

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Ghardaïa



Faculté des Sciences et Technologies
Département d'automatique et électromécanique
Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de

MASTER 2

Domaine : *Sciences et Technologies*

Filière : *Electromécanique.*

Spécialité : *Maintenance industrielle*

Par : **BENHILA Mohammed**

Et : **MOULAYE SMAIL Moulaye elhassen**

Thème

**ANALYSE NUMERIQUE DE LA CONVECTION
MIXTE TURBULENTE AUTOUR D'OBSTACLES
CONFINES**

Soutenu publiquement le 24/06/2019

Devant le jury :

NACER Hacen	Grade	Université	Président
LALMI Djemoui	MRB	URAER	Examineur
BABOU Allal	Grade	URAER	Examineur
CHERGUI Toufik	M R à l'URAER	CDER GHARDAIA	Encadreur

Année universitaire 2018/2019

N° d'ordre :
N° de série :

Dédicaces

A mes parents

À ma femme

A mes frères et sœurs

A ma famille

A mes amis

BENHILA Mohammed

Dédicaces

A mes parents

A mes frères et sœurs

A ma famille

A mes amis

MOULAYE ISMAIL Moulaye elhassan

Remerciements

Avant tous on remercie Dieu, Allah tout puissant, de nous avoir donné la force et le courage mais surtout la volonté nécessaire pour la réalisation de ce modeste travail.

*Nous tiens à exprimer notre gratitude à notre Directeur de mémoire Monsieur le **Dr. CHERGUI Toufik**, pour avoir accepté de diriger notre travail et qui nous accompagnions durant tout ce travail et avec qui on a beaucoup appris. On le remercie pour sa très grande disponibilité tout au long de notre travaux et sa rigueur scientifique m'ont été précieuses. On lui suis reconnaissance pour le suivi de notre travail, et pour sa grande compétence qui nous donné le goût de la recherche.*

Et nous remercions tous ce qui nous ont aidé de près ou de loin.

Résumé

Ce mémoire présente une étude à caractère purement numérique basé sur le logiciel COMSOL résolvant les équations de Navier-Stokes et l'équation de l'énergie sous leurs formes adimensionnelles ou dimensionnelles. On cherche à étudier les phénomènes **thermo-hydrodynamiques** qui se présentent lors du refroidissement par convection **turbulente des obstacles chauffés**. Ce travail porte principalement sur l'influence de l'existence d'un obstacle de forme simple (rectangulaire, triangulaire ou demi cylindrique) placé au milieu d'un canal rectangulaire sur le comportement d'un écoulement en régime laminaire ou turbulent. L'utilisation large de l'obstacle carré dans les applications industrielles nous a suscité de s'intéresser de plus près en faisant une recherche bibliographique concernant les travaux numériques effectués dans ce domaine. Le **modèle physique** aussi bien que le **modèle mathématique** du problème étudié ont été présentés. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle $\kappa\text{-}\epsilon$ standard pour l'écoulement turbulent, ont été résolues à la base de la **méthode des éléments finis**. Les résultats numériques obtenus, représentés par les isothermes, les fonctions de courant et le nombre de Nusselt, ont montré la dépendance des caractéristiques thermo-hydrodynamique de l'écoulement de la dimension et/ou de la forme du turbulateur. Des **structures tourbillonnaires** se développent, en aval et en amont des turbulateurs chose qui a été expliquée par la présence de source de chaleur ainsi que les pertes de charge dues essentiellement au blocage de l'écoulement caractérisé par les paramètres géométriques des obstacles.

Mots clés : thermohydrodynamique, écoulement laminaire, turbulente, obstacle, turbulateur, COMSOL.

