

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Hadj Lakhdar - BATNA 1

Faculté des Sciences de la Matière

Département de Physique



THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du
Diplôme de Doctorat

par :

BELKACEMI Zoubir

**Thème : Simulation Numérique Des Écoulements
Microfluidiques**

Spécialité : Physique Energétique

Soutenue le / / 20.....

Devant le jury :

Président :	BOUGOUL Saadi	Professeur	Université de Batna 1
Rapporteur :	SOUDANI Azeddine	Professeur	Université de Batna 1
Examineurs :	BENMOUSSA Houcine	Professeur	Université de Batna 2
	BOUGRIOU Cherif	Professeur	Université de Batna 2
	MOUMI Noureddine	Professeur	Université de Biskra

A ma famille

Remerciements

Je remercie beaucoup le professeur Azeddine SOUDANI, de m'avoir encadré et dirigé dans ma thèse. Je le remercie aussi pour ses conseils, son savoir et surtout pour sa patience et sa rigueur scientifique.

Je remercie également le Professeur Saadi BOUGOUL, qui a accepté de présider le jury, aussi je le remercie une autre fois pour ces motivations.

Je remercie également les membres du jury, le Professeur Houcine BENMOUSSA, le professeur Cherif BOUGRIOU et le professeur Noureddine MOUMI, pour leurs contributions à l'évaluation de la présente étude

Table des matières

Table des matières

<i>Introduction générale</i>	1
<i>Chapitre I : Etude bibliographique</i>	5
<i>Chapitre II : Rappels théoriques</i>	
II.1. Ecoulement laminaire.....	22
II.2. Pertes de charge.....	23
II.3. Longueur d'établissement hydraulique et thermique.....	25
II.4. Calcul du flux de chaleur en convection forcée.....	26
II.5. Rugosité relative.....	27
II.6. Modèle du diamètre hydraulique réduit.....	27
II.7. La production d'entropie et l'étude de l'effet de la rugosité.....	31
<i>Chapitre III : Modélisation Numérique</i>	
III.1. Création des géométries.....	35
III.1.1. Les différentes géométries étudiées.....	36
a- <i>Modèle de conduite lisse</i>	36
b- <i>Modèle de Conduite avec éléments carrées</i>	38
c- <i>Modèle de conduites avec éléments triangulaires</i>	39
d- <i>Modèle de conduites avec éléments demi-circulaire</i>	39
e- <i>Modèle de conduites avec éléments sinusoïdales</i>	40
III.1.2. Maillage.....	40
a- <i>Modèles de Conduites lisses</i>	40
b- <i>Modèles de conduite avec structure carrée</i>	41
c- <i>Modèles de conduites avec structure triangulaire</i>	43
d- <i>Modèles de conduites avec structure demi-circulaire</i>	44
e- <i>Modèles de conduites avec structure sinusoïdale</i>	45
III.1.3. Types de frontières.....	45
III.2. Fluent et l'implantation numérique.....	46
III.2.1. Conditions aux limites.....	46
III.2.2. Hypothèses simplificatrices et procédure sous FLUENT.....	48
III.2.3. Indépendance au maillage.....	49
III.2.4. Résolution numérique.....	50

III.3. Validation du modèle de conduite réduite avec conditions périodiques.....	51
--	----

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1. Modèles de conduite en 2D.....	54
IV.1.1. Etude dynamique.....	54
IV.1.1.1. Modèles de conduites lisses.....	54
a- <i>Validation du modèle numérique</i>	54
IV.1.1.2. Modèles de conduites rugueuses.....	55
a- <i>Validation du modèle numérique</i>	56
IV.1.1.2.1. Effet de la hauteur de la rugosité.....	56
IV.1.1.2.2. Effet de la forme de la rugosité et des espacements.....	60
a- <i>effets de la forme de la rugosité</i>	61
b- <i>Effets des espacements</i>	63
IV.1.1.3. Production d'entropie et pertes de charges.....	65
a- <i>Conduites lisses et production d'entropie</i>	65
b- <i>Conduites rugueuses et production d'entropie</i>	67
IV.1.2. Etude thermique.....	74
IV.1.2.1. Conduites lisses.....	74
IV.1.2.2. Conduites rugueuses.....	75
a- <i>Effet de la hauteur</i>	75
b- <i>Effet de la forme</i>	78
c- <i>Effet de la forme et de la hauteur sur la température des parois</i>	80
IV.1.2.3. transfert thermique et production d'entropie.....	82
IV.2. Modèles de conduite en 3D.....	85
IV.2.1. Etude dynamique.....	85
IV.2.1.1. Conduites lisses.....	85
IV.2.1.2. Conduites rugueuses.....	86
a- <i>Effet de la hauteur</i>	86
b- <i>Effet de la forme</i>	88
IV.2.2. Etude thermique.....	89
Conclusion Générale	93
Références.....	97

Liste des figures

Liste des figures

	Pages
Chapitre I	
Figure. I.1	Modèle numérique. 10
Figure. I.2	Chute de Pression par unité de longueur en fonction de Re . 12
Figure. I.3	Coefficient de frottement en fonction de Re . 13
Figure. I.4	Variation du nombre de Poiseuille en fonction de Re . 14
Figure. I.5	Schéma du domaine physique. 16
Figure. I.6	Effet du flux de chaleur sur la distribution de la vitesse axiale. 17
Figure. I.7	Variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds. 18
Chapitre II	
Figure. II.1	Ecoulement d'un canal à section rectangulaire. 23
Figure. II.2	Profil de vitesse dans une canalisation. 26
Figure. II.3	Représentation d'un canal rugueux. 27
Figure. II.4	Degré de séparation du fluide en fonction de la hauteur de la rugosité. 29
Figure. II.5	Les différents paramètres caractérisant une surface rugueuse 29
Figure. II.6	Description des zones S_C et S_V 33
Chapitre III	
Figure. III.1	Vue globale du GAMBIT. 35
Figure. III.2	Modèles de conduite lisse. 37
Figure. III.3	Description des éléments de structure carrée. 38
Figure. III.4	Description des éléments de structure triangulaire. 39
Figure. III.5	Description des éléments de structure demi-circulaire. 39
Figure. III.6	Eléments de structure sinusoïdale. 40
Figure. III.7	Maillage du domaine de calcul (conduite lisse). 41
Figure. III.8	Maillage des éléments carrés. 42
Figure. III.9	Maillage des éléments rectangulaires (conduite 3D). 42
Figure. III.10	Maillage des éléments triangulaires. 43
Figure. III.11	Maillage des éléments triangulaires (conduite 3D). 44
Figure. III.12	Maillage des éléments demi-circulaires. 44
Figure. III.13	Maillage des éléments sinusoïdaux. 45
Figure. III.14	Types des frontières. 46
Figure. III.15	Vue de FLUENT (conditions périodiques). 47
Figure. III.16	Conditions aux limites. 47
Figure. III.17	Interface de l'utilisation de CFFC. 51
Figure. III.18	Evolution du coefficient de frottement de Darcy. 52
Chapitre IV	
Figure. IV.1	Evolution du coefficient de frottement 55
Figure. IV.2	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds. 55
Figure. IV.3	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme carrée). 57
Figure. IV.4	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme triangulaire). 57
Figure. IV.5	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme demi-circulaire). 57
Figure. IV.6	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme sinusoïdale). 58
Figure. IV.7	Zones de recirculation. 59
Figure. IV.8	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour 61

	différentes configuration de la rugosité.	
Figure. IV.9	Lignes de courant pour la même rugosité relative.	62
Figure. IV.10	Variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes formes de rugosité.	63
Figure. IV.11	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différents espacements pour la forme carrée.	64
Figure. IV.12	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différents espacements pour la forme triangulaire.	64
Figure. IV.13	Variations du pourcentage des écarts du nombre de Poiseuille pour différents espacement en fonction de Reynolds.	65
Figure. IV.14	Distribution de l'entropie produite localement le long d'un canal lisse.	66
Figure. IV.15	Variation du paramètre S''' en fonction de Reynolds (Canal lisse).	66
Figure. IV.16	Distribution de la production locale d'entropie le long du canal (carrée, triangulaire)	67
Figure. IV.17	Profil de la production locale d'entropie le long de deux parois.	68
Figure. IV.18	Champs d'entropie produite localement le long d'un canal rugueux (forme sinusoïdale).	69
Figure. IV.19	Profil d'évolution de l'entropie produite le long d'une paroi d'un canal rugueux (sinusoïdale).	69
Figure. IV.20	Evolution du paramètre S_V en fonction de Reynolds (carrée, triangulaire).	71
Figure. IV.21	Evolution du paramètre S_C en fonction de Reynolds (carrée, triangulaire).	72
Figure. IV.22	Evolution des paramètres S_C et S_V en fonction de Reynolds pour une conduite avec des éléments de forme sinusoïdale.	73
Figure. IV.23	Evolution du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds.	75
Figure. IV.24	Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (forme carrée).	76
Figure. IV.25	Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (Forme triangulaire)	77
Figure. IV.26	Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (Forme sinusoïdale).	77
Figure. IV.27	Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (Forme Demi-circulaire).	78
Figure. IV.28	Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds ($\epsilon = 1.26\%$).	79
Figure. IV.29	Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour deux formes et même rugosité relative ; $\epsilon = 1.26\%$.	79
Figure. IV.30	Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour deux formes.	80
Figure. IV.31	Profil de la température le long d'une paroi d'un canal rugueux.	81
Figure. IV.32	Profil de l'entropie produite dans un canal rugueux à deux différents nombres de Reynolds (éléments de forme carrée).	82
Figure. IV.33	Distribution de l'entropie produite localement par transfert de chaleur le long d'une paroi rugueuse.	83
Figure. IV.34	Distribution de l'entropie produite localement par transfert de	85

	chaleur le long d'une paroi rugueuse.	
Figure. IV.35	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (3D)	86
Figure. IV.36	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes formes de rugosité.	87
Figure. IV.37	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes formes de rugosité.	87
Figure. IV.38	Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour deux formes de rugosité.	88
Figure. IV.39	Variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour deux formes de rugosité	89
Figure. IV.40	Evolution du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (triangulaire, carrée).	90

Liste des tableaux

Liste des tableaux

		Pages
Tableau III.1	Types de frontiers.....	45
Tableau III.2	Procédures suivis sous FLUENT.....	49
Tableau III.3	Test de maillage (carrée).....	50
Tableau III.4	Test de maillage (triangulaire).....	50
Tableau III.5	Test de maillage (demi-circulaire).....	50
Tableau III.6	Test de maillage (sinusoïdal).....	50
Tableau IV.1	Comparaison entre résultats.....	56

Nomenclature

Nomenclature

Symbole	Lettres Latines	Unité
C_p	Capacité calorifique	$KJ/kg K$
D	Diamètre	m
D_h	Diamètre Hydraulique	m
E	Espacement entre éléments de rugosité	μm
f	Coefficient de frottement	
H	Hauteur du canal	m
L	Longueur du canal	m
L_e	Longueur d'établissement	m
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
P	Pression	Pa
ΔP	Pertes de pression	Pa
q''	Flux de chaleur	W/m^2
R	Hauteur des éléments modélisant la rugosité	μm
\dot{S}'''	Taux de production volumique d'entropie	$KJ/Kg K m^3$
S_V	Fonction d'entropie	
S_C	Fonction d'entropie	
U	Vitesse axiale	m/s
U_{moy}	Vitesse moyenne de l'écoulement	m/s
U_{max}	Vitesse maximale de l'écoulement	m/s
V	Champ de vitesse	
T	Température	K

Lettres Grecques

α	Rapport d'aspect	
λ	Conductivité thermique	$W.m/K$
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
τ	Contrainte de cisaillement	Pa

Paramètres sans dimension

C	Poiseuille normalisé
Re	Nombre de Reynolds
P_0	Nombre de Poiseuille

Nu Nombre de Nusselt

Pr Nombre de Prandtl

Indices

cf Paramètres de l'écoulement réduit

Ch Chauffé(e)

C Zones réduits ou rétrécissés

V Zones inter-éléments

P Paroi

x Composante suivant l'axe des X

y Composante suivant l'axe des Y

réf Référence

Lam Laminaire

Num Numérique

exp expérimentale

Introduction générale

Introduction générale :

La micro-fluidique concerne l'étude des écoulements et le transfert thermique dans des canaux ayant des dimensions de l'ordre de microns. C'est un domaine qui est en pleine essor avec une expansion couvrant un grand nombre de domaines industriels comme les biotechnologies, l'analyse chimique, l'agroalimentaire, ...etc.

La micro-fluidique est une thématique assez récente et n'est réellement considérée en tant que discipline que dans les années 2000. Elle est caractérisée par une croissance étonnante des innovations et du nombre d'études et de publications.

Les systèmes micro-fluidiques (MEMS), qui sont des dispositifs qui comportent un ensemble de composants miniaturisés (micro-échangeurs,...), permettent un gain de poids et de place et nécessitent moins d'énergie et de matériaux. Les coûts de production des systèmes qui les intégrant étant ainsi réduits. Ils garantissent en outre une grande précision et des performances plus élevées. De ces caractéristiques, il y a de plus en plus de domaines qui font appel à la miniaturisation et l'utilisation de ces systèmes comme :

- L'informatique : essentiellement pour des considérations de performances : stockage de données et temps d'accès ; il en est ainsi de l'impression par jet d'encre.
- Les télécoms (portables, satellites, les câblages et relais...).
- Les capteurs (capteurs de gaz en réseaux, suivi en temps réel d'un processus sans l'entraver...).
- La médecine car la « machine humaine » est en fait un trésor de miniaturisation et nécessite donc des outils miniaturisés et précis (prothèses et greffes, endoscopie, instruments chirurgicaux, injection de produits actifs, analyses chimiques, mélange).
- La biotechnologique (analyses ADN, diagnostic, contrôle de qualité, mélange).
- L'électronique (refroidissement de composants).

On peut dire que la micro-fluidique a suscité un nombre de divergences entre les différentes approches avancées dans l'étude de ce domaine. L'une des premières approches controversées a visé les critères de classification de ces systèmes. A défaut de présence de critères scientifiquement solides, les institutions concernées par les microstructures, ont dans leur majorité adoptée la classification proposée par S.G.kandlikar [45].

- Canaux conventionnels $D_h > 3 \text{ mm}$.

- Mini-canaux $3 \text{ mm} \geq D_h > 0.2 \text{ mm}$.
- Micro-canaux $0.2 \text{ mm} \geq D_h > 10 \text{ }\mu\text{m}$.
- Nano-canaux $0.1 \text{ }\mu\text{m} \geq D_h$.

En raison de cette importance et de l'utilisation assez répandue, ce domaine a été largement étudié ces dernières années. La majorité de ces études s'est concentrée sur le test de la validité de la théorie classique et de la vérification/quantification de l'effet de tant de phénomènes, liés au rapport surface/volume assez important à l'échelle microscopique et négligés à échelle macroscopique.

On sait bien que ces effets de surface, liés aux rapports surface/volume, jouent un rôle important dans le transfert de masse, de quantité de mouvement et d'énergie au sein des écoulements traversant ces microsystèmes. Les effets de surface sont essentiellement :

- Les tensions de surface.
- Les interactions électrostatiques
- La rugosité des parois.
- Dissipation visqueuse.

Afin de repenser d'autres modèles qui peuvent prédire des résultats avec plus d'exactitude, la prise en considération de certains phénomènes, négligés par les lois classiques, a occupée une place considérable dans les études et les recherches dans ce domaine.

Dans le même contexte, notre travail sera conçu dans le but d'étudier numériquement en 2D et en 3D l'effet de la rugosité sur les caractéristiques dynamique et thermique d'un écoulement micro-fluidique. Concernant la rugosité, elle sera représentée par des obstructions de différentes formes (carrée, triangulaire, demi-circulaire et sinusoïdale), espacées de différentes distances et implantées sur des parois considérées comme totalement lisses. Cette étude sera faite sur un écoulement d'air, de régime laminaire, traversant un micro-canal rectangulaire dont le diamètre hydraulique est de $800 \text{ }\mu\text{m}$ pour les modèles de conduites en 2D et $400 \text{ }\mu\text{m}$ pour les modèles de conduites en 3D.

Le travail sera partagé en deux parties, la première sera totalement consacrée à l'étude de l'effet de plusieurs paramètres décrivant les modèles de rugosité choisis (hauteur, forme, espacement) sur le comportement thermique et dynamique d'un écoulement laminaire traversant une micro-conduite rugueuse. La deuxième partie sera dédiée à la vérification du

potentiel du modèle du diamètre hydraulique réduit [18], par l'utilisation d'une équation développée essentiellement pour cet objectif. Durant notre étude, la production d'entropie était un outil essentiel d'analyse du comportement dynamique et thermique de ces écoulements, ainsi utilisé comme une base pour le développement de l'équation de vérification du modèle précédemment cité.

Le plan de rédaction de cette thèse est organisé de la manière suivante :

Après une introduction générale, le premier chapitre se résume en une étude bibliographique de quelques expériences et simulations numériques et leurs résultats obtenus.

Le deuxième chapitre abordera quelques rappels théoriques sur l'écoulement laminaire dans les canaux rectangulaires. Une description du modèle du diamètre hydraulique réduit, ainsi que les différentes étapes suivies lors du développement d'une équation dédiée à la vérification de ce modèle sera présentée d'une façon bien détaillée. Des rappels sur les différentes équations décrivant la production d'entropie due au frottement et celle due au transfert de chaleur clôturera ce chapitre.

Les différentes étapes pour modéliser le problème, depuis la création de la géométrie sous "Gambit" en passant par le paramétrage de "Fluent" jusqu'à la résolution, seront exposées dans le troisième chapitre.

Le dernier chapitre présente l'ensemble des résultats obtenus incluant toutes les discussions et les interprétations physiques utiles à la compréhension du problème étudié.

Une conclusion générale qui résume l'essentiel des résultats obtenus et quelques recommandations pour les études à venir est en fin donnée.

Etude bibliographique

Durant ces dernières décennies, les écoulements avec transferts thermiques dans les micro-conduites sont bien présents dans la littérature scientifique. Beaucoup d'études numériques et expérimentales ont été réalisées afin de vérifier la validité des lois classiques et comprendre leur comportement physique, ainsi que pour améliorer les performances thermiques de ces écoulements.

Le concept des micro-canaux n'est pas nouveau puisqu'il a été introduit vers 1980 par les chercheurs Tuckerman et Pease [1,2], qui ont effectué une étude pour démontrer le potentiel de refroidissement de ces structures. Ils ont fabriqué un échangeur de $1 \times 1 \text{ cm}^2$ en silicium, composé de canaux de $50 \mu\text{m}$ de largeur, formé par des ailettes de $50 \mu\text{m}$ d'épaisseur et de $302 \mu\text{m}$ de hauteur. En utilisant l'eau comme fluide caloporteur, cet échange était capable de dissiper 790 W/cm^2 avec un écart maximal de température de $71,1 \text{ C}^\circ$ par rapport à la température de l'eau à l'entrée des canaux. Ils ont alors montré qu'on pouvait réduire la taille des échangeurs à des très petites échelles en ayant le même niveau de performance, et même bien supérieur que les systèmes classiques. Cet exploit a ouvert les portes à des nombreuses recherches dans le domaine de la micro-fluidique pour mieux comprendre la physique de ces écoulements et réaliser des systèmes avec plus de performance thermique.

Dans le travail des Zhuo Li et al [3] des études expérimentales et numériques ont été menées pour comprendre les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques de l'écoulement laminaire d'un liquide traversant des micro-tubes. Des micro-tubes lisses de silice fondue, et d'acier inoxydable ont été employés avec des diamètres hydrauliques allant de 50 à $100 \mu\text{m}$ pour la silice, et de 373 à $1570 \mu\text{m}$ pour l'acier. Pour les tubes d'acier inoxydable, la rugosité relative correspondante était de $2,4\%$, $1,4\%$ et $0,95\%$. L'expérience a été menée avec de l'eau dé-ionisée aux nombres de Reynolds allant de 20 à 2400 . Les résultats expérimentaux, ont montré que le coefficient de frottement a été bien prévu par la théorie conventionnelle pour les micro-tubes lisses de silice. Pour les tubes rugueux d'acier inoxydable, le coefficient de frottement était plus grand que celui prédit par les lois conventionnelles, et cette différence s'accroît proportionnellement avec l'augmentation de la valeur de la rugosité relative. Les résultats ont également confirmé que les prévisions des lois conventionnelles de frottement sont valides pour l'eau traversant des micro-tubes ayant des rugosités relatives inférieures à $1,5\%$.

L'étude numérique, des mêmes auteurs, a indiqué que les épaisseurs des parois causent des flux de chaleur significatifs par conduction le long des canaux. Ces flux de chaleur

conduisent à une distribution non linéaire de la température du liquide le long de la direction axiale du canal, surtout pour les faibles nombres de Reynolds. Ils ont constaté aussi, que l'effet du flux de chaleur axial par conduction est graduellement affaibli par l'augmentation du nombre de Reynolds, et par la diminution de l'épaisseur relative des parois, ainsi le nombre local de Nusselt s'approche de ceux prédits par les lois conventionnelles.

Dans leur expérience Mala et Li [4], ont étudié expérimentalement l'écoulement de l'eau (dé-ionisée) traversant des micro-tubes avec des diamètres s'étendant de 50 μm à 254 μm . Les micro-tubes de la silice fondue (FS) et de l'acier inoxydable (solides solubles) ont été employés. La chute de pression et les débits ont été mesurés pour analyser les caractéristiques de l'écoulement. Ils ont constaté que les nombres de Poiseuille normalisés atteignent des valeurs supérieures à 1 pour les écoulements traversant les micro-tubes rugueux. Aussi, ils ont obtenu des C_{Lam} (avec: $C = (f_{exp} * Re) / (f_{th} * Re)$) compris entre 1,07 et 1,15 pour des écoulements correspondant à des nombres de Reynolds inférieurs à 800 et traversant des conduites ayant des rugosités relatives variant de 1,2 % à 3,6 %. Leurs résultats ont montré une dépendance entre le nombre de Poiseuille et celui de Reynolds. Cette dépendance va à l'encontre de la théorie conventionnelle et se traduit par l'augmentation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds. Ce comportement a été interprété comme une transition anticipée à la turbulence par rapport aux conduites circulaires de taille conventionnelle.

Dans le but d'étudier expérimentalement les caractéristiques de la transition du laminaire au turbulent, et de mesurer l'augmentation de la température moyenne du fluide due à la dissipation visqueuse d'un écoulement d'eau traversant des micros-tubes circulaires, C. Rands et al [5], ont mené des expériences sur des écoulements traversant des tubes ayant des diamètres qui s'étendent de 16.6 à 32.2 μm et pour des nombres de Reynolds qui varient de 300 à 3400. Ils ont trouvé que la transition du laminaire au turbulent se produit à des nombres de Reynolds qui se situent entre 2100-2500.

H.Y. Wu et P. Cheng [6] ont mené des expériences pour calculer le coefficient de frottement d'un écoulement d'eau dé-ionisée traversant des micros canaux avec des sections de passages trapézoïdales, dont les diamètres hydrauliques s'étendent de 25,9 à 219,0 μm . Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du coefficient de frottement est proportionnelle aux valeurs croissantes des rapports d'aspects (largeur/hauteur) pour des diamètres hydrauliques identiques. Ceci prouve que la forme aussi et non seulement la micro-dimension

qui influe sur les valeurs des coefficients de frottement des conduites non-circulaires par rapport aux prédictions des lois classiques. En se basant sur ces résultats, H.Y. Wu et P. Cheng [6] ont proposé une équation pour corrélérer la variation du coefficient de frottement au rapport d'aspect.

Z.G. Liu et al [7] ont mené des expériences sur des micro-tubes lisses (3 tubes) de quartz, pour estimer les caractéristiques thermique d'une convection forcée d'un écoulement d'eau dé-ionisée. Les diamètres intérieurs des trois micro-tubes étaient: 242, 315 et 520 μm . Les nombres de Reynolds retenus varient de 100 à 7000. Il a été employé deux méthodes de chauffage des parois, en permutant entre un flux uniforme et une température constante. En comparant les résultats de cette étude avec ceux des théories conventionnelles, il a été conclu que:

- Le nombre de Nusselt expérimental est en accord approximatif avec celui des théories conventionnelles (Shah [40]) sauf aux nombres de Reynolds extrêmement bas.
- Les nombres de Reynolds critiques peuvent être entre 1500-4000, 1600-4500 et 1900-5500 pour des micro-tubes ayant respectivement des diamètres intérieurs de 242, 315 et 520 μm .
- L'influence de la méthode de chauffage sur la région de transition est assez faible et peut être négligée.
- L'influence de la méthode du chauffage sur le nombre de Nusselt a été presque négligeable. Ceci, pour les écoulements correspondant à des nombres de Reynolds plus grands que 1200, 1900 et 2800 respectivement pour les trois diamètres 242, 315 et 520 μm .
- La disparité entre les résultats de la valeur du nombre de Nusselt correspondants aux nombres de Reynolds extrêmement bas, est due essentiellement aux influences de la conduction axiale sur la distribution de la température le long de la paroi du tube et aux effets indésirables d'admission lors de l'expérience.

P. Gao et al [8] ont étudié les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques d'un écoulement traversant un micro-canal sous des conditions d'expérience très contrôlées. L'essentiel de ce travail a été de vérifier l'influence de la hauteur du canal sur les propriétés hydrodynamiques et thermiques de l'écoulement en faisant varier cette hauteur de 0.1 à 1 mm . Les résultats obtenus montrent que :

- Les mesures du facteur de frottement et des nombres locaux de Nusselt prouvent la validité de l'utilisation des lois classiques pour des hauteurs proches de 0,4 millimètres.
- Pour des valeurs plus basses de 0.4 mm, ils ont observé une diminution significative du nombre de Nusselt tandis que le nombre de Poiseuille garde sa valeur conventionnelle pour un régime laminaire.
- Pour les nombres de Reynolds critiques, les résultats de l'étude hydrodynamique et thermique sont en très bon accord avec ceux des lois classiques.

G. Morini [9] a essayé d'étudier, pour différents fluides, l'effet de la variation de la géométrie du canal (rapport d'aspect) sur la dissipation visqueuse, ainsi que le rôle de cette dernière dans l'augmentation de la température moyenne du fluide le long de l'écoulement. Un nombre de Reynolds critique pour lequel les effets de la dissipation visqueuse ne peuvent plus être négligés, a été calculé.

L'essentiel de ce travail était d'analyser des résultats expérimentaux déjà obtenus, et de développer des corrélations pour prédire les effets de quelques phénomènes négligés lors de l'utilisation des lois classiques. Cette démarche avait pour but d'expliquer les différences et les écarts entre les résultats expérimentaux et ceux des lois conventionnels. En suggérant quelques critères, Morini a développé des expressions analytiques et numériques (polynôme) qui permettent de calculer l'augmentation de la température le long du micro-canal et de calculer le nombre de Poiseuille en fonction du rapport d'aspect.

En considérant deux fluides différents pour les mêmes nombres de Reynolds, les mêmes diamètres hydrauliques et les mêmes rapports d'aspects, Morini a développé une expression analytique de l'augmentation de la température qu'en fonction des propriétés thermo-physiques. D'après cette expression, les grands gradients de température due à la dissipation visqueuse sont liés directement aux fluides ayant des grandes viscosités cinématiques et faibles chaleurs spécifiques. Aussi l'influence de la dissipation visqueuse sur le nombre de Poiseuille remarquée expérimentalement dans le travail de Judy et al [10] a été bien prédite par la corrélation de Morini. A travers cette étude G. Morini [9] a pu clarifier l'importance du rôle joué par la dissipation visqueuse dans l'explication de certains écarts rencontrés entre les résultats expérimentaux et les prédictions des lois classiques.

D. Lelea et al [11] ont mené des études expérimentales et numériques dans l'optique d'une comparaison entre les résultats expérimentaux, numériques et théoriques pour des écoulements laminaires traversant des micro-canaux en acier inoxydable de différents diamètres (0.1 – 0.5 mm) et pour un nombre de Reynolds qui ne dépasse pas 800. Ces expériences ont été basées sur des modèles et des techniques très fréquentes en littérature. Pour le côté numérique, la méthode des volumes finis a été choisie pour la discrétisation des équations de quantité de mouvement et d'énergie en se basant sur l'algorithme SIMPLER dans le couplage (vitesse – pression). La viscosité a été supposée comme une fonction exponentielle de la température. L'effet de la conduction à travers les parois n'a pas été pris en considération. Il a été conclu de ce travail ce qui suit :

- *Résultats hydrodynamiques pour un fluide non chauffé :*
 - Les résultats expérimentaux et numériques pour le nombre de Poiseuille, étaient en bon accord avec la valeur théorique conventionnelle de ce dernier.
 - Les différences entre résultats expérimentaux et numériques étaient inférieures à l'incertitude expérimentale de mesure.
 - Il n'y avait, également, aucune évidence sur une transition anticipée du laminaire au turbulent, au moins pour les $D_i > 100 \mu m$.
- *Résultats hydrodynamiques pour un fluide chauffé (paroi chauffée par portion):*
 - Le nombre de Poiseuille d'un écoulement traversant des tubes complètement chauffés de diamètre $D_i = 300 \mu m$ reste constant pour les deux résultats numériques et expérimentaux.
 - La valeur du nombre de Poiseuille diminue avec la diminution du nombre de Reynolds pour un tube partiellement chauffé de diamètre $D_i = 500 \mu m$.
 - Les valeurs du nombre de Poiseuille restent constantes pour des tubes complètement chauffés, contrairement au chauffage partiel qui donne des valeurs inférieures à celles prédites par la théorie conventionnelle.
- *Résultats thermiques :*
 - Les résultats expérimentaux et numériques du nombre de Nusselt local étaient en accord avec ceux prédits par les lois conventionnelles, ce dernier diminue et s'approche de la valeur constante de 4.36 avec l'augmentation de la longueur des conduites.

En se basant sur les résultats expérimentaux de Lelea et al [11], Dorin Lelea [12] a proposé un modèle numérique pour étudier un écoulement d'eau traversant un micro-tube chauffé d'une façon partielle et complète, similaire aux conditions et aux considérations prises dans le travail de Lelea et al [11] et ceci dans le but de comprendre l'effet du type de chauffage sur le comportement du nombre de Poiseuille (Fig.I.1).

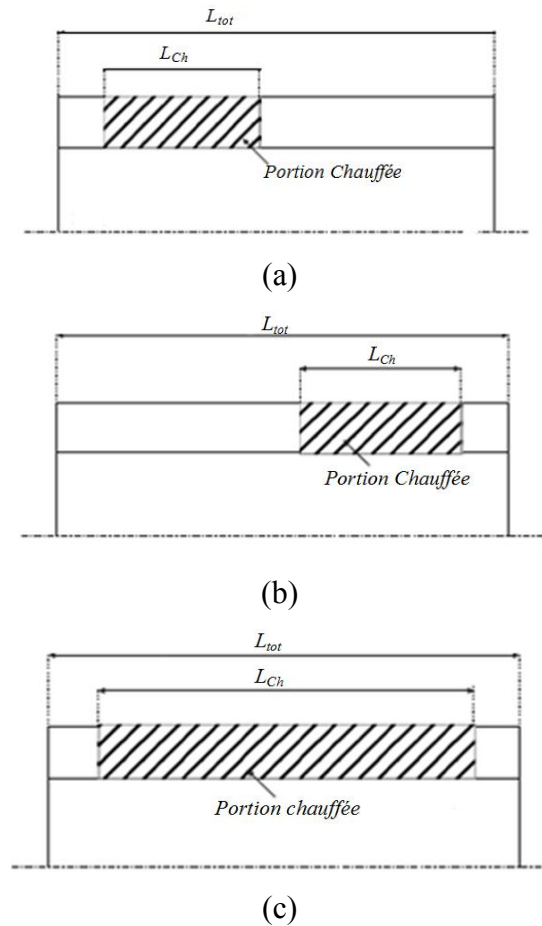


Figure I.1 : Modèle numérique [13].

