

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 en Science

Spécialité : Physique Energétique

Par :

Charef-Khodja Nabila

Thème

***Étude Numérique de l'effet de la Rugosité sur le
Comportement de l'Écoulement des Fluides dans les
Microcanaux***

Soutenue le : 04 / 07 / 2021

Devant le jury :

Mr. BOUGOUL Saadi

Mr. SOUDANI Azeddine

Mr. BENMOUSSA Houcine

Mr. BRIMA Abdelhafid

Mr. MOUMMI Nouredine

Prof. Université de Batna 1

Prof. Université de Batna 1

Prof. Université de Batna2

Prof. Université de Batna 2

Prof. Université de Biskra

Président

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Remerciements

Mes remerciements vont :

à mon directeur de thèse, Mr. **Azeddine SOUDANI**, Professeur à l'université de Batna 1, pour ses conseils précieux, la confiance qu'il m'a témoignée et son aide scientifique et morale. Mes vifs remerciements, ma sincère considération.

à Mr. **Saadi BOUGOUL**, Professeur à l'université de Batna 1, d'avoir accepté d'être président du jury.

à Mrs. **Houcine BENMOUSSA**, **Abdelhafid BRIMA**, Professeurs à l'université de Batna 2, et **Noureddine MOUMMI**, Professeur à l'université de Biskra qui ont accepté de participer au jury de cette thèse.

à Mr. **Zoubir BELKACEMI**, pour ses remarques et ses conseils qui ont amélioré mon travail.

Un merci tout particulier :

à Mme. **Samira NOUI** et Melle **Dalila ABABSA** qui m'ont dirigé tout au long de la réalisation de cette thèse.

à Mme. **Rafika KHEZZAR** de m'avoir poussée à avancer dans ce travail.

Un grand merci :

à **mon mari** de m'avoir accompagné et de m'avoir supporté dans ce travail.

à mes enfants **M^{ed} Yahia** et **M^{ed} Zakaria** qui ont été une source constante de motivation.

Table des matières

Remerciements	iii
Table des matières	iv
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	ix
Nomenclature	x
Introduction générale	1
Références	4
Chapitre 1: Etude Bibliographique	
1.1. Introduction	5
1.2. Etat de l'art	5
1.2.1. Microcanal lisse	5
1.2.2. Microcanal rugueux	6
1.3. Conclusion	15
Références	16
Chapitre 2: Modèle Mathématique	
2.1. Introduction	19
2.2. Équations gouvernantes de l'écoulement laminaire	19
2.3. Lois de comportement dynamique macroscopique	20
2.3.1. Diamètre hydraulique	20
2.3.2. Nombre de Reynolds	20
2.3.3. Facteur de frottement	20
2.3.4. Nombre de Poiseuille	22
2.4. Écoulement en régime turbulent	22
2.4.1. Équations gouvernantes de l'écoulement turbulent	23
2.4.2. Choix du modèle de turbulence	24
2.4.2.1. Modèle $k-\varepsilon$ Standard	25
2.4.2.2. Modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport $k-\omega$ model)	26
2.4.3. Turbulence près de la paroi	29
2.4.3.1. Loi de paroi	29
2.4.3.2. Modélisation près de la paroi	32
2.5. Conclusion	36
Références	37
Chapitre 3: Modélisation physique et numérique	
3.1. Introduction	39
3.2. Description de la configuration physique	39
3.2.1. Configuration lisse	40
3.2.2. Configuration rugueuse	40
3.2.2.1. Structure de microcanal rugueux avec symétrie	41
3.2.2.2. Forme de la rugosité	42
3.2.2.3. Profils de la rugosité	42
3.3. Conditions aux limites	45
3.4. Maillage	46
3.4.1. Configuration du maillage	46
3.4.2. Sensibilité des résultats au maillage	48

3.5. Choix des paramètres sous Fluent	52
3.5.1. Schémas de discrétisation	52
3.5.2. Convergence et Stabilité de la solution numérique	53
3.5.3. Facteurs de sous-relaxation	53
3.6. Modélisation de l'écoulement turbulent	55
3.6.1. Différences entre les modèles $k-\varepsilon$ Standard et $k-\omega$ SST	55
3.6.2. Géométrie et Conditions aux limites	55
3.6.3. Maillage de calcul	56
3.6.4. Influence du maillage sur la zone z^+	56
3.6.5. Méthodes de calcul sous Fluent	58
3.6.6. Influence des modèles de turbulence sur le facteur de frottement	61
3.7. Conclusion	63
Références	64
Chapitre 4 : Résultats et discussion	
4.1. Introduction	65
4.2. Validation du modèle CFD	65
4.2.1. Validation en régime laminaire pour le microcanal lisse et rugueux	66
4.2.2. Validation en régime turbulent pour le microcanal rugueux	68
4.3. Effets de la rugosité sur le facteur de frottement en régime laminaire	69
4.3.1. Effet de la hauteur du microcanal	69
4.3.2. Effet de la hauteur de rugosité	71
4.3.3. Effet du <i>pas</i> de rugosité	73
4.4. Nombre de Poiseuille en régime laminaire	75
4.5. Effets de la rugosité sur le facteur de frottement en régime turbulent	77
4.5.1. Effet de la hauteur du microcanal	77
4.5.2. Effet de la hauteur de rugosité	78
4.6. Analyse des résultats qualitatifs	79
4.6.1. Contours des champs de vitesse	80
4.6.2. Vecteurs vitesse	83
4.7. Conclusion	86
References	87
Conclusion générale	88

Liste des figures

Figure (a)	Quelques exemples de la rugosité de surface d'un microcanal, Hong et al. (2010)	2
Figure 1.1	Évolution du coefficient de frottement C_f en fonction du Re , Hamami (2005)	6
Figure 1.2	Évolution du nombre de Poiseuille Po en fonction de Re , Charef-Khodja et al. (2013)	6
Figure 1.3	Variation du facteur de frottement avec le nombre de Reynolds pour différentes valeurs de h , Rawool et al. (2006)	8
Figure 1.4	La Géométrie et le maillage du canal rugueux, Srivastava et al. (2009)	9
Figure 1.5	Schéma et maillage d'un microcanal rugueux créé dans le logiciel GAMBIT avec une séparation des canaux $b = 550 \mu\text{m}$, un pas de rugosité $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et une hauteur de rugosité $h = 50 \mu\text{m}$, Dharaiya et al. (2013)	10
Figure 1.6	Schématisation du domaine d'écoulement de microcanal rugueux et le maillage considéré, Kharati-Koopae et al. (2015)	11
Figure 1.7	Schéma du domaine bidimensionnel simulé, Jia et al. (2018)	12
Figure 1.8	Facteur de frottement f lié à Re pour différentes rugosités relatives ε , Jia et al. (2018)	12
Figure 1.9	Image de microscopie électronique à balayage (SEM, Scanning electron microscopy) d'une coupe transversale du microcanal rugueux, Zhang et al. (2019)	13
Figure 1.10	Influence du nombre de Reynolds sur le nombre de Poiseuille de l'écoulement d'un liquide dans les microcanaux, Zhang et al. (2019)	14
Figure 1.11	Schémas du problème considéré par Sentürk et Smits (2019) : (a) la section de tube avec éléments de rugosité carrés. (b) le maillage non-structurée utilisée dans la simulation	15
Figure 2.1	Les nœuds près du mur, Launder et Spalding (1974)	31
Figure 2.2	Profils des vitesses moyennes adimensionnelles avec les différentes sous-couches, Chmielewski et al (2013)	32
Figure 2.3	Traitement numérique de la région proche d'une paroi, Marchesse (2010): (a) approche des fonctions de paroi (Lois de paroi), (b) approche du modèle proche du mur	34
Figure 3.1	Configuration géométrique de l'écoulement à microcanal lisse	40
Figure 3.2	Configuration d'une partie géométrique de l'écoulement à microcanal rugueux, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 131 \mu\text{m}$, et $b = 755 \mu\text{m}$	41
Figure 3.3	Microcanal rugueux pris en compte la symétrie, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 131 \mu\text{m}$, et $b = 755 \mu\text{m}$	41
Figure 3.4	Schéma représentatif d'une section transversale du canal rugueux	42
Figure 3.5	Profils de la rugosité selon la variation de la puissance cosinus (p), $h = 50 \mu\text{m}$ et $\lambda = 400 \mu\text{m}$	43
Figure 3.6	Profils de la rugosité selon la variation du pas (λ), avec $h = 50 \mu\text{m}$	43
Figure 3.7	Profils de la rugosité de surface pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et h variable	44

Liste des figures

Figure 3.8	Vue du maillage hexaédrique d'une partie du microcanal lisse	47
Figure 3.9	Vue du maillage hexaédrique d'une partie du microcanal rugueux pour $h = 50 \mu\text{m}$	47
Figure 3.10	Vue du maillage hexaédrique d'une partie du microcanal rugueux pour $h = 131 \mu\text{m}$	48
Figure 3.11	Illustration de différents maillages d'une partie du canal lisse avec $b = 378 \mu\text{m}$	49
Figure 3.12	Illustration de différents maillages d'une partie du canal rugueux avec $b = 550 \mu\text{m}$, $h = 50 \mu\text{m}$, et $\lambda = 250 \mu\text{m}$	49
Figure 3.13	Effet du maillage sur le facteur de frottement à $y = 0.00635 \text{ m}$ dans le cas d'un microcanal lisse	51
Figure 3.14	Vue complète de l'effet du maillage sur le facteur de frottement à $y = 0.00635 \text{ m}$ dans le cas d'un microcanal rugueux	51
Figure 3.15	Effet du maillage sur le facteur de frottement à $y = 0.00635 \text{ m}$ dans une partie du microcanal rugueux	52
Figure 3.16	Evolution des résidus en fonction du nombre d'itérations pour chaque équation, avec $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 36 \mu\text{m}$, et $Re = 100$	54
Figure 3.17	Stabilité du facteur de frottement	54
Figure 3.18	Le maillage considéré pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard avec un nombre de nœuds 1171584	56
Figure 3.19	Le maillage considéré pour le modèle $k - \omega$ SST ; (a) et (b) : maillages du plan $y = 0.00635 \text{ m}$ du canal	57
Figure 3.20	Évolution de z^+ le long d'une partie de la paroi inférieure du canal rugueux pour le modèle $k - \omega$ SST , $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et $h = 36 \mu\text{m}$	58
Figure 3.21	Evolution des résidus en fonction du nombre d'itérations pour le modèle $k - \omega$ SST , avec $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 36 \mu\text{m}$, et $Re = 3000$	59
Figure 3.22	Stabilité du facteur de frottement pour le modèle $k - \omega$ SST	59
Figure 3.23	Evolution des résidus en fonction du nombre d'itérations pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard, avec $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 50 \mu\text{m}$, et $Re = 5000$	60
Figure 3.24	Stabilité du facteur de frottement pour le modèle pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard	60
Figure 3.25	Comparaison des résultats CFD avec la théorie en utilisant les modèles $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST , pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et $h = 36 \mu\text{m}$	61
Figure 3.26	Comparaison des résultats CFD avec la théorie en utilisant les modèles $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST , pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et $h = 50 \mu\text{m}$	62
Figure 3.27	Erreur relative pour les deux modèles $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST	62
Figure 4.1	Validation du facteur de frottement simulé avec les résultats expérimentaux et la théorie conventionnelle, (a) : un microcanal lisse, (b) : un microcanal rugueux; $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 400 \mu\text{m}$ et $b = 791 \mu\text{m}$	67
Figure 4.2	Validation du facteur de frottement simulé avec les résultats expérimentaux et la théorie conventionnelle, en régime turbulent pour le microcanal rugueux de $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 400 \mu\text{m}$ et $b = 791 \mu\text{m}$	68
Figure 4.3	Profil de la rugosité pour $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $h = 50 \mu\text{m}$	69

Liste des figures

Figure 4.4	Effet de la hauteur du microcanal sur le facteur de frottement pour $Re = 100$, $h = 50 \mu\text{m}$, et $\lambda = 250 \mu\text{m}$	70
Figure 4.5	Effet de la hauteur de rugosité sur le facteur de frottement pour $Re = 100$, $b = 550 \mu\text{m}$, et $\lambda = 250 \mu\text{m}$	71
Figure 4.6	Profils de rugosité pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et h variable	72
Figure 4.7	Effet du <i>pas</i> de rugosité sur le facteur de frottement pour $Re = 100$, $b = 440 \mu\text{m}$, et $h = 50 \mu\text{m}$	74
Figure 4.8	Effet du <i>pas</i> de rugosité sur la perte de charge	75
Figure 4.9	Comparaison des nombres de Poiseuille en fonction du rapport λ/h	76
Figure 4.10	Effet de la hauteur du microcanal sur le facteur de frottement en régime turbulent par le modèle $k - \varepsilon$ Standard, $\lambda = 400 \mu\text{m}$ et $h = 50 \mu\text{m}$	77
Figure 4.11	Évolution de z^+ le long d'une partie de la paroi inférieur du canal rugueux pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard avec la loi de paroi Standard, $b = 791 \mu\text{m}$, $\lambda = 400 \mu\text{m}$, et $h = 50 \mu\text{m}$	78
Figure 4.12	Effet de la hauteur de rugosité sur le facteur de frottement en régime turbulent	79
Figure 4.13	Une vue globale pour les contours des champs de vitesse dans des différentes sections transversales (a) : $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $b = 550 \mu\text{m}$, (b) : $h = 131 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $b = 550 \mu\text{m}$	80
Figure 4.14	Contours de vitesse selon l'iso surface $y = 6.35 \text{ mm}$, pour un microcanal de la hauteur $b = 550 \mu\text{m}$ (a) : lisse, (b) : $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 400 \mu\text{m}$	81
Figure 4.15	Contours de vitesse selon l'iso surface $y = 6.35 \text{ mm}$, pour un microcanal de la hauteur $b = 550 \mu\text{m}$ (a) : $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, (b) : $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 150 \mu\text{m}$	82
Figure 4.16	Contours de vitesse selon l'iso surface $y = 6.35 \text{ mm}$, pour un microcanal de la hauteur $b = 550 \mu\text{m}$, $h = 131 \mu\text{m}$, et $\lambda = 250 \mu\text{m}$	83
Figure 4.17	Vecteurs vitesse dans le plan $x - z$ pour un canal de hauteur $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $Re = 100$ (a) : $h = 50 \mu\text{m}$, (b) : $h = 131 \mu\text{m}$	84
Figure 4.18	Vecteurs de vitesse le long de la hauteur du canal à différents endroits de x avec $b = 550 \mu\text{m}$ et $\lambda = 250 \mu\text{m}$. (a) : $h = 50 \mu\text{m}$ et $Re = 100$, (b) : $h = 131 \mu\text{m}$ et $Re = 100$, (c) : $h = 50 \mu\text{m}$ et $Re = 5000$, $k - \varepsilon$ Standard, (d) : $h = 50 \mu\text{m}$ et $Re = 3000$, $k - \omega$ SST	85

Liste des tableaux

Tableau 2.1	Corrélations des facteurs de frottement turbulent pour un canal lisse et rugueux	22
Tableau 2.2	Valeurs des constantes empiriques du modèle $k - \varepsilon$ Standard, Launder et Spalding (1974)	26
Tableau 2.3	Approches de traitement près de la paroi	33
Tableau 3.1	Nombre de segments pour chaque pas	44
Tableau 3.2	Dimensions de paramètres géométriques de la rugosité	45
Tableau 3.3	Propriétés physiques de l'eau	46
Tableau 3.4	Statistiques des trois grilles employées à l'étude de l'influence du maillage	50
Tableau 3.5	Schémas de discrétisation	52
Tableau 3.6	Estimation de la valeur de z^+ pour le maillage de $k - \omega SST$	57
Tableau 4.1	Les données géométriques des canaux testées	65
Tableau 4.2	Comparaison de facteurs de frottement dans le canal lisse pour divers travaux	66
Tableau 4.3	Valeurs de facteur de frottement moyen et l'erreur relative (e) obtenues pour chaque hauteur du microcanal canal	70
Tableau 4.4	Valeurs de facteur de frottement moyen et l'erreur relative (e) obtenues pour chaque hauteur de rugosité	73
Tableau 4.5	Valeurs de facteur de frottement moyen et l'erreur relative (e) obtenues pour chaque pas de rugosité	74
Tableau 4.6	Données géométriques du canal rugueux	76

Nomenclatures

Lettres Latines

a	Largeur du canal, m
b	Hauteur du canal, m
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$	Constantes empiriques du modèle $k - \varepsilon$ Standard
C_f	Coefficient de frottement
D_h	Diamètre hydraulique, m
D_ω	Diffusion croisée
e	Erreur relative
E	Constante empirique
f	Facteur de frottement
$f(x)$	Fonction de paroi inférieure
F_1, F_2	Fonctions de mélange dans le modèle de turbulence $k - \omega SST$
G_k, G_ω	Termes de production de l'énergie cinétique turbulente de k et ω
h	Hauteur de l'élément de rugosité, m
k	Energie cinétique turbulente, $m^2.s^{-2}$
L	Longueur du canal, m
P	Pression, Pa
Po	Nombre de Poiseuille
P	Puissance cosinus
Re	Nombre de Reynolds
S_{ij}	Tenseur du taux de déformation
S	Amplitude du taux de déformation
u_1, u_2, u_3	Vitesses, $m.s^{-1}$
u_τ	Vitesse de frottement
u_{moy}	Vitesse moyenne du fluide
u^+	Vitesse adimensionnelle
Y_k, Y_ω	Dissipations de k et ω
z^+	Distance adimensionnelle de la surface

Lettres grecques

λ	Pas de rugosité, m
ρ	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
μ_t	Viscosité turbulente, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
α	Rapport d'aspect

τ	Contrainte de cisaillement de paroi, Pa
ϕ	Grandeur scalaire
$\bar{\phi}$	Composante moyenne de ϕ
ϕ'	Composante fluctuante de ϕ
ΔP	Perte de charge
ε	Taux de dissipation, $m^2 \cdot s^{-3}$
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_\omega$	Nombres de Prandtl turbulent pour k , ε , et ω
ω	Taux de dissipation spécifique de l'énergie cinétique de turbulence, s^{-1}
Γ_k, Γ_ω	Diffusivités effectives de k et ω
δ_{ij}	Delta de Kronecker
κ	Constante de Von Karman

Abréviations

CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
eq	Equation
exp	Valeur expérimentale
LES	Large Eddy Simulation
M	Maillage
moy	Valeur moyenne
num	Valeur numérique
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
SST	Shear Stress Transport
sym	Symétrique

Exposants

$\bar{()}$	Grandeur moyenne
$()'$	Fluctuation de la grandeur
$\vec{()}$	Vecteur de la grandeur
$()^+$	Grandeur adimensionné

Indices

i, j, k	Indices entiers
x, y, z	Indices de direction spatiale

Introduction générale

Introduction générale

Les techniques récentes de miniaturisation ont conduit au développement croissant des MEMS (Micro-Electro-Mechanical Systems). Les MEMS sont des micro-dispositifs ou micro-systèmes intégrés combinant des composants électriques et mécaniques, ils mesurent à peine quelques dizaines de micromètres. Ces composants sont réalisés à partir des technologies de fabrication issues de la microélectronique.

Cette technologie améliore nettement la production en masse, fournit une miniaturisation immense aux systèmes et complique les circuits électroniques en leur donnant plus de fonctionnalité et de fiabilité, **Tounsi (2010)**.

Ce type de systèmes a submergé à divers domaines d'application comme la mécanique, l'optique, la chimie, l'électronique ou la micro fluidique, etc...

Dans les premières années du développement de MEMS, les composants fluidiques étaient parmi les premiers dispositifs qui ont été réalisés à l'échelle microscopique en utilisant la technologie du silicium, **Nguyen et al. (2002)**, les composants les plus courants étaient les capteurs de débit, les microvalves et les micropompes.

La microfluidique "le microsystème fluidique" c'est l'étude des écoulements des fluides dans des microsystèmes fabriqués grâce à la technologie de miniaturisation des MEMS. Elle est plus utilisée dans différentes disciplines scientifiques telle que, les sciences physique qui nous intéresse dans notre travail actuel.

Parmi les nombreux domaines d'étude de la microfluidique, on trouve les écoulements des liquides en hydrodynamique dans les microcanaux.

Les microcanaux sont l'une des géométries essentielles des systèmes micro-fluidiques. Ils présentent les meilleures options pour éliminer la chaleur des appareils électroniques, en raison de leur taille compacte et de leur efficacité thermique plus élevée, **Rai et al. (2018)**.

Les microsystèmes fluidiques ont typiquement des dimensions caractéristiques comprises entre le micron et le millimètre. Dans ce cas, certains phénomènes physiques ne peuvent plus être négligés dans l'étude des écoulements internes de fluides, qui étaient auparavant négligés dans les applications macroscopiques, ont maintenant gagné leur importance à l'échelle microscopique, **Nguyen et al. (2002)**. Donc la compréhension des phénomènes

micrométrie est très importante pour la conception de micro-dispositifs efficaces et pour explorer les mécanismes physiques fondamentaux de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur dans les micro-canaux. Cela conduit à l'étude de nombreux effets, y compris l'effet de taille, la rugosité de la surface, l'effet visqueux, l'effet de la force électrostatique, la conduction thermique axiale dans la paroi du canal, la géométrie de surface, les erreurs de mesure, etc. **Li et al. (2007)**.

Notre travail est en particulier une étude des effets de la rugosité sur un écoulement d'eau en régime laminaire et turbulent dans des microcanaux rectangulaires.

La rugosité de surface peut jouer un rôle important dans l'écoulement de fluide à l'échelle microscopique en raison du rapport surface / volume qui est beaucoup plus grand que celui de la macro-échelle, **Zhang et al. (2019)**, ce qui conduit à des forces visqueuses élevées.

La rugosité de surface en microécoulement a fait l'objet des études qui ont rapporté des données de transfert de chaleur et de perte de charge pour les écoulements laminaires et turbulents de liquide ou de gaz dans les microcanaux à surface rugueuses.

La figure ci-dessous présente la rugosité de surface d'un microcanal produit à l'aide d'une méthode de faisceau laser focalisé, **Hong et al. (2010)**.

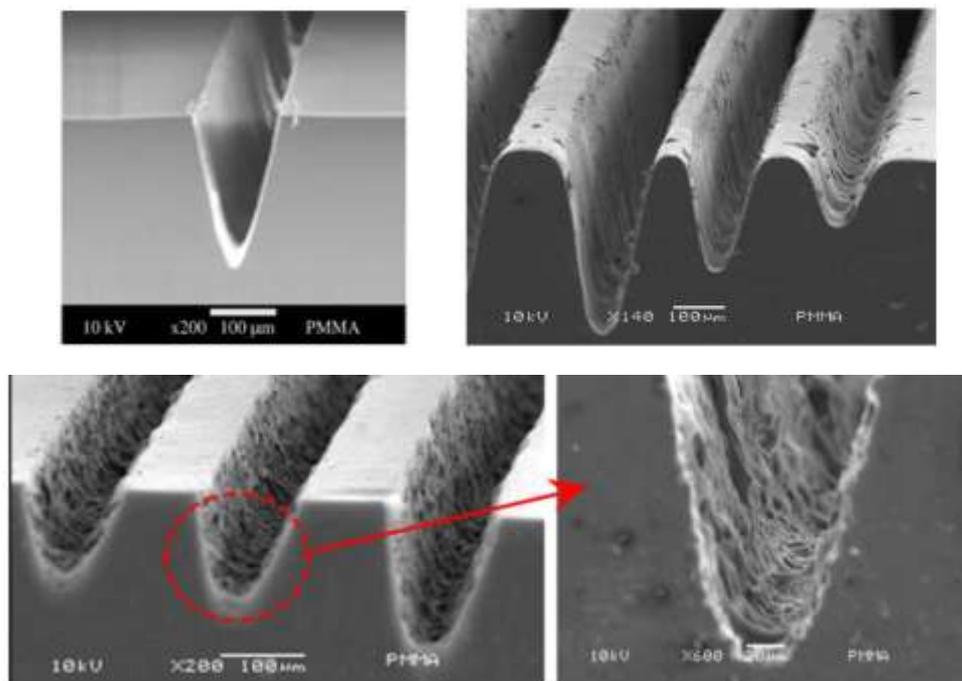


Figure (a) : Quelques exemples de la rugosité de surface d'un microcanal, **Hong et al. (2010)**.

Pour une vérification plus approfondie de l'effet de la rugosité sur l'écoulement de liquide en microcanaux, nous avons effectué une étude numérique tridimensionnelle de l'effet d'une rugosité de forme sinusoïdale sur l'écoulement d'un liquide en microcanaux à l'aide du code de calcul "Fluent", est réalisée dont l'objectif de:

- ❖ Déterminer les limites d'applicabilité des lois et corrélations classiques de l'hydrodynamique,
- ❖ Tester l'effet des paramètres géométriques de la rugosité sur les pertes de charge,
- ❖ Estimer l'écart entre la théorie conventionnelle et les résultats simulés.

Il est donc nécessaire de s'intéresser à l'influence de la rugosité et de déterminer si la rugosité est bénéfique ou nuisible aux microcanaux.

Le présent travail est organisé de la manière suivante :

Après l'introduction générale, le premier chapitre présente une vue globale sur les travaux réalisés dans le domaine des écoulements dans les microcanaux dont le but d'étudier l'influence de la rugosité sur le facteur de frottement.

Le deuxième chapitre expose un rappel théorique sur les notions fondamentales concernant les équations macroscopiques de la mécanique des fluides qui permettent à décrire un écoulement laminaire ou turbulent dans un canal à section rectangulaire.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation numérique tridimensionnelle à partir d'une présentation des étapes principales pour modéliser un problème physique à l'aide du code de calcul "Fluent" qui est basé sur la Méthode des Volumes Finis.

Le quatrième chapitre présente une exploitation des résultats à travers une synthèse de l'ensemble des résultats obtenus numériquement.

Enfin, ce travail termine par une conclusion générale qui résume l'essentiel de nos observations obtenu au cours de cette étude.

Références

Tounsi, F. (2010). Microphone électrodynamique MEMS en technologie CMOS: étude, modélisation et réalisation, Ph.D.Thesis, Institut Polytechnique de Grenoble.

Nguyen N. T., Huang, X., Chuan, T. K. (2002). MEMS-micropumps: a review. *J. Fluids Eng.*, 124(2), 384-392.

Rai S. K., Sharma, R., Saifi M., Tyagi R., Singh, D., Gupta, H. (2018). Review of recent applications of micro channel in MEMS devices. *International Journal of Applied Engineering Research*, 13(9), 64-69.

Li Z., He Y.L., Tang G.H., Tao W.Q. (2007). Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.50, No. 17-18, pp.3447-3460.

Zhang X., Zhao, T., Wu, S., Yao, F. (2019). Experimental Study on Liquid Flow and Heat Transfer in Rough Microchannels. *Advances in Condensed Matter Physics*, 2019.

Hong T. F., Ju, W. J., Wu, M. C., Tai, C. H., Tsai, C. H., Fu, L. M. (2010). Rapid prototyping of PMMA microfluidic chips utilizing a CO₂ laser. *Microfluidics and nanofluidics*, 9(6), 1125-1133.

Chapitre 1

Etude bibliographique

1.1. Introduction

Dans un microcanal, en raison de sa petite taille, le modèle d'écoulement du fluide est sensible à de nombreux paramètres intrinsèques tels que la rugosité de surface.

Dans ce chapitre, nous proposerons les divers travaux qui s'intéressent à analyser l'effet de la rugosité en microécoulements liquides, en plus, on résume quelques références qui confirment l'applicabilité des lois classiques sur les microcanaux lisses.

Cette revue permet d'estimer l'effet de la rugosité sur le facteur de frottement pour caractériser la perte de charge d'un écoulement en microcanaux par rapport aux canaux conventionnels.

1.2. Etat de l'art

1.2.1. Microcanal lisse

Les lois macroscopiques de la mécanique des fluides sont toujours valides dans les micro-conduites parfaitement lisses, ce qui est prouvé par la plupart des études comme par exemple les travaux de **Li et al. (2007)** ; **Flockhart et al. (1998)** ; **Yang et al. (2003)**; **Gao et al. (2002)**; **Bavière (2005)** ; **Srivastava et al. (2009)** ; **Brackbil et al. (2010)** ; **Dharaiya et al. (2011,2013)**.

Parmi les travaux qui ont été fait à l'université de Batna celui de **Hamami (2005)**, qui a réalisé une étude numérique et expérimentale pour un écoulement d'eau à travers un minicanal lisse à section rectangulaire dont le diamètre hydraulique varie de 0,99 μm à 1,923 mm. La simulation est effectuée à l'aide du code de calcul "Fluent" qui est basé sur la méthode des volumes finis. Les valeurs du coefficient de frottement simulé se superposent plus ou moins parfaitement sur les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales, comme le montre sur la figure (1.1).

En outre, nous avons également fait une étude numérique bidimensionnelle sur le comportement hydrodynamique de liquide circulant dans un microcanal lisse à section rectangulaire de hauteur variable de 100 μm à 1 mm, **Charef-Khodja et al. (2013)**. Le nombre de Reynolds est compris entre 50 et 10000. La simulation a été effectuée à l'aide du code de calcul "Fluent" qui est basé sur la Méthode des Volumes Finis. Les résultats des

simulations obtenus sont en bon accord avec les résultats expérimentaux obtenus par **Gao et al. (2002)** et la théorie conventionnelle (voir la figure (1.2)).

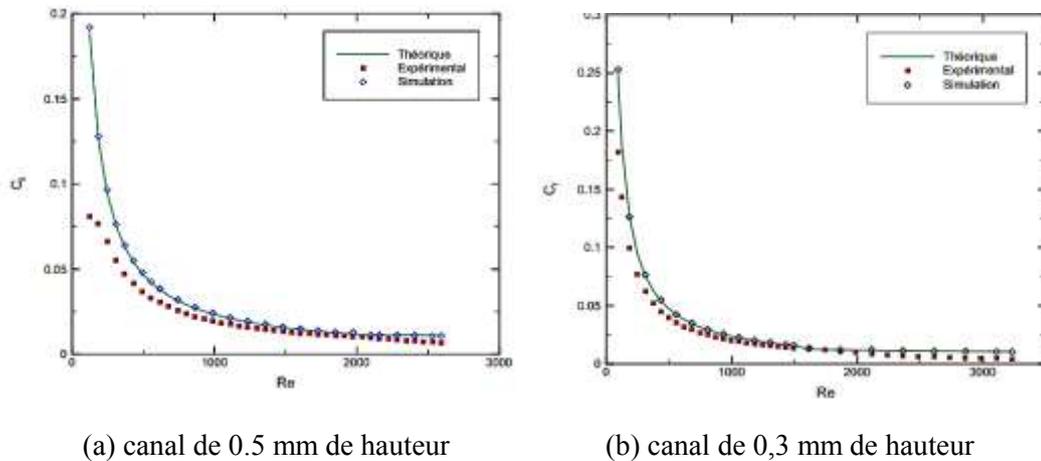


Figure 1.1. Évolution du coefficient de frottement C_f en fonction du Re , **Hamami (2005)**.

