing through microchannel», Experimental Heat Transfer 7, pp, 265 283, 1994.
- [15] X. F. Peng and G. P. Peterson, «Convective heat transfer and flow friction for water flow In microchannel structures, International Journal of Heat and Mass Transfer», Vol. 39, pp, 2599-2608, 1996.
- [16] G. P. Peterson, «Boiling nucleation and two-phase flow patterns in forced liquid flow In microchannel, International Journal of Heat and Mass Transfer», Vol. 48, pp, 4797- 4810, 2005.
- [17] G. M. Mala and D. Li, « Flow characteristics of water in microtubes, International Journal of Heat and Fluid Flow», Vol. 20, pp, 142-148, 1999.
- [18] Q. Weilin, M. Mala and L. Dongqing, « Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer», Vol. 43, pp 353-364, 2000.
- [19] E. Colgan, G., Furman, B., Gaynes, M., Graham, W., LaBianca, N., Magerlein, J. H., Polastre, R. J., Rothwell, M. B., Bezama, R.J., Choudhary, R., Martson, K., Toy, H., Wakil, J., Zitz, J., and Schmidt, R., « A Practical Implementation of Silicon Microchannel Coolers for High Power Chips», Invited Paper presented at IEEE Semi-Therm 21, San Jose, , pp. 1– 7 March 15–17, 2005.
- [20] K.V Sharp, R.J, Adrian. «Transition from laminar to turbulent flow in liquid filled micro tubes», Experiments in Fluids, Vol 36, pp, 741-747, 2004.
- [21] R. Zeighami, D. Laser, P. Zhou, M. Asheghi, S. Devasenathipathy, T. Kenny, J. Santiago, and K. Goodson, «Experimental Investigation of Flow Transition in microchannel Using

Micron- Resolution Particle Image Velocimetry, Proc. 7th Intersociety Conference on Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, IThERM», Vol. 2, pp. 148–153, 2000.

[22] G Croce, P D'Agaro. « Numerical analysis of roughness effect on micro tube heat transfer, Superlattices and Microstructures », Vol 35, pp, 601—616. 2004

[23] N.khodja et A.Soudani, « Etude hydrodynamique et thermique des écoulements dans les Microcanaux, Edition Universitaire Européennes», 2013.

[24] Qu, W.MohiuddinGh. Mala and D .Li «Pressure driven water flows in trapezoidal Siliconmicro-channels, Int. J. of Heat and Mass Transfer» Vol43, pp, 353-364, 2000.

[25] D.Pfund D.Rector, and A.Shekariz. A.Popescu. and J.Welty, « Pressure drop measurements in a microchannel, AIChE Journal », Vol 46 pp, 1496-1507, 2000.

[26] M.Benhamida , Y. Chebboub «Etude du phenomene de la condensation dans un Micro canal » p 14 .2011

[27] M Rahmat, P. Hubert. « Magistère en physique. Rapport finale Numerical simulation for the geometric design of micro heat pipes ». Décembre 2006.

[28] N.Charef Khouja. « Étude numérique des écoulements dans les micro-canaux» 2010.

[29] D.Lelea, S.Nishio A.Takano: «The experimental research on micro-tube heat transfer and fluid flow of distilled water, Int. J. Heat and Mass Transfer » Vol47, pp 2817-2830, 2004.

[30] <http://cnshenglintec.en.made-in-china.com/product/mKwxSoaTYGWk/China-Micro-Channel-Aluminum-Flat-Tube-for-Heat-Exchanger.html>

[31] J Brandner, M.Fitchner, U. Schygulla, and K.Schubert. «Improving the Efficiency of Micro Heat Exchangers and Reactors, in Proc. 4th International Conference Micro reaction Technology, AIChE» pp. 244-249, March 5th – 9th Atlanta GA, 2000.

[32] Pr Jhon. R thom, «Micro channel Tow phases cooling 3D-IC's» p8, publication 2010

[33] Y.Menni, « Etude Numérique Comparative Entre Deux Types de Chicanes et Ailettes (Trapézoïdale et Triangulaire) Utilisées Pour Améliorer les Performances des Capteurs Solaires Plans à Air, Thèse de Magistère, Université Abou BekrBelkaïd Tlemcen», 2011-2012.

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

[35] A. ABDERRAHIM, « Etude numérique de la convection forcée dans un capteur solaire à air double passe ; mémoire de Master, Université Abou BekrBelkaïd Tlemcen», 2011-2012.

[36] M.CHAOUR «Interaction des structures tourbillonnaires avec la couche limite dans une cavité différentielle ment chauffée, Thèse de Magistère, Université Constantine», 2010.

[37] H Joel.Ferziger, M.Peric «Computational methods for fluid dynamics, Springer Verlag Berlin Heidelber, Allemagne» 2002.

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

[39] Z.Chengbin, C.Yongping ,S.Mingheng, «Effects of roughness elements on laminar flow and heat transfer in microchannels »28 Août 2010.