Summary

This memory presents a purely numerical study based on the COMSOL software solving the Navier-Stokes equations and the energy equation in their dimensionless or dimensional forms. We seek to study the thermo-hydrodynamic phenomena that occur during turbulent convection cooling of heated obstacles. This work deals mainly with the influence of the existence of a barrier of simple shape (rectangular, triangular or half-cylindrical) placed in the middle of a rectangular canal on the behavior of a flow in laminar or turbulent regime. The wide use of the square obstacle in industrial applications has led us to take a closer look by doing a bibliographic search for digital work done in this area. The physical model as well as the mathematical model of the problem studied was presented. The governing equations, based on the standard κ - ϵ model for turbulent flow, have been solved at the basis of the finite element method. The numerical results obtained, represented by the isotherms, the current functions and the Nusselt number, showed the dependence of the thermo-hydrodynamic characteristics of the flow of the size and / or the shape of the tubulator. Vorticular structures develop, downstream and upstream of the tubulators, which has been explained by the presence of heat sources as well as the pressure drops due essentially to the blockage of the flow characterized by the geometric parameters of the obstacles.

Key-Words: *thermo-hydrodynamic, laminar flow, Turbulent flow, obstacle, tabulator, COMSOL.*

ملخص:

ان هذه المذكرة تتطرق إلى دراسة رقمية تعتمد على البرنامج التجاري COMSOL و الذي يقوم بحل معادلات نافير - ستوكس و معادلات الطاقة في شكلهم لا بعدي أو البعدي. نسعى في هذه الدراسة الى دراسة الظواهر التيرمو-هيدروديناميكية و التي تحدث أثناء تبريد عن طريق الناقلية بالتدفق المضطرب لعوائق ذات حرارة موضوعة داخل قناة. يركز هذا العمل على تأثير وجود عقبة بشكل بسيط (مستطيل، مثلث أو شبه أسطواني) وضعت في وسط القناة مستطيلة الشكل على الخصائص المختلفة للتدفق الصفحي أو المضطرب. ان الاستعمال الواسع للعوائق المربعة في التطبيقات الصناعية جعلنا نهتم بدراسة قريبة و ذلك من خلال البحث في الدراسات الرقمية السابقة و الحالية في هذا المجال. من حيث النموذج الفيزيائي و الرياضي ايضا للمشكلة المدروسة في هذه الاطروحة. المعادلات الرياضية الشاملة المعتمدة على النموذج $k-\epsilon$ القياسي للتدفق المضطرب والذي تم حله من خلال طريقة العناصر الدقيقة MEF. ان النتائج الرقمية المتحصل عليها و المتمثلة في مخططات بيانية لدرجة الحرارة و سرعة التدفق، و منحنيات تموجية مرفقة بأرقام دقيقة و رقم النيسلت. أظهرت لنا خصائص التيرمو-هيدروديناميكي للتدفق المرفق بالأبعاد و / أو شكل العائق. الهياكل الاضطرابية يجب ان تطوير المصب و المبع شيء يوضحة و يحدده وجود منبع الحرارة و ضياع الحمولة غي الحرارة بالاساد الى الانسدادات الحاصلة في التدفق و التي يسببها العائق من خلال شكله الهندسي.

الكلمات المفتاحية: التيرمو-هيدروديناميك، التدفق الصفحي، المضطرب، عائق، اضطرابي، برنامج COMSOL.

Table des matières

Thème	1
Résumé.....	I
<i>Table des matières</i>	IV
<i>Liste des figures</i>	VI
<i>Liste des tableaux</i>	IX
<i>Nomenclature</i>	X
INTRODUCTION GENERALE	1

Chapitre 1: Etude Bibliographique

1. Analyse bibliographique	3
1.1 Refroidissement d'un élément électronique	3
1.2 Échauffement d'un composant électronique	4
1.3 Les différentes façons de refroidir un composant électronique.....	4
1.4 L'influence de la température sur les circuits électroniques.....	5
1.5 bibliographie	5

Chapitre 2: Modélisation de la convection mixte turbulente

2. Modélisation des Ecoulements – Régime d'écoulement Turbulente	20
2.1 Description du problème physique :	20
2.2 Modélisation mathématique :.....	21
2.2.1 Hypothèses :	21
2.2.2 Modèles Mathématiques – Ecoulement Turbulente :	21
2.2.3 Modèle de turbulence :	23
2.2.4 Conditions aux limites	25
2.3 Forme adimensionnelle des équations du modèle mathématique	26
2.3.1 Forme adimensionnelle conditions aux limites	30
2.4 Nombre de Nusselt :.....	31
2.5 Méthodologie numérique :.....	31

