REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

ETUDE NUMERIQUE DES PERFORMANCES THERMOENERGETUQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR à MICRO-CANAUX

Présenté par

KARA YAZID

YAHIAOUI AMINE

Proposé et Dirigé par

Dr. ALLICHE MOUNIR

Dr. REBHI REDHA

Promotion 2019

ملخص:

ادى التطور التكنولوجي الى محاولة الاستفادة القصوى من الاجهزة الالكترونية و الذى تم التوجه لتكنولوجيا الميكرو و النانو متر و في مجال المبدلات الحرارية حيث تم تصغير احجامها بغية تبريد المكونات الالكترونية .

الهدف الاساسي من هذا العمل هو القيام بدراسة حرارو طاقوية للمبدلات الحرارية ذات ابعاد ميكروسكوبية بغرض تبريد الاجهزة الالكترونية وقد اقترحنا محاكاة ثلاثة اشكال من المبدلات الحرارية حيث تتكون من قنوات مستطيلة باضافة(نصف دائرة ،مثلث،مربع) باستعمال محاكي CFD .

الكلمات المفتاحية : المبدلات الحرارية ،ميكرو، محاكي , CFD .

Résumé :

Le développement technologique a conduit à tenter de tirer le meilleur parti des équipements électroniques, qui étaient orientés vers la technologie des micro et nanomètres et dans le domaine des échangeurs de chaleur où les tailles ont été réduites afin de refroidir les composants électroniques.

L'objectif principal de ce travail est de rétablir une étude thermo énergétique à dimensions microscopiques dans le but de refroidir les dispositifs électroniques: nous avons suggéré de simuler trois formes de commutateurs thermiques constitués de canaux rectangulaires avec addition de (demi-cercle, triangle, carré) à l'aide d'un simulateur CFD.

Mot clé : échangeur de chaleur, micro, simulation, CFD .

ABSTRACT:

The technological development led to the attempt to make the most of the electronic equipment, which was oriented to the technology of micro and nanometers and in the field of heat exchangers where the sizes were reduced in order to cool the electronic components. The main objective of this work is to study thermodynamics of thermocouples with microscopic dimensions for the purpose of cooling the electronic devices.

We suggested simulating three forms of thermal switches consisting of rectangular channels with addition of (half circle, triangle, square) using CFD simulator.

Key words : heat exchanger ,micro, simulating, CFD.

Remerciement

La réalisation de ce mémoire à été possible grâce au concours de plusieurs personnes à qui nous voudrions témoigner toute nos gratitude.

Nous voudrions tout d'abord s'adresser toute nos reconnaissance à nos encadreurs Mr.ALLICHE Mounir et Mr.REBHI Ridha nous les remercient de nos avoir encadré, orienté et conseillé avec leur patience .

Nous adressons nos sincères remerciements à tous les professeurs et tous les personnes qui par leurs paroles , leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé nos réflexions et ont accepté de nos rencontrer et de répondre à nos questions durant nos recherches.

Dédicace

En préambule à ce mémoire, je remercie ALLAH de m'avoir aidé et donné patience et le courage durant ces longues années d'étude.

Je souhaite adresser une dédicace aux personnes qui ont apporté leur aide et qui ont contribue à l'élaboration de ce mémoire ainsi que la réussite de cette formidable année universitaire.

Je dédie ce travail tout d'abord à mes chers parents source de mes joies, secrets de ma force, vous serez toujours mon modèle .

Ainsi qu'à mon frère Aboubaker et ma sœur Rania , mes oncles ,mes tantes et leur famille. A mes cousins et cousines Mouhamed, Samia, Zouri, Nassima . A mes amis :Abderahmane , Nesserdine , Omran , Ali , Nasser, Kamel, Titraoui .

YAZID KARA

Dédicace

je remercie ALLAH de m'avoir aidé et donné patience et le courage durant ces longues années d'étude.

Je souhaite adresser une dédicace aux personnes qui ont apporté leur aide et qui ont contribue à l'élaboration de ce mémoire ainsi que la réussite de cette formidable année universitaire.

Je dédie ce travail tout d'abord à mes chers parents source de mes joies, secrets de ma force.

Ainsi qu'à mon yazid,zohir,hamza

Amine yahiaoui

SOMMAIRE

ملخص.....I

Résumé.....I

ABSTRACT II

Remerciements.....III

Dédicace yazid.....IV

Dédicace amine V

Sommaire VII

Liste des figure IX

Liste des tableau.....XII

Nomenclature.....XIII

Introduction Générale 1

CHAPITRE I: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUES

I.1 QUELQUE TRAVEAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR A MICRO-CANNAUX..... 5

I.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur : 6

I.2.1 Définition d'un échangeur de chaleur 6

I.2.2 Les différentes fonctions d'un échangeur thermique :..... 7

I.2.3 Critères de classement des échangeurs :..... 7

I.2.5 Classification :..... 8

I.2.5.2Échangeur multitubulaire : 9

I.2.5.3 Échangeur à tubes ailettes : 10

I.2.5.4 Echangeur à tube et calendre : 11

I.2.5.5 Echangeur à plaque :..... 13

I.2.5.6 Échangeur à spirale :..... 16

I.2.5.7 Échangeur brasé :..... 17

I.3 Introduction sur les micro-canaux : 17

I.3.1 Classification du canal basée sur le diamètre hydraulique..... 19

I.3.3 Avantages et inconvénients :..... 20

I.3.4 Les limites de la miniaturisation : 21
I.4 CONCULSION 21

CHAPITRE II : MODELISTION ET FORMULISATION DU PROBLEME

II.1 Les méthodes numériques 23
II.1.1 Méthode des différences finis 23
II.1.2. Méthode des éléments finis 23
II.1.3. Méthode des volumes finis 23
II.1.4 Méthodes d'approximation : 24
II.1.4.1. Méthode des résidus pondérés (ou annulation d'erreur) : 24
II.1.4.2 Méthodes varitionnelles : 24
II.2. Position du problème 25
II.2.1 Description de la géométrie 25
II.3 Formulation mathématique du problème : 26
II.3.1 Hypothèses simplificatrices 27
II.3.2 Les Nombres adimensionnelles 27
II.3.3 Equations gouvernantes 30
II.3.4.1 le modèle k-epsilon de RNG dan ANSYS CFX : 33
II.3.5 L'approche de y+: 33
II.3.5.1Faible nombre de Reynolds : 34
II.3.5.2 Nombre Reynolds élevé : 34
II.4 Conditions aux limites : 34
II.5 Conclusion : 36

CHAPITRE III : RESULTAT ET DISCUSSION

III.1 Effet de maillage: 38

III.2 Distribution de la vitesse: 39

Coefficient de frottement : 42

- **Les contours de la température : 43**
- **Nombre de Nusselt: 47**
- **Frottement local : 48**
- **Nussult local: 49**
- **Nussult moyen : 49**
- **Les graphes de Y plus : 50**
- **Efficacité des microcanaux étudiés: 50**

Conclusion : 52

CONCLUSION GENERALE……..……..……53

ANNEXE……..…….……58

Réference ……..……..……..……74

Liste des figures

Figure I.1 :échangeur de monotube en serpentin 9

Figure I.2 : Échangeur coaxial 9

Figure I.3: Echangeur a tube séparé 10

Figure I.4:échangeur a tube rapporchés 10

Figure I.5 : échangeur à tube aillettes 11

Figure I.6 : autre différant type d'ailette 11

Figure I.7 : Echangeur de chaleur à tête flottante 12

Figure I.7 : echangeur a tube en U..... 13

Figure I.8 :Echangeur a plaque tubulaires fixes 13

Figure I.9 :différents géométries de plaque d'échangeur à surface primaire 14

Figure I.10 : Echangeur à plaque et joint..... 14

Figure I.11 : Echangeur platulaire et shéma canaux 15

Figure I.12: Echangeur compabloc et l'empilement des plaques 15

Figure I.13 : Echangeur packinox 16

Figure I.14 : Echangeur lamellaire 17

Figure I.15: Echangeur aspirale 17

Figure I.16 .Quelques exemples de microstructures 19

Figure II.1 : les étapes des méthodes numériques 27

Figure II.2 .géométrie micro canaux (demi cercle) 28

Figure II.3 .géométrie micro canaux (triangle). 29

Figure II.4 .géométrie micro canaux (carré) 29

Figure II. 5. Schéma représentatifs des conditions aux limites..... 37

Figure III.1.variation de la vitesse axiale pour les différents maillages 39

Figure III.2. Maillage de microcanal (D.cercle).....39

Figure III.3. Maillage de microcanal (carré)..... 39

Figure III.4. Maillage de microcanal(Triangle).....39

Figure III.5. : Distribution de la vitesse longitudinale pour les microcanaux (D.cercle, Triangle, carré). 41

FigureIII.6. Variation de la vitesse axiale à une section de position pour les microcanaux (D.cercle) 41

Figure III.7 . Variation de la vitesse axiale à une section de position pour les microcanaux (Triangle). 42

Figure III.8. Variation de la vitesse axiale à une section de position pour les microcanaux (carré). 42

Figure III.9. Variation de la vitesse axiale à une section de position X=0.0025m pour les microcanaux (D.cercle, Triangle, carré) 43

Figure III.10. Variation du frottement en fonction de Re pour les microcanaux(D.cercle, Triangle, carré) 43

Figure III.11. Comportement de coefficient de frottement local le long des micro canaux(D.cercle, Triangle, carré). 44

Figure III.12. : Distribution de la température longitudinale pour les microcanaux (D.cercle, Triangle, carré). 45

Figure III.13. Variation de la température à une section de position pour les microcanaux (D.cercle). 46

Figure III.14. Variation de la température à une section de position pour les microcanaux (carré). 46

Figure III.15. Variation de la température à une section de position pour les microcanaux (Triangle). 47

Figure III.16. Variation de la température à une section de position X=0.0025m pour les microcanaux (D.cercle, Triangle, carré). 47

Figure III. 17. Nombre de Nusselt local en fonction de X pour les microcanaux. 48

Figure III. 18. Nombre de Nusselt local en fonction de X pour les microcanaux.....48

Figure III.19 Comportement de coefficient de frottement local le long des microcanaux (carré) avec le rugosité (Re=5000). 49

Figure III.20 Comportement de coefficient de frottement local le long des microcanaux (carré) avec le rugosité (Re=10000). 50

Figure III. 21. Nombre de Nusselt local en fonction de X pour la micro canaux (carré) 50

Figure III.22. Nombre de Nusselt moyen en fonction de rugosité pour la micro canaux (carré) a différant Reynold.....51

Figure III 23 . Influence du maillage sur le profil de Y plus.....52

Figure III.24. Efficacité des microcanaux étudiés en fonction Reynolds. 52

Figure III.25. Efficacité de microcanaux (carré) étudiés en fonction rugosité.....53

Listes du tablaux

Tableau I.1 : Différents diamètres appliqués aux canaux ……19

Tableau II.1 : Propriétés physiques de l'eau à T= 300 K…….....28

Tableau II.2: constantes du modèle k-ε..... 34

Tableau III .1 : les valeurs de rugosité…… ……..……49

Nomenclature

Variables	Description	unité
Br	Nombre de Brinkman	
C_p	Chaleur spécifique	(KJ/kg.K)
D_h	Diamètre hydraulique	(m)
Ec	Nombre d'Eckert	
f	Coefficient de frottement	
h	Coefficient de transfert convectif	($w/m^2.K$)
HTE	Heat Transfer Efficiency	
L	Longueur du microcanal	(m)
Nu	Nombre de Nusselt	
P	Pression	(Pa)
Pr	Nombre de Prandtl	
MEMS	Micro Electro Mechanical Systems	
MHTS	Microchannel Heat Transfer Sinks	
q_m	Débit massique du fluide	(Kg/s)
Q	Flux de chaleur	(w)
Re	Nombre de Reynolds	
S	Surface (Section)	(m^2)
T	Temperature	(K)
U	Vitesse adimensionnelle suivant X	
u	Vitesse dimensionnelle suivant x	(m/s)
x	Cordonnée axiale	(m)
X	Cordonnée adimensionnelle x/Dh	
Y	Cordonnée adimensionnelle y/Dh	

Symbols grecs	description	unité
λ	Conductivité thermique	(w/m.K)
ν	Viscosité cinématique	(pl).
μ	Viscosité dynamique	(Pa.s).
ρ	Masse volumique (densité)	(Kg/m^3)
θ	Température adimensionnelle	
ε	Rugosité	(m)

Indices

cond	Conduction
conv	Convection
f	fluide
in	inlet
out	outlet
i	initiale
p	paroi
mic	microcanal

Introduction générale

Les microsystèmes sont issus des besoins de miniaturisation de systèmes volumineux, coûteux à fabriquer et à utiliser, pour de nouveaux usages nécessitant une meilleure conformité fonctionnelle et une meilleure portabilité (systèmes dits nomades). L'évolution principale des fonctions, au-delà de l'électronique, est l'introduction de la micromécanique utilisant des parties mobiles (ressorts, poutres, rotors,etc.), de l'optique et de l'intelligence (logiciels enfouis) dans les microsystèmes en appliquant les technologies de la microélectronique. Ces nouveaux outils assurent généralement un lien entre les nanotechnologies et le monde macroscopique dans lequel vit l'homme. Les nanotechnologies conduisent à créer des fonctions infiniment locales qui sont accessibles à l'usager par l'intermédiaire d'une chaîne continue de nano-micro-méso-macro-systèmes assurant un ensemble cohérent et complémentaire de fonctions utiles. Ce domaine de recherche est en pleine expansion et vise des domaines d'application d'une extrême diversité. Toutes les disciplines scientifiques ou techniques sont impliquées: électronique,mécanique, robotique, science des matériaux, optique, télécommunications, thermique, chimie, médecine, biologie, etc.

De nombreux composants présentant des dimensions micrométriques ou millimétriques sont utilisés pour l'élaboration de divers microsystèmes notamment dans les domaines de la microélectronique, de la microbiologie, de la microrobotique, de la micromécanique, de la microfluidique, du micromagnétisme, de la microthermique, de la microoptique, ou de la microchimie. Les différents secteurs économiques concernés sont ceux de l'automobile, du spatial,de l'aéronautique, de la domotique, de la santé, de la biologie, de la chimie, de l'agroalimentaire, de l'environnement, etc… Ces composants sont utilisés dans des microsystèmes désignés généralement par MEMS (**M**icro**E**lectro**M**echanical**S**ystem ou système microélectromécanique). Les systèmes microélectromécaniques se décrivent assez bien par leur nom : le terme « Micro » se réfère à la taille (d'un micromètre à un millimètre), «Electro » annonce que l'électronique est impliquée et « mécanique » que des parties mobiles y sont incluses.

C'est dans ce contexte que nous allons mener notre étude. L'objectif de ce travail consiste donc à étudier numériquement l'influence de la géométrie de microcanaux constituants les micro échangeurs sur le transfert de chaleur et sur l'amélioration de refroidissement d'un élément chauffé. Ainsi le comportement de certains paramètres thermiques et dynamiques.

Ce mémoire se décompose en quatre chapitres. Le premier chapitre s'intéressera sur les échangeurs de chaleur a micro –canaux , Généralités sur les échangeurs de chaleur , Classement

classification des échangeurs de chaleur en générale en suite en définis les échangeurs a micro canaux.

Dans le deuxième chapitre nous décrivons le problème, sa formulation mathématique, Les méthodes numériques ,Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, de l'énergie ,ainsi que les conditions aux limites imposées sur chaque grandeur, sont présentées en détail et les hypothèses nécessaires qui nous facilitent la tâche pour résoudre le problème

Le troisième chapitre est consacré à la discussion des résultats obtenus en présentant une étude thermique et dynamique et une comparaison entre les microcanaux étudiés.

Finalement, la conclusion de ce travail .

Chapitre I :

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUES

I.1 QUELQUE TRAVEAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR A MICRO-CANNAUX

Le concept des échangeurs à micro canaux n'est pas nouveau, Puisqu'il a été introduit vers 1980 par les chercheurs **Tuckerman** et **Pease**, Ils ont alors montré qu'on pouvait réduire la taille des échangeurs à de très petites échelles en ayant le même niveau de performances, est bien supérieur que les systèmes classiques. Les matériaux de construction des microcanaux sont en cuivre, glass, silice [4].

En 1995, **Heindel** et **Ramadhyani** ont développé des modèles 2D et 3D pour le calcul d'un écoulement naturel laminaire dans une cavité verticale contenant plusieurs sources chauffées placées sur l'une de ses parois. Les résultats numériques ont été comparés avec les mesures de la température de chauffe et la visualisation de l'écoulement. Une bonne concordance a été notée avec le modèle 3D. Cependant, le modèle 2D a surestimé la température du substrat. **[7].**

Mala et Li [8] 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 microcanaux. 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.

Desrayaud [9] réalisé une étude paramétrique sur un système en 2D constitué de canaux parallèles avec une seule source de chaleur. Le système simule le refroidissement d'un ensemble de circuits imprimés (PCB) avec des modules chauffés placés à la surface des circuits. La solution a été calculée simultanément dans le solide (module et substrat) et dans les régions de fluide en tenant compte de la continuité de la température et du flux de chaleur aux interfaces solide-liquide.

Ligrani et al. [11] ont étudié expérimentalement le transfert thermique dans les microcanaux avec des fossettes et des saillies, ces derniers ont réduit le coefficient de frottement, cette réduction de frottement est prouvé par **Leinhart et al. [12]** qui ont étudié la turbulence à l'intérieur et à l'extérieur des microcanaux avec des fossettes.

Plus tard, **Peng et Peterson [13]** ont mené des recherches expérimentales sur le transfert thermique de convection forcée monophasique et les caractéristiques d'un écoulement d'eau dans des microcanaux 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). Une autre étude a proposé un modèle comportemental rugosité/viscosité afin d'interpréter ces différences, présenté par **Weilin, Mala** et **Dongqinq** qui ont étudié l'écoulement dans des microcanaux de section trapézoïdale dont les diamètres hydrauliques sont compris entre 51 et 169 µm, et ont mis en évidence une différence significative entre les résultats expérimentaux et la théorie, qui va dans le même sens que les études précédentes.

Lei Chai et al. [16] ont réalisé une étude numérique et expérimentale, sur deux types de microcanaux, chaque microcanal est muni d'un changement périodique de section transversale (élargissement-rétrécissement), ensuite ils ont comparé avec un microcanal simple. Ils ont constaté que pour les deux études (expérimentale et numérique), l'équation de l'énergie et les équations de Navier Stocks restent valides pour $Re<750$, et que le la chute de pression des deux microcanaux (changement périodique de section transversale) est plus petit que celle du microcanal simple pour $Re<300$; et augmente rapidement pour $300< Re<750$.

Dernièrement **Suabsakul Gururatana [17]** a fait une simulation numérique en 2D sur la convection forcée dans les microcanaux avec des fossettes, il a montré que les fossettes fait améliorer le transfert thermique en augmentant le nombre de Nusselt, surtout en arrière de la fossette, cette augmentation de flux est accompagnée par une augmentation du nombre de Reynolds et en même temps une augmentation de chute de pression, il a conclu que ces constatations sont valables uniquement si $Re\geq 125$.

I.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur :

I.2.1 Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour le transfert d'énergie (enthalpie) entre deux fluides ou plus, entre une surface solide et un fluide ou entre des particules solides et un fluide à des températures différentes et en contact thermique. Dans les échangeurs de chaleur, il n y'a pas de chaleur externe ou travail d'interactions.

Dans quelques échangeurs de chaleur, les fluides échangent de la chaleur sont en contact direct et dans la plupart des échangeurs de chaleur, le transfert de chaleur entre les fluides se produit à travers une paroi (surface) de séparation.

I.2.2 Les différentes fonctions d'un échangeur thermique :

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre deux liquides, entre deux gaz ou entre un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

I.2.3 Critères de classement des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

I.2.4.1 Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [1] :

- ✓ à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ✓ à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ✓ Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

I.2.4.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [1].

I.2.4.3 Classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants [1] :

- ✓ Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ✓ Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- ✓ Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs.

I.2.4.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur [1].

I.2.4.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi [1] :

- ✓ les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : supe-ralliages, métaux ou alliages réfractaires.
- ✓ Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

I.2.5 Classification :

I.2.5.1 Echangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

I.2.5.1.1 Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au dessous.

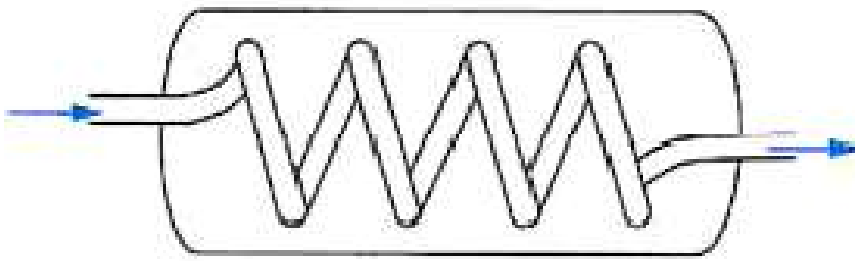


Figure I.1 : échangeur de monotube en serpentin[1]

I.1.4.1.2 Échangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous.

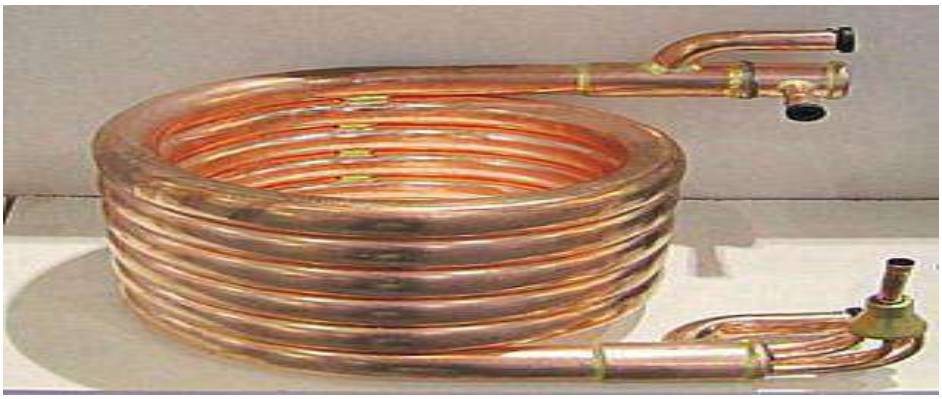


Figure I.2 : Échangeur coaxial

I.2.5.2Échangeur multitubulaire :

Existant sous quatre formes :

I.2.5.2.1Échangeur à tubes séparés :

A l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises.
L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

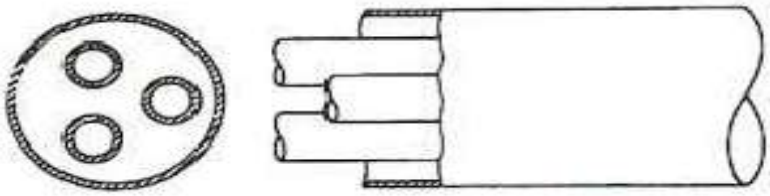


Figure I.3: Echangeur à tube séparé[1]

I.2.5.2.2 Échangeur à tubes rapprochés :

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

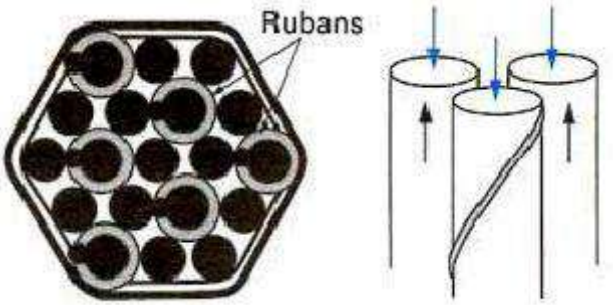


Figure I.4: échangeur à tube rapporchés [1]

I.2.5.3 Échangeur à tubes ailettes :

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique Différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

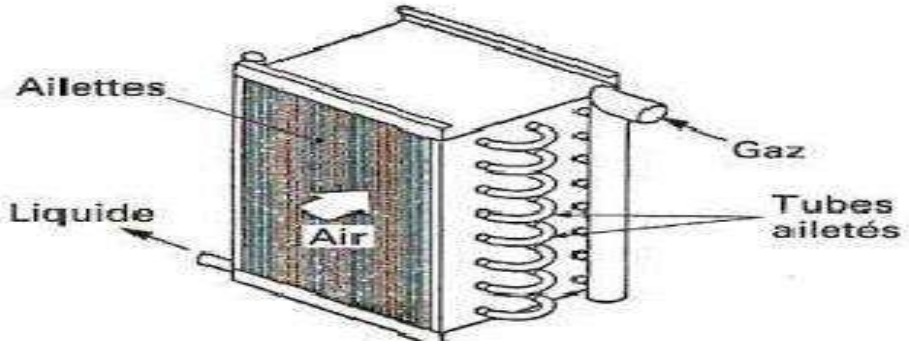
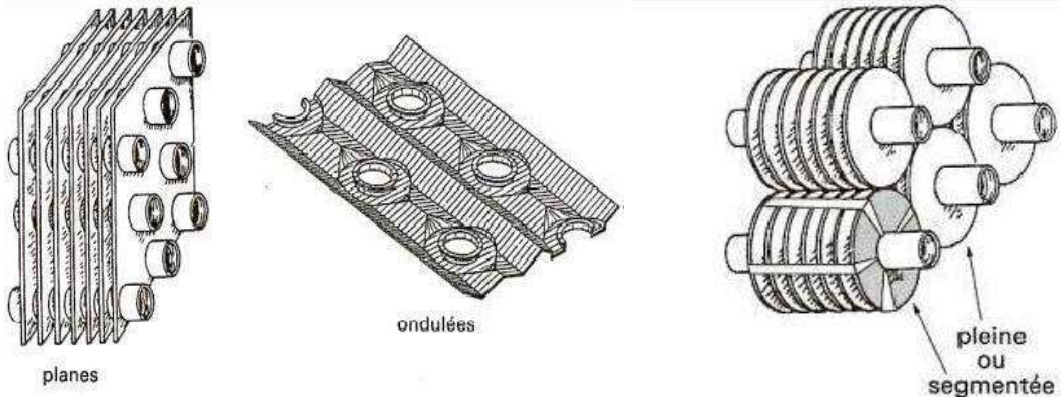
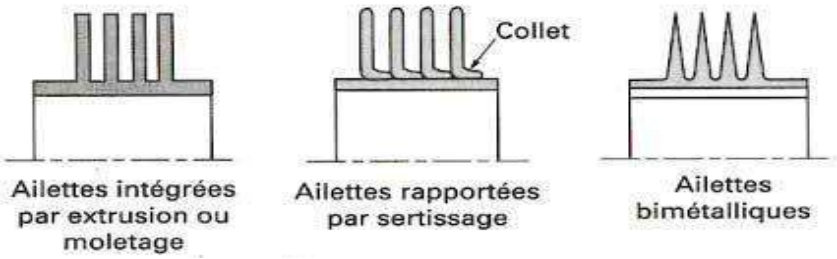