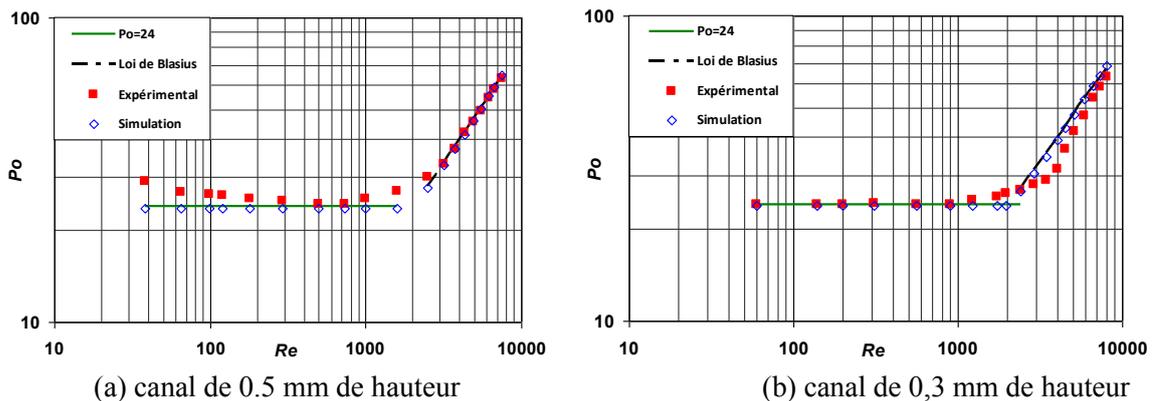


Figure 1.2. Évolution du nombre de Poiseuille Po en fonction de Re , **Charef-Khodja et al. (2013)**.

1.2.2. Microcanal rugueux

La recherche sur l'effet de rugosité dans la plus petite conduite a reçu un fort intérêt ces dernières années. Selon Bavière (2005), la rugosité est potentiellement intéressante pour les applications industrielles visant à intensifier les échanges de chaleur. Il est donc important de comprendre l'effet de la rugosité sur un micro-écoulement et de caractériser son influence sur les pertes de charge. Cette partie présente quelques travaux qui ont été réalisés dans ce domaine et leurs principaux résultats.

Mala et Li (1999) ont réalisé une étude expérimentale sur des micro-tubes rugueux dont le diamètre est compris entre 50 μm et 254 μm , en utilisant de l'eau dé-ionisée. Les micro-tubes utilisés ont été caractérisés par une hauteur moyenne de rugosité qui est égale à 0.75 μm . Le facteur de frottement f mesuré est supérieur au facteur de frottement conventionnel.

Hu et al. (2003) ont développé un modèle numérique tridimensionnelle pour simuler des écoulements d'eau à travers des micro-canaux rectangulaires avec des éléments de rugosité parallélépipédiques. Cette étude est limitée à un régime de faible nombre de Reynolds ($0,001 < Re < 10$). Leurs résultats montrent que l'existence de l'élément de rugosité augmente considérablement la perte de charge par rapport à celle du canal lisse.

Bavière (2005) a réalisé une étude expérimentale pour caractériser les frottements pour des écoulements d'eau dans des micro-canaux rugueux de section rectangulaire à quelques microns de hauteur (296, 196, et 96 μm). Il a constaté que le nombre de Poiseuille P_o (*défini comme le produit d'un facteur de frottement f et du nombre de Reynolds Re*) augmente avec la rugosité relative.

Rawool et al. (2006) ont effectué une simulation numérique en trois dimensions de l'écoulement dans des micro-canaux en serpentins avec des éléments de rugosité différentes (rectangulaires, triangulaires, et trapézoïdale) sous la forme d'obstructions générées le long des parois du canal. Les résultats indiquent que le facteur de frottement augmente de façon non linéaire avec l'augmentation de la hauteur d'obstruction, figure (1.3). Ils ont trouvé encore que le facteur de frottement est plus élevé pour les obstructions rectangulaires et triangulaires, tandis que le facteur de frottement est diminué pour l'obstruction trapézoïdale.

Li et al. (2007) ont étudié expérimentalement l'écoulement de l'eau déminéralisée dans des micro-tubes rugueux en acier inoxydable. Le nombre de Reynolds est étendue de 20 à 2400 et le diamètre hydraulique est de 373 à 1570 μm . La rugosité relative est de 2.4%, 1.4%, 0.95%. Le facteur de frottement concorde bien avec la prédiction de la théorie classique pour une rugosité relative de surface inférieure à environ 1.5%, et augmente lorsque la rugosité de surface augmente.

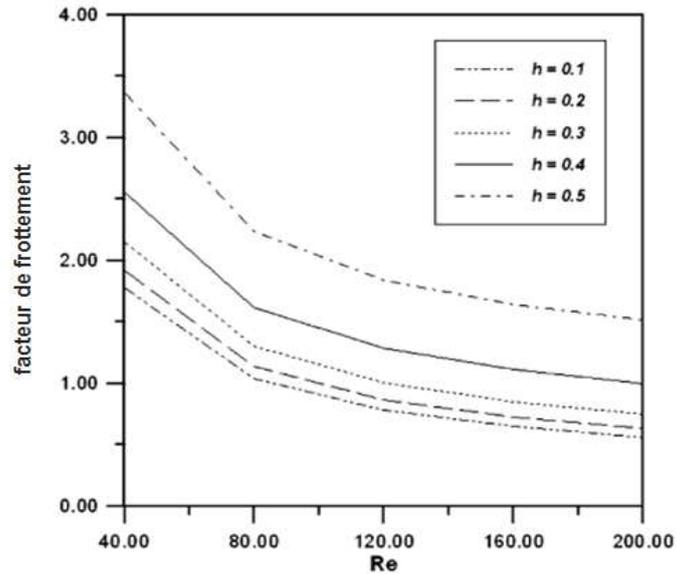


Figure 1.3. Variation du facteur de frottement avec le nombre de Reynolds pour différentes valeurs de h' , Rawool et al. (2006).

Croce et al. (2007) ont étudié numériquement les effets de la rugosité de surface en trois dimensions sur la chute de pression dans des écoulements en micro-canaux. La rugosité de surface a été modélisée comme un ensemble des pics coniques distribués sur les surfaces lisses idéales d'un micro-canal plan. Leurs résultats montrent que la rugosité de surface provoque une augmentation significative du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds.

Gamrat et al. (2008) ont utilisé des approches différentes pour prévoir l'influence de la rugosité sur l'écoulement laminaire dans les micro-canaux. Des essais expérimentaux ont été menés avec des micro-canaux de hauteur de rugosité qui varie de 100 à 300 μm , des calculs tridimensionnels ont été réalisés avec la même géométrie que dans la section d'essai avec des parois rugueuses périodiques. Ils prouvent que le nombre de Poiseuille Po augmente avec la rugosité relative et il est indépendant du nombre de Reynolds Re dans le régime laminaire ($Re < 2000$).

¹ h est une hauteur d'obstruction normalisée est définie comme :

$h = \text{hauteur d'obstruction} / \text{largeur du canal}$

Srivastava et al. (2009) ont arrivé à une bonne compréhension des effets fondamentaux de la rugosité dans les canaux rectangulaires à l'échelle micrométrique. Ils ont effectué une simulation numérique tridimensionnelle d'un écoulement laminaire et incompressible en utilisant le logiciel commercial Fluent (CFD). Deux géométries de rugosité ont été effectués selon le changement du *pas* de rugosité ($\lambda = 508 \mu\text{m}$ et $\lambda = 1,016 \mu\text{m}$) qui sont présentés sur la figure (1.4) avec fixation de la hauteur de rugosité à $h = 51 \mu\text{m}$. Les résultats ont montré qu'un bon accord avec des résultats expérimentaux publiés de **Brackbill et Kandlikar (2007, a, b)**. Ces résultats sont obtenus à partir de l'introduction des paramètres rétrécis.

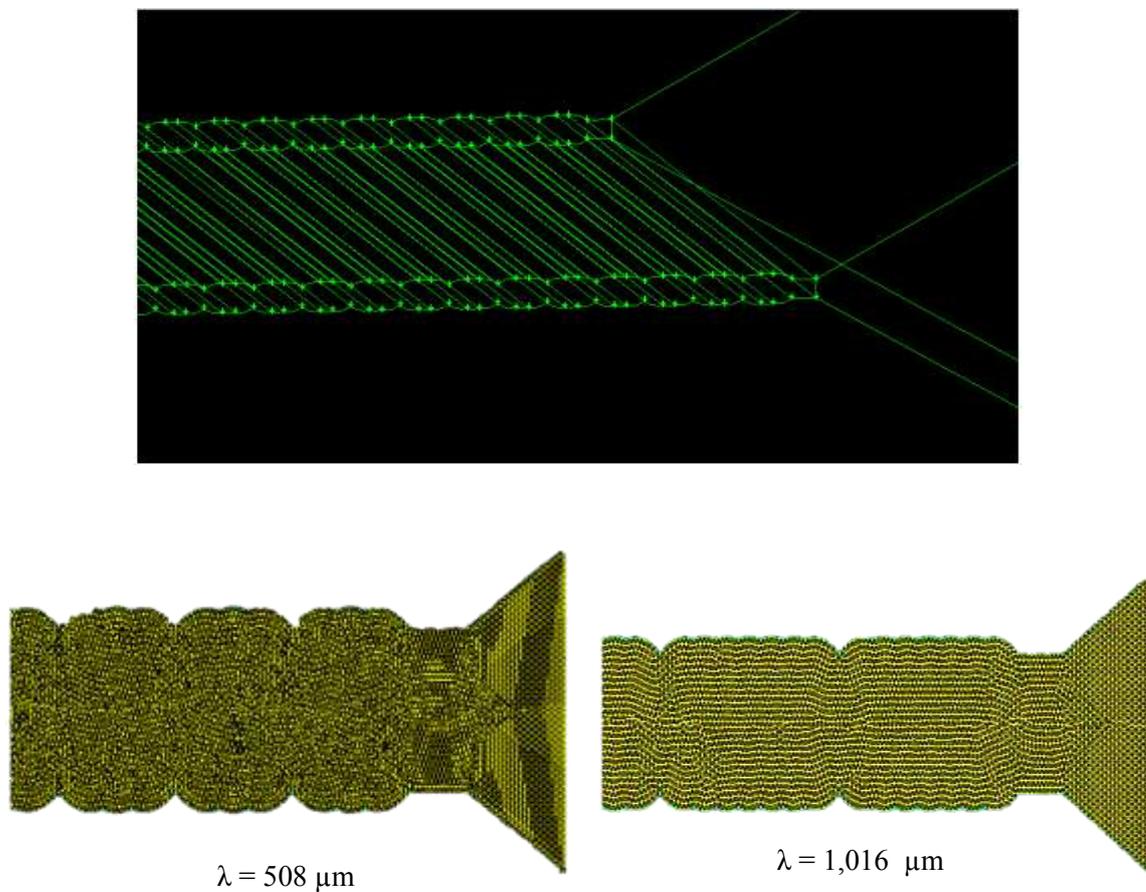


Figure 1.4. La Géométrie et le maillage du canal rugueux, **Srivastava et al. (2009)**.

Ghajar et al. (2010) ont également étudié expérimentalement l'effet de la rugosité sur le facteur de frottement pour un écoulement monophasique de l'eau distillée dans les mini-tubes et les micro-tubes en acier inoxydable avec des diamètres qui varient de $2083 \mu\text{m}$ à $337 \mu\text{m}$. Les résultats montrent qu'en régime laminaire, le facteur de frottement augmente avec l'augmentation de la rugosité.

Brackbil et al. (2010) ont examiné expérimentalement les effets de deux structures de rugosité (rugosité uniforme, rugosité de dents de scie) sur un écoulement laminaire à travers des micro-canaux rectangulaires de rapport d'aspect élevé. La rugosité relative qui varie entre 1.4% et 27.6% a été utilisée avec un *pas* de rugosité qui varie de 503 à 2015 μm . L'eau est utilisée comme fluide de travail. Les résultats montrent que lorsque les paramètres de la rugosité (la rugosité relative et le *pas* de la rugosité) augmentent, les données expérimentales s'écartent de la théorie.

Dharaiya et al. (2011,2013) ont effectué une étude numérique tridimensionnelle d'un écoulement laminaire dans les mini et micro canaux pour étudier les effets de la rugosité de surface sur la perte de charge, des éléments de rugosité sinusoïdale structurée sur les parois des canaux rectangulaires opposées de largeur (b) ont été générés comme le montre la figure (1.5). Deux géométries ont été simulées avec un *pas* de la rugosité qui varie de 150 μm , 250 μm . Cette simulation a montré un très bon accord avec des résultats expérimentaux publiés de Wagner et al. (2012).

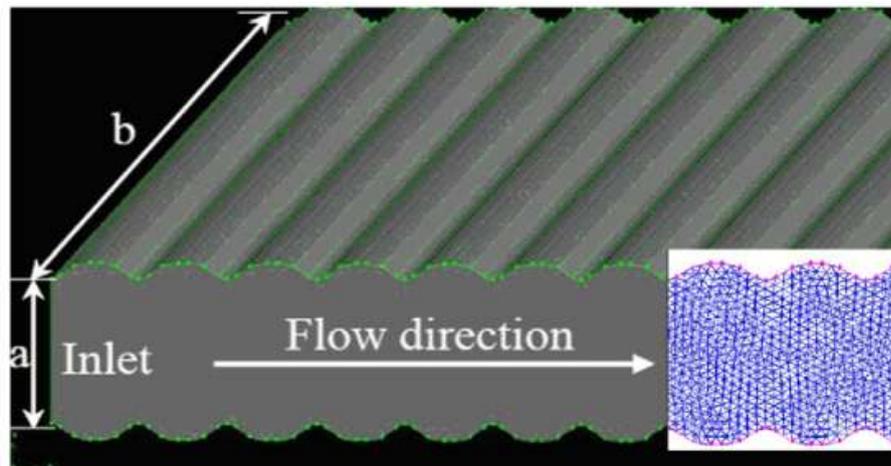


Figure 1.5. Schéma et maillage d'un microcanal rugueux créé dans le logiciel GAMBIT avec une séparation des canaux $b = 550 \mu\text{m}$, un *pas* de rugosité $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et une hauteur de rugosité $h = 50 \mu\text{m}$, **Dharaiya et al. (2013)**.

Liu et al. (2015) ont réalisé une étude expérimentale sur le comportement d'écoulement dans les micro-canaux avec trois rugosités relatives différentes (0.58%, 0.82%, 1,26%). Les expériences ont été effectuées pour une gamme de nombres de Reynolds ($Re = 200 - 2100$) et l'air a été utilisée comme fluide de travail. Leurs résultats montrent que le facteur de frottement augmente avec l'augmentation de la rugosité relative de surface.

Kharati-Koopae et al. (2015) ont effectué une simulation numérique tridimensionnelle par le logiciel commercial Fluent pour caractériser la chute de pression dans les micro-canaux rectangulaires, les parois des microcanaux supérieurs et inférieurs contenaient la rugosité structurée sinusoïdale. Deux motifs de rugosité ont été utilisés alignés et décalés (figure (1.6)) avec un changement des paramètres tels que la hauteur de rugosité (10-100 μm), le *pas* (150 - 350 μm), et la hauteur du canal (250 - 550 μm) avec la longueur et la largeur du microcanal qui sont respectivement de 12,5 mm et 12.7 mm. L'air et l'eau sont choisis comme fluides de travail. Le facteur de frottement obtenu est en bon accord avec l'approche théorique.

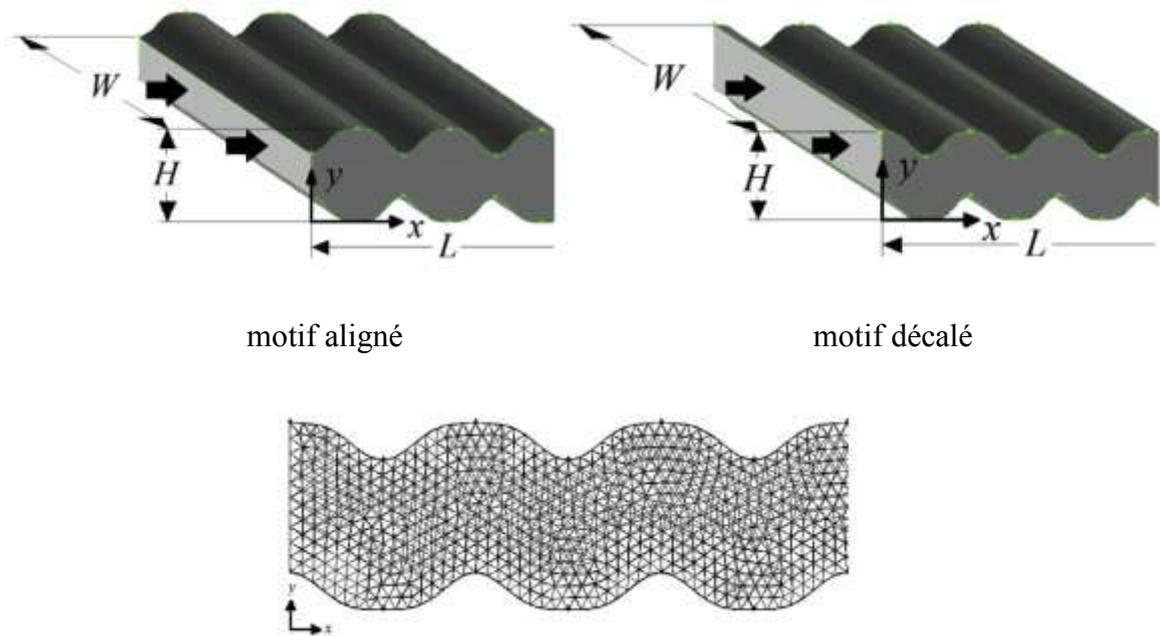


Figure 1.6. Schématisation du domaine d'écoulement de microcanal rugueux et le maillage considéré, **Kharati-Koopae et al. (2015)**.

Récemment, **Siddharth et al. (2017)** ont analysé numériquement l'écoulement bidimensionnel de l'eau dans des microcanaux à rugosité sinusoïdale structurée en motifs alignés et décalés à différents nombres de Reynolds allant de 100 à 500. La validation du modèle numérique utilisé montre que le facteur de frottement calculé est en bon accord avec la théorie et les résultats de **Koopae et Zare (2015)**. Ils ont montré encore que le motif de rugosité décalé présente une perte de charge plus élevée par rapport au motif aligné.

Lalegani et al. (2018) ont effectué une simulation numérique bidimensionnelle pour analyser les effets des éléments de rugosité sur l'écoulement d'un fluide dans les microcanaux. Ils ont examiné divers formes de rugosité sur la paroi du microcanal, tels que les formes rectangulaires, trapézoïdaux, elliptiques, triangulaires et complexes. Les valeurs de rugosité relative vont de 2,5% à 15%. Leurs résultats numériques montrent que le facteur de frottement pour la forme de rugosité rectangulaire est plus grand que dans le cas des autres formes, et que la rugosité de surface triangulaire provoque moins de perte de charge et de facteur de frottement que les autres états de rugosité.

Jia et al. (2018) ont étudié numériquement et expérimentalement l'influence de la rugosité des parois sur les performances d'écoulement dans les microcanaux à faible nombre de Reynolds (10 - 60). La rugosité relative varie de 5 % à 7,5%. Le profil de la rugosité est caractérisé sur la paroi inférieure du microcanal rectangulaire, est décrit par la méthode de géométrie fractale bidimensionnelle, figure (1.7). Les résultats montrent que le facteur de frottement f augmente avec la rugosité relative de la surface inférieure, figure (1.8).

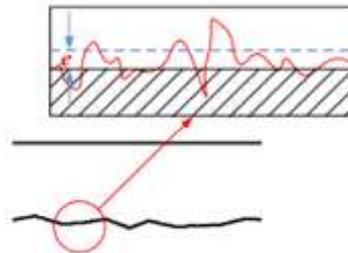


Figure 1.7. Schéma du domaine bidimensionnel simulé, **Jia et al. (2018)**.

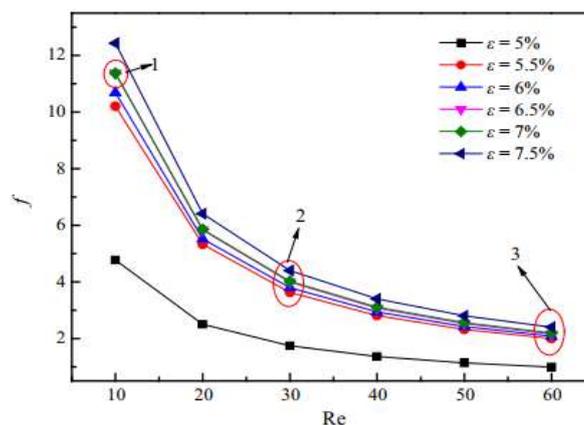


Figure 1.8. Facteur de frottement f lié à Re pour différentes rugosités relatives ε , **Jia et al. (2018)**.

Note : 1, 2, et 3 sont des régions pour expliquer le diagramme.

Plus récemment, **Zhang et al. (2019)** ont effectué un examen expérimental de l'écoulement de liquide dans des microcanaux rugueux. Les microcanaux rugueux sont constitués de microcanaux circulaires en acier inoxydable, qui sont divisés en deux types: le diamètre intérieur est de 152 μm et 206 μm et le diamètre extérieur est de 300 μm et 450 μm , respectivement. Les hauteurs moyennes de rugosité de surface correspondant aux deux diamètres intérieurs de 152 μm et 206 μm sont respectivement de 6,65 μm et 6,14 μm .

Une image de microscopie électronique à balayage (SEM, Scanning electron microscopy) pour une section transversale du canal et de la rugosité de la surface interne (diamètre, $d = 206 \mu\text{m}$) est présentée sur la figure (1.9).

Ils ont trouvé que le nombre de Poiseuille de l'écoulement laminaire d'un liquide dépend non seulement de la forme de la section transversale du canal mais également du nombre de Reynolds. Le nombre de Poiseuille augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, figure (1.10) et l'influence de la rugosité sur l'écoulement liquide dans les microcanaux rugueux devient beaucoup plus évidente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.



Figure 1.9. Image de microscopie électronique à balayage (SEM, Scanning electron microscopy) d'une coupe transversale du microcanal rugueux, **Zhang et al. (2019)**.

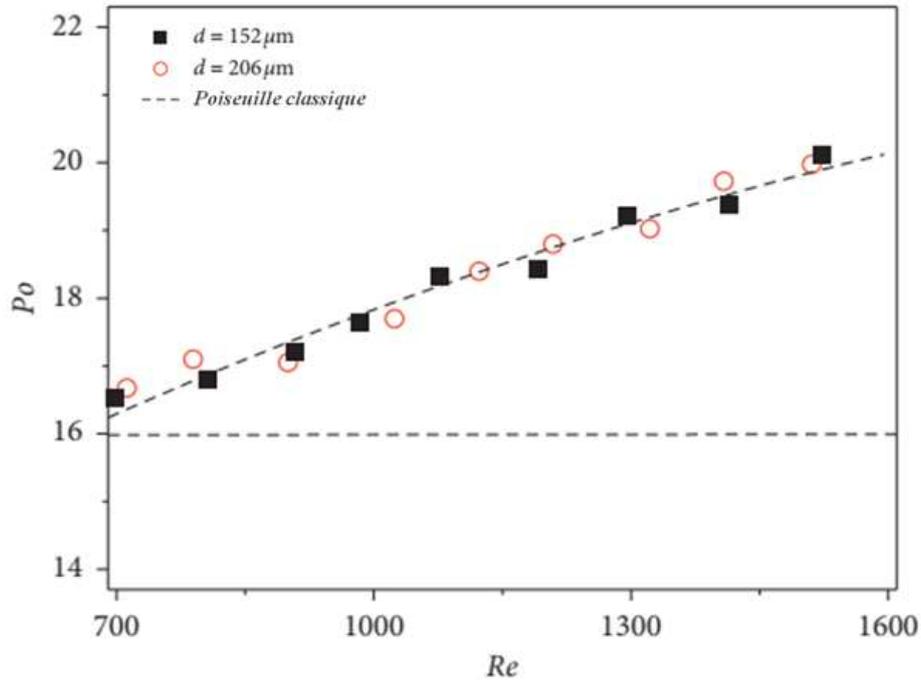


Figure 1.10. Influence du nombre de Reynolds sur le nombre de Poiseuille de l'écoulement d'un liquide dans les microcanaux, **Zhang et al. (2019)**.

Sentürk et Smits (2019) ont étudié numériquement les effets de rugosité d'un écoulement laminaire entièrement développé dans un tube avec des éléments de rugosité carrés réguliers (Figure (1.11)) pour différents nombres de Reynolds. La hauteur de rugosité k/D a les valeurs de 0,005 à 0,01, 0,025 et 0,05. Pour chacune de ces hauteurs, quatre espacements différents de rugosité sont considérés en fixant $\lambda/w = 2, 4, 6$ et 8 . Ces simulations sont répétées pour 10 nombres de Reynolds allant de 200 à 2000. Les résultats montrent que le facteur de frottement était inversement proportionnel au nombre de Reynolds sur toute leur gamme de hauteurs et d'espacements de rugosité. Ils ont encore proposé une corrélation unique pour le facteur de frottement qui réussit à toutes les données étudiées.

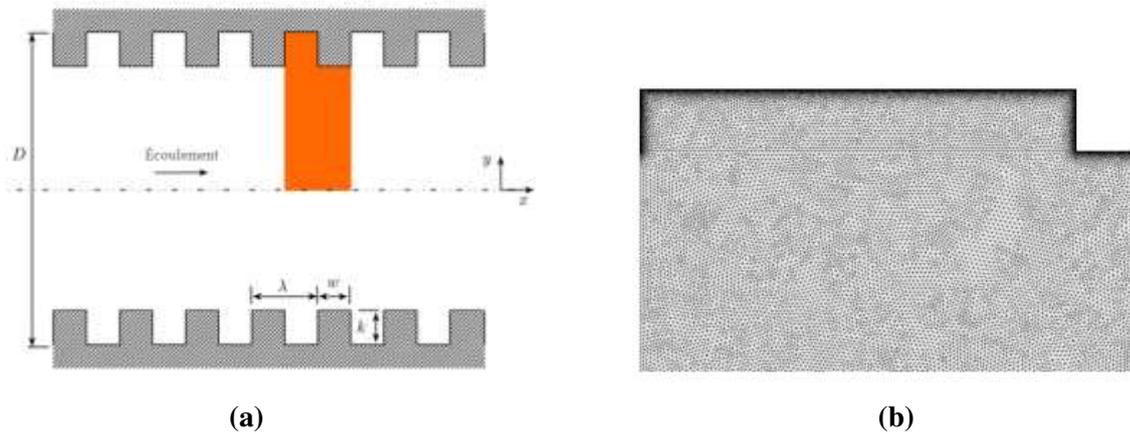


Figure 1.11. Schémas du problème considéré par **Sentürk et Smits (2019)** : (a) la section de tube avec éléments de rugosité carrés. (b) le maillage non-structurée utilisée dans la simulation.

1.3. Conclusion

Après cette revue on conclut que la majorité des travaux ont trouvé que la rugosité a un effet remarquable sur l'hydrodynamique en microcanaux et elle cause aussi de grandes déviations en lois physiques par rapport à la théorie macroscopique. Par conséquent, il est nécessaire de poursuivre les recherches approfondies sur ce sujet pour explorer les facteurs influençant.

Références

Li Z., He Y.L., Tang G.H., Tao W.Q. (2007). Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.50, No. 17-18, pp.3447-3460.

Flockhart S. M., Dhariwal R. S. (1998). Experimental and numerical investigation into the flow characteristics of channels etched in <100> silicon. *Journal of Fluids Engineering*, Vol.120, No.2, pp.291-295.

Yang C. Y., Wu J. C., Chien H. T., and Lu S. R. (2003). Friction characteristics of water, R-134a and air in small tubes. *Microscale Thermophysical Engineering*, Vol.7, No.4, pp.335-348.

Gao P., Le Person S., and Favre-Marinet M. (2002). Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.41, No. 11, pp.1017-1027.

Bavière R. (2005). Etude de l'hydrodynamique et des transferts de chaleur dans des microcanaux. Thesis, Univ. Joseph - Fourier - Grenoble I.

Srivastava R. R., Schneider N. M., Kandlikar S. G. (June 22-24, 2009). Numerical simulation of single-phase liquid flow in narrow rectangular channels with structured roughness walls. *Proceedings of the Seventh International ASME Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, ICNMM2009-82255*, Pohang, South Korea.

Brackbill T.P and Kandlika S. G. (2010). Application of lubrication theory and study of roughness pitch During Laminar, Transition, and Low Reynolds number Turbulent flow at microscale. *Heat Transfer Engineering*, Vol. 31, No.8, pp.635-645.

Dharaiya V. V and Kandlikar S. G. (November 11-17, 2011). A numerical study to predict the effects of structured roughness elements on pressure drop and heat transfer enhancement in minichannels and microchannels. *Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2011-65262*, Denver, Colorado, USA.

Dharaiya V. V ., Kandlikar S. G. (2013). 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, pp.190-201.

Hamami A. (2005). Simulation de l'écoulement dans un minicanal. Thèse de magister, Université de Batna 2.

Charef-Khodja N ., Soudani A. (2013). Étude hydrodynamique et thermique des écoulements dans les microcanaux : Approche numérique. Éditions universitaires européennes.

Mala G. M., Li D. (1999). Flow characteristics of water in microtubes. *International journal of heat and fluid flow*, Vol. 20, No. 2, pp.142-148.

Hu Y., Werner C., Li D. (2003). Influence of three-dimensional roughness on pressure-driven flow through microchannels. *J. Fluids Eng*, Vol.125, No. 5, pp.871-879.

Rawool A.S., Mitra S.K., Kandlikar S.G. (2006). Numerical simulation of flow through microchannels with designed roughness. *Microfluid Nanofluid*, Vol.2, No.3, pp.215-221.

Croce G., D'Agaro P., Nonino C. (2007). Three-dimensional roughness effect on microchannel heat transfer and pressure drop. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.50,No.25-26, pp.5249-5259.