(a) : Chauffage amont, (b) : Chauffage aval, (c) : Chauffage total.

La distribution de la vitesse et de la température a été obtenue numériquement, en tenant compte de la variation des propriétés thermo-physiques en fonction de la température. La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations de quantité de mouvement et celle d'énergie pour les mêmes conditions aux limites utilisées dans [11]. Pour l'évaluation des propriétés thermo-physiques, une SUBROUTINE PROPATH v. 10.2 a été utilisée. Il a été conclu que :

- Pour une paroi complètement chauffée, la valeur du nombre de Poiseuille reste constante.

- Pour le cas du chauffage amont, le nombre de Poiseuille diminue en augmentant le nombre de Reynolds.
- Pour le cas du chauffage aval, le nombre de Poiseuille augmente en diminuant le nombre de Reynolds.
- Dans le cas du chauffage amont, le rapport $\Delta P/u_m$ diminue plus rapidement que la viscosité du fluide surtout aux écoulements à faible débit.
- Dans le cas du chauffage aval le rapport $\Delta P/u_m$ diminue légèrement avec l'augmentation du débit jusqu'à où il se comporte comme celui d'un fluide non chauffé et garde une valeur constante.
- La puissance de pompage du fluide pour un micro-tube chauffé en amont peut être inférieur de 50% de celle nécessaire à un micro-tube non chauffé.

Y. W. Hwang et M. S. Kim [13] ont étudié expérimentalement la chute de pression d'un écoulement de *R-134a* traversant des micro-conduites d'acier inoxydable de section circulaire. Les diamètres intérieurs des micro-conduites correspondantes respectivement aux longueurs 400, 400 et 462 mm étaient de 0.244, 0.430 et 0.792 mm. Les résultats obtenus montrent que la chute de pression par unité de longueur augmente respectivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds (Fig. I.2). Ces résultats sont en bonne concordance avec ceux théoriques. Un écart absolue entre les résultats obtenus et ceux prédits par les lois classiques d'environ 8,9 % a été observé. Pour la transition, les résultats expérimentaux prouvent que celle-ci se produit à des nombres de Reynolds d'environ 2000 (pour les plus petits diamètres d'environ 0.244 mm).

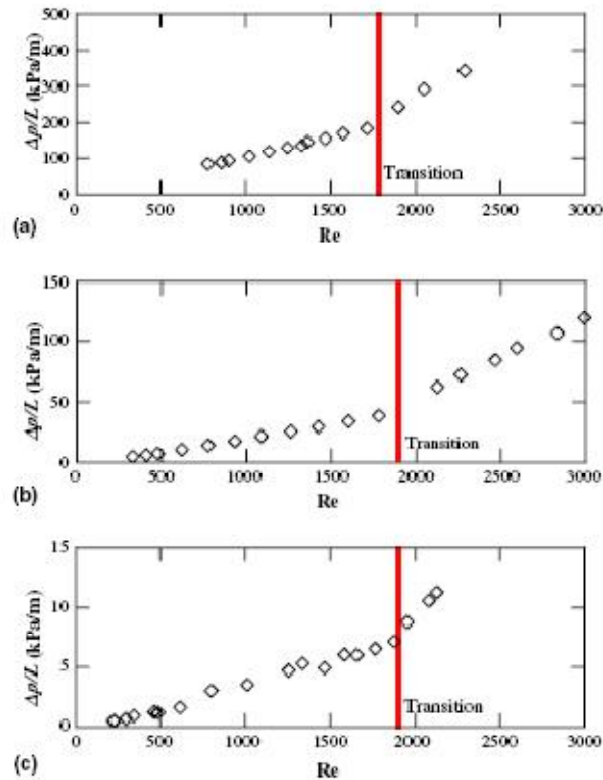


Figure I.2 : Chute de pression par unité de longueur en fonction de Re

(a) : $D_i = 0.244 \text{ mm}$; (b) : $D_i = 0.430 \text{ mm}$; (c) : $D_i = 0.792 \text{ mm}$ [13].

C-Y. Yang et T-Y. Lin [14] ont essayé dans leurs expériences de mieux comprendre l'effet de la microstructure sur les caractéristiques thermiques d'un écoulement d'eau traversant des micros-canaux d'acier inoxydable ayant des diamètres intérieurs allant de 123 à 962 μm et des longueurs s'étendant de 140 à 356 mm . Leurs résultats expérimentaux correspondants au coefficient de frottement s'accroissent conformément avec ceux prédits par les lois conventionnelles (équations : Blasius et Poiseuille [40]) et ceci pour les deux régimes turbulent et laminaire (Fig. I.3). La même remarque a été donnée pour le nombre de Nusselt. Les longueurs d'admission thermique mesurées, pour un régime laminaire, ont été plus grandes que celles prédites par les lois conventionnelles.

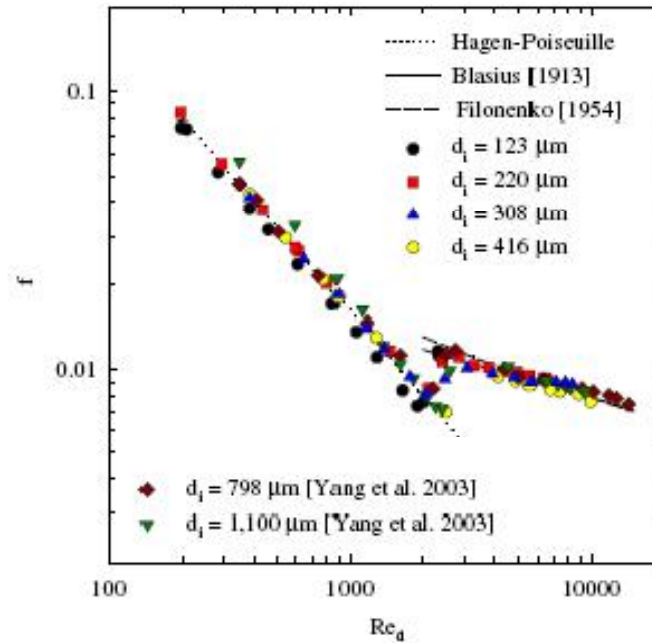


Figure I.3: Coefficient de frottement en fonction de Re [14].

Exploitant un écoulement d'eau dans une micro-conduite (en verre) de 0.230 mm de diamètre, P.F. Hao et X.W. Zhang [15], ont calculé les différents paramètres (intensité, profil de vitesse, fluctuation,...), pour un écoulement turbulent. Ils ont constaté que la transition du laminaire au turbulent se produit aux $Re = 1700-1900$ et la turbulence devient entièrement développée aux $Re > 2500$, ce qui est conforme aux lois classiques.

Kandlikar et al [16] ont étudié le transfert thermique et la chute de pression d'un écoulement laminaire dans des tubes circulaires lisses et rugueux avec des diamètres de $1,067 \text{ mm}$ et de $0,62 \text{ mm}$. L'effet de changement de la rugosité relative sur la chute de pression était minimal, mais le transfert thermique dans la région d'entrée a montré une dépendance distincte à l'égard de la rugosité. Ils ont montré que le nombre de Nusselt augmente de $0,161\%$ à $0,355\%$ avec la croissance de la rugosité relative. Aussi une dépendance du nombre de Poiseuille au nombre de Reynolds a été bien remarquée. Cette dépendance qui a été expliquée comme l'un des effets de la rugosité sur le comportement des écoulements micro-fluidiques aux régimes laminaires.

Y. Liu et al [17] ont réalisé des expériences sur six pièces d'essai avec différentes rugosités relatives fabriquées en acier inoxydable, divisées en trois groupes. Chaque panneau comprend 30 micro-canaux en parallèle avec des paramètres géométriques uniformes. La largeur et la profondeur des micro-canaux étaient de l'ordre de $0,4 \text{ mm}$. Ils ont choisi des rugosités relatives allant de $0,58\%$ à $1,26\%$. Tous les tests ont été effectués avec l'air comme

fluide de travail, pour des nombres de Reynolds allant de 200 à 2100. Les résultats (Fig. I.4), ont montré l'effet remarquable de la rugosité sur le coefficient de frottement ainsi que sur le coefficient de transfert de chaleur par rapport aux résultats prédits par les lois classiques. Une dépendance des nombres de Poiseuille et de Nusselt au nombre de Reynolds a été remarquée. Cette dépendance est traduite par la variation presque linéaire des deux nombres en fonction du nombre de Reynolds. Ils ont remarqué que le nombre de Poiseuille est plus sensible à la variation de la rugosité relative que celui de Nusselt.

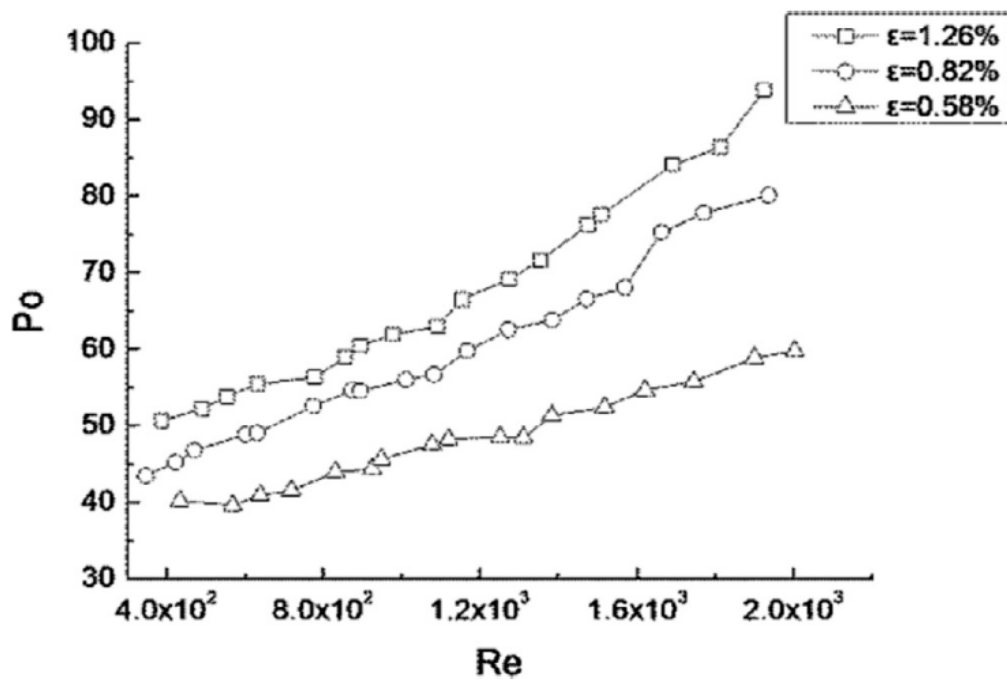


Figure I.4: Variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds [17].

Dans le but de comprendre l'effet de la rugosité sur les paramètres dynamique et thermique des écoulements micro-fluidiques, et en se basant sur la théorie conventionnelle, S. Kandlikar et al [18], ont essayé de proposer un modèle qui prend en compte l'effet de la hauteur de la rugosité, tant négligé par la théorie conventionnelle, sur le fluide juste adjacent aux parois des micro-conduites. Dans leur modèle, ils ont essayé de donner une nouvelle définition (méthode de calcul) aux anciens paramètres et aux nombres utilisés dans le calcul du coefficient de frottement. Le paramètre essentiel dans le nouveau modèle de kandlikar [18] a été le nouveau diamètre hydraulique, ou le diamètre hydraulique réduit (constricted-hydraulic-Diameter). Après plusieurs expériences et visualisations du comportement du fluide juste à coté des parois rugueuses, les auteurs ont proposé un nouveau diamètre hydraulique qui prend en compte les détachements du fluide juste aux régions très proches de la rugosité. Ces détachements qui se traduit, dans leur modèle, par la réduction effective de la section de

passage et celle du diamètre effectif de la conduite. L'utilisation de ce modèle, donne des résultats acceptables et encourageants pour des rugosités relatives inférieures à 8 %. La différence maximale entre les résultats expérimentaux et ceux prédits par le modèle proposé ne dépassent pas les 6% pour les conduites ayant des rugosités relatives inférieures à 8%. Cette différence augmente jusqu'à des valeurs de 15% pour des rugosités relative $\geq 10\%$.

Dans le but de mieux comprendre la physique des écoulements micro-fluidiques et d'argumenter les écarts entre quelques résultats expérimentaux, des chercheurs ont optés pour l'utilisation de l'outil numérique. Ces outils numériques qui accordent des possibilités de faire intervenir plus facilement des phénomènes négligés par les lois classiques à travers des modèles numériques validés. Dans cette ligne de recherche, L. Zhuo et al [19], en se basant sur les conditions expérimentales de Wu et Cheng [20], ont réalisé une étude numérique en 3D pour un écoulement d'eau traversant des micro-conduites de section non circulaire (trapézoïdale et triangulaire). La simulation a été basée sur les hypothèses suivantes :

- Ecoulement laminaire et incompressible.
- Propriétés de solide et liquide maintenues constantes sauf la viscosité qui varie en fonction de la température.
- Les conduites sont considérées comme totalement lisses.

La méthode des volumes finis a été utilisée dans la discrétisations des équations. Le schéma QUICK est utilisé pour les termes convectifs et le schéma central différencié de deuxième ordre est utilisé pour les termes diffusifs. L'algorithme CLEAR a été utilisé pour résoudre le système d'équations. Après calcul et comparaisons, ils ont pu avancer ces conclusions :

- Pour les écoulements des liquides dans les micros-canaux, dont les diamètres hydrauliques mesurent à peine quelques dizaines de micromètres, les équations de Navier Stokes et de l'énergie, sont encore valides et peuvent prévoir les caractéristiques thermiques et hydrauliques d'un écoulement avec une exactitude raisonnable.
- Les différentes définitions et choix possibles de la température du contact fluide – solide utilisées dans le calcul des coefficients d'échange thermique, causent des écarts significatifs entre les résultats expérimentaux et numériques.

- Pour deux différentes sections de passage, l'échange thermique d'un micro-canal de section trapézoïdale est bien mieux que celui d'une section triangulaire. Ceci, indique la grande influence de la géométrie du canal sur les micro-écoulements.
- Les nombres de Nusselt calculés numériquement varient en fonction du nombre de Reynolds, contrairement aux prédictions des lois utilisées pour les conduites de tailles conventionnelles.

J.T. Liu et al [21] ont proposé un modèle numérique pour étudier un écoulement d'eau traversant une micro-conduite considérée comme complètement lisse. La conductivité thermique, ainsi que la viscosité étaient considérées comme dépendantes de la température du fluide.

Les équations adimensionnelles de Navier – Stokes et de l'énergie ont été utilisées pour décrire le phénomène physique. Ces équations avec leurs conditions aux limites ont été résolues par le code commercial CFX5 (domaine 2D, Fig.I.5.). Pour le fluide (eau) la viscosité et la conductivité sont calculées par la méthode IAPWS-IF97.

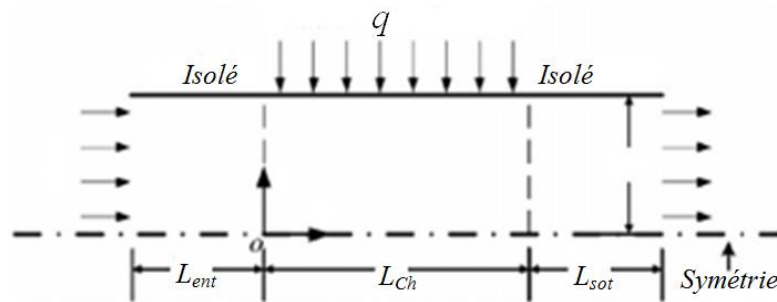


Figure I.5: Schéma du domaine physique [21].

Les auteurs ont pu étaler leurs conclusions comme suit :

- *Influence du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt* : pour les écoulements à grand nombre de Reynolds, le Nusselt atteint des valeurs élevées à l'entrée de la région chauffée. Les valeurs de ce dernier sont plus élevées pour les fluides avec propriétés variables que ceux avec propriétés constantes.
- *Caractéristiques de l'écoulement* : la viscosité du fluide à l'entrée de la région chauffée, subit une variation dramatique, qui se traduit par la déformation de la courbe parabolique de la vitesse. Pour la composante de la vitesse suivant Y, ils ont pu conclure que cette composante est très sensible au flux de chaleur et ne peut dans aucun cas être négligée (Fig. I. 6.).

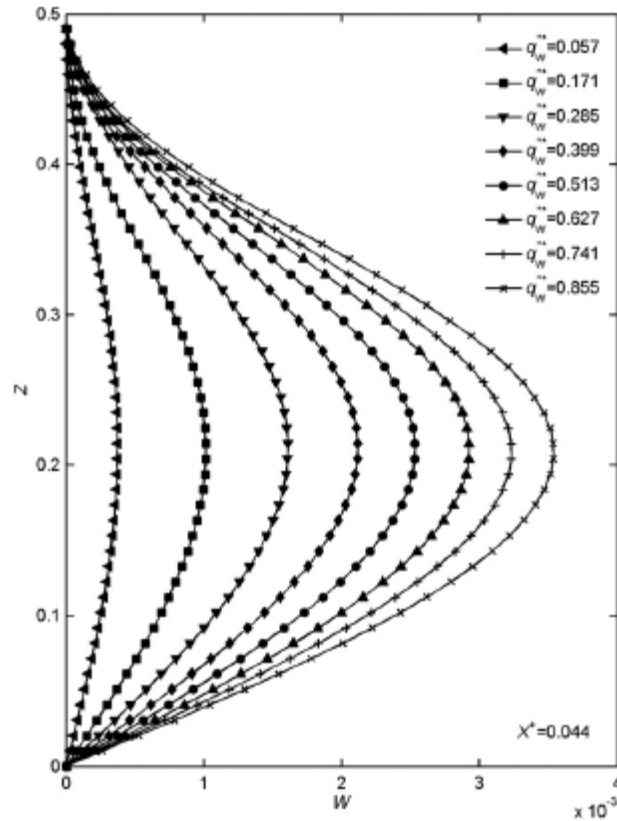


Figure I.6 : Effet du flux de chaleur sur la distribution de la vitesse axiale ($X=0.44$) [21].

K.C. Toh et al [22] ont étudié numériquement en 3D, un écoulement traversant une micro-conduite chauffée. En utilisant la méthode des volumes finis, les résultats numériques étaient comparés avec ceux expérimentaux de Tuckerman [1]. On peut résumer leurs conclusions comme suit :

- Le plus grand transfert thermique se fait à l'entrée et diminue le long du canal.
- Les résultats expérimentaux et numériques, ont permis de vérifier la validité des lois classiques dans l'étude des écoulements traversant des micro-conduites lisses.
- Ils ont pu remarquer que le nombre de Poiseuille, pour des fluides à propriétés constantes, atteint une valeur presque constante (73.8) très proche de la valeur théorique (Fig. I.8.). Un écart par rapport aux valeurs prédites par les lois classiques et lié à une longueur d'admission plus grande que celle théorique, a été capturé à l'entrée de la conduite. Contrairement aux fluides à propriétés constantes, le nombre de Poiseuille subit une baisse très importante rendu, essentiellement, à la variation de la viscosité.
- Pour les autres propriétés : densité, chaleur spécifique et conductivité ils ont remarqué que leur effet est presque négligeable devant celui de la viscosité.

G. Croce et P. D'Agaro [23, 24,25] ont étudié numériquement en 2D et en 3D, un écoulement laminaire traversant des micro-tubes rectangulaires de diamètres 50 à 150 μm , pour déterminer l'effet de la rugosité sur les pertes de charge et le coefficient de transfert convectif avec un code CFD basé sur les éléments finis. La rugosité de surface était explicitement modélisée par un ensemble de sommets générés au hasard le long de la surface lisse des parois de la conduite. Différentes formes et distributions ont été considérées. Ils ont constaté que la rugosité a une grande influence sur les pertes de charges, qui se manifeste par l'augmentation significative du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds (Fig I.7).

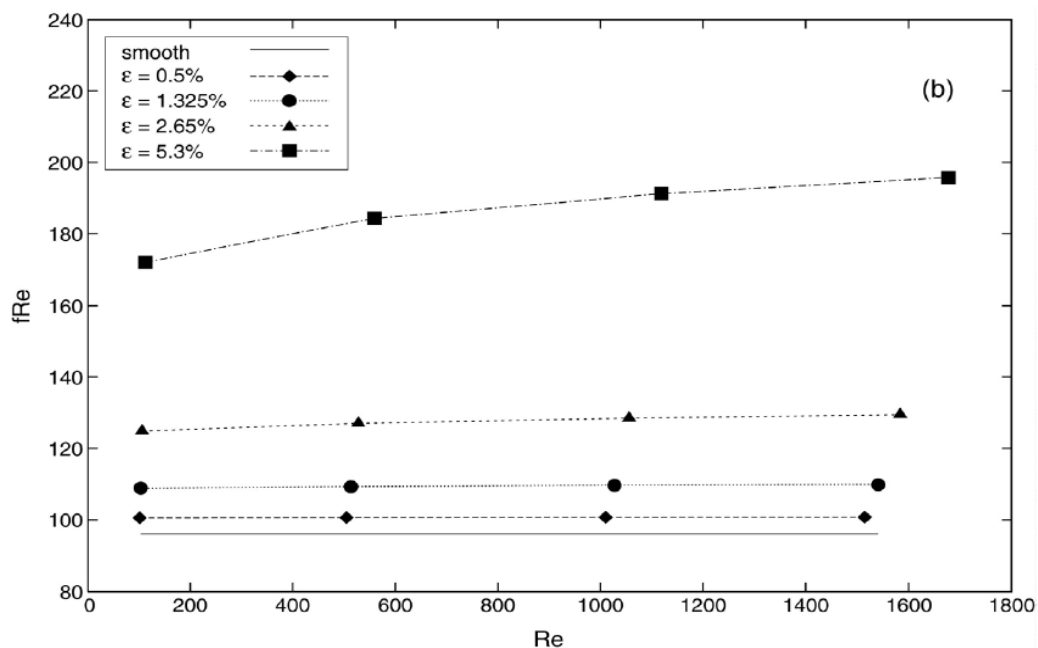


Figure I.7: Variation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds [23].

Ils ont, aussi, confirmé la dépendance du nombre de Poiseuille au nombre de Reynolds. Cette dépendance qui prend une forme linéaire. Contrairement au nombre de Poiseuille, il a été remarqué que le nombre de Nusselt est moins sensible à la variation de la rugosité.

T.P. Brackbill et S.G.Kandlikar [26] ont réalisé une étude sur un canal rectangulaire dont les hauteurs d'éléments modélisant la rugosité varient de 107 à 117 μm , et qui ont été employés à différents emplacements (405 μm et 815 μm). Le nombre de Reynolds varie de 200 à 2400. Les mesures de pression ont été effectuées à seize emplacements le long de la longueur d'écoulement (88,9 mm), pour déterminer les gradients de pression locale. Les résultats des facteurs de frottement et la transition vers un écoulement turbulent sont obtenus et comparés avec les données rapportées par Schmitt et Kandlikar [18]. Ils ont pu constater

que les éléments de rugosité provoquent une transition précoce vers un écoulement turbulent, avec une variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds. Cette variation prend une forme presque linéaire.

V.V. Dharaiya, S.G. Kandlikar [27] ont effectué une étude numérique en deux dimensions à l'aide du code de calcul Fluent, dans le but de développer un modèle numérique pour prédire les effets dynamiques et thermiques des éléments de rugosité de forme sinusoïdale. Ces éléments de rugosité ont été générés sur des parois de micro-canaux rectangulaires avec des espacements variables. Ils ont pu constater que les éléments modélisant la rugosité, structurés sur les parois des canaux, entraînent une diminution de la pression et une augmentation de la quantité de chaleur échangée par rapport aux canaux lisses. L'effet du changement de la rugosité relative sur le coefficient de frottement a été faible par rapport au transfert de chaleur. Une variation des deux nombres de Nusselt et de Poiseuille en fonction de Reynolds a été, aussi, bien repérée dans leur travail, cette variation prend la forme d'une droite pour les deux nombres, avec plus de sensibilité pour le nombre de Poiseuille.

Chengbin Zhang et al [28] ont étudié numériquement l'effet de la rugosité sur le coefficient de frottement et le transfert thermique lors d'un écoulement laminaire, en modélisant la rugosité sous différentes formes (carrée, triangulaire, semi-circulaires). Ces éléments modélisant la rugosité ont été implantés sur une paroi complètement lisse. Ils ont constaté que les coefficients de frottement sont nettement supérieurs à ceux prédits par les lois classiques. Les valeurs des coefficients de frottement augmentent respectivement avec l'augmentation de la hauteur des éléments modélisant la rugosité. Ces valeurs sont plus grandes pour les éléments de formes carrées par rapport aux deux autres formes. Le nombre de Nusselt, il a été moins affecté par la présence de la rugosité malgré que ses valeurs restent supérieures à celles prédites par les lois classiques.

Selon les études détaillées précédemment et selon les travaux de recherches [29, 30,31], on peut dire que le but essentiel était, de vérifier la validité de la théorie classique utilisée dans le calcul des conduites de taille conventionnelle. Le développement technologique des instruments de mesures et l'augmentation du nombre de recherches traitant ce sujet, avec la concordance des résultats de ces travaux sur quelques questions importantes dans ce domaine, a permis aux chercheurs d'approuver et d'affirmer quelques constats sur les limites et les possibilités de l'utilisation de ces lois classiques dans le traitement des écoulements micro-fluidiques. On peut énumérer ces résultats, ou constats, comme suit :

- Concernant les conduites supposées comme complètement lisses, ou avec des rugosités relatives très faibles (inférieur à 1%), la majorité des travaux ont bien confirmé la validité de l'utilisation des lois classiques dans le calcul des paramètres dynamiques et thermiques, et ceci pour les deux régimes laminaire et turbulent et pour des diamètres $<50 \mu m$.
- L'influence de tant de phénomènes négligés en macro-dimension prend de l'ampleur en micro-dimension et explique tant de déviation entre les lois classiques et les résultats actuels à savoir la dissipation visqueuse, la variation des propriétés thermo-physiques et la conduction axiale le long des parois des conduites.
- Concernant les conduites rugueuses, presque la majorité des travaux (expérimentaux et numériques) se concorde sur l'incapacité des lois classiques à prédire des résultats fiables dans le calcul des paramètres dynamiques et thermiques des écoulements traversant ces micro-conduites. Il a été montré que le paramètre de la rugosité a un effet considérable sur la dynamique et le thermique des écoulements micro-fluidiques ; ce paramètre tant négligé par les lois classiques surtout aux régimes laminaires. Cette incapacité, a ouvert aux chercheurs des perspectives pour repenser de nouveaux modèles qui peuvent prédire et expliquer l'effet très complexe de ce paramètre sur ce type d'écoulements.

De tout cela on peut dire que l'essentiel des perspectives dans ce domaine d'étude, se divise en deux grandes thématiques, la première est réservée au développement de nouveaux modèles qui peuvent prédire les paramètres dynamiques et thermiques avec une exactitude assez acceptable, et la deuxième s'occupe de la proposition et la création de nouvelles géométries qui peuvent garantir des échanges de chaleur plus performants par une compréhension physique plus profonde du fonctionnement des écoulements micro-fluidiques.

Rappels théoriques

Cette partie traite un rappel théorique de quelques définitions et lois fondamentales des écoulements laminaires traversant des conduites de tailles conventionnelles, avec une description un peu détaillée du modèle du diamètre hydraulique réduit [18], très utilisé dans le calcul des écoulements micro-fluidiques. Une partie de ce rappel a été dédiée à la description des étapes de développement d'une équation basée sur la production d'entropie et destinée à la vérification du potentiel du modèle du diamètre hydraulique réduit [18].

II.1 Ecoulement laminaire :

Selon la majorité des recherches [32, 33,34], le passage de l'échelle macro-métrique à l'échelle micrométrique n'entraîne pas l'apparition de nouvelles interactions physiques, et n'a d'effet que sur l'équilibre de ces interactions. Donc pour des écoulements micro-fluidiques, essentiellement, laminaires de fluides incompressibles, l'hypothèse de continuité reste valable, en même temps, que les équations de Navier-stokes.

Pour un écoulement d'un fluide Newtonien, incompressible à propriétés thermo-physiques considérées comme constantes, bidimensionnelles et stationnaires, le système d'équations est décrit par les équations de Navier-Stockes, l'équation de continuité et l'équation d'énergie pour le transfert de chaleur:

a- Equation de quantité de mouvement :

$$\rho \left[\frac{du}{dt} + (\vec{u} \cdot \overrightarrow{grad}) \vec{u} \right] = -\overrightarrow{grad} p + \mu \Delta u \quad (II.1)$$

b- Equation de Continuité :

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} = 0 \quad (II.2)$$

c- Equation d'énergie :

$$\rho C_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = \lambda \nabla^2 T \quad (II.3)$$

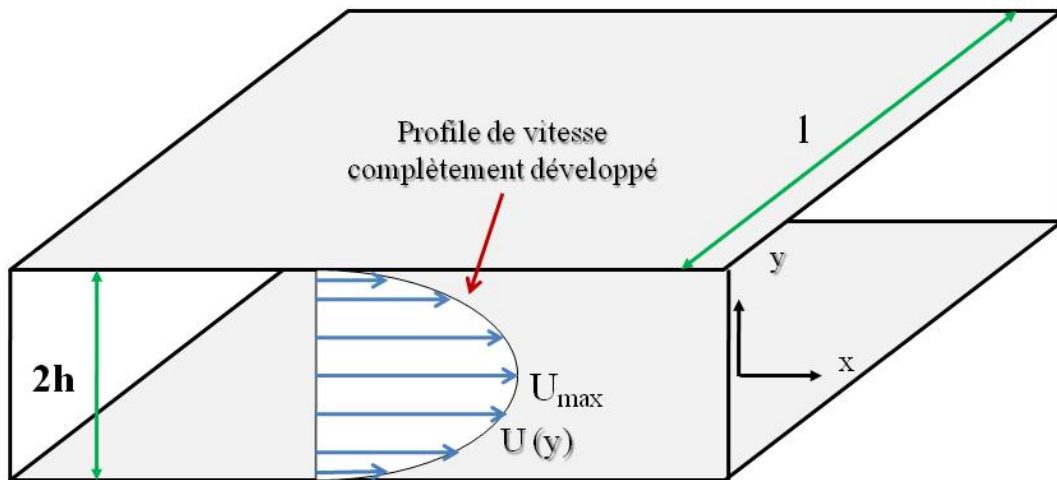


Figure II.1 : Ecoulement dans un canal à section rectangulaire [43].

En résolvant les équations de quantité de mouvement et de continuité, on peut démontrer que la distribution de la vitesse à travers la section transversale du canal rectangulaire s'écrit comme suit [43] :

$$U(y) = -\frac{dp}{dx} \frac{h^2}{2\mu} \left[1 - \left(\frac{y}{h} \right)^2 \right] \quad (\text{II.4})$$

Où h désigne la demi-hauteur du canal.

Cette distribution laminaire est parabolique (Figure (II.1)). Elle est connue sous le nom de "Profil de Poiseuille". A $y = 0$, on retrouve la vitesse maximale de l'écoulement:

$$U_{max} = -\frac{dp}{dx} \frac{h^2}{2\mu} \quad (\text{II.5})$$

On déduit la relation entre la vitesse maximale de l'écoulement et sa vitesse moyenne:

$$U_{moy} = \frac{1}{3\mu} + \frac{dp}{dx} h^2 = \frac{2}{3} U_{max} \quad (\text{II.6})$$

On rappelle que l'écoulement laminaire traversant des conduites de taille conventionnelle, connu sous le nom de l'écoulement de Poiseuille, représente une référence et un modèle typique dans l'étude et la vérification de n'importe quel modèle traitant ces écoulements.

II.2 Pertes de charge :

Pour un écoulement de type Poiseuille qui traverse une conduite de section circulaire, la vitesse moyenne U_{moy} est égale à la moitié de sa vitesse maximale.