Chapitre 3: Simulation par COMSOL Multiphysics

3. Simulation par COMSOL Multiphysics.....	33
3.1 Description du logiciel «COMSOL MULTIPHYSICS»	33

3.2	Bref présentation de l'interface du logiciel COMSOL 5.4	33
3.3	Construction d'une simulation adimensionnelle par COMSOL 5.4	35
3.3.1	Modèle physique à analysé par COMSOL 5.4	35
3.3.2	Lancement et définition de la physique à traité sur COMSOL 5.4	35
3.3.3	Le passage du Dimensionnel à l'Adimensionnel sur COMOL :	38
3.3.4	Création de la géométrie	41
3.3.5	Affectation des propriétés des matériaux	43
3.3.6	Injections des Condition aux limites :	43
3.3.7	Le Maillage :	52
3.3.8	Raffinage de maillage :	54
3.4	La Simulation (Etude):	55
3.5	Les Résultats (fin de simulation):	56

Chapitre 4: Résultats Et Discussions

4.	Résultats et Discussions	64
4.1	Introduction :	64
4.2	Description du problème :	65
4.3	Le Maillage :	65
4.4	Conditions aux limites :	66
4.4.1	Champ dynamique :	66
4.4.2	Champ de Température :	66
4.5	Validation du code de calcules:	66
4.6	Simulation de Deepak Kumar & Amit Dhiman (2016) [23] :	66
4.6.1	Description du problème :	66
4.6.2	Validation :	68
	69
4.7	Simulation dimensionnelle (avec $G=1$; $Re =1, 50, 100$, et $Ri=1$) :	70
4.7.1	Les Données :	71
4.7.2	Discussion des résultats:	73
	CONCLUSION	80
	<i>Références bibliographiques</i>	81

Liste des figures

Etude Bibliographique.

Figure 1.1 : Emanation de chaleur sur une puce électronique.....	3
Figure 1.2 : loi de joule pour un conducteur ohmique	4
Figure 1.3 : Schéma représentative : a) la géométrie et les dimensions du domaine de calcul b) différents types de tourbillons autour du cube (Martinuzzi & Tropea, 1993) [4].	6
Figure 1.4 : Schéma tridimensionnelle représente configuration de matrice des cubes dans un canal (schéma haut) et configuration du sous-domaine (schéma bas) (Meinders .E.R, Hanjalic .K, 1999) [6].	7
Figure 1.5 : configuration de la matrice des cubes (Niceno et al, (2002) [7].	8
Figure 1.6 : La configuration géométrique (Bae et al , 2004) [8].	8
Figure 1.7 : configuration de l'écoulement (Tummers et al, 2005) [9].	9
Figure 1.8 : schéma du domaine de calcul (Rundström et Moshfegh 2007) [10].....	9
Figure 1.9 : Schéma du domaine de calcul (Rundström et Moshfegh 2008) [13].	10
Figure 1.10 : schéma des dimensions du domaine de calcul. (Popovac, Hanjalic, 2007,2009) [14].....	11
Figure 1.11 : Géométrie du problème (<i>Hamouche et Bessaih, 2009</i>). [15].....	12
Figure 1.12 : Cinq sources de chaleur cubiques, simulant les composants électroniques, montées sur une paroi verticale d'un canal (Amirouche.Y, Bessaih.R, 2010) [16].	12
Figure 1.13 : Ecoulement d'un fluide autour d'un semi-cylindre non-confiné (Avinash Chandra et al., 2011) [17]	13
Figure 1.14 : Ecoulement d'un fluide d'Oswald autour d'un cylindre confiné asymétriquement dans un canal plan (Nirmalkar et al., 2012) [18].	13
Figure 1.15 : Ecoulement d'un fluide de deux cylindres confinés l'un verticalement à côté de l'autre dans un canal plan (Chaitanya et al. 2012) [19]	14
Figure 1.16 : Ecoulement autour d'un cylindre vertical confiné dans un canal avec une lame vibrante (Chien-Nan Lin, 2013) [20].	14
Figure 1.17 : Ecoulement autour d'un cylindre circulaire et rotatif placé dans une cavité (Fatih Selimefendigil et al. 2014) [21].	15
Figure 1.18 : Ecoulement autour de rangées de cylindres carrés disposés de manière décalées (Chatterjee and Gupta, 2015) [22].	16
Figure 1.19 : Ecoulement vertical suite à une convection mixte autour d'un cylindre carré (Kumar et Dhiman, 2016) [23].	16
Figure 1.20 : Ecoulement autour d'un cylindre circulaire asymétriquement confiné (Laidoudi and Bouzit, 2018) [24].	17
Figure 1.21: Projection of the central plane of the computational domain. The mesh distribution with the different zones in the domain can be observed. The sphere is located at (0,0,0) [25].	18
Figure 1.22 : Domaine de calcul et résolution de la grille spatiale [26].	19