Gamrat G., Favre-marinet M., Le Person S., Baviere R., Ayela F. (2008). An experimental study and modelling of roughness effects on laminar flow in microchannels. *J. Fluid Mech*, Vol. 594, pp. 399-423.

Brackbill T.P., Kandlikar S.G. (2007, a). Effects of sawtooth roughness on pressure drop and turbulent transition in microchannels. *Heat Transfer Engineering*, Vol. 28, No. 8-9, pp. 662-669.

Brackbill T.P., Kandlikar S.G. (2007, b). Effects of low uniform relative roughness on single-phase friction factors in microchannels and minichannels. *Proceedings of the International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. ICNMM2007-30031*

Ghajar A. J., Tang C.C., Cook W.L. (2010). Experimental investigation of friction factor in the transition region for water flow in minitubes and microtubes. *Heat Transfer Engineering*, Vol. 31, No.8, pp. 646-657.

Brackbill T. P., Kandlikar S. G. (2010). Application of lubrication theory and study of roughness pitch during laminar, transition, and low Reynolds number turbulent flow at microscale. *Heat transfer engineering*, Vol.31, No. 8, pp. 635-645.

Wagner R. N., Kandlikar S. G. (2012). Effects of structured roughness on fluid flow at the microscale level. *Heat Transfer Engineering*, Vol.33,No.6, pp.483-493.

Liu Y., Xu G., Sun J., Li H. (2015). Investigation of the roughness effect on flow behavior and heat transfer characteristics in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 83, pp. 11-20.

Kharati-Koopae M., and Zare M. (2015). Effect of aligned and offset roughness patterns on the fluid flow and heat transfer within microchannels consist of sinusoidal structured roughness. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.90, pp. 9-23.

Siddharth R., Jayadevan P. C., Kamath P. M. (2017). Numerical study on effect of sinusoidal roughness pattern on fluid flow through microchannels. *International Conference on Innovations in Information, Embedded and Communication Systems (ICIIECS)*. IEEE, pp. 1-4.

Lalegani F., Saffarian M. R., Moradi A., Tavousi E. (2018). Effects of different roughness elements on friction and pressure drop of laminar flow in microchannels. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, no. 7, pp. 1664–1683.

Jia J., Song Q., Liu Zh. Wang, B. (2018). Effect of wall roughness on performance of microchannel applied in microfluidic device. *Microsystem Technologies*, pp. 1-13.

Zhang X., Zhao T., Wu S., Yao F. (2019). Experimental study on liquid flow and heat transfer in rough microchannels. *Advances in condensed matter physics*, Vol. 2019, pp. 1-9.

Sentürk U., Smits A. J. 2019. Roughness effects in laminar pipe flow. Preprint, arXiv: 1905.12479.

Chapitre 2

Modèle mathématique

2.1. Introduction

La perte de charge due au frottement dans les microcanaux est généralement comparée et calculée par des modèles et des corrélations qui sont proposés pour les canaux larges. Donc ce chapitre présente un petit rappel théorique sur les notions fondamentales concernant les lois et les équations de la mécanique des fluides dans un canal à section rectangulaire en régime d'écoulement laminaire et turbulent, deux systèmes d'équations seront présentés pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard et le modèle $k - \omega SST$ et finalement un traitement proche de la paroi est associé pour différentes régions de résolution définies par le paramètre z^+ .

2.2. Équations gouvernantes de l'écoulement laminaire

Considérons que l'écoulement est stationnaire, laminaire, incompressible, visqueux, et sans transfert de chaleur. Le fluide utilisé pour les simulations est un liquide (eau) Newtonien. Donc l'écoulement est régi par des équations de Navier-Stokes qui viennent comme suit :

- Équation de continuité

$$\nabla \vec{u} = \vec{0} \quad (2.1)$$

- Équation de quantité de mouvement

$$\rho(\vec{u}\nabla\vec{u}) = -\Delta P + \mu\Delta^2\vec{u} \quad (2.2)$$

où, \vec{u} : vecteur vitesse de composantes (u_1, u_2, u_3) en $(m.s^{-1})$

P : pression au point considérée en (Pa)

ρ : masse volumique en $(kg.ms^{-1})$

μ : viscosité dynamique en $(kg.m^{-3})$

Donc, ce système des équations sera résolu par le code de calcul CFD qui est basé sur la méthode des volumes finis.

2.3. Lois de comportement dynamique macroscopique

2.3.1. Diamètre hydraulique

Diamètre hydraulique est le plus souvent utilisé lorsque la géométrie n'est pas parfaitement circulaire, qui est une fonction de la surface de passage et du périmètre mouillé, il est défini pour un canal de section rectangulaire comme suit:

$$D_h = \frac{4 \times \text{Section}}{\text{Périmètre}} = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad (2.3)$$

a et b sont respectivement la largeur et la hauteur du canal.

2.3.2. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds indique si l'écoulement est laminaire ou turbulent, liant la masse volumique ρ , le diamètre hydraulique D_h , la vitesse moyenne u_{moy} du fluide dans la conduite, et la viscosité dynamique μ . Il est donné par l'équation (2.4) :

$$Re = \frac{\rho D_h u_{moy}}{\mu} \quad (2.4)$$

2.3.3. Facteur de frottement

En régime laminaire

Pour l'étude des pertes de charge en raison du frottement, on utilise le nombre adimensionnel f appelé '**facteur de frottement**'. Pour une conduite lisse, le facteur de frottement est défini par la relation suivante, White (1991) :

$$f = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \rho u_{moy}^2} \quad (2.5)$$

où, τ désigne la contrainte de cisaillement et u_{moy} la vitesse moyenne du fluide dans la conduite.

- ❖ L'équation (2.5) a été utilisée pour calculer les facteurs de frottements simulés en régime laminaire
- ❖ Le facteur de frottement f est appelé couramment dans la littérature coefficient de frottement C_f .
- ❖ Il existe un autre facteur de frottement qui est nommée facteur de frottement de Darcy; *facteur de frottement de Darcy* = $4 \times f$, White (1991).

La perte de pression (perte de charge) par frottement (dissipation visqueuse) pour une longueur L du canal s'écrit classiquement par l'équation (2.6):

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} 2\rho u_{moy}^2 \quad (2.6)$$

- Pour la comparaison avec la théorie conventionnelle, les facteurs de frottements dans les conduits rectangulaires lisses ont été évalués à partir de la corrélation suivante par Kakac et al. (1987):

$$f_{théo} = \frac{24}{Re} (1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5) \quad (2.7)$$

où, α est le rapport d'aspect, il représente le rapport entre a et b , donné par :

$$\alpha = \frac{a}{b} \quad (2.8)$$

En régime turbulent

Pour un écoulement turbulent complètement développé, la valeur du facteur de frottement est estimée à partir des corrélations indiquées sur le tableau suivant :

Tableau 2.1. Corrélations des facteurs de frottement en régime turbulent.

Canal	Corrélation	Investigateur	<i>Re</i>	Équation
Lisse	$f = \frac{0.079}{Re^{1/4}}$	Blasius ¹ , White (1991)	$4000 \leq Re \leq 10^5$	(2.9)
Rugueux	$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{h/D_h}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$	Swamee-Jain et al. (1976)	$5000 \leq Re \leq 10^8$	(2.10)

2.3.4. Nombre de Poiseuille

Pour un écoulement laminaire pleinement développé dans un canal de taille conventionnelle, le nombre de Poiseuille *Po* est déterminé par la relation suivante, White (1991):

$$Po = f_{\text{théo}} Re \quad (2.11)$$

2.4. Écoulement en régime turbulent

Un écoulement turbulent est un écoulement dans lequel le fluide suit un chemin ou une trajectoire perturbée. Le mouvement d'un écoulement turbulent est exprimé en fonction de deux vitesses, une vitesse moyenne et une vitesse de fluctuation.

¹ L'équation de Blasius est parfois utilisée dans les tuyaux rugueux en raison de sa simplicité, Kijarvi (2011).

2.4.1. Équations gouvernantes de l'écoulement turbulent

Il existe trois approches numériques principales pour simuler les écoulements turbulents, qui sont :

1. Simulation directe ou DNS (*Direct Numerical Simulation*)
2. Simulation des grandes échelles ou LES (*Large Eddy Simulation*)
3. Simulation moyennée de Reynolds ou RANS (*Reynolds Average Navier-stokes*)

Dans notre modélisation, le code CFD Fluent 15.0 emploie la méthode RANS², cela permet de prendre en compte l'effet de la turbulence sur des quantités moyennes. Cette méthode est basée sur :

- La décomposition de Reynolds qui se réfère à la séparation des variables principales de l'écoulement en composante moyenne $\bar{\phi}$ et composante fluctuante ϕ' (équation 2.12), Markatos (1986).

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.12)$$

où, ϕ désigne un scalaire tel que la vitesse, la pression, l'énergie,....

- L'Application de l'opérateur " moyenne d'ensemble " aux équations de mouvement (2.1) et (2.2).

donc, les équations régissant l'écoulement turbulent sont les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds (RANS), exprimées sous la forme :

- Équation de continuité

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.13)$$

² L'approche la plus largement répandue pour modéliser la turbulence dans les cas industriels, les coûts de calcul en RANS sont beaucoup moins élevés qu'en DNS et LES.

- Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{\rho u_i u_j} \right) \quad , i, j = 1, 2, 3 \quad (2.14)$$

où

$-\overline{\rho u_i u_j}$: Les contraintes de Reynolds

2.4.2. Choix du modèle de turbulence

Les principaux modèles de turbulence proposés par le logiciel Fluent 15.0 sont :

1. Modèle Spalart-Allmaras
2. Modèle $k - \varepsilon$ Standard
3. Modèle $k - \varepsilon$ RNG
4. Modèle $k - \varepsilon$ Realizable
5. Modèle $k - \omega$ Standard
6. Modèle $k - \omega$ SST
7. Modèle RSM « Reynolds Stress Model »

Dans cette étude, seuls les modèles $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST sont présentés, comme étant représentatifs des modèles à deux équations (conduisent à la simulation de deux variables physiques “turbulentes” complémentaires), ainsi que leurs améliorations.

Ce choix a été effectué selon la physique du problème traité, le niveau de précision requis, et les ressources informatiques disponibles.

2.4.2.1. Modèle $k - \varepsilon$ Standard

Équations de transport pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard

Ce modèle a été proposé par **Lauder et Spalding (1974)**, qui donne une description générale de la turbulence au moyen de deux équations de transport, une pour l'énergie cinétique turbulente (k) et l'autre pour le taux de dissipation turbulente (ε).

Pour l'écoulement stationnaire et incompressible, le modèle $k - \varepsilon$ Standard est donné par les équations suivantes, **Ansys Inc (2013)** :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad (2.16)$$

où, σ_k et σ_ε sont des nombres de Prandtl turbulents pour k et ε , respectivement.

G_k représente la production (génération) d'énergie cinétique de la turbulence due aux gradients de vitesse moyenne :

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.17)$$

La viscosité turbulente μ_t est obtenue en combinant k et ε comme suit:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.18)$$

avec

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ et C_μ sont des constantes empiriques qui prennent les valeurs données dans le tableau (2.2):

Tableau 2.2. Valeurs des constantes empiriques du modèle $k-\varepsilon$ Standard, **Launder et Spalding (1974)**.

σ_k	σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ
1.0	1.3	1.44	1.92	0.09

2.4.2.2. Modèle $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport $k-\omega$ model*)

Le modèle $k-\omega$ SST ou transport des contraintes de cisaillement a été développé par **Menter (1994)**, et qui a l'avantage de pouvoir passer d'un modèle de turbulence $k-\varepsilon$ (**Launder et Spalding (1974)**), adapté à la simulation d'écoulements de champ lointain, à un modèle à $k-\omega$ (**Wilcox (1998)**), adapté à la simulation dans le reste de l'écoulement. Il est donné par deux équations, une pour l'énergie cinétique de turbulence (k) et l'autre pour la dissipation spécifique (ω) et il utilise des fonctions (fonctions de mélange, *blending functions*) permettant de passer d'un modèle à l'autre selon la localisation dans la couche limite.

Pour l'écoulement stationnaire et incompressible, les équations de transport pour k et ω s'écrivent, **Ansys Inc (2013)** :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (2.20)$$

où

Les productions d'énergie cinétique turbulente de k et ω défini respectivement à partir d'une évaluation par l'hypothèse de Boussinesq³, **Versteeg et al. (2007)**:

³ La loi de Boussinesq (1877), les contraintes de Reynolds ($-\overline{\rho u_i u_j}$) relié linéairement au taux de déformation du champ de vitesses moyen, **Versteeg et al. (2007)**:

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

$$G_k = \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \quad (2.21)$$

$$G_\omega = \gamma \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \quad (2.22)$$

avec

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.23)$$

S_{ij} est les tenseurs des taux de déformation

et

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (2.24)$$

k : l'énergie cinétique de turbulence

δ_{ij} : la fonction delta de Kronecker

Les dissipations de k et ω , peuvent s'exprimer comme suit :

$$Y_k = \beta^* \rho k \omega \quad (2.25)$$

$$Y_\omega = \beta \rho \omega^2 \quad (2.26)$$

La diffusion croisée est donné par, (Menter (1994), Hellsten et al. (1997)):

$$D_\omega = 2\rho(1-F_1)\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial x_j} k \frac{\partial}{\partial x_j} \omega \quad (2.27)$$

où, F_1 représente la fonction de mélange, permet de passer du modèle $k-\omega$ à la paroi au modèle $k-\varepsilon$ à l'extérieur, définit par :

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega z}, \frac{500\mu}{\rho z^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ z^2} \right] \right]^4 \right\} \quad (2.28)$$

avec, z est la distance au mur le plus proche et le terme équivalent à la partie positive du terme de diffusion croisée de l'équation (2.27), ce terme est défini par :

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (2.29)$$

Les Diffusivités effectives de k et ω sont donnés par :

$$\Gamma_k = \mu + \sigma_k \mu_t \quad (2.30)$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \sigma_{\omega} \mu_t \quad (2.31)$$

où, σ_k et σ_{ω} sont les nombres de Prandtl pour k et ω , respectivement.

La viscosité turbulente μ_t s'obtient dans ce modèle par:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (2.32)$$

où, S est l'amplitude du taux de déformation, donnée par $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ et F_2 est la seconde fonction de mélange définie par :

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (2.33)$$

Les constantes du modèle $k - \omega$ SST sont :

$$\beta^* = 0.09 \quad a_1 = 0.31 \quad a^* = 1$$

et pour chaque constante $\phi (\beta, \gamma, \sigma_k, \text{ et } \sigma_\omega)$ au modèle $k - \omega$ SST, est calculée de la façon suivante :

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (2.34)$$

où, F_1 est une fonction de mélange de deux modèles, qui est, Menter (1994) :

$$\left. \begin{array}{l} F_1 = 1, \text{ près de la surface } (k - \omega) \\ F_1 = 0, \text{ loin de la surface } (k - \varepsilon) \end{array} \right\}$$

ϕ_1 et ϕ_2 représentent respectivement les constantes des modèles $k - \omega$ original (σ_{k1}, \dots) et $k - \varepsilon$ transformé (σ_{k2}, \dots)

Les constantes correspondantes du modèle $k - \omega$ et du modèle $k - \varepsilon$ sont :

$$\begin{array}{llll} \sigma_{k1} = 0.85 & \sigma_{\omega1} = 0.5 & \beta_1 = 0.075 & \gamma_1 = 5/9 \\ \sigma_{k2} = 1 & \sigma_{\omega2} = 0.856 & \beta_2 = 0.0828 & \gamma_2 = 0.44 \end{array}$$

2.4.3. Turbulence près de la paroi

Les écoulements turbulents sont considérablement affectés par la présence des parois. De toute évidence, le champ de vitesse moyenne est affecté par la condition antidérapante qui doit être satisfaite à la paroi.

2.4.3.1. Loi de paroi

Il a été prouvé dans un certain nombre d'expériences que l'écoulement près de la paroi peut être divisé en trois régions différentes appelées sous-couches, **Chmielewski et al. (2013)**.

◆ **Sous-couche visqueuse**

Très près de la paroi, l'écoulement est laminaire et la viscosité physique du fluide joue le rôle dominant dans le transfert de quantité de mouvement, de chaleur et de masse. Les conditions aux limites imposent à la paroi des vitesses et des fluctuations relatives nulles, $\bar{u}_i(z=0) = u'_i(z=0) = 0$. À la paroi, la viscosité domine et le frottement total s'écrit :

$$\tau_{tot}(z=0) = \tau_p = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (2.35)$$

où τ_p est la contrainte de cisaillement pariétale. On peut écrire la vitesse moyenne \bar{u} directement en fonction de z (loi linéaire), comme suite :

$$\bar{u}(z) = z \frac{\tau_p}{\mu} \quad (2.36)$$

Par analyse dimensionnelle, on peut définir la vitesse de frottement à partir du frottement pariétal :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} \quad (2.37)$$

On introduit généralement les notations suivantes :

La vitesse adimensionnelle $u^+ = \frac{\bar{u}}{u_\tau} \quad (2.38)$

et

La distance adimensionnelle $z^+ = z_p \frac{u_\tau}{\nu} \quad (2.39)$

z^+ est la grandeur caractéristique pour l'étude de l'écoulement proche de la paroi.

La distance à la paroi z_p et les points (P, W) de la grille adjacente à la paroi présentés sur la figure (2.1).

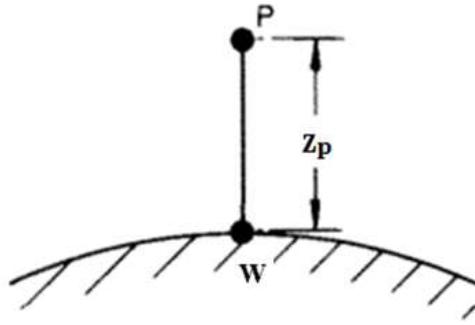


Figure 2.1. Les nœuds près de la paroi, **Lauder et Spalding (1974)**.

La loi linéaire s'écrit simplement :

$$u^+ = z^+ \quad (2.40)$$

Le profil de vitesse est linéaire dans cette zone, et il est connu par la *Sous-couche linéaire*. Cette zone s'étend pour $z^+ < 5$.

◆ **Sous-couche turbulente**

L'écoulement est totalement turbulent, avec domination de la turbulence. Dans cette sous-couche, la vitesse de l'écoulement suit une loi logarithmique, d'où le nom de *couche logarithmique* qui est donnée par :

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} (\ln E z^+) \quad (2.41)$$

Pour une paroi lisse, expérimentalement les valeurs de E et κ sont : $E \approx 0,9$ et $\kappa = 0,40$.

Cette loi logarithmique est valable pour $z^+ > 30$.

◆ **Sous-couche tampon**

Entre les deux couches précédentes, Il existe une sous-couche intermédiaire (transitoire) dans laquelle les deux effets: la viscosité moléculaire et la turbulence sont cruciaux, il n'y a pas domination de l'un des effets par rapport à l'autre.

Le profil de vitesse typiquement retrouvé près de la paroi est tracé en fonction de la distance de la paroi z^+ comme il est montré sur la figure (2.2).

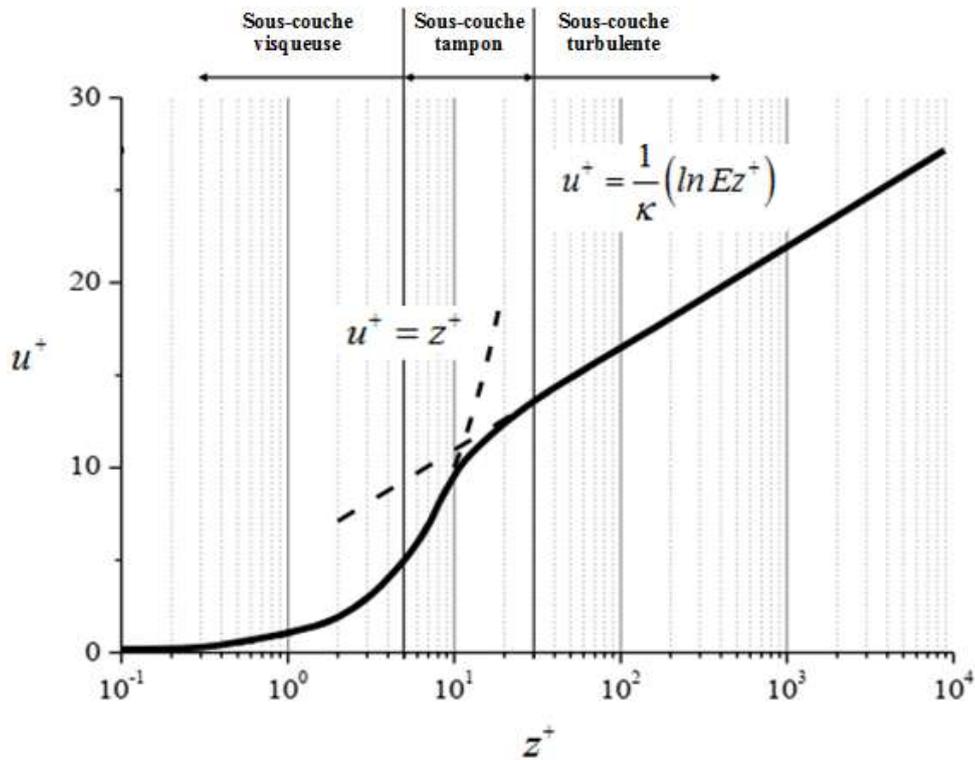


Figure 2.2. Profils des vitesses moyennes adimensionnelles pour les différentes sous-couches, Chmielewski et al (2013).

2.4.3.2. Modélisation près de la paroi

La région proche de la paroi est affectée par la viscosité donc la modélisation de la turbulence proche de la paroi est importante pour la présente étude.

Fluent propose deux choix d'approche pour modéliser la région proche de la paroi en régime turbulent, ils sont présentés avec leurs caractéristiques sur le tableau (2.3).

Tableau 2.3. Approches de traitement près de la paroi.

<p align="center">Approche des fonctions de paroi (ou lois de paroi) wall-functions approach</p>	<p align="center">Approche du modèle proche de la paroi near-wall model approach</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Elle est populaire car Elle économise le temps et le stockage informatique, Elle robuste et raisonnablement précise • Elle est basée sur des formules semi empiriques pour calculer les paramètres d'écoulement entre la région entièrement turbulente et la paroi • Elle utilise un maillage relativement grossier dans la région proche de la paroi. • La région interne (sous-couche visqueuse et couche tampon) n'est pas considérée • Les modèles de turbulence à haut nombre de Reynolds peuvent être utilisés 	<ul style="list-style-type: none"> • Elle consiste à résoudre la région proche de la paroi affectée par la viscosité • Les variables de turbulence et de l'écoulement présentent de très forts gradients • Elle requiert un maillage très fin avec des premières mailles localisées dans la sous-couche visqueuse • Les modèles de turbulence devraient être valables dans toute la région proche de la paroi • z^+ environ 1

En générale, une fonction de paroi a pour but d'obtenir des expressions analytiques approximatives pour la distribution de vitesse moyenne à travers la couche proche de la paroi, évitant ainsi la nécessité d'une résolution numérique détaillée de la sous-couche.

Ces deux approches sont schématisées dans la figure (2.3).

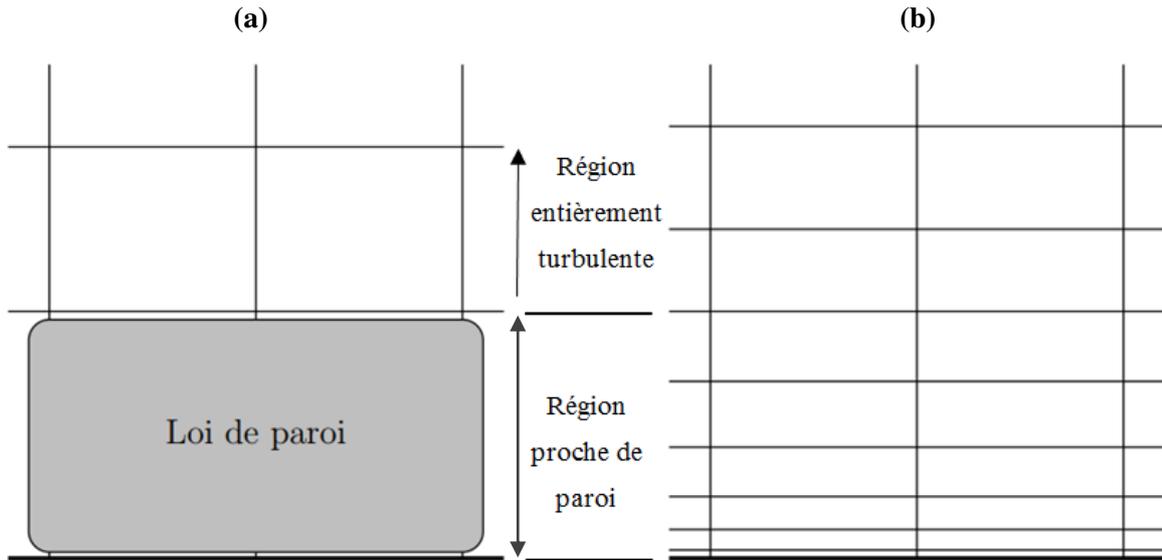


Figure 2.3. Traitement numérique de la région proche d'une paroi, **Marchesse (2010)**:
 (a) approche des fonctions de paroi (Lois de paroi), (b) approche du modèle proche de la paroi.

Fonction de paroi standard (Standard wall function)

Le code Fluent classe différents niveaux de fonction de paroi, qui sont disponibles par défaut pour le modèle de turbulence $k - \varepsilon$. La loi la plus simple et la plus largement utilisée parmi ces lois est la loi de paroi Standard, cette loi est proposée par **Launder et Spalding (1974)**.

La loi de la paroi standard pour la vitesse moyenne est donnée par, Ansys Inc (2013):

$$u^* = \begin{cases} z^* & \text{pour } z^* < 11,225 \quad (\text{dans sous-couche visqueuse}) \\ \frac{1}{\kappa} \ln(Ez^*) & \text{pour } z^* > 11,225 \quad (\text{dans la zone logarithmique}) \end{cases} \quad (2.42)$$

où

u^* est la vitesse moyenne adimensionnelle de l'écoulement à la paroi exprimée comme :

$$u^* = \frac{u_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{u_\tau^2} \quad (2.43)$$

et

z^* est la distance adimensionnelle à la paroi exprimée comme :

$$z^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} z_p}{\mu} \quad (2.44)$$

avec

k_p : énergie cinétique de turbulence au nœud proche de la paroi,

C_μ : constante empirique (=0.09),

u_p : vitesse moyenne du fluide au point p,

u_τ : vitesse de frottement,

μ : viscosité dynamique du fluide,

ρ : densité moléculaire du fluide,

z_p : distance du point p à la paroi,

E : constante empirique (= 9.793),

κ : constante de Von Kármán (= 0.4187).

Important

1. Les fonctions de la paroi standard sont disponibles avec les modèles visqueux suivants:

- Les modèles $k - \varepsilon$
- Les modèles Reynolds Stress (RMS)

2. Lorsque la turbulence dans la région proche de la paroi entièrement turbulente est en équilibre, les valeurs de z^+ et z^* sont approximativement égales, **Ansys Inc (2013)**.

3. Il est à noter que l'application de z^+ pour les modèles RANS dépend fortement du nombre de Reynolds.

2.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les lois et les équations macroscopiques de la mécanique des fluides. La question qui vient alors naturellement à l'esprit est de savoir si ces lois maintes fois vérifiées aux grandes échelles (à partir du mm) sont toujours satisfaisantes pour décrire les écoulements aux échelles qui nous concernent, c'est-à-dire la dizaine de micron.

Références

White F. M. (1991). Viscous Fluid Flow, Second Edition, Mc Graw Hill, Inc. NewYork

Swamee P. K., Jain A. K. (1976). Explicit equations for pipe-flow problems. J. Hydraulics Division, ASCE, 102, No.5, 657-664.

Kakaç S., Shah R. K., Aung W. (1987). Handbook of single-phase convective heat transfer, John Wiley and Sons, New York.

Kiijarvi J. (2011). Darcy friction factor formulae in turbulent pipe flow. Lunowa Fluid Mechanics Paper, 110727, pp.1-11.

Markatos N. C. (1986). The mathematical modelling of turbulent flows. Applied Mathematical Modelling, Vol.10, No. 3, pp.190-220.

Lauder B. E., Spalding D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.3, pp.269-289.

Ansys Inc. (2013). Ansys Fluent Theory Guide, Release 15.0., Ansys Inc. Canonsburg, PA, USA.

Wilcox D. C. (1998). Turbulence modeling for CFD. DCW Industries, Inc. La Canada, California.

Menter F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA journal, Vol.32, No. 8, pp.1598-1605.

Versteeg H. K., Malalasekera W. (2007). An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson education.

Hellsten A., Laine S. (1997). Extension of the k-omega-SST turbulence model for flows over rough surfaces. In AIAA Atmospheric Flight Mechanics Conference , (New Orleans, LA, USA).

Chmielewski M., Gieras M. (2013). Three-zonal wall function for k- ε turbulence models. Computational methods in science and technology, Vol.19, No. 2, pp.107-114.

Marchesse Y. (2010). Modélisation de la turbulence - Application à la CFD. Ecole Catholique d'Arts et Métiers de Lyon.

Chapitre 3

Modélisation physique et numérique

3.1. Introduction

Le CFD (Computational Fluid Dynamics) est un outil de simulation qui nécessite l'utilisation d'un ordinateur et des mathématiques appliquées pour modéliser l'écoulement de fluide, le transfert de chaleur et de masse, les réactions chimiques, l'interaction solide et fluide et d'autres phénomènes. La modélisation CFD est économique, rapide. Elle est capable de prédire des informations qualitatives et quantitatives avec une précision suffisante. À la base de la CFD, se trouve les équations de Navier-Stokes décrivant le mouvement d'un fluide.

Pour être capable de vérifier la qualité numérique d'un code, c'est faire une validation expérimentale que signifie la concordance des résultats expérimentaux avec les résultats de simulation numérique des résultats expérimentaux avec les résultats de simulation numérique (Xia et al. (2002)). Les principaux codes CFD commerciaux les plus couramment utilisés sont Ansys Fluent, Ansys CFX,....., etc.