Figure I.5 : échangeur à tube aillettes [1]

Aillette transversale



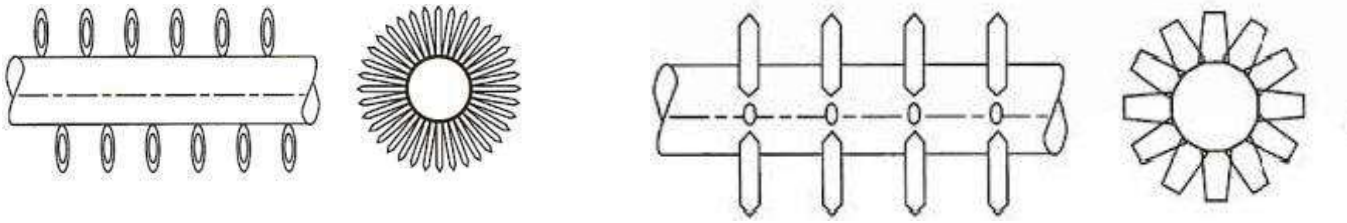
Aillaitte continue



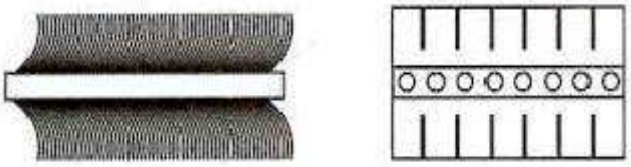
Ailettes inependant :



Ailettes annulaire ailettes spirale



Ailette en brosse



Ailettes longitudinal :



Figure I.6 : autre différant type d'ailette

I.2.5.4 Echangeur à tube et calendre :

I.2.5.4.1Echangeur de chaleur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

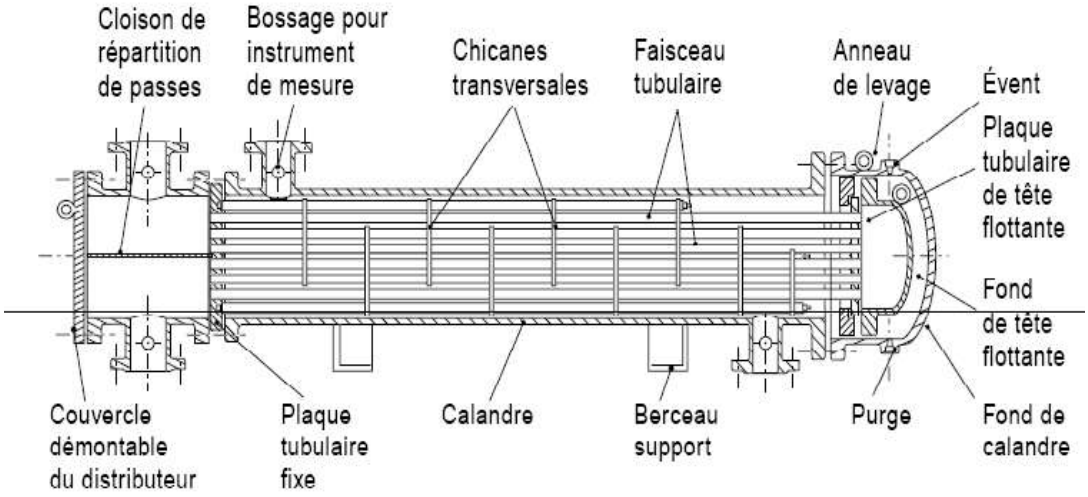


Figure I.7 : Echangeur de chaleur à tête flottante [3]

I.2.5.4.2Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau.

En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

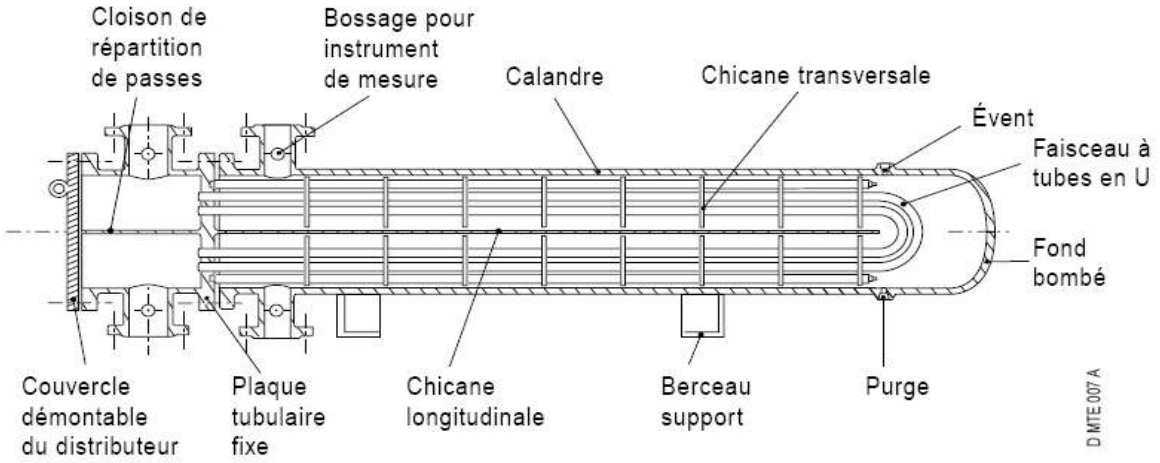


Figure I.7 : échangeur a tube en U [3]

I.2.5.4.3 Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

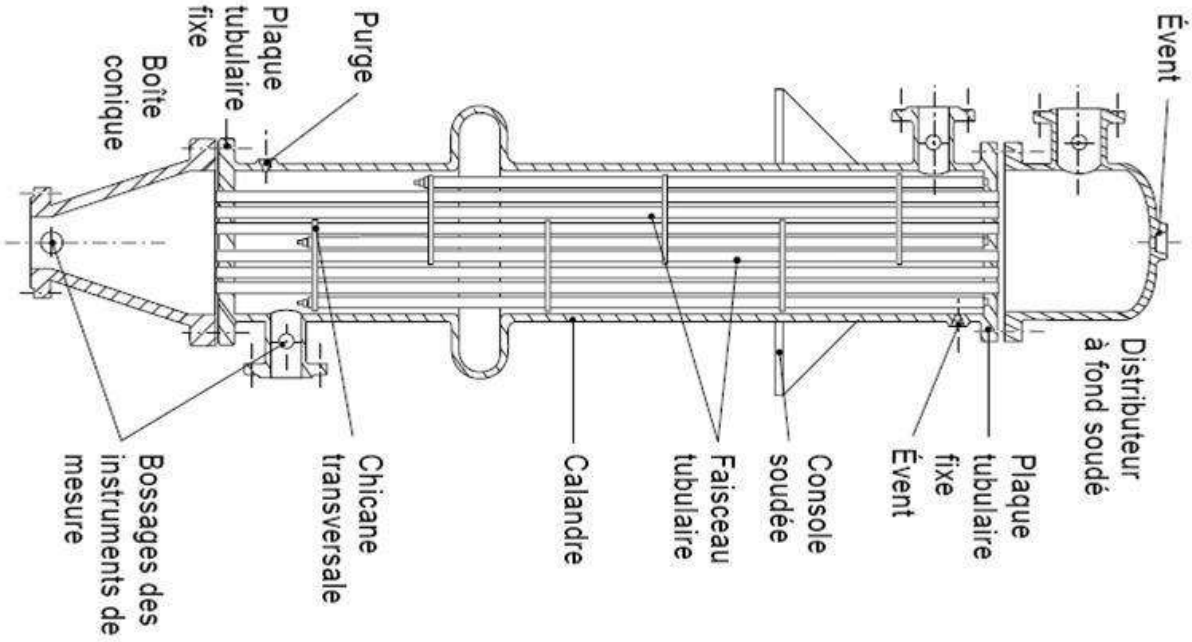


Figure I.8 :Echangeur a plaque tubulaires fixes[3].

I.2.5.5 Echangeur à plaque :

I.2.5.5.1 Échangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

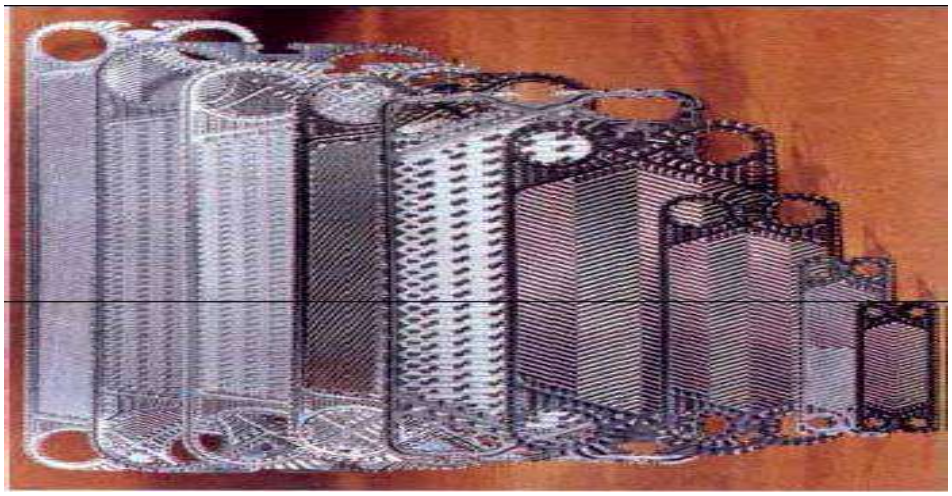


Figure I.9 :différents géométries de plaque d'échangeur à surface primaire [1].

I.2.5.5.2 Échangeurs à plaques et joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.



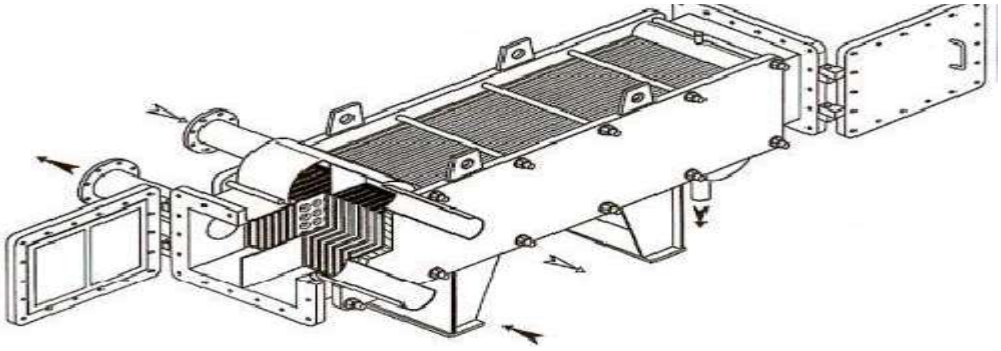
Figure I.10 : Echangeur à plaque et joint [1]

I.2.5.5.2.1Échangeurs à plaques soudées ou brasées :

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agroalimentaire, etc. Parmi leur différent type :

I.1.4.5.2.2Échangeur platulaire :

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés.



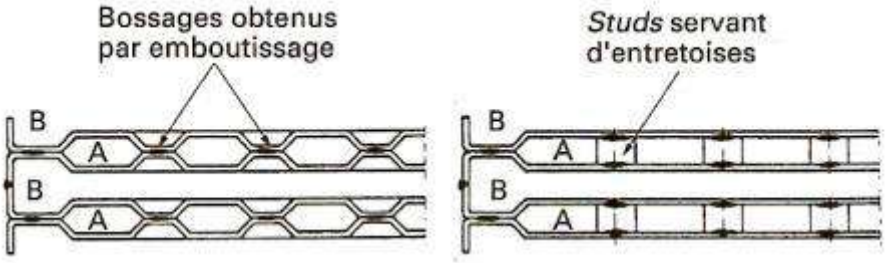


Figure I.11 : Echangeur platulaire et schéma canaux [1].

I.2.5.5.2.3Échangeur Compabloc :

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés.

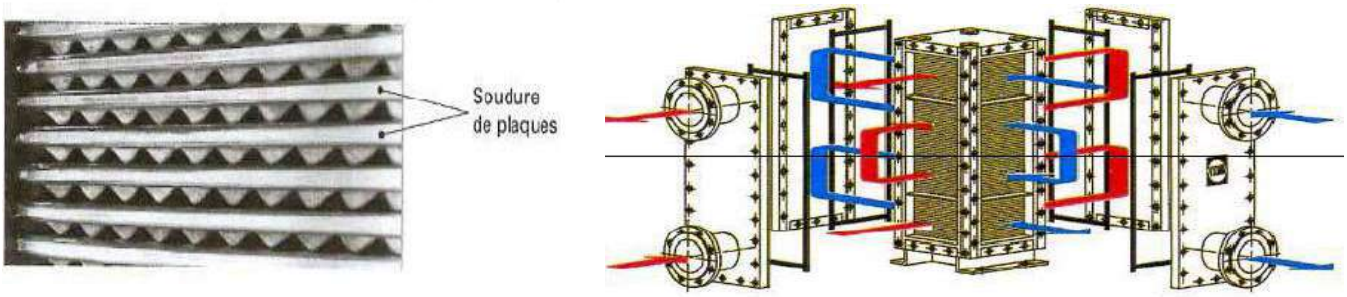


Figure I.12: Echangeur compabloc et l'empilement des plaques [1].

I.2.5.5.2.4 Échangeur Packinox :

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de **10 m**. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar [1].

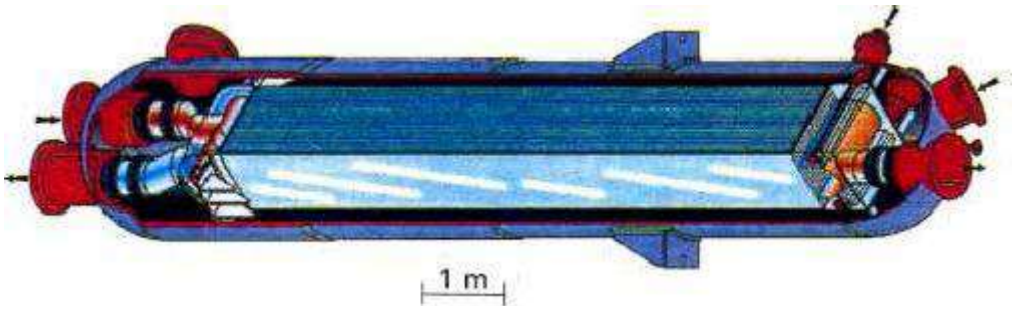


Figure I.13 : Echangeur packinox [1].

I.2.5.5.2.5 Échangeur lamellaire :

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

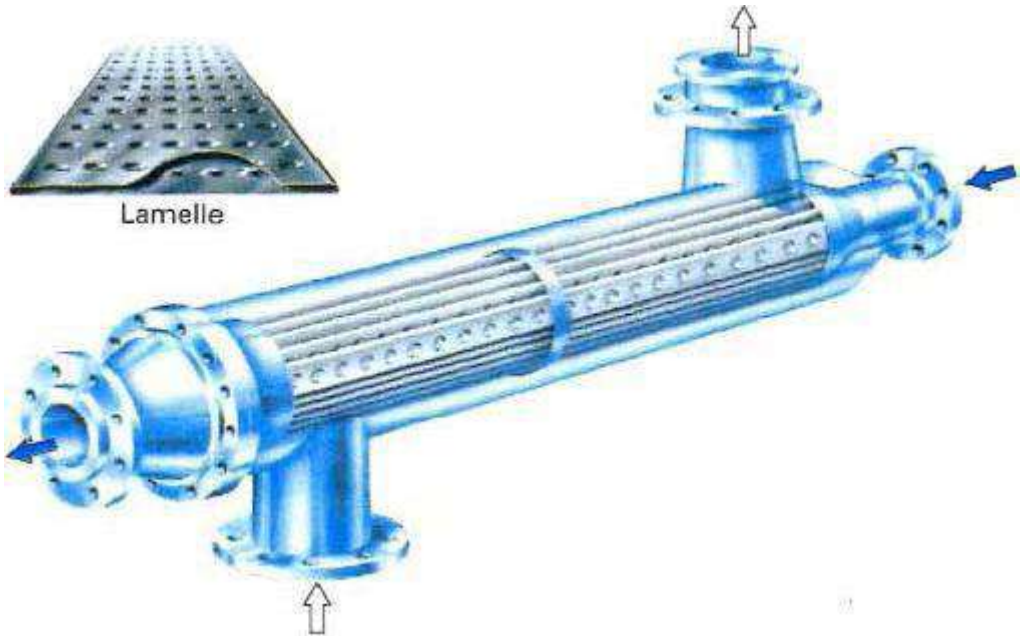


Figure I.14 : Echangeur lamellaire [1].

I.2.5.6 Échangeur à spirale :

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques.

La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C.

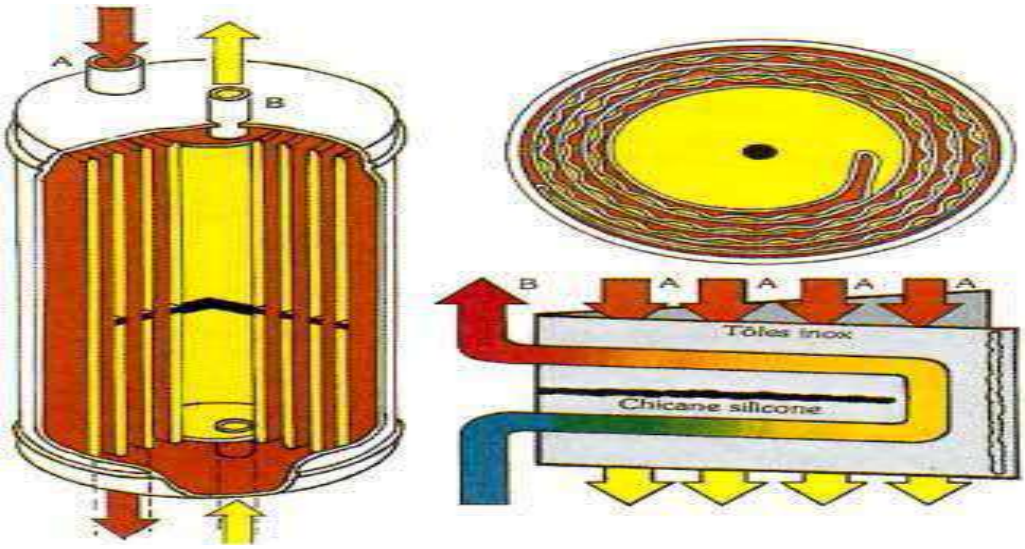


Figure I.15: Echangeur spirale [1].

I.2.5.7 Échangeur brasé :

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées.

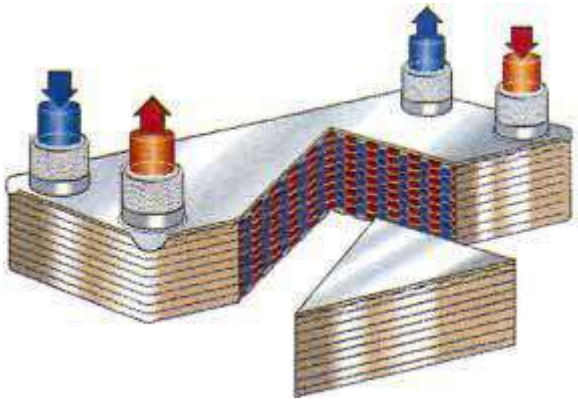


Figure I.16 : Echangeur brasé [1].

I.3 Introduction sur les micro-canaux :

Le concept des micro-canaux n'est pas nouveau puisqu'il a été introduit vers 1980 par les chercheurs Tuckerman et Pease [4]. 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 microcanaux/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'épitaxie, 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.

Voici ci-dessous, quelques exemples de photos des microstructures, prises au microscope électronique, pour montrer la diversité qui existe. Cela illustre assez bien la difficulté d'étudier et de concevoir de si petits systèmes (1µm = 0.001mm) [5].

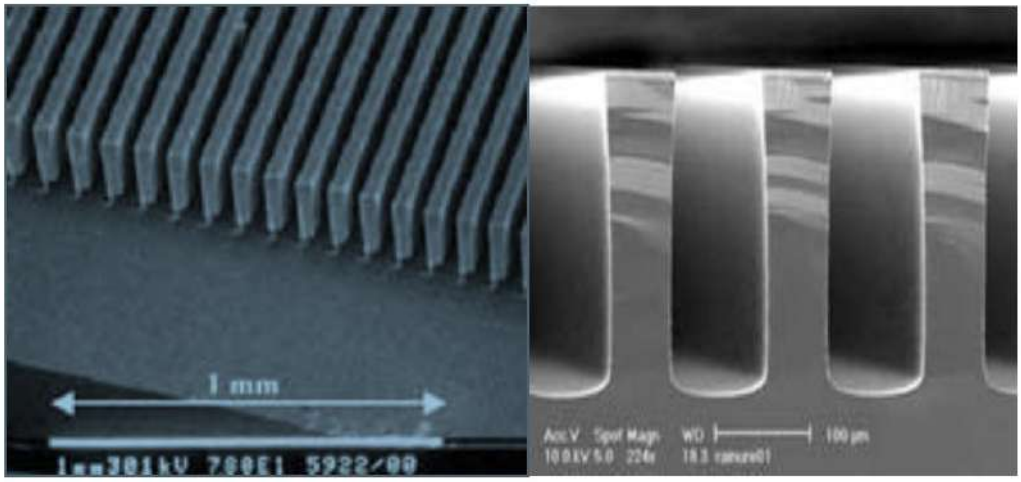


Figure I.17 .Quelques exemples de microstructures[5]

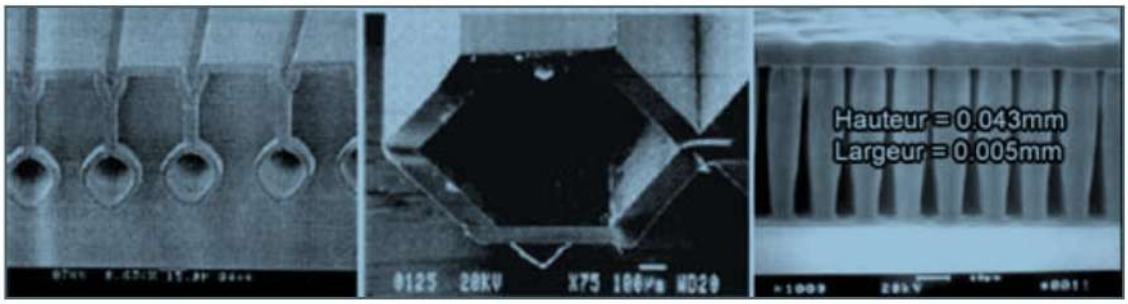


Figure I.17 . exemples des micro-canaux pour la conception d'un micro-échangeur de chaleur.

I.3.1 Classification du canal basée sur le diamètre hydraulique

Les différentes microstructures sont classées par ordre de grandeur du diamètre *Dh* des canaux, Kandlikar [14] a proposé la classification suivante :

Canaux conventionnels	*Dh>3mm*
Mini canaux	200 µm< 3 mm
Micro canaux	10 µm< 200 µm

Tableau I.1 : Différents diamètres appliqués aux canaux

Les microcanaux peuvent être fabriqués à partir du verre, de polymères, ou de silicium.

I.3.2 Les microsystèmes à fluide : quelques applications

Parmi tous les microsystèmes, on trouve les microsystèmes à fluide qui sont des dispositifs utilisant ou véhiculant des fluides liquides ou gazeux. Permettant d'envisager le transport et la manipulation de nanolitres de fluide dans des canaux de la taille d'un cheveu, la microfluidique est, depuis les années 1990, une discipline en plein essor trouvant de nombreuses applications dans des domaines très variés. Quelques domaines d'applications basés sur des exemples utilisant spécialement le transport de liquides sont cités par la suite.