Donc, la chute de pression entre deux points x_1 et x_2 s'exprime comme suit :

$$\Delta P = U_{moy} \frac{3\mu}{h^2} \Delta X \quad (\text{II.7})$$

En faisant un bilan des forces appliquées à un volume élémentaire d'un fluide en écoulement de type Poiseuille, il apparaît que la force tangentielle suivant la direction de l'écoulement qui s'exerce entre les couches du fluide est constante. On appelle τ la contrainte visqueuse correspondante.

On sait que la contrainte tangentielle d'un fluide Newtonien s'écrit comme suit :

$$\tau = \mu \left(\frac{du}{dy} \right) \Big|_{y=0} \quad (\text{II.8})$$

Cette contrainte qui est liée au gradient de pression le long du canal devient :

$$\tau = \mu_p \left(\frac{du}{dy} \right)_p = \frac{\Delta P D_h}{4l} \quad (\text{II.9})$$

On rappelle que le diamètre hydraulique D_h est donné par l'équation :

$$D_h = \frac{4 h l}{2(h+l)} \quad (\text{II.10})$$

Pour un écoulement visqueux, le coefficient de pertes de charge s'exprime comme suit :

$$f = \frac{\tau}{\frac{1}{2}\rho U_{moy}^2} \quad (\text{II.11})$$

Donc Eq. (II.11) devient :

$$f = \frac{2\Delta P}{l} \frac{D_h}{\rho U_{moy}^2} \quad (\text{II.12})$$

Après simplification l'Eq. (II.12) devient :

$$f = \frac{\Delta P}{l} \frac{D_h \rho A^2}{2 \dot{m}^2} \quad (\text{II.13})$$

Où ρ , U_{moy} et \dot{m} sont respectivement, la masse volumique, la vitesse moyenne et le débit massique de l'écoulement.

Concernant des écoulements laminaires traversant des conduites de section rectangulaire ou non circulaire, le coefficient de frottement peut être calculé par l'équation polynomiale de Shah & London [43].

$$f \cdot Re_{D_h} = 96 (1 - 1.3553 \alpha + 1.9476 \alpha^2 - 1.7012 \alpha^3 + 0.9564 \alpha^4 - 0.2537 \alpha^5) \quad (\text{II.14})$$

Où α Représente le rapport d'aspect défini comme étant la valeur de la hauteur divisée par la largeur de la section transversale du canal.

Dans le cas de deux plaques planes parallèles semi infinies, α tend vers zéro et la formule précédente se réduit ainsi:

$$f = \frac{96}{Re_{D_h}} \quad (\text{II.15})$$

D'où le nombre de Poiseuille prend une valeur constante et indépendante du nombre de Reynolds :

$$P_0 = f \cdot Re_{D_h} \quad (\text{II.16})$$

II.3 Longueur d'établissement hydraulique et thermique :

La figure (II.2) schématise l'évolution du profil de vitesse d'un fluide dans un canal. Deux régions distinctes apparaissent :

La première est correspondante au développement de la couche limite hydrodynamique. Quand le fluide commence à entrer dans la conduite l'épaisseur de la couche limite augmente graduellement de zéro, en fonction de la direction de l'écoulement, jusqu'à atteindre le centre de la conduite. Dans cette région de l'écoulement, le profil de vitesse n'est pas établi et les effets visqueux sont très importants près de la paroi et nuls au centre.

Dans la deuxième zone, le profil de vitesse est établi et les effets visqueux se font sentir dans toute la section. Ce qui se traduit en régime laminaire par un profil de vitesse de forme parabolique.

Pour le régime laminaire, selon White [43] on aura la relation suivante :

$$L_e = 50 D_h \quad (\text{II.17})$$

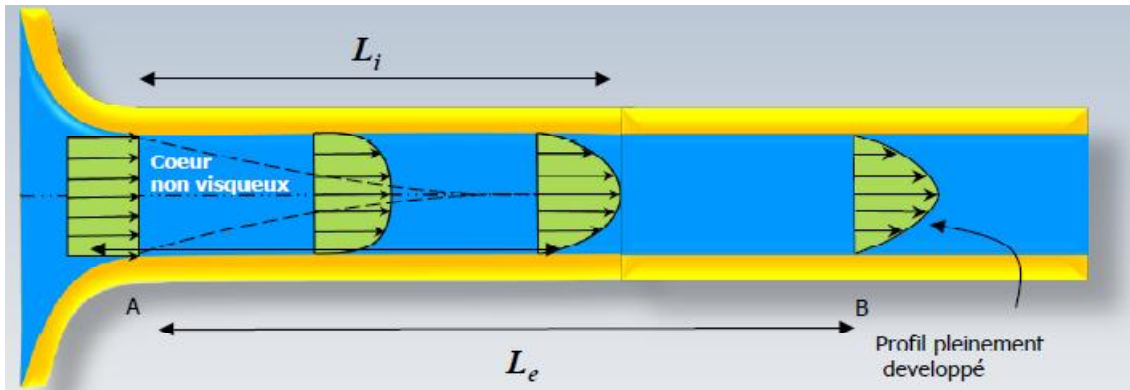


Figure II.2 : Profils de vitesses dans une canalisation [43].

Au temps du développement de la couche limite dynamique, il y a une couche limite thermique, analogue à celle dynamique, qui se développe simultanément.

Il est bien considéré, dans ce genre d'écoulement, que la résistance thermique est entièrement située dans cette couche limite thermique qui joue le rôle d'isolant.

L'épaisseur relative entre ces deux couches limite, est bien décrit par le nombre de Prandtl, défini comme suit :

$$\text{Pr} = \frac{\mu}{\rho \alpha} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (\text{II.18})$$

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un nombre de Prandtl faible indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse.

II.4 Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

Il est bien évident que le calcul du transfert de chaleur entre paroi/fluide, plus précisément le calcul du coefficient de transfert thermique par convection, se base entièrement sur la théorie des couches limites [35]. Cette théorie qui a été développée, pour contourner l'incapacité des anciens modèles à prédire la distribution des champs de la vitesse et de la température pour des cas considérés comme assez complexes, où les solutions analytiques ne peuvent être établies.

En se basant sur cette théorie, avec l'utilisation des corrélations déduites d'expérimentations et de l'application de l'analyse dimensionnelle, la relation reliant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend a pu être établie sous la forme d'une relation reliant trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (II.19)$$

Où, Nu est le nombre adimensionnel de Nusselt, défini comme suit :

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (II.20)$$

Avec h qui représente le coefficient de transfert thermique par convection :

$$h = \frac{q''}{T_p - T_{ref}} \quad (II.21)$$

T_p : représente la température moyenne de la paroi.

T_{ref} : représente une température de référence, pour la majorité des expériences, la température de référence correspond à la température d'entrée du fluide.

II.5 Rugosité relative:

Il s'agit du rapport de la hauteur de la rugosité " R " au diamètre hydraulique du tube " D_h ". La formule ci-contre donne son expression :

$$\varepsilon = \frac{R}{D_h} \quad (II.22)$$

ε : Rugosité relative.

R : Hauteur de la rugosité.

D_h : Diamètre hydraulique.

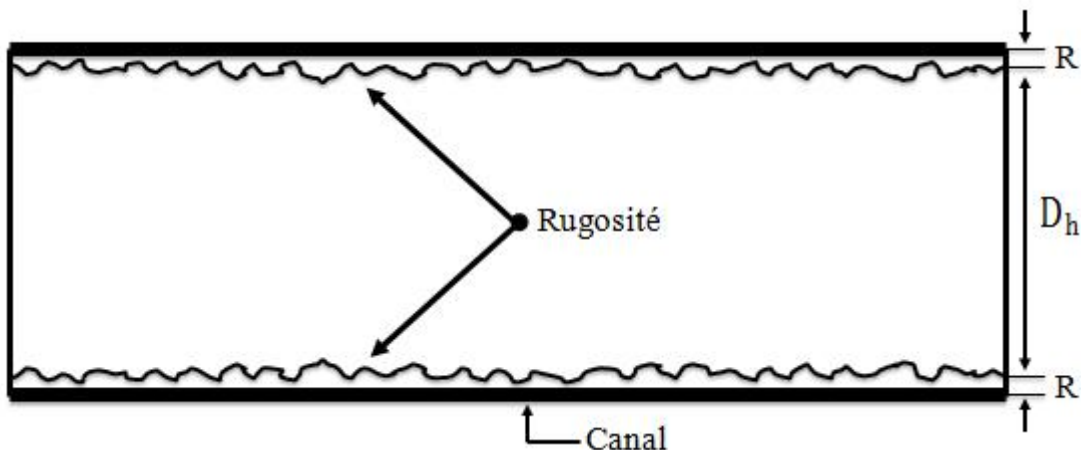


Figure II.3: Représentation d'un canal rugueux.

II.6 Modèle du Diamètre Hydraulique Réduit (Constricted Hydraulic Diameter) :

L'effet de la rugosité sur les pertes de charge dans des conduites circulaires et rectangulaires de tailles conventionnelles est largement étudié dans la littérature scientifique.

Dès les débuts du dix-neuvième siècle, après des expériences menées sur des écoulements traversant des conduites rugueuses, Darcy [36] fit introduit, pour la première fois, le concept de la rugosité relative dans l'étude et le calcul des pertes de charge. Des années Après, Fanning [37] proposa des corrélations de la perte de pression en fonction de la rugosité. On peut dire que le premier travail qui a essayé de quantifier l'effet de la rugosité sur les pertes de charge, a été mené par Nikuradse [38], en introduisant le modèle du grain-de-sable. Pour ce modèle, les diamètres des grains de sable collés sur des surfaces et espacés de petites distances, ont été utilisés pour représenter les hauteurs (R) de la rugosité des surfaces. Ces hauteurs, considérées comme le paramètre majeur affectant les écoulements laminaires et turbulents.

Plusieurs travaux se sont succédés dès la fin du dix-neuvième siècle jusqu'au début du vingtième dans le but de proposer un modèle englobant tous les effets de la rugosité sur les pertes de charge dans les deux régimes.

Ultérieurement aux débuts des années 1930, Colebrook [39] publia ses travaux sur la rugosité relative et son effet sur les pertes de charge, et constata la diminution du coefficient de frottement avec l'augmentation de la vitesse de l'écoulement jusqu'à des valeurs constantes correspondantes aux écoulements considérés comme complètement développés.

Après certain temps, Moody [40] en se basant sur les travaux de Colebrook [39] et les concepts de Darcy [36], a pu représenter l'effet de la rugosité sur la perte de pression en fonction du nombre de Reynolds à travers des diagrammes. Ces diagrammes, connus sous le nom de Diagrammes de Moody, restent un outil très utile pour les ingénieurs, même avec leurs limites d'applicabilité. Il est bien connu que ces diagrammes perdent toute leur validité au-delà des valeurs de rugosité relative de 5%. Ainsi, l'effet de la rugosité sur les détachements et les ré-attachements du fluide juste aux zones très adjacentes aux parois des conduites, a été l'objet de plusieurs recherches, essentiellement celle de Webb et al [41]. Dans leurs travaux Webb et al [41] ont mené des expériences visant l'étude des séparations (détachements/ré-attachements) entre fluides et solides, pour des fluides (eau) qui s'écoulent sur des éléments de rugosité structurés sur des parois planes.

Ils ont constaté que les éléments modélisant la rugosité provoquent des détachements du fluide aux zones justes adjacentes aux parois. Les hauteurs de détachement (Y) entre paroi et fluide augmentent proportionnellement avec l'augmentation de la hauteur de ces éléments,

jusqu'à des valeurs très proches de la hauteur de celles-ci (Fig. (II.4)). Ils ont constaté que ces détachements ont des effets très considérables sur les relations entre paramètres réels et paramètres calculés de ces conduites.

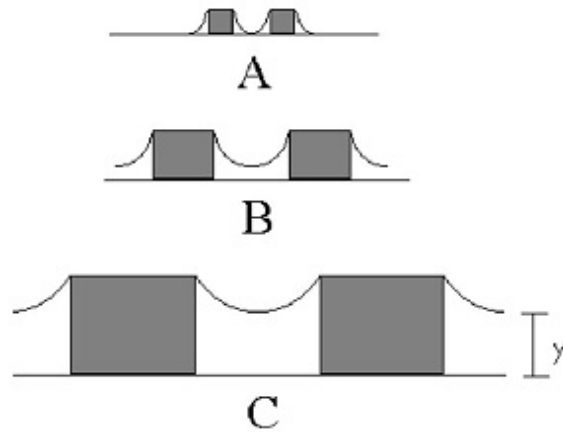


Figure II.4: Degré de séparation du fluide en fonction de la hauteur de la rugosité [18].

Vu l'importance de l'effet de la rugosité sur les écoulements micro-fluidiques, et la négligence totale des lois classiques de cet effet, Kandlikar et al [18] en se basant sur les résultats de Webb et al [41] et suivant les mêmes démarches des expériences de Moody [40], ont essayé de proposer de nouveaux diagrammes, similaires à ceux de Moody, avec l'introduction de nouveaux paramètres, basés sur leur nouvelle définition du diamètre hydraulique. Ce nouveau modèle prend en compte l'incapacité du concept de la rugosité relative à prédire tous les effets de celle-ci sur les écoulements traversant des micro-conduites rugueuses. Dans leur modèle, l'effet du détachement du fluide a été interprété comme une réduction du diamètre nominal des conduites, et l'irrégularité de la distribution de la rugosité sur les parois a été prise en compte par l'introduction d'un nouveau paramètre. On peut détailler les démarches d'implantation de ce modèle comme suit :

a- Les paramètres caractérisant une surface rugueuse :

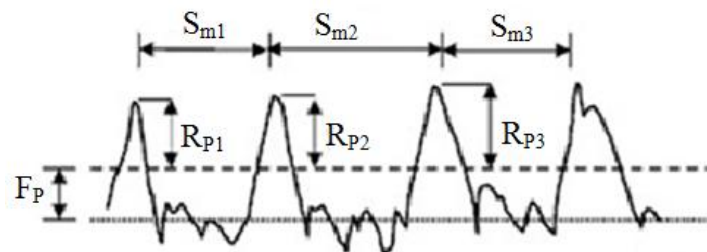


Figure II.5 : Les différents paramètres caractérisant une surface rugueuse [18].

Dans le but de se rapprocher d'une rugosité distribuée d'une façon aléatoire Kandlikar et al [18] ont proposé trois nouveaux paramètres :

- 1- R_P : représente la distance maximale entre le pic d'un élément de rugosité et la ligne moyennant la rugosité selon la définition de Darcy.
- 2- F_P : représente la distance entre la ligne moyenne terrestre et la ligne moyennant la rugosité selon la définition de Darcy.
- 3- R_{sm} : représente la moyenne de toutes les distances entre pics des éléments :

$$R_{sm} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S m_i$$

b- Calcul des nouveaux paramètres :

- 1- La nouvelle hauteur de la rugosité R devient : $R_{cf} = R_P + F_P$
- 2- Le diamètre réduit devient : $D_{cf} = D - 2R_{cf}$

Le diamètre hydraulique retenu pour chaque conduite utilisée pour le calcul des différents paramètres dynamique et thermique, a été calculé à chaque espacement (S_m) et moyenné suivant le nombre d'espacements situés le long du canal.

Concernant le calcul des autres paramètres utilisés dans le modèle, on peut le résumer comme suit :

Par exemple, pour une conduite rectangulaire de hauteur a et largeur b on aura :

$$a_{cf} = a - 2R_{cf} \quad (\text{II.23})$$

$$A_{cf} = a_{cf} b \quad (\text{II.24})$$

$$D_{cf} = \frac{a A_{cf}}{2(a_{cf} + b)} \quad (\text{II.25})$$

Le nouveau diamètre hydraulique ($D_{h,c}$) sera la base de calcul de tous les autres paramètres et facteurs en utilisant les mêmes lois classiques, donc on aura :

$$Re_{cf} = \frac{4\dot{m}}{\mu P_{cf}} \quad (\text{II.26})$$

Où : P_{cf} représente le périmètre mouillé de la conduite basé sur le nouveau diamètre hydraulique.

Donc, pour calculer le nouveau facteur de frottement, on utilise la loi classique de celui-ci avec l'introduction des nouveaux paramètres décrivant la géométrie du canal :

$$f_{cf} = \frac{\Delta P}{l} \frac{D_{h,cf} \rho A_{cf}^2}{2 \dot{m}^2} \quad (\text{II.27})$$

Il a été constaté que l'utilisation de ce modèle pour des écoulements laminaires traversant des conduites de rugosité relative allant jusqu'à 14% est très encourageante, et s'agrège avec les résultats expérimentaux, avec des marges d'erreur qui ne dépassent pas les 5%.

II.7 La production d'entropie et l'étude de l'effet de la rugosité :

Comme il était indiqué dans l'étude bibliographique, la rugosité affecte les paramètres dynamiques et thermiques d'un écoulement laminaire, d'une façon très remarquable. Ceci a été bien remarqué par la dépendance des nombres de Poiseuille et de Nusselt au nombre de Reynolds. Cette dépendance va à l'encontre des prédictions des lois classiques. Aussi, la négligence du modèle du diamètre hydraulique réduit de cette dépendance, nous a poussés à développer une équation basée sur la production d'entropie afin de comprendre l'effet de la rugosité sur cette dernière en utilisant une nouvelle approche.

Précisément cette équation était développée pour quantifier, séparément, l'effet des interactions du fluide dans la zone incluant les éléments modélisant la rugosité et celle contenue entre ces éléments, sur la variation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds.

Pour le taux de production d'entropie d'un écoulement 2D en coordonnées cartésiennes, on utilise l'équation suivante [39] :

$$\dot{S}''' = \frac{\lambda}{T^2} \left[\left(\frac{dT}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dT}{dy} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{dv_x}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dv_y}{dy} \right)^2 \right] + \left(\frac{dv_x}{dy} + \frac{dv_y}{dx} \right)^2 \right\} \quad (\text{II.28})$$

Dont on peut résumer l'expression de la production d'entropie sous la forme :

$$\dot{S}''' = \dot{S}'''(\text{transfert de chaleur}) + \dot{S}'''(\text{Frottement}) \quad (\text{II.29})$$

En se basant sur les travaux de Béjan [42], on peut mettre la production totale d'entropie due au frottement d'un écoulement sans transfert de chaleur, sous la forme suivante:

$$\dot{S}''' = \frac{\dot{m}}{\rho T} \Delta P \quad (\text{II.30})$$

Où T : Représente une température de référence.

$$\dot{S}''' = \frac{\dot{m}}{\rho T} \Delta P \quad (\text{II.31})$$

Et on a pour un écoulement laminaire :

$$f = \frac{C}{Re} \quad (\text{II.32})$$

Pour le facteur de frottement on sait que :

$$f = \frac{2\Delta P}{L} \frac{D_h}{\rho U^2} \quad (\text{II.33})$$

De (II.31) et (II.33) on aura :

$$f = \frac{2\rho T}{L \dot{m}} \dot{S}''' \frac{Re}{\rho u^2} \quad (\text{II.34})$$

L'équation (II.34) devient, après combinaison avec l'équation (II.32) :

$$Re f = \frac{2T}{\rho L} \left(\frac{D_h}{A} \right) \dot{S}''' \frac{Re}{U^3} = Po = C \quad (\text{II.35})$$

Si on suppose que la géométrie du canal ainsi que les propriétés du fluide sont constantes comme il est déjà cité lors des hypothèses, l'équation (II.35) devient :

$$Po = C_1 \dot{S}''' \frac{Re}{u^3} = C \quad (\text{II.36})$$

En vue d'étudier l'effet de chaque zone S_V et S_C , Fig. (II.6), séparément sur le nombre de Poiseuille, l'équation (II.36) devient :

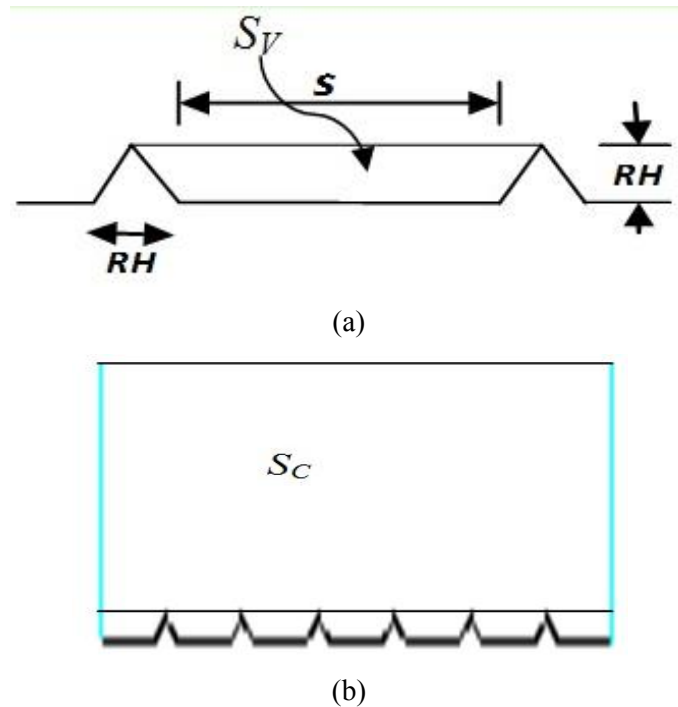
$$Po = C_1 (\dot{S}_C''' + \dot{S}_V''') \frac{Re}{U^3} = Po(Re_{D_h}) \quad (\text{II.37})$$

Donc, on aura l'équation (II.38):

$$Po = C_1 (\dot{S}_V + \dot{S}_C) \frac{Re}{U^3} = Po(Re_{D_h}) \quad (\text{II.38})$$

On pose : $\dot{S}_C = S_C$ et $\dot{S}_V = S_V$.

Ou \dot{S}_C''' est l'entropie totalement produite dans la zone S_C et \dot{S}_V''' est celle totalement produite dans les zones S_V .

Figure II.6: Description des zones S_V et S_C .

Cette équation qui décrit l'évolution du nombre de Poiseuille en fonction de la production d'entropie, permet de quantifier les effets des interactions du fluide dans chaque zone, d'une façon séparée, sur l'augmentation et la variation du nombre de Poiseuille. Aussi, l'équation a été développée pour vérifier la validité du modèle du diamètre hydraulique réduit, ainsi que son hypothèse sur la minimisation du rôle des interactions du fluide dans les zones (S_V). On rappelle que le modèle du diamètre hydraulique réduit néglige totalement les effets des interactions du fluide aux zones S_V et garde la même logique des lois classiques, pour ce qui concerne la variation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds.

Dans ce chapitre, nous avons commencé par présenter des rappels sur les lois fondamentales de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur, pour ensuite passer à décrire et expliquer les fondements de la conception du modèle du diamètre hydraulique réduit (*constricted hydraulic diameter*), très utilisé en écoulement micro-fluidique. Ce chapitre a été clôturé par la présentation détaillée des étapes de développement d'une équation basée sur la production d'entropie, destinée à vérifier la validité du modèle du diamètre hydraulique réduit.

Modélisation Numérique

Cette partie sera dédiée à la description de toutes les étapes suivies durant la modélisation numériques des différents cas étudiés, à partir de la construction des géométries et la génération de leurs maillages jusqu'à l'implantation et la résolution numérique par le code de calcul Fluent.

III.1 Création des géométries :

Pour la création des géométries, nous avons opté pour l'utilisation du code GAMBIT (Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit), qui est un préprocesseur intégré pour les analyses en CFD. Il est utilisé pour construire et mailler des géométries simples et complexes, fixes et mobiles en 2D et en 3D. Avec GAMBIT la géométrie peut être décomposée en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon GAMBIT génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Les différentes manipulations sont possibles à travers son interface comportant plusieurs fenêtres d'outils de : création, génération, vérification du maillage du modèle étudié, et l'incorporation des conditions aux limites.

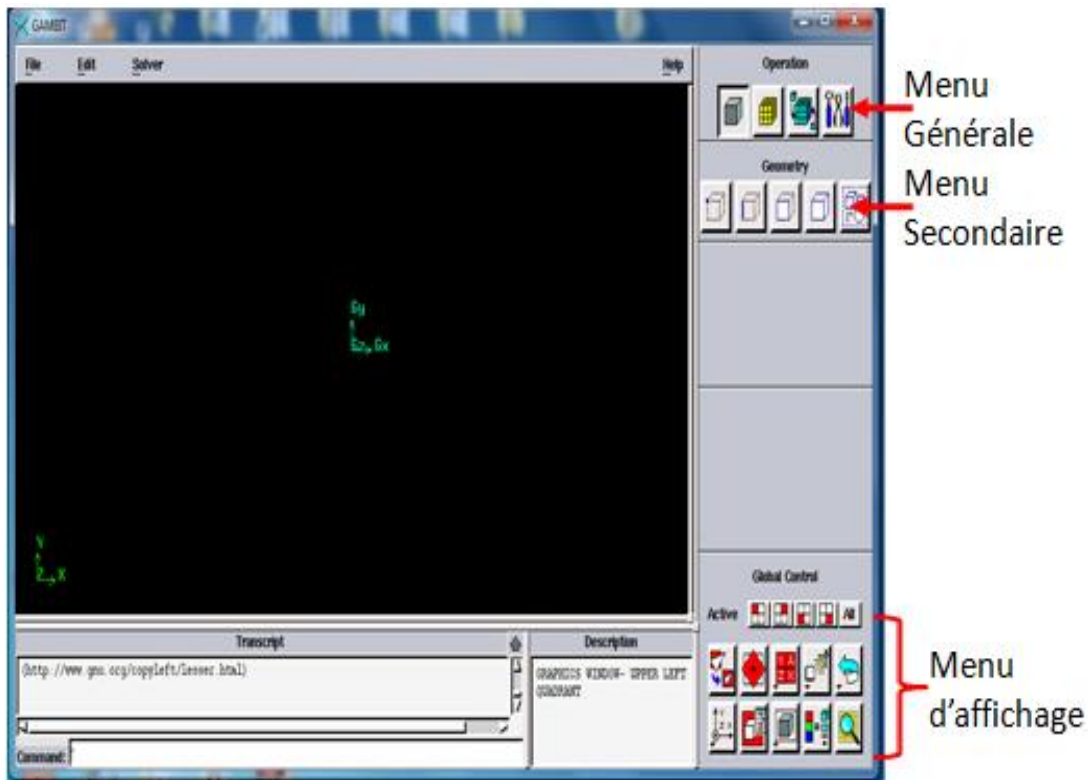


Figure III.1 : Vue globale du Gambit.

III.1.1 Les différentes géométries étudiées :

En vue de modéliser la rugosité des surfaces des micro-conduites, on a opté pour la représentation de ces surfaces rugueuses avec des modèles de conduites contenant des obstacles de différentes structures. Dans chaque cas étudié, la rugosité des surfaces a été modélisée avec des éléments (obstacles) de différentes formes, carrées, triangulaires, demi-circulaires et sinusoïdales, implantés sur des surfaces considérées comme complètement lisses.

Notre travail a été, essentiellement, consacré à étudier l'effet des différents aspects géométriques (en 2D) définissant les modèles de rugosité sur des écoulements laminaires micro-fluidiques et de vérifier la validité du modèle du diamètre hydraulique réduit en le testant sur ces différentes formes choisies.

Dans un second temps on a essayé d'élargir cette étude, pour les mêmes formes, à des modèles de conduites rugueuses en 3D, avant d'être confronté au coût énorme, même très énorme, du temps de calcul et de la capacité de stockage. Cet obstacle nous a obligé à restreindre cette partie à l'étude de deux formes (rectangulaire, triangulaire) et deux valeurs, seulement, de la rugosité relative (0,58% et 1,26%).

Il est à noter, d'après les travaux de D'agaro et al [23], que la distribution structurée des éléments modélisant la rugosité, qui est loin d'une distribution réelle, donnent des résultats assez proche de ceux correspondant à des distributions aléatoires, et ceci pour tout les modèles de conduites en 2D. Concernant les modèles de conduite en 3D, ils ont remarqué un effet très considérable de la manière de distribution des éléments modélisant la rugosité sur les valeurs des différents paramètres dynamiques et thermiques calculés.

Vu ces limitations, la partie consacrée aux modèles 3D occupera une place minime par rapport à celle en 2D le long de toute notre étude et jouera le rôle d'un modèle de validation des conduites en 2D plus qu'un modèle d'étude élargie de ces écoulements.

Donc, on peut détailler ces configurations comme suit :

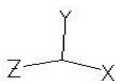
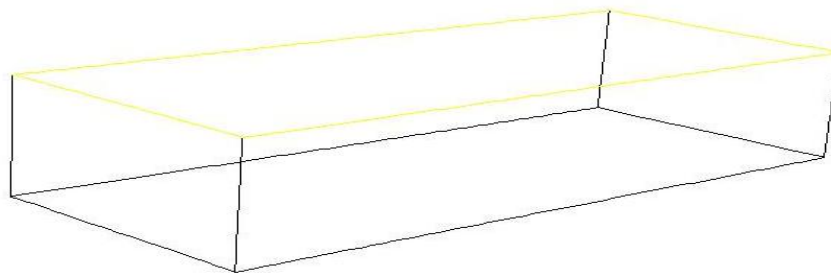
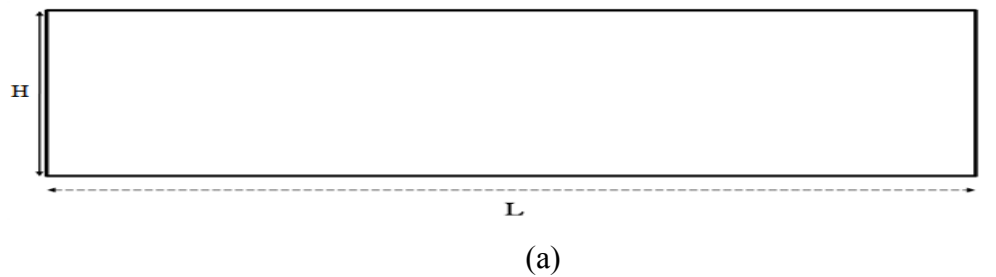
a- Modèle de conduite Lisse :

Avant d'entamer l'étude et la création des modèles de conduites rugueuses, on a choisi de passer par la création et l'étude des modèles de conduites lisses en 2D et en 3D, afin de

bien maîtriser le concept des écoulements micro-fluidiques et de bien valider notre modèle avec des cas d'écoulements plus simples et de base.

Dans un premier lieu, on a étudié des canaux horizontaux (pente nulle) avec des longueurs L_e , qui dépassent les longueurs d'établissements théoriques, et des hauteurs H de l'ordre de 0.4 mm , pour ensuite passer à étudier des conduites avec les mêmes hauteurs et avec des longueurs réduites (inférieurs a celles d'établissements), en introduisant des conditions périodiques à chaque modèle étudié, Figure (III.2).

Cette démarche, de la création de deux conduites avec différentes longueurs pour la même hauteur, a été introduite dans le but de valider les résultats correspondant aux conduites de longueurs réduites pour les utiliser dans la plupart des calculs, afin de minimiser les erreurs de calcul et obtenir des résultats plus précis avec un minimum de temps de calcul et de capacité de stockage. Cette démarche n'a été retenue que pour une conduite lisse.