Dans ce travail, le comportement hydrodynamique dans un microcanal rectangulaire tridimensionnel est identifié, et modélisé à l'aide d'un logiciel de simulation de type CFD Ansys Fluent v.15, qui est basé sur la méthode des Volumes Finis. L'analyse d'un problème par le CFD passe par trois étapes essentielles qui sont :

- Formulation d'une configuration géométrique et génération d'un maillage convenable
- Procédure de calcul
- Analyse des résultats et validation du modèle utilisé

Ces étapes sont décrites en détail pour le cas de notre problème dans les sections suivantes :

3.2. Description de la configuration physique

Le domaine de la simulation était un microcanal tridimensionnels à section rectangulaires de longueur $L = 152.4$ mm, de largeur $a = 12.7$ mm, et d'une hauteur b qui peut être ajustée entre $100 \mu\text{m}$ et $791 \mu\text{m}$. Ces dimensions sont basées sur les données expérimentales publiées par **Wagner (2010)**.

Deux configurations géométriques ont été considérées dans cette étude, qui ont été créées dans le mailleur **Gambit** :

3.2.1. Configuration lisse

La schématisation de la configuration lisse considérée est donnée sur la figure (3.1). La géométrie a été générée par les frontières solides qui sont des surfaces (parois) lisses (supérieure, inférieure, et latéraux).

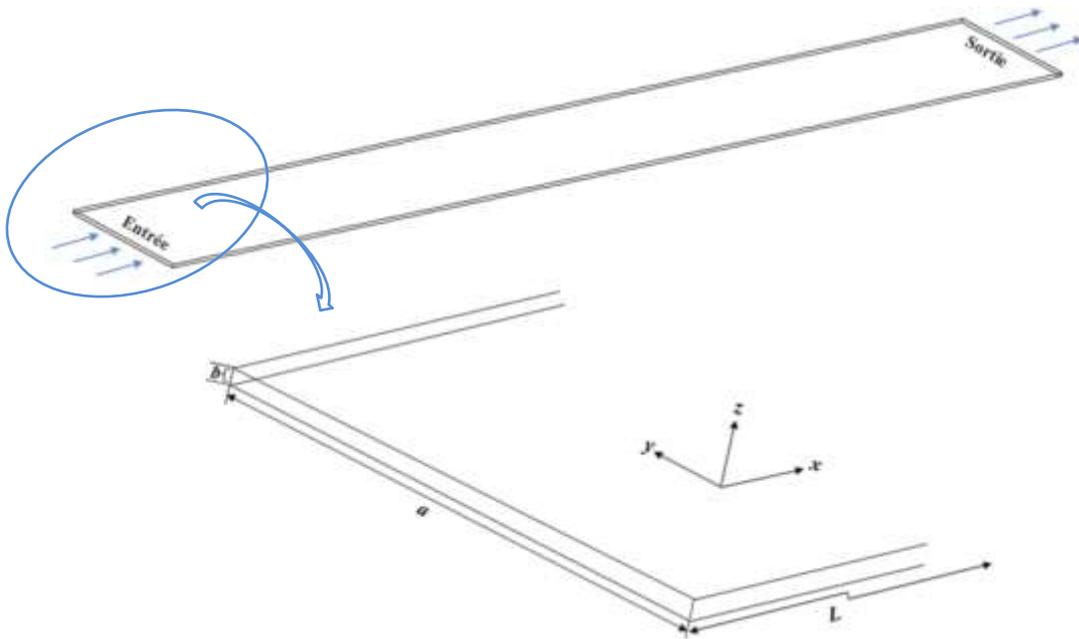


Figure 3.1. Géométrie de l'écoulement dans un microcanal lisse.

3.2.2. Configuration rugueuse

Cette configuration est similaire à celle présentée sur la figure (3.1), sauf que les deux parois horizontales inférieure et supérieure du microcanal sont caractérisées par des surfaces rugueuses structurées sous forme sinusoïdale avec des paramètres géométriques tels que le *pas* et la hauteur de la rugosité.

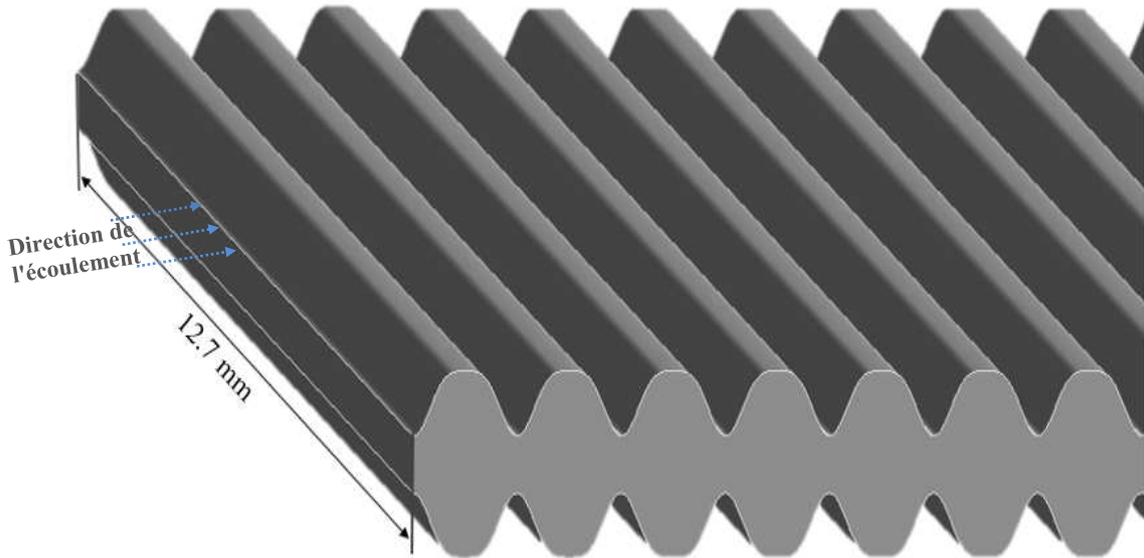


Figure 3.2. Géométrie de l'écoulement dans un microcanal rugueux, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 131 \mu\text{m}$, et $b = 755 \mu\text{m}$.

3.2.2.1. Structure de microcanal rugueux avec symétrie

D'après la figure (3.2), il est possible d'appliquer la symétrie pour le microcanal rugueux tridimensionnel, et donc nous pouvons simuler seule la moitié de la géométrie et cela pour économiser le temps de calcul et configurer un maillage plus raffiné qui peut améliorer nos résultats, figure (3.3). Ce modèle présente donc une symétrie par rapport à un plan horizontal passant par l'axe z ($z = 0$).

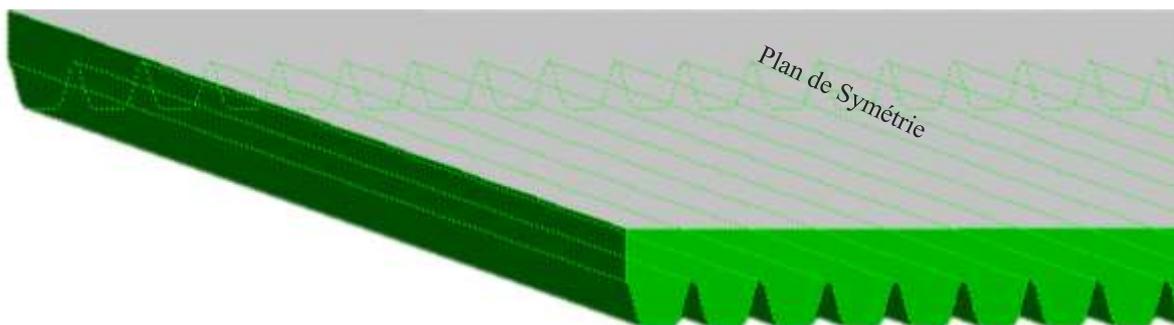


Figure 3.3. Géométrie de l'écoulement dans un microcanal rugueux en prenant en compte la symétrie, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 131 \mu\text{m}$, et $b = 755 \mu\text{m}$.

3.2.2.2. Forme de la rugosité

La forme de la rugosité choisie pour cette étude est de forme sinusoïdale qui peut être décrite par l'équation (3.1), **Wagner (2010)**.

$$f(x) = h \cos^p \left(\frac{\pi}{\lambda} x \right) - \frac{b}{2} \quad (3.1)$$

Avec p correspond à la puissance cosinus est un nombre pair positif, qui contrôle la pente des pics.

Cette fonction est périodique et caractérisée par deux paramètres principaux de la rugosité qui sont le pas λ et la hauteur de rugosité h . b est la hauteur du canal, figure (3.4).

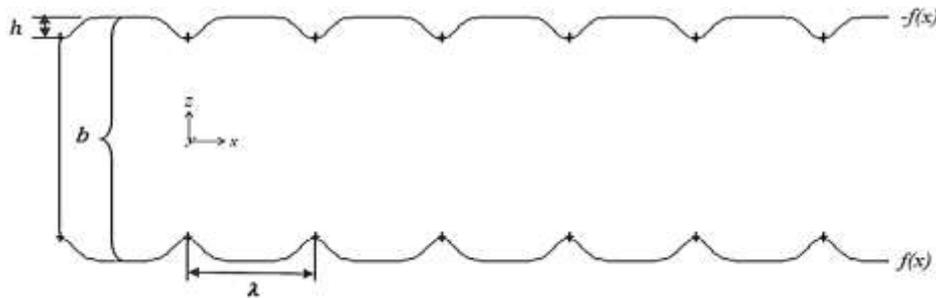


Figure 3.4. Schéma représentatif d'une section transversale du canal rugueux.

3.2.2.3. Profils de la rugosité

On va présenter dans cette partie différentes formes du profil de la rugosité selon la variation de la **puissance** cosinus et les deux paramètres qui caractérisent la rugosité (**pas**, **hauteur**), figures (3.5), (3.6), et (3.7). Les profils de chaque figure sont tracés en utilisant les mêmes coordonnées et en respectant les données présentées dans le tableau (3.1).

a. Profils selon la variation de la puissance

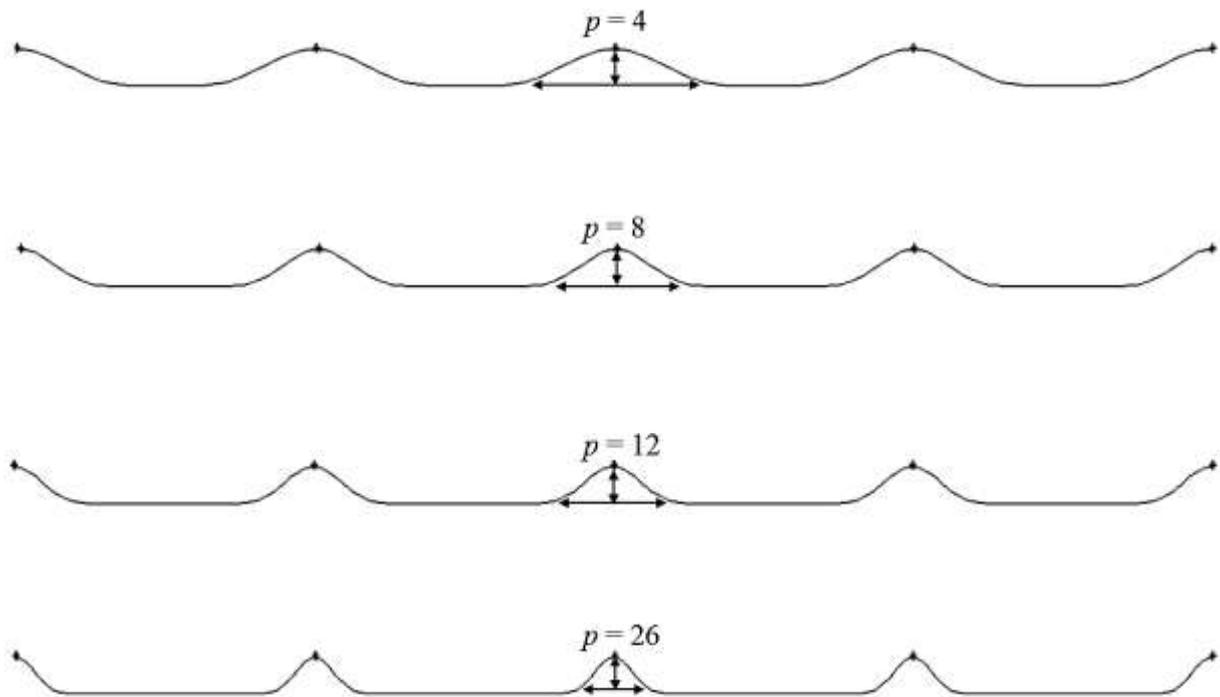


Figure 3.5. Profils de la rugosité selon la variation de la puissance cosinus (p), $h = 50 \mu\text{m}$ et $\lambda = 400 \mu\text{m}$.

b. Profils selon la variation du pas

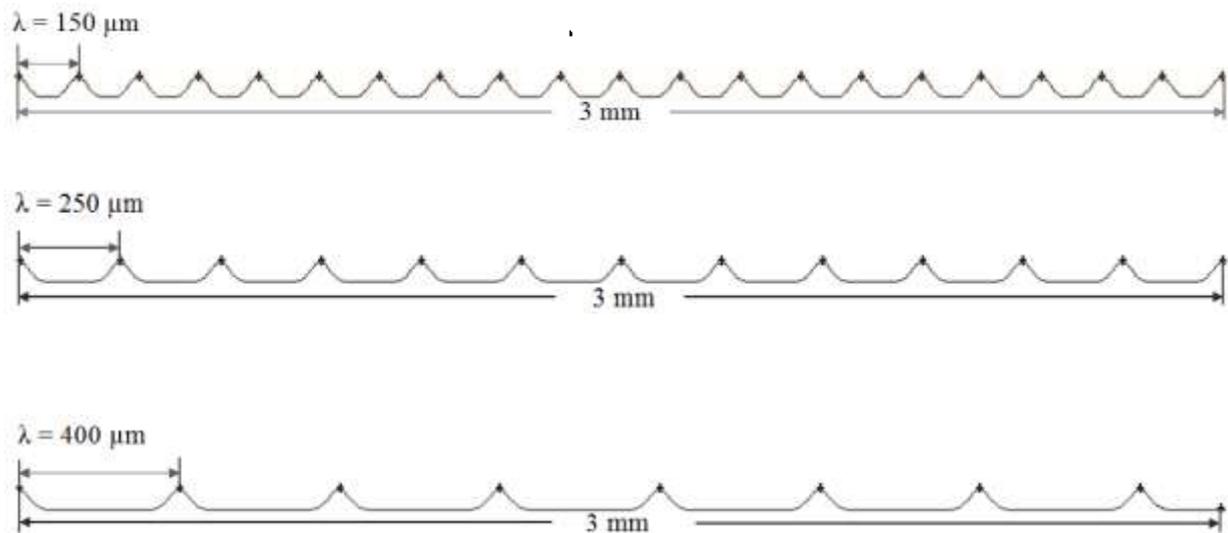
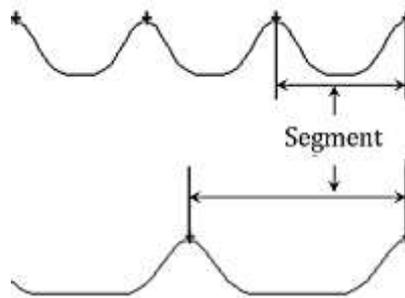


Figure 3.6. Profils de la rugosité selon la variation du pas λ , avec $h = 50 \mu\text{m}$.

Tableau 3.1. Nombre de segments pour chaque *pas*.

<i>Pas</i> (λ , μm)	Nombre de segments
150	1016
250	610
400	381



c. Profils selon la variation de la hauteur de rugosité

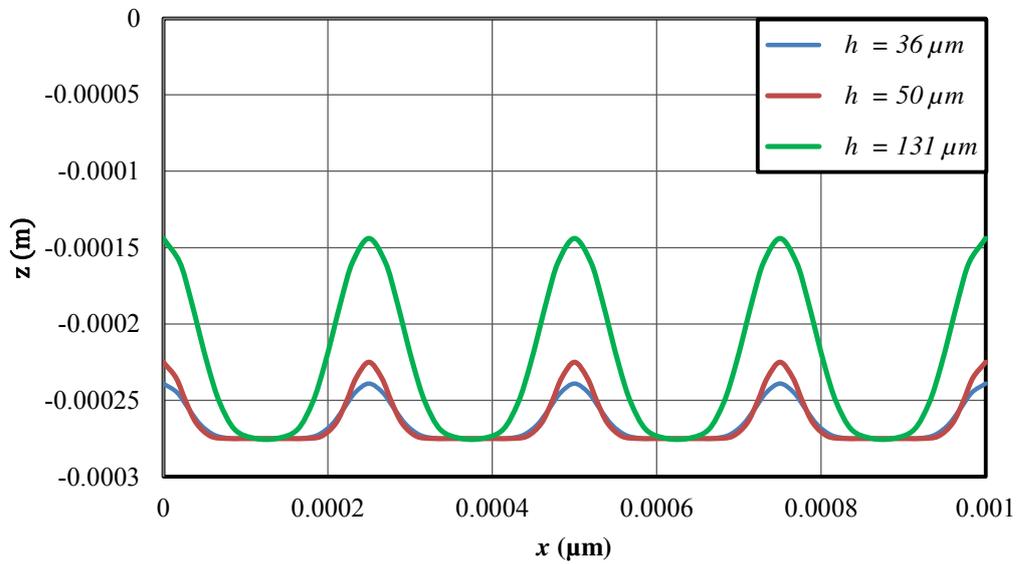


Figure 3.7. Profils de la rugosité de surface pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et h variable.

Le tableau ci-dessous illustre les données des géométries de rugosité générées dans notre travail.

Tableau 3.2. Paramètres géométriques de la rugosité.

p	$h(\mu\text{m})$	$\lambda(\mu\text{m})$	λ / h
26	50	400	8
12	50	250	5
8	36	250	7
4	50	150	3
4	131	250	2

3.3. Conditions aux limites

Le système d'équation gouvernant le problème doit être accompli par des conditions aux limites pour sa résolution. Donc nos conditions aux limites sont fixées comme suit : à l'entrée (Velocity - Inlet) dans la direction x . La distribution de vitesse est supposée être uniforme et calculée à partir du nombre de Reynolds et une sortie (Pressure - Outlet). Les autres zones frontalières du domaine sont définies comme étant des parois solides, sauf la condition du plan de symétrie (Symmetry) que nous avons utilisé dans le cas du microcanal rugueux figure (3.3). De plus,

- Une condition aux limites de non-glissement est spécifiée pour le fluide au niveau de la paroi du canal $u_1 = u_2 = u_3 = 0$;
- La plage de variation du nombre de Reynolds est située entre 20 et 8000;
- Le fluide utilisé dans le modèle CFD est un liquide (eau) Newtonien, incompressible et ses propriétés physiques sont exposées dans le tableau (3.3).

Tableau 3.3. Propriétés physiques de l'eau.

Propriété	Valeur	Source
Masse Volumique (kg.m^{-3})	997.1	Wagner (2010)
Viscosité ($\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$)	0.000893	Wagner (2010)

3.4. Maillage

La partie la plus critique du processus CFD est le maillage du modèle. Pour un maillage en trois dimensions peut être un ensemble d'éléments hexaédriques ou tétraédriques. Malgré la complexité de notre géométrie surtout dans le cas du microcanal rugueux, où le fluide s'écoule sur la paroi intérieure du canal caractérisée par des zones à courbure (eg. la hauteur maximal de cette courbure est $h = 131 \mu\text{m}$). Nous avons fait le choix d'utiliser le type de maillage hexaédrique, ce qui procure des calculs généralement plus rapides et plus efficace pour la précision de la solution. Tandis que le type tétraèdre est abondamment utilisé dans la littérature du même sujet c'est à dire pour la forme sinusoïdale de la rugosité dans les microcanaux, comme exemple les travaux de **Dharaiya et al. (2011,2013)**, **Kharati-Koopae et al. (2015)**, et **Siddharth et al. (2017)**.

Pour générer le maillage, on a utilisé le mailleur Gambit (v.2.2.30) pour le microcanal lisse, et l'Ansys Workbench (v.15.0) pour le microcanal rugueux car Ansys Workbench est plus développé et permet de concevoir plusieurs fonctionnements du maillage en plus qu'il est adapté au traitement des géométries complexes.

3.4.1. Configuration du maillage

La qualité du maillage dépend largement de la précision de la solution numérique et le comportement de convergence, pour cela nous avons trouvé plusieurs difficultés pour déterminer la configuration du maillage la plus appropriée. Ces difficultés dépendent surtout des contraintes matérielles telles que les ressources informatiques et la génération du maillage hexaèdre dans la zone de courbure du canal rugueux.

Pour cette modélisation, nous avons réalisés deux configurations du maillage selon les deux canaux considérés lisse et rugueux (voir les figures (3.8), (3.9)).

Pour le canal rugueux, les figure (3.9) et (3.10) présentent une vue de deux formes de maillage selon la variation de la hauteur de la rugosité (50, 131 μm), avec la hauteur du microcanal et le *pas* de rugosité sont respectivement 755 μm et 250 μm .

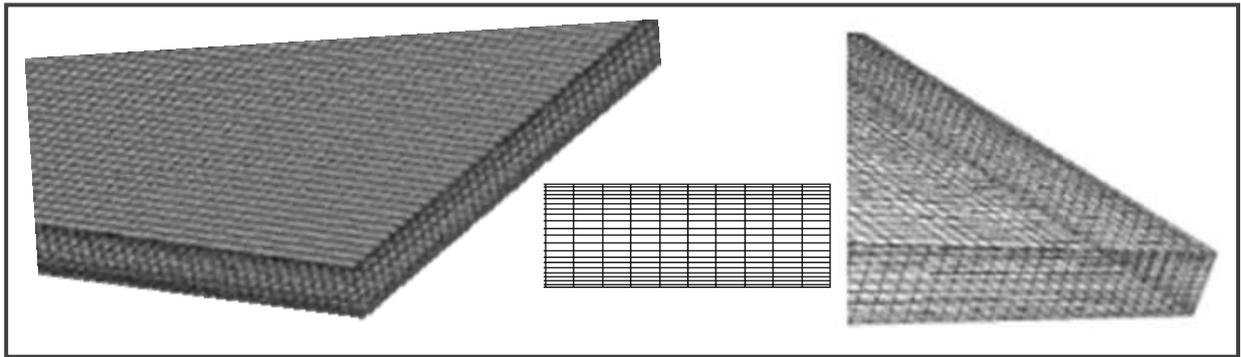


Figure 3.8. Vue du maillage hexaédrique d'une partie du microcanal lisse.

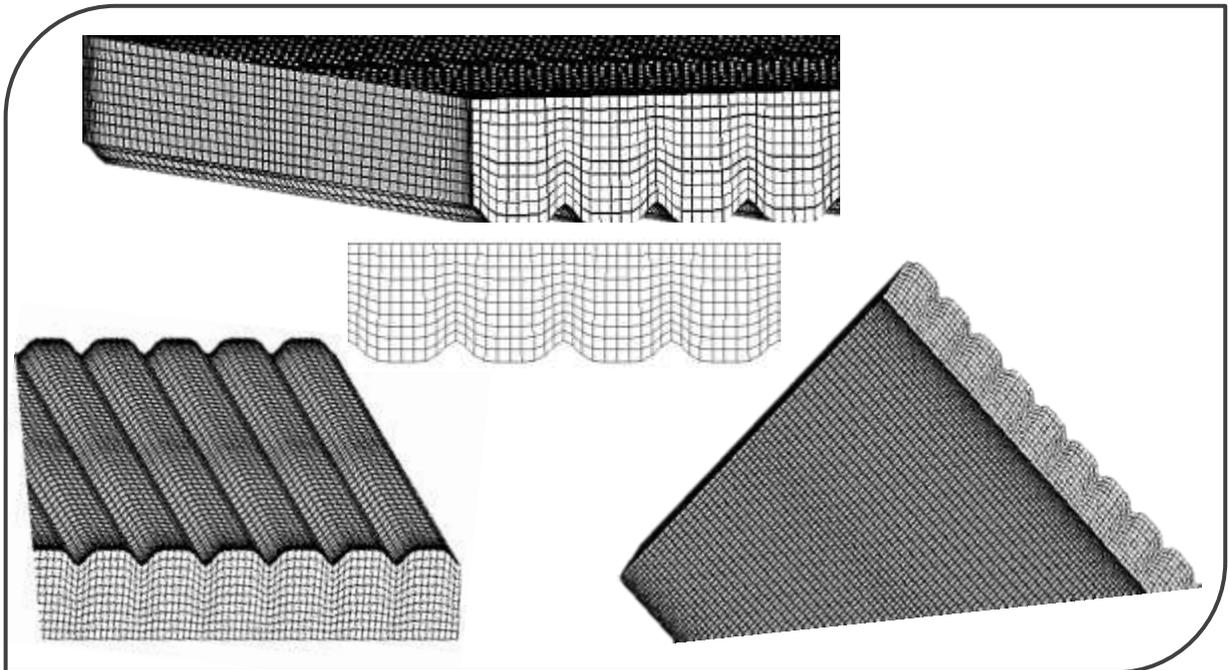


Figure 3.9. Vue du maillage hexaédrique d'une partie du microcanal rugueux pour $h = 50 \mu\text{m}$.

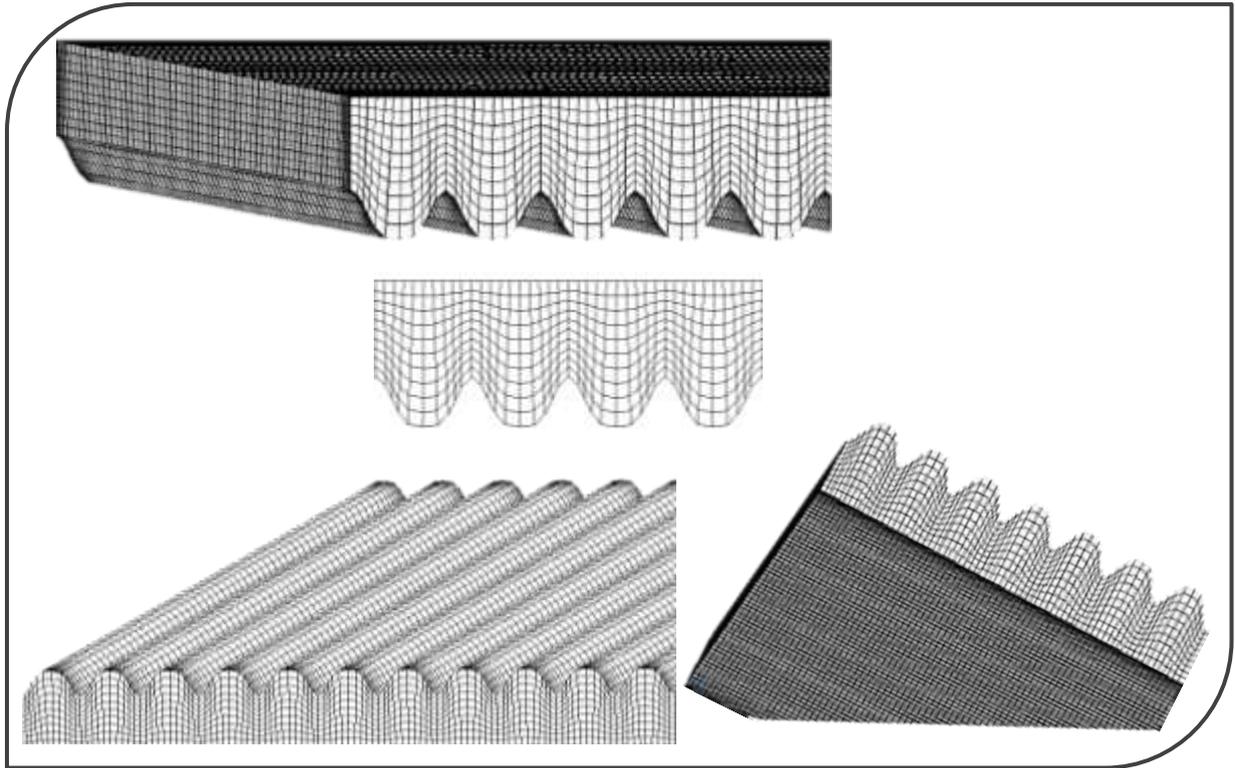


Figure 3.10. Vue du maillage hexaédrique d'une partie du microcanal rugueux pour $h = 131 \mu\text{m}$.

3.4.2. Sensibilité des résultats au maillage

Cette partie est nécessaire à l'étude CFD, car elle permet de minimiser le temps de calcul et d'optimiser la qualité des résultats, et cela à partir des tests sur l'influence de la taille de la grille sur les résultats. A cet effet, on a lancé trois simulations avec les trois différents maillages différents grossier, moyen, et fin. On a considéré le facteur de frottement comme critère important pour s'assurer que les résultats sont indépendants du maillage. Nous appliquons cette analyse sur les deux micro-canaux (lisse, rugueux).

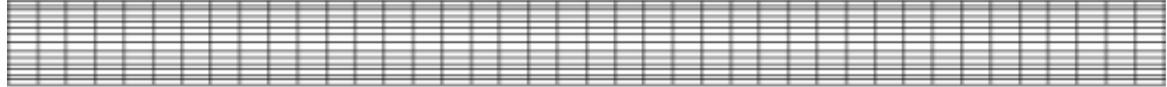
Pour le canal rugueux, nous avons effectué un raffinement de la taille des mailles au niveau de la paroi inférieure dans chaque zone des segments. Chaque segment prend successivement trois différents nombre de nœuds 10, 12, et 14 nœud.

Les trois maillages de chaque canal sont présentés sur les figures (3.11), (3.12), à partir d'une coupe longitudinale du domaine maillé, en utilisant un maillage grossier, moyen, et fin.

Maillage 1



Maillage 2

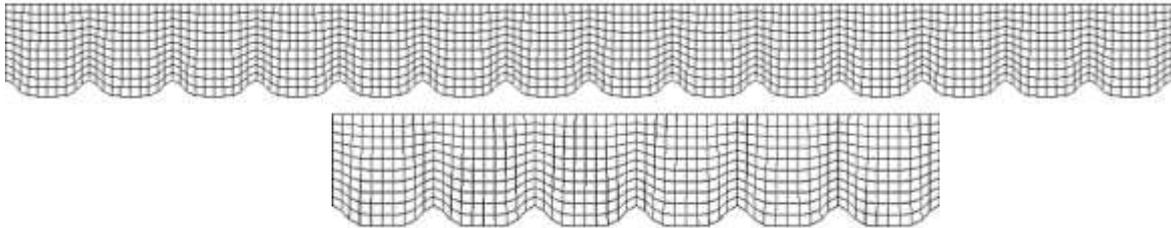


Maillage 3

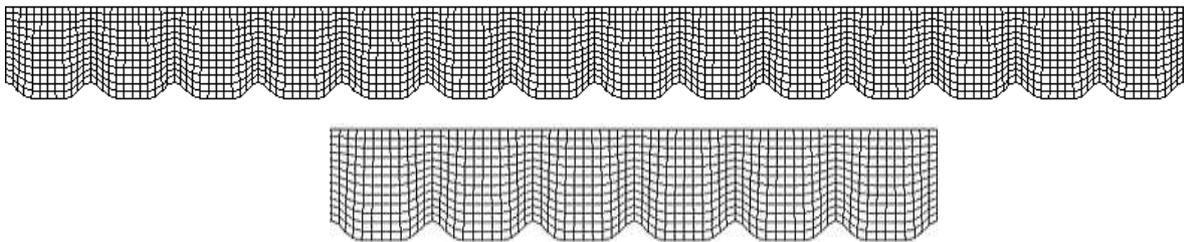


Figure 3.11. Illustration de différents maillages d'une partie du canal lisse avec $b = 378 \mu\text{m}$.