I.3.2.1 Le médical

Les µTAS (Micro Total Analysing Systems) apparus dans les années 1990 sont des microsystèmes à vocation biomédicale pouvant s'implanter dans le corps humain. A terme ces systèmes permettront d'administrer la dose de médicament nécessaire après une analyse faite in vivo sur le patient. Debiotech SA développe actuellement une pompe implantable, la «Implatable Nanopump »TM permettant de délivrer des médicaments à un débit allant de 0 à 100µl.h-1. Sans être d'une taille inférieure au millimètre, les micropompes à insuline deviennent de plus en plus courantes et compactes afin de permettre aux usagers d'être autonomes.

Elles font intervenir des éléments micrométriques comme des cathéters venant s'implanter dans le corps. Certaines commencent à s'équiper d'outils de diagnostic permettant de gérer le débit d'insuline à distribuer en fonction du besoin du patient. A terme, l'idée des diabétologues et plus généralement des chercheurs est de fabriquer un injecteur d'insuline implantable sur le corps humain et régulé automatiquement en fonction du taux de glycémie. Autrement dit un vrai pancréas artificiel. Un tel système est encore en phase de test. Le premier prototype de «pancréas artificiel » a été implanté dans un patient en 2000. Il comprend les deux appareils : un détecteur du niveau de sucre sanguin (glucomètre) et une pompe à insuline. A ce stade de l'essai, les deux appareils ne sont pas encore reliés ; les mesures du capteur sont affichées sur un cadran externe et la pompe est actionnée par télécommande. Si les essais sont concluants, les deux systèmes pourront alors être reliés.

I.3.2.2. Les biotechnologies

Les « lab-on-chip », laboratoires miniatures, permettent d'analyser, séparer, détecter ou répliquer. Ces systèmes promettent de révolutionner les biotechnologies en permettant, par exemple, de diviser une petite goutte de sang en mille microgouttes pour faire mille analyses biologiques en parallèle. Ceci remplacerait les méthodes actuelles qui demandent des quantités beaucoup plus grandes et des temps de réaction plus longs.

Par exemple, les puces réalisant une Amplification en Chaîne par Polymérase (ACP, sont en plein essor. Cette technique permet de répliquer massivement une séquence d'ADN à partir d'une très faible quantité initiale afin de détecter, par exemple, des anomalies génétiques. L'ordre de grandeur à retenir est celui du million de copies (30 cycles) en 30 minutes.

I.3.3 Avantages et inconvénients :

I.3.3.1 Avantages de la miniaturisation

- la miniaturisation permet d'avoir un rapport surface/volume très important qui permet d'accélérer les phénomènes de transferts de masse et d'énergie.
- la miniaturisation requiert des forces mécaniques très faibles.
- La réduction des dimensions s'accompagne aussi d'une diminution drastique du poids des objets et donc de la matière première et de l'énergie nécessaires à leur élaboration.
- Elle permet d'envisager un mode de production en parallèle, ce qui réduit les délais et améliore la reproductibilité de la fabrication.

- la réduction des coûts de fabrication à un coût moindre.

I.3.3.2 Quelques inconvénients de la miniaturisation

- les problèmes de bruit et son amplification.
- des coûts de développement très élevés.
- les limites de la physique à une miniaturisation toujours plus poussé.

I.3.4 Les limites de la miniaturisation :

La miniaturisation se heurte aux problèmes liés à l'étanchéité du microsystème, si les dimensions des micro-canaux sont trop petites, il sera d'autant plus difficile de les lier entre eux, dans ce cas on se heurte aux limites techniques. Par exemple dans le cas d'une utilisation continue d'un microréacteur, adapté à la production industrielle, le passage de réactifs organiques et la formation de résidus chimiques d'une réaction entraînera un encrassement progressif des micro-canaux. Ils auront donc une durée de fonctionnement limitée qui peut varier selon les produits organiques utilisés, il sera nécessaire alors d'instaurer un cycle de remplacement des microréacteurs.

I.4 CONCULSION

Dans ce chapitre, on a défini plusieurs types des échangeurs avec les critiques de classement et de classification.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à micro canaux. 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 détaillés 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 microcanaux munis de changement de section transversale, ce dernier va attribuer dans le but d'améliorer les performances de refroidissement.

Chapitre II :

MODELISATION ET FORMULISATION DU PROBLEME

II.1 Les méthodes numériques

En vue du passage d'un problème exact (continu) au problème approché (discret), on dispose de plusieurs techniques concurrentes et complémentaires : les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. Chacune de ces trois méthodes correspond à une formulation différente des équations de la physique :

- Équilibre des forces en chaque point pour les différences finis
- Minimisation de l'énergie (principe des travaux Virtuels) pour les éléments finis
- Loi de conservation et calcul des flux pour la méthode des volumes finis

Examinons rapidement les avantages et les inconvénients de chacune de ces trois méthodes.

II.1.1 Méthode des différences finis

La méthode des différences finis consiste à discrétiser les équations continues aux noeuds d'un maillage prédéfini en calculant chaque dérivé partielle à l'aide des séries de Taylor tronquées pour obtenir des équations linières reliant la valeur des inconnues en un noeud aux valeurs de ces même inconnues aux noeuds voisins.

Avantage : grande simplicité d'écriture et faible cout de calcul

Inconvénients : limitation de géométrie des domaines de calcul, difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur d'étrivées ou les gradients de l'inconnue et en général absence de résultats de majoration d'erreurs.

II.1.2. Méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension fini, un problème écrit sous forme variationnelle (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie.

Avantage : traitement possible de géométries complexes, détermination plus naturelle des conditions aux limites, possibilité de démonstration mathématique de convergence et de condition aux limites.

Inconvénients : complexité de mise en oeuvre et cout en temps de calcul et en mémoire. [10]

II.1.3. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis intégré, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous forme de loi de conservation. Elle fournit ainsi de manière naturelle des approximations discrètes conservatives et est donc particulièrement bien adaptée aux équa-

tions de la mécanique des fluides : équation de conservation de la masse, équation de conservation de la quantité de mouvement, équation de conservation de l'énergie.
Sa mise en oeuvre est simple si les volumes élémentaires sont des rectangles (ou des parallélépipèdes rectangle en 3dimensions). Cependant la méthode des volumes finis permet d'utiliser des volumes élémentaire de forme quelconque, donc de traiter des géométries complexes, ce qui est un avantage sur les différences finis.

II.1.4 Méthodes d'approximation :

Pour discrétiser les modèles complexes de phénomènes physiques, l'ingénieur dispose, à l'heure actuelle, de méthode d'approximation permettant de résoudre la plupart des problèmes pour lesquels il n'existe pas de solution formelle.

Toutes les méthodes d'approximation ont un même objectif, remplacer un problème mathématique défini sur un milieu continu (équation différentielles ou intégrales) par un problème mathématique discret (équation matricielle) de dimension finie que l'on sait résoudre numériquement.
Il est important de noter qu'un problème physique peut être formulé de façon équivalente en un système d'équation différentielles ou sous une formulation variationnelle.

II.1.4.1. Méthode des résidus pondérés (ou annulation d'erreur) :

Elle utilise comme point de départ les équations locales et les conditions aux limites du problème. Ces équations sont des équations différentielles définies sur l'intérieur domaine (équation locales), et sur la frontière du domaine (conditions aux limites).

II.1.4.2 Méthodes varitionnelles :

Le point de départ de ces méthodes est un principe variationnel qui est une formulation mathématique du problème basée sur des considérations énergétiques. La formulation obtenue dépend des hypothèses de modélisation du problème physique.[10]

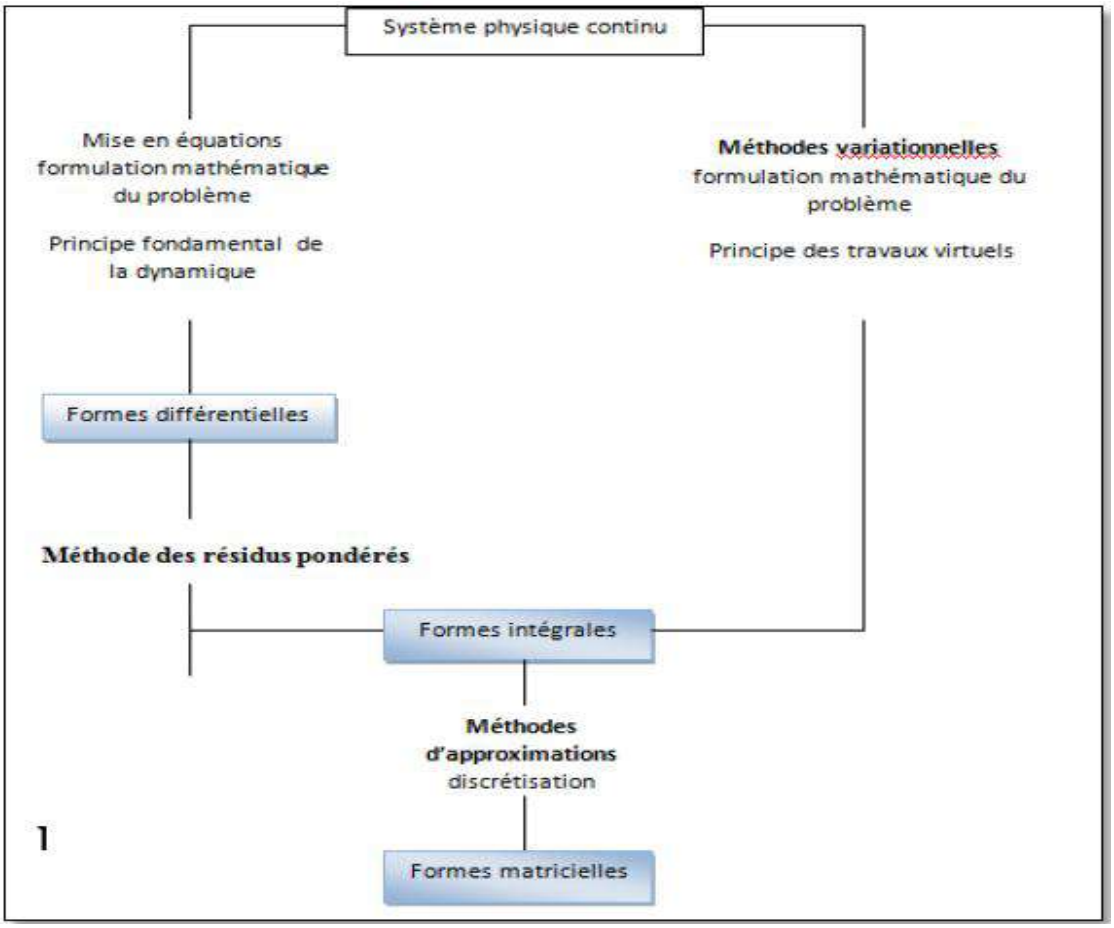
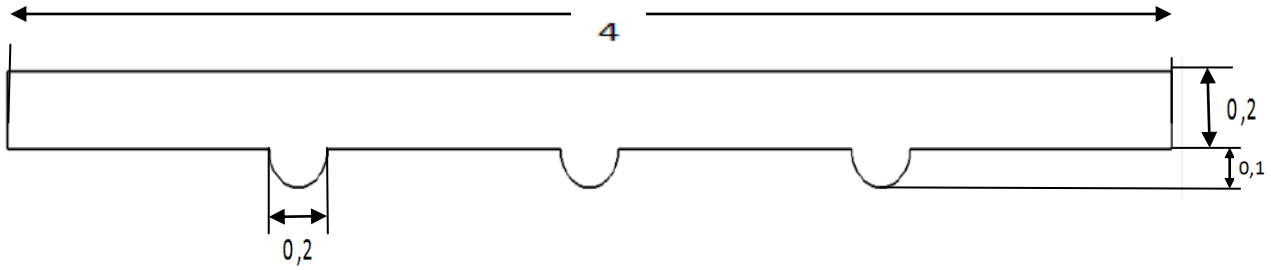


Figure II.1 : les étapes des méthodes numériques[10]

II.2. Position du problème

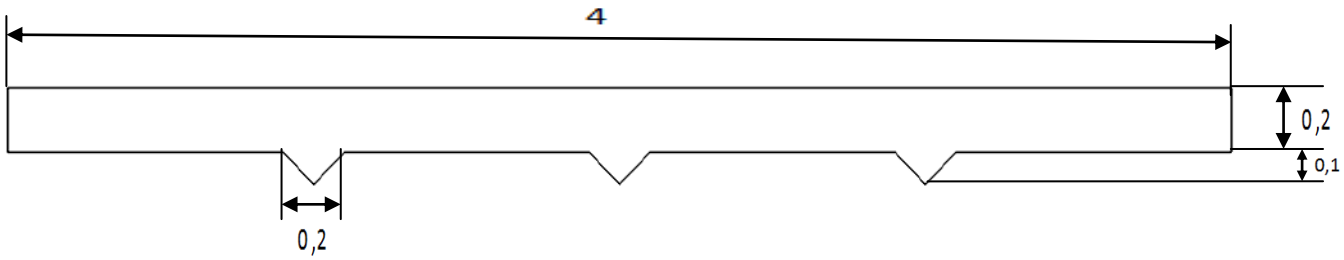
II.2.1 Description de la géométrie

Les figures **(II.2,II.3,II.4)** montre le domaine de calcul en vue de dessus avec les dimensions clés spécifiées. Fluide froid entre dans le micro-canal à une température constante de 300 K et il gagne la chaleur à partir des parois latérales et le fond, elle laisse le dissipateur de chaleur à partir de l'autre côté du micro-canal. L'eau comme un fluide newtonien avec des propriétés constantes est considéré comme le fluide caloporteur ayant les propriétés présentées dans le tableau (II.1)



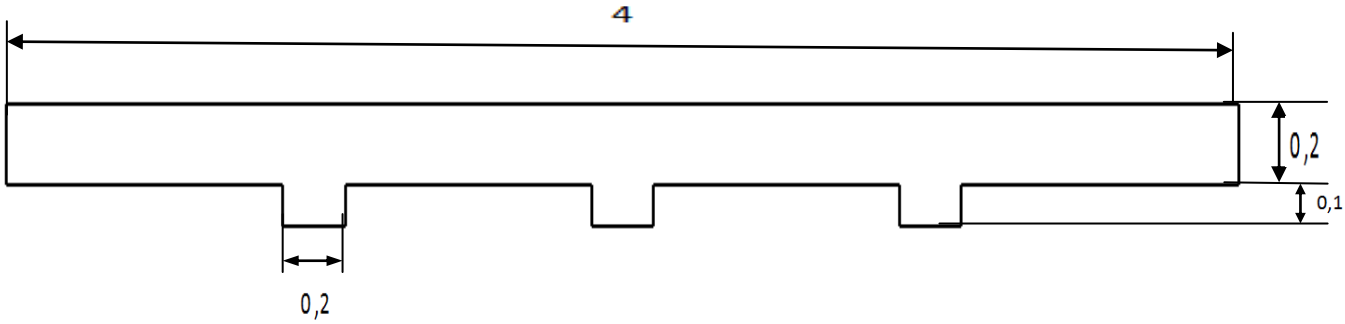
Unit :mm

Figure II.2 .géométrie micro canaux (demi cercle).



Unit :mm

Figure II.3 .géométrie micro canaux (triangle).



Unit :mm

Figure II.4 .géométrie micro canaux (carré).

Fluide	λ(w/m.k)	μ(N-s/m²)	ρ(kg/m^3)	Cp(kj/kg.k)
Eau	0.613	0.000855	998	4182

Tableau II. 1Propriétés physiques de l'eau à T= 300 K.

II.3 Formulation mathématique du problème :

La convection forcée engendrée par des transferts de chaleur au voisinage des surfaces

chauffée a été largement étudiée 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 (première 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.

Dans notre étude la dimension de micro-canal est plus grande que$10\mu m$, Obot [6] a proposé dans ces conditions, il conclura que l'hypothèse de la continuité est valide. Ainsi, les équations de Navier-Stokes et d'énergie classiques régissent les processus de transport pertinents. L'état d'équilibre, écoulement laminaire, fluide incompressible avec des propriétés constantes est supposé pour cette étude.

II.3.1 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 de fluide sont constantes.

II.3.2 Les Nombres adimensionnelles

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.

Les nombres adimensionnels dépendent des paramètres suivants :

* Dh : Diamètre hydraulique [m]

* V_0 : Vitesse caractéristique [m/s]

* ρ : Masse volumique du fluide [kg/m^3]

*$T_{p/f}$: Temperature respectivement de la paroi et du fluide [K]

* **λ** : Conductivité thermique du fluide [w/m.k]

* ν : Viscosité cinématique du fluide [m^2/s].

* μ : Viscosité dynamique du fluide [pa.s].

* h : Coefficient de transfert convectif [w/m^2.K].

Nombre de Reynolds

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

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \tag{2.1}$$

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

$$D_h = \frac{4 \times ab}{2 \times (a+b)} \tag{2.2}$$

Le nombre de **Prandtl (Pr)**

Pr est le rapport entre les diffusivités de quantité de mouvement, i.e. laviscosité cinématique, et de chaleur. C'est une propriété thermodynamique du fluide, et pour l'air, dans les conditions normales de température et pression, il a une valeur de 0.7. Il représente l'efficacité relative du transport de quantité de mouvement et de chaleur par diffusion.

$$Pr = \frac{\rho . Cp}{\lambda} \tag{2.3}$$

Le nombre de **Nusselt (Nu)**

Nu est l'expression adimensionnelle du coefficient h, et il peut s'interpréter comme le rapport du flux thermique par convection sur le flux thermique de conduction dans le fluide.

$$Nu = \frac{h . D_h}{\lambda} \tag{2.4}$$

Le nombre d'**Eckert (Ec)**

Ec représente le rapport entre l'énergie cinétique et l'énergie thermique

$$Ec = \frac{V^2_0}{Cp\ (T_p - T_i)} \tag{2.5}$$

On définit aussi d'autres paramètres déterminants pour le transfert de chaleur :

- Le coefficient de frottement ***f*** :

$$f = \frac{8\tau_P}{\rho V^2} \tag{2.6}$$

τ_P : cisaillement

- Le flux de chaleur transféré au fluide :

$$Q = q_m C_p\ (T_f - T_i) \tag{2.7}$$

avec :

q_m : est le débit massique du fluide [kg/s].

- Le coefficient de transfert thermique **h :**

  Qui est détermine à partir du nombre de Nusselt Nu , sinon on peut le calculer d'une autre façon si nous avons une condition au limite constante au niveau de la paroi [20].

$$h = \dot{Q}\ \frac{ln\left(\frac{T_p - T_i}{T_p - T_f}\right)}{(T_p - T_i) - (T_p - T_f)} \tag{2.8}$$

$$\dot{Q} = \frac{q_m C_p\ (T_i - T_f)}{A} \tag{2.9}$$

D'où :

$\dot{Q}$: *est laportion de flux gagné par le fluide divisé sur la section de transfert* .

A : est la section de transfert convectif .

$$h_{moy} = \frac{1}{L}\int_0^L h_x\, dx \tag{2.10}$$

On a :

$$h_{moy} = \frac{\dot{Q} A_{film}}{A_{cond} \Delta T_m} \quad (2.11)$$

Avec : $\Delta T_m = T_p - \frac{1}{2}(T_i - T_f)$

Ce coefficient est utilise pour déterminer le nombre nusselt moyen .

$$Nu_{moy} = \frac{h_{moy} D_h}{\lambda} \quad (2.12)$$

Muzychka [21] a présenté une corrélation pour le calcul de nombre de Nusselt moyen :

$$Nu_{moy}(x) = \left\{ Nu_d^5 + \left[\left[0.6135 \left(\frac{fRe}{x} \right) \right]^{1/3} \right] + \left(\frac{0.664}{Pr^{1/6} x^{1/2}} \right)^5 \right\}^{1/5} \quad (2.13)$$

Avec : Nu_d est le nombre de Nusselt net développé par tout l'écoulement.

II.3.3 Equations gouvernantes

- Les équations de la continuité de la quantité de mouvement et de l'énergie forment le modèle Mathématique de l'écoulement de la convection forcée laminaire.

Dans le cas de l'écoulement bidimensionnel et stationnaire, le système d'équations, relativement à un système de coordonnées cartésiennes s'exprime comme suit :

Continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.14)$$

Quantité de mouvement :

Suivent x

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.15)$$

Suivants y :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2.16)$$

Conservation d'énergie :

- Pour le fluide

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \quad (2.17)$$

L' équations de Navier-stokes

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 (dan 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 :

$$\nabla(\vec{V}\otimes\vec{V})=\rho g-\nabla P+\mu\Delta\vec{V} \quad (2.17)$$

Où p est la pression

II.3.4 Modèle turbulence k-ε :

K est l'énergie cinétique de turbulence. Elle définit les fluctuations dans la vitesse. Elle a les dimensions de L^2T-2 ; c'est-à-dire, m^2/s^2.

ε : est la dissipation de l'énergie de turbulence (le taux auquel les fluctuations de vitesse absorbante), et a des dimensions de k par le temps d'unité ; L2T-3 ou m^2/s^2.

Le modèle k-ε présente deux nouvelles variables dans le système des équations.

L'équation de continuité sera alors :

$$\frac{\partial p}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial xf}(\rho U\mathrm{f})=0 \quad (2.18)$$

L'équation de quantité de mouvement devient :

$$\frac{\partial \rho Ut}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial xf}(\rho UtUf)=\frac{\partial \rho t}{\partial xt}+\frac{\partial}{\partial xf}+\left[U_{eff}\left(\frac{\partial U_t}{\partial x_t}+\frac{\partial Uf}{\partial x_t}\right]+Sm\right. \quad (2.19)$$

Sm : est la somme de forces de volume

U_{eff} : est la comptabilité efficace de viscosité de turbulence

Et p est pression modifiée définie par l'équation suivante :

$$P\cdot=p+\frac{2}{3}\rho k+\frac{2}{3}U_{eff}\frac{\partial Uk}{\partial xk} \quad (2.20)$$

Le modèle k-ε, comme modèle zéro d'équation, st basé sur l'hypothèse que la viscosité de turbulence est liée à l'énergie cinétique de turbulence et à la dissipation de viscosité de re-mous, de sorte que :

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2.21}$$

Où μ_t est une constante.

Les valeurs de k et ε sont directement déduites des équations différentielles de transport pour l'énergie de turbulence et le taux cinétique de dissipation de turbulence :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial xj}\left(\rho U_j k\right) = \frac{\partial}{\partial xj}\left[(\mu + \frac{\mu t}{\sigma k})\frac{\partial k}{\sigma xj}\right] + Pk + Pkp \tag{2.22}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j \varepsilon\right) = \frac{\partial}{\partial xj}\left[(\mu + \frac{\mu t}{\sigma \varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\sigma xj}\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1} P_k - (C_{\varepsilon 2} P_\varepsilon + P_{\varepsilon b}) \tag{2.23}$$

Où $C\varepsilon 1$, $C\varepsilon 2$, $\sigma\varepsilon$, σk sont des constants.

Pkb et Pk représentent l'influence des forces de flottabilité, qui sont décrites ci-dessous.

Pk est la production de tubulence due aux forces visqueuses:

$$P_k = \mu t\left(\frac{\partial \mu t}{\partial xj} + \frac{\partial \mu j}{\partial xt}\right)\frac{\partial \mu t}{\partial xj} - \frac{2}{3}\frac{\partial \mu_k}{\partial x_k}\left(3\mu t \frac{\partial \mu k}{\partial xk} + \rho k\right) \tag{2.24}$$

Pour l'écoulement incompressible, $(\partial \mu k \,/\, \partial xk)$ est petit est la dexième limite du second membre de l'équation ne contribue pas de manière significative à la production.

Pour l'écoulement compressible, $(\partial \mu k \,/\, \partial xk)$ est seulement grand dans les régions avec la divergence de vitsse élevée, comme les choc

Le therme 3µt est fondée sur l'épothese « d'effort congelé ». ceci empêche les valeurs de k et de ɜ devenir trop grands, une situation qui s'aggrave progressivement pendant que la maille est raffinée aux chocs.

Dans CFX, la valeur par défaut de µ est 3. Une valeur de 1 fournira le même traitement que CFX-4.

Les constantes, déterminées empiriquement par les auteurs du modèle, sont données dans le tableau suivant :

C_μ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	σ_k	σ_ϵ	σ_T	$C_{\epsilon 1} C_{\epsilon 2}$
0,09	1,44	1,92	1	1,3	1	0,7

Tableau II-2 : constantes du modèle k-$\boldsymbol{\epsilon}$

II.3.4.1 le modèle k-epsilon de RNG dan ANSYS CFX :

Le modèle de RNG k-ε est basé sur l'analyse des équations de Navier-Stocks. Les équationns de transport pour la génération de la dissiation de turbulence sont identique à celles pour le modèle standart k-ε, mais les constates Cε1 des modèles différent, et la constate est remplacée par la fonction $\boldsymbol{C\varepsilon 1RNG}$

L'équation de transport pour la dissipation de turbulence devient :

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial xj}(\rho Uj\varepsilon)=\frac{\partial}{\partial xj}\left[\left(\mu+\frac{\mu t}{\sigma\epsilon RNG}\right)\frac{\partial\mu}{\partial xj}\right]+\frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 2RNG}Pk-C_{\varepsilon 2RNG}\rho\varepsilon+C_{\varepsilon 1RNG}p_{\varepsilon b}) \quad (2.25)$$

Ou :

$C\varepsilon 1RNG = 1.42 - fn$

Et :

$$fn=\frac{n(1-\frac{n}{3.38})}{(1+\beta RNG^{n})} \quad (2.26)$$

$$n=\sqrt{\frac{Pk}{\rho C\mu RNG^{\epsilon}}} \quad (2.27)$$

II.3.5 L'approche de *y*+:

Les principaux résultats et conclusion basées sur l'approche de Yplus dans la détermination de la configuration du maillage le plus approprié et le modèle de turbulence correspondant sont discutés et présentés dans cette section. Cela comprend la discussion sur le traitement proche de la paroi pour toute étude générique de gestion des flux turbulent sur des surfaces rugueuses sans gradients de pression. L'approche *y*+ n'est pas connue a priori et nécessite que quelques maillages sont d'abord construits suivie par des simulations à l'aide de modèle de turbulence (dans la plupart des cas, le modèle de turbulence k-ε standard est jugée suffisant). Une fois que la solution a convergé, la valeur de *y*+ est calculée et la résolution de la grille est accessible pour voir s'il est approprié en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement principal. Le choix du modèle de turbulence et de traitement proche de la paroi à appliquer et alors décide.