FLUENT 6.3 (3d, dp)

(b)

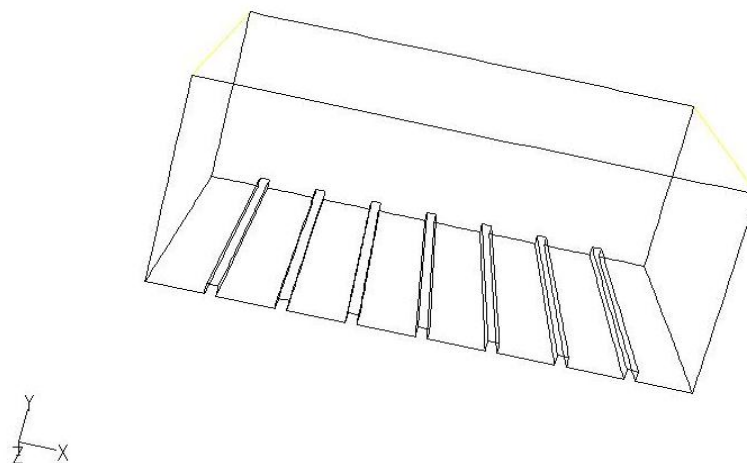
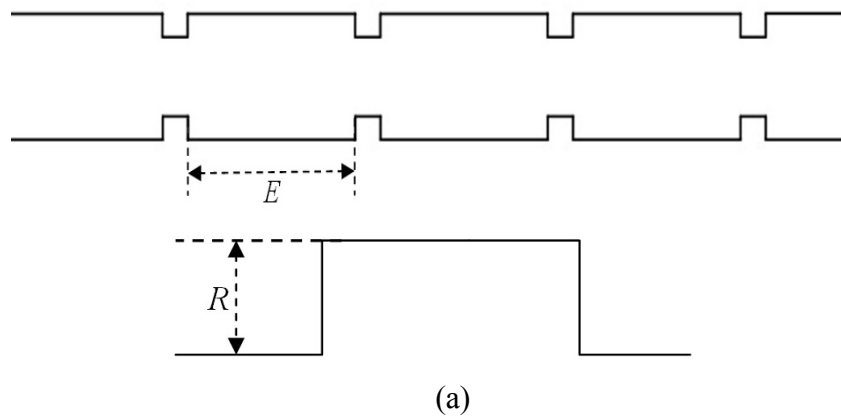
Figure III.2 : Modèles de conduite lisse, (a) : 2D ; (b) 3D.

b- *Modèle de conduite avec éléments carrés :*

La rugosité de surface a été modélisée avec des éléments de structures carrées (rectangulaires) séparés d'une distance E et implantés sur des parois considérées comme complètement lisses.

Les valeurs de la rugosité relative (ε) utilisées sont respectivement : 0,58 %, 0,82 % et 1,26 %. Pour chaque valeur de rugosité on a utilisé trois espacements différents ($E_1= 5*R$, $E_2= 10*R$ et $E_3= 15*R$ [24]), Figure (III.3). Pour chaque cas étudié on a calculé R qui représente la hauteur de l'élément de la rugosité.

Pour les modèles de conduites réalisées en 3D, on a travaillé qu'avec deux valeurs de rugosité relatives et avec un seul espacement ($\varepsilon = 0,58\% - 1,26\%$, $E_1= 5*R$).

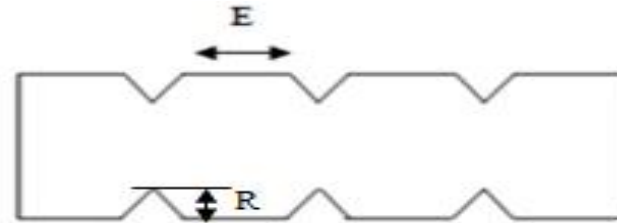


FLUENT 6.3 (3d, dp, p) Jul

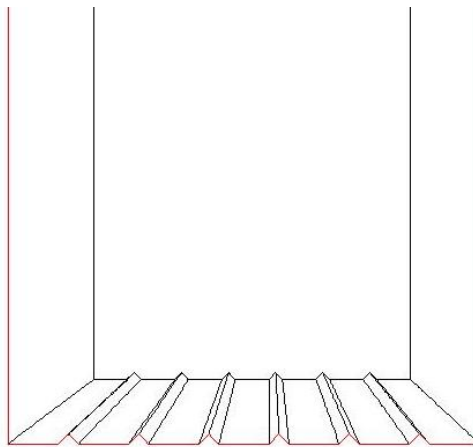
Figure .III.3 : Description des éléments de structure carrée, (a) : 2D, (b) : 3D.

c- *Modèles de conduites avec éléments triangulaires :*

Les mêmes étapes et valeurs utilisées dans le cas des conduites avec des éléments carrés, ont été considérées dans ce deuxième cas, Figure (III.4).



(a)



(b)

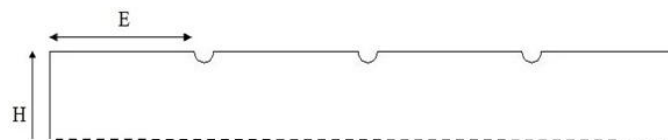
Figure. III.4 : Description des éléments de structure triangulaire ; (a) : 2D, (b) : 3D.

d- *Modèles de Conduites avec éléments demi-circulaire :*

Dans ce troisième cas, la rugosité a été modélisé avec des éléments de forme demi-circulaires, avec des valeurs de rugosité relative : $\epsilon = 1,26\%$, $1,89\%$ et $3,75\%$.



(a)



(b)

Figure III.5 : Description des éléments de structure demi-circulaire, (a) E_1 ; (b) E_2 .

e- *Modèle de conduites avec éléments sinusoïdales :*

Avec les mêmes valeurs de rugosité relative utilisées pour la structure demi-circulaire et pour des éléments de rugosité de forme sinusoïdale de largeur (λ) constante, on a construit trois autres conduites de même hauteur $h=0,4mm$, Figure (III.6).

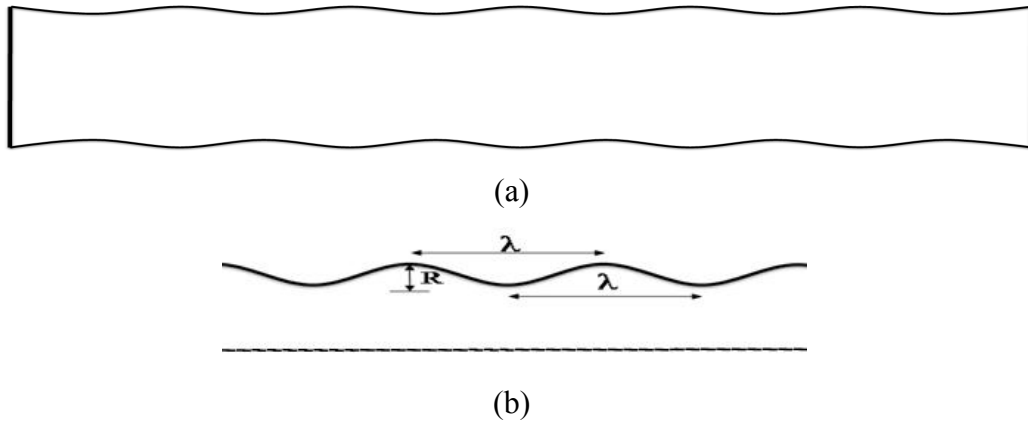


Figure III.6 : Eléments de structure sinusoïdale.

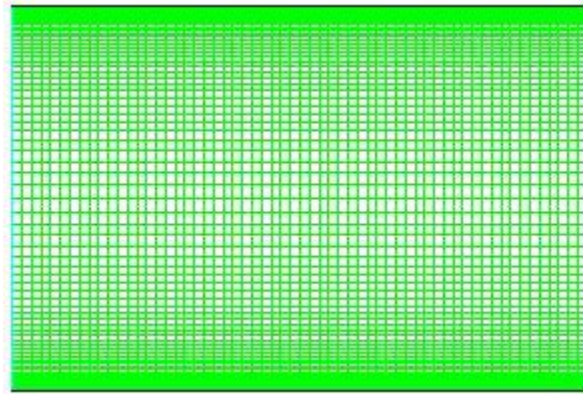
III.1.2 Maillage :

Le maillage est l'une des étapes importantes de la modélisation numérique. En effet, du type de maillage et de son affinement dépendront la précision des résultats et le temps de calcul. Durant notre travail, on a opté pour une démarche, qui consiste à définir pour la même géométrie le genre de maillage le plus adéquat, par le test de deux types de maillages structuré (quadrilatérale) et non-structuré (triangulaire). Avec cette démarche le meilleur maillage sera retenue en calculant, pour les deux types de maillages, quelques paramètres dynamiques à des nombres de Reynolds référentiels, pour en choisir le moins couteux en temps de calcul et le plus précis en paramètres calculés.

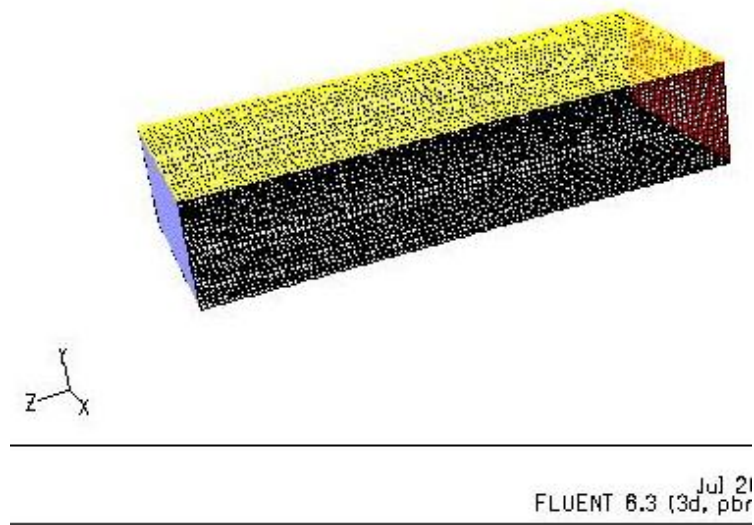
Les types de maillage choisis pour chaque cas étudié, on peut les détailler comme suit :

a- *Modèles de Conduites lisses :*

Pour ce genre de conduite, on a opté directement pour un maillage simple structuré non-uniforme (quadrilatérale), avec un raffinement aux cotés des plaques pour mieux capté les effets du développement de la couche limite, Figure (III.7).



(a)

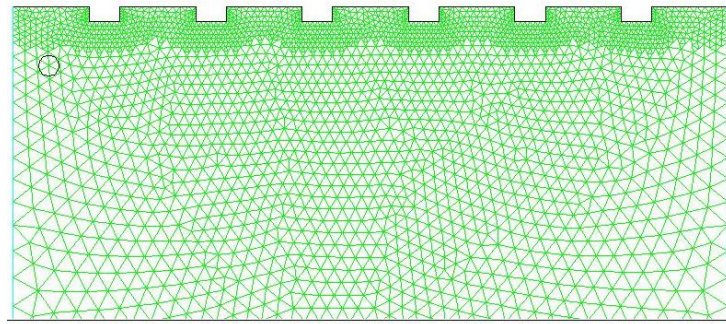


(b)

Figure III.7 : Maillage du domaine de calcul (conduite lisse) ; (a) Conduite 2D, (b) : Conduite 3D.

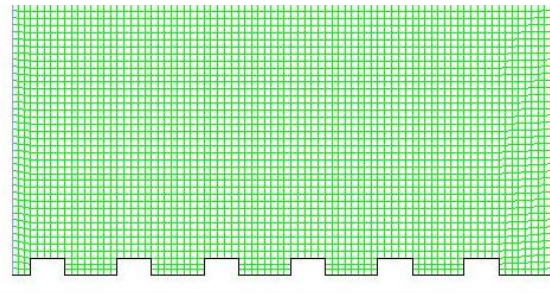
b- Modèles de Conduites avec structure carrée :

Pour une meilleure précision des résultats, le maillage doit être bien raffiné aux cotés des parois pour capté les irrégularités causés par la forme des éléments modélisant la rugosité, Figure (III.8).



FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, la Jun 25, 20:)

(a)



FLUENT 6.3 (2d,

(b)

Figure III.8 : Maillage des éléments carrés, (a) triangulaire, (b) : quadrilatérale.

Dans notre cas, et après le test de deux types de maillages par le calcul du facteur de frottement, on a opté pour un maillage triangulaire pour tout le reste des conduites étudiées.

Ce choix est dû à la stabilité des calculs, correspondant à ce type de maillage, durant les variations des conditions aux limites (débits).

Pour le cas d'un modèle de conduite en 3D, on a choisi un maillage structuré non-uniforme et bien raffiné aux cotés des parois, Figure (III.9).

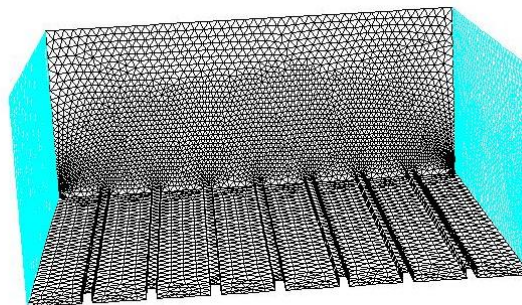
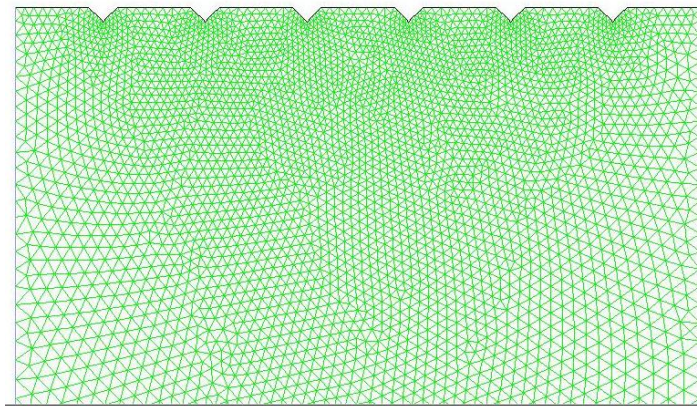


Figure III.9 : Maillage des éléments rectangulaires (conduite 3D).

c- *Modèles de Conduites avec structure triangulaire :*

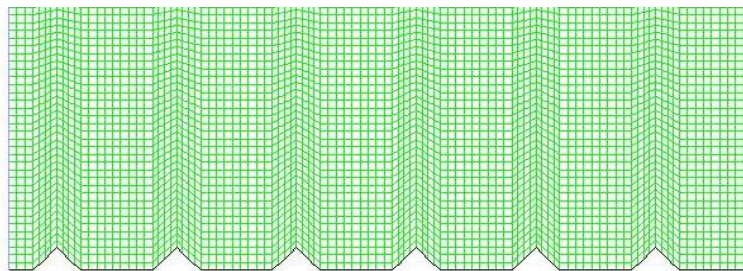
La même procédure appliquée aux éléments de formes carrées en 2D a été retenue pour les éléments de formes triangulaires, Figure (III.10).

Après le test de deux maillages, on a retenu le maillage structuré non-uniforme (triangulaire Fig. (III.10, a)) pour le reste des conduites étudiées.



Jun 27, 201
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, lar)

(a)



Jun
FLUENT 6.3 (2d, dp, p

(b)

Figure III.10 : Maillage des éléments triangulaire.

Pour les modèles de conduites en 3D, on a suivi presque les mêmes étapes appliquées aux conduites avec des éléments de formes rectangulaires en utilisant un maillage structuré non-uniforme, Figure (III.11).

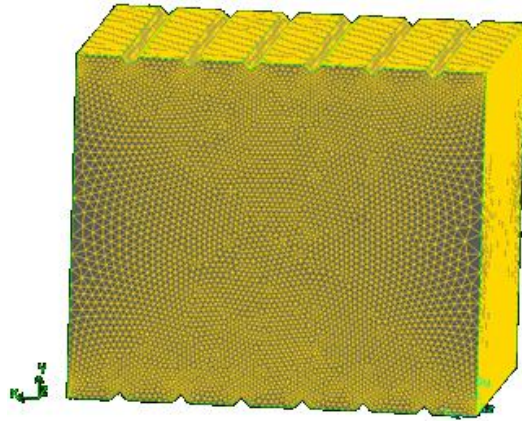
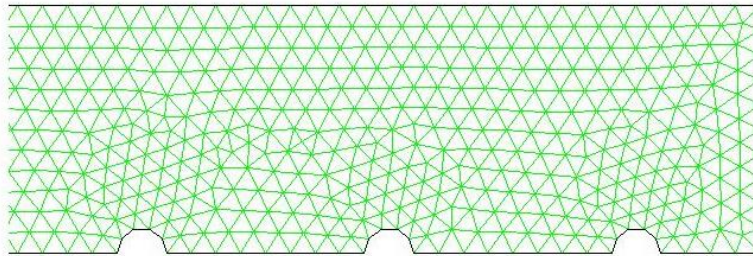


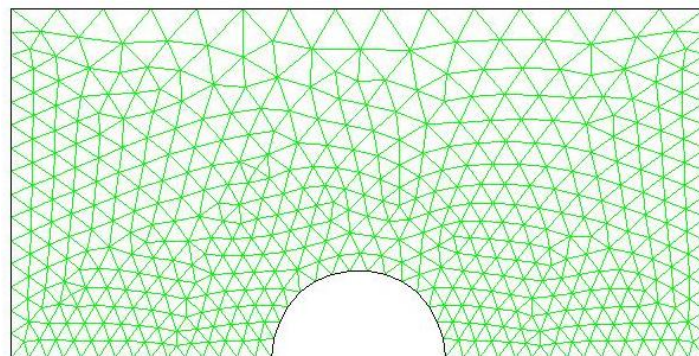
Figure III.11 : Maillage des éléments triangulaires (conduite 3D).

d- Modèles de conduites avec structure demi-circulaire :

Un maillage structuré non-uniforme (triangulaire) a été choisi dès le début pour cette structure sans passer par la démarche de comparaison, déjà, retenue pour les deux structures carrée et triangulaire. Ce choix direct est dû à la complexité de la géométrie et la difficulté de l'implantation d'un maillage structuré à ce genre de forme, Figure (III.12).



(a)



(b)

Figure III.12 : Maillage des éléments demi-circulaires.

e- *Modèles de conduites avec structure sinusoïdale :*

Après une comparaison des résultats retenus de l'utilisation de deux types de maillages, et vu la simplicité de l'implantation d'un maillage structuré (triangulaire) pour ce genre de géométrie, on a opté pour l'utilisation de ce dernier (maillage triangulaire structuré) pour tous les modèles de la même structure étudié durant notre travail, Figure (III.12).

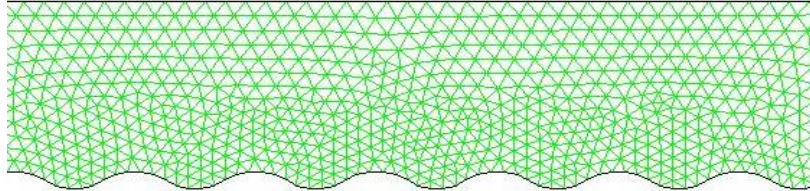


Figure III.13 : Maillage des éléments sinusoïdaux.

III.1.3 Types de frontières :

L'implantation et le choix des types de frontières, concernant nos modèles, à travers GAMBIT, a été assez facile pour la plupart des choix considérés. La seule difficulté a été rencontrée lors de l'implantation des conditions périodiques et pour la dépasser on été obligé de choisir des types de frontières non conforme à notre modèle avec la possibilité de les changer lors de la phase de calcul avec le code Fluent.

Concernant les types de frontières retenus en première phase, on peut les résumé comme suit :

Entrée	Vitesse (Velocity inlet)
Sortie	Pression (Pressure outlet)
Paroi	Wall
Paroi	Wall

Tableau (III.1) : Types de frontières

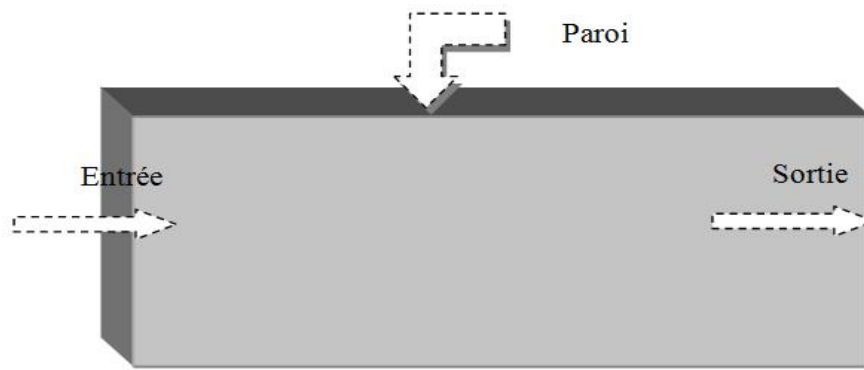


Figure III.14 : Types de frontières.

On sait que les conditions périodiques ne sont appliquées qu'à des conduites de tailles réduites pour des écoulements considérés comme complètement développés. Dans notre cas, les conditions périodiques ont été implantées via le code de calcul Fluent lors de la phase de l'implantation des conditions aux limites en considérant les écoulements comme totalement développés.

III.2 Fluent et l'implantation numérique :

Fluent est un code de simulation numérique des écoulements des fluides compressibles, incompressibles, stationnaires ou instationnaires impliquant divers phénomènes physiques tels que le transfert de chaleur, la turbulence, les réactions chimiques, les écoulements dans les machines tournantes, moteurs thermiques, et ce pour des géométries industrielles très complexes.

Fluent permet aussi le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Cette capacité est particulièrement utile surtout dans les régions de forts gradients de vitesse comme les couches limites ou les zones de mélange.

Enfin toutes les fonctions exigées pour calculer une solution et pour montrer les résultats sont accessibles par une interface pilotée par le menu.

III.2.1 Conditions aux limites :

Concernant les conditions aux limites choisies pour l'étude de nos modèles numériques, on peut les décrire comme suit :

En premier lieu, on a imposé des flux de chaleur en w/m^2 de différentes valeurs, aux parois fixes des conduites étudiées. Ensuite, via des instructions disponibles sur Fluent, on a

pu imposer des conditions périodiques de forme transitionnelle sous la condition d'injecter des débits (Figure (III.14)), à l'entrée choisie des conduites.

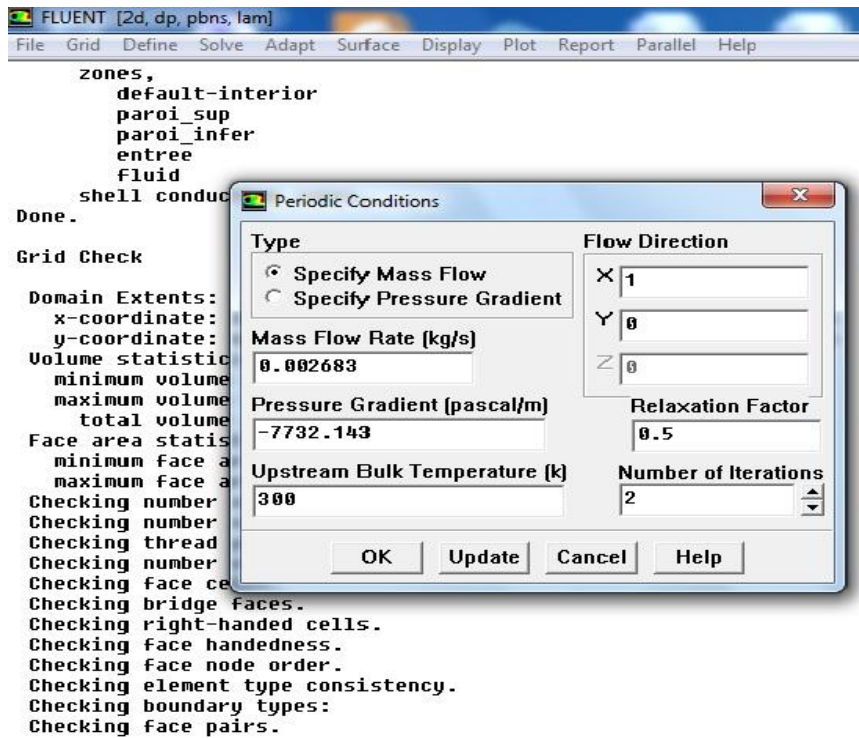


Figure III.15 : Vue de Fluent (Conditions Périodiques).

L'air a été choisi comme fluide de travail, avec des propriétés supposées comme constantes à une température de l'ordre de 300K. Ce choix a été imposé par le souci de validation de notre modèle numérique, vu la disponibilité de plusieurs résultats expérimentaux et numériques correspondant à ce fluide.

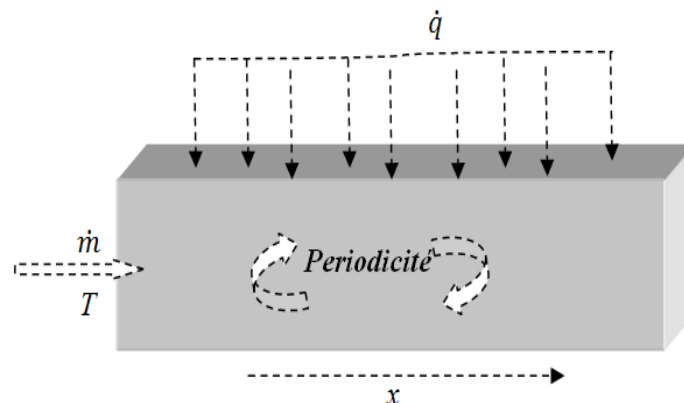


Figure III.16 : Conditions aux limites.

III 2.2 Hypothèses simplificatrices et procédures sous Fluent :

Pour les hypothèses simplificatrices de notre modèle mathématique, on peut les citer comme suit :

- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- Les fluides sont newtoniens et incompressibles.
- L'écoulement est laminaire.
- Les propriétés physiques des fluides sont constantes.
- La dissipation visqueuse est négligeable.

Donc, les équations gouvernantes deviennent :

- Equation de continuité :

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

- Equation de quantité de mouvement :

Suivant x :

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

Suivant y :

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

- Equation d'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{K}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.4})$$

Concernant les démarches suivies et les choix établis dans la mise en marche du solveur Fluent pour les simulations numériques, on peut les résumer comme suit :

Version	2ddp (2 Dimensions Double Précision)	Est préconisé, pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelle très petites comme les micro-canaux.
La formulation du solveur	Implicite	Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie, séquentiellement.

Schéma d'interpolation de la pression	Standard	Schéma par défaut, précision réduite pour les écoulements avec de forts gradients de pression normaux à la surface près des frontières.
Schéma de Discrétisation	Second Ordre UPWIND	Pour plus de précision, essentiel avec le maillage tri/tet.
Couplage Vitesse/pression	SIMPLE	Semi Implicit Method for Pressure-linked, robuste, offrant ainsi plus de garanties pour la convergence de la solution.
Critère de Convergence	10^{-6}	La convergence de la solution itérative est contrôlée par l'évolution des résidus au cours des itérations ainsi que par l'évolution des valeurs individuelles de chaque variable.
Facteur de sous relaxation	Pression = 0.3 et Quantité de mouvement = 0.7	défini par la relation : $\begin{cases} \phi = \phi_{old} + \alpha \Delta \phi \\ \Delta \phi = \phi_{comp} - \phi_{old} \end{cases} \quad \text{avec :}$ <p>ϕ_{old}: Ancienne valeur de ϕ $\Delta \phi$: Changement dans la valeur de ϕ ϕ_{comp}: Valeur de ϕ calculée α: Facteur de relaxation</p>

Tableau III.2 : Procédures suivies sous Fluent.

III.2.3 Indépendance au maillage :

La minimisation des coûts de temps de calcul et de capacité de stockage représente un élément très important qui doit être pris en considération lors des simulations et calculs numériques des phénomènes physiques, surtout lorsqu'il s'agit de phénomènes microscopiques ; pour cela une procédure de test d'influence du maillage a été considérée en but d'obtenir des résultats correspondant au nombre de mailles juste adéquat. Cette procédure, qui consiste à essayer plusieurs maillages jusqu' à trouver la limite d'indépendance des

résultats vis-à-vis le nombre de mailles, a été appliquée à chaque cas étudié, en respectant les mêmes conditions d'un état initial.

Concernant notre étude, les différents maillages testés pour chaque cas étudiés sont représentés comme suit :

1- Structure carrée :

	$\varepsilon_1 = 0,58\%$			$\varepsilon_2 = 0,82\%$			$\varepsilon_3 = 1,26\%$		
	Nbre de Mailles Testé			Nbre de Mailles Testé			Nbre de Mailles Testé		
E_1	7544	8266	11725	6008	12884	14645	8750	14537	16733
E_2	1044	19508	25130	6110	1047	12808	7521	16321	23986
E_3	14531	17096	24153	6054	1056	12381	10234	16784	22781

Tableau III.3 : Test de maillage.

2- Structure triangulaire :

	$\varepsilon_1 = 0,58\%$			$\varepsilon_2 = 0,82\%$			$\varepsilon_3 = 1,26\%$		
	Nbre de Mailles			Nbre de Mailles			Nbre de Mailles		
E_1	9093	10872	17044	9330	10420	17643	7596	13337	15026
E_2	9093	12875	17878	10412	17853	20743	10563	17210	21645
E_3	9059	13334	17952	11201	18502	21322	10254	16021	18756

Tableau III.4 : Test de maillage.

3- Structure demi-circulaire :

	$\varepsilon_1 = 1,26\%$			$\varepsilon_2 = 1,89\%$			$\varepsilon_3 = 3,75\%$		
	Nbre de Mailles			Nbre de Mailles			Nbre de Mailles		
E_1	25134	30411	35440	24530	29143	36450	10250	11230	12540
E_2	27136	29751	38540	24513	28401	36820	20120	22150	24510
E_3	28410	31540	40520	27450	29834	38942	12540	23540	25460

Tableau III.5 : Test de maillage.

4- Structure sinusoïdale :

	$\varepsilon_1 = 1,26\%$			$\varepsilon_2 = 1,89\%$			$\varepsilon_3 = 3,75\%$		
	Nbre de Mailles			Nbre de Mailles			Nbre de Mailles		
E_1	45720	57100	59200	46521	58960	60120	46521	57412	61530

Tableau III.6 : Test de maillage.

Il est à noter que le nombre de mailles dépend de la longueur du fragment, choisi, de la conduite.

III.2.4 Résolution numérique :

Après l'import des géométries maillées, et le suivi de toutes les étapes d'implantation sous Fluent, décrite ci-dessus, jusqu'à la résolution et la convergence des résultats, on arrive à l'étape finale, qui consiste à calculer les différents paramètres dynamiques et thermiques.

Cette étape qui sera faite par le biais d'un autre programme (Excel), en utilisant les données fournies par le code Fluent.

Concernant le calcul de l'entropie locale, on a utilisé la fonctionnalité CFFC (Custom Field Functions Calculator (Figure (III.16)), qui est une fonctionnalité post-processing, qui donne la possibilité de créer des équations avec des données calculables (température, pression, gradient,...) avec le code de calcul Fluent. Les résultats de cette équation sont utilisés directement dans le calcul de l'entropie totale de chaque zone avec la fonctionnalité « Surface Integrals » du code Fluent.

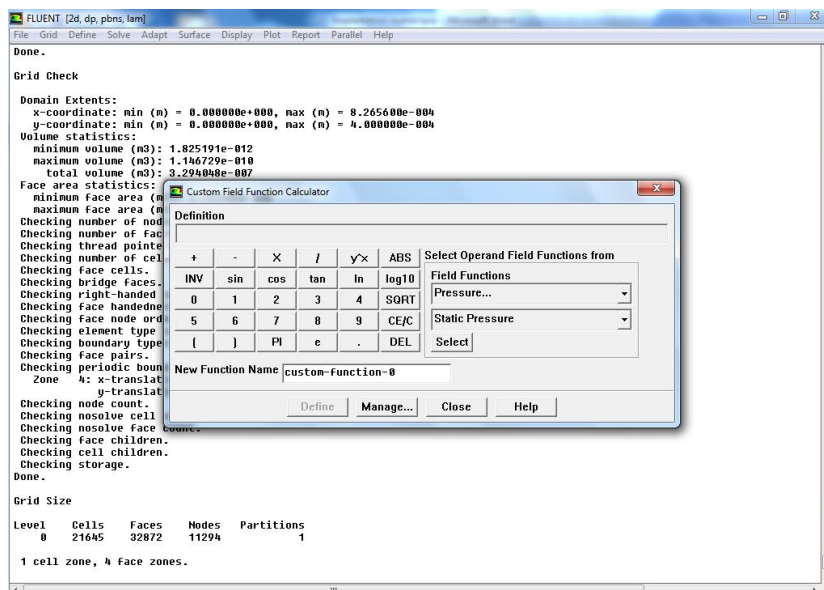


Figure III.17 : Interface de l'utilisation de CFFC.