Maillage 1



Maillage 2



Maillage 3

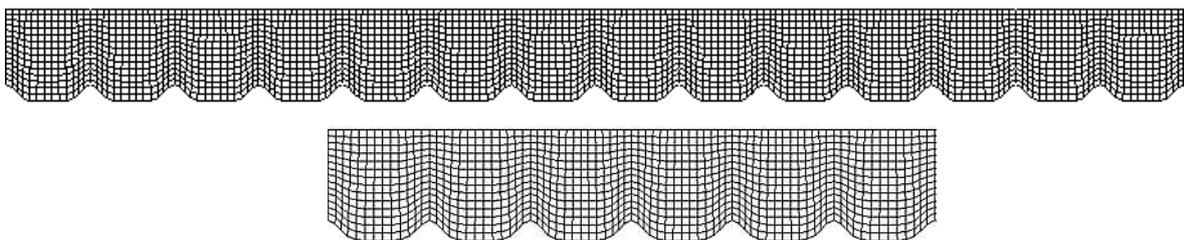


Figure 3.12. Illustration de différents maillages d'une partie du canal rugueux avec $b = 550 \mu\text{m}$, $h = 50 \mu\text{m}$, et $\lambda = 250 \mu\text{m}$.

Nous avons ensuite évalué les caractéristiques des maillages employés, qui sont illustrées dans le tableau (3.4).

Les résultats de l'indépendance du maillage pour les deux cas sont représentés respectivement par les deux figures (3.13) et (3.14), qui montrent l'évolution du facteur de frottement en fonction de la position pour les trois maillages employés. On peut observer sur ces figures que la taille successive de la grille n'affecte pas le calcul du facteur de frottement, et cela signifie que les résultats sont indépendants du maillage. Le système de grille M2 est donc choisi pour effectuer nos calculs.

Tableau 3.4. Statistiques des trois grilles employées à l'étude de l'influence du maillage.

Cas	Maillage	Nombre d'éléments	Nombre de Nœuds
Lisse	M1	907200	1017610
	M2	1979040	2139375
	M3	2979420	3181824
Rugueux (par symétrie)	M1	4087000	4563548
	M2	5725056	6294249
	M3	7955976	8648850

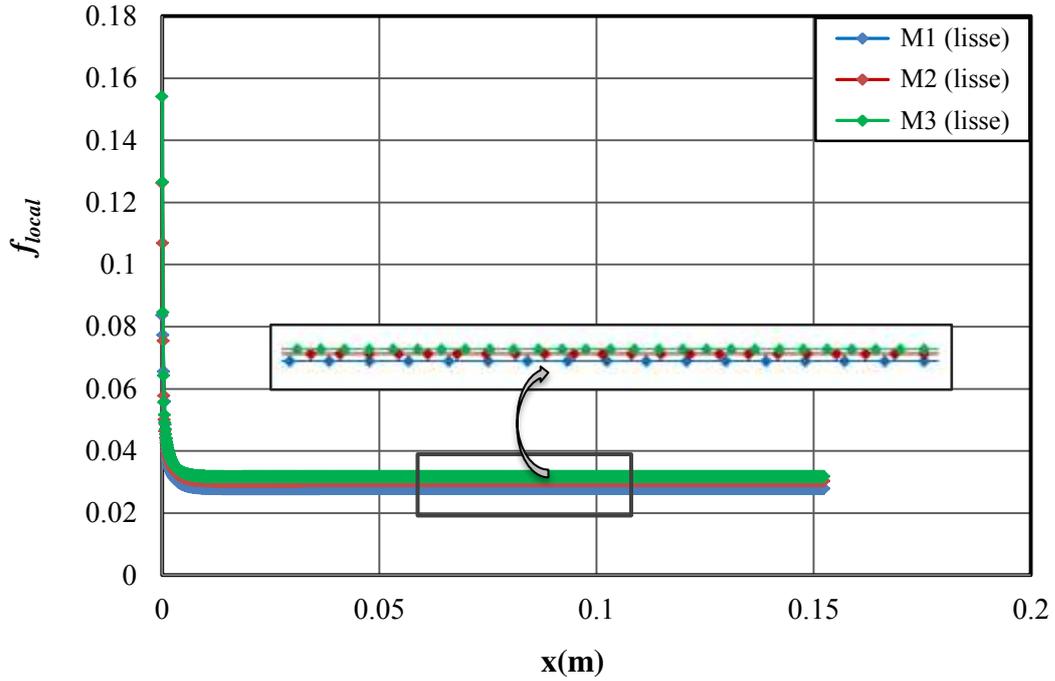


Figure 3.13. Effet du maillage sur le facteur de frottement à $y = 0.00635$ m dans le cas d'un microcanal lisse.

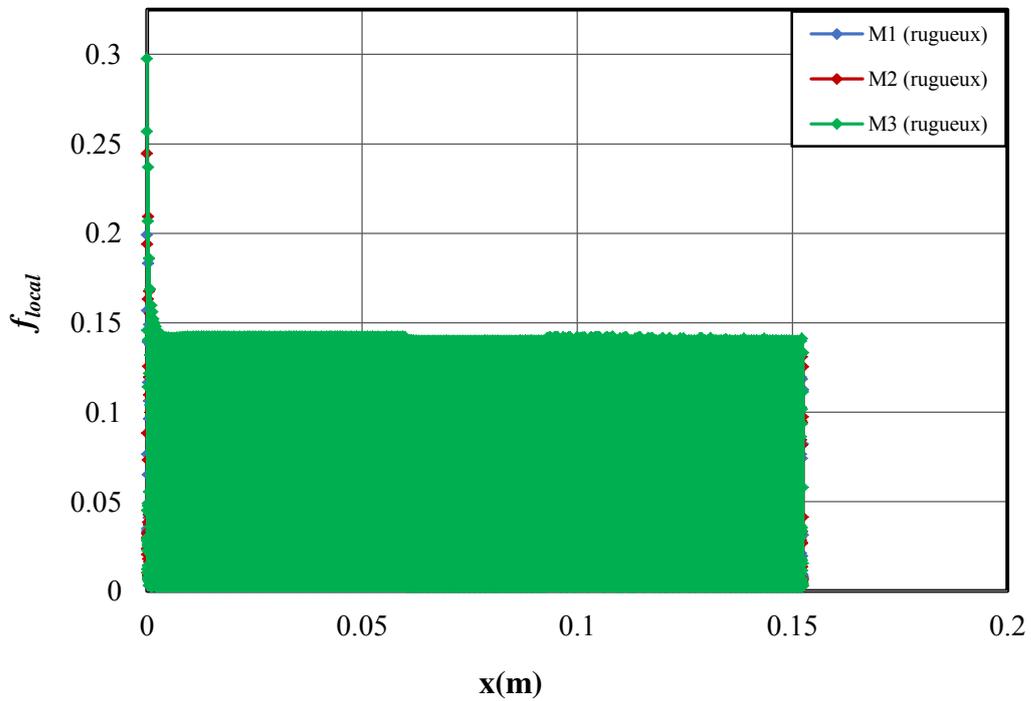


Figure 3.14. Vue complète de l'effet du maillage sur le facteur de frottement à $y = 0.00635$ m dans le cas d'un microcanal rugueux.

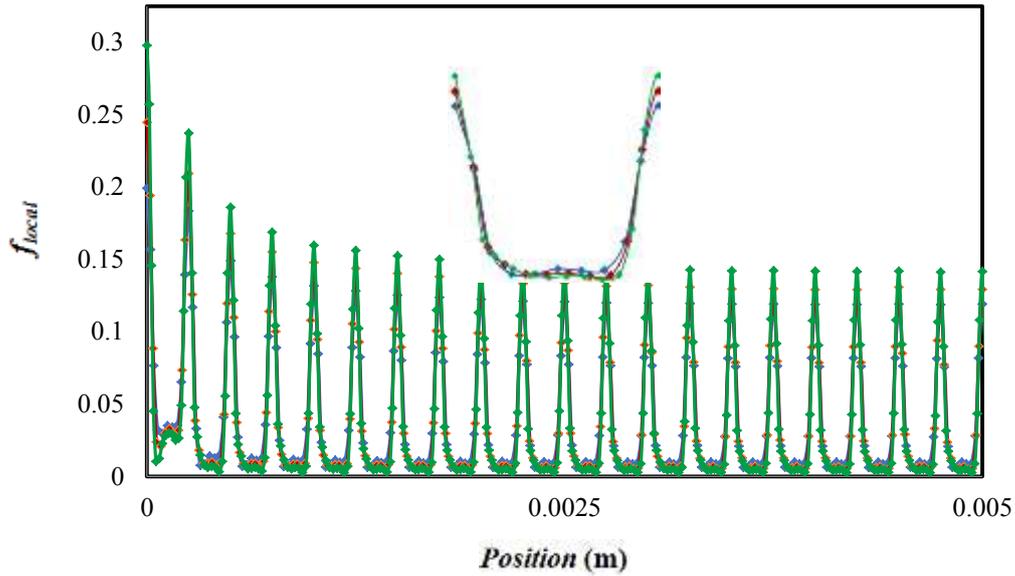


Figure 3.15. Effet du maillage sur le facteur de frottement à $y = 0.00635$ m dans une partie du microcanal rugueux.

3.5. Choix des paramètres sous Fluent

3.5.1. Schémas de discrétisation

La simulation réalisée à l'aide de l'Ansys Fluent v.15 utilise des schémas de discrétisation de type volume fini avec un maillage hexaédrique structuré. Nous conservons les schémas de discrétisation par défaut, sauf la discrétisation de quantité de mouvement on l'a varié puisque elle donne plus de précision. Les schémas pour les différentes variables sont synthétisés dans le tableau (3.5).

Tableau 3.5. Schémas de discrétisation.

Variable	Schémas de discrétisation	
	<i>Microcanal lisse</i>	<i>Microcanal rugueux</i>
Pression	Standard	Standard
Quantité de mouvement	Second Order Upwind	Second Order Upwind
Couplage vitesse-Pression	Simple	Simple

3.5.2. Convergence et Stabilité de la solution numérique

La convergence est un problème majeur lors de l'utilisation du logiciel CFD, et qui signifie que la solution des variables ne change plus significativement, quel que soit le nombre d'itérations. Le tracé des résidus est l'outil principal pour juger la convergence et donne également une idée de la stabilité de la solution.

Il y a quelques indicateurs disponibles qui pourraient être ajustés par un utilisateur, visant une solution convergente. En plus, une bonne qualité du maillage est un aspect important pour réduire l'erreur dans les calculs CFD, donc la facilité d'atteindre la convergence.

Pour vérifier si la solution est indépendante de l'itération, nous avons établi deux critères révélateurs de la convergence. Tout d'abord, la vérification que le tracé des résidus des variables vitesses selon x, y, et z ainsi que pour le résidu de l'équation de conservation de la masse est en décroissance puis il se stabilise. Cette stabilisation est le seuil de convergence (le critère d'arrêt). La figure (3.16) présente l'évolution des résidus en fonction du nombre d'itérations pour chaque variable, qui confirme le premier indicateur de la convergence.

Le deuxième critère est de vérifier que l'évolution de l'intégrale surfacique pour certains scalaires dans Fluent est toujours stable, comme le montre la figure (3.17), on peut voir que les valeurs du facteur de frottement atteignent des valeurs stables.

Il est clair d'après les figures précédentes qu'il y a deux phases successives, l'un pour que la solution instable et l'autre zone pour la solution stable ce qui implique que l'écoulement est bien établie.

Finalement, on peut dire que notre solution numérique est bien stable et la valeur du critère de convergence choisi pour arrêter nos calculs est $< 10^{-6}$.

3.5.3. Facteurs de sous-relaxation

Les facteurs de sous-relaxation ont un rôle important pour accélérer la convergence de la solution, contrôler et réduire le changement produit durant chaque itération d'une variable de l'écoulement. Dans notre problème, les valeurs par défaut sous Fluent de ces facteurs, on les a changé. On a pris la valeur du facteur de sous-relaxation de pression égale à 0.1.

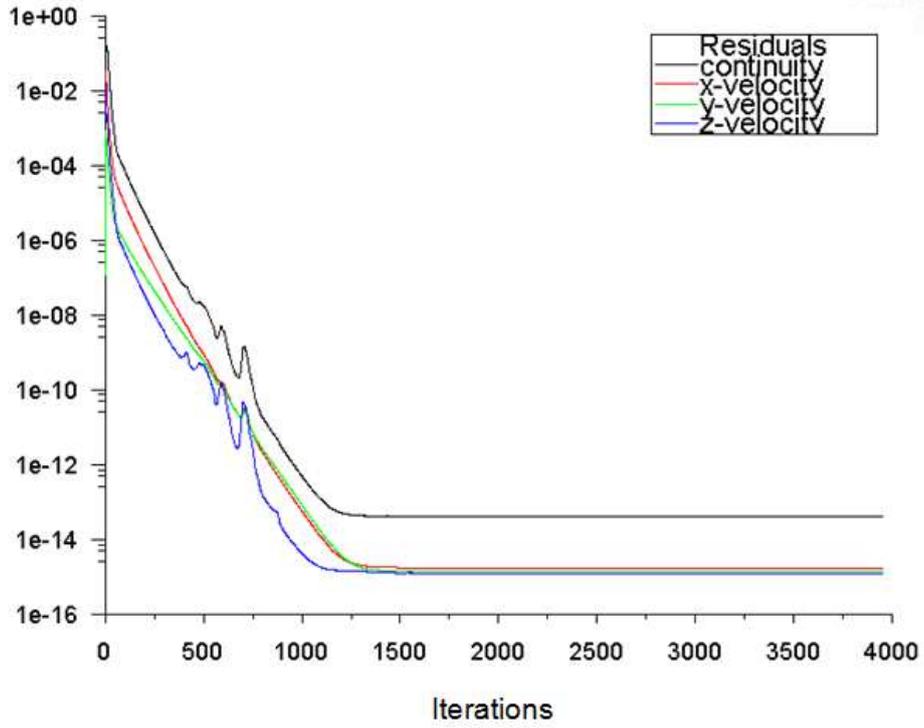


Figure 3.16. Evolution des résidus en fonction du nombre d'itérations pour chaque équation, avec $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 36 \mu\text{m}$, et $Re = 100$.

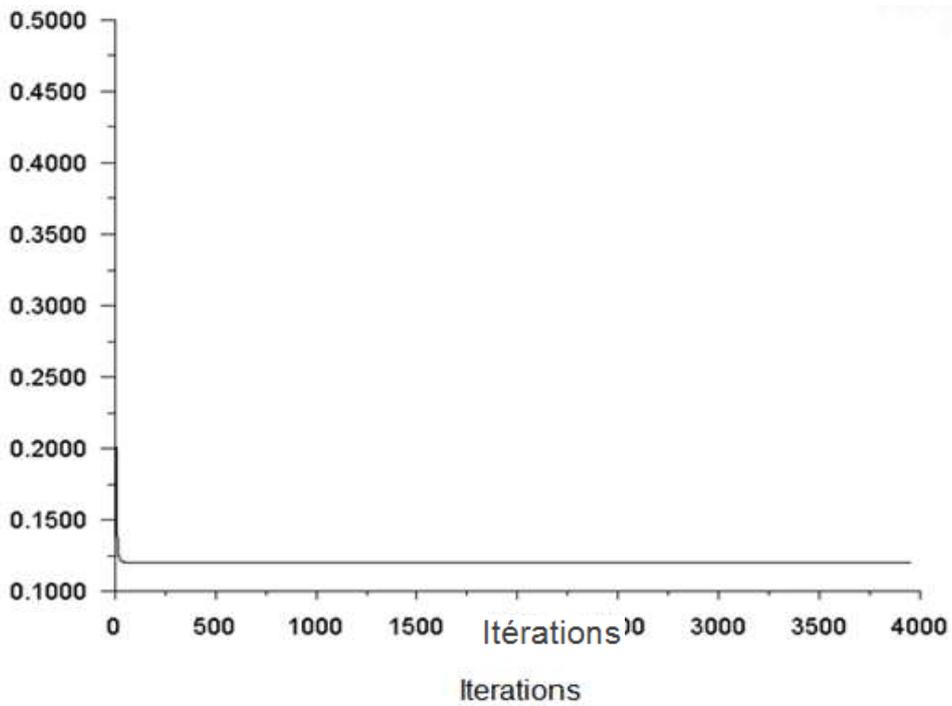


Figure 3.17. Stabilité du facteur de frottement.

3.6. Modélisation de l'écoulement turbulent

La précision des prévisions CFD pour l'écoulement turbulent dépend fortement de la qualité de la modélisation de la turbulence. Ceci est encore plus important pour l'écoulement à travers les microcanaux rugueux sous formes sinusoïdales. Donc cette partie a pour but de formuler au mieux le comportement des écoulements turbulents en utilisant deux modèles de turbulence $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST avec un traitement près des parois.

En plus, il est important de connaître le modèle de turbulence le plus adéquat pour calculer les valeurs moyennes et locales des caractéristiques de l'écoulement tel que le facteur du frottement,...

3.6.1. Différences entre les modèles $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST

Le modèle $k - \varepsilon$ Standard ne nécessite pas un temps de calcul très importants c'est à dire ne nécessite pas un maillage raffiné. Il est valable pour les écoulements turbulents loin des parois. Ce modèle discrimine automatiquement l'utilisation d'une fonction de paroi ou d'un modèle proche de la paroi (cela est utilisé pour une amélioration et une précision significative par rapport aux fonctions de paroi) pour modéliser l'écoulement près de la paroi.

Quant au modèle $k - \omega$ SST, il est plus performant que son concurrent $k - \varepsilon$ Standard. Il est recommandé pour des simulations de couche limite et donc il est bon de l'utiliser pour les problèmes comportant de forts gradients de pression adverse. Il nécessite des temps de calcul très importants, et un bon maillage aux limites. $k - \omega$ SST ne possède pas de fonction de paroi et il est également important de garder la valeur de z^+ de l'ordre de 1 ($z^+ \sim 1$).

3.6.2. Géométrie et Conditions aux limites

Pour modéliser l'écoulement turbulent en microcanaux rugueux, nous avons gardé le même domaine de calcul qui est déjà exposé précédemment avec les mêmes conditions aux limites, en plus d'autres conditions, comme:

- Un nombre de Reynolds variable entre 2500 à 8000 et on suppose que l'écoulement considéré comme un écoulement pleinement développé ;
- Une intensité turbulente I (rapport entre la fluctuation de vitesse et la vitesse moyenne) de 5 % est imposée.

3.6.3. Maillage de calcul

Deux grilles ont été générées. Un système de grille avec le premier point de grille près de la paroi situé à $z^+ > 11$ et inférieure à 30 pour garantir que la loi de la paroi est applicable. Il a été généré pour le modèle $k-\varepsilon$ Standard, tandis qu'un système de grille fine avec le premier point de grille près de la paroi situé $z^+ < 1$, qui satisfait le critère pour garantir l'activation du modèle $k-\omega SST$ dans les régions proches de la paroi, a été développé pour le modèle $k-\omega SST$.

En plus, le modèle $k-\varepsilon$ Standard est exécuté en sélectionnant la fonction de paroi standard (voir le chapitre précédent).

Il est clair qu'il crée un maillage grossier qui fonctionne avec le modèle $k-\varepsilon$ Standard et un maillage raffiné dans la région proche de la paroi pour le modèle $k-\omega SST$, figure (3.18) et figure (3.19) respectivement.

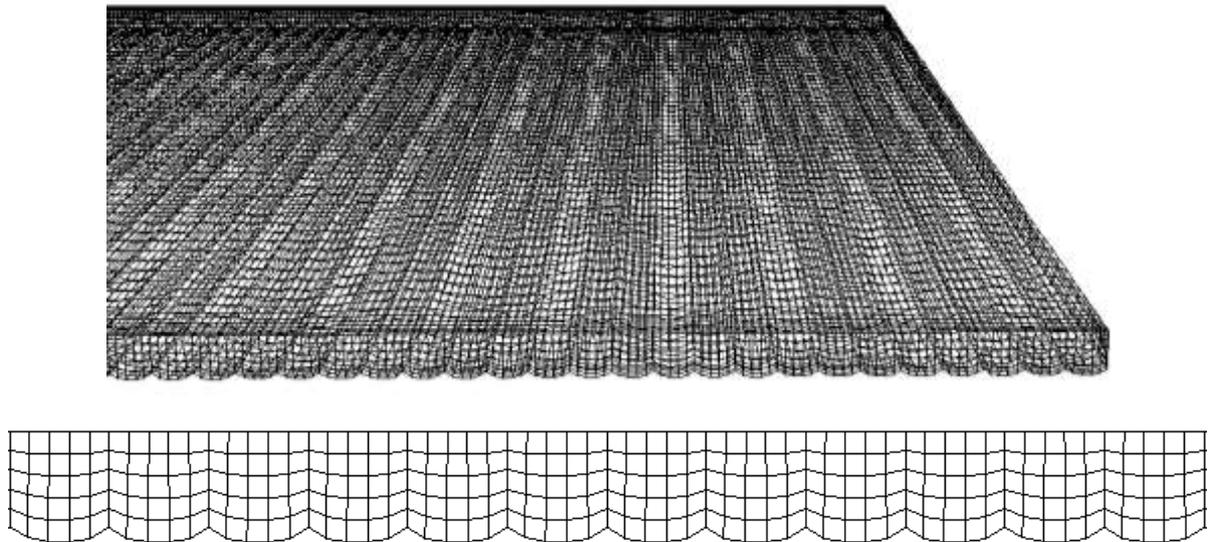


Figure 3.18. Le maillage considéré pour le modèle $k-\varepsilon$ Standard avec un nombre de nœuds de 1171584.

3.6.4. Influence du maillage sur la zone z^+

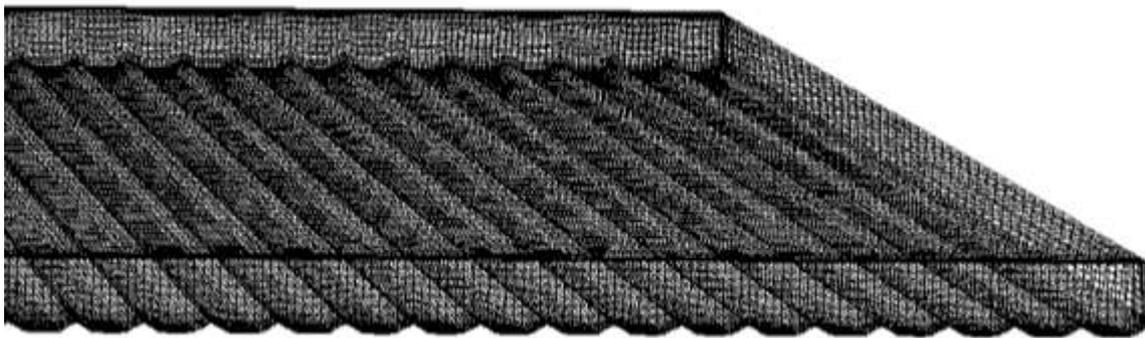
Pour but de modéliser et de visualiser convenablement l'écoulement turbulent au niveau de la sous-couche visqueuse, il est important de prendre un z^+ de l'ordre de 1 pour que la cellule de calcul puisse prendre en compte les effets de la couche limite.

Dans ce cas, nous avons généré deux maillages pour estimer la valeur de z^+ , qui sont présentés sur la figure (3.19). Le nombre de nœuds pour chaque grille et les valeurs de la

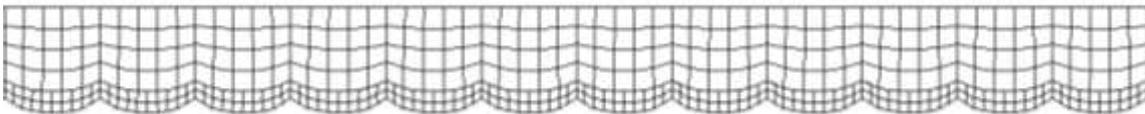
distance adimensionnelle z^+ pour les cellules proches de la paroi sont donnés dans le tableau (3.6).

Tableau 3.6. Estimation de la valeur de z^+ pour le maillage de $k - \omega SST$.

Maillage	Nombre de nœuds	z^+ moyenne	facteur de frottement numérique	facteur de frottement théorique	Erreur relative (%) $\left \frac{f_{numérique} - f_{théorique}}{f_{théorique}} \right \times 100$
Maillage 1 (figure 3.19.a)	3105537	3.55	0.0149	0.0135	10.50
Maillage 2 (figure 3.19.b)	6183828	1.88	0.0141		4.57



(a)



(b)

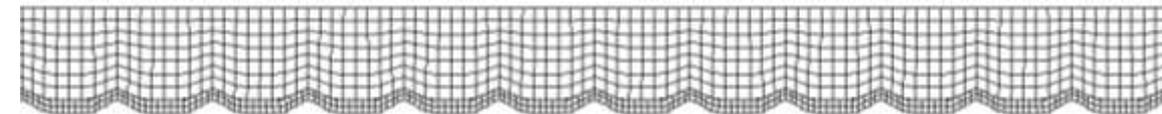


Figure 3.19. Le maillage considéré pour le modèle $k - \omega SST$; (a) et (b) : maillages du plan situé à $y = 0.00635$ m.

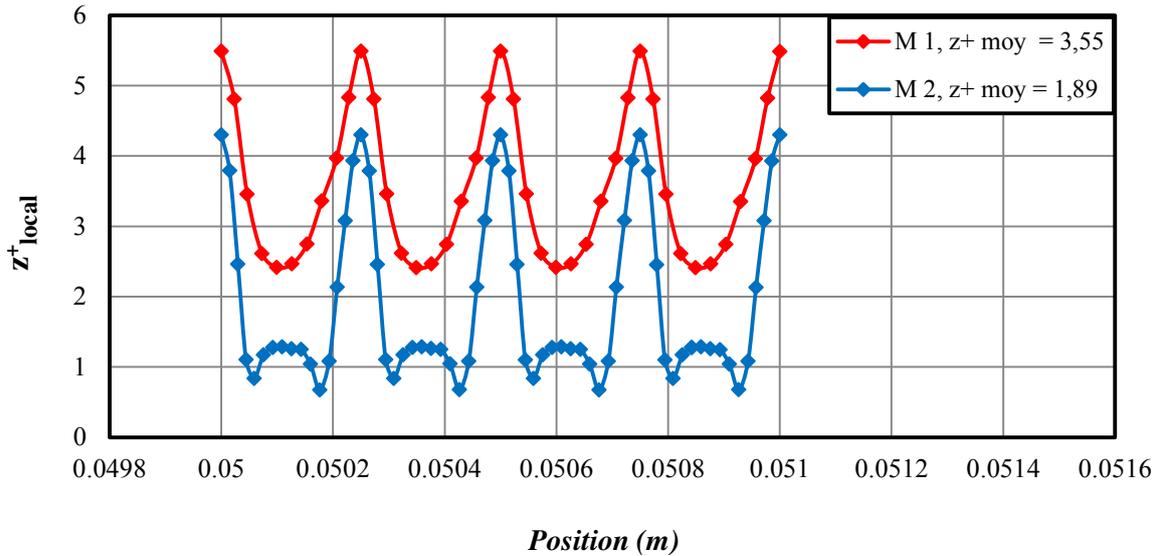


Figure 3.20. Évolution de z^+ le long d'une partie de la paroi inférieure du canal rugueux pour le modèle $k - \omega SST$ avec $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et $h = 36 \mu\text{m}$.

D'après la figure (3.20) et le tableau (3.6), on observe que la valeur moyenne de z^+ tend vers l'unité **1** avec plus du raffinement. Nos calculs sont arrivés à la valeur de $z^+ = 1.89$ puisque n'ayant pas des ressources de calculs suffisantes pour avoir un maillage plus raffiné. Malgré que la valeur de $z^+ = 1.89$ mais elle a donné un bon accord entre le facteur de frottement simulé et celui théorique pour un nombre de Reynolds égal à 3000.

On peut conclure que z^+ a une influence significative sur les résultats calculés du facteur de frottement de la paroi pour le modèle $k - \omega SST$.

3.6.5. Méthodes de calcul sous Fleunt

L'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) a été adopté pour coupler la pression et la vitesse dans la simulation turbulente. Pour plus de précision, le schéma upwind de second ordre a été sélectionné pour la discrétisation spatiale. Le critère de convergence est inférieur à 10^{-6} . Nous avons utilisé deux critères de convergence qui apparaissent sur les figures ci-dessous.

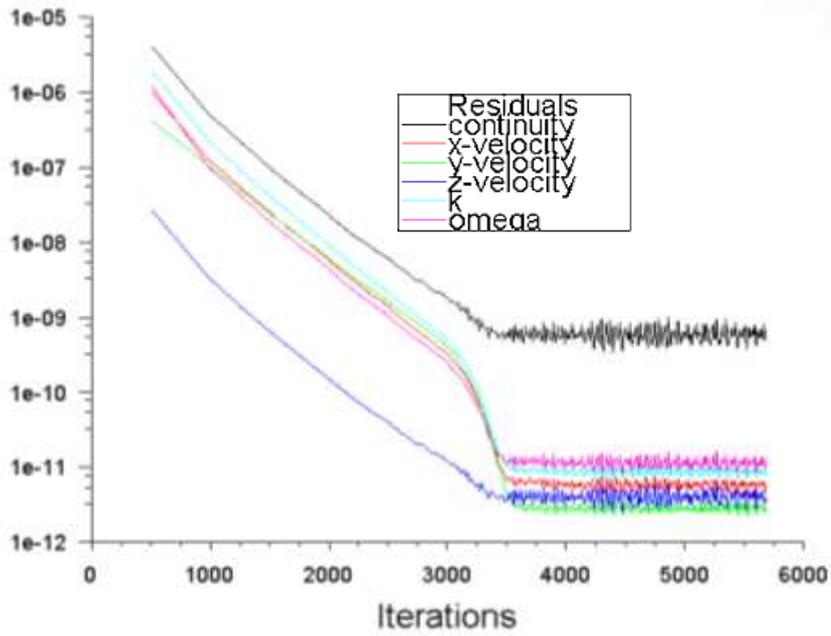


Figure 3.21. Evolution des résidus en fonction du nombre d'itérations pour le modèle $k-\omega$ SST, avec $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 36 \mu\text{m}$, et $Re = 3000$.