II.3.5.1Faible nombre de Reynolds :

Pour un écoulement de faible nombre de Reynolds, seulement l'approche $y+$ résoudre soit la sous-couche visqueuse ou couche tampon est physiquement viable que la résolution dans la région de loi log.

La résolution de la sous-couche visqueuse pour (c'est-à-dire y+<5) dans ce cas est considéré comme un meilleur choix, car la paroi y+ résoudre dans la couche tampon est rejetée parce que ni les fonctions de paroi ni la modélisation proche de paroi explique exactement.

Les fonctions de la paroi ne devraient pas bien performer dans la sous-couche visqueuse, car ils sont formulés principalement pour la région de la loi log.

II.3.5.2 Nombre Reynolds élevé :

Pour un écoulement de nombre de Reynolds élevé, une configuration de maille avec une approche de (y+<30 pour le modèle k-ε et pour le modèle SST k-ω) la résolution de la région de la loi log est suffisamment précise de supporte un couter un cout de calcul plus faible plutôt que de travailler tout le chemin dans la sous-couche visqueuse. On observe que pour des problèmes de fluide avec des structures d'écoulement turbulent complexes, par exemple les séparations et les bulles de recirculation, les modèles de turbulence RANS les plus stables sont capable de prédire l'écoulement dans une mesure acceptable. Cependant, les différentes régions de flux ont des meilleurs modèles pour leur prévision de flux. SST k-ω prédit le mieux la région avec des forts gradients, tels que la séparation et la recirculation, suivie par k-ε .

II.4 Conditions aux limites :

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

Dans ce travail, les conditions aux limites hydrodynamique et thermique sont choisies en se basant sur le travail théorique de **Ghaedamini et al**[15]:

- Le régime d'écoulement est laminaire.
- Une température constante Tp= 350K a été appliquée sur la paroi inférieure.
- La paroi supérieure est considérée comme adiabatique.
- La température de fluide utilisé été fixé Tin= 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 de micro-canal.

Les conditions aux limites du problème étudié sont résumées de la manière suivant :

- Le régime d'écoulement est laminaire.

- Le fluide engendré dans le canal est l'eau avec les paramètres physique mentionné précédemment
- A l'entré de canal (x=0) :

$$u = U_{in} \;\; ; v = 0 \;\; ; \;\; T = T_{in} \tag{2.28}$$

- A la sortie de canal (x=L) :

Les gradients de tous les paramètres sont nuls

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial y}{\partial x} = 0\right) \tag{2.29}$$

A la paroi inférieure (y=0)et supérieure (y=b)de micro-canal

$$u = 0 \; ; v = 0 \tag{2.30}$$

$$\text{T=}T_p \tag{2.31}$$

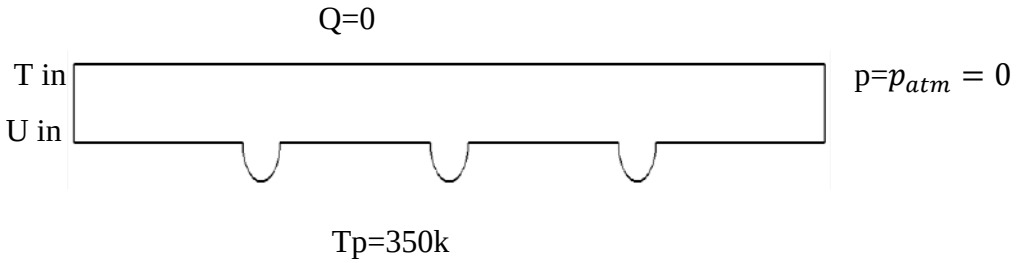


Figure II 5. Schéma représentatifs des conditions aux limites

II.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, le but était de présenter modélisation et formulation du problème en commençant par les méthodes numériques ensuite on détailler les équations nécessaires qui sont :

- l'équation de continuité.
- Les équations de Navier Stocks
- Les équations de bilan d'énergie
- Modèle turbulence k-$\boldsymbol{\varepsilon}$:

Ces équations ne peuvent que décrire le problème d'une façon dimensionnelle ; pour bien connaitre le phénomène de transfert de chaleur à l'intérieure des microcanaux, il faut adimensionaliser le problème en utilisant les nombres adimensionnels qui nous aident à étudier le phénomène et améliorer ses performances.

RESULTAT ET DISCUSSION

III.1 Effet de maillage:

Pour effectuer une meilleure simulation ,il faut d'abord optimiser le maillage ,pour cela on va étudier le comportement de la vitesse axiale en fonction de *y*.

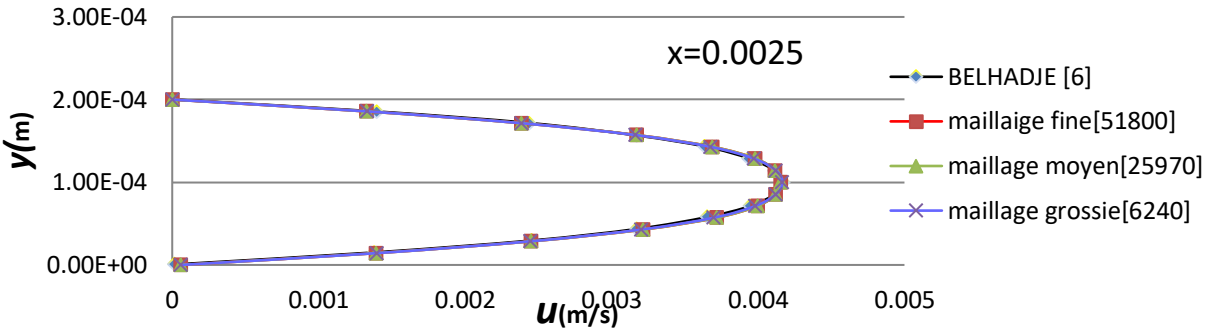


Figure III.1 : variation de la vitesse axiale pour les différents maillages .

D'après la **figure (III.1)** qui présente la variation de la vitesse axiale à une section de distance x=0.0025m pour les différents maillages appliqués au microcanal (demi-cercle), on constate que les vitesses sont presque identiques pour les différents maillages .Donc on va prendre le maillage moyen, à 25970 nœuds pour le microcanal (Demi-cercle).

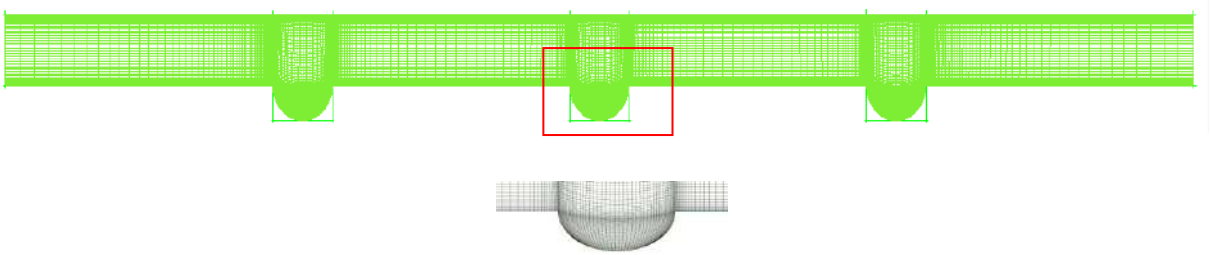


***Figure III*.2.** Maillage de microcanal (Demi.cercle).

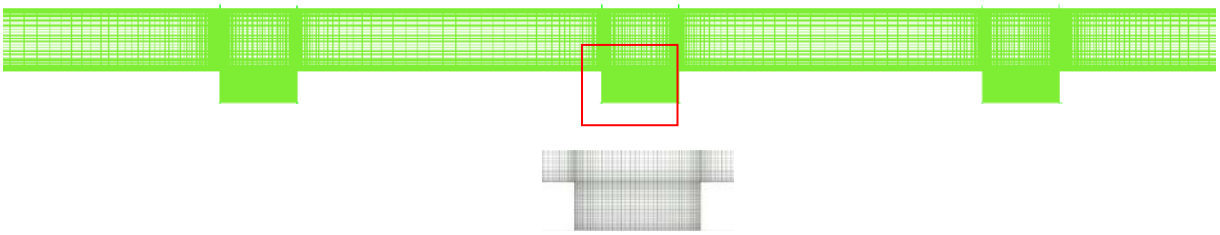


***Figure III*.3.** Maillage de microcanal(carré)

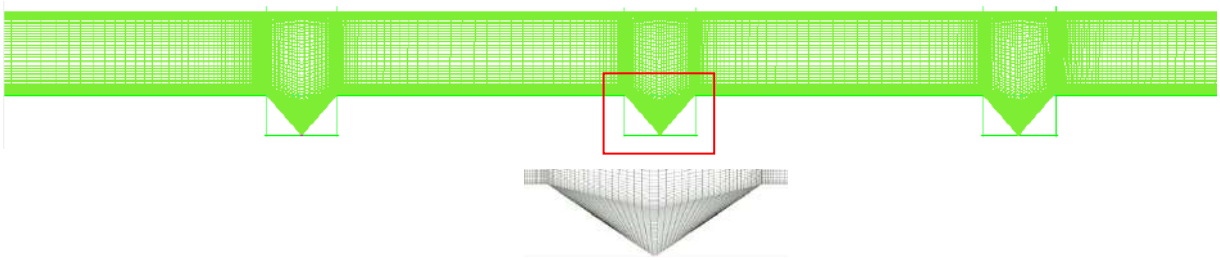
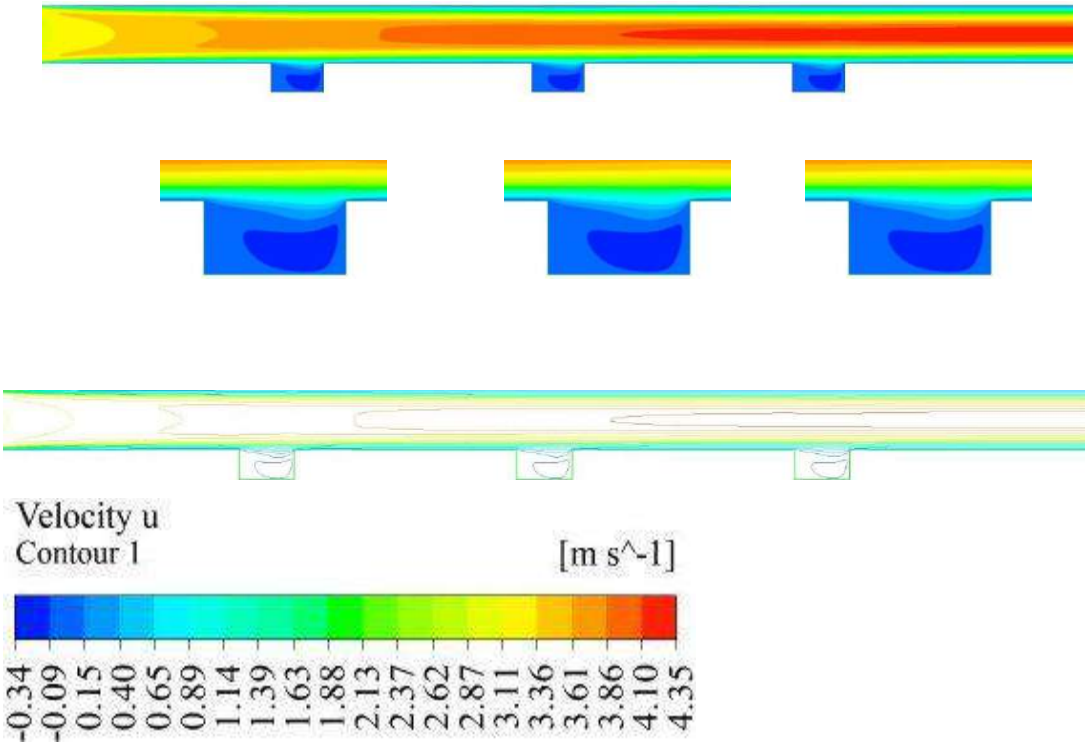


Figure III.4. Maillage de microcanal(Triangle)

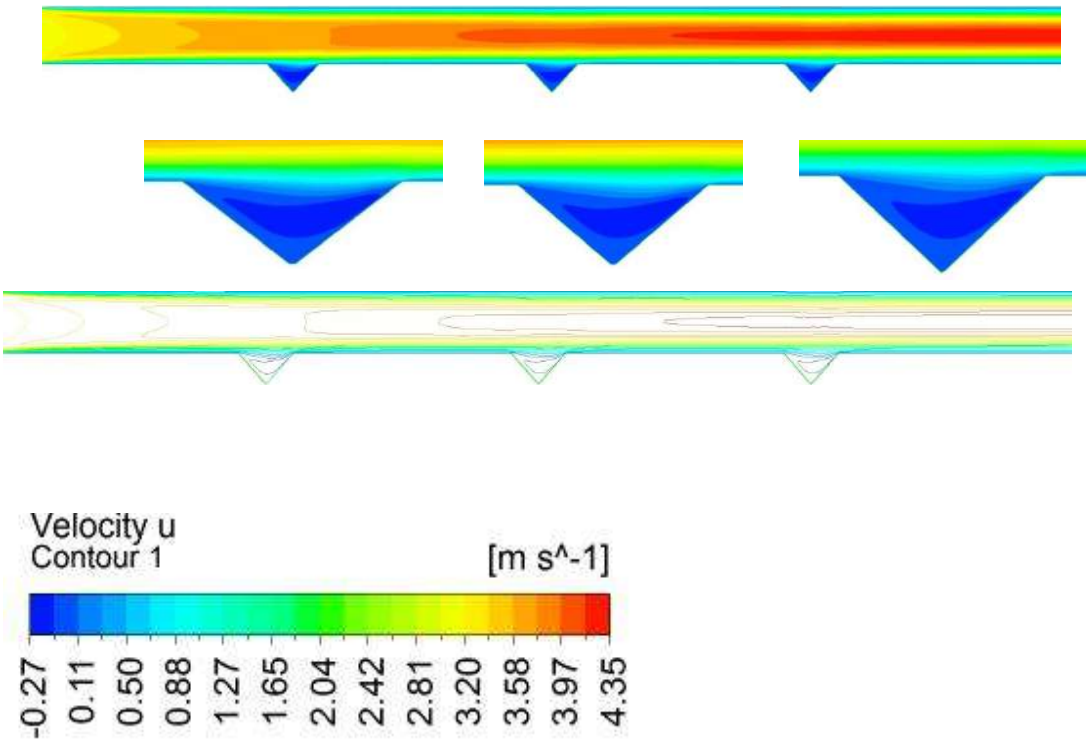
III.2 Distribution de la vitesse:

La figure suivante présente la distribution de la vitesse dans les microcanaux (Demi-cercle, Triangle, carré) pour *Re*= 500, la vitesse initiale appliquée à l'entrée est de 3m/s.

(**A**)



(**B**)



(**C**)

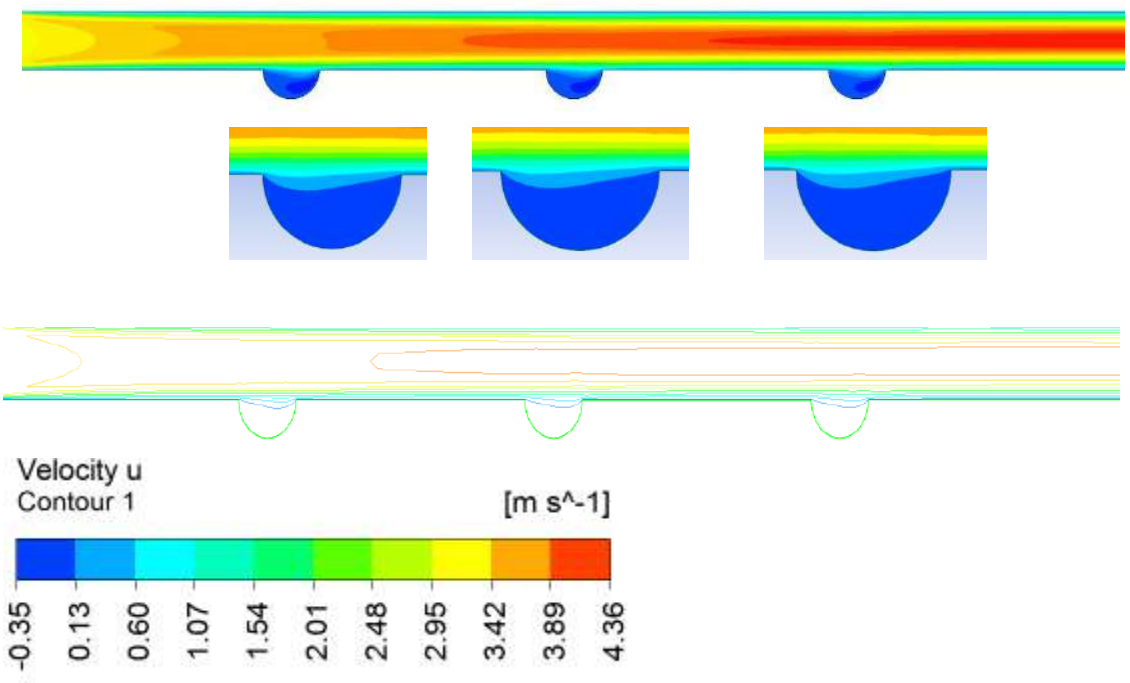
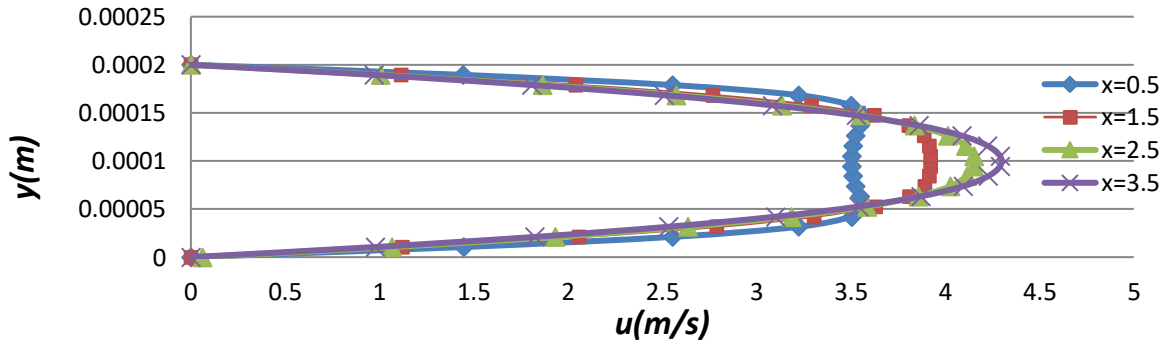


Figure III.5: Distribution de la vitesse longitudinale pour les microcanaux (Demi.cercle, Triangle, carré)

D'après les **figures (III-5)** on constate que la vitesse de l'écoulement au milieu du micro-canal atteint sa valeur maximale (4,4m/s), et elle s'annule au voisinage des parois. Pour les microcanaux avec changement de section transversale, on remarque une stagnation de la vitesse au niveau des sections additives.

Et on remarque que :

- l'écoulement se ralentie dès qu'il arrive à la sectionadditive.
- Pour tous les microcanaux, la vitesse d'écoulement s'accroit au milieu, et s'annule au voisinage des sectionsadditives.



FigureIII.6 : Variation de la vitesse axiale à une section de position pour les microcanaux (Demi.cercle)

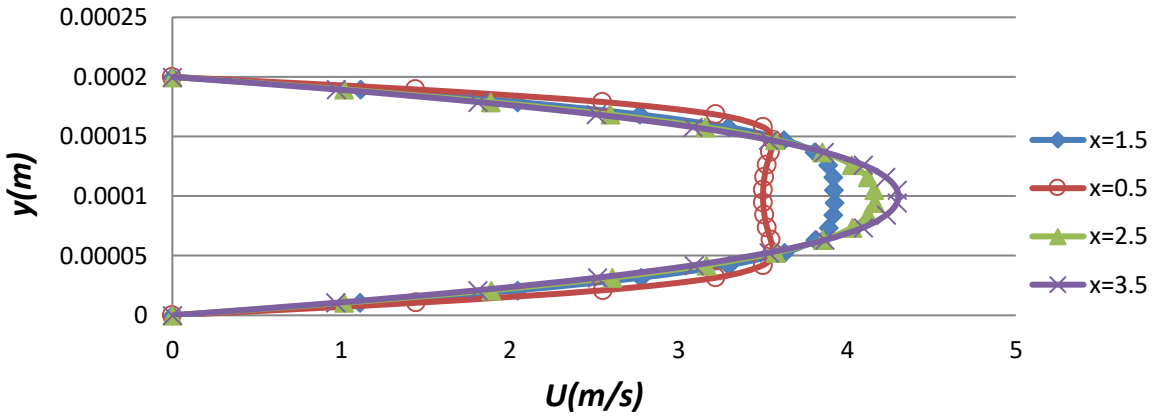


Figure III.7 : Variation de la vitesse axiale à une section de position pour les microcanaux (Triangle).

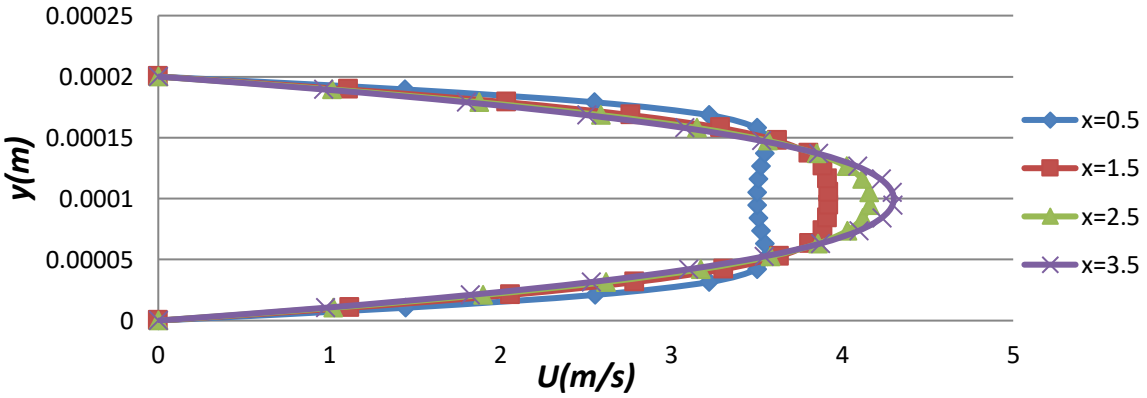


Figure III.8. Variation de la vitesse axiale à une section de position pour les microcanaux (carré).

Les **figures (III.6)-(III.8)**montrent la variation de la vitesse axiale à une section de x=0.0025 met on remarque que les courbes sont paraboliques et presque confondus, ce qui vérifie la distribution logique de la vitesse le long d'un écoulement entre deux parois fixes,ou la vitesse diminue au voisinage des parois à cause du frottement due à la viscosité du fluide et la condition de non glissement ; ce qui donne une couche limite hydrodynamique adéquate.

La figure suivante montre l'effet des sections additives sur la distribution de la vitesse axiale à une section de distance X=0.0025m

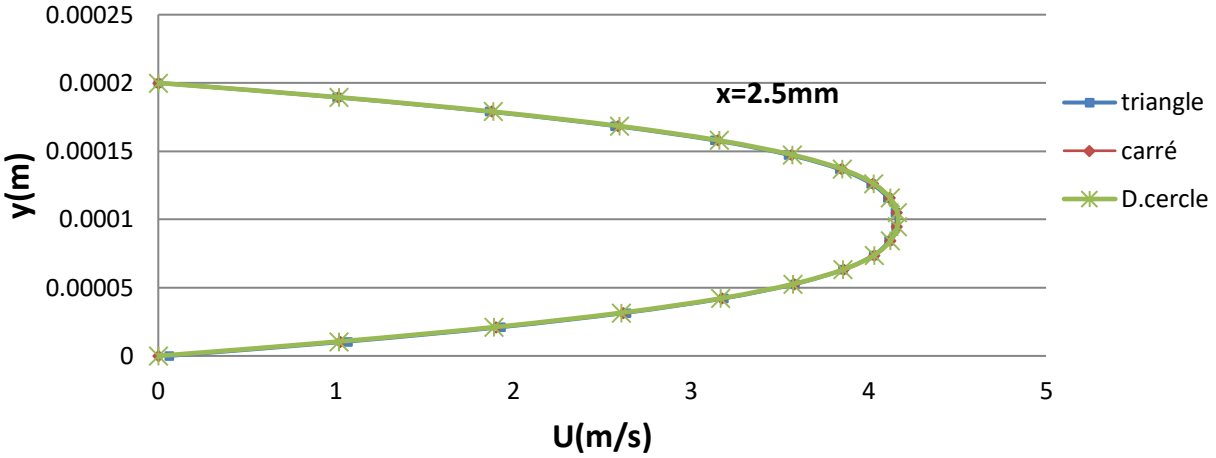


Figure III.9 : Variation de la vitesse axiale à une section de position x=0.0025m pour les micro canaux(Demi.cercle, Triangle, carré).