III.3. Validation du modèle de conduite réduite avec conditions périodiques :

Pour économiser du temps de calcul et mémoire de stockage, on a opté pour des modèles de conduites réduites avec conditions périodiques.

Dans un premier temps, on a travaillé sur des modèles de conduites de taille réelle, avec plus de $50 D_h$ de longueur [17]. Pour passer ensuite à travailler sur des modèles de conduite de taille réduite avec des conditions périodiques, validées par les résultats des conduites de taille réelle. Les résultats des deux cas, étaient en très bonne concordance, Figure (III.18). Cette concordance, nous a permise d'utiliser en partie majoritaire des conduites de tailles réduites pour économiser plus de temps de calcul et de mémoire de stockage. Durant notre travail on a bien remarqué le coût énorme d'une seule convergence, pour les modèles de conduites de longueurs réelles. Malgré qu'il puisse atteindre plusieurs heures de calcul pour

une seule convergence, on était obligé de passer par cette étape pour valider notre modèle de conduite réduite.

L'utilisation des conduites de taille réduite, dans notre étude était imposée, aussi, par le fait de la nature de notre objectif, qui a été la vérification d'applicabilité du modèle du diamètre hydraulique réduit à différentes configurations modélisant la rugosité pour des écoulements considérés comme totalement développés. Cet objectif, diffère totalement de l'étude et la validation d'une expérience menée sur des conduites de tailles réelles.

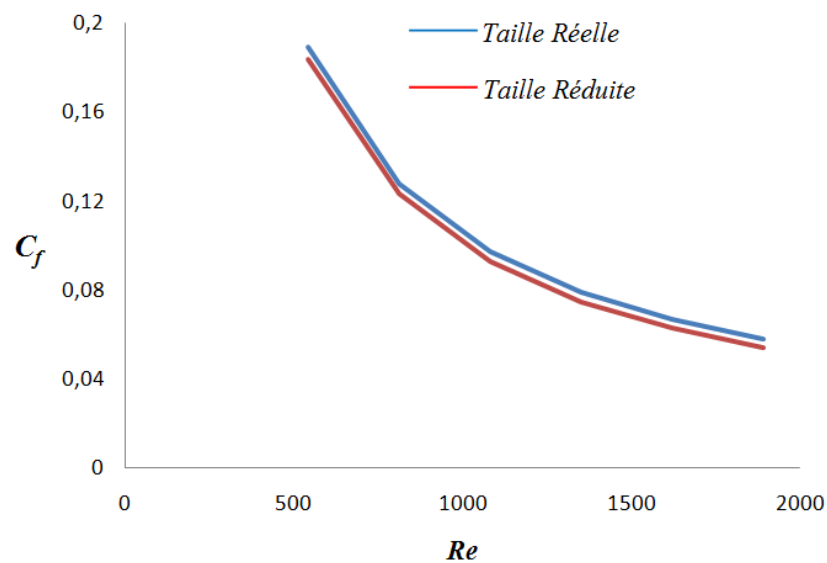


Figure III.18 : Evolution du coefficient de frottement de Darcy.

A travers ce chapitre, on a pu décrire pas à pas toutes les étapes essentielles suivies durant notre travail. Ces étapes qui nous ont permis d'arriver à l'ultime étape de développement des résultats pour toutes les géométries et modèles traités, dans le but de mieux comprendre la fonctionnalité de ces écoulements avec un outil numérique de grande importance surtout dans les secteurs industriels.

Résultats et discussion

Dans ce chapitre, nous allons présenter les principaux résultats numériques obtenus durant notre travail.

Ce chapitre est composé de deux parties, dont la première est dédiée aux calculs en 2D, consacrée à l'étude dynamique et thermique de l'écoulement. La deuxième partie a été consacrée à une comparaison entre les résultats des modèles en 2D avec ceux des modèles en 3D.

IV.1 Modèles de conduite en 2D

IV.1.1 Etude dynamique

Dans cette partie on a étudié l'écoulement d'air traversant des modèles de conduites supposées comme complètement lisses et d'autres avec des obstructions de différentes formes modélisant la rugosité. Chaque partie d'analyse a été précédée par une validation des modèles numériques par des résultats expérimentaux, numériques et théoriques.

IV.1.1.1 Modèles de conduite lisse :

Pour bien maîtriser et vérifier la capacité de l'outil numérique dans le traitement de ce genre d'écoulement, on a commencé notre travail par l'étude des modèles de conduite lisse, considérés comme modèle de base.

a- Validation du modèle numérique :

Les courbes de la figure (IV.1) représentent l'évolution des coefficients de frottement simulés et théoriques en fonction du nombre de Reynolds, pour un modèle de conduite lisse. On remarque, que les résultats numériques se concordent d'une façon presque identique avec ceux théoriques sur toute la plage des nombres de Reynolds étudiés. L'écart maximum entre les deux types de résultats est de 0.3%.

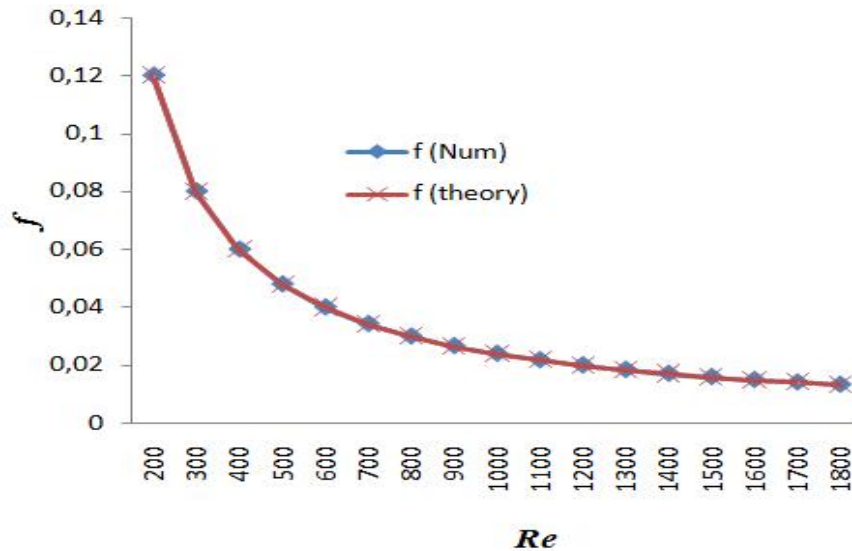


Figure IV.1 : Evolution du coefficient de frottement.

La Figure (IV.2), témoigne de l'indépendance du nombre de Poiseuille vis-à-vis du nombre de Reynolds, ce qui est totalement prédit par les lois classiques. Nos résultats, comme tant d'autres expérimentaux et numériques, ne laissent aucun doute sur la validité des lois classiques dans l'étude des écoulements traversant des micro-conduites supposées comme totalement lisses.

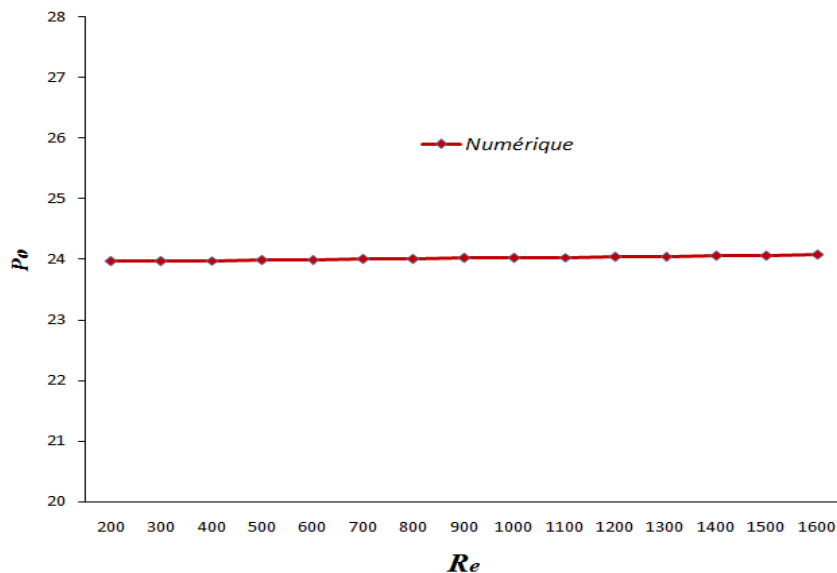


Figure IV.2 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds.

IV.1.1.2 : Modèles de conduite rugueuse :

Vu la complexité d'agissement des différents paramètres définissant un modèle de rugosité, sur ce genre d'écoulement. On va étudier, séparément, l'effet de trois paramètres géométriques définissant nos modèles de rugosité sur les caractéristiques hydrodynamiques

d'un écoulement laminaire. Ces trois paramètres sont : la forme, la hauteur et l'espacement entre les éléments de la rugosité.

a- Validations des modèles :

Il a été bien clair, que nos résultats se concordent très bien avec les résultats expérimentaux et numériques, Tableau (IV.I). Des écarts qui ne dépassent pas les 5% au maximum ont été trouvés. On a remarqué que les résultats obtenus pour des conduites avec des modèles de rugosité triangulaires sont plus proches que ceux avec des modèles de forme rectangulaire aux résultats expérimentaux.

<i>Re</i>	Triangulaire			Carrée			Sinusoïdale		
	f_{num}	f_{num} [24]	f_{exp} [17]	f_{num}	f_{num} [24]	f_{exp} [17]	f_{num}	f_{num} [27]	f_{exp} []
600	0.084	0.082	0.081	0.065	0.063	0.081	0.033	0.032	/
1000	0.050	0.049	0.054	0.052	0.050	0.054	/	/	/
1400	0.036	0.034	0.046	0.037	0.036	0.046	0.018	0.017	/

Tableau IV.I. Comparaison entre résultats.

D'après ces résultats et comparaisons, on peut dire que la capacité des modèles numériques à prédire les caractéristiques dynamiques des écoulements laminaires traversant des micro-conduites est bien confirmée, et que ces modèles représentent un outil très puissant dans l'étude de ce genre d'écoulements.

IV.1.1.2.1: Effets de la hauteur de la rugosité :

L'effet de la hauteur de la rugosité sur le coefficient de frottement et le nombre de Poiseuille sera éclairé et discuté à travers les résultats obtenus pour toutes les hauteurs, correspondantes aux différentes formes étudiées durant notre travail.

D'après la Figure (IV.3) on observe clairement l'effet considérable de la rugosité sur le comportement du nombre de Poiseuille. On constate une augmentation du nombre de Poiseuille avec celle de la hauteur de la rugosité. Ce constat, remarqué pour la forme carrée, est bien partagé par toutes les autres formes étudiées avec plus ou moins de sensibilité à la variation de la hauteur. Ceci est bien présenté sur les figures (IV.4, IV.5 et IV.6).

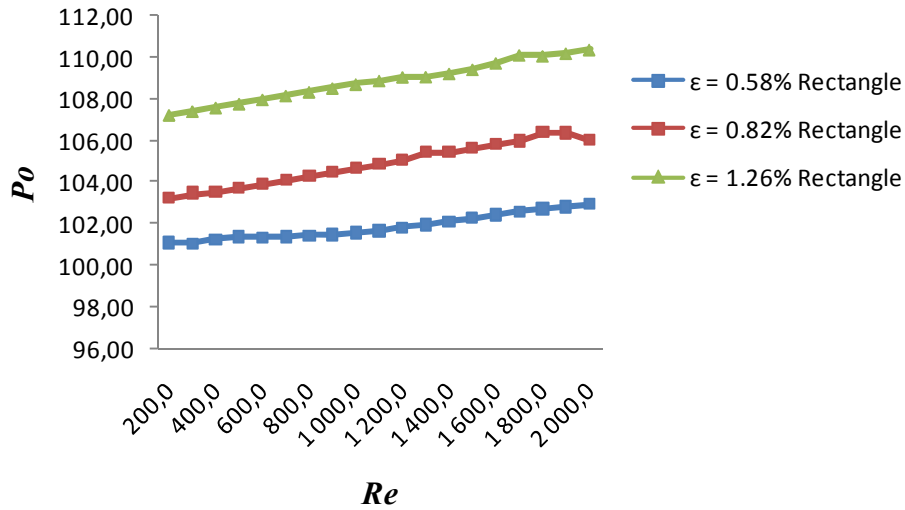


Figure IV.3 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme carrée).

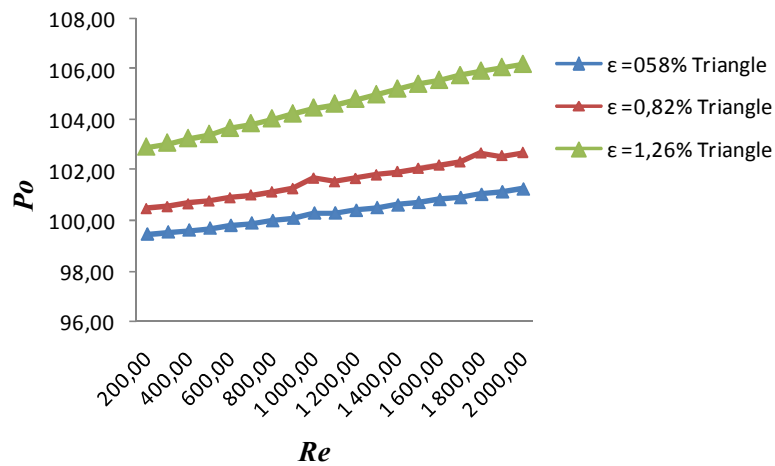


Figure IV.4 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme triangulaire).

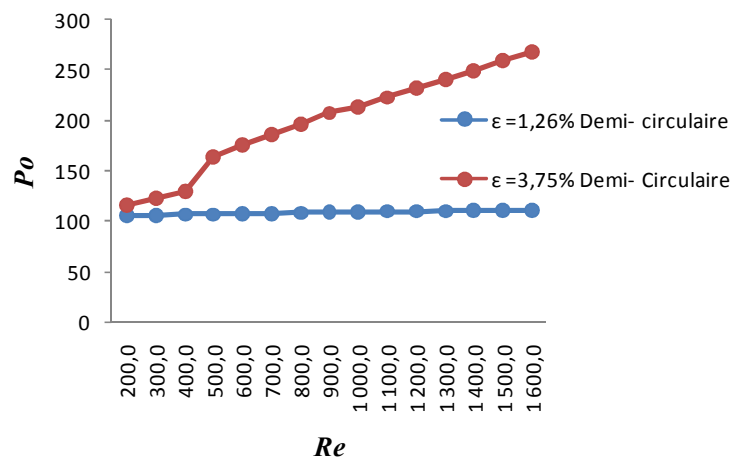


Figure IV.5 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme demi-circulaire).

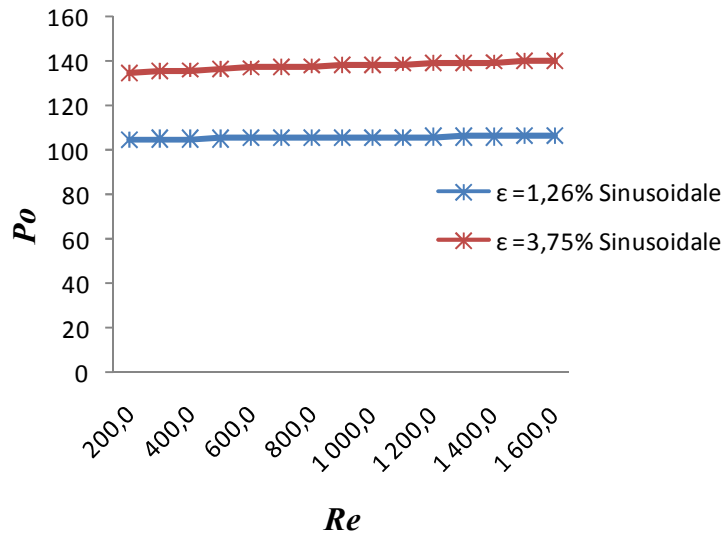
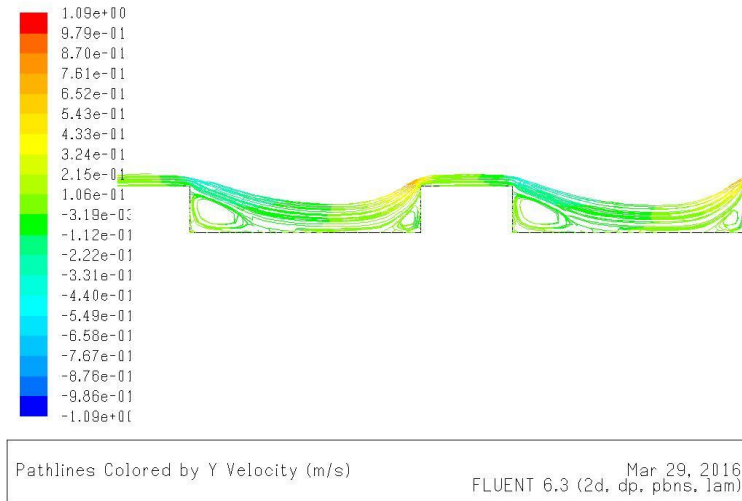


Figure IV.6 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (Forme sinusoïdale).

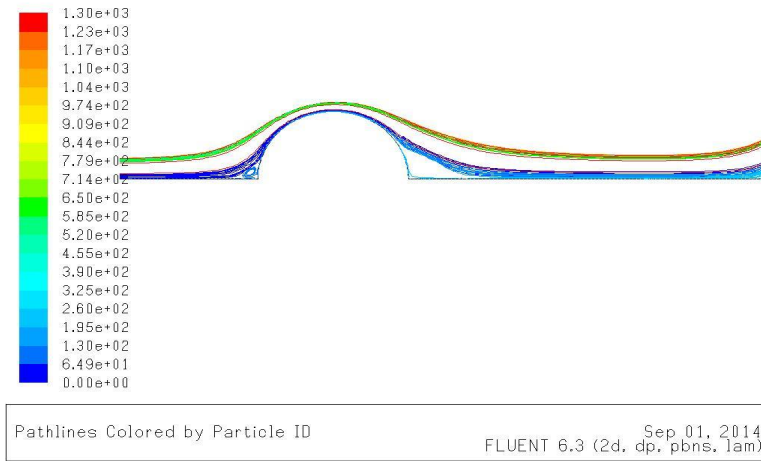
On remarque clairement l'effet considérable de la variation de la hauteur de la rugosité sur les caractéristiques dynamiques d'un écoulement laminaire. D'après l'analyse de ces résultats, on peut dire que l'augmentation du coefficient de frottement, ainsi que le nombre de Poiseuille, est due essentiellement à la diminution de la section de passage. Celle-ci, provoque une augmentation (brusque) de la vitesse du fluide traversant les conduites. On sait bien qu'une augmentation d'inertie d'un fluide est proportionnelle directement à la différence de pression appliquée sur un élément de volume du fluide.

On peut dire que le même phénomène est rencontré durant les écoulements traversant des conduites de tailles conventionnelles, mais avec un effet très minime, même négligeable, par rapport aux micro-conduites. Ce qui nous pousse à dire qu'il y a une certaine limite dimensionnelle qui définit la zone d'applicabilité des différents modèles.

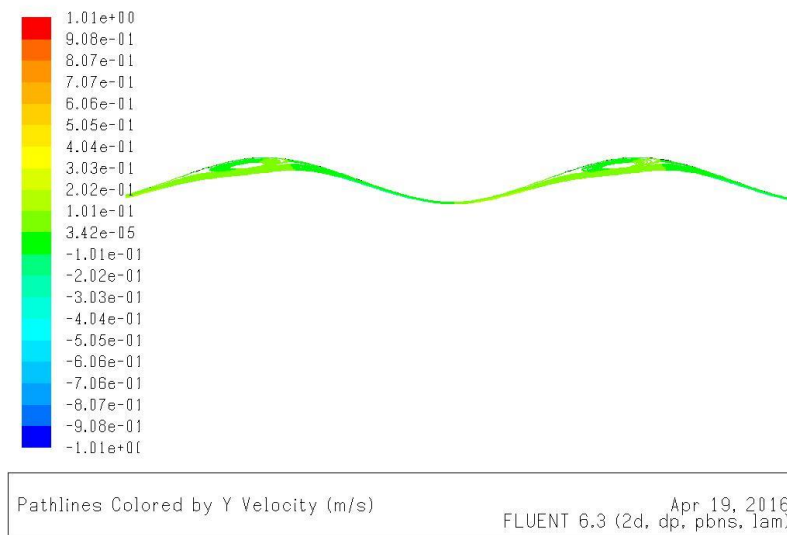
L'analyse des écoulements traversant les différentes conduites, nous a permis de remarquer la formation de zones de recirculations avec des détachements du fluide aux régions inter-éléments modélisant la rugosité. Ces régions, de recirculations et de détachements, se créent d'avantage avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité, Figure (IV.7).



(a)



(b)



(c)

Figure IV.7 : Zones de recirculations, (a) Forme carrée ; (b) Forme demi-circulaire ; (c) Forme sinusoïdale.

L'apparition et l'augmentation de ces zones avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité, nous laisse penser à un effet de ces dernières sur l'augmentation des pertes de charge. Ce lien supposé entre ces phénomènes est corroboré par l'absence de ces zones dans les écoulements à faible nombre de Reynolds et dans les conduites à faibles rugosité relative; aussi pour certaines formes de modèles de rugosité correspondantes à des pertes de charge proches de celles des conduites lisses.

Il a été bien remarqué, pour toutes les formes étudiées, la dépendance du nombre de Poiseuille vis-à-vis le nombre de Reynolds. Cette dépendance, qui va à l'encontre des prédictions des lois classiques, prend une tendance presque linéaire pour la majorité des cas étudiés. On peut dire, de tout cela, que les lois classiques trouvent leurs limites et ne donnent aucune prédiction viable sur le comportement dynamique des écoulements traversant des micro-conduites rugueuses. Celles-ci, n'accordent aucune importance à l'effet de la rugosité, surtout, pour les écoulements laminaires. Aussi, on a bien remarqué que cette tendance linéaire s'expose d'une façon de plus en plus claire avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité. Ce qui est compatible avec la diminution de la section de passage et quelques conditions d'apparitions des zones de recirculations.

Ce lien apparent entre la variation du nombre de Poiseuille, la diminution de la section de passage et la formation des zones de recirculations, demande plus de travail pour pouvoir quantifier, séparément, l'effet de chaque phénomènes sur cette variation. Cette tache sera faite dans une partie dédiée à cet objectif.

Avant de passer à l'analyse des causes de la variation du nombre de Poiseuille, on doit étudier l'effet du paramètre de la forme et celui de l'espacement sur le coefficient de frottement et le nombre de Poiseuille.

IV.1.1.2.2 : Effets de la forme de la rugosité et des espacements :

L'aspect assez compliqué des effets des différents paramètres décrivant la rugosité sur les écoulements micro-fluidiques, se manifeste clairement à travers la disparité entre les résultats des différentes recherches traitant ce sujet. Aussi, l'incapacité du paramètre de la hauteur, à lui seul, d'interpréter toutes ces écarts et disparités, nous a poussé à étudier l'effet des deux autres paramètres définissant nos modèles de rugosité.

a- Effets de la forme de la rugosité :

Les résultats obtenus dans notre étude pour les différentes formes des éléments de la rugosité, nous ont permis d'observer leur effet sur le coefficient de frottement ainsi que sur le nombre de Poiseuille.

D'après les courbes de la variation du nombre de Poiseuille de la Figure (IV.8), on observe clairement l'effet de la forme carrée par rapport à celui de la forme triangulaire. Ce dernier se traduit par des nombres de Poiseuille plus grands pour les modèles de forme carrée. Cette augmentation est liée, essentiellement, à la différence des sections de passages provoquées par chaque forme. On peut dire que les formes carrées provoquent plus de détachement du fluide, qui conduit directement à la diminution de la surface de contact fluide/solide et au même temps celle de la section de passage nominale du fluide. À l'encontre des formes carrées, celles triangulaires provoquent moins de détachement en gardant presque les mêmes sections de passage des conduites. On peut observer ce comportement sur la Figure (IV.9). Il est à noter, que l'apport de la diminution de la section de passage d'une forme carrée, dans l'augmentation du coefficient de frottement, reste plus grand que celui de l'augmentation de la surface de contact fluide/solide d'une forme triangulaire, pour les mêmes valeurs de rugosité.

L'analyse des lignes de courants, montre que les formes carrées provoquent plus de zones de recirculation que ceux de formes triangulaires, Figure (IV.9).

L'apparition simultanée des phénomènes de détachements du fluide et création des zones de recirculation, demande plus d'éclaircissement pour quantifier l'apport de chacun d'eux sur l'augmentation du coefficient de frottement.

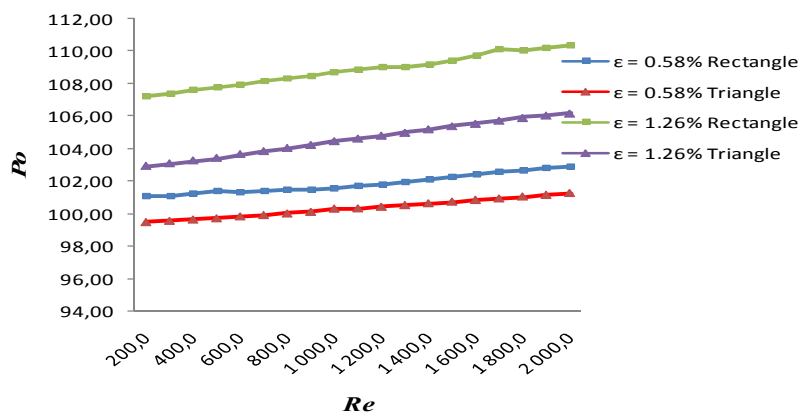
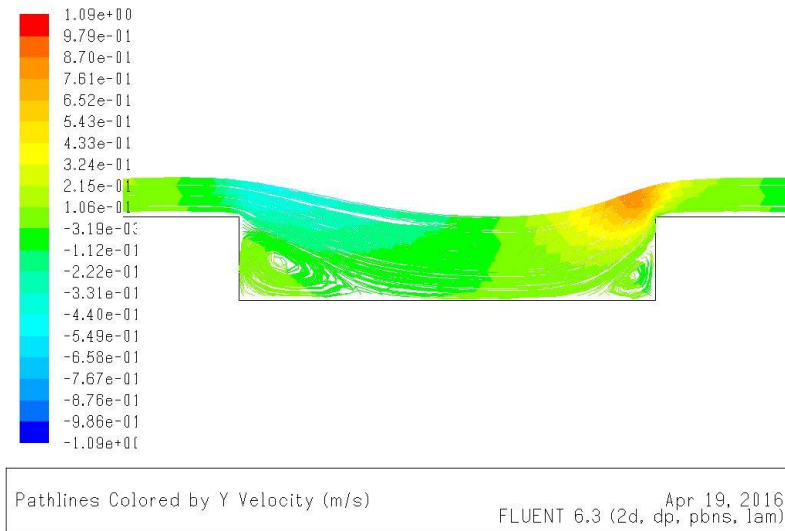
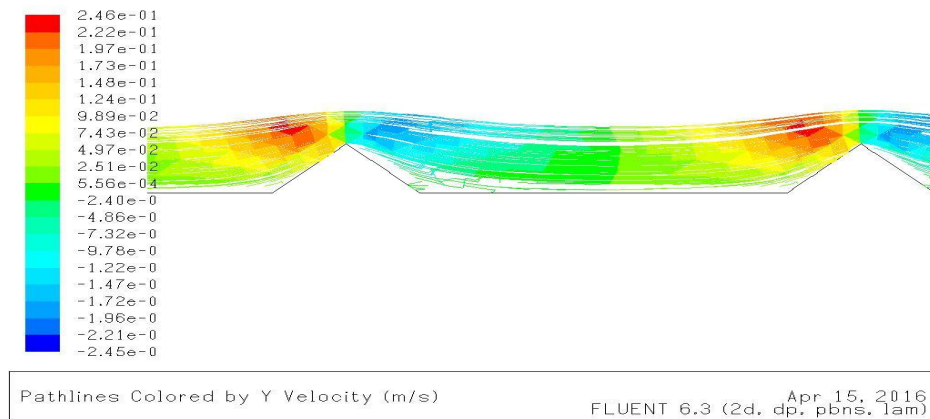


Figure IV.8 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes configurations de la rugosité.



(a)



(b)

Figure IV.9 : Lignes de courant pour la même rugosité relative ($\epsilon = 1,26\%$), $Re = 1200$; (a) Forme carrée ; (b) Forme triangulaire.

Les courbes de la Figure (IV.10), montrent l'effet des différentes formes schématisant la rugosité sur la variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds. Il est bien clair que la forme, et ce quelle provoque autour d'elle, impact le comportement des écoulements micro-fluidiques laminares d'une façon très considérable et généralement similaire. La figure (IV.10) témoigne d'une façon très claire, et bien remarquable, sur l'effet du détachement du fluide sur l'augmentation du coefficient de frottement et la variation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds. Il est bien remarqué que les valeurs les plus grandes du nombre de Poiseuille sont toujours associées aux formes qui provoquent plus de détachement de fluide (diminution de section de passage). Ce qui est bien remarqué avec la forme demi-circulaire, qui provoque les plus des détachements par rapport aux autres formes étudiées.

D'après ces résultats, on peut dire que la variation du nombre de Poiseuille avec le nombre de Reynolds conserve sa tendance linéaire pour toutes les formes choisies, avec plus ou moins de proportionnalité vis-à-vis la variation du nombre de Reynolds, selon la forme étudiée.

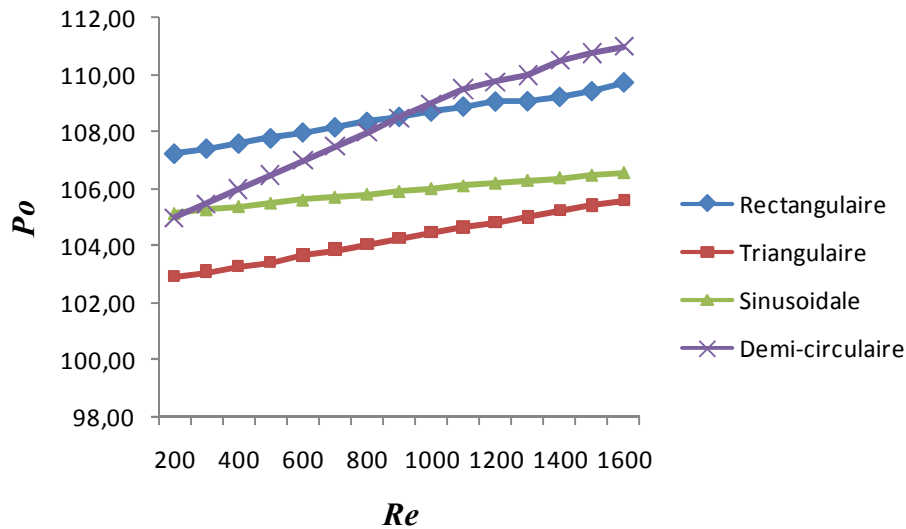


Figure IV.10 : Variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes formes de rugosité ($\epsilon = 1,26\%$).

b- Effets des espacements :

L'espacement, distance entre les éléments modélisant la rugosité, représente l'un des paramètres pris en considération dans la plupart des modèles proposés pour étudier l'effet de la rugosité sur ces écoulements. De cela, on va étudier son effet sur le nombre de Poiseuille.

L'étude de la variation de ce paramètre (espacement), pour les différentes géométries étudiées et pour les valeurs de rugosité choisies, nous a permis de remarquer la diminution des valeurs du nombre de Poiseuille avec l'augmentation d'espacement (E). Cette diminution reste très minime par rapport aux valeurs des nombres de Poiseuille correspondantes aux espacements les plus petits et aux rugosités les plus élevées. Elle ne dépasse pas les 3% pour le maximum des variations rencontrées.