Modélisation de la convection mixte turbulente.

Figure 2.1 : Schéma représentatif d'un écoulement dans une conduite autour d'un obstacle de forme carré.	20
Figure 2.2 : Domaine d'étude et conditions aux limites dimensionnelle.....	26
Figure 2.3 : Domaine d'étude et conditions aux limites adimensionnelle.....	31

Simulation par COMSOL Multiphysics.

Figure 3.1 : L'interface de COMSOL MULTIPHYSICS V5.4.....	34
Figure 3.2 : Modèle à simulé.	35
Figure 3.3 : Choix de Physic.	36
Figure 3.4 : Choix de Study.	36
Figure 3.5 : Ajout de paramètres au modèle.....	37
Figure 3.6 : Paramètres du modèle.....	37
Figure 3.7 : Traçage de la canalisation	41
Figure 3.8 : Traçage de l'obstacle	41
Figure 3.9 : Différence entre rectangle et carré	42
Figure 3.10 : résultat de la différence entre le rectangle et le carré	42
Figure 3.11 : Choix du matériau.....	43
Figure 3.12 : Condition aux limites Turbulent Flow « a ».....	44
Figure 3.13 : Condition aux limites Turbulent Flow « b »	45
Figure 3.14 : les forces gravitationnelles comme Volume Force.....	45
Figure 3.15 : Conditions aux limites Inlet.....	46
Figure 3.16 : Conditions aux limites Outlet	46
Figure 3.17 : Condition aux limites Parois.....	47
Figure 3.18 : Condition aux limites FluidProperties1	47
Figure 3.19 : conditions aux limite- Heat Transfert «a».....	48
Figure 3.20 : conditions aux limite- Heat Transfert «b».....	48
Figure 3.21 : conditions aux limites à l'entrée Temperature1	49
Figure 3.22 : conditions aux limites sur l'obstacle Température 2	49
Figure 3.23 : conditions aux limite à la sortie.....	50
Figure 3.24 : couplage de l'écoulement du fluide en fonction.....	51
de transfert thermique « a »	51
Figure 3.25 : couplage de l'écoulement du fluide en fonction.....	51
du transfert thermique « b ».....	51
Figure 3.26 : Choix du type de Maillage.....	52
Figure 3.27 : Choix du Domain de Maillage	53
Figure 3.28 : Choix du Taille de Maillage « Normal ».....	53
Figure 3.29 : le Maillage.	54
Figure 3.30 : Raffinage du maillage.....	54
Figure 3.31 : Raffinage du maillage.....	55
Figure 3.32 : Commencement de la simulation et le calcule.	56
Figure 3.33 : Le graph e des couleurs de vitesse	56
Figure 3.34 : Le graphe des couleurs de la température.	57
Figure 3.35 : Création de Cut line 2D « a ».....	58
Figure 3.36 : Création de Cut line 2D « b ».....	58
Figure 3.37 : Création de graphe 2D « a ».....	59
Figure 3.38 : Création de graphe 2D « b ».....	59
Figure 3.39 : Création de graphe 2D « c ».....	60
Figure 3.40 : Le graphe de Vitesse.	60
Figure 3.41 : Le graphe de la Température.	61

Figure 3.42 : Application de la fonction Auxiliary sweep.	61
Figure 3.43 : Création de graphe 2D et sélection des parois de l'obstacle.	62
Figure 3.44 : l'évolution de nombre du Nusselt dans les parois de l'obstacle.	63

Résultats Et Discussions.