D'après la **figure. (III.9),** on constate que les courbes presque identique l'une de l'autre, et absent de l'effet des sections additives sur la distribution de la vitesse .

Coefficient de frottement :

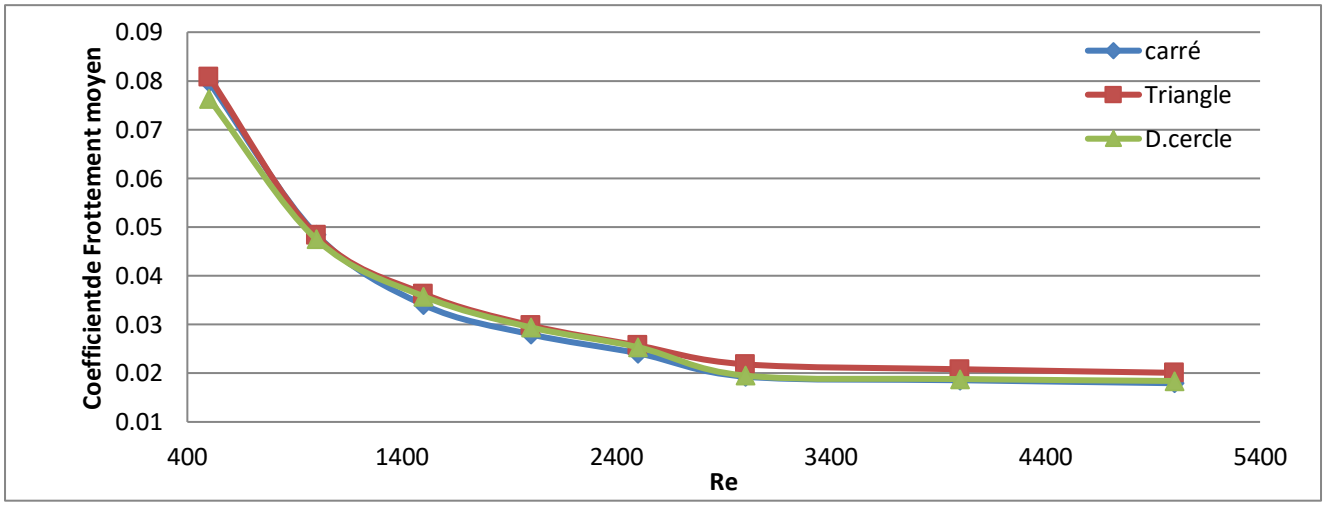


Figure III.10 : Variation du frottement en fonction de *Re* pour les microcanaux (Demi.cercle, Triangle et carré).

Le coefficient de frottement moyen s'accroit avec la diminution du nombre de Reynolds, d'après la **figure (III. 10)**, on constate que pour $Re \leq 1000$ le coefficient de frottement est presque identique pour tous les microcanaux, et il commence à se diverge à partir de $Re > 1000$, en comparant les trois microcanaux, le coefficient de frottement pour le microcanal(Triangle) est supérieur de ceux des microcanaux (carré, Demi.cercle).

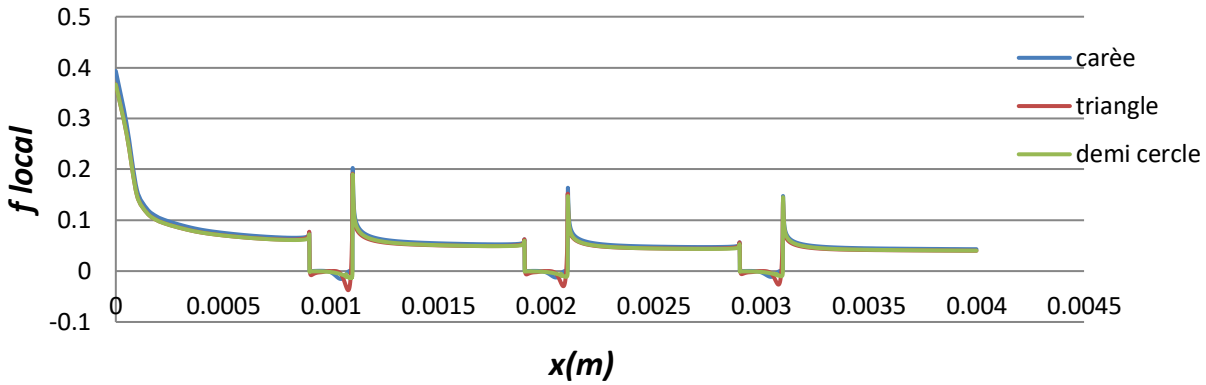
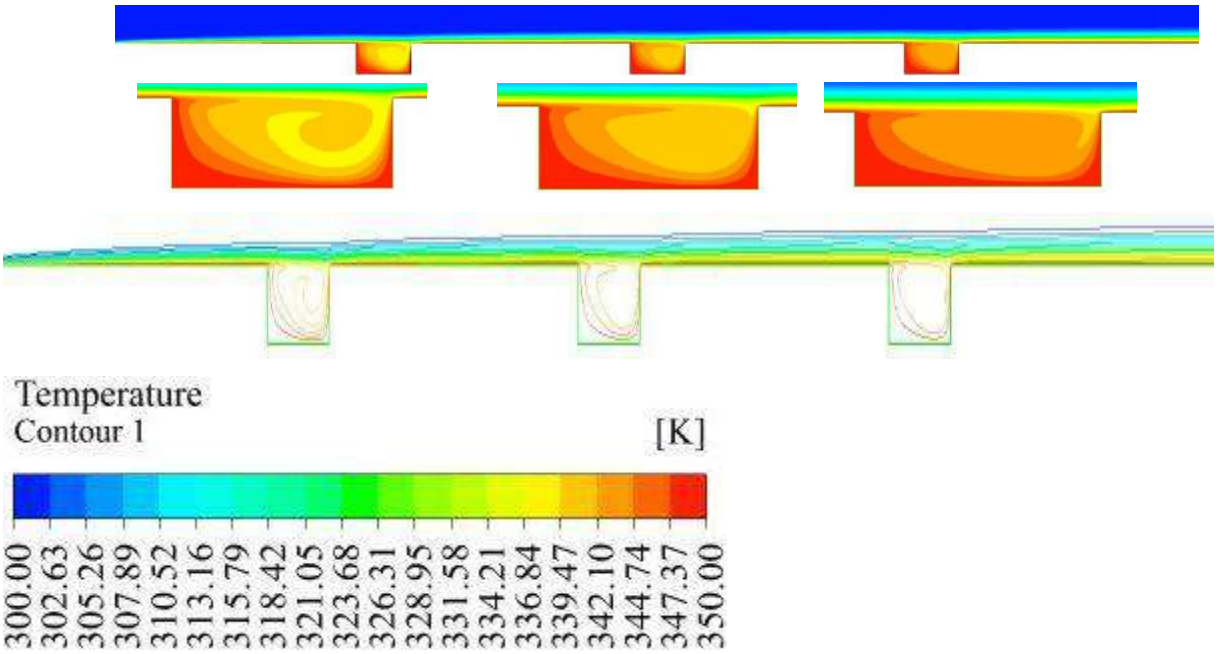


Figure III.11 : Comportement de coefficient de frottement local le long des microca-naux(Demi.cercle, Triangle, carré)

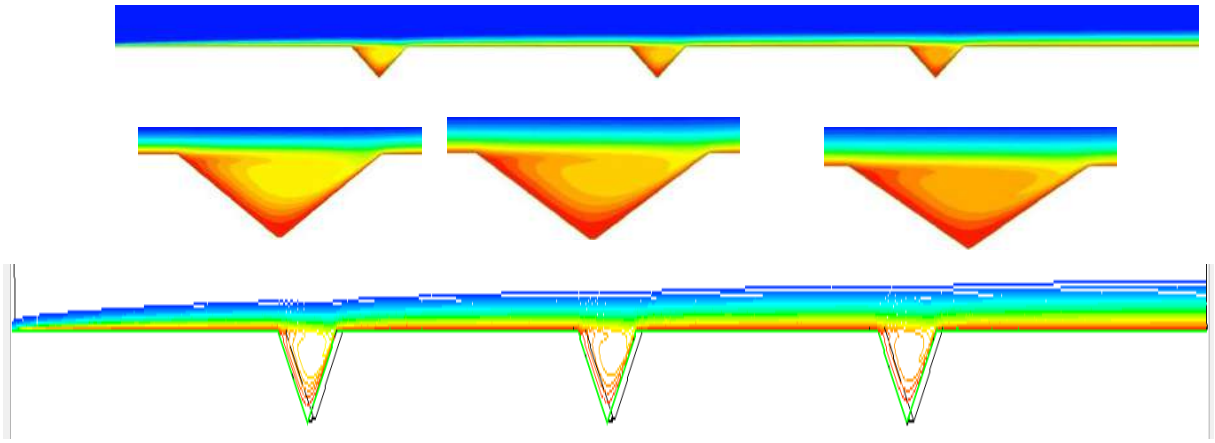
Après avoir une idée sur la variation de coefficient de frottement moyen, la variation de coefficient de frottement local est présentée par les **figures (III.11)**, qui indiquent que *f* local est très important à l'entrée de chaque micro-canal, et il diminue le long du microcanal avec une augmentation considérable au niveau de chaque section additive.

- **<u>Les contours de la température :</u>**

(A)



(B)



(C)

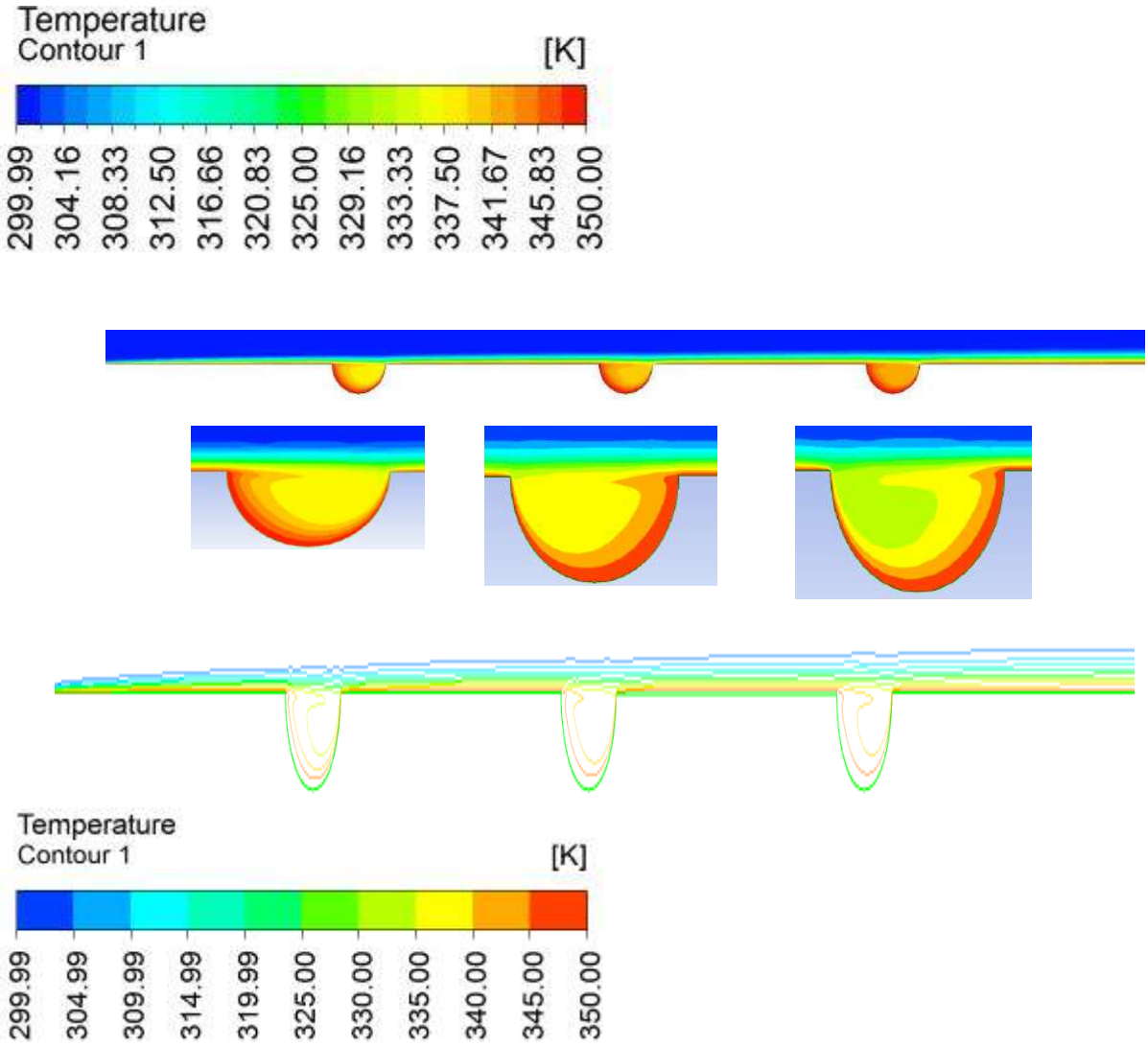


Figure III.12: Distribution de la température longitudinale pour les microcanaux (Demi.cercle, Triangle, carré)

La **figure (III.12)** présente le contour de température totale dans les microcanaux (Demi.cercle, Triangle et carré)pour un nombre de Reynolds de 500, et on remarque une zone chaude qui règne sur la partie inférieure de chaque microcanal.

Il est bien remarquable aussi que la température au niveau des zones additives est complètement chaude.

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

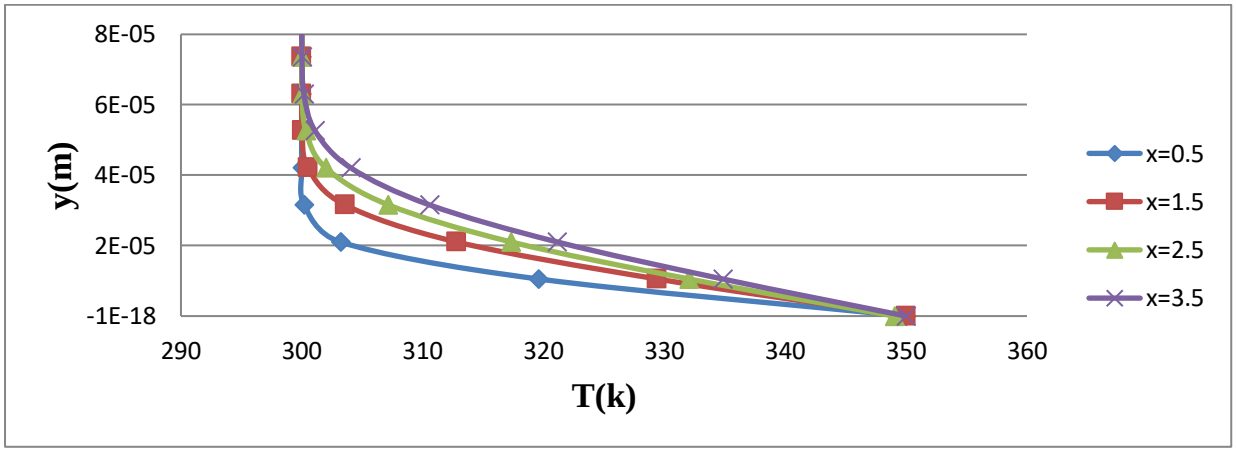


Figure III.13 : Variation de la température à une section de position pour les microcanaux (Demi.cercle).

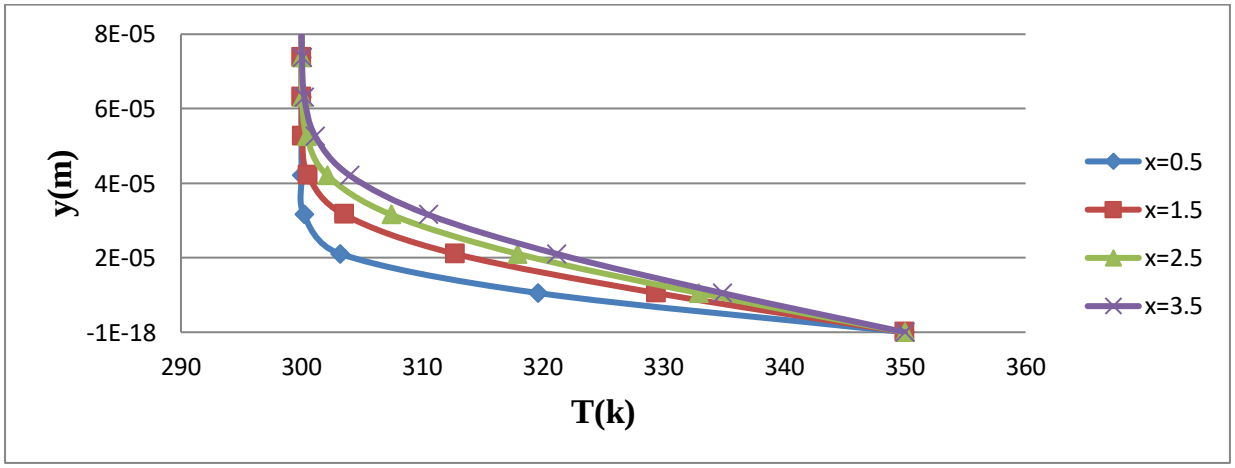


Figure III.14 : Variation de la température à une section de position pour les microcanaux (carré)

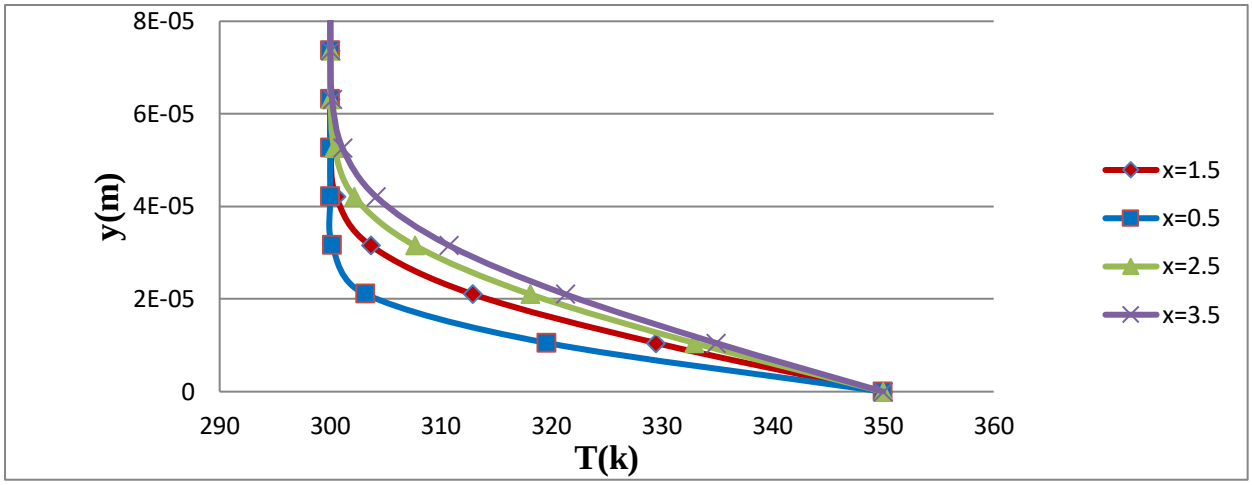


Figure III.15. Variation de la température à une section de position pour les microcanaux (Triangle)

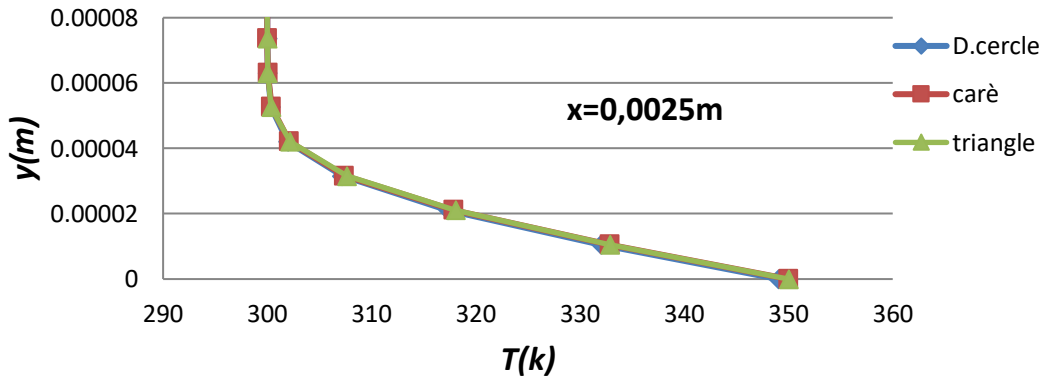


Figure III.16 : Variation de la température à une section de position x=0.0025m pour les micro canaux(Demi.cercle, Triangle et carré)

Les figure **III(13-15)** représentent la variation de la température à une section de position pour les microcanaux (Demi.cercle, Triangle et carré) et la figure **(III. 16)** représente la variation de la température à une section de position x=0.0025m pour les microcanaux (Demi.cercle, Triangle, carré) et on constate que :

- La température augmente au niveau de la paroi inferieure.
- A Partir (*y*=0.0006m) commence a diverge pour tous les micro-canaux.
- Les micro-canaux (Demi.cercle, Triangle et carré) sont identique à la position *x*=2.5mm et la température augmente jusqu'à 350K.

- **Nombre de Nusselt:**

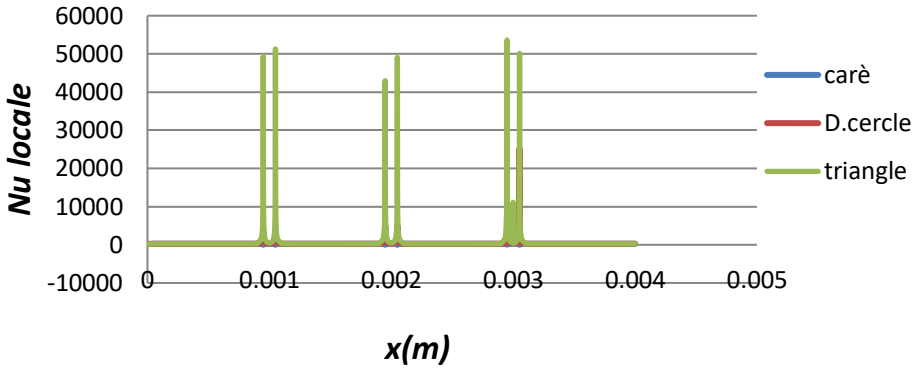


Figure III. 17. Nombre de Nusselt local en fonction de X pour les microcanaux

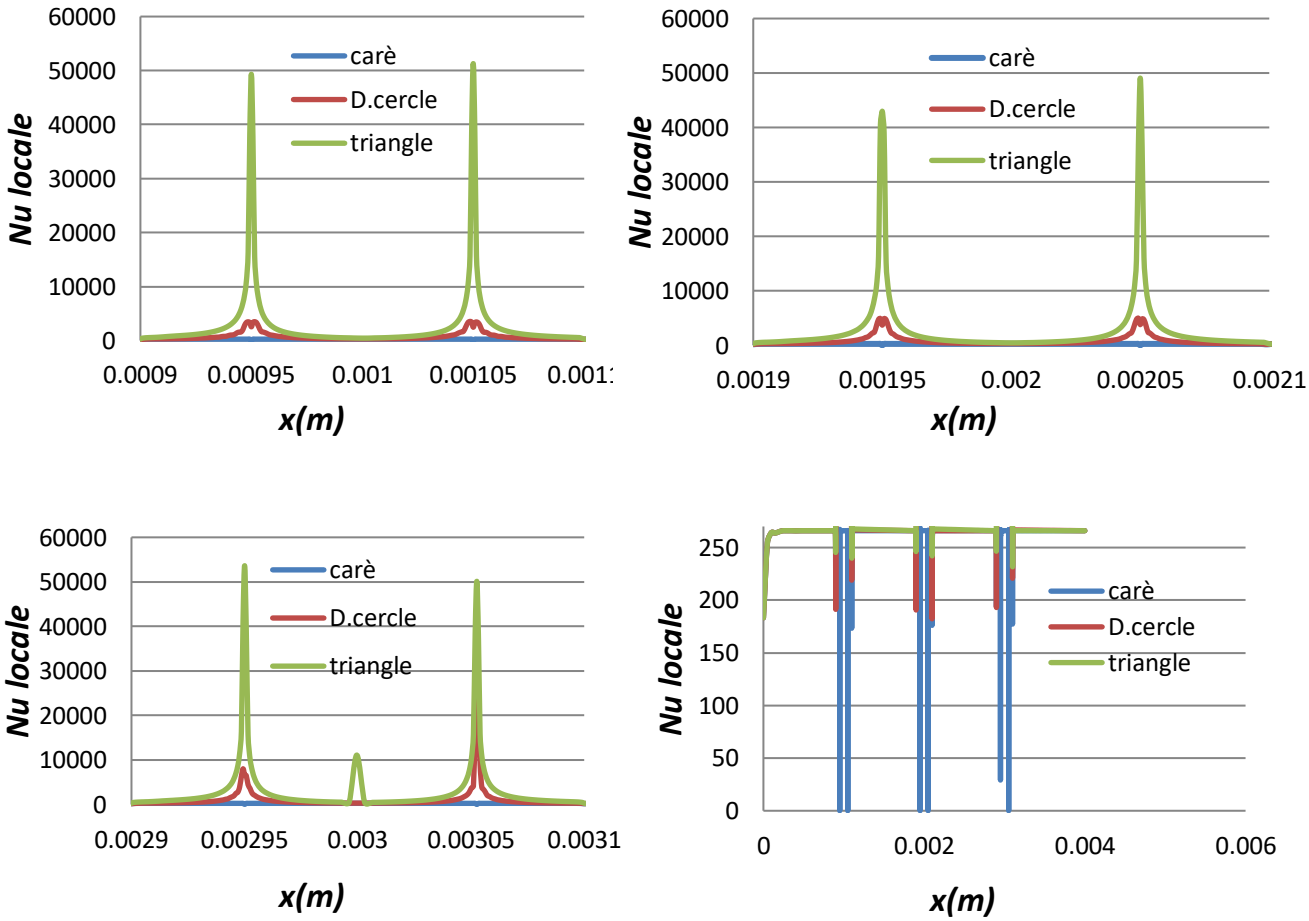


Figure III. 18 : Nombre de Nusselt local en fonction de x pour les microcanaux.