Ce constat, on peut le voir clairement sur les deux Figures (IV.11, IV.12), où on a tracé la variation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds pour différents espacements et pour différentes formes de rugosité.

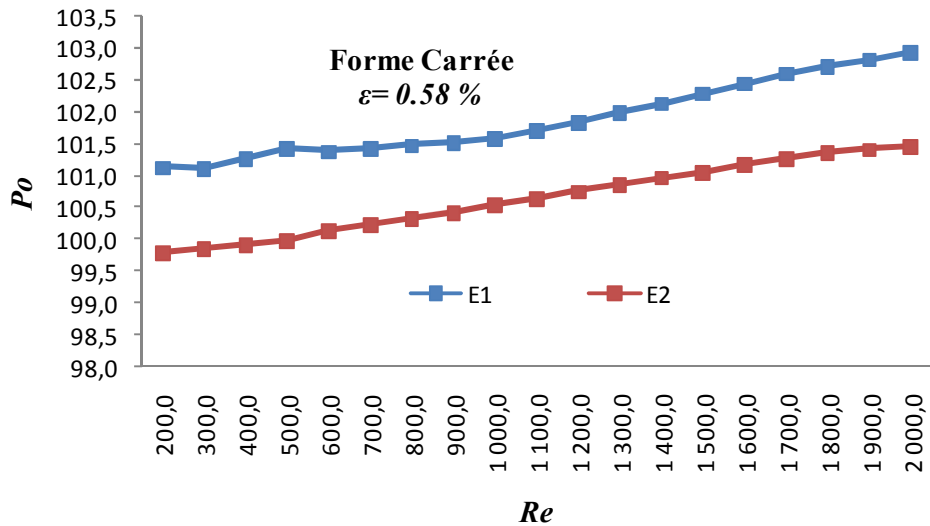


Figure IV.11 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différents espacements pour la forme carrée.

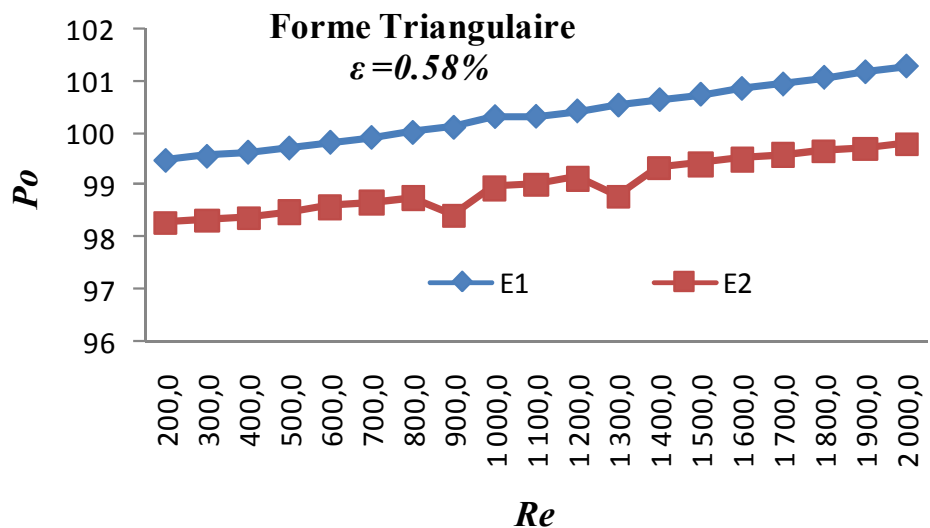


Figure IV.12 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différents espacements pour la forme triangulaire.

Le pourcentage des écarts entre les différents résultats correspondants au nombre de Poiseuille en fonction de l'espacement est représenté sur la Figure (IV.13). Ces pourcentages ont été pris par rapport à un état de référence correspondant à la valeur minimale des espacements choisis ($E1$). Il est démontré que les écarts maximaux, ne dépassent pas les 3% pour les deux formes choisies. Il est à noter que ces résultats et constats se limitent uniquement aux valeurs et géométries prises en considération durant notre étude.

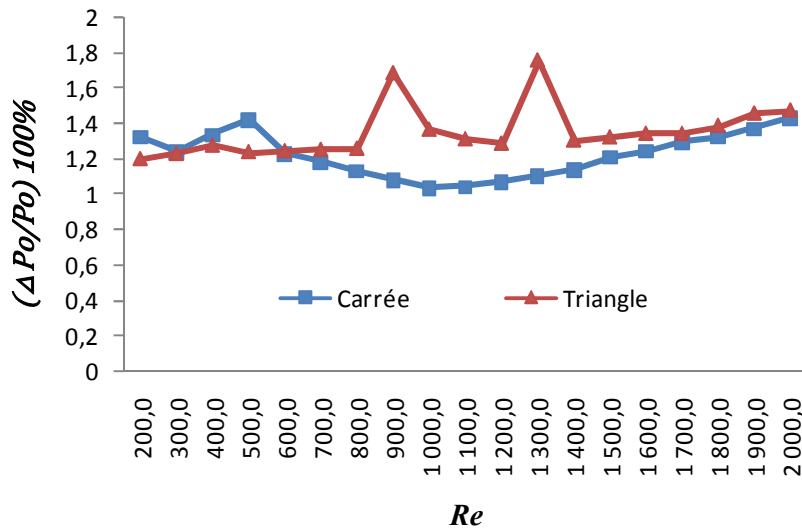


Figure IV.13 : Variations du pourcentage des écarts du nombre de Poiseuille pour différents espacement en fonction de Reynolds.

IV.1.1.3 Production d'entropie et pertes de charges :

Durant l'analyse des résultats, il était bien clair que la rugosité affecte les écoulements micro-fluidiques d'une façon très complexe et dépendante de plusieurs facteurs géométriques décrivant celle-ci (hauteur, forme,..). Il était bien remarqué que la rugosité entraîne l'apparition, simultanée, de plusieurs phénomènes (détachements du fluide, recirculation,..) qui contribuent de façons et proportions différentes à l'apparition des écarts entre résultats expérimentaux et ceux prédits par les lois classiques.

Tout ces phénomènes dans leurs simultanités et proportionnalités, demandent plus de travail pour éclairer l'effet de chacun d'eux, surtout, sur le nombre de Poiseuille et sa variation avec le nombre de Reynolds. On va utiliser la production d'entropie et l'équation développée précédemment (équation. II.38) pour analyser autrement les interactions solide/fluide dans une micro-conduite rugueuse et quantifier, séparément, l'effet de chaque zone décrivant notre modèle sur la variation du nombre de Poiseuille.

Durant cette analyse on va garder la même démarche, qui consiste à commencer par le modèle de base ou le plus simple, celui d'une conduite lisse, pour ensuite détailler l'analyse de chaque forme.

a- Conduite lisse et production d'entropie :

Les résultats trouvés pour les modèles de conduite lisse, concernant la production d'entropie et sa relation avec le nombre de Poiseuille, ont bien confirmé les résultats

théoriques ainsi qu'expérimentaux. La Figure (IV.14), qui représente la distribution de la production d'entropie locale, due au frottement, le long d'une conduite lisse, montre l'aspect régulier de la distribution de l'entropie produite localement le long du canal suivant l'axe 'y'. Ce qui va avec la régularité linéaire de la diffusion de la quantité de mouvement suivant le même axe.

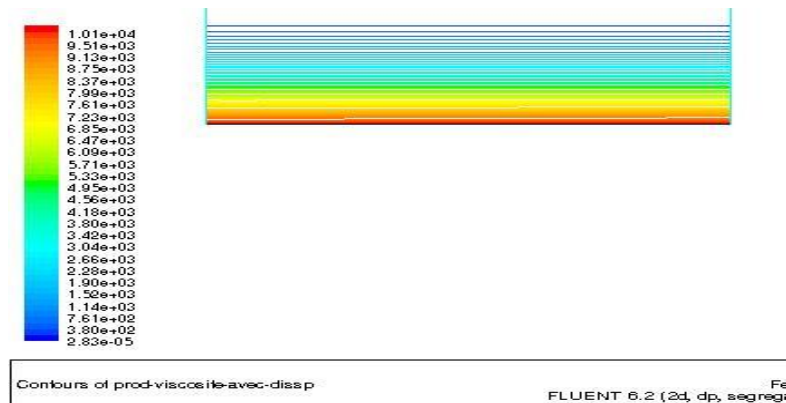


Figure IV.14 : Distribution de l'entropie produite localement le long d'un canal lisse.

On peut voir ce constat d'une façon plus claire sur la Figure (IV.15), où l'équation de la production d'entropie a été utilisée pour tracer le paramètre $S''' = \dot{S}''' \frac{Re}{u^3}$ en fonction de Reynolds. L'évolution de ce paramètre reflète l'indépendance du nombre de Poiseuille vis-à-vis le nombre de Reynolds, ce qui est bien prédit par les lois classiques. Cette indépendance prouvée, valide au même temps notre équation développée précédemment.

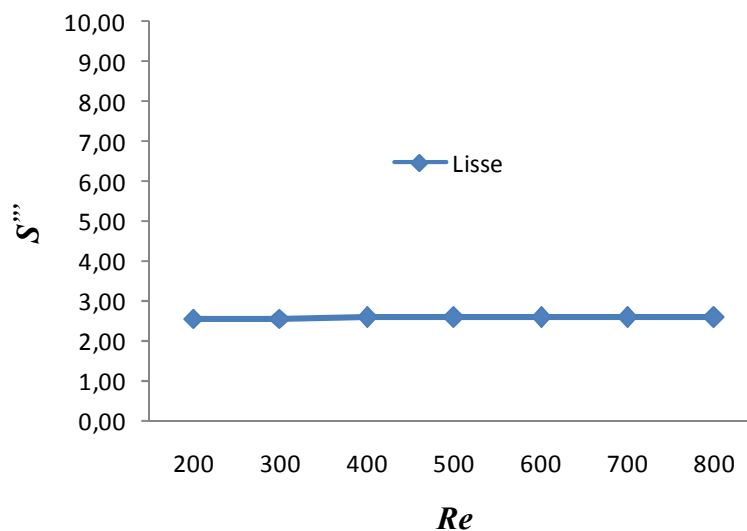


Figure IV.15 : Variation du paramètre S''' en fonction de Reynolds.

(Canal lisse).

b- Conduites rugueuses et production d'entropie :

La Figure (IV.16), qui représente l'évolution de la production d'entropie locale le long d'une conduite avec éléments carrés et une autre avec éléments triangulaires, montre, à l'encontre des conduites lisses, que la production d'entropie se concentre beaucoup plus sur les facettes supérieures des éléments modélisant la rugosité ; avec une diminution de celle-ci aux zones inter-rugosité. Cette diminution est liée principalement aux zones de recirculation et au détachement du fluide juste à côté des plaques (zones inter-éléments formant la rugosité). Les grandes valeurs de la production d'entropie sont dues essentiellement à des gradients de vitesses très importants. L'augmentation de l'entropie n'est que la destruction du travail possiblement récupérable et proportionnelle au travail fourni pour conserver le même débit traversant la conduite. Il est bien remarqué, que l'entropie produite localement à côté des parois et zones inter-éléments (S_V), reste inférieure à celle produite sur les facettes des éléments, et ne représente dans la majorité des cas que 6% de celles-ci.

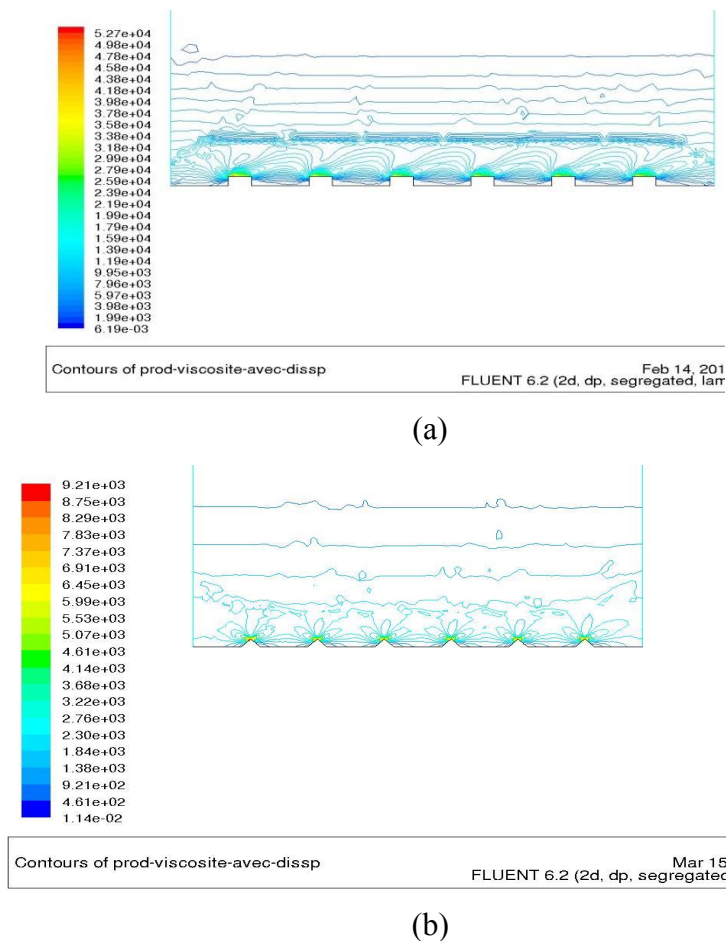


Figure IV.16: Distribution de la production locale d'entropie le long du canal ; (a) forme carrée, (b) forme triangulaire.

On a remarqué que cette différence entre entropie produite sur les facettes et celle produite entre les éléments de la rugosité est bien affectée par la forme des éléments. Il est clair que le pourcentage de celle produite entre les éléments par rapport à celle produite sur les facettes se diminue en passant de la forme triangulaire à la forme carrée. Ce constat est plus clair sur la Figure (IV.17), qui représente le profil de la production locale d'entropie pour deux formes différentes (carrée, triangulaire) le long d'une paroi rugueuse. Les courbes de la figure (IV.17), nous permet de voir clairement, que les éléments de formes triangulaires produisent plus d'entropie aux régions S_V que ceux de formes carrées. Cette différence de production est due à la création des zones de recirculation et aux détachements du fluide, provoqués beaucoup plus par la forme des éléments carrés. Tous ces résultats et constats confirment la domination des effets produits aux régions S_C par rapport à ceux produits aux régions S_V .

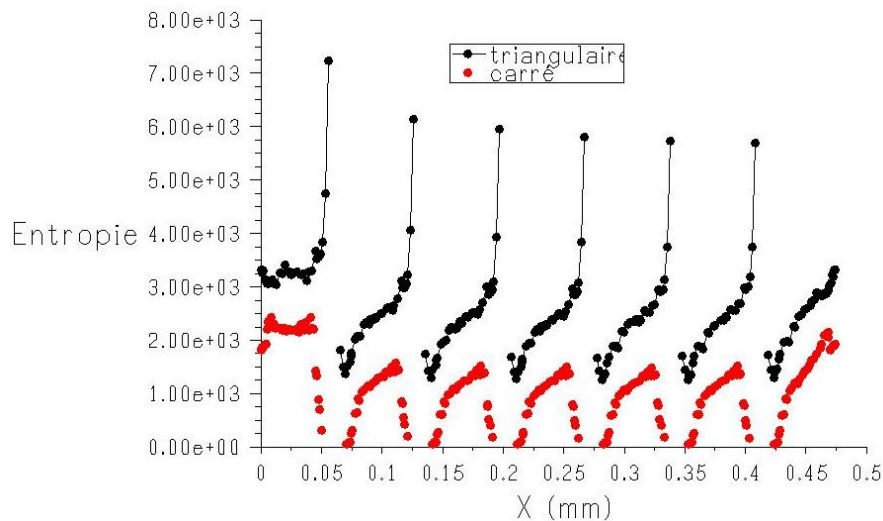


Figure IV.17 : Profil de la production locale d'entropie le long de deux parois,

$$Re= 1200, \varepsilon=1.26\%.$$

Concernant la configuration sinusoïdale on peut voir, presque, le même comportement rencontré durant l'analyse des deux autres formes (carrée, triangulaire), ce qui est bien clair sur la Figure (IV.18). Les courbes de la figure (IV.18) montrent une diminution plus importante de l'entropie produite le long de la paroi. La Figure (IV.19), montre que l'entropie produite juste à coté des parois se diminue proportionnellement avec l'augmentation de la rugosité relative jusqu'à des valeurs qui se rapprochent de zéro, ce qui n'est spécifique qu'à cette forme de rugosité. Ce comportement est dû à des détachements plus importants du fluide, provoqués par ces formes.

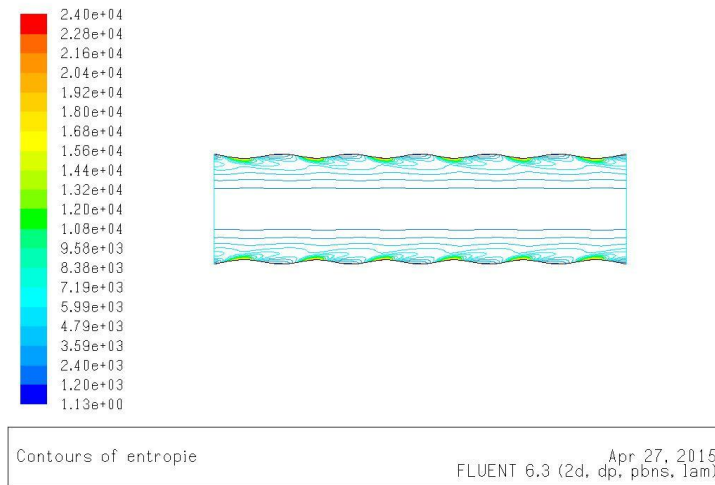
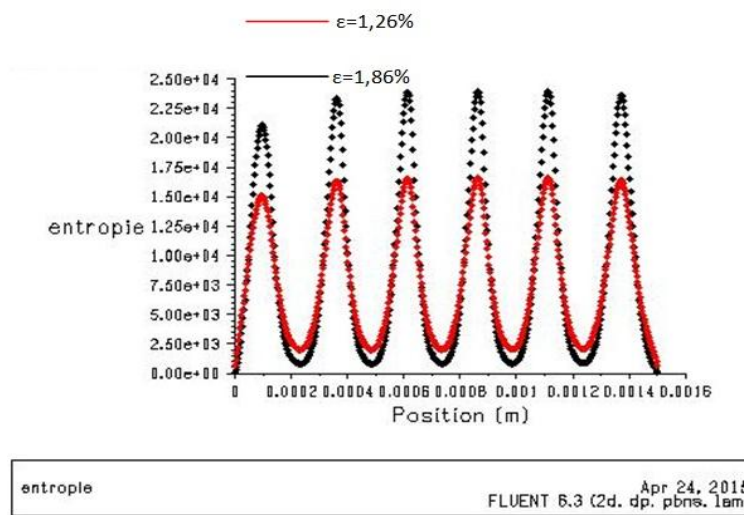
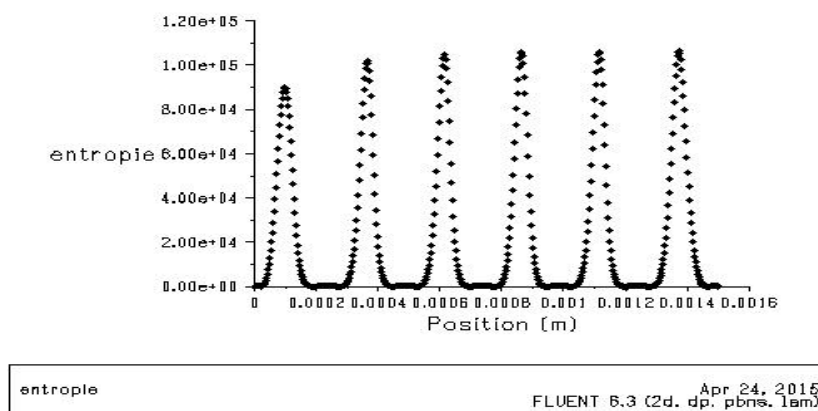


Figure IV.18 : Champs d'entropie produite le long d'un canal rugueux (forme sinusoïdale).



(a)



(b)

Figure IV.19 : Profil d'évolution de l'entropie produite le long d'une paroi d'un canal rugueux (sinusoïdale) ; (a) : $\varepsilon = 1,26\%$ et $1,89\%$. (b) : $\varepsilon = 3,75\%$.

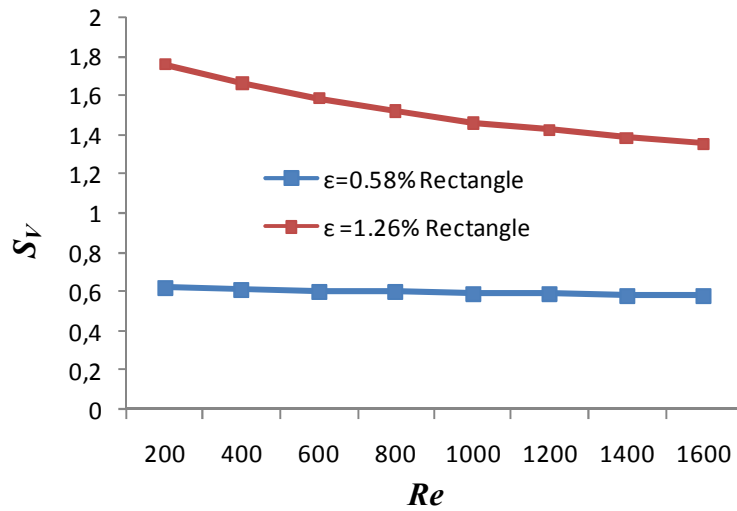
D'après toute cette analyse, on peut dire que le modèle du diamètre hydraulique réduit est basé sur une réalité physique, qui repose sur le fait de ne prendre en considération que les effets produits à la région S_C . Aussi, on peut dire, selon le pourcentage de la quantité d'entropie produite aux régions S_V par rapport à celle de la région S_C , que les déviations rencontrées lors de l'utilisation de ce modèle sont justifiées, tant qu'elles restent incluses dans la marge des pourcentages des régions S_V .

D'après ces comportements, assez semblables, du fluide aux régions très proches des parois, on peut dire que la variation, du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds, est du beaucoup plus, aux détachements du fluide qu'aux recirculations et interactions du fluide aux régions S_V .

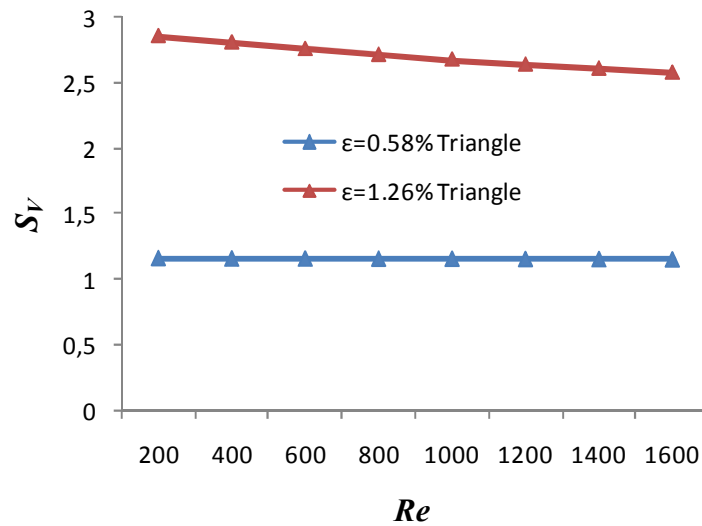
Pour confirmer ou infirmer ce constat, on doit utiliser l'équation (II.38), précédemment développée, dans le but de quantifier, séparément, l'effet de chaque zone sur le nombre de Poiseuille et sa variation en fonction de Reynolds.

L'utilisation de cette équation pour les deux formes carrée et triangulaire, nous a montré que l'augmentation du nombre de Poiseuille avec l'augmentation de la rugosité relative n'est remarqué que dans les régions S_C . A l'encontre des zones S_C , ou on a remarqué une diminution linéaire du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds aux régions S_V . Ce qui prouve d'une façon très claire que la variation du nombre de Poiseuille est localisée dans les deux régions (S_C, S_V), avec des tendances opposés et des proportionnalités différentes. Il est bien clair d'après les figures (IV.20, IV.21), que la variation linéaire avec l'augmentation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds n'est remarquée que dans la zone S_C . Cette zone qui reflète l'effet majeur du détachement du fluide et son impact sur la diminution de la section de passage (variation du périmètre mouillée) et l'augmentation des gradients de vitesses.

Les courbes des figures (IV.20, IV.21), montrent l'effet des interactions du fluide dans chaque zone sur la variation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds pour les deux formes triangulaire et rectangulaire. La variation est presque partagée entre les deux zones avec des proportions plus importantes de la part des zones S_C , ce qui confirme l'effet de la forme des éléments de la rugosité sur l'augmentation ainsi que sur la variation du nombre de Poiseuille.



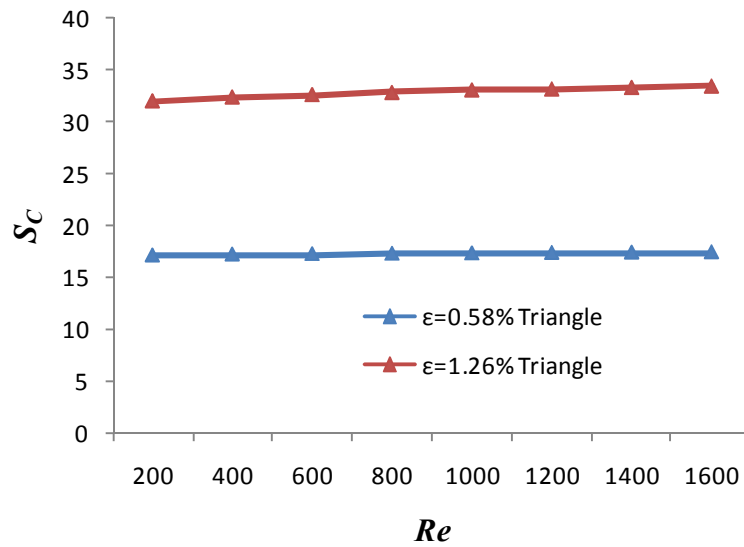
(a)



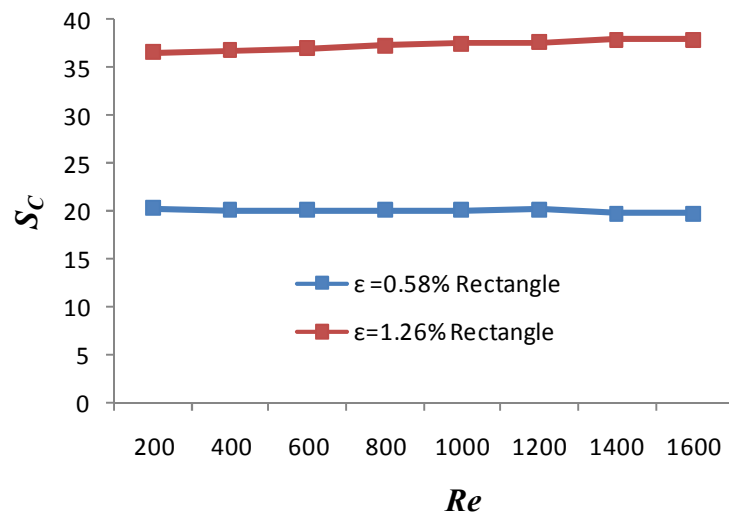
(b)

Figure IV.20 : Evolution du paramètre S_V en fonction de Reynolds ;

(a) Frome carrée (rectangulaire), (b) Forme triangulaire.



(a)



(b)

Figure IV.21 : Evolution du paramètre S_C en fonction de Reynolds ;

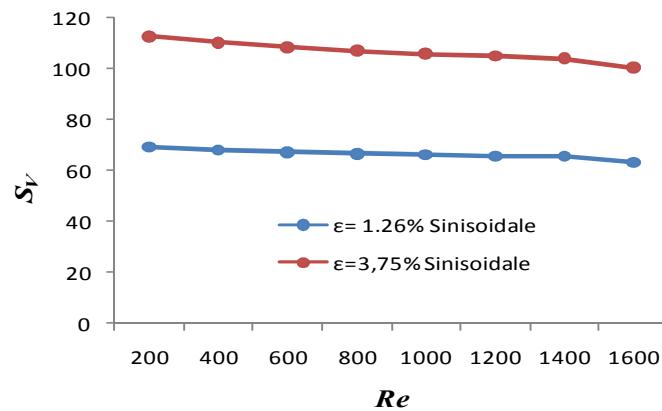
(a) Forme triangulaire, (b) Forme carrée (rectangulaire).

D'après les figures (IV.20, IV.21), on peut dire que la variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour les deux formes carrée et triangulaire, est due aux interactions localisées dans la zone S_C . Ces interactions traduisent bien les effets d'augmentation des gradients de vitesse dues à la diminution de la section de passage sur la variation du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds. A l'encontre de l'étude de l'évolution de la production d'entropie local le long du canal, l'étude utilisant la production totale d'entropie, utilisée par l'équation (II.38), nous a permis de vérifier

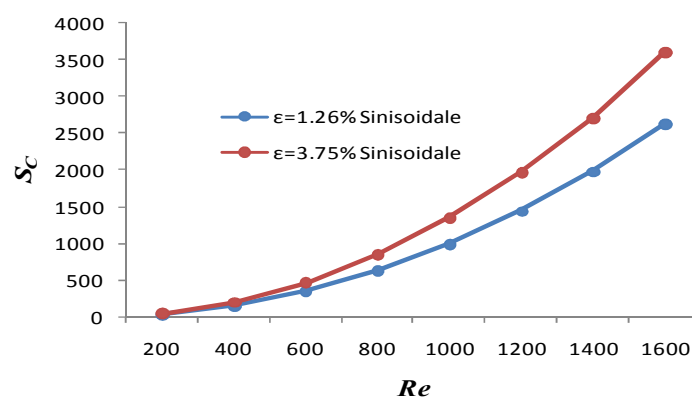
l'incapacité du modèle du diamètre hydraulique réduit à prédire la variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds.

Les courbes de la Figure (IV.22), qui représentent la variation des deux paramètres S_C et S_V en fonction de Reynolds pour la forme sinusoïdale, montrent une tendance similaire aux deux autres formes (carrée et triangulaire) concernant la variation et l'augmentation du nombre de Poiseuille. Cette tendance, qui prend une forme un peu exponentielle, reflète la complexité des effets dus aux différents paramètres géométriques définissant la rugosité.

De cela, il est clair que le détachement du fluide, provoqué par les formes (sinusoïdale, carrée,...), représente l'effet important et essentiel dans l'augmentation et la variation du nombre de Poiseuille.



(a)



(b)

Figure IV.22 : Evolution du paramètre S_C et S_V en fonction de Reynolds pour une conduite avec des éléments de forme sinusoïdale;

(a): S_V ; (b): S_C

Il était bien évident d'après les quantités d'entropie produite aux zones inter-éléments (S_V) pour toutes les formes étudiées, que l'application du modèle du diamètre réduit peut donner des valeurs assez proches de celles réelles. À l'exception de la forme sinusoïdale où les quantités totalement produites d'entropie dans les zones S_V se rapproche de 20 % de celle totalement produite dans le canal, Figure (IV.22). Ce qui rend l'utilisation du modèle du diamètre réduit presque impossible, avec des marges d'erreurs de l'ordre du pourcentage de l'entropie produite dans ces zones par rapport à celle produite aux zones S_C .

Ce modèle, du diamètre hydraulique réduit reste incapable à prédire le comportement de variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds, même avec sa description assez proche de la réalité de ces écoulements. Il garde toujours une valeur constante dans la même logique des lois classiques. Cette incapacité est due, d'après notre analyse, à la variation du périmètre mouillé en fonction des vitesses d'entrées. En effet, un choix d'un seul diamètre hydraulique à toutes les vitesses d'entrée se parait comme impuissant à prédire l'effet des détachements du fluide sur la variation de ce dernier.