Figure 4.1 : Modèle à simulé.	65
Figure 4.2 : Le Maillage tétraédrique.....	65
Figure 4.3 : (a) schéma de principe et (b) structure de la grille autour d'un cylindre carré près d'une paroi de canal	67
Figure 4.4 .a : Variation de Nombre du Nusselt sur les parois de l'obstacle.....	68
Figure 4.4 .b : Variation de Nombre du Nusselt sur les parois de l'obstacle.....	69
Figure 4.5 : Conditions aux limites de modèle à simulé cas dimensionnelle	70
Figure 4.6 : Les paramètres dimensionnelles de la configuration étudiée	72
Figure 4.7 : Contours de Température au sein de la conduite $Re=1, 50, 100$; $G=1; Ri=1$	73
Figure 4.8 : Le contour isotherme de la température au sein de la conduite $Re=1, 50, 100$; $G=1$; $Ri=1$	74
Figure 4.9 : Evolution de la Température dimensionnelle le long de l'axe du canal.	75
Figure 4.10 : Le Contour de Vitesse dimensionnelle au sein de la conduite $Re=1, 50, 100$; $G=1$; $Ri=1$	76
Figure 4.11 : Le contour de la Vitesse au sein de la conduite $Re=1, 50, 100$; $G=1$; $Ri=1$	77
Figure 4.12 : L'évolution de la vitesse dimensionnelle le long de l'axe du canal.	78
Figure 4.13 : La variation de Nombre du Nusselt (Nu) locale dans les parois de l'obstacle.	79

Liste des tableaux

Simulation par COMSOL Multiphysics.

Tableau 3-1 Equations à la forme dimensionnelle et leurs équivalents adimensionnels (Voir Chap. 2)	39
----------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Résultats Et Discussions.

Tableau 4.1 Les paramètres dimensionnelles de la configuration étudiée.	71
------------------------------------------------------------------------------	----

Nomenclature

Lettres latines

C_p	La capacité spécifique	[J/kgk]
C_μ	Constante adimensionnelle	[-]
D	Longueur d'obstacle	[m]
E	Hauteur de l'obstacle	[m]
f_l	Coefficients d'amortissements	[-]
G	Distance entre l'obstacle et la paroi inferieur de la conduite	[m]
Gr	Nombre de GRASHOF	[-]
G_k	La production d'énergie cinétique turbulente	[-]
g	Accélération de la pesanteur	[ms ⁻²]
H	Hauteur de la conduite	[m]
h	Coefficient de transfert de chaleur convectif	[w/ m ² .K]
k	Conductivité thermique dimensionnelle	[w/ m.K]
k^*	Conductivité thermique adimensionnelle	[-]
K	L'énergie cinétique turbulente adimensionnelle	[-]
L	Longueur de la conduite	[m]
L_d	Longueur entre l'obstacle et la sortie e la conduite	[m]
L_u	Longueur entre l'obstacle et l'entrée de la conduite	[m]
L_{ref}	Longueur de référence	[m]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
P	Pression	[Pa]
P^*	Pression adimensionnelle	[-]
P_{atm}	Pression atmosphérique	[Pa]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Pr_t	Nombre de Prandtl turbulente	[-]
P_k	Terme source de l'énergie cinétique turbulente	[-]
Q	Flux de chaleur	[W/m ²]
q	Génération de chaleur volumétrique	[W/m ³]
Ra	Nombre de Rayleigh	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
Ri	Nombre de Richardson	[-]
T	Température	[K]
T_c	Température d'entrée	[K]
$T_h=T_w$	Température de l'obstacle	[K]
T_∞	Température de fluide	[K]
$T_0=T_{amb}$	Température ambiante	[K]
t	Le temps	[s]
t^*	Le temps adimensionnelle	[-]
S_θ	Terme source	[-]
Ue	Vitesse de l'écoulement de fluide	[m/s]
u^*, v^*	Composantes de la vitesse dimensionnelle	[m/s]
U, V	Composantes de la vitesse adimensionnelle	[-]

x^*, y^*	Coordonnées cartésiennes dimensionnelles	[m]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	[-]