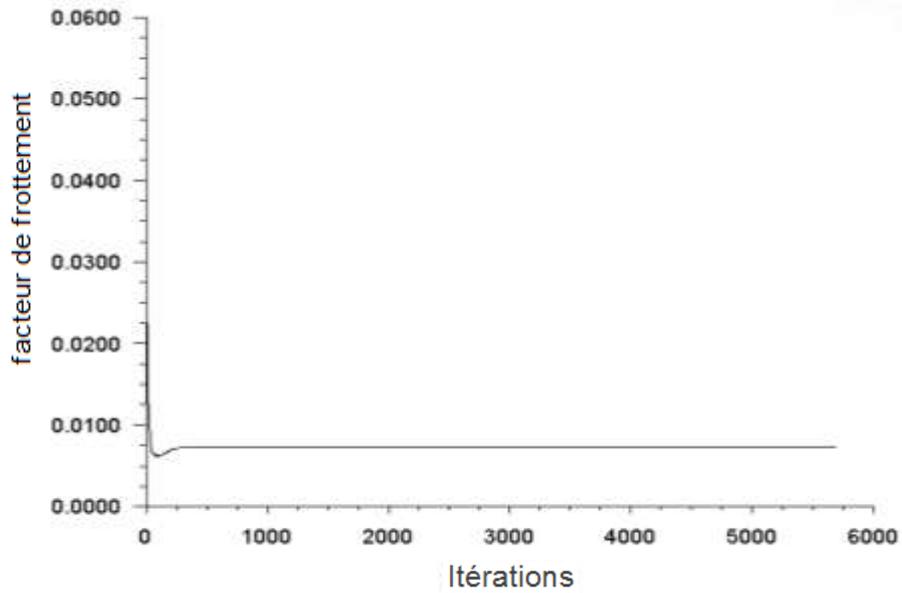


Figure 3.22. Stabilité du facteur de frottement pour le modèle $k-\omega$ SST.

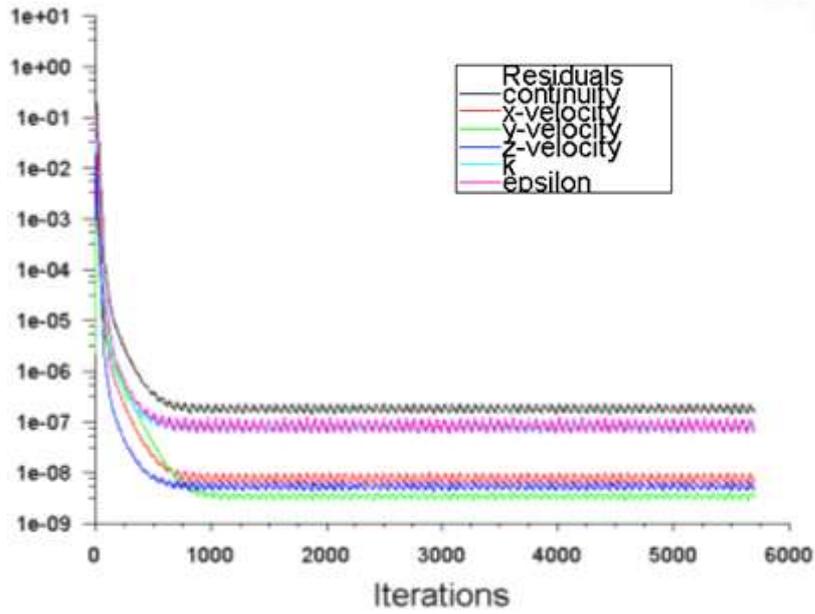


Figure 3.23. Evolution des résidus en fonction du nombre d'itérations pour le modèle $k-\varepsilon$ Standard, avec $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, $h = 50 \mu\text{m}$, et $Re = 5000$.

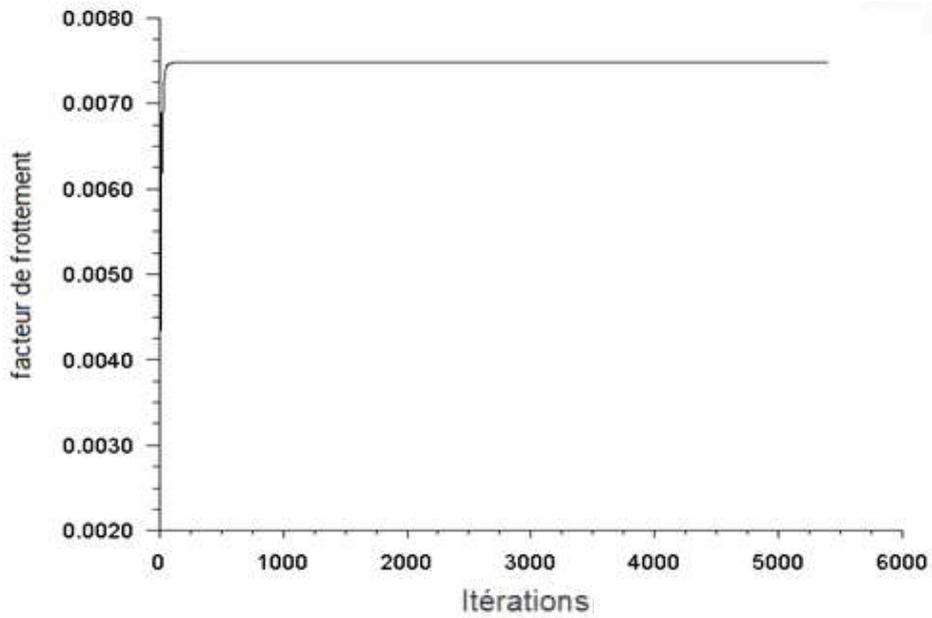


Figure 3.24. Stabilité du facteur de frottement pour le modèle $k-\varepsilon$ Standard.

3.6.6. Influence des modèles de turbulence sur le facteur de frottement

Il est bien évident que la qualité des résultats de simulation d'écoulement turbulent est très liée au modèle utilisé. Il est donc nécessaire de faire une évaluation de l'effet des modèles de turbulence utilisés dans les calculs CFD sur le facteur de frottement en microcanaux rugueux pour deux configurations en prenant en compte le changement de la hauteur de la rugosité. Les valeurs calculées à l'aide des différents modèles de turbulence $k-\varepsilon$ Standard et le modèle de transport des contraintes de cisaillement $k-\omega$ SST sont présentées sur les figures (3.25), (3.26).

Le modèle $k-\varepsilon$ Standard prédit des valeurs de facteur de frottement en très bon accord avec la théorie, tandis que le modèle $k-\omega$ SST s'approche davantage de la théorie pour un nombre de Reynolds est 3000. Au-delà de $Re = 3000$, le facteur de frottement diverge par rapport à la théorie et cela est causé par l'effet de z^+ parce que z^+ dépend fortement du nombre de Reynolds, quand le nombre de Reynolds augmente z^+ augmente aussi. Donc, Nous serons hors du premier sous couche de la région proche de la paroi.

On note que chaque nombre de Reynolds nécessite son propre maillage.

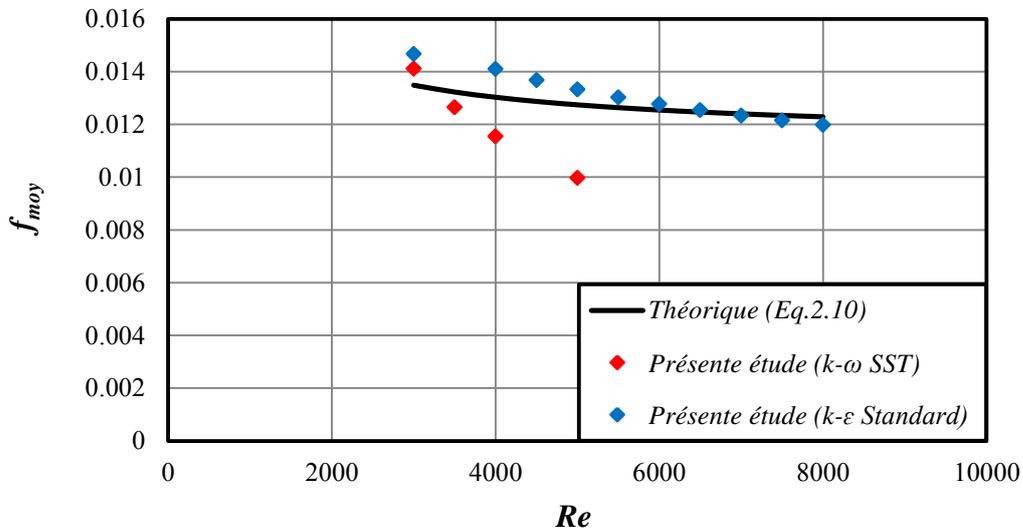


Figure 3.25. Comparaison des résultats CFD avec la théorie en utilisant les modèles $k-\varepsilon$ Standard et $k-\omega$ SST, pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et $h = 36 \mu\text{m}$.

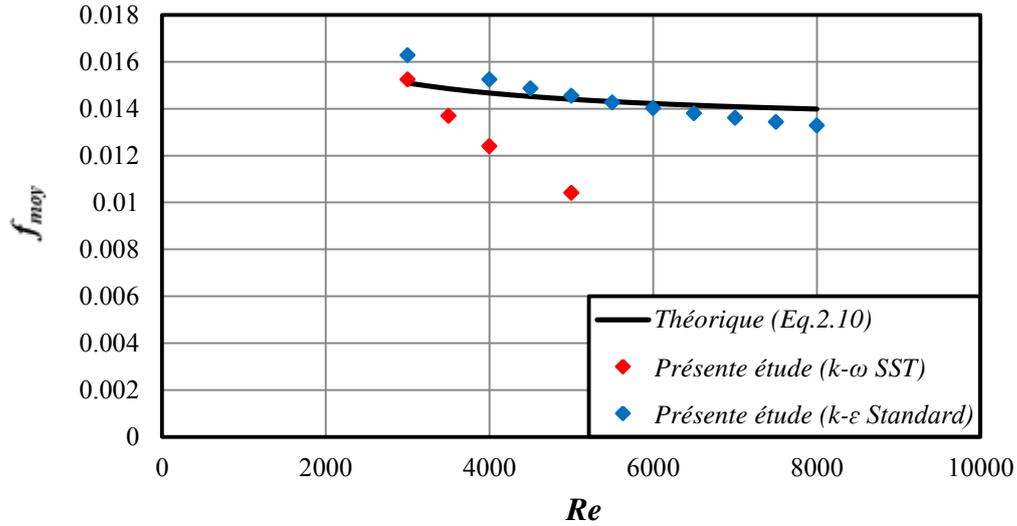


Figure 3.26. Comparaison des résultats CFD avec la théorie en utilisant les modèles $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST, pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et $h = 50 \mu\text{m}$.

La figure (3.27) illustre une comparaison des erreurs relatives des deux modèles de turbulence. On remarque que l'erreur relative maximale pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard est de l'ordre de 9 %. Tandis que pour le modèle $k - \omega$ SST, elle vaut 28 %. Donc, les résultats obtenus par le modèle $k - \varepsilon$ Standard sont en bon accord avec la théorie contrairement à ceux prédits par le modèle $k - \omega$ SST.

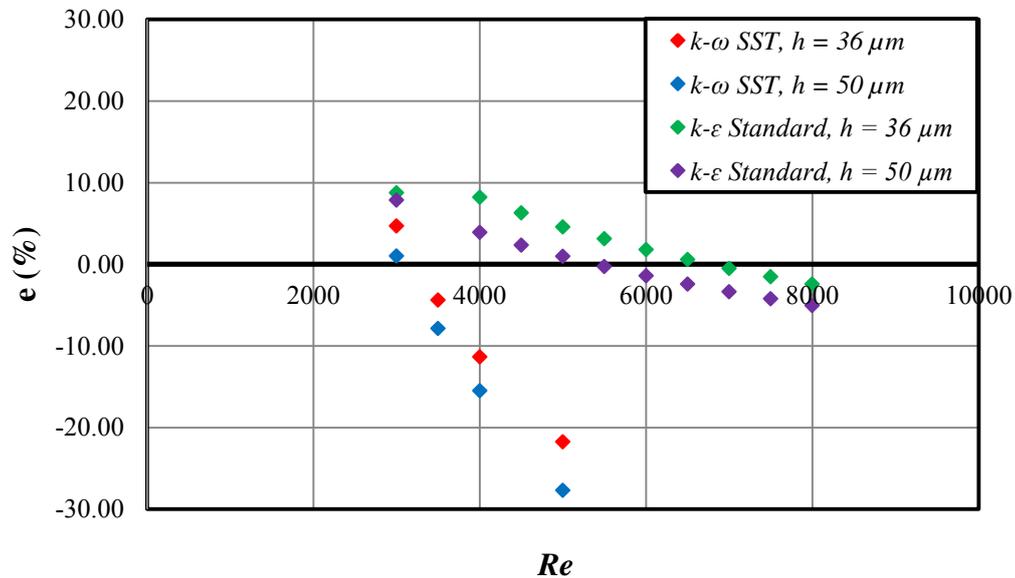


Figure 3.27. Erreur relative pour les deux modèles $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST.

3.7. Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement les principes de la modélisation numérique de la dynamique des fluides (CFD) par la méthode des volumes finis, En particulier les techniques de maillage, qui sont parmi les difficultés trouvées dans notre problème. Le maillage réalisé est de type hexaèdre. Ce type de maillage est difficilement généré parce que nous avons cherché un compromis entre la précision et le coût en temps de calcul.

Références

Xia B., Sun D. W. (2002). Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: a review. *Computers and electronics in agriculture*, Vol. 34, pp. 5-24.

Wagner R. N. (2010). Effects of Structured Roughness on Fluid Flow at the Microscale Level, Thesis. Rochester Institute of Technology. New York, USA.

Chapitre 4

Résultats et discussion

4.1. Introduction

La dernière phase de cette étude consiste à effectuer une analyse et une discussion générale avec une interprétation de l'ensemble des résultats obtenus lors de cette étude. La première partie des résultats présente une validation de nos simulations par la confrontation avec des mesures expérimentales de Wagner (2010), ensuite, nous présentons des résultats quantitatifs basés sur le facteur de frottement pour les deux régimes laminaire et turbulent puis des résultats qualitatifs (visualisations des vecteurs de vitesse, champs de vitesse,...).

4.2. Validation du modèle CFD

L'objectif de cette partie est de valider le modèle CFD d'un écoulement d'eau dans un microcanal lisse et un microcanal rugueux. Afin de valider notre modèle, on compare les valeurs du facteur de frottement simulées avec les valeurs mesurées par Wagner (2010) ainsi que avec les valeurs théoriques (la théorie classique).

Notre validation a été effectuée en utilisant les mêmes données du Wagner (2010) qui sont reportés dans le tableau (4.1).

Tableau 4.1. Les données géométriques des canaux testées.

Cas	Re		Hauteur du canal, μm	Hauteur de rugosité, μm	Pas de rugosité, μm
	Régime laminaire	Régime turbulent			
Lisse			102	
			750		
	20-2000	791	50	400
Rugueux	50-1200	1900-3000			

4.2.1. Validation en régime laminaire pour le microcanal lisse et rugueux

Le facteur de frottement simulé est calculé à partir de l'équation (2.5), tandis que les deux facteurs de frottement expérimental et théorique sont calculés par les deux équations respectivement (2.6) et (2.7).

Les figures (4.1), (4.2) présentent les résultats de comparaison de la variation du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour les trois différentes études. On remarque, que les résultats des simulations se superposent sur les valeurs théoriques et expérimentales, donc notre simulation est bien validée.

De plus, nous donnons une autre validation résumée sur le tableau ci-dessous, qui estime la valeur de l'erreur relative pour le microcanal lisse.

Tableau 4.2 .Comparaison des facteurs de frottement dans le canal lisse pour divers travaux.

b (μm)	Re	$f_{\text{théo}}$	f_{exp} , [Wagner et al.] (2012)	f_{num} , [Dharaiya et al.] (2013)	Erreur % exp – num	f_{num} (Présente étude)	Erreur % f_{num} (Présente étude) – $f_{\text{théo}}$
102	784	0.0303	0.0232	0.0238	2.58	0.0297	1.91
378	800	0.0288	0.0331	0.0336	1.51	0.0288	0.10
548	784	0.0289	0.0330	0.0332	0.76	0.0292	1.01
751	785	0.0283	0.0299	0.0304	1.67	0.0290	2.36

Les pourcentages d'erreurs entre les facteurs de frottement simulées et théoriques ont été calculés comme suit :

$$\text{Erreur \%} = \left| \frac{f_{\text{num}} \text{ (Présente étude)} - f_{\text{théo}}}{f_{\text{théo}}} \right| \cdot 100 \quad (4.1)$$

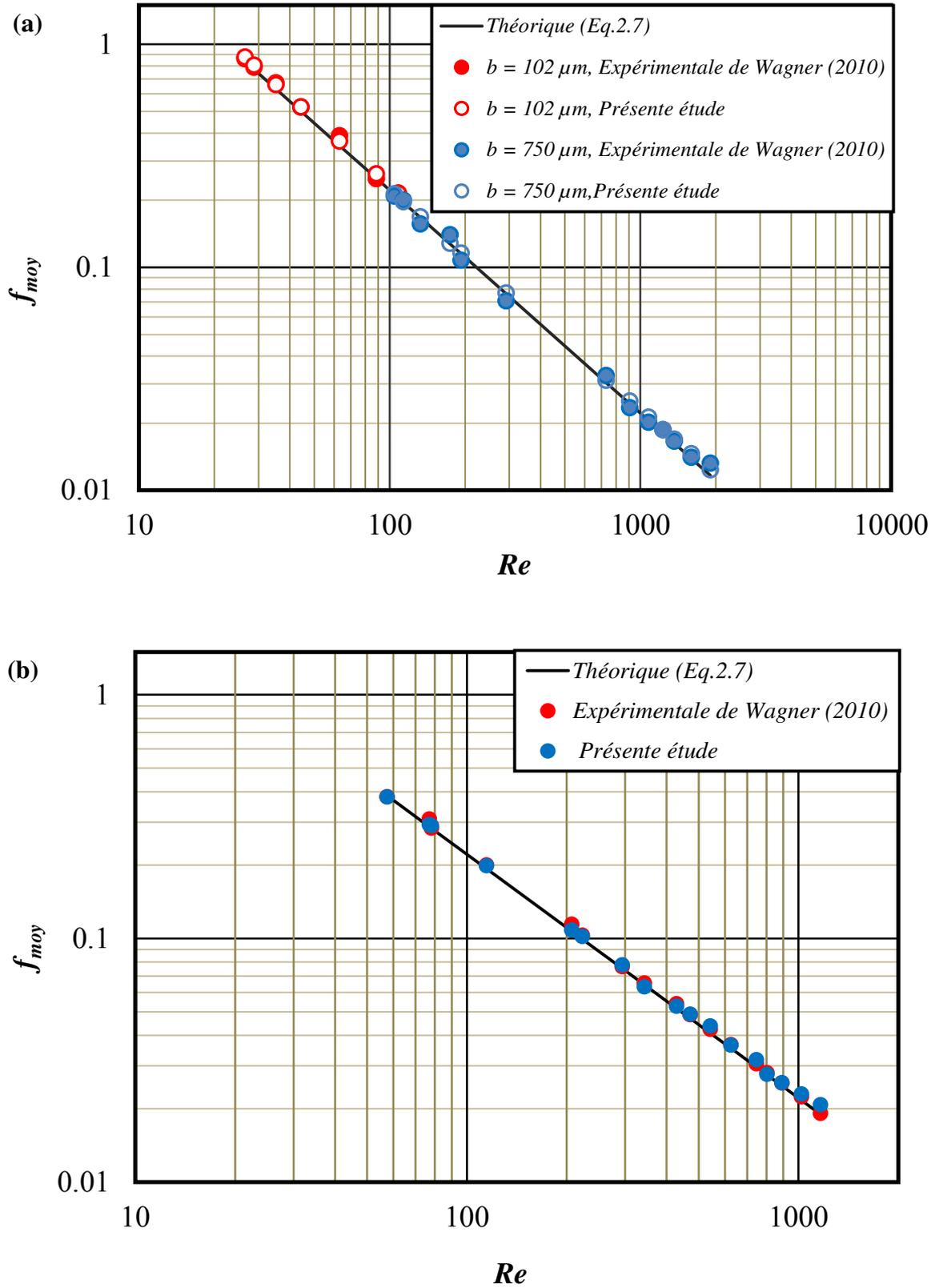


Figure 4.1. Validation du facteur de frottement simulé avec les résultats expérimentaux et la théorie conventionnelle, (a) : un microcanal lisse, (b) : un microcanal rugueux; $h = 50 \mu m$, $\lambda = 400 \mu m$ et $b = 791 \mu m$.

4.2.2. Validation en régime turbulent pour le microcanal rugueux

L'écoulement turbulent dans un microcanal rugueux a été simulé et les résultats obtenus ont été comparés aux mesures de **Wagner (2010)**.

La figure (4.2) présente le facteur de frottement moyen obtenu pour des nombres de Reynolds allant de 1800 à 3000.

La simulation numérique a été réalisée par deux modèles $k-\varepsilon$ Standard et $k-\omega$ SST dans le but de trouver le modèle le plus adapté à la résolution de notre problème. Tout d'abord, la figure (4.2) montre un accord entre les valeurs calculées et mesurées surtout dans la gamme des nombres de Reynolds qui varie de 2600 à 3000.

En plus, pour les valeurs du nombre de Reynolds inférieures à 2600, on note que les résultats du modèle $k-\omega$ SST s'approchent aux résultats expérimentaux. Donc ce modèle est le plus adapté au microcanal rugueux de $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 400 \mu\text{m}$ et $b = 791 \mu\text{m}$. De tout cela, on peut dire que le modèle $k-\varepsilon$ Standard est plus adapté à l'écoulement turbulent complètement développé et le modèle $k-\omega$ SST est plus adapté à l'écoulement transitoire.

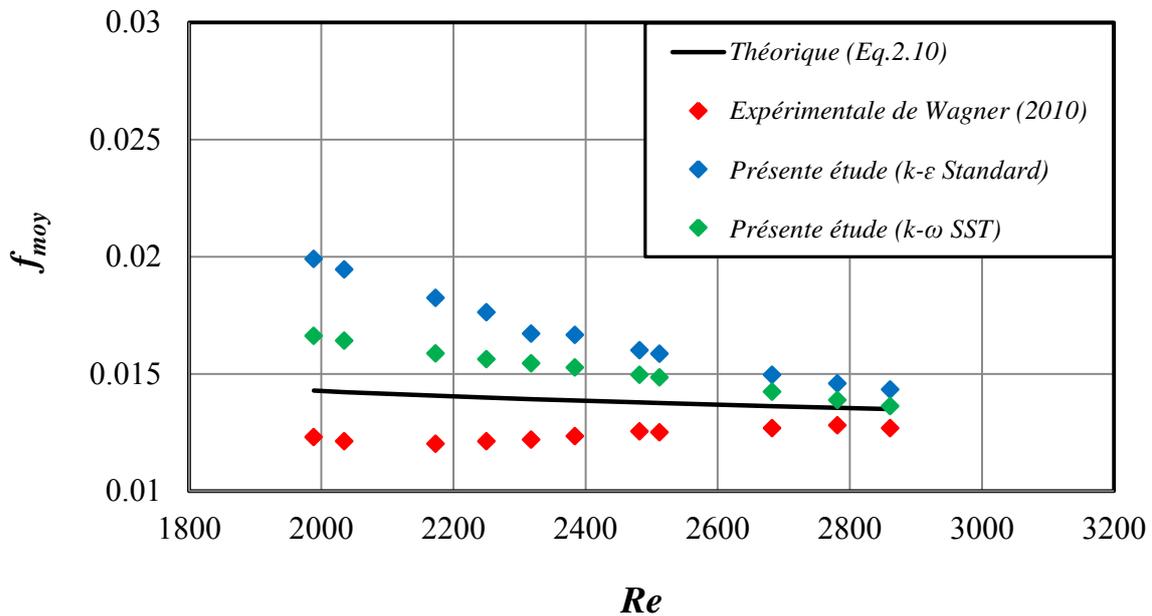


Figure 4.2. Validation du facteur de frottement simulé avec les résultats expérimentaux et la théorie conventionnelle, en régime turbulent pour le microcanal rugueux de $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 400 \mu\text{m}$ et $b = 791 \mu\text{m}$.

4.3. Effets de la rugosité sur le facteur de frottement en régime laminaire

Cette section présente l'étude de l'effet de plusieurs paramètres géométriques définissant notre modèle de rugosité, tels que la hauteur du microcanal, la hauteur de la rugosité, et le *pas* sur la dynamique des écoulements traversant ces conduites.

4.3.1. Effet de la hauteur du microcanal

a. Facteur de frottement local

Pour étudier l'effet du changement de la hauteur b (550 μm et 750 μm), on a fixé les deux autres paramètres définissant notre modèle de rugosité, qui sont respectivement ; $h = 50 \mu\text{m}$ et $\lambda = 250 \mu\text{m}$. Nous avons tracé la variation du facteur de frottement local à certain distance ($x = 70 - 80 \text{ mm}$, c'est-à-dire sur quatre *pas*, figure (4.4).

L'allure des quatre *pas* (quatre cellules de rugosité) est présentée sur la figure (4.3).

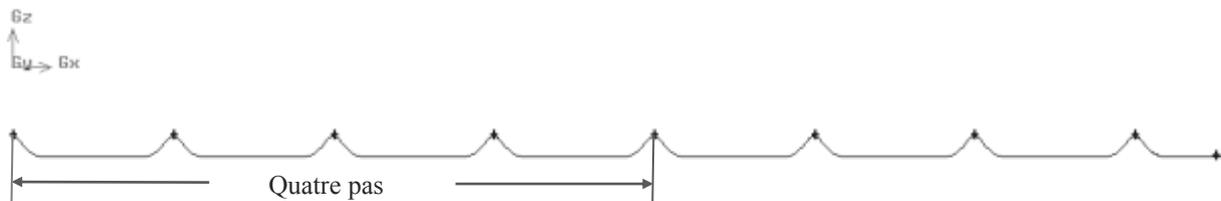


Figure 4.3. Profil de la rugosité pour $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $h = 50 \mu\text{m}$.

Sur la figure (4.4), on observe que les valeurs locales du facteur de frottement et leurs profils pour les deux structures considérées prends les mêmes allures des éléments de rugosité sinusoïdales choisis, la figure (4.3).

L'augmentation de la hauteur du canal engendre un faible effet sur le facteur de frottement local. Les courbes sont presque identiques, ce résultat confirme bien la théorie conventionnelle présentée par **Shah et London (1978)**. La hauteur de rugosité correspondante à ces hauteurs de canaux choisies reste sans effet et ne provoque presque que des petites détachements de fluide aux cotés de la paroi. Ce qui n'a qu'un effet minime sur le rétrécissement de la section de passage, qui reste presque constante.

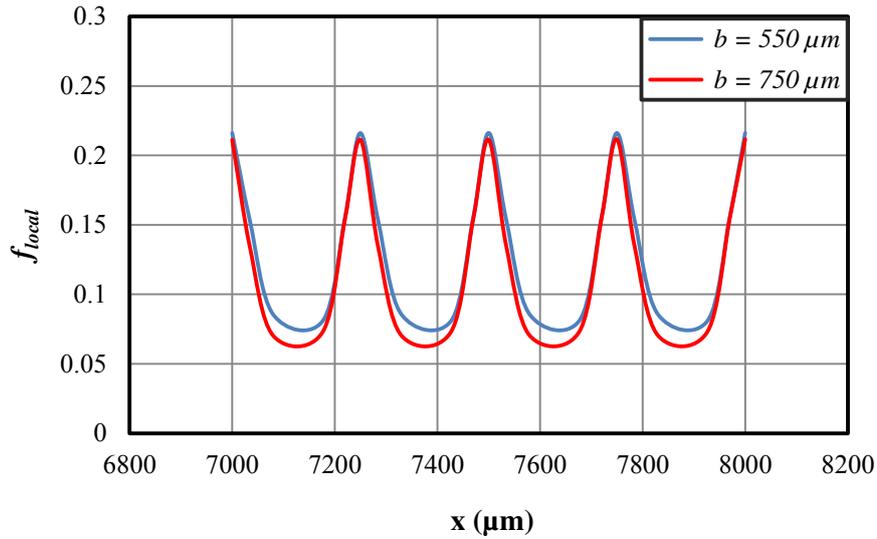


Figure 4.4. Effet de la hauteur du microcanal sur le facteur de frottement local pour $Re = 100$, $h = 50 \mu\text{m}$, et $\lambda = 250 \mu\text{m}$.

b. Facteur de frottement moyen

Le tableau (4.3) présente les valeurs du facteur de frottement moyen et leur erreur relative, on remarque que l'effet de la hauteur du microcanal est presque négligeable, avec une erreur relative maximale ne dépasse pas les 3 % pour toutes les hauteurs choisies.

Tableau 4.3. Valeurs du facteur de frottement moyen et l'erreur relative (e) obtenues pour chaque hauteur du microcanal.

Hauteur du microcanal (b)	Re	$f_{\text{théo}}$	f_{num} (Présente étude)	e (%)
550 μm	100	0.2268	0.2335	2.95
	626	0.0362	0.0371	2.37
750 μm	100	0.2222	0.2278	2.52
	626	0.0355	0.0358	0.92

4.3.2. Effet de la hauteur de rugosité

a. Facteur de frottement local

Pour étudier l'effet de la hauteur de la rugosité sur le facteur de frottement local, on va fixer les autres paramètres de la rugosité et changer uniquement la hauteur de rugosité ($h = 36, 50, 131 \mu\text{m}$). La figure (4.5) présente la variation du facteur de frottement local le long de la direction d'écoulement ($x = 0.1 - 0.101\text{m}$). De cette figure, on observe que les valeurs maximales du facteur de frottement se situent aux tops des modèles de la rugosité, ce qui correspondant aux valeurs maximales des gradients de vitesse dus aux rétrécissements des sections de passages.