IV.1.2 Etude thermique:

Similairement à la partie consacrée à l'étude dynamique, celle-ci sera répartie en deux sections, la première concernera l'étude thermique de l'écoulement traversant une conduite lisse et la deuxième traitera le cas des conduites rugueuses.

IV.1.2.1 Conduites lisses :

Les courbes de la figure (IV.23), représentent la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour une conduite lisse. On remarque que nos résultats sont en très bonne concordance avec ceux théoriques, prédits par les lois classiques. Ce qui est conforme aux résultats de plusieurs études expérimentales et numériques.

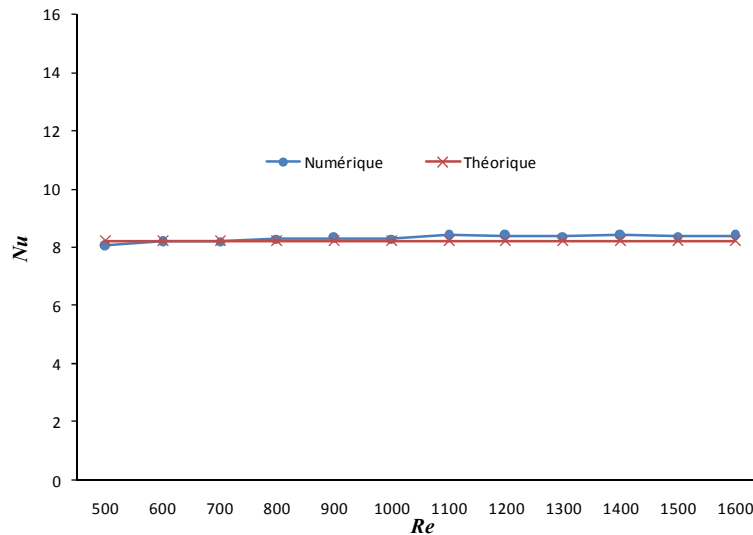


Figure IV.23 : Evolution du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds.

IV.1.2.2 : Conduites rugueuses :

A travers cette partie on va traiter l'effet des différents aspects définissant une rugosité sur le comportement du nombre de Nusselt, d'un écoulement laminaire traversant différentes conduites rugueuses. On commencera par étudier l'effet de l'hauteur de la rugosité pour ensuite passer aux deux autres paramètres définissant nos modèles de rugosité.

a- Effet de la hauteur :

D'après nos résultats, on peut dire que la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds a été moins sensible à la variation de la hauteur de la rugosité que le nombre de Poiseuille, pour la majorité des choix considérés. Des disparités, liées à la forme plus qu'à la hauteur, nous n'ont pas permis de rassembler toutes ces variations sous une même tendance, qui ne dépend que de la hauteur et valable pour toutes les formes. Pour cela une étude de cas par cas nous semble utile pour bien clarifier le rôle de ce paramètre sur la variation du nombre de Nusselt.

Les courbes de la figure (IV.24), représentent la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour une rugosité de forme carrée. On remarque l'effet minime de la hauteur par rapport à son effet sur le nombre de Poiseuille. Une légère dépendance du nombre de Nusselt vis-à-vis le nombre de Reynolds a été remarqué. De la même Figure (IV.24), on peut remarquer l'effet inverse, à certaines valeurs de la hauteur de la rugosité sur le nombre de Nusselt. Il est bien clair que le nombre de Nusselt, à des valeurs de rugosité relative de l'ordre de 1.26% commence à diminuer en augmentant la rugosité relative. Cette diminution est liée aux détachements du fluide, qui se créent d'avantage avec l'augmentation de la hauteur de la

rugosité. Ces détachements qui se reflètent par la diminution de la surface d'échange solide/fluide, et son impact (négligé) direct sur la qualité d'échange de chaleur durant l'écoulement.

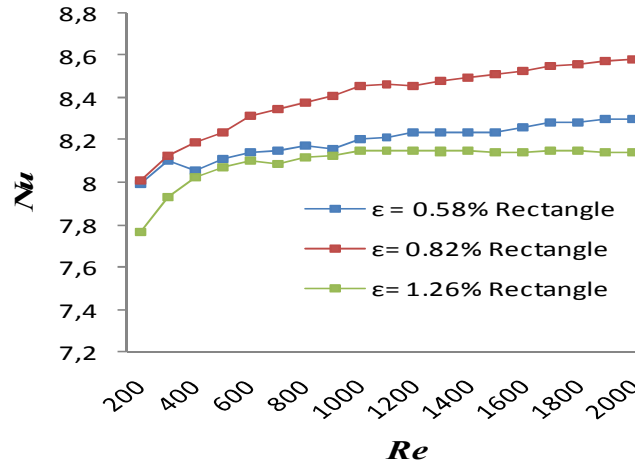


Figure IV.24 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (Frome carrée).

Concernant la forme triangulaire et d'après la figure (IV.25), on peut facilement remarquer l'effet presque négligeable de la variation de la hauteur de la rugosité sur le nombre de Nusselt. Il est bien clair, dans cet intervalle de variation de la hauteur de la rugosité, que le nombre de Nusselt garde presque le même comportement avec une légère dépendance vis-à-vis le nombre de Reynolds. Une petite diminution du nombre de Nusselt pour des valeurs de rugosité relative de l'ordre 1.26% a été bien remarquée. On peut rendre cette stabilité de comportement aux valeurs choisies de la hauteur de la rugosité. Ces valeurs de rugosité correspondantes aux formes triangulaires n'ont pas arrivés à affecter le comportement de l'écoulement aux zones justes adjacentes aux parois d'une façon à perturber sérieusement la qualité des échanges thermique, surtout aux grands nombres de Reynolds.

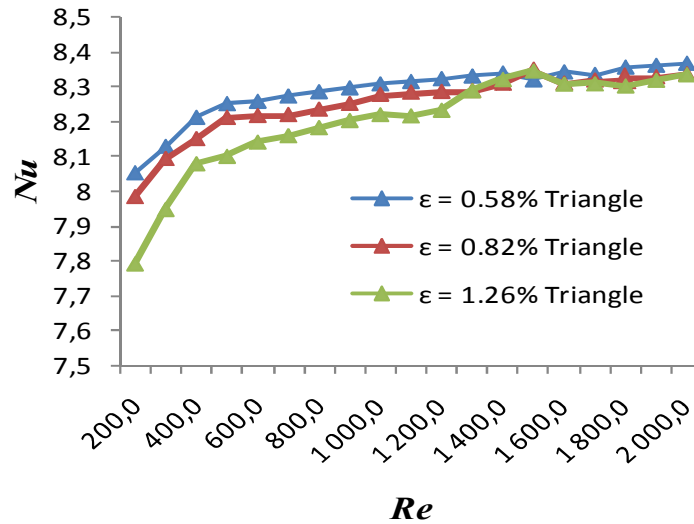


Figure IV.25 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (Forme triangulaire).

Les courbes de la figure (IV.26) représentent la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour la forme sinusoïdale. On remarque bien l'amélioration de l'échange de chaleur avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité. Cette amélioration se reflète par l'augmentation du nombre de Nusselt avec celle de la rugosité relative. Ce comportement est lié directement à l'augmentation de la surface d'échange, qui s'accroît d'avantage avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité. Il est bien évident, d'après ce résultat, que l'apport lié à l'augmentation de la surface d'échange est plus important que celui lié à la diminution de celle-ci provoqué par les détachements du fluide.

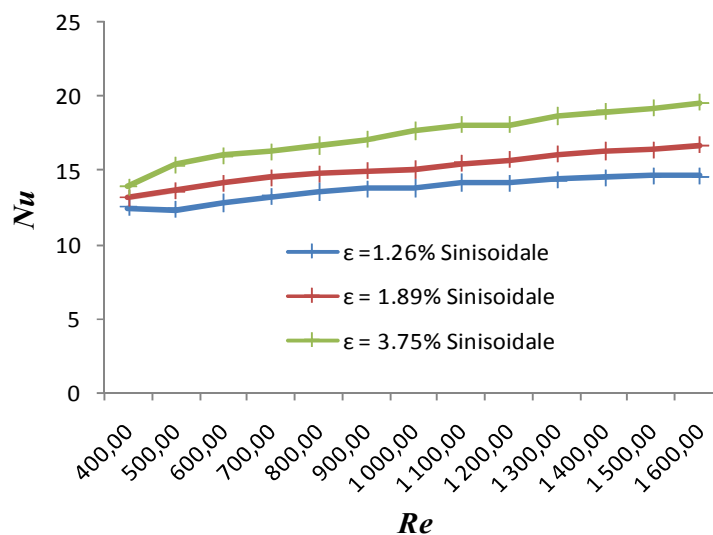


Figure IV.26 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (Forme sinusoïdale).

Sur la figure (IV.27), où la variation du nombre de Nusselt est représentée pour la forme demi-circulaire, on peut facilement remarquer l'effet des détachements du fluide sur la

diminution de la surface d'échange. Cet effet est montré d'une façon très claire par la diminution du nombre de Nusselt avec l'augmentation de la rugosité relative.

Il est bien clair que ces détachements font réduire la surface d'échange à des valeurs inférieures à celle d'une conduite lisse. Ce qui est bien représenté par la courbe de variation du nombre de Nusselt pour la valeur de la rugosité relative $\varepsilon=3.75\%$.

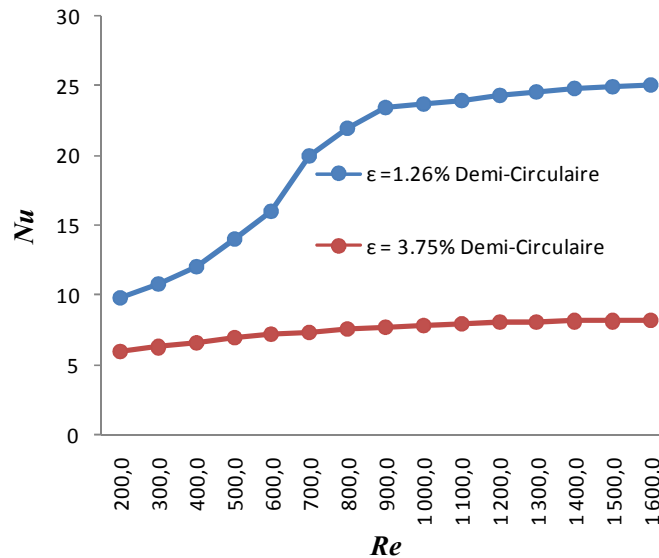


Figure IV.27 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds (Forme demi-circulaire).

b- Effet de la forme :

Il était bien évident, d'après nos résultats, que la forme des éléments modélisant la rugosité peut être jugée comme l'aspect le plus important dans l'étude du transfert thermique.

Il était bien clair qu'on n'a pas pu traiter l'effet de la hauteur, séparément, de celui de la forme sur le comportement thermique de ces écoulements. On été dans l'obligation de traiter les effets de la rugosité, beaucoup plus, par le couple hauteur/forme pour chaque configuration choisie.

Les courbes de la figure (IV.28), représentent la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour différentes formes. On peut bien voir l'effet de la forme sur le nombre de Nusselt. Ces courbes, montrent clairement l'amélioration de l'échange thermique dans le cas des formes sinusoïdale et demi-circulaire par rapport au cas des formes carrée et triangulaire. Ces améliorations sont dues à l'augmentation de la surface d'échange.

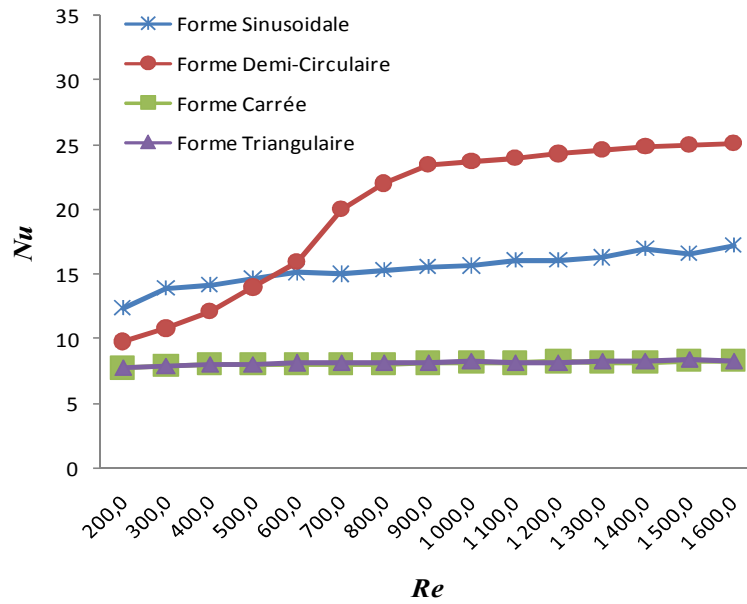


Figure IV.28 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds ($\varepsilon = 1.26\%$).

D'après la Figure (IV.29), on constate une amélioration importante de la qualité du transfert thermique pour la forme sinusoïdale, en augmentant la rugosité à des valeurs de l'ordre de $\varepsilon = 3,75\%$. Le nombre de Nusselt correspondant à la forme demi-circulaire subit une diminution sévère allant jusqu'à des valeurs inférieures à celles d'une conduite lisse pour la même valeur de la rugosité relative. De cela, on remarque l'effet très complexe et irrégulier de la forme du modèle de rugosité sur le comportement thermique d'un écoulement micro-fluidique, même pour des hauteurs de rugosité identiques.

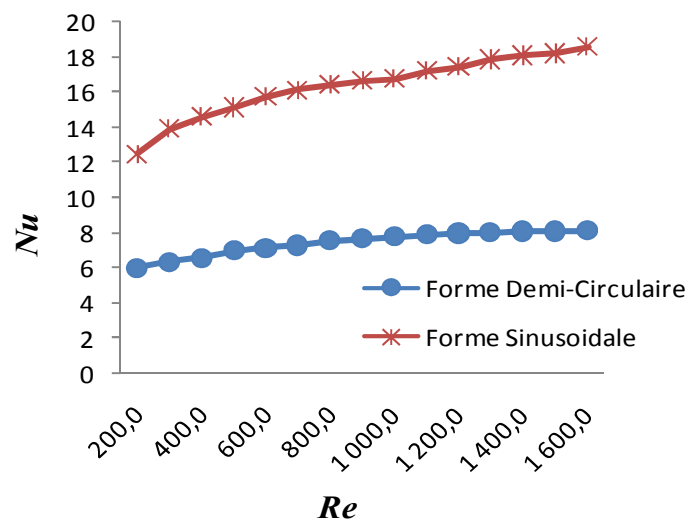


Figure IV.29 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour deux formes et même rugosité relative ; $\varepsilon = 1.26\%$.

Les courbes de la figure (IV.30), représentent la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour les deux formes carrée et triangulaire. On remarque le même comportement, mais avec moins de sensibilité à la variation de l'un des composants du couple hauteur/forme par rapport aux deux configurations précédentes. Ce qui témoigne de l'aspect complexe de l'effet de la rugosité (forme, hauteur,..) sur le transfert thermique de ces écoulements.

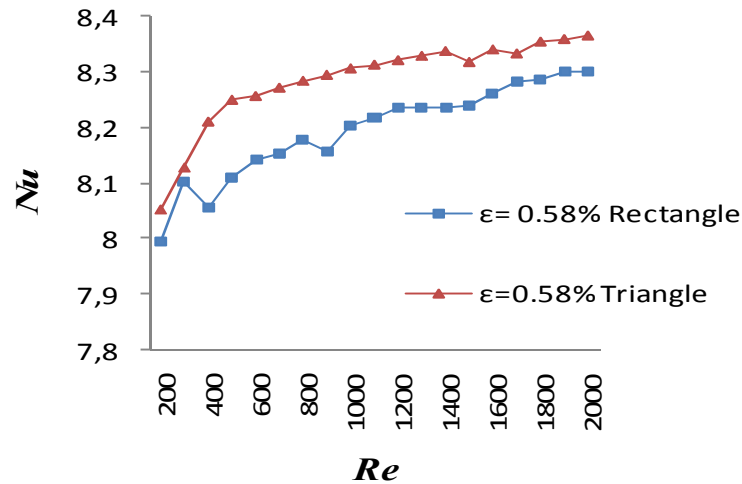


Figure IV.30 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour deux formes.

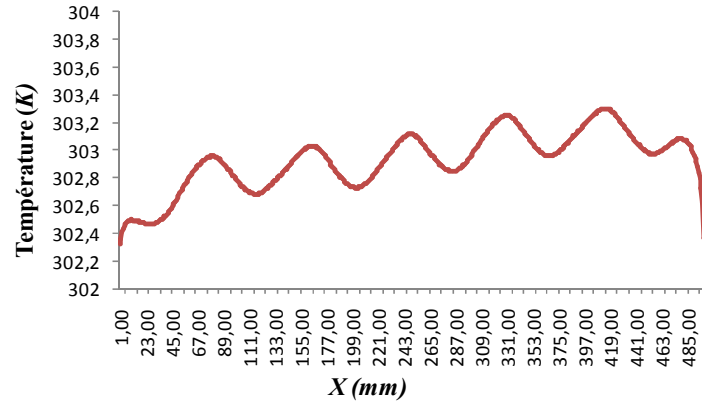
c- Effet de la forme et de la hauteur sur la température des parois :

Il est bien évident que le calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection, ainsi que le nombre de Nusselt reposent, aussi, sur le choix de la température de référence et le calcul de la température moyenne des parois. Cette dernière est un paramètre assez important et qui peut affecter, sérieusement, le calcul du nombre de Nusselt.

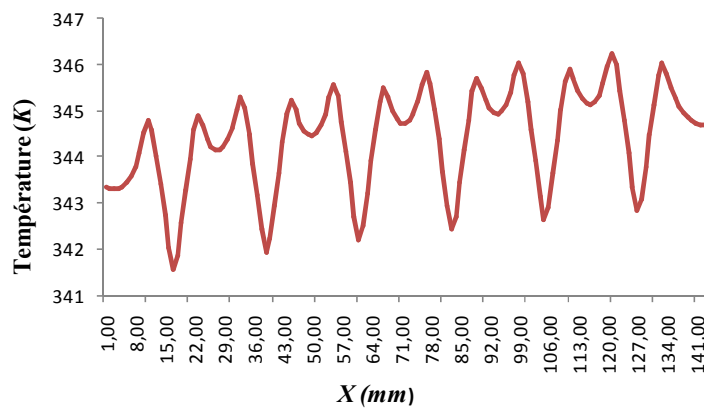
A travers nos résultats, on a remarqué que la variation de la température moyenne des parois calculée dépend de la variation de la hauteur de la rugosité, ainsi que de la forme de celle-ci, pour les mêmes conditions d'entrées du fluide. Cette variation qui se manifeste par le comportement instable de la variation du nombre de Nusselt en fonction de la rugosité.

En effet, il nous semble que le nombre de points choisis lors du calcul de la température moyenne des parois et leurs coordonnées spatiales (lieux d'emplacement) sont d'une importance, à éclaircir dans ce qui suit.

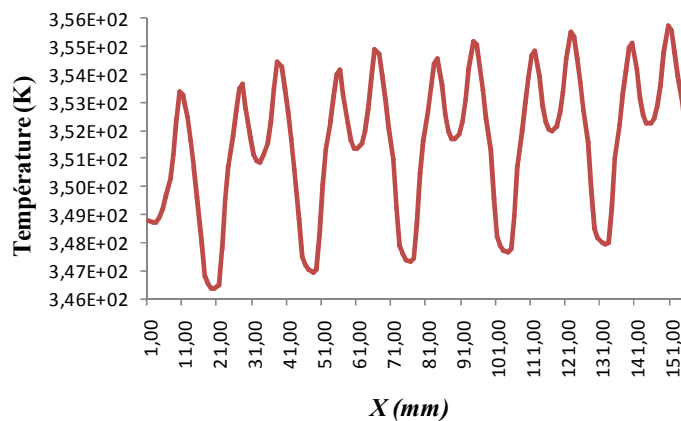
D'après la figure (IV.31), on constate que le profil de la distribution de la température le long des parois épouse toujours la forme des éléments modélisant la rugosité. Les valeurs les plus grandes de celle-ci se situent en bas de ces éléments.



(a)



(b)



(c)

Figure IV.31 : Profil de la température le long d'une paroi d'un canal rugueux ; (a) Sinusoïdale, (b) Triangulaire, (c) Carrée.

De cela, on remarque bien l'effet du choix du nombre des points et leurs emplacements sur le calcul de la température moyenne des parois et son effet sur les divergences rencontrées lors des expériences menées sur ce sujet. Cette distribution est loin de celle d'une paroi lisse qui suit une tendance linéaire, où le choix du nombre de points et leurs emplacements n'a qu'un effet minime sur le calcul de la température moyenne de la paroi.

IV.1.2.3 Production d'entropie et transfert thermique :

On va utiliser la production d'entropie pour bien éclaircir le comportement du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et bien comprendre les interactions aux zones juste adjacente aux parois.

Les courbes de la figure (IV.32), représentent le profil de la production d'entropie local à deux différents Reynolds pour le même canal. On remarque bien que les deux profils se superposent parfaitement, loin de prouver un quelconque effet du nombre de Reynolds sur la quantité d'entropie produite par le transfert de chaleur.

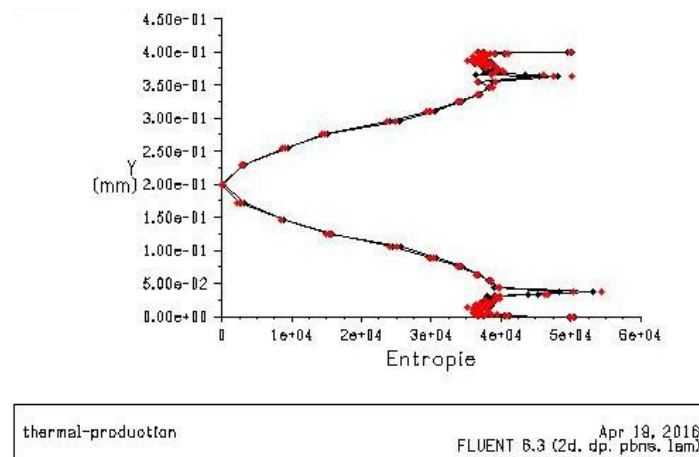
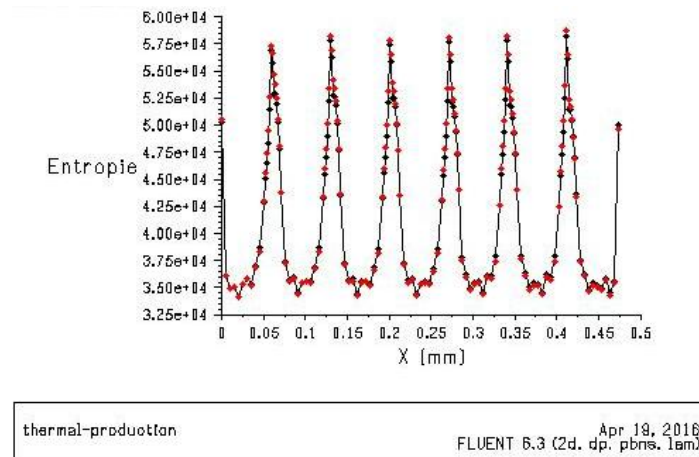
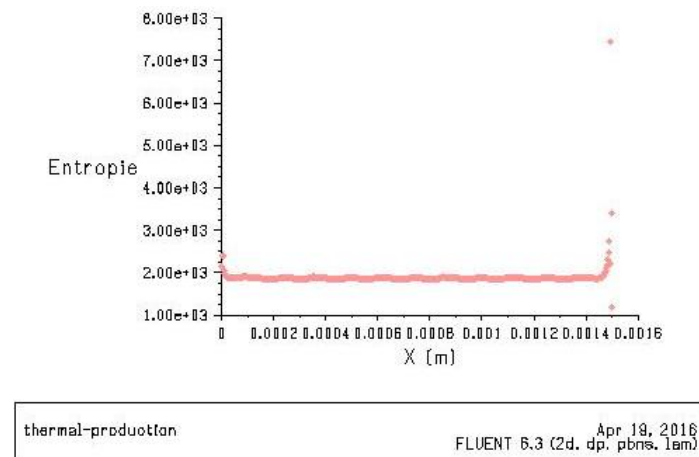


Figure IV. 32 : Profil de l'entropie produite dans un canal rugueux à deux différents nombres de Reynolds (éléments de forme carrée).

Le même constat on peut le rencontré en analysant l'entropie due au transfert de chaleur produite le long des parois rugueuses. Une conservation de la quantité et de la qualité de la distribution de celle-ci est toujours observée pour n'importe quels éléments choisis, ce qui est bien représenté sur la figure (IV.33).



(a)



(b)

Figure IV. 33 : Distribution de l'entropie produite localement par transfert de chaleur le long d'une paroi rugueuse ; (a) Triangulaire, (b) Sinusoïdale.

Ce comportement, décrit par les figures ci-dessus, reflète la stabilité de la quantité de chaleur échangée entre fluide et solide. Ce qui est conforme aux flux de chaleur imposés comme condition aux limites pour toutes les formes étudiées.

Comme la production d'entropie n'est qu'une propriété d'état qui renseigne sur l'état finale (équilibré) d'un système thermodynamique, elle nous renseigne rien sur la qualité d'échange d'un écoulement quelconque. Alors, on peut dire que l'utilisation de la production d'entropie aide à mieux étudier les quantités de chaleur dues aux différents types de transfert thermique et leurs effets sur un phénomène physique, plus que l'étude de la qualité de ses transferts. Pour cela, l'utilisation de la distribution locale de l'entropie, paraît plus efficace pour repérer les zones de forte échange thermique et pour nous permette d'effectuer des comparaisons entre les effets des différentes formes de rugosité choisies.

D'après la figure (IV.34), qui représente la distribution de l'entropie produite localement le long des parois de deux conduites de différents éléments (carrée, triangulaire) pour la même rugosité relative et le même nombre de Reynolds, on peut constater l'effet de la forme des éléments modélisant la rugosité sur le transfert thermique. Il est bien clair que la quantité de l'entropie produite dans les zones S_V reste acceptable par rapport à celle produite sur les facettes supérieures des éléments. Elle reflète son effet considérable, par rapport à celui dynamique, sur le transfert thermique. On remarque que la quantité d'entropie produite dans ces zones (S_V) pour les éléments de formes triangulaire représente 60% de celle produite sur les facettes supérieures de ces éléments, contre 30% produite par la forme carrée. Ces productions locales d'entropie aux zones S_V restent inférieures à celle produite par une paroi complètement lisse.

Ces augmentations de l'entropie produite sur les facettes supérieures des éléments prennent lieu pour compenser celle perdue dans les zones inter-éléments et pour conserver la même quantité de chaleur, échangée avec le fluide, et imposée comme conditions aux limites.

Vu l'importance des quantités d'entropie produites dans les zones S_V , à l'encontre du dynamique, on peut dire que le modèle du diamètre hydraulique réduit ne peut pas être utilisé et se trouve incapable à prédire, et même décrire la réalité du phénomène thermique d'un écoulement micro-fluidique. Ces quantités d'entropie reflètent l'effet très complexe des formes de la rugosité sur la qualité du transfert thermique de ces écoulements. Vu que les valeurs du nombre de Nusselt prédits par ce modèle ne sont que des moyennes calculées à la base de données tirées de quelques expériences menées sur des conduites avec des formes et valeurs de rugosité bien spécifiques, on ne peut pas le considérer comme modèle englobant tout les effets de la rugosité sur ces écoulements micro-fluidiques.

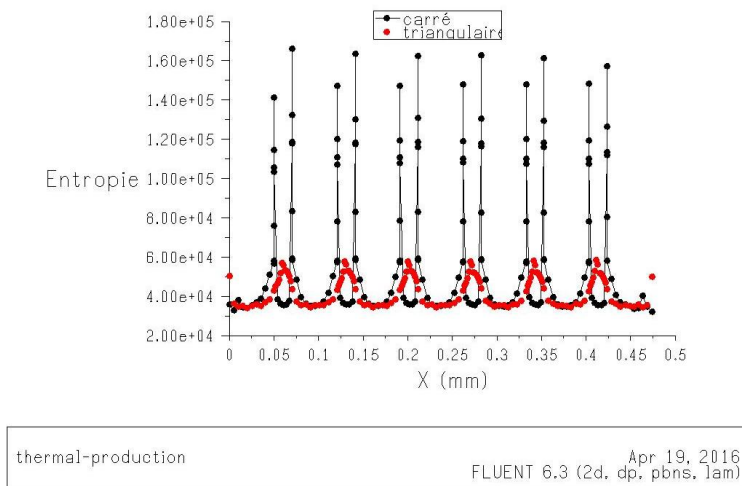


Figure IV. 34 : Distribution de l'entropie produite localement par transfert de chaleur le long d'une paroi rugueuse.

De cela, on peut dire que garder la même définition du périmètre mouillé, utilisée par les lois classiques, conduit à des conceptions qui ne reflètent pas le comportement réel du fluide aux zones juste adjacentes aux parois. Pour cela, une redéfinition (méthode de calcul) du périmètre mouillé, qui prend en compte les effets du détachement sur la qualité du contact solide/fluide se présente comme une nécessité pour bien refléter le comportement réel des écoulements traversant ces micro-conduites.

IV.2 Modèle de conduites en 3D :

IV.2.1 Etude dynamique :

Dans cette partie on va traiter un écoulement d'air traversant une conduite rectangulaire de $400\mu\text{m}$ de diamètre hydraulique et d'une longueur réduite par rapport à celle d'établissement.

IV.2.1.1 Conduites lisses :

Les courbes de la figure (IV.35), représentent une comparaison entre l'évolution du nombre de Poiseuille théorique et celui simulé, en fonction de Reynolds. On peut voir clairement qu'il y a une très bonne concordance entre ces deux résultats. Ce qui prouve la validité des lois classiques dans l'étude de ce genre d'écoulements, pour les conduites considérées comme lisses.

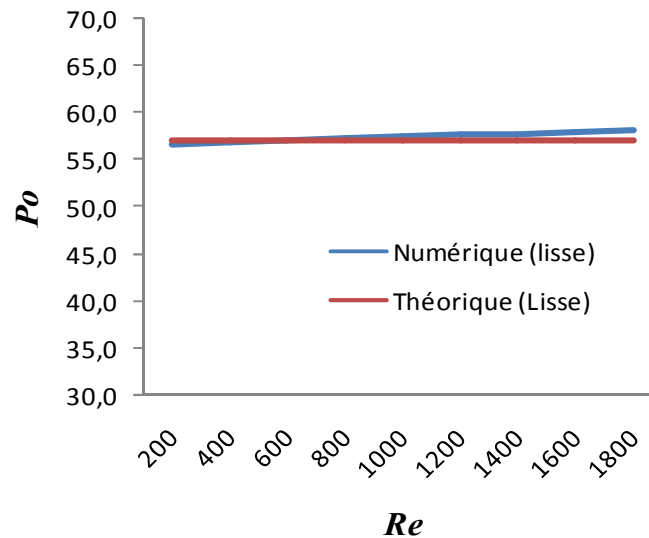


Figure IV.35 : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds (3D).

IV.2.1.2 : Conduites rugueuses :

Durant toute cette partie on va essayer de valider l'utilisation de nos modèles choisis en 2D par ceux en 3D, dans l'étude de ce genre d'écoulement.

a- Effet de la hauteur :

Les courbes des figures (IV.36, IV.37), représentent l'évolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes rugosités relatives. On peut remarquer l'effet de la variation de la hauteur de la rugosité sur le nombre de Poiseuille. Cet effet se manifeste par l'augmentation du nombre de Poiseuille avec l'augmentation de la rugosité relative, avec moins de sensibilité à celle rencontrée durant l'étude du modèle en 2D. Concernant ce modèle en 3D, on a remarqué que la dépendance du nombre de Poiseuille à Reynolds est plus importante et plus remarquable que celle d'un modèle en 2D pour les mêmes valeurs de rugosité relative, figure (IV.38).