Symboles Grecques

ΔT	Différence de température	[K]
$\Delta \theta$	La différence de température entre la paroi et le fluide.	[K]
β	Coefficient de dilatation thermique.	[K ⁻¹]
γ	la viscosité adimensionnelle	[-]
γ_t	la viscosité turbulente adimensionnelle	[-]
ε	Le taux de sa dissipation	[-]
Γ	Coefficient de diffusion général	[-]
Φ	Variable dépendante générale	[-]
Θ	Température adimensionnelle	[-]
λ	Conductivité thermique moléculaire	[W/(m.K)]
μ	Viscosité dynamique	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
ν^*	Viscosité cinématique adimensionnelle	[-]
ν_t	Viscosité cinématique turbulente	[m ² .s ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[kg.m ⁻³]

Acronymes

CFD	Computational Fluid Dynamic
RANS	Reynolds Average Navier Stokes

INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Depuis plus d'un siècle, les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur, par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). Ces écoulements sont étudiés à travers des géométries connues, en raison de leurs applications pratiques telles que dans le refroidissement des systèmes électroniques, les échangeurs de chaleur de haute performance, les équipements des procédés chimiques, les chambres de combustion, les systèmes de contrôle de l'environnement, etc...

L'étude de transfert de chaleur sur les sources discrètes de chaleur est devenue un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique. L'analyse du comportement thermique des composants électroniques et des assemblages de puissance tient aujourd'hui une place capitale dans la conception des fonctions électroniques soumises à un environnement sévère. Un échauffement excessif dégrade les performances des composants, réduit leur durée de vie et peut provoquer la défaillance. L'amélioration de leur refroidissement aidera donc à augmenter leur fiabilité [4].

Actuellement, il est bien établi que la surchauffe des composants électronique est la principale raison de leurs limitations de puissance et des échecs rencontrés lors de leurs utilisations intensives. Dans ce contexte, la loi de Moore(1965), stipule que la puissance de chaque nouvelle génération de microprocesseur double par rapport à sa précédente, d'où l'intérêt majeur porté par les designers des composants électroniques au problème du refroidissement. Un exemple des effets de la température est mis en évidence en 2011 par Li et al. [5]. qui a montré que dans le cas de la haute puissance des diodes électroluminescentes (LED) lorsque la température augmente de 1°C, l'intensité de luminescence diminue de 1% et la longueur d'onde de la lumière change de 0,2 à 0,3 nm, ce qui conduit à des changements de couleur de la lumière. Pire encore, si la chaleur dégagée n'est pas dissipée correctement, la durée de vie de ces LED se trouve sérieusement compromise.

Comme solution de refroidissement, l'utilisation des ventilateurs soufflants un débit d'air maintenu, dissipe la chaleur dégagée par convection forcée. C'est le système de base utilisé par excellence sur les plaques communément appelée Printed Circuit Board (PCB) (voir Meinders et al) [5].

Des recherches à caractère expérimentale et les simulations numériques présentent une alternative économique et prometteuse pour tester plusieurs configurations géométriques et thermiques afin d'optimiser le refroidissement en termes de taille, de puissance de soufflage et d'arrangement.