Pour la variation du nombre de Nusselt local, les **figures (III.17)**et **(III.18)** illustrent sa distribution le long des microcanaux étudiés, et on constate que les valeurs maximale du nombre du Nusselt sont observées le long du passage. Les valeurs importantes du nombre de Nusselt sont observées au voisinage des sections additives à cause de la présence des zones de recircu-

lation et les valeurs minimales du nombre Nusselt sont observées à micro canaux se forme carré.

- **Effet de la régusoité :**

Dans cette section on étudie l'effet de la régosité de la paroi sur les micro canaux

	1	2	3	5	6
Rugosité(ε)*m*	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}

Tableau III .1 : les valeurs de rugosité.

- **Frottement local :**

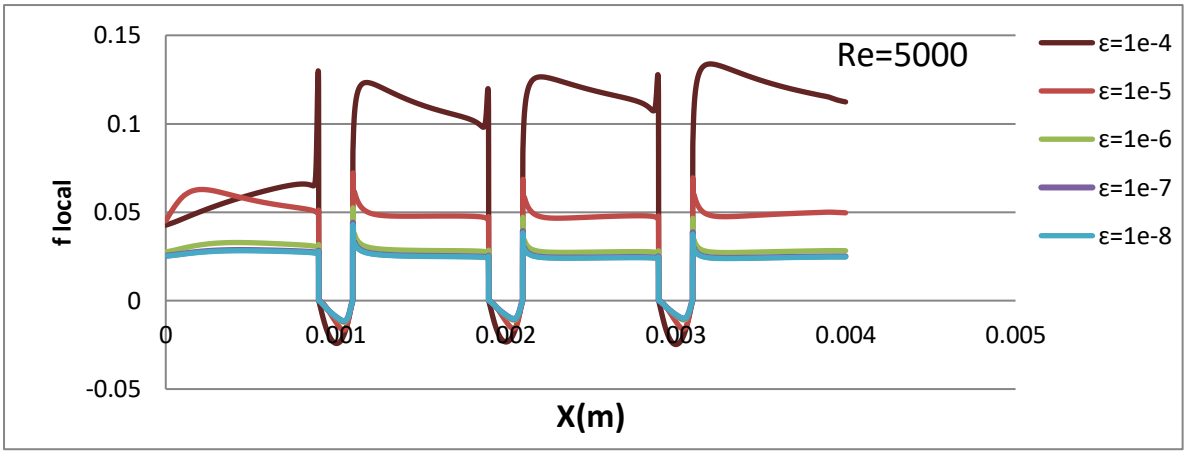


Figure III.19 : Comportement de coefficient de frottement local le long des microcanaux (carré) avec larugosité (*Re*=5000).

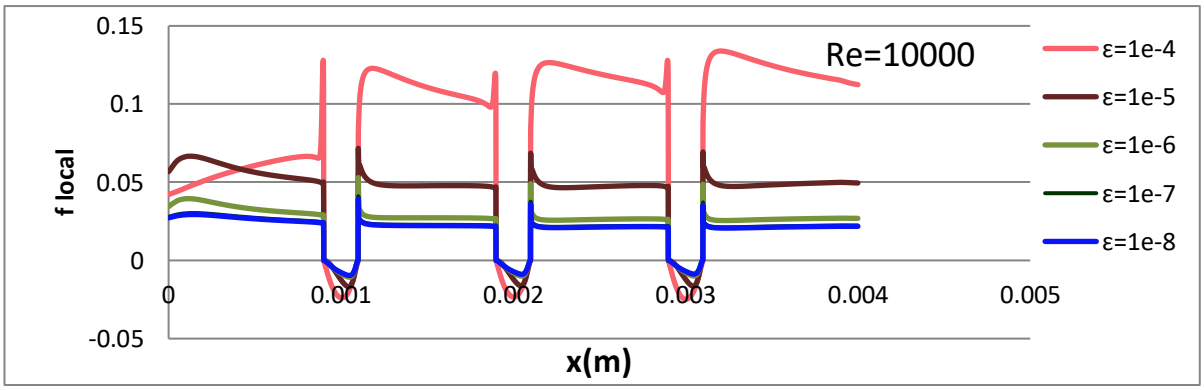


Figure III.20 : Comportement de coefficient de frottement local le long des microcanaux (carré) avec la rugosité (*Re*=10000)

Les figures III.19 et III.20 représentéle comportement de coefficient de frottement local le long des microcanaux (carré) avec la rugosité (*Re*=10000)et (*Re*=5000)et on remarque que les valeurs maximale de coefficient de frottement sont observé avant et après les section addi-

tif pour chaque micro canaux et les valeurs minimale sont observé dans les section (carré,D,cercle,triangle).

- **Nussultlocal:**

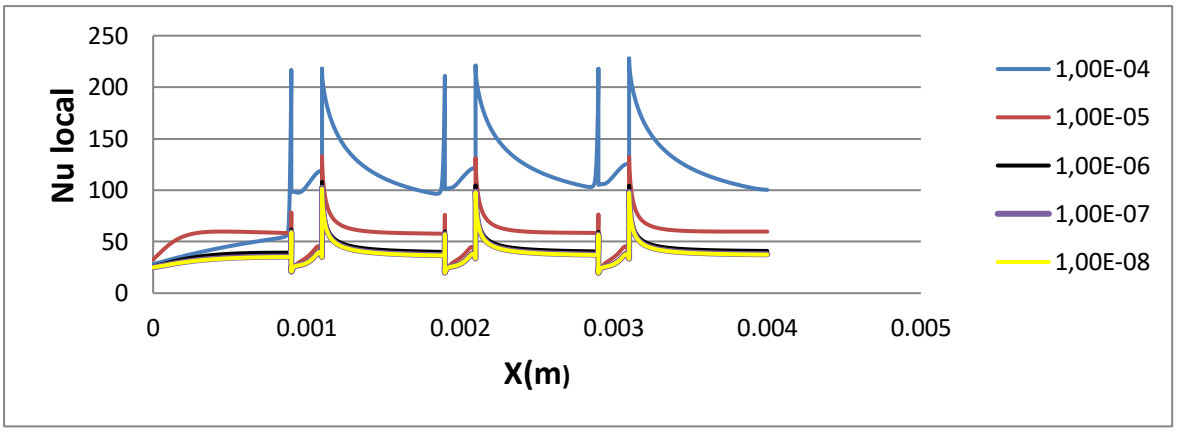


Figure III. 21 : Nombre de Nusselt local en fonction de *x* pour le microcanaux (carré).

La **Figure III. 21** illustre le Nombre de Nusselt local en fonction de *x* pour le micro canaux (carré) où le nombre Nussult local sa prend la valeur maximale après et avant les zone additif pour chaque rugosité .

- **Nussult moyen :**

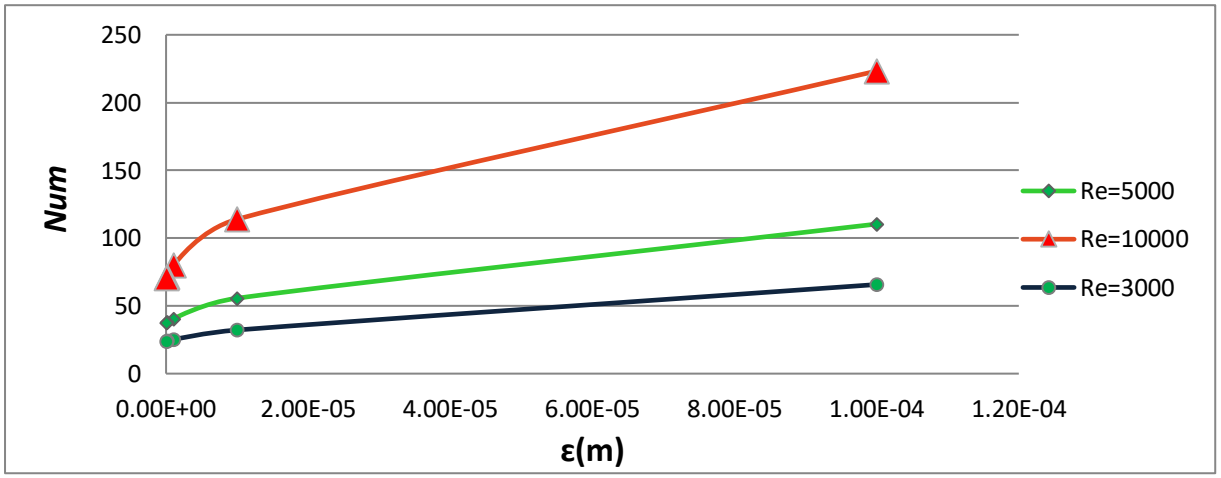


Figure III.22 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de la rugosité pour le micro canaux (carré)et différentvaleur du nombre de Reynold.

La **Figure III.22**représente le nombre de Nusselt moyen en fonction de la rugosité pour le micro canaux (carré) et différent valeur de nombre de Reynold.On remarque que le nombre du Nusselt moyen sa augmente en fonction de la rugosité, et pour *Re*=10000 sa prend la valeur maximaleàcause de laturbulence.

- **Les graphes de Y plus :**

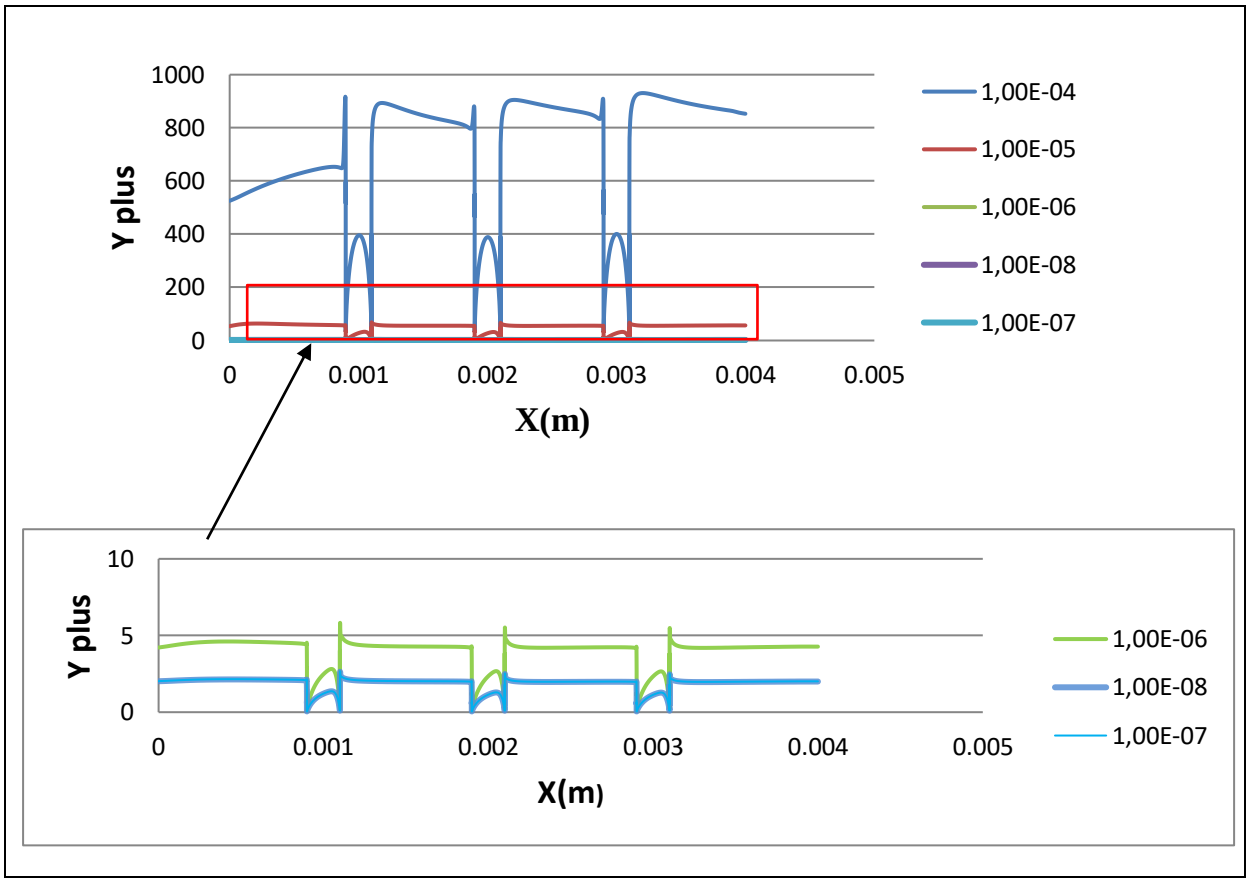


Figure III .23. Yplus en fonction de X

- **Efficacité des microcanaux étudiés:**

Pour effectuer une comparaison raisonnable, il faut donner une expression qui fait apparaitre le rapport entre le gain thermique et la dépense dynamique comme la suivante :

$$HTE=\frac{\left(N_{umic}/N_{usimple}\right)}{\left(fmic/fsimple\right)^{\frac{1}{3}}} \qquad (3.1)$$

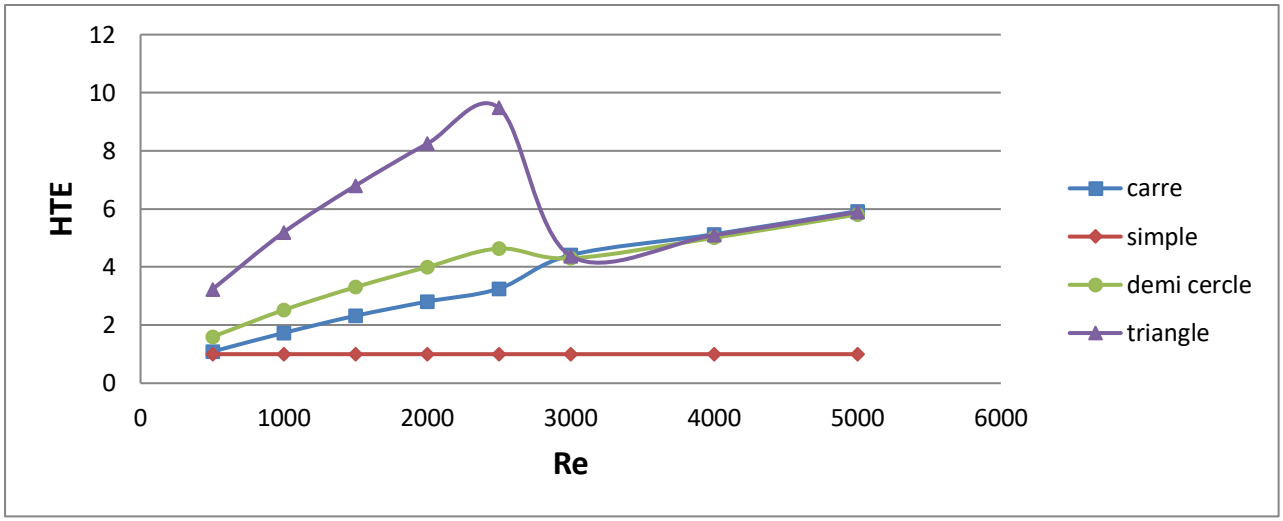


Figure III.24 : Efficacité des microcanaux étudiés en fonction du nombre de Reynolds.

La **Figure (III.24)** donne une comparaison entre les microcanaux étudiés, en tenant compte du nombre de la chaleur transférée au fluide et de la perte de pression engendrés par chaque microcanal.

D'après la **Figure (III.24.)**, on peut dire que :

- Tous les microcanaux avec changement de section transversale ont donné une amélioration de transfert par rapport au microcanal rectangulaire simple.
- Les microcanaux munis des sections additives triangulaire sont les meilleures efficacités devant les autres microcanaux.
- Dans le régime laminare, le microcanal triangle est le plus efficace.

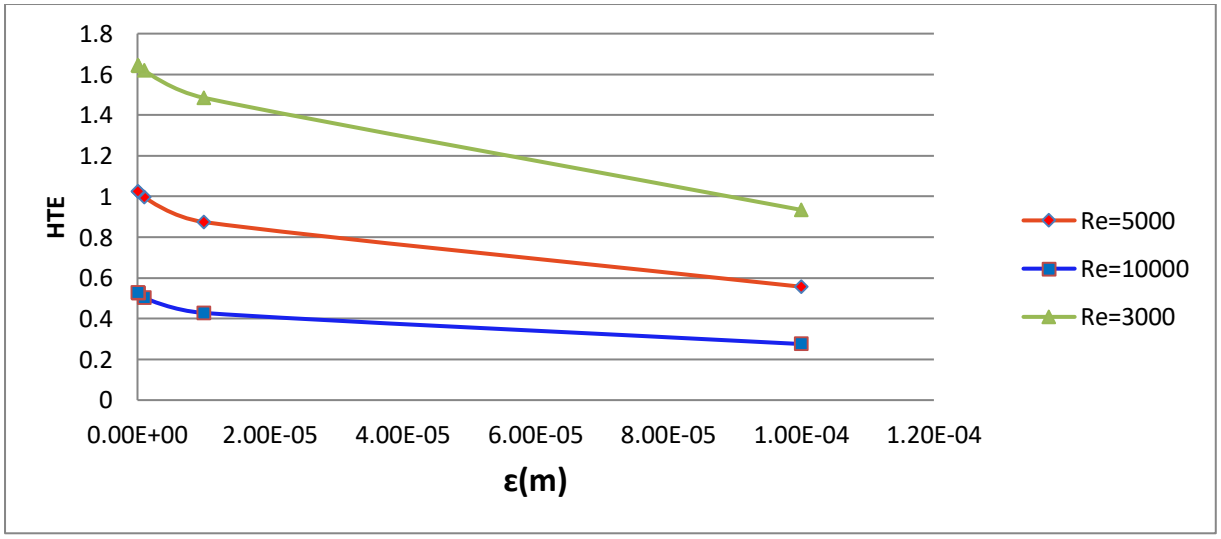


Figure III.25 : Efficacité de microcanaux (carré) étudiés en fonction rugosité.

Dans La**Figure III.25,** représenté l'efficacité de microcanaux (carré) étudié en fonction rugosité, on constate que :

- Quand la rugosité augmente le HTE diminue.
- La petite valeur du nombre de Reynolds sa prend la grand valeur de HTE.

Conclusion :

Dans ce chapitre, on a présenté une étude numérique d'un écoulement d'eau convectif lminare et turbulent à l'intérieur des microcanaux (avec ou sans changement de section transversale),en commençant par l'adaptation du maillage avec la nature de l'écoulement. Ensuite on a validé nos résultats avec les résultats expérimentaux.

Enfin, nous avons présenté et discuter les paramètres :

- Dynamiques (coefficient de frottement et de larugosité) ;
- Thermiques (nombre de Nusselt).

La comparaison entre les microcanaux s'est effectuée en introduisant l'efficacité HTE, qui nous a aidés à déterminer le microcanal le plus efficace.

Conclusions Génerale

L’objectif principal de notre travail est d’étudier numériquement les performance thermo énergétique des échangeurs de chaleur à micro canaux par l’utilisation du logiciel ANSYS CFX.

On a étudié trois types de micro canaux dotés d’un changement de section transversale (microcanaux Demi cercle.cercle ,caré,triangle).

On peut noter le conclusion suivante :

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

- L’étude dynamique nous a expliqué ce gain thermique, en effet, le coefficient de frottement diminue fortement avec l’augmentation de nombre de Reynolds.
- En se basant sur l’efficacité des micro canaux **HTE** (Heat Transfer Efficiency), on conclut que le micro canal (triangle) est le plus efficace devant les autres micro canaux, pour Re<=3000 . au-delà de cette valeur, le micro canal (caré) est le meilleure jusqu'à R <= 3900 toute les micro canaux prennent la même valeur.

- Finalement, l’évolution de la technologie des microsystèmes électromécaniques (MEMS) s’oriente vers l’étude de transfert de chaleur biphasé (ébullition) dans les microcanaux et la microfluidique et à l’échelle nanoscopique. Pour cela une plus forte collaboration entre les communautés de la mécanique des fluides et de l’microélectronique devrait être très fructueuse.

ANNEXE

Définition de CFD

Le CFD (Computational Fluide Dynamics) , également appelée soufflerie numérique ,est un outil informatique de modélisation des mouvements de fluides (liquides , gaz), des propriétés de ces écoulement (température ,vitesse ,…)et des interactions avec leur environnement (échange-thermique ,réactions chimiques,forces aérodynamique , aéroacoustique.

Le CFD permet de construire un prototype virtuel d'un produit ou d'un process.
Afin de simuler des conditions de fonctionnement réel, l'approche CFD est un complément aux techniques expérimentales et autre modélisations pour obtenir une description précise des problèmes d'écoulements de fluides.

Ce procédé complexe, à l'origine excessivement coûteux, était réservé aux bureaux d'ingénierie des hautes technologies, comme l'industrie aéronautique. Aujourd'hui, les coûts, les temps de calcul se sont considérablement réduits et la CFD est devenue un outil performant au service de toutes les industries qui manipulent des fluides ou rencontrent des mouvements de fluide dans leurs projets ou process. [10]

1 L'outil CFD

Pour manipuler l'outil CFD, il est impératif de maîtriser la dynamique des fluides. Cette science s'intéresse aux mouvements des gaz et des liquides, regroupant l'aérodynamique, l'hydraulique ou encore l'aéraulique. Maîtriser la dynamique des fluides signifie maîtriser les équations mathématiques associées (Navier-Stokes...), les modélisations (turbulence...) et les méthodes numériques (discrétisation, schémas numériques...). Seuls les ingénieurs possédant une spécialisation en dynamique des fluides peuvent donc réaliser une étude CFD en maîtrisant parfaitement tous les aspects inhérents à ce type d'étude.[10]

.2.Présentation d'ANSYS :

ANSYS, Inc. Est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en oeuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles, préalablement discrétisés. La société possède de nombreuses filiales à travers le monde, notamment en Europe et en Asie.

3.Principaux produits :

.3.1.ANSYS Structural :

Ce produit permet d'effectuer des simulations mécaniques en calcul de structural. Ses principales capacités sont :

- L'analyse statique
- L'analyse modale
- L'analyse harmonique (réponse forcée)
- L'analyse temporelle

3. 2ANSYS Mechanical :

Ce produit dispose des mêmes capacités qu'ANSYS structural, en y ajoutant notamment un solveur thermique, avec modélisation du rayonnement.

3. 3 ANSYS CFX et Fluent :

Ces deux logiciels permettent d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Ils portent le nom des compagnies qui les ont développés par ANSYS. Inc. respectivement en février 2003 et en février 2006. Fluent est un solveur : il ne comporte pas de mailleur (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemples, qui est également édité par ANSYS).

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D à travers le monde. Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface dans le domaine. De la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique. Il dispose modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique. Il dispose d'une interface de scripts pour automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généralise, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides : écoulement diphasiques (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence (LES, KE, KW, SA, Reynolds stress ….), combustion (pré-mélangé), transport de particules, écoulements en milieux poreux, maillages mobiles et spatiaux peuvent être modifiés pour améliorer la convergence. Fluent est parallélisé et permet de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, édulcore, plateforme multi-CPU).

4.2.ANSYS Workbench :

Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate-forme est dons chargée de convertir les requêtes entées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

Tutoriel manuel, utilisation du solveur CFX et le mailleur ICEM-CFD :

Dans ce qui suit, seront décrits la construction de la géométrie de cas étudié, la génération de son maillage ainsi que l'incorporation des conditions aux limites telles qu'elles ont été élaborées dans le mailleur ICEM et le solveur CFX.