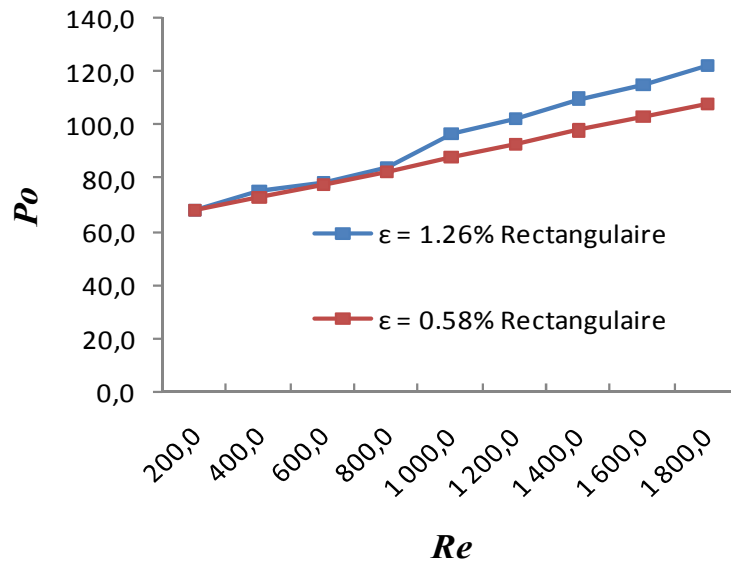


Figure (IV.36) : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes formes de rugosité.

Le même constat on peut le remarqué sur la figure (IV.37), où la même évolution a été tracée pour une autre forme de rugosité. Cette dépendance garde toujours une tendance linéaire, en fonction de Reynolds, similaire à celle d'un modèle en 2D, mais avec plus de sensibilité pour les modèles en 3D. Cette sensibilité témoigne de l'effet très important des détachements du fluide dans un modèle de conduite en 3D par rapport à un modèle en 2D.

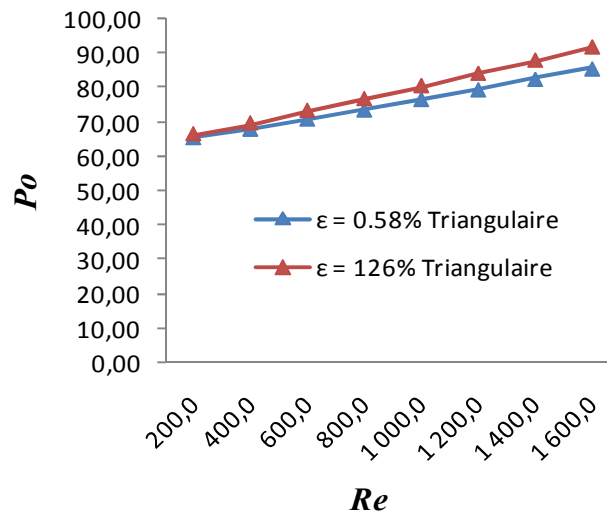


Figure (IV.37) : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour différentes formes de rugosité.

On a aussi remarqué que la dépendance du nombre de Poiseuille au nombre de Reynolds est plus présente et plus claire dans les modèles en 3D. Ce qui pose plusieurs

questions sur le rôle des autres phénomènes, loin de celui du détachement, tel que la recirculation du fluide et l'interaction fluide/solide dépendante de la forme de la rugosité, dans la variation ou la dépendance du nombre de Poiseuille.

b- *Effet de la forme :*

Concernant l'étude de l'effet de la forme de chaque élément de rugosité choisie, on a remarqué, presque, le même comportement rencontré lors de l'étude des modèles de conduites en 2D. Il était clair que les nombres de Poiseuille les plus élevés correspondent toujours aux éléments qui provoquent les plus de détachement. Ce constat on peut bien le voir sur la figure (IV.39).

D'après la figure (IV.38), on a pu remarquer que l'écart entre les nombres de Poiseuille correspondant à la même valeur de rugosité relative augmente avec l'augmentation du Reynolds et c'est à l'encontre du modèle en 2D, où l'écart garde toujours une valeur presque constante et inférieur à celle d'un modèle en 3D.

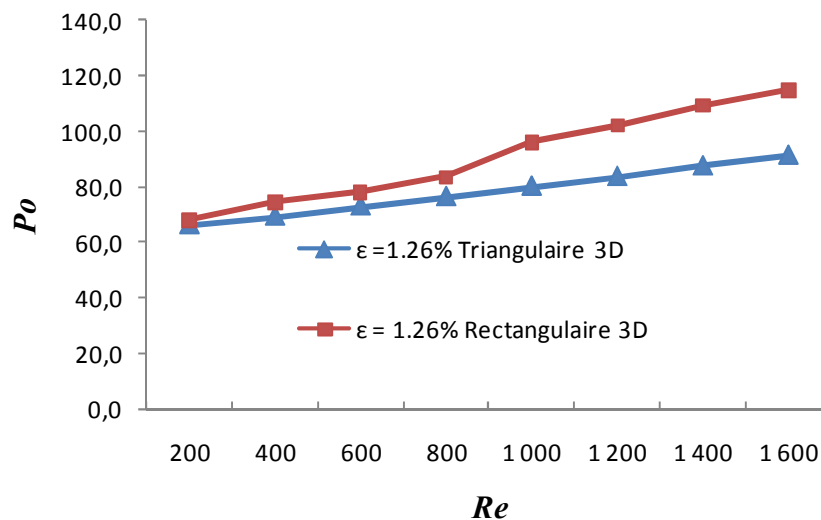


Figure (IV.38) : Variation du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds pour deux formes de rugosité.

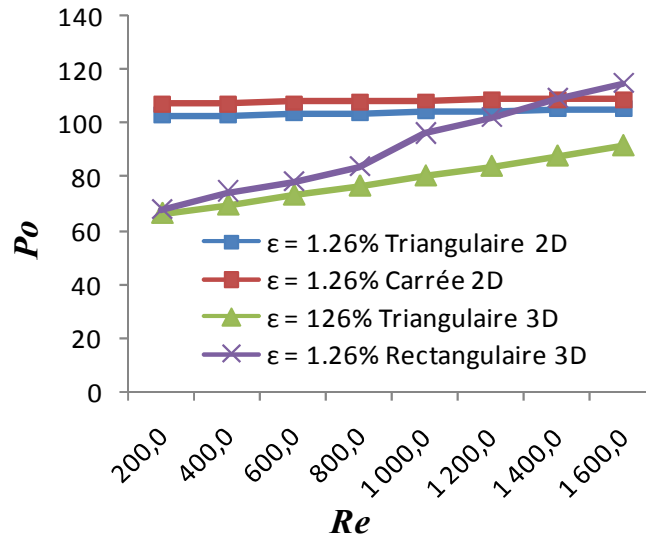


Figure (IV.39) : Evolution du nombre de Poiseuille en fonction de Reynolds
(2D, 3D)

IV.2.2 : Etude thermique :

Dans cette partie on va voir l'effet des éléments de la rugosité sur le comportement thermique de ces écoulements, en étudiant les variations du nombre de Nusselt en fonctions de différents facteurs (forme, hauteur) décrivant un élément de rugosité.

D'après la figure (IV.40), on peut constater, similairement aux modèles en 2D, que le nombre de Nusselt est moins sensible à la variation de la hauteur de la rugosité relative que celui de Poiseuille. De légères augmentations pour certaines formes (triangulaires) qui provoquent moins de détachement du fluide et des zones de recirculation ont été bien remarqué.

Contrairement aux modèles en 2D, on a remarqué que la dépendance du nombre de Nusselt au nombre de Reynolds est bien beaucoup plus claire. Cette dépendance se manifeste par des droites reflétant un effet considérable des conditions d'entrée du fluide (débits massiques) et de la forme des éléments modélisant la rugosité.

On a pu vérifier l'effet négatif du détachement du fluide provoqué beaucoup plus par certaines formes (carrée) sur la qualité de l'échange thermique, à travers les courbes de la figure (IV.40, b). Le rôle de ces détachements dans ces modèles en 3D est similaire à ceux dans les modèles de conduites en 2D.

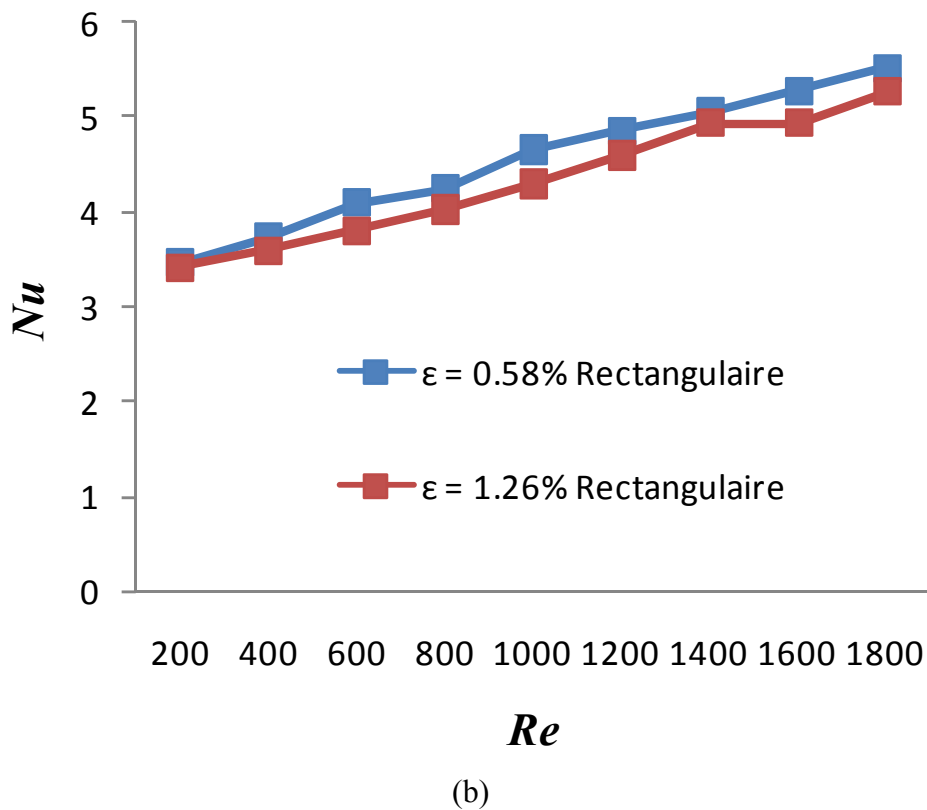
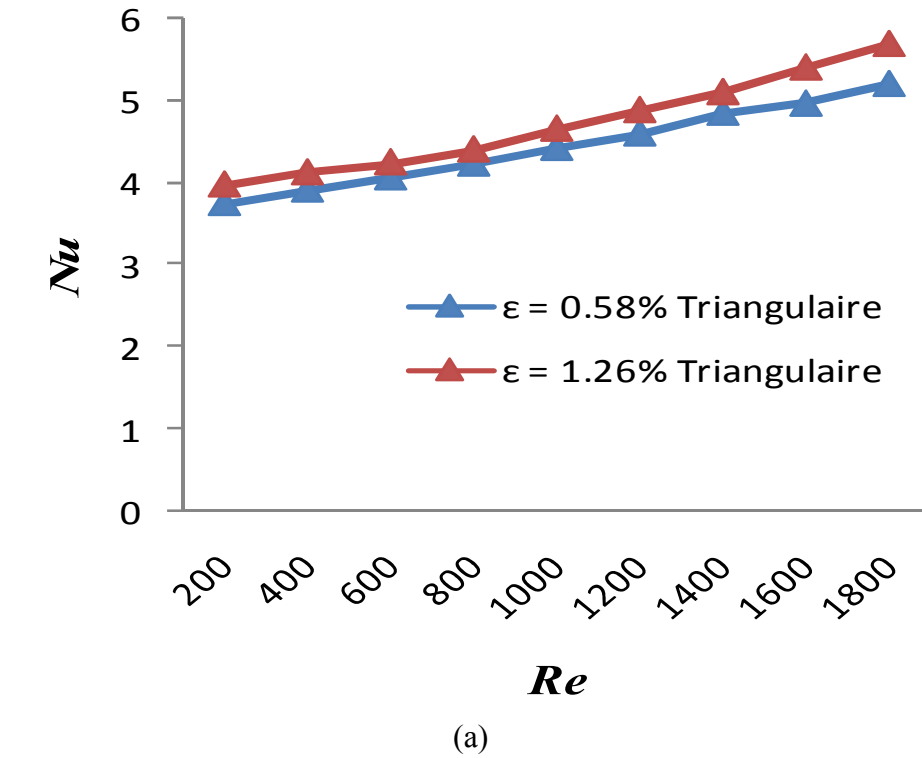


Figure IV.40 : Evolution du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds ; (a) : Forme triangulaire, (b) forme carrée.

D'après l'exposition et l'interprétation des différents résultats, on peut dire que l'essentiel des conclusions ou constats qu'on peut tirer, se résume comme suit :

- L'impossibilité de l'étude des effets de la rugosité sur le comportement dynamique et thermique d'un écoulement micro-fluidique en se basant, seulement, sur un seul paramètre définissant ces modèles de rugosité.
- L'incapacité du modèle du diamètre réduit à prédire les variations des nombres de Poiseuille en fonction de Reynolds, dans ce genre d'écoulement. Malgré leur capacité à prédire, en moyenne, leurs valeurs avec des précisions jugées comme très acceptables, surtout pour les rugosités relatives inférieures à 5%.

On peut dire aussi, que l'étude des effets de la rugosité sur les écoulements laminaire micro-fluidiques, représente un défi vue la complexité et la multitude des paramètres entrant dans la définition de celle-ci. En plus le passage des géométries en 2D aux géométries en 3D à enfoncer plus cette complexité, vue les décalages et les comportements assez différents entre ces deux modèles.

Conclusion générale

Conclusion Générale :

L'objectif de ce travail était de cerner les limites d'applicabilité des lois classiques de l'hydrodynamique et du transfert de chaleur dans des conduites de tailles microscopiques. Essayer d'interpréter les écarts rencontrés par rapport aux résultats tirés des lois classiques; par une étude numérique traitant les effets de différents paramètres géométriques définissant une multitude de modèles de rugosité sur ces écoulements micro-fluidiques à occupé une place considérable dans ce travail.

Aussi, une équation basée sur la production d'entropie a été développée pour quantifier les effets de la rugosité à différentes régions de l'écoulement sur les pertes de charges et l'évolution du nombre de Poiseuille. Cette équation a été utilisée pour vérifier la validité et les limites d'applicabilité du modèle du diamètre hydraulique réduit, en l'appliquant sur des modèles numériques modélisant la rugosité par des configurations de différentes formes.

Concernant nos modèles numériques, la rugosité a été représentée par des obstructions de différentes formes, carrée, triangulaire, demi-circulaire et sinusoïdale implantées sur des parois lisses pour les modèles de conduites en 2D et de formes rectangulaire et triangulaire pour les modèles de conduites en 3D.

Les résultats obtenus et les interprétations qui les ont accompagnées nous ont permis d'avancer ces conclusions.

- Concernant les conduites supposées comme complètement lisses, nos résultats sont en bonne concordance avec les résultats théoriques. Nos résultats ont prouvé une autre fois la validité de l'utilisation des lois classiques dans l'étude des écoulements laminaires traversant des micro-conduites considérées comme lisses.
- Concernant les conduites rugueuses, on a remarqué un effet considérable de la rugosité sur le coefficient de frottement, ainsi le nombre de Poiseuille. Cet effet, qui se manifeste par l'augmentation du coefficient de frottement avec l'augmentation de la rugosité relative et la dépendance du nombre de Poiseuille vis-à-vis du nombre de Reynolds, ce qui est à l'encontre des prédictions des lois classiques qui néglige totalement l'effet de la rugosité, surtout, pour les écoulements laminaires.

- L'application de notre équation, développée et basée sur la production d'entropie, aux différents modèles, nous a permis de constater que le fluide traversant les zones rétrécies des conduites, dues aux détachements du fluide, représente la cause principale (plus de 90%) dans l'augmentation et la variation du nombre de Poiseuille. Les interactions du fluide traversant les zones assez proches des parois ou celles se trouvant entre les éléments modélisant la rugosité contribue d'une façon presque négligeable aux pertes de pression et à l'évolution du nombre de Poiseuille.
- Vu les effets assez minimes du fluide dans les régions se trouvant entre les éléments modélisant la rugosité, on a pu constater que le modèle du diamètre hydraulique réduit peut prédire des résultats concernant le coefficient de frottement avec des marges d'erreurs assez proches de celles des quantités d'entropie produites dans les régions inter-éléments par rapport à celles produites dans la zone rétrécie, et ceci dans la marge des valeurs de la rugosité prise en considération et aux formes de la rugosité choisie durant notre travail. Le modèle reste incapable à prédire la dépendance du nombre de Poiseuille au nombre de Reynolds.
- D'après nos résultats on a pu constater que la forme des éléments modélisant la rugosité affecte d'une façon très importante le comportement du fluide traversant ces conduites et expose d'une façon assez claire l'aspect complexe des effets de la rugosité dans sa globalité.
- Concernant le transfert thermique, on a pu constater que le nombre de Nusselt est moins sensible à la variation de la rugosité relative, et dépend beaucoup plus de la variation conjointe du couple forme/hauteur qu'un seul paramètre indépendamment de ceux définissant nos modèles de rugosité.
- On a constaté l'effet négatif de l'augmentation de la rugosité relative sur le transfert thermique pour certaines formes choisies pour modéliser la rugosité. A des rugosités relatives de l'ordre de 1.26% pour les formes carrées et 3.76% pour les formes demi-circulaires on a bien remarqué une diminution du nombre de Nusselt, qui peut atteindre des valeurs inférieures à celles d'une conduite lisse (forme demi-circulaire).
- En utilisant la production d'entropie, on a pu constater, à l'encontre de l'étude hydrodynamique, qu'une proportion importante (entre 30% à 60%), et dépendante beaucoup plus de la forme de la rugosité, se localise aux régions inter-éléments modélisant la rugosité, rendant l'application du modèle du diamètre hydraulique réduit sans beaucoup d'intérêt, même inadmissible dans le calcul du nombre de Nusselt, surtout pour certaines formes de rugosité (carrée, triangulaire, sinusoïdale).

- L'utilisation de la production d'entropie nous a permis de voir l'effet considérable du détachement du fluide, due à la forme et l'hauteur de la rugosité, sur la variation continue du diamètre mouillé et son impact sur le calcul du diamètre hydraulique et le nombre de Nusselt.
- On a constaté que les lois classiques utilisées dans le calcul thermique trouvent leur limites et ne peuvent plus prédire des résultats fiables lors des écoulements micro-fluidiques traversant des conduites rugueuses.
- Le passage des géométries en 2D aux géométries en 3D a révélé plus de complexité dans l'analyse de ce genre de problème, ce qui rend l'étude de la rugosité avec des modèles assez proches de la réalité un impératif pour surpasser tout raccourcis basé sur des hypothèses correspondantes à des géométries bien précises ou possibles à réaliser avec des technologies innovantes.

On peut dire que cette étude a confirmée l'aspect complexe de l'agissement de la rugosité sur les caractéristiques dynamiques et thermiques d'un écoulement micro-fluidique en éclairant la complication du traitement des effets des différents paramètres géométriques définissant nos modèles de rugosité sur ces écoulements. Aussi, à travers ce travail on a pu démontrer les limites d'applicabilité d'un modèle assez répandu dans la littérature, ce qui témoigne de l'incapacité des modèles présents à prédire tout les effets de la rugosité sur les écoulements micro-fluidiques, ce qui laisse les portes ouvertes aux chercheurs pour développer d'autres modèles plus efficaces par une compréhension plus profonde du comportement physique de ces écoulements.

Références

- [1] **D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease**, High performance heat sinking for VLSI; IEEE Electron Device Letters, Vol.EDL2, **1981**, pp 126-129
- [2] **D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease**, Optimized convective cooling using micromachined structures, Electrochem. Soc, Vol.129, **1982**, pp C29
- [3] **Z. Li, Y.L. He, G.H. Tang, Wen-Quan Tao**, Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 50, **2007**, pp. 3447-3460
- [4] **G. M. Mala, D. Li**, Flow characteristics of water in microtubes, International journal of Heat and fluid flow, Vol. 20, **1999**,pp.142-148.
- [5] **C. Rands, B.W. Webb, D. Maynes**, Characterization of transition to turbulence in microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 49, **2006**, pp. 2924-2930
- [6] **H.Y. Wu, Ping Cheng**, An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 46, no.14, **2003**, pp. 2547-2556
- [7] **Z.G. Liu, S.Q. Liang, M. Takei**, Experimental study on forced convective heat transfer characteristics in quartz microtube, International journal of thermal sciences, Vol. 46, **2007**, pp. 139-148
- [8] **P. Gao, S. Le Person, M. Favre-Marinet**, Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels, International journal of thermal sciences, Vol. 41, **2002**,pp. 1017-1027
- [9] **G. L. Morini**, Viscous heating in liquid flows in micro-channels, International journal of heat and mass transfer. Vol. 48, no.14, **2005**, pp. 3637-3647
- [10] **J. Judy, D. Maynes, B.W. Webb**, Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels, International journal of heat and mass transfer , Vol 45, **2002**,pp. 3477–3489.
- [11] **D. Lelea , S. Nishio , K. Takano** , The experimental research on microtube heat transfer and fluid flow of distilled water, International journal of heat and mass transfer ,Vol.47, **2004**, pp. 2817-2830
- [12] **D. Lelea**, Some considerations on frictional losses evaluation of water flow in microtubes, International communication in heat and mass transfer, Vol.32, **2005**, pp.964-973

- [13] **Y.W. Hwang, M.S. Kim**, The pressure drop in microtubes and the correlation development, *International journal of heat and mass transfer* ,Vol.49, **2006**, pp. 1804-1812
- [14] **C.Y. Yang, T.Y. Lin**, Heat transfer characteristics of water flow in microtubes, *Experimental thermal and fluid science*, Vol.32, **2007**, pp. 432-439
- [15] **P.F. Hao, X.W. Zhang, Z.H. Yao**, F. He, Transitional and turbulent flow in a circular microtube, *Experimental thermal and fluid science*, Vol.32, **2007**, pp. 423-431
- [16] **S.G. Kandlikar, S. Joshi and S. Tian**, Effect of channel roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes, *Heat Transfer Eng.* Vol .23, **2003**, pp. 4-16
- [17] **Y. Liu, G. Xu, J. Sun, H. Li**, Investigation of the roughness effect on flow behavior and heat transfer characteristics in microchannels, *International Journal of Heat and Mass transfer*, vol. 83,**2015**,pp. 11-20
- [18] **S. G. Kandlikar, D. Schmitt**, A. L. Carrano, J.B. Taylor, Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single phase flow in minichannels, *AIP Physics of fluids*, Vol.17,**2005**,pp.100606
- [19] **Z. Li, Y.L. He, G.H. Tang, W.Q. Tao**, Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes, Vol.50, **2007**, pp.3447-3460
- [20] **H.Y. Wu, P. Cheng**, An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions, *International Journal of Heat and Mass transfer* ,Vol.46 ,**2003**, pp.2547–2556
- [21] **J. T. Liu, X. F. Peng, W. M. Yan**, Numerical study of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages, Vol.50, **2007**, pp.1855-1864
- [22] **K.C. Toh, X.Y. Chen ,J.C. Chai**, Numerical computation of fluid flow and heat transfer in microchannels, *International Journal of Heat and Mass transfer*, Vol.45, **2002**,pp.5133-5141
- [23] **G. Croce, P. D’Agaro**, Numerical analysis of roughness effect on micro-tube heat transfer, *Super lattices and Microstructures*, vol. 35, **2004**, pp. 601–616
- [24] **G. Croce, P. D’Agaro**, Numerical simulation of roughness effect on microchannel heat transfer and pressure drop in laminar flow, *Journal of Physics D Applied Physics*, Vol.38, **2005**,pp.1518
- [25] **G. Croce, P. D’Agaro, C. Nonino**, Three-dimensional roughness effect on microchannel heat transfer and pressure drop, *International Journal of Heat and Mass transfer* , Vol.50, **2007**,pp. 5249–5259.

- [26] **T. P. Brackbill and Satish G.Kandlikar**, Effect of Sawtooth Roughness on Pressure Drop and Turbulent Transition in Micro-channels, *Heat Transfer Engineering*, vol.28, no.09, 2007, pp.662-669
- [27] **V.V. Dharaiya, S.G. Kandlikar**, A numerical study on the effects of 2d structured sinusoidal elements on fluid flow and heat transfer at microscale, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.57, 2012, pp.190-201
- [28] **Z.Chengbin, C. Yongping and S. Mingheng**, Effects of roughness elements on laminar flow and heat transfer in microchannels, *Chemical Engineering and Processing*, vol. 49, 2010, pp.1188-1192
- [29] **J. Li, Z. Zhu, L. Zhao , H. Peng**, Experimental investigation of the heat transfer and flow characteristics of microchannels with microribs, *International Journal of Heat and Mass transfer*, Vol.143, 2019, pp.4-10
- [30] **G. V. Kewalramani, G. Hedau, S. K. Saha, A. Agrawal**, Empirical correlation of laminar forced convective flow in trapezoidal microchannel based on experimental and 3D numerical study, *International Journal of thermal sciences*, Vol.142, 2019, pp.422-433.
- [31] **Q. Esmaili, A. Ranjbar, S. Porkhial**, Experimental analysis of heat transfer in ribbed microchannel, *International Journal of thermal sciences*, Vol.130, 2018, pp.140-147
- [32] **H. Herwig, O. Hausner**, Critical view on “new results in micro-fluid mechanics: an example, *International Journal of Heat and Mass transfer*, Vol. 46, 2003, pp. 935–937
- [33] **H. Herwig**, Flow and heat transfer in micro systems, *Z. Angew. Math. Mech.* Vol. 82, 2002, pp. 579–586
- [34] **G. Hetsroni , A. Mosyak, E. Pogrebnyak, L.P. Yarin**, Fluid flow in micro-channels, *International Journal of Heat and Mass transfer*, Vol.48, 2005, pp.1982-1998
- [35] **A. Bejan**, *Convection heat transfer*, New York, Wiley, 2013.
- [36] **H. Darcy**, *Recherches Expérimentales Relatives au Mouvement de L’Eau dans les Tuyaux*, Mallet-Bachelier, France, 1857.
- [37] **J. T. Fanning**, *A Practical Treatise on Hydraulic and Water, Supply Engineering* Van Nostrand, New York, 1877.
- [38] **J. Nikuradse**, *Laws of flow in rough pipes*, NACA tech, 1937.
- [39] **F. C. Colebrook**, Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws, *Journal of the Institution of Civil Engineers*, Vol. 11, 1939, pp. 133-155

- [40] **L. F. Moody**, “Friction factors for pipe flow,” ASME Trans. J. Appl. Mech. 66, **1944**, 671
- [41] **R. L. Webb**, E. R. G. Eckert, and R. J. Goldstein, Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness, International Journal of Heat and Mass transfer , Vol.14, **1971**,pp. 601.
- [42] A. Bejan, Entropy Generation through Heat and Fluid Flow, New York, Wiley, Interscience, **1982**.
- [43] **F. M. White**, Viscous fluid flow, Fourth Edition, Mc Graw Hill, **2001**.
- [45] **S. G. Kandlikar**, Heat transfer end fluid flow in Minichannels and Microchannels, Second Edition, Butterworth-Heinemann, **2013**.

Abstract: Understanding the behavior of laminar flow within microchannels is gaining more importance with the recent interest in microfluidics devices. In the present work, a numerical model was developed to evaluate the effect of surface roughness on thermal and hydrodynamic characteristics. In this model, the rough surface is configured with rectangular, triangular, semi-circular and sinusoidal elements, respectively. Basing on the entropy production, an equation was developed to study the effect of the fluid flow within valleys and within the reduced cross sections, separately, on the Poiseuille number. Also the calculation of the entropy production was used to understand the effect of roughness elements on Poiseuille and Nusselt number, and to predict a tendency to their variation with Reynolds number. As a result, a significant increase in Poiseuille number is detected for all configurations. It was detected that the Poiseuille number increases in linear fashion with Reynolds, and this variation is mainly due to the fluid passing through the constricted cross section. It was detected that the effect of roughness on heat transfer rate was small and highly dependent on the tube and roughness shape. It was detected that the constricted flow model is a useful tool to predict friction factor for the most shapes and values of roughness considered in our study, and it is unable to calculate the Nusselt number with the same deviation error for all studied roughness values. The constricted flow model remains unable to predict the variation of the Poiseuille number with the Reynolds one.

Keywords: Roughness, micro-channels, Entropy, Pressure drop, Heat transfer

Résumé: Comprendre le comportement des écoulements laminaires traversant des micro-canaux prend de plus en plus d'importance avec l'intérêt récent pour les dispositifs micro-fluidiques. Dans le présent travail, un modèle numérique a été développé pour évaluer l'effet de la rugosité de surface sur les caractéristiques thermiques et hydrodynamiques. Dans ce modèle, la surface rugueuse est configurée avec des éléments rectangulaires, triangulaires, semi-circulaires et sinusoidaux, respectivement. En se basant sur la production d'entropie, une équation a été développée pour étudier l'effet de l'écoulement traversant les zones inter-éléments et celles rétrécies d'une façon séparée sur le nombre de Poiseuille. Le calcul de la production d'entropie a également été utilisé pour comprendre l'effet de la rugosité sur le comportement du nombre de Poiseuille et de Nusselt, et pour prédire une tendance à leur variation avec le nombre de Reynolds. En conséquence, une augmentation significative du nombre de Poiseuille est détectée pour toutes les configurations. Il a été détecté que le nombre de Poiseuille augmente de façon linéaire avec Reynolds, et cette variation est principalement due au fluide traversant la section de passage rétrécie. Il a été constaté, que l'effet de la rugosité sur le taux de transfert de chaleur était faible et fortement dépendant de la forme de la rugosité. Il a été constaté, que l'utilisation du modèle du diamètre hydraulique réduit permet de prédire le coefficient de frottement pour la plupart des formes et valeurs de rugosité considérées dans notre étude, et reste incapable à prédire le nombre de Nusselt avec la même précision pour toutes les valeurs de rugosité étudiées. Le modèle du diamètre hydraulique réduit reste incapable à prédire la variation du nombre de Poiseuille avec celui de Reynolds.

Mots-clés : Rugosité, micro-canaux, Entropie, Pertes de pression, Transfert thermique

ملخص:

الاستعمالات المتزايدة للأجهزة الميكرومترية جعلت دراسة وفهم سلوك السريانات المنتظمة داخل القنوات الميكرومترية يكتسب أهمية مطردة مع الوقت. هاته الدراسة جاءت لتدرس عبر محاكاة رقمية تأثير خشونة أسطح هاته القنوات على كل المعاملات الديناميكية و الحرارية لتدفق عابر لقناة ميكرومترية. عبر هاته الدراسة، خشونة الأسطح تمت نمذجتها وفق عدة أشكال مختلفة. أيضا لفهم كمي أكثر عمقا لتأثير هاته الأخيرة على أزيد رقم بوازاي و ارتباطه برقم راينولدز قمنا معتمدين على إنتاج الانتروبيا بتطوير معادلة لهذا الغرض. النتائج أظهرت التأثير الكبير لكل النماذج المختارة على رقم بوازاي و ارتباطه برقم راينولدز. المعادلة أرجعت سبب ازيد و تغير رقم بوازاي لتفاعلات المانع العابر للمقطع المضيق الناتج عن الانفصالات بين المانع و الأسطح الخشنة. النتائج أظهرت عدم قدرة نموذج القطر المضيق على التنبؤ بتغير رقم بوازاي مع تغير رقم راينولدز، رغم تنبؤها المقبول بقيم أرقام بوازاي. النتائج أظهرت أيضا ضعف تأثير رقم نيسلت بتغير شكل و قيم الخشونة المعتمدة مقارنة برقم بوازاي.