D'autre part, les valeurs minimales du facteur de frottement local sont localisées aux bas des modèles de rugosité diminuent avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité, et provoquent de faibles gradients de vitesse dans ces zones proches de la paroi. Il est bien remarquable suivant les profils du facteur de frottement que les distances de détachements, qui sont la cause majeure de la variation du facteur de frottement, augmentent avec l'augmentation de la hauteur de la rugosité. Le profil du facteur de frottement local suit la même allure sinusoïdale de la rugosité, figure (4.6).

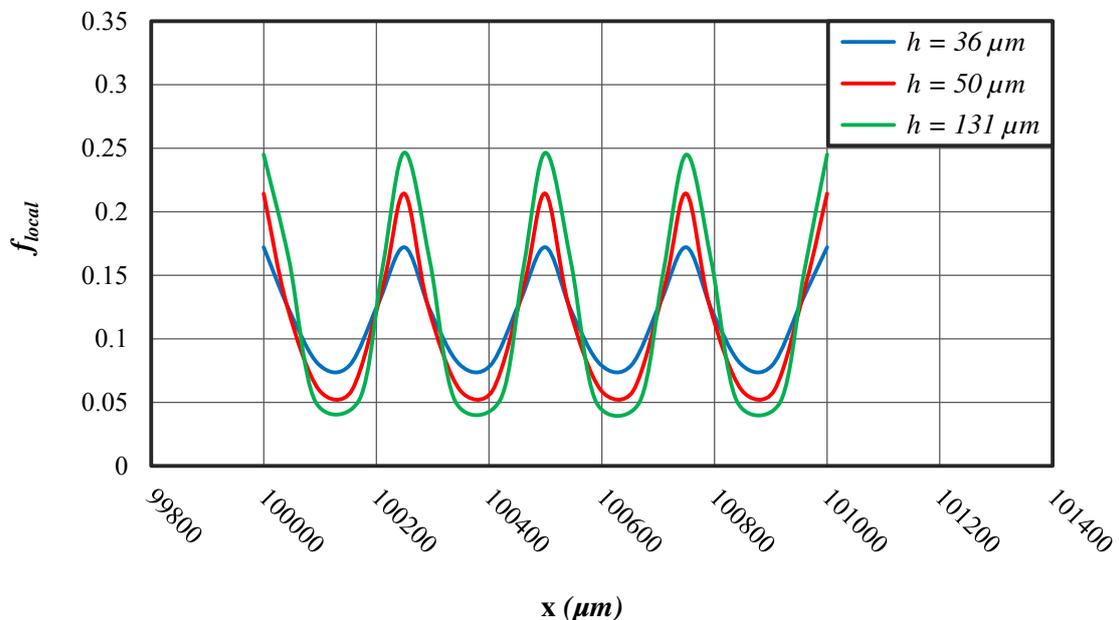


Figure 4.5. Effet de la hauteur de rugosité sur le facteur de frottement pour $Re = 100$, $b = 550 \mu\text{m}$, et $\lambda = 250 \mu\text{m}$.

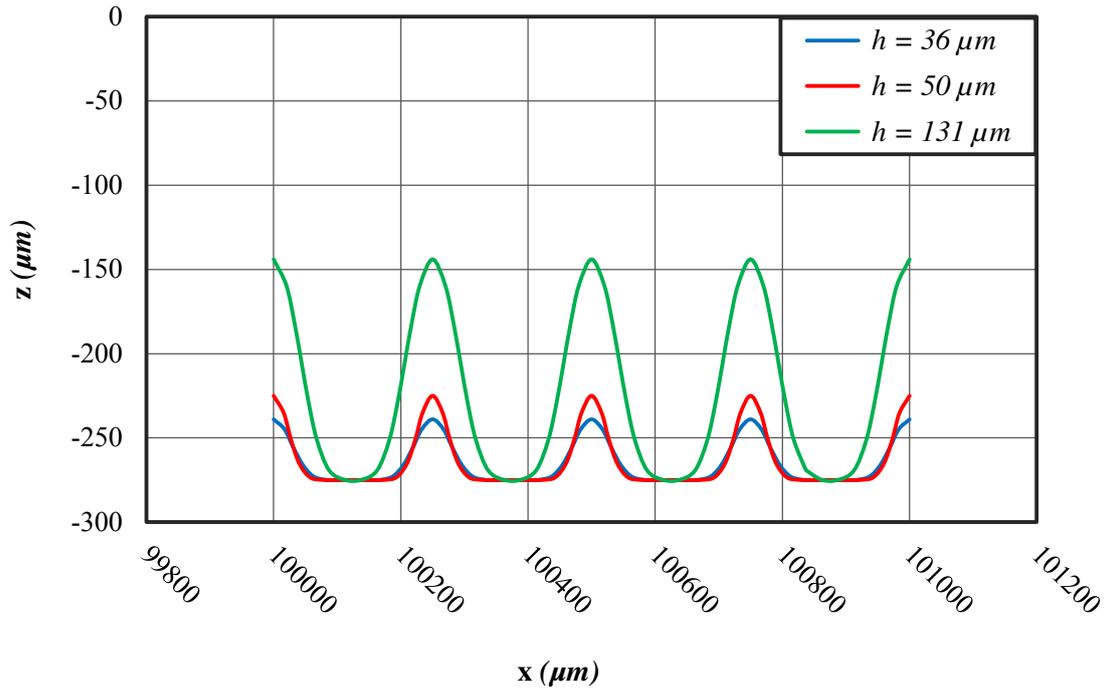


Figure 4.6. Profils de rugosité pour $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$, et h variable.

b. Facteur de frottement moyen

Le tableau (4.4) présente un résumé de pourcentage d'erreur relative entre le calcul numérique et celui obtenu par la théorie conventionnelle pour l'écoulement laminaire en microcanaux rugueux.

À partir de ce tableau, on observe un effet plus significatif de la hauteur de rugosité sur le facteur de frottement surtout pour $h = 131 \mu\text{m}$ et $Re = 626$, et un moins effet pour $h = 131 \mu\text{m}$ et $Re = 100$ avec une erreur d'environ 10 %. Ce résultat est rapporté par Li et al. (2020).

Pour les petites valeurs de la hauteur de rugosité, $h = 36 \mu\text{m}$ et $h = 50 \mu\text{m}$, un meilleur accord avec la théorie classique a été remarqué. Le même résultat a été obtenu par **Srivastava et al. (2009)**, ils ont arrivé à une bonne concordance entre les résultats simulés et expérimentales pour deux géométries différentes ($b = 400, 500 \mu\text{m}$; $h = 51 \mu\text{m}$; $\lambda = 508, 1016 \mu\text{m}$), leur erreur maximal a été estimer à 5.4 %. De cela on peut dire que la théorie classique est bien applicable aux microcanaux ayant des hauteurs de rugosité considérées comme petites par rapport aux hauteurs de celles-ci.

Tableau 4.4. Valeurs du facteur de frottement moyen et l'erreur relative (e) obtenues pour chaque hauteur de rugosité.

Re	Hauteur de rugosité (h)	$f_{théo}$	f_{num} (Présente étude)	e (%)
100	36 μm	0.2268	0.2287	0.84
	50 μm		0.2335	2.95
	131 μm		0.2486	9.64
626	36 μm	0.0362	0.0378	4.37
	50 μm		0.0371	2.37
	131 μm		0.0446	23.07

4.3.3. Effet du *pas* de rugosité

a. Facteur de frottement local

Pour étudier les effets du *pas* de la rugosité sur l'écoulement du fluide, trois géométries ont été sélectionnées avec des *pas* variables de 150 μm , 250 μm et 400 μm respectivement. De plus, les autres paramètres de la rugosité ont été fixés.

La figure (4.7) présente les profils du facteur de frottement local pour chaque *pas* de rugosité. D'après ce graphique, on observe que le facteur de frottement diminue avec l'augmentation du *pas* de la rugosité. Il est bien clair, d'après le graphe, que l'augmentation du *pas* n'altère pas l'écoulement du fluide aux cotés de la paroi d'une façon importante par rapport aux conduites lisses. A l'encontre la valeur du *pas* 150 μm qui altère l'écoulement d'une façon considérable et provoque des détachements qui se reflètent par l'augmentation du facteur de frottement.

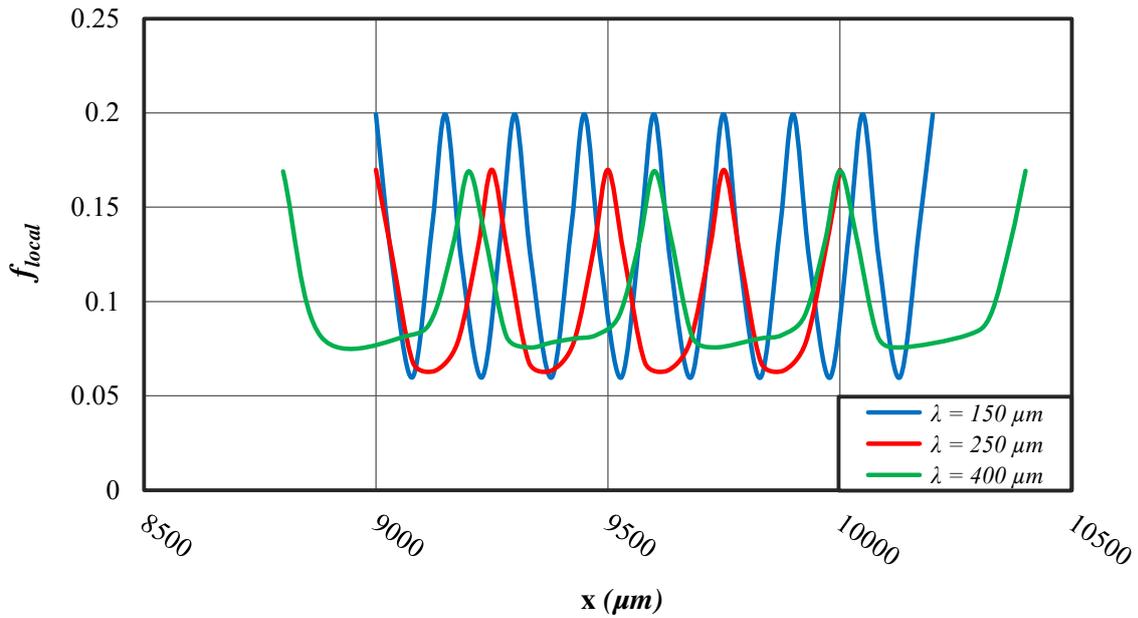


Figure 4.7. Effet du *pas* de rugosité sur le facteur de frottement pour $Re = 100$, $b = 440 \mu\text{m}$, et $h = 50 \mu\text{m}$.

b. Facteur de frottement moyen

Le tableau (4.5) présente les résultats du facteur de frottement moyen pour différents *pas* de la rugosité. Il est clair que la diminution de la longueur du *pas* influence directement l'augmentation du facteur de frottement moyen en gardant même comportement du facteur de frottement local, l'erreur relative atteint la valeur de 9 % pour les longueurs de 150 μm . Les résultats simulés avec les autres *pas* (250 et 400 μm) ont été en bon accord à la théorie conventionnelle, leur erreur maximale est de 4 %.

Tableau 4.5. Valeurs de facteur du frottement moyen et l'erreur relative (e) obtenues pour chaque *pas* de rugosité.

<i>Pas</i> de rugosité (λ)	Re	$f_{\text{théo}}$	f_{num} (Présente étude)	e (%)
150 μm	100	0.2292	0.2497	8.97
250 μm			0.2307	0.68
400 μm			0.2393	4.44

c. Pertes de charge

Dans la figure (4.8), nous avons tracé la variation des valeurs numériques de la perte de charge (ΔP) en fonction du nombre de Reynolds pour deux *pas* différents 150 et 250 μm . La hauteur de rugosité et la hauteur du microcanal ont pris les valeurs de 50 et 550 μm , respectivement. L'effet de la variation du *pas* de la rugosité sur les pertes de charge est clairement observé. Par conséquent, l'augmentation de la variation du *pas* de rugosité entraîne une diminution des pertes de charge, ceci est dû à la diminution des distances de détachement causées par des formes plus aplaties correspondantes aux *pas* assez grands.

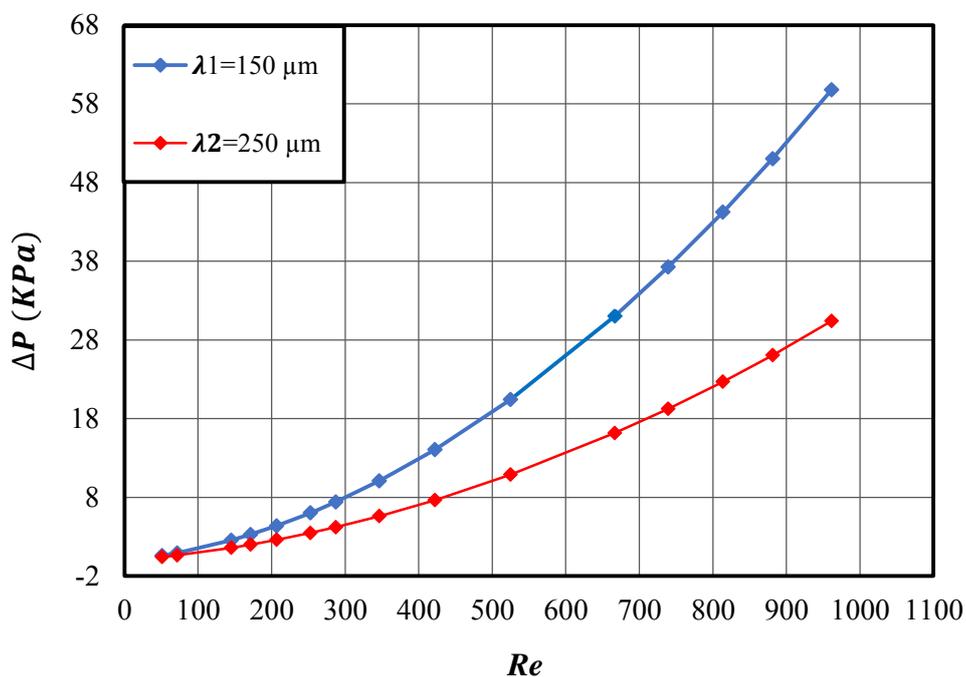


Figure 4.8. Effet du *pas* de rugosité sur la perte de charge.

4.4. Nombre de Poiseuille en régime laminaire

Ce paramètre est équivalent au facteur de frottement multiplié par le nombre de Reynolds, et il a une valeur constante pour l'écoulement laminaire traversant des canaux lisses, dans notre cas $Po = 23$. Le graphe de la figure (4.9) représente la variation du nombre de Poiseuille en fonction du rapport λ/h pour deux microcanaux lisse et rugueux de différents paramètres géométriques, tableau (4.6). Tous les canaux testés ont le même rapport d'aspect $\alpha = 0,03$ ($b \approx 400 \mu\text{m}$).

D'après la figure (4.9), il est clair que le nombre de Poiseuille pour le microcanal lisse prouve la valeur théorique $Po = 23$. Le nombre de Poiseuille pour le microcanal rugueux augmente faiblement avec une diminution du rapport λ/h , puis il commence à dévier par rapport à la valeur théorique pour la valeur $\lambda/h = 2$. Donc, on constate qu'il existe des limites d'applicabilité de la théorie classique pour ces canaux rugueux de forme sinusoïdale de certain valeur du rapport λ/h , pour notre cas la limite d'applicabilité est correspondante au rapport $\lambda/h = 2$.

Tableau 4.6. Données géométriques du canal rugueux.

<i>Pas de rugosité</i>	<i>Hauteur de rugosité</i>	<i>Rapport d'aspect</i>
λ	h	λ/h
μm	μm
250	131	2
150	50	3
250	50	5
400	50	8

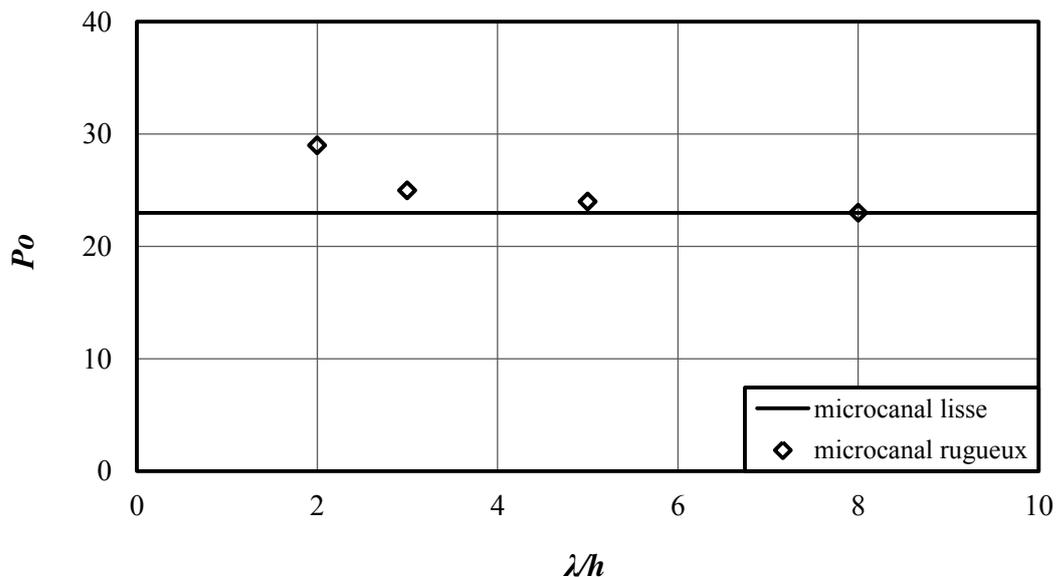


Figure 4.9. Comparaison des nombres de Poiseuille en fonction du rapport λ/h .

4.5. Effets de la rugosité sur le facteur de frottement en régime turbulent

Dans cette partie, Nous évaluons l'effet de la rugosité sur le facteur de frottement pour un écoulement turbulent en microcanaux rugueux. Le facteur de frottement simulé a été comparé au facteur de frottement théorique calculé par l'équation de Swamee-Jain (eq. 2.10), **Swamee-Jain et al. (1976)**.

Deux paramètres géométriques ont été testés, la hauteur du microcanal et la hauteur de la rugosité.

4.5.1. Effet de la hauteur du microcanal

La figure (4.10) présente la variation du facteur de frottement moyen en fonction du nombre de Reynolds pour deux canaux rugueux aux différentes hauteurs du microcanal 593, 791 μm . les paramètres géométriques de la rugosité sont fixés : $\lambda = 400 \mu\text{m}$ et $h = 50 \mu\text{m}$. Le nombre de Reynolds utilisé est compris entre 4000 et 8000. Cette simulation a été faite par le modèle $k - \varepsilon$ Standard.

D'après la figure (4.10), on observe que le facteur de frottement moyen augmente faiblement avec la diminution de la hauteur du microcanal. La différence étant de 4 % entre les données modélisées de 593 et 791 μm à $Re = 5000$.

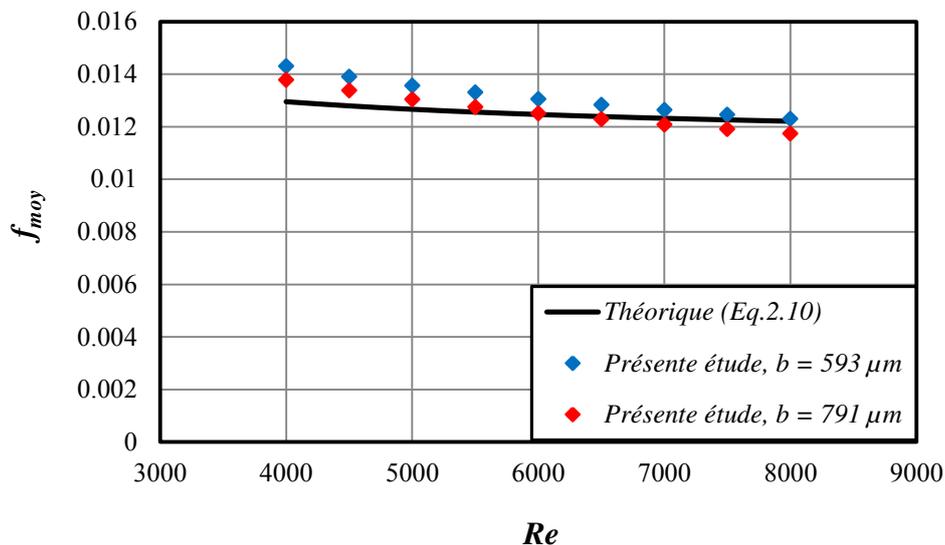


Figure 4.10. Effet de la hauteur du microcanal sur le facteur de frottement en régime turbulent par le modèle $k - \varepsilon$ Standard, $\lambda = 400 \mu\text{m}$ et $h = 50 \mu\text{m}$.

La figure (4.11) présente les profils de z^+ en fonction de la position x , on observe que les valeurs de z^+ sont bien adaptées avec **la loi de paroi Standard** ($z^+ > 11,225$).

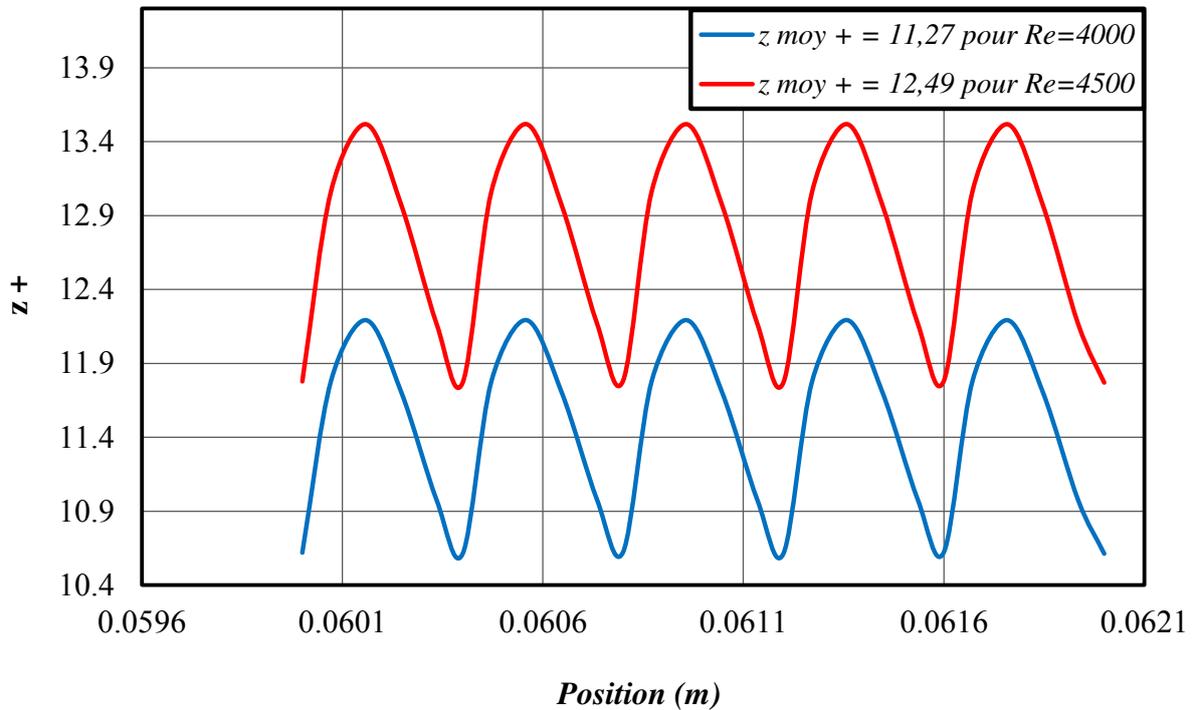


Figure 4.11. Évolution de z^+ le long d'une partie de la paroi inférieure du canal rugueux pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard avec la loi de **paroi Standard**, $b = 791 \mu\text{m}$, $\lambda = 400 \mu\text{m}$, et $h = 50 \mu\text{m}$.

4.5.2. Effet de la hauteur de rugosité

La figure (4.12) présente la variation du facteur de frottement moyen avec le nombre de Reynolds pour différentes hauteurs de rugosité. Dans cette figure, le *pas* de la rugosité et la hauteur des microcanaux sont $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $b = 550 \mu\text{m}$, respectivement.

Les résultats présentés ici seront limités à deux nombres de Reynolds, $Re = 3000$ pour le modèle $k - \omega$ SST et $Re = 5000$ pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard.

Cette figure montre clairement que l'effet du changement de la hauteur de rugosité sur le facteur de frottement est de peu d'importance pour $h = 36 \mu\text{m}$ et $h = 50 \mu\text{m}$, c'est-à-dire le facteur de frottement augmente faiblement ce qui est convenable à la théorie classique.

Pour la hauteur de rugosité $h = 131 \mu\text{m}$, un effet plus important sur le facteur de frottement moyen est remarqué. Cette valeur de la hauteur donne une surface plus courbée par rapport aux autres hauteurs, donc il est plus judicieux de travailler avec le modèle $k - \omega$

SST suivant la majorité de la littérature traitant ce genre de problème. Ce constat a été confirmé par nos calculs, comme il est été bien remarqué sur la figure (4.12), le résultat trouvé pour le modèle $k - \varepsilon$ Standard ne prédit pas une valeur proche de la théorie classique.

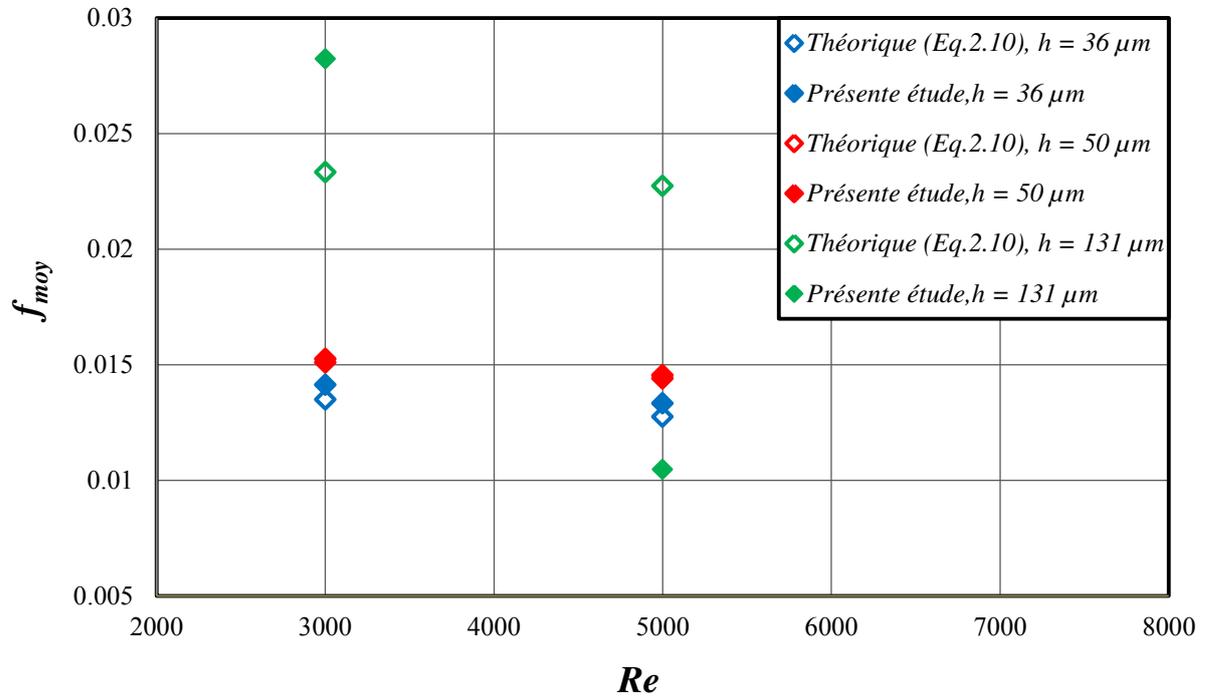


Figure 4.12. Effet de la hauteur de la rugosité sur le facteur de frottement en régime turbulent.

4.6. Analyse des résultats qualitatifs

Afin de suivre avec plus de précision l'évolution de l'écoulement d'eau dans le microcanal, il a été décidé d'ajouter les courbes de **contours**, de **vecteurs**, et de **profils** pour la vitesse dynamique.

4.6.1. Contours des champs de vitesse

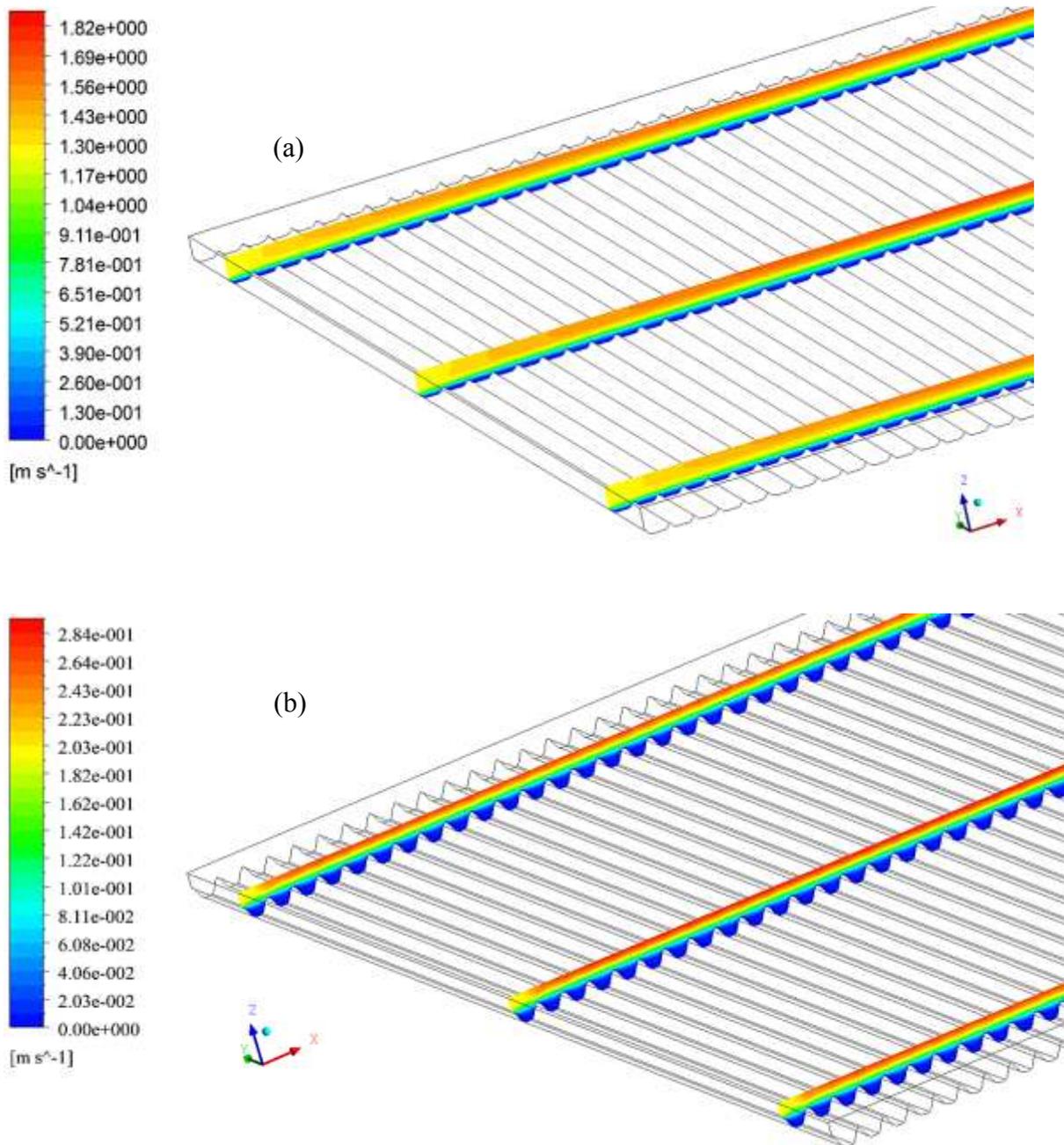


Figure 4.13. Une vue globale pour les contours des champs de vitesse dans des différentes sections transversales.