Ce tutoriel sera un guide pour toute personne débutante dans ce domaine : Création, adaptation et import du maillage vers CFX et modifications des conditions limites.
Des étapes qui nous permet de crée une géométrie quelconque et généré son maillage pour ce travail, notre géométrie représente un obstacle carré, on commençant par la création de points, lignes et de surfaces, pour simuler le comportement de l'écoulementautour de cet l'obstacle.

Les Etapes pour utilisation ICEM

C'est un pré processeur intégré pour l'analyse en CFD (computation fluide Dynamics). Il est utilisé pour construire une géométrie et générer son maillage.

Les options de génération de maillage de ICEM offrent une flexibilité de choix. La Géométrie peut être décomposé en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon ICEM génère automatique un maillage non structure adapté au type de géométrie construite. Les défauts sont détectés à l'aide de son interface comportant plusieurs fenêtresd'outils de création, génération, vérification du maillage du modèle étudié et l'incorporationdes conditions aux limites.

Dans le présent travail, ICEM offre cette possibilité de définir des obstaclescarrée, créer un volume représentant le domaine d'étude et générer son maillage.

Ouverture du programme, emplacement disque de travail et sauvegarde :

Pour une première étape est la mise en marche

a. Allez dans le menu, tous les programmes :

Choisis <Ansys 14.0< Meshring< 

b. Double –clique sur cette dernière pour lancer ICEM.

c. La zone de travail et les onglets d'options :

C'est dans cette zone que sera affiché le résultat du travail, la navigation s'y fait au moyen de la souris

* Clic gauche maintenu = rotation libre de l'image.
* Clic droit maintenu +haut/bas = zoom centré.
* Clic droit maintenu +gauche/droite = rotation suivant l'axe sortant.
* Molette haut/bas = zoom.
* Clic central/molette = déplacement dans le plan.

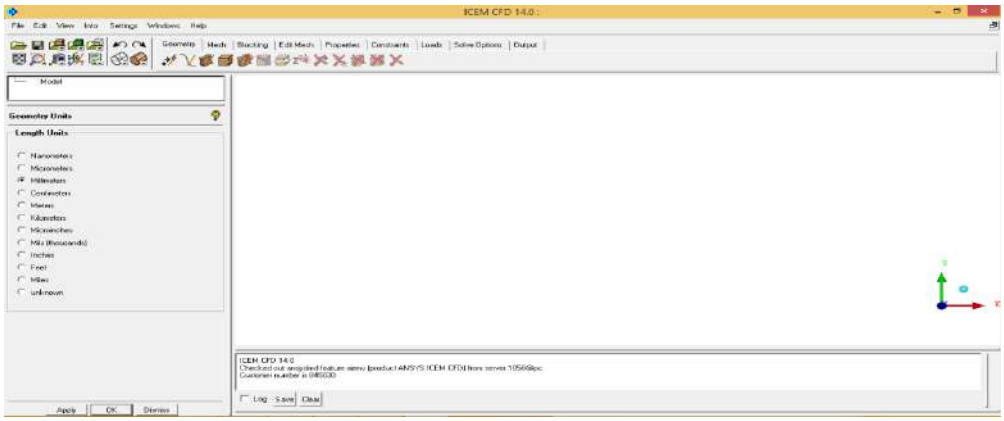
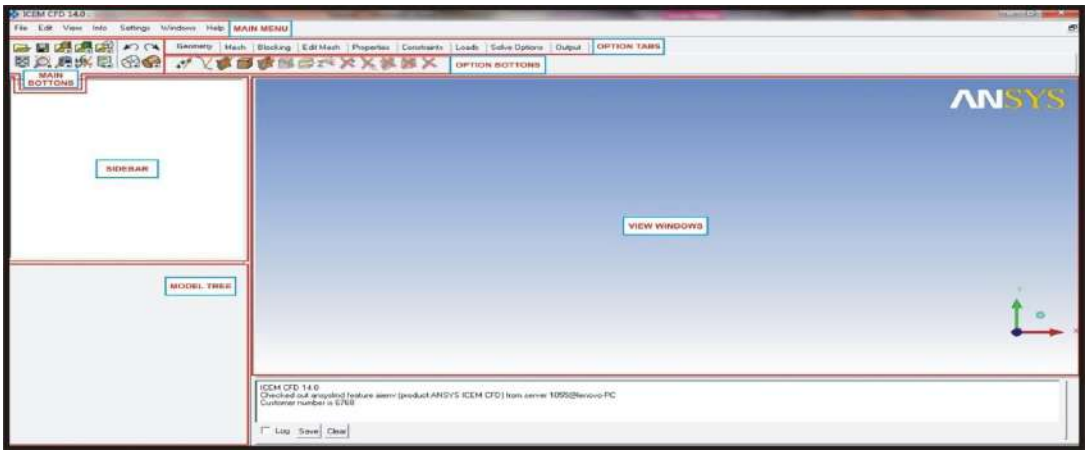


Figure - 1: Zone de visualisation/travail

Pour revenir à une vue normée il suffit de cliquer sur un des axes :



Choix du l'emplacement de travail

Afin d'éviter des erreurs lors des sauvegardes ou lors de la création du ficher pour le-maillage, il faut s'assurer que le logiciel stock ses fichiers sur un disque où l'on possède les droits d'accès et de modification.

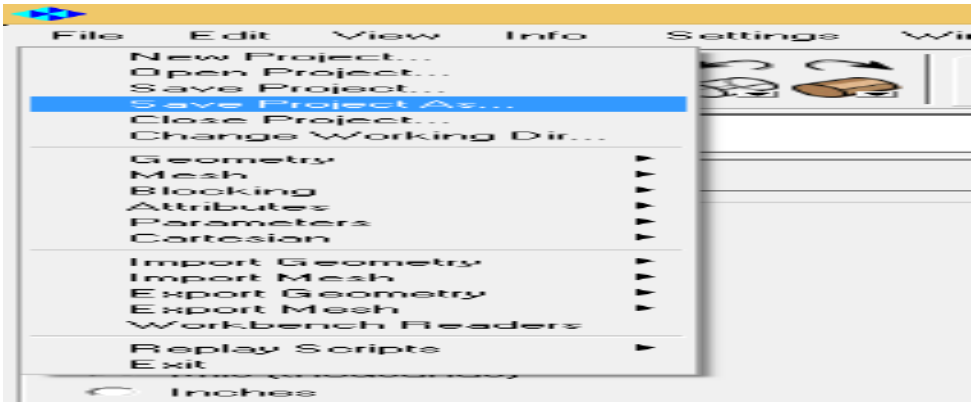


***Figure3*: Save Project As…**

Créer une Géométrie :

Choisir la « **Geometry** » de l'option**Tabs**, la géométrie sera créée dans les unités métriques (**mm** ou **m).**

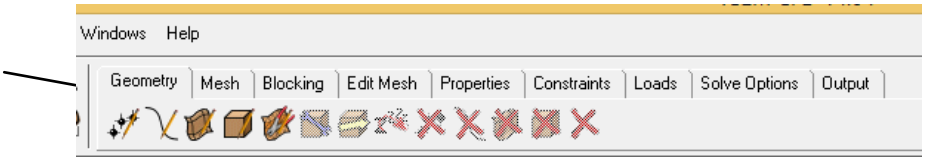


Figure -5: Onglets de travail

2.1.4 Création des points :

Dans la Géométrie on Choisir « Create Point » de **l'option buttons,**le nouveau **sideba-r**est ouvert 

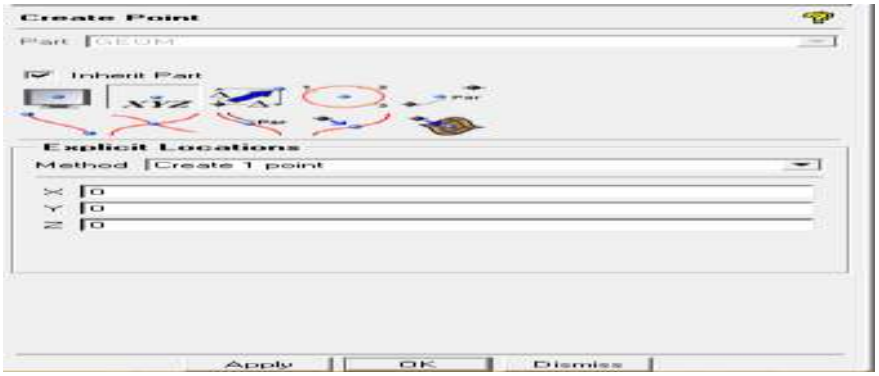


Figure - 6 : Boite de dialogue pour la création de points

Cord/point	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P11	P12	P13	P14
X	0	0,9	1,1	1,9	2,1	2,9	3,1	4	4	0	1	2	3
Y	0	0	0	0	0	0	0	0	0 ,2	0,2	-0,1	-0,1	-0,1
Z	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tableau :représente les points et les coordonnées.

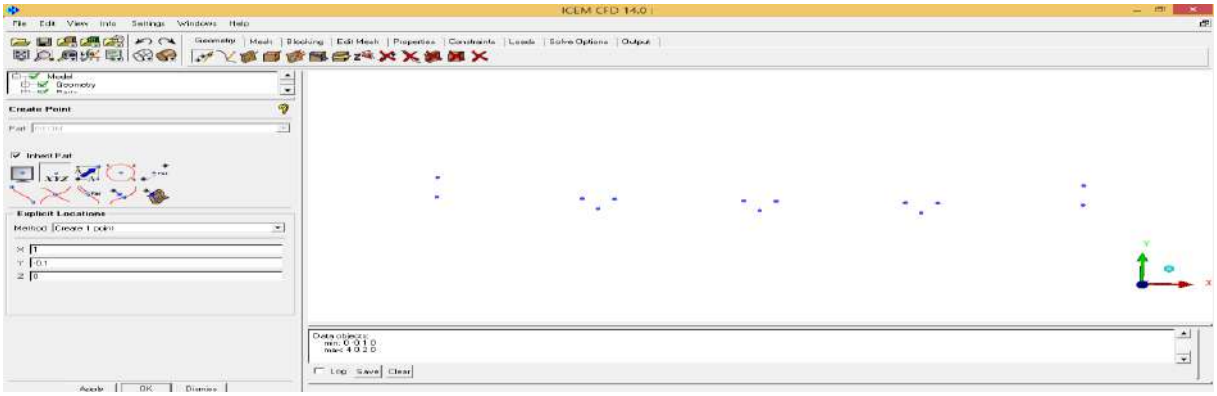


Figure - 7: Visualisation points

Création de lignes :

Toujours dans 

On chosis 

La boite de dialogue suivante s'ouvre en bas à gauche :

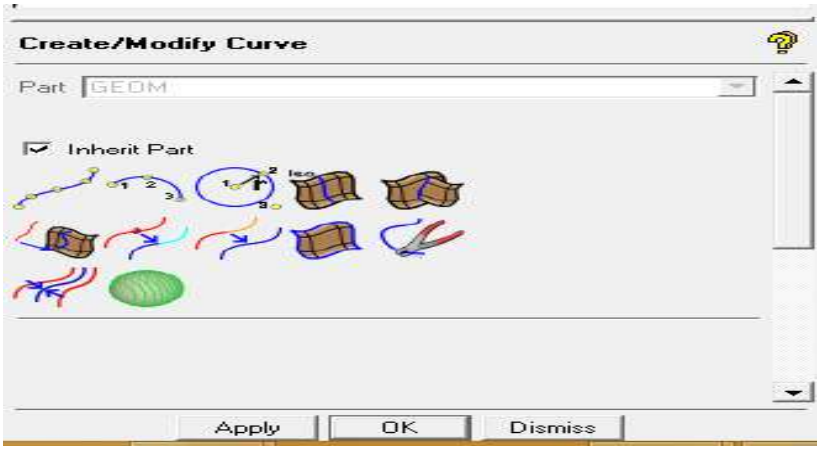


***Figure 8*:** Boite de dialogue création/édition de lignes

Icône  et  nous permet de Tracer des lignes suivant des  points et permet l'ouverture dans la zone de travail de la :

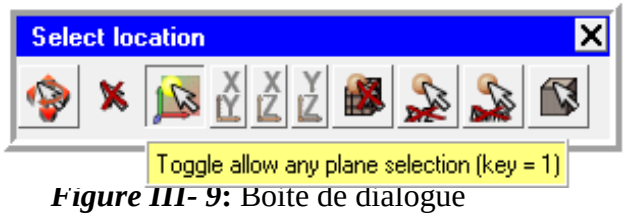


***Figure III- 9*:** Boite de dialogue

Mais aussi de l'apparition du texte suivant en bas à gauche :



Il est donc possible via la souris de :

- Sélectionner un point par le clic gauche .
- Désélectionner le dernier point choisi par le clic droit .
- Valider la sélection de points par le clic central/molette pour la création de la ligne .

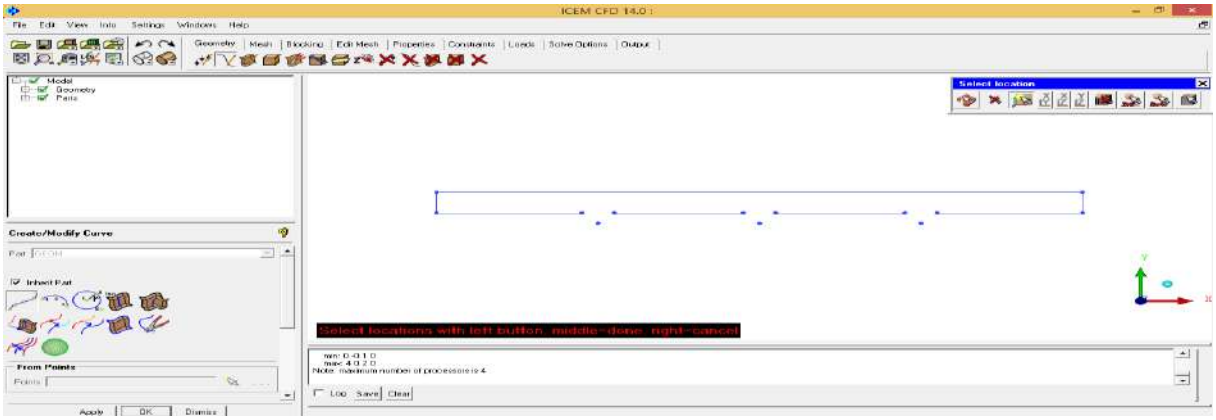


***Figure 10*:**Création des lignes

Apres avoir créé tous les linges on obtient la figure suivante :

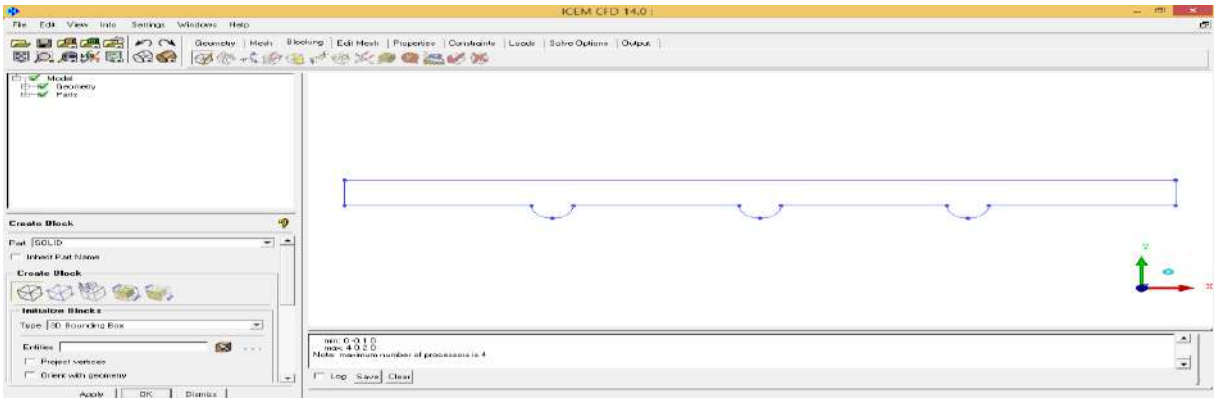


Figure 11: Création de ligne final.

Créer le bloc

a. Créer un bloc initial

Choisir « Create Block » des boutons d'option. Le nouveau SIDEBAR est ouvert :



Figure III- 12 :SIDEBAR.

Blocking > CreateBlocK  **> Initialize Blocks** 

b. On obtient la figure suivante :

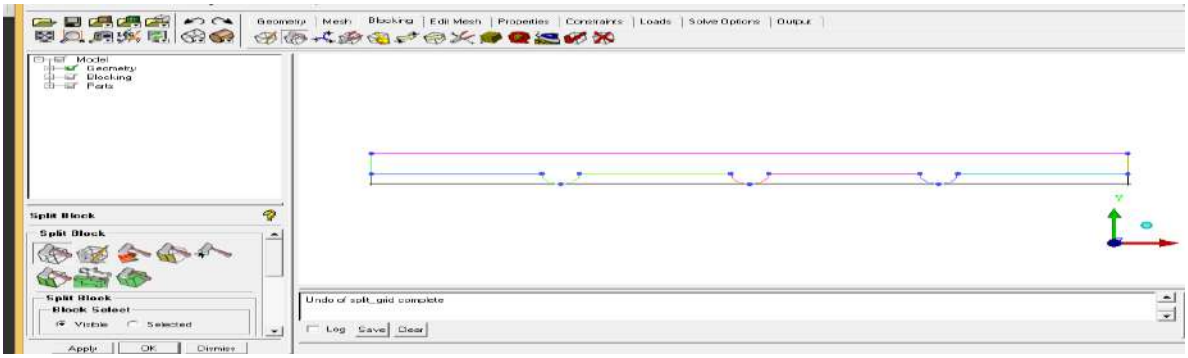


***Figure 13*:**Block initial

Créer des sous blocs

Dans cette étape on devise le bloc initial en plusieurs « split blokc »

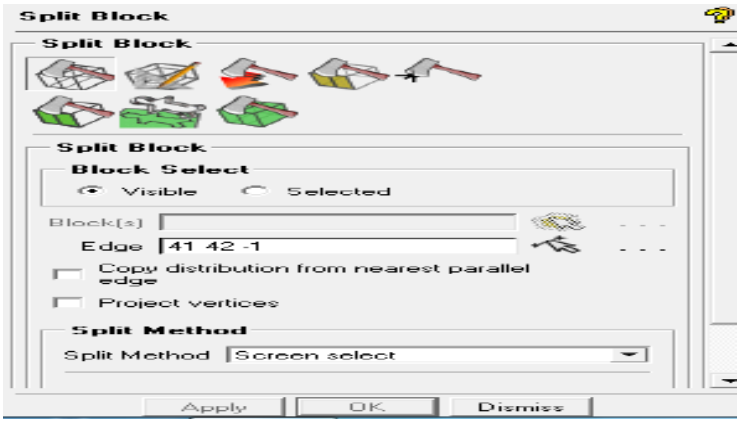


***Figure 14*:**Créer SPLIT BLOCK.

On obtient la figure suivante :

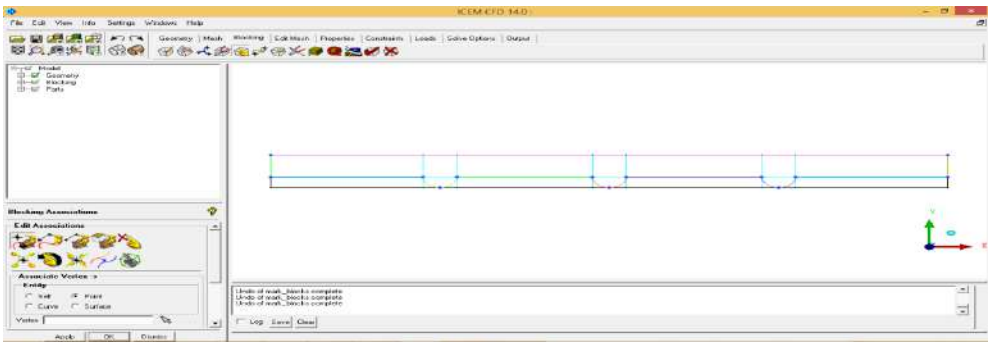


Figure 15: sous-blocs.

Effacer un bloc

Dans chaque géométrie il se trouve des endroits « bloc » où on aura pas besoin, une surface en plus ou bien elle rentre pas dans la simulation, alors on doit supprimer ce bloc.

Blocking > Delete Blocks

a. Assurer le paramètre supprimer « Deletepermantly ».

b. On clique sur le bloc sélectionné : :

c. Avec sur le Botton au milieu de la souri pour pouvoir supprimer le bloc.

Associe les lignes au courbes

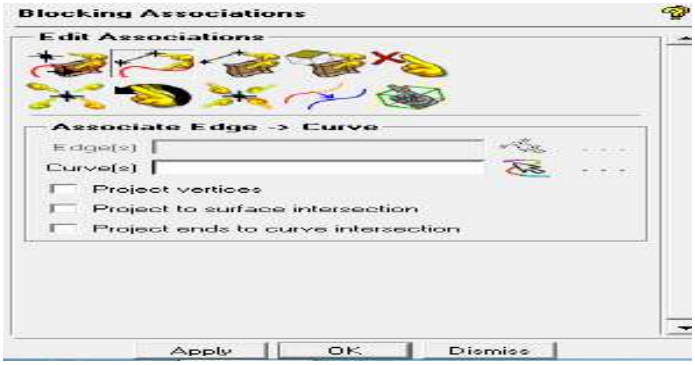


***Figure 16*:** Associe les lignes au courbes.

a) Cliquer sur la ligne(Edge) qui désigne **INLET** a l'aide le bouton gauche de la souri.

b) Assurer que le **Project vertices** sue le sidebar à gauche, est désactivé.

c) Cliquez sur et sélectionnez bord de la ligne. Cliquez sur le bouton central de la souris pour accepter la sélection.

d) Cliquez sur (Sélectionnezcompcurve (s)) et sélectionnez la courbe et cliquez sur le bouton central de la souris pour accepter la sélection.

e) Cliquer sur Apply .

Les lignes (Edgeassocié) serrant d'une couleur verte.

Généré le maillage initial

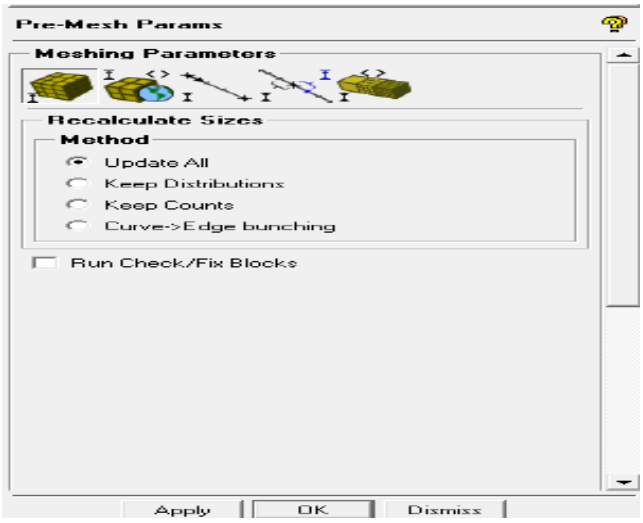


***Figure 17*:**Généré le maillage initial.

Introduire les paramètres de la ligne « Edge »

a. Cliquer sur :  et sélectionner la ligne (Edge).

b. Faire rentrer les nombres de noeuds désirés Ex : 50, cliquer sur Apply.

c. Cocher la case de **Copy Parametres.**

d. Faire rentrer tous les paramètres et cliquer sur OK.

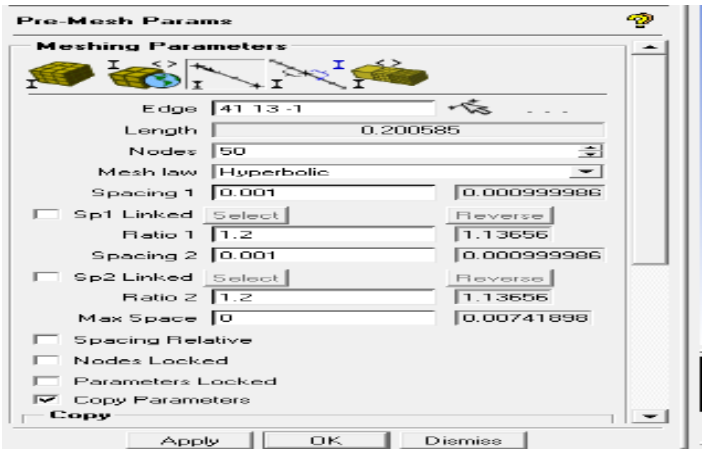


Figure 18 : Paramètres des lignes ***« Edge ».***

Sauvgarger le projet

a. Sauvgarder le blocking : **File < Bloking < save Blocking As…**

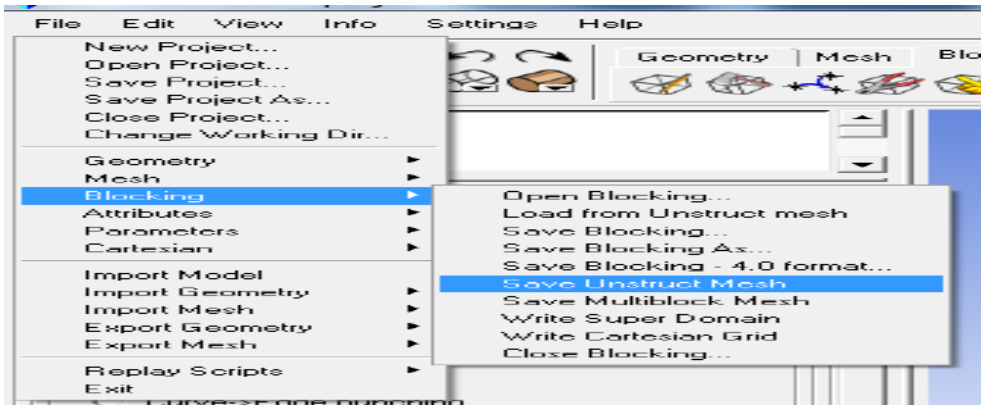


Figure 19 : Save UnstuctMesh.

b. Sauver le maillage : **Blocking< Pre-Mech < convert to unstruct Mech.**

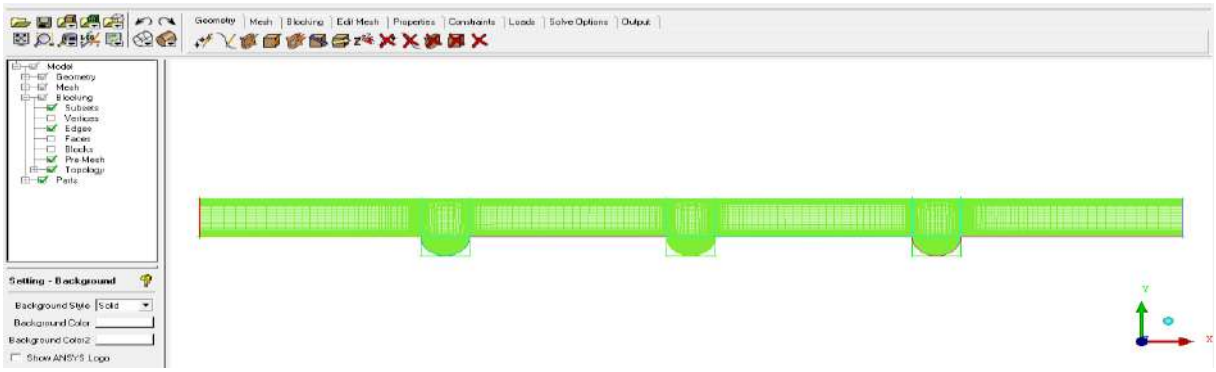


***Figure 20* :** le maillage .

c. Sur la barre **SIDEBAR** choisir « **Output** » et remplir le champ vide de **OutputSolver** par « **CFX-4** », et le champ **Common Structural Solver** par «ANSYS».

d. Cliquer sur Apply.

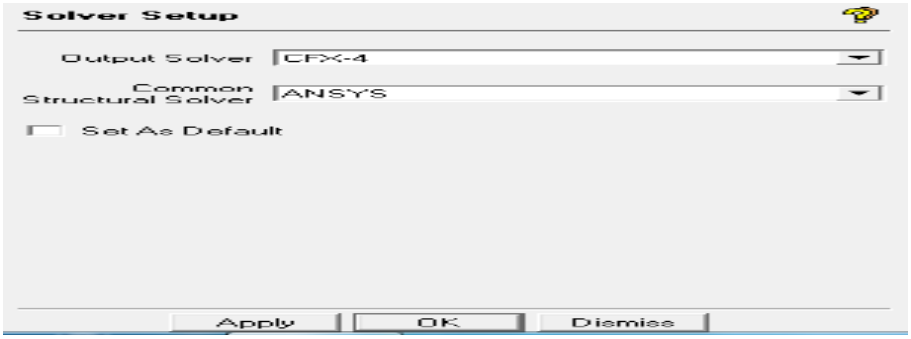


Figure 20 : Select solver.

e. Choisir **« Write input »** sur la barre **OPTION BOTTON Output <Write input** 

f. Une nouvelle fenêtre boite de dialogue sur le titre « CFX4 » apparaîtra. Mettre en place et placer « Thichness (onty for planar 2D grids) » est de **0.1** pour notre cas.

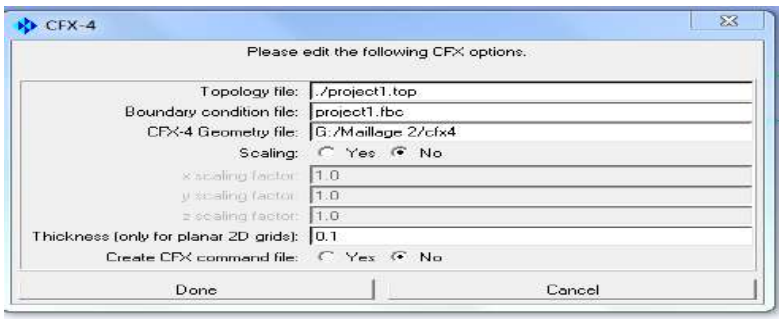


Figure 21 : CFX option.

g. Cliquer sur « Done ».

Import du maillage vers le solveur CFX

Le code CFX est un code de CFD commercial, sans option bidimensionnelle ayant des champs d'applications assez vastes.

L'un des avantages de CFX est qu'il résout les trois dimensions spatiales, permettant ainsi de simuler des problèmes de géométries qui ne sont pas nécessairement 2D ou simplifiables en deux dimensions. Ceci ouvre la porte à la résolution de problème plus près de la réalité des géomètres industrielles.

Par contre, l'un de ses désavantages est qu'il fonctionne en trois dimensions, nécessitant des maillages avec plus d'éléments qu'un calcul en deux dimensions spatiales, pour obtenir une précision similaire. Ceci a pour effet d'allonger beaucoup les temps de calcul, ou de réduire la précision des résultats.

Mettre en place une simulation à l'aide d'ANSYS CFX se fait en trois étapes :

- **CFX-Pre** : pour construire une géomètre et générer son maillage, ainsi que l'incorporation desconditions aux limites.
- **CFX-Solver** : qui résout les équations et affiche les différents résidus à chaque itération.
- **CFX-Post :** où l'on exploite les résultats.

CFX-Pre :

Nous allons présenter la procédure suivie pour réaliser une simulation avec CFX.

a. Démarrer < tous les programmes< Ansys14.0<workbench14.0<CFX .

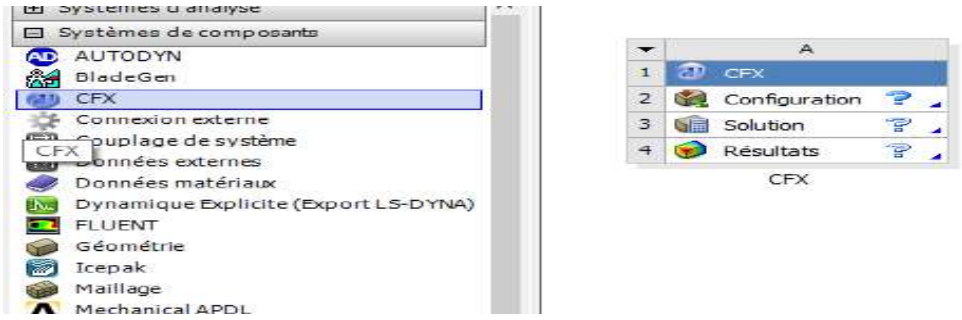


Figure 22 :CFX.

b. La configuration :

- Cliquer sur configuration, à l'aide du bouton gauche de la souris cliquer sur l'icône de Mesh et choisir **Import Mesh** et **CFX-4** puis on cherche le maillage au format **CFX-4(*geo)**.

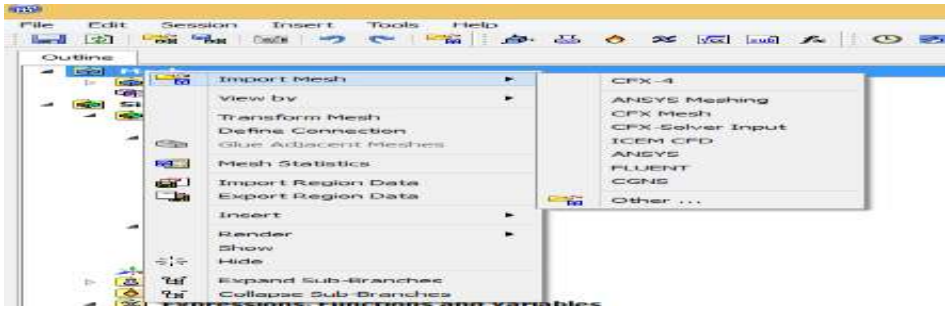


Figure 23 : Import maillage au CFX.

Après import Mesh, cliquer sur le petit triangle à côté de cfx4.geo et modifie le mot de **primitive 3D** au SOLID.

- Puis avec le bouton gauche de la souris cliquer sur Primitive 2D puis cliquer sur **Edit-Mesh**

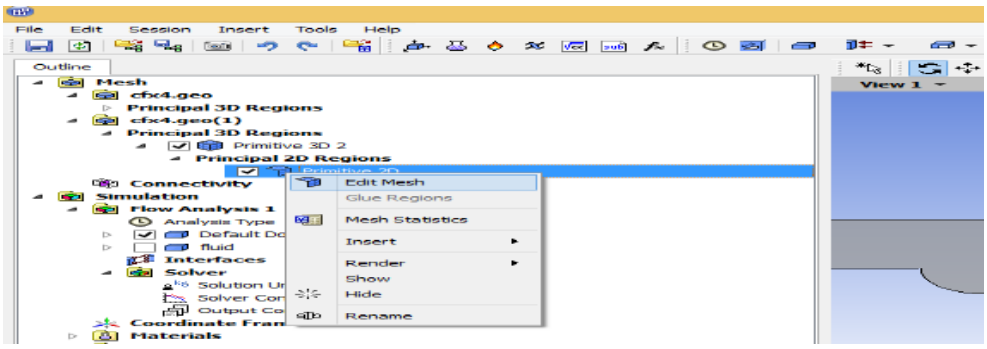


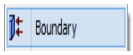
Figure 24 : Edit Mesh.

- Pour sélectionner les surfaces, dans l'onglet **MoveFace To Options** on crée le nom de la surface.
- Puis cliquer sur l'icône **Start Picking**, et cliquer aussi sur le petit triangle à côté de **SingleSelect** et choisir **Flood Select** puis cliquer sur la surface et cliquer sur Apply. Le même processus pour le reste des surfaces et enfin cliquer sur OK pour confirmation et passer à l'étape suivante.
- On commence avec **Create a Domain** on crée un domaine que l'on nomme Fluide, apparaissent alors les détails de ce domaine en trois volets.
- Le premier onglet General Option, permet de définir la localisation du domaine : il faut

sélectionner l'ensemble du maillage, le type de domaine

- Sélectionner Fluid Domain, crée un nouveau type de fluide son nom :<**GenericFluid**> c'est un eau (water).

- À l'inscription des différentes conditions aux limites avec Create a Boundary Condition.



- La première que l'on nomme Inlet<**INLET>** permet de définir les propriétés aux surfaces d'entrée, apparaît alors les détails sur Inlet en différent onglet suivant le type de frotière
- Ici on sélectionne dans Basic Settings Type : Inlet<**INLET**>.
- Puis il faut choisir la localisation dans location : il suffit de sélectionner l'ensemble de la face Inlet.
- Dans le volet Baundary Detail, on définit le régime du fluide dans Flow Regime, ici noussommes en Subsonic. On définit aussi la vitesse d'entée dans Mass and Momentum avec l'option Normal Speed. On entre alors la valeur de la vitesse d'entrée .
- Aussi pour définition de laminare, on choisit l'option **NONE (LAMINAR).**
- Mais avant ça, cliquer sur l'icône User Function , on crée le nom de la fonction et cliquer sur OK pour la confirmation.
- Puis compléter les conditions suivantes, dans volet Basic Settings, on définit la fonction de la vitesse, on crée les unités à [m] pour Argument Units et [m s^-1] pour Result Units mais par rapport Interpolation Data importe coordonnée de la vitesse aussi cocher les deux Extend pour définir la fonction déclarée
- La seconde condition limite que l'on nomme Outlet<**OUTLET**> correspondra à la surface de sortie. On sélectionne donc la surface comme l'Inlet.
- Dans l'onglet BoundaryDetails, on définit la pression de la sortie dans Mass and Momentum avec l'option AverageStatic Pressure, que l'on n'impose nulle Pression Relative.
- Et les autres volets sont laissés intacts.
- La troisième condition limite appelée Profil correspond à la paroi que représente le profil.
- Dans Basic Settings, Boundary Type on choisit Wall, et dans location on choisit Profil.
- Dans l'onglet BoundaryDetails, on définit dans Wall supérieure à avec l'option No Slip Wall Et option adiabatique aussi avec l'option SmoothWall. L'autre parois on définit Wall infrieriéure l'option No Slip Wall avec température de cette paroi.
- Et les autres onglets sont laissé intacts Sources et Plot options.
- La dernière condition limite inclut deux conditions et sont les conditions de symétrie, symetrie1 <SYM1> et symetrie2 <SYM2>.

- Dans Basic Settings, Boundary Type on choisit Symmetry, et dans location on choisit SYM1puis SYM2.
- on définit les contrôles de résolution dans Solver Control. Dans l'onglet Basic Settings, on choisit les contrôles de la Convergence Control en choisissant dans l'une simulation transitoire un nombre minimal et un nombre maximal d'itération intermédiaire, et dans le même onglet ondéfinit aussi le FluidTimescale Control, Timescale Control on choisit physicalTimescale et Residual Type <RMS>.
- Les autres onglets sont laissés intacts Equation Class Settings et Advanced Options.
- Sur le solver control on doit fixer les nombre d'itérations.

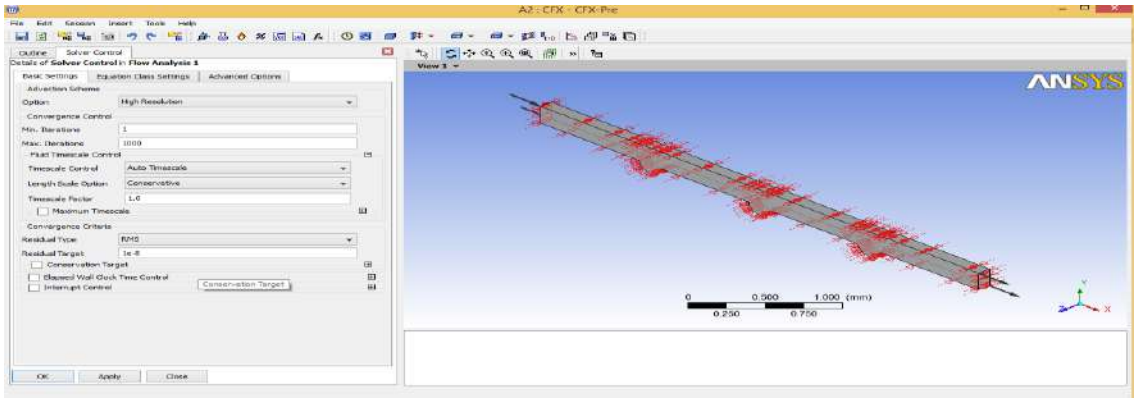


Figure 25 : La configuration**.**

. CFX-Solver : (La solution)

a. Dans RunDefinition, on choisit **Double PrecisionParallelEnvironment** pour préciser l'environnement de résolution.

b. Enfin, on lance le calcul en cliquant sur l'icône Start Run, apparaissent alors différents Onglets dont Mass and Momentum et Turbulence permettant de voir l'évolution des résidus de ces quantités, Wall Scale permettant de voir l'évolution du Wall Scale, et User Points qui nous permet de voir l'évolution des Monitor Points choisis.

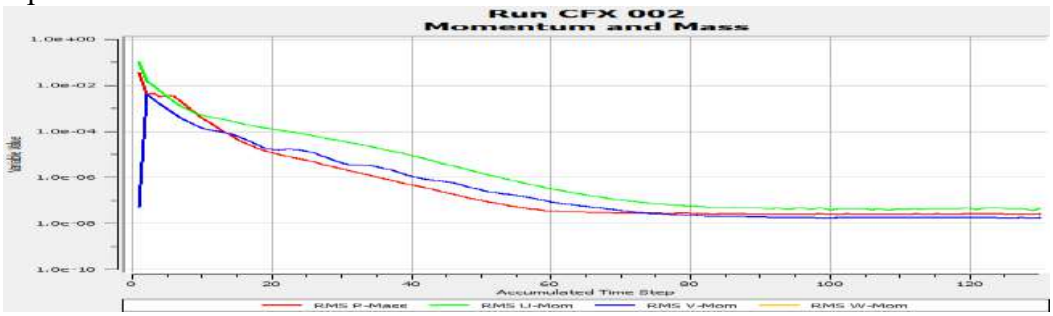


Figure 26 : Solution.

CFX-Post : (La résolution)

a. On commence avec location qui permet de dessiner des lignes, des plans, des volumes et des surfaces par leur cordonnées.

b. Dans location, on choisit ligne pour insérer la ligne puis cliquer sur Ok.

c. Pour la confirmation de l'opération on insert les cordonnées de la ligne puis cliquer sur Apply.

d. Même méthode pour le plan, sauf le plan nécessite les coordonnées du point de passage.

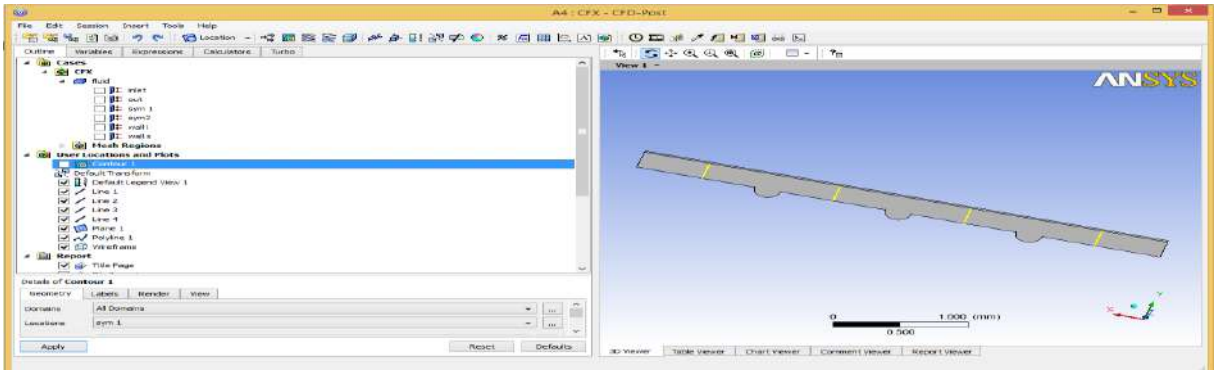


Figure 27 :Résultats.

On peut insérer un graphique à l'aide de Chart 

d. Dans l'onglet **Chart**, on choisit le Type XY, dans l'onglet Chart line1, on choisit dans location la polyline que l'on a créé. DansY Axis on sélectionne la variable de vitesse, la pression, la dissipation de turbulence ou énergie cinétique de turbulence, et dans Y Axis on sélectionne la variable X relative. En cliquant sur Apply. On exporte le graphique au format*.csv, afin de pouvoir le retraiter.

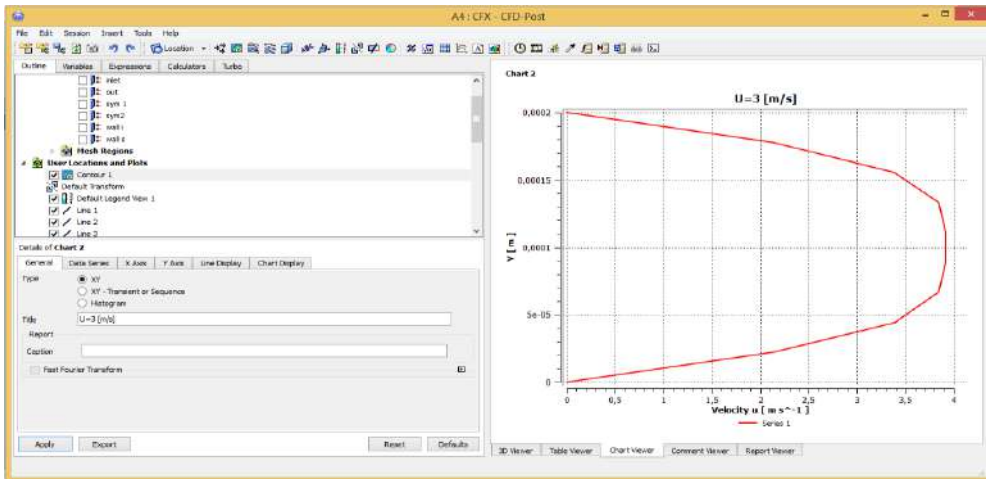


Figure - 28 : Chart de vitesse.

 : On peut afficher les lignes de courant de vitesse à l'aide de l'icône contour.

h. Les choix importants se font dans l'onglet Geometry, dans type on choisit surface contour, dans Start form on choisit plan dont on souhaite voir.

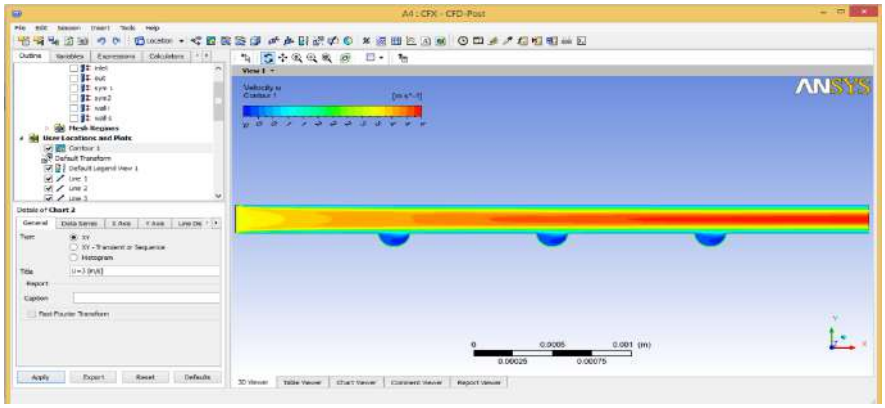


Figure - 28 : Contour.

Références Bibliographiques:

[1] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs » technique de l'ingénieur [B 2 341].

[2] : http://thetis.enscpb.fr.Notice théorique. Janvier 2010.

[3] : PATRICKCHASSING, turbulence en mécanique des fluides analyse analyse du phénomène vue de sa modélisation à l'usage de l'ingénieur. I.N.P. de TOULOUSE, (2000).

[4] : D. B. Tuckerman and R. F. W. Pease, (1981), High-performance heat sinking for VLSI, IEEE Electron Device Letters, vol. EDL- 2, pages: 126-129.

[5] : Jhon Pr . thom R, Micro channel Tow phases cooling 3D-IC's p8, publication2010

[6] : A. Belhadj, A. Boukhalfa, R. Saim <<AMELIORATION DES PERFORMANCES THERMO-ENERGETIQUES D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR A MICROCANAUX>> publication 02 – 03 Mai 2016, CRND-Draria, Alger .

[6] : N.T. Obot, Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels a literature review, Microscale Therm. Eng. 6 (3) 155–173. (2002)

[7] : T.J. Heindel, S. Ramadhyani, F. P. Incropera, (1995), Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 1 — two- and three-dimensional model validation , Int.J. Heat and Fluid Flow, Vol.16, pages: 501-510.

[8] : G. M. Mala and D. Li, (1999), Flow characteristics of water in microtubes, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 20, pages: 142-148.

[9] : G. Desrayaud, A. Fichera and G. Lauriat, (2007), Natural convection air-cooling of a substrate-mounted protruding heat source in a stack of parallel boards, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.28. Pages: 469-482.

[10] :[PFE] b.samira, k.mohamed <<etude numérique et expérimentale d'unn écoulement de l'air autour d'un obstacle de section carré>> Université Yahia FARES de MEDEA 2013/2014.

[11] : Ligrani, P.M., G.I. Mahmood, J.L. Harrison, C.M. Clayton and D.L. Nelson, (2001). Flow structure and local Nusselt number variations in a channel with dimples and protrusions on opposite walls. Int. J. Heat Mass Transfer, 44: 4413-4425. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00101-6

[12] : Lienhart, H., M. Breuer and C. Koksoy, (2008). Dragreduction by dimples? - A complementary experimental/numerical investigation. Int. J. Heat Fluid Flow, 29: 783-791. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.02.001 .

[13] : X.F. Peng, G.P. Peterson et B.X. Wang, (1994), Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels, Experimental Heat Transfer 7, pages: 265 283.

[14] : S. G.Kandlikar, S.Joshi and S.Tian: Effect of surface roughness on heat transfer and fluidflow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes, Heat Trans. Eng.,Vol24(3), P.P 4-16, 2003.

[15] : H.Ghaedamini, P.S.lee, C.J.Teo: Developing forced convection in converging-diverging micro-channel, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol 65, P.P 491-499, 2013.

[16] : Lei Chai , Guodong Xia , Liang Wang, Mingzheng Zhou, Zhenzhen Cui,(2013) Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion–constriction cross-sections Internati onal Journ al of Heat and Mass Transfer vol 62,pages: 741–751.

[17] : Suabsakul Gururatana, (2012), Numerical Simulation of Micro-Channel Heat Sink with Dimpled Surfaces American Journal of Applied Sciences 9 (3): 399-404, ISSN 1546-9239

[18] : N.T. Obot, Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels a literature review, Microscale Therm. Eng. 6 (3) 155–173. (2002).