(a) : $h = 50 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $b = 550 \mu\text{m}$, (b) : $h = 131 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $b = 550 \mu\text{m}$

La figure (4.13) présente la distribution de vitesse en différentes sections transversales pour deux canaux rugueux aux différentes hauteurs de la rugosité ainsi que des contours de vitesse sur le plan médian, figures (4.14-4.16). Le nombre de Reynolds utilisé est 100.

Les résultats de ces figures montrent que la rugosité de surface perturbe évidemment le champ d'écoulement par rapport au canal lisse, figure (4.14.a).

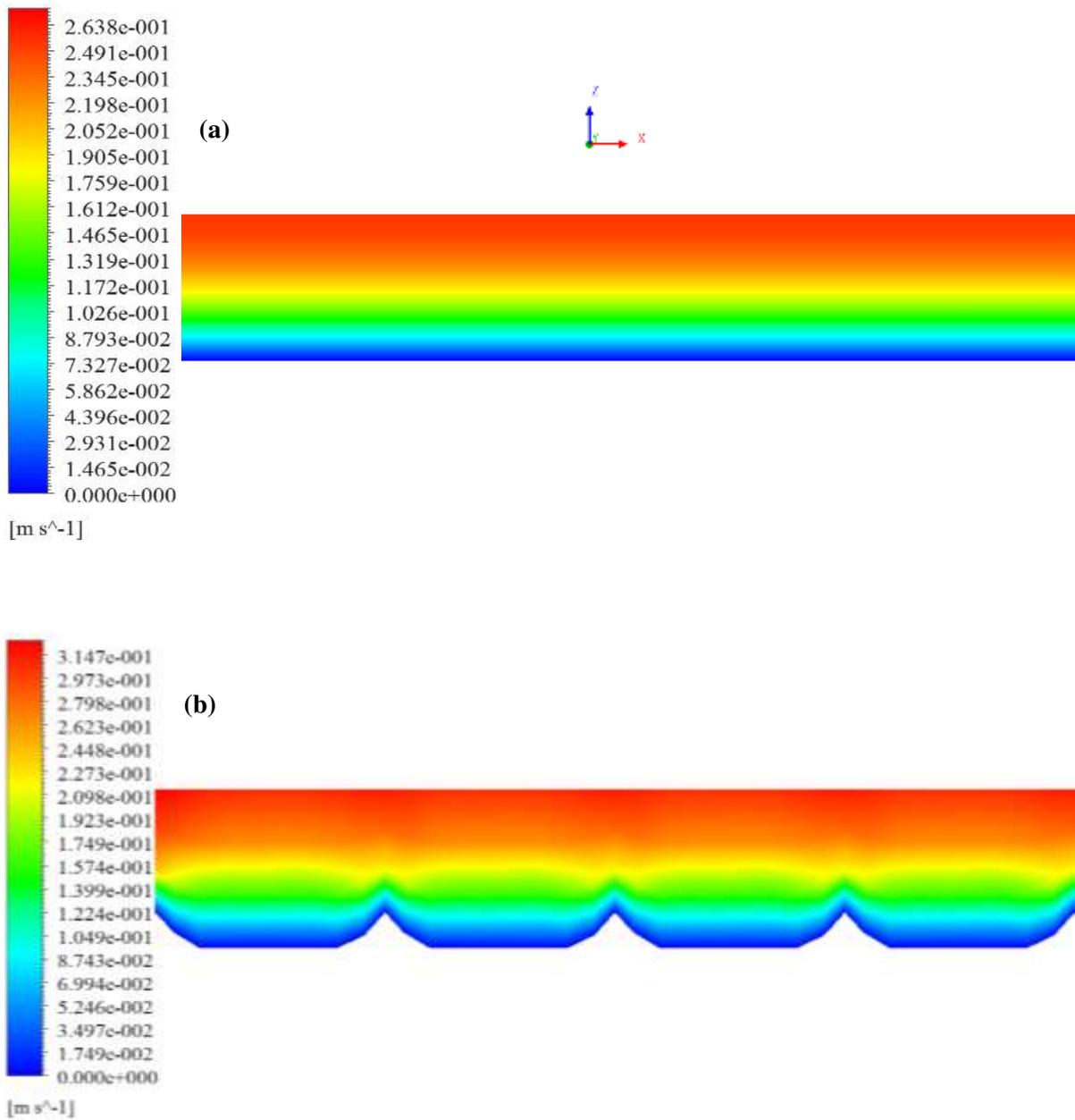


Figure 4.14. Contours de vitesse selon l'iso surface $y = 6.35$ mm, pour un microcanal de la hauteur $b = 550$ μm .
 (a) : lisse, (b) : $h = 50$ μm , $\lambda = 400$ μm .

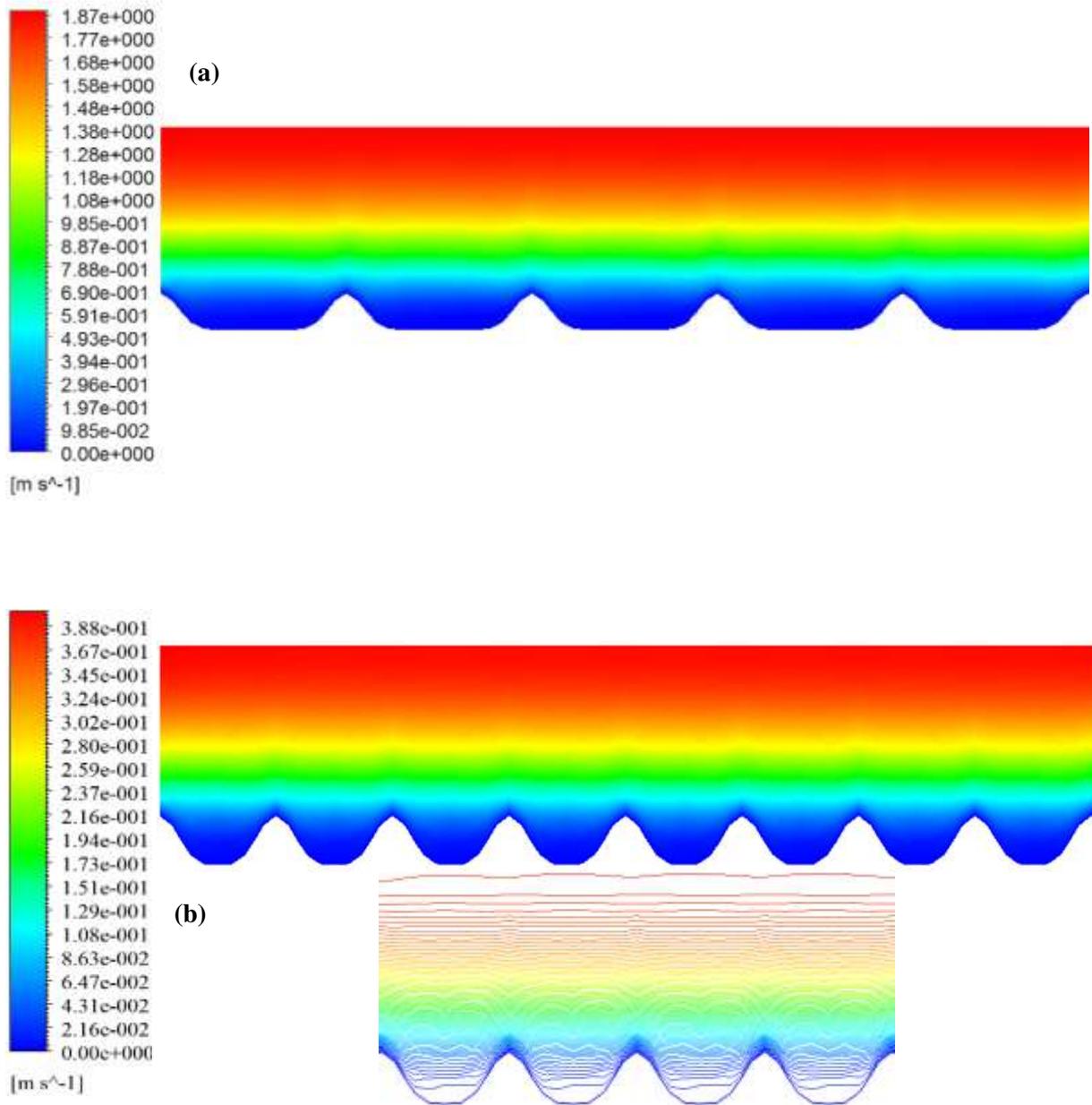


Figure 4.15. Contours de vitesse selon l'iso surface $y = 6.35\ mm$, pour un microcanal de la hauteur $b = 550\ \mu m$.
 (a) : $h = 50\ \mu m$, $\lambda = 250\ \mu m$, (b) : $h = 50\ \mu m$, $\lambda = 150\ \mu m$.

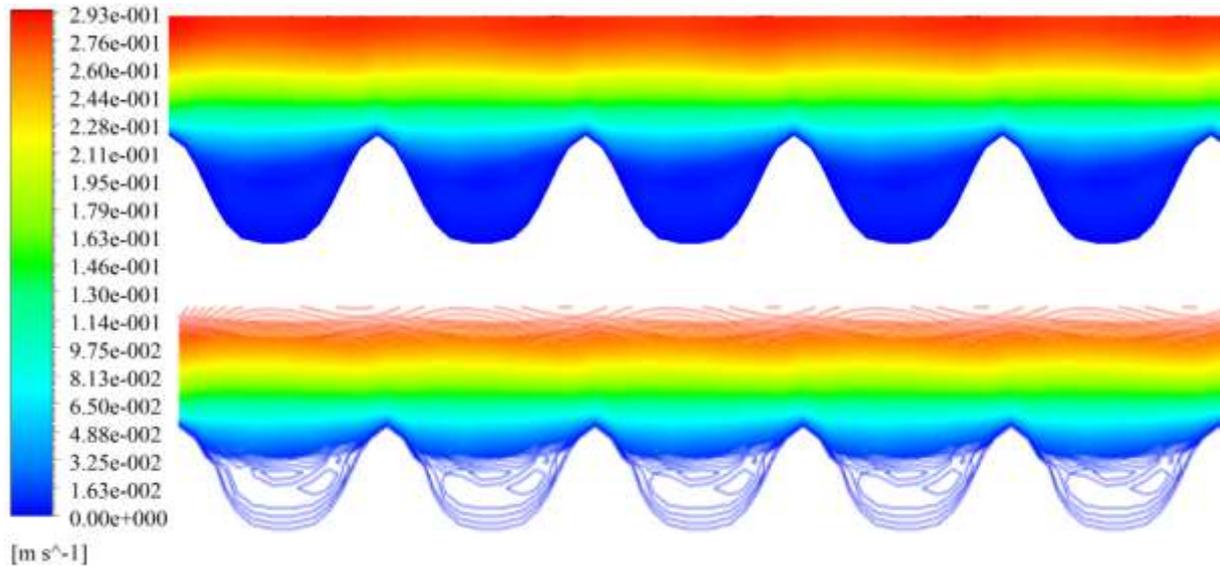


Figure 4.16. Contours de vitesse selon l'iso surface $y = 6.35$ mm, pour un microcanal de la hauteur $b = 550$ μm , $h = 131$ μm , et $\lambda = 250$ μm .

4.6.2. Vecteurs vitesse

La figure (4.17) présente les vecteurs de vitesse le long de la section transversale médiane x - z pour deux hauteurs de rugosité (50, 131 μm). On peut voir que la trajectoire des vecteurs de vitesse prédit un écoulement régulier le long du canal rugueux sinusoïdal et cela pour $h = 50$ μm . Les hauteurs de rugosité les plus élevées causent des perturbations remarquées par les détachements du fluide et la création des zones de recirculation aux alentours des formes modélisant la rugosité. Ce qui est bien remarqué pour des hauteurs de $h = 131$ μm .

Il est aussi clair que les vitesses de l'écoulement se ralentit entre les éléments de rugosité et s'accélère au-dessus des éléments modélisant de rugosité.

La figure (4.18) montre clairement que le profil de vitesse prend une forme parabolique pour le régime laminaire et une forme aplatie pour le régime turbulent.

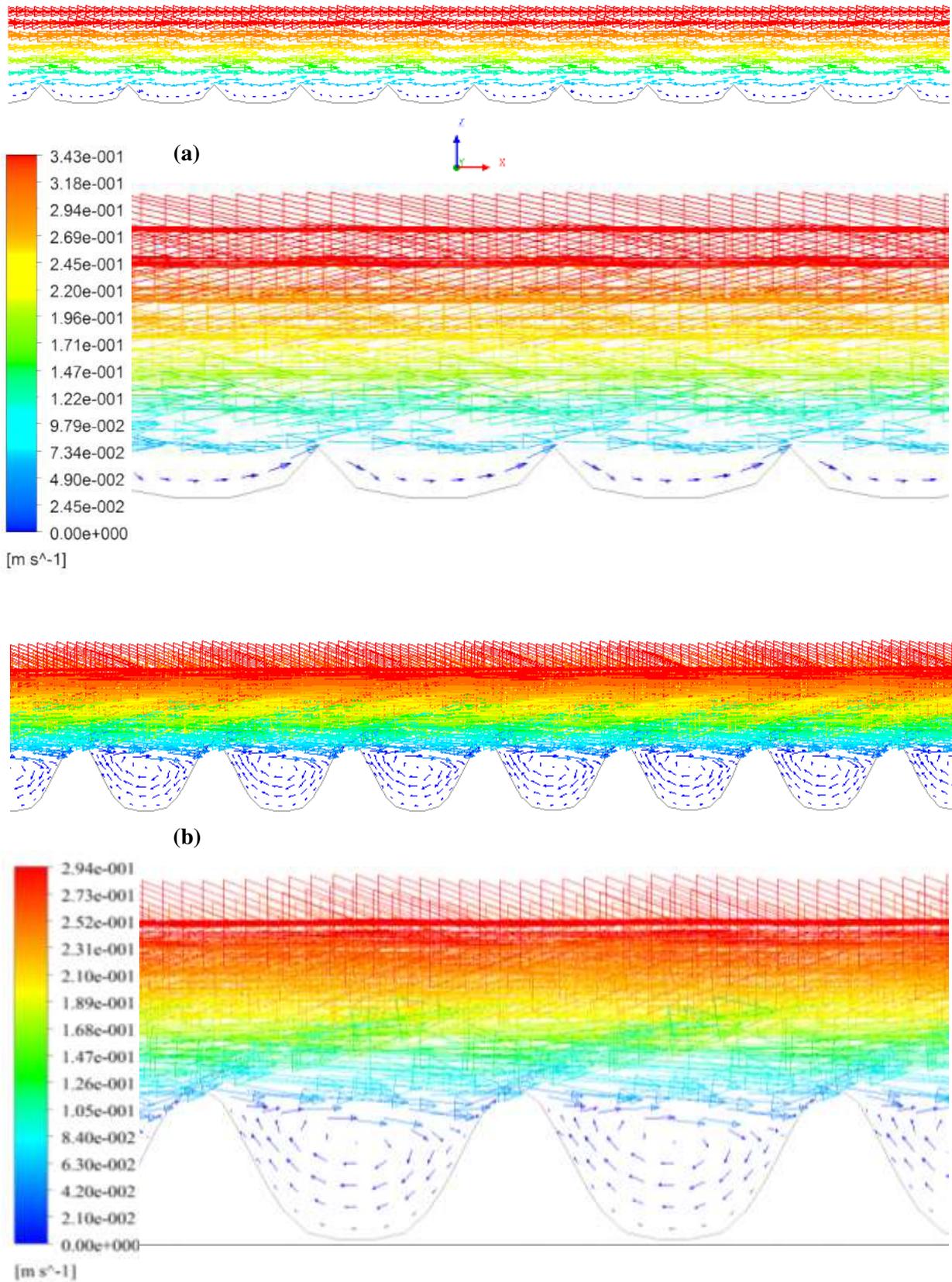


Figure 4.17. Vecteurs vitesse dans le plan $x - z$ pour un canal de hauteur $b = 550 \mu\text{m}$, $\lambda = 250 \mu\text{m}$ et $Re = 100$. (a) : $h = 50 \mu\text{m}$, (b) : $h = 131 \mu\text{m}$.

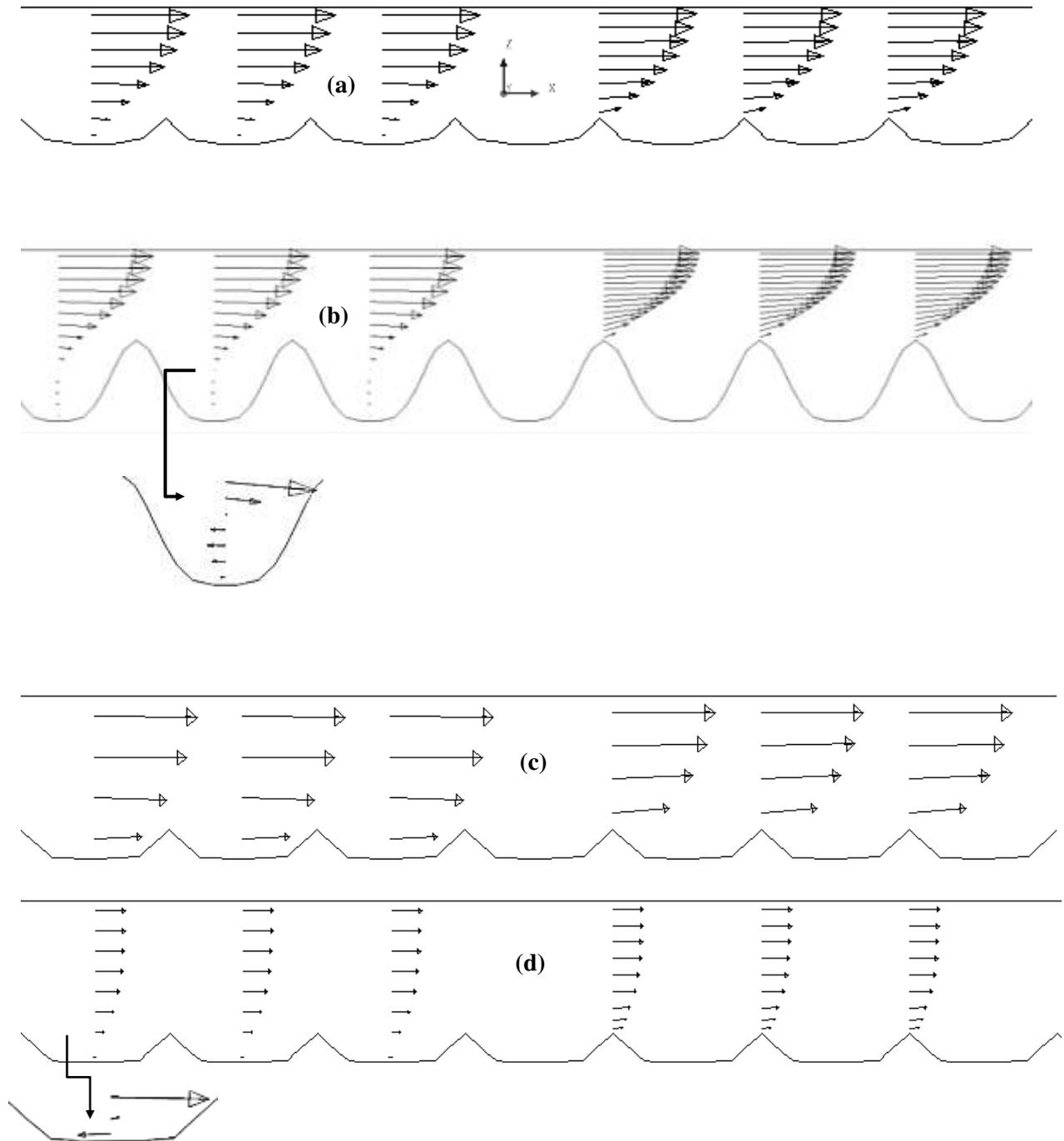


Figure 4.18. Vecteurs de vitesse le long de la hauteur du canal à différents endroits de x avec $b = 550 \mu\text{m}$ et $\lambda = 250 \mu\text{m}$.
 (a) : $h = 50 \mu\text{m}$ et $Re = 100$, (b) : $h = 131 \mu\text{m}$ et $Re = 100$, (c) : $h = 50 \mu\text{m}$ et $Re = 5000$,
 $k - \varepsilon$ Standard, (d) : $h = 50 \mu\text{m}$ et $Re = 3000$, $k - \omega$ SST.

4.7. Conclusion

L'analyse de l'écoulement 3D de l'eau à travers le microcanal rugueux est réalisée pour étudier les effets de la rugosité de surface sur la perte de charge. La rugosité a été modélisée avec des éléments de structures sinusoïdales implantées sur la paroi inférieure d'un canal rectangulaire. On constate que l'effet de la rugosité en régime laminaire est plus important pour une hauteur de la rugosité la plus élevée, $h = 131 \mu\text{m}$ et ainsi pour un petit *pas* de la rugosité, de notre étude est $\lambda = 150 \mu\text{m}$.

L'effet de la rugosité en régime turbulent est un peu d'importance par rapport le régime laminaire parce que les deux modèles de turbulence $k - \varepsilon$ Standard et $k - \omega$ SST utilisés sont plus adaptés avec les paramètres de la rugosité étudiées.

Références

Wagner R. N. (2010). Effects of Structured Roughness on Fluid Flow at the Microscale Level, Thesis. Rochester Institute of Technology.

Wagner R. N., Kandlikar, S. G. (2012). Effects of structured roughness on fluid flow at the microscale level. *Heat Transfer Engineering*, Vol.33,No.6, pp.483-493.

Dharaiya V. V. , Kandlikar S. G. (2013). 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,pp.190-201.

Shah R.K., London A.L. (1978). *Laminar flow forced convection in ducts*, Academic press New-York.

Li H., Li, Y., Huang B., Xu T. (2020). Flow Characteristics of the Entrance Region with Roughness Effect within Rectangular Microchannels. *Micromachines*, Vol. 11, No.1, pp.1-17.

Srivastava R. R., Schneider N. M., Kandlikar S. G. (2009). Numerical simulation of single phase liquid flow in narrow rectangular channels with structured roughness walls. 7th International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce travail de thèse, nous avons mené une étude numérique qui s'inspire d'un travail expérimental de Wagner (2010), qui concerne les écoulements à petites échelles, utilisation ce type d'écoulement pour cerner précisément les limites d'applicabilité des lois et corrélations classiques de l'hydrodynamique, parce que plusieurs effets apparaissent dans ce domaine, et qui ont été négligé dans les écoulements à macro échelles. Parmi ces effets, l'effet de la rugosité de surface sur la perte de charge. La rugosité structurée de type sinusoïdal a été évaluée afin d'examiner et de faire un changement sur ses paramètres géométriques tell que le *pas* et la hauteur.

Pour comprendre l'effet de la rugosité, nous avons simulé à l'aide de la dynamique computationnelle des fluides (CFD) l'écoulement d'eau tridimensionnel en régime laminaire et turbulent dans des microcanaux rectangulaires avec un nombre de Reynolds varie de 20 à 8000.

Cette thèse présente les résultats de deux études, la première est consacrée à l'étude hydrodynamique d'un écoulement laminaire, qui est bien validée avec la théorie conventionnelle et les résultats expérimentaux. Ensuite une analyse de l'effet de différents paramètres géométriques de la rugosité (le *pas*, la hauteur) et la hauteur du microcanal sur le facteur de frottement (local, moyen) a été évalué par une série des calculs. D'après cette analyse, on conclure que :

- Lorsqu'on varie la hauteur du microcanal, il résulte un faible effet sur le facteur de frottement local et moyen.
- La théorie conventionnelle est applicable pour les hauteurs de la rugosité $h = 36, 50 \mu\text{m}$ et pour des *pas* de rugosité 250, 400 μm .
- L'effet de la rugosité de surface est le plus important pour une hauteur de rugosité $h = 131\mu\text{m}$ avec une erreur d'environ 23 % pour un nombre de Reynoldz est 626, qui provoque plus grandes zones de recirculation.
- Le *pas* de rugosité a un effet considérable sur le facteur de frottement, et cela pour un *pas* de 150 μm , qui provoque plus d'écoulement de détachement.

Finalement, l'écoulement n'est essentiellement pas affecté par la rugosité (la plus petite hauteur de la rugosité avec le plus grand *pas*).

Les résultats numériques obtenus par la deuxième étude ont été bien validés et présentés pour analyser le comportement dynamique d'un écoulement turbulent dans un microcanal rugueux en utilisant l'approche RANS avec deux modèles de turbulence, le modèle $k-\varepsilon$ Standard et le modèle $k-\omega$ SST.

L'ensemble des résultats présentés ont montré que :

- Les deux modèles de turbulence $k-\varepsilon$ Standard et $k-\omega$ SST sont convenables à la théorie classique pour des petites valeurs de la hauteur de rugosité.
- Le modèle $k-\omega$ SST est le plus adapté pour traiter les surfaces plus courbées comme la valeur de la hauteur de la rugosité $h = 131 \mu\text{m}$. Ce modèle a permis d'observer les zones de recirculation.

Comme perspectives, il serait très intéressant d'étudier l'effet de la rugosité sur le transfert de chaleur. En second lieu, investir plus dans le modèle $k-\omega$ SST.

ملخص

لخشونة السطح تأثير كبير على أداء القناة الميكرو مترية، لأنه في مثل هذا النطاق الصغير، يكاد يكون من المستحيل الحصول على سطح أملس فعلي مما يعطي أهمية كبيرة لعملائنا هذا. هذا العمل يسمح بتقديم دراسة عددية على أساس طريقة الأحجام المنتهية باستخدام Fluent CFD. حيث يخصص لتقدير تأثيرات خشونة السطح على تدفق السائل في القنوات الميكرو مترية المستطيلة. تم تصميم الخشونة الجيبية على جدران القنوات الميكرو مترية العلوية والسفلية. السائل المستخدم هو الماء برقم رينولدز يتراوح ما بين 20 و 8,000. في هذا العمل، تم تخصيص الجزء الأول للدراسة الهيدروديناميكية للتدفق الصفحي وجزءاً للتدفق المضطرب باستخدام مقاربة RANS مع نموذجين للاضطراب، النموذج القياسي $k-\varepsilon$ ونموذج $k-\omega SST$. تظهر النتائج العددية ان الخشونة لا تؤثر على عامل الاحتكاك في حالة ارتفاع صغير للخشونة و درجه كبيره على عكس في حالة ارتفاع كبير للخشونة هناك تأثير ملحوظ. لقد وجدنا أيضاً أن نموذج $k-\omega SST$ هو الأنسب لعملائنا.

الكلمات المفتاحية: القنوات الميكرو مترية، عامل الاحتكاك، التدفق الصفحي، التدفق المضطرب، تأثير الخشونة، CFD.

Abstract

Surface roughness can have a significant impact on microchannel performance, because at such a small scale, it is almost impossible to obtain an actual smooth surface hence the importance of this work.

This work allows presenting a numerical study based on the Finite Volumes method using the Fluent CFD. It devotes to the estimation of the effects of surface roughness on the liquid flow in rectangular microchannels. The walls of the upper and lower microchannels contained the sinusoidal structured roughness. Water is used as the working fluid with a Reynolds number ranging from 20 to 8,000.

In this work, a first part is consecrate to the hydrodynamic study of laminar flow and a part for turbulent flow using the RANS approach with two turbulence models, the $k-\varepsilon$ Standard model and the $k-\omega SST$ model.

The numerical results show a smaller effect on the friction factor for the smallest roughness height with the largest pitch, unlike for a higher roughness height there is a remarkable effect of the roughness on the pressure drop. We have also found that the $k-\omega SST$ model is the most suitable for our problem.

Keywords: Microchannels, Friction factor, Laminar flow, Turbulent flow, Roughness effect, CFD.

Résumé

La rugosité de surface peut avoir un impact significatif sur les performances des microcanaux, car à si petite échelle, il est presque impossible d'obtenir une surface lisse réelle d'où l'importance du présent travail. Ce travail permet de présenter une étude numérique basée sur la méthode des Volumes Finis à l'aide du code de calcul Fluent. Ce travail est consacré à l'estimation des effets de rugosité de surface sur l'écoulement de liquide en microcanaux rectangulaires. Les parois des microcanaux supérieurs et inférieurs contiennent une rugosité structurée sinusoïdale. L'eau est utilisée comme fluide de travail avec un nombre de Reynolds qui varie de 20 à 8,000.

Dans ce travail, une première partie est consacrée à l'étude hydrodynamique d'un écoulement laminaire et une partie pour l'écoulement turbulent en utilisant l'approche RANS avec deux modèles de turbulence, le modèle $k-\varepsilon$ Standard et le modèle $k-\omega SST$.

Les résultats obtenus montrent la rugosité avec une petite hauteur et un grand pas a un effet faible sur le facteur de frottement. Cependant un effet remarquable de la rugosité sur la perte de charge pour une hauteur de rugosité plus élevée. Nous avons trouvé encore que le modèle $k-\omega SST$ est le plus adapté à notre problème.

Mots clés : Microcanaux, Facteur de frottement, Écoulement laminaire, Écoulement turbulent, Effet de la rugosité, CFD.