Le manuscrit présenté est constitué de quatre chapitres. Après une introduction, une analyse bibliographique est présentée dans le premier chapitre. L'étude du refroidissement d'un élément électronique par un jet d'air et une description bien détaillée sur les différentes façons de refroidir un composant électronique est représentée dans ce chapitre. Le deuxième chapitre est consacré à la description des différents aspects de la modélisation de la turbulence effectuée, la définition détaillée de la couche limite turbulente ainsi que les principes de convection. Les équations fondamentales de la dynamique des fluides sont aussi exposées et décrites en détail dans ce chapitre. Le troisième chapitre décrit la méthode numérique utilisée dans ce travail. Une description détaillée sur le COMSOL Multiphysics, la méthode des éléments finis ainsi que les modèles de turbulence sont également présentés dans ce chapitre et plus spécialement une description du cas test étudié. Le quatrième chapitre présente la discussion des résultats obtenus, dans lequel est établie une comparaison entre les différents résultats des différents cas étudiés. Une conclusion du travail avec discussion des perspectives viennent clôturer l'ouvrage de notre mémoire.

CHAPITRE 1

ETUDE

BIBLIOGRAPHIQUE

Chapitre 1

Etude Bibliographique

1. Analyse bibliographique

1.1 Refroidissement d'un élément électronique

Le refroidissement des composants électroniques tels que les modules de **RAM** de PC, les **LED** ...etc, est l'une des principales barrières au développement rapide et fiable des systèmes électroniques compacts. Pour la majorité des ordinateurs, la dissipation de chaleur est le problème technique majeur dans l'atteinte des vitesses optimales de calcul par microprocesseurs.

Généralement, le refroidissement se fait par convection forcée et par changement de phase, cependant, la convection naturelle est une partie intégrante de la dissipation de chaleur surtout dans le cas des ordinateurs portables et les appareils électroniques de petites dimensions. Bien que la convection forcée reste le principal mode de refroidissement, il est toutefois important de déterminer avec certitude le processus de transport du fluide dans l'absence de courte durée d'un écoulement externe forcé quand il y a interruption temporaire du système de refroidissement par ventilation.

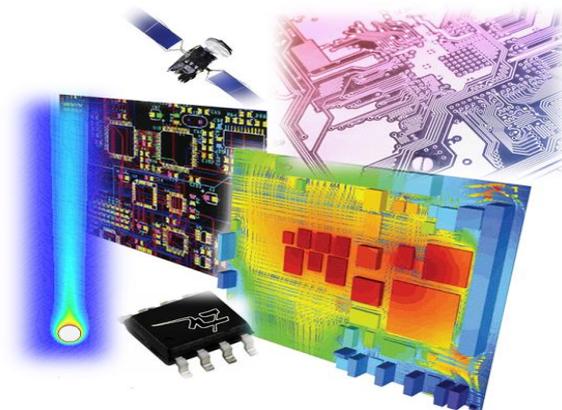


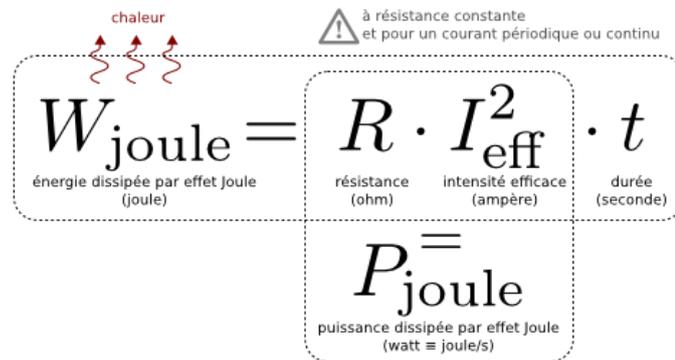
Figure 1.1 : Emanation de chaleur sur une puce électronique.

D’après la revue scientifique américaine (*YEH’S REVIEW - 2002*), une étude de « l’U.S. Air force » a indiqué que plus de 52% des défauts des systèmes électroniques sont étroitement liés à la hausse incontrôlée des températures. Quant aux ventilateurs installés sur les PC , bien qu’ils soient souvent bon marché en matière de coûts , il représentent des inconvénients majeurs car ils font du bruit et requièrent de l’espace, donc peu efficaces et peu fiables.

Les études de convection sont donc nécessaires à la gestion des flux thermiques et la conception des équipements (équipements électroniques, fabrication des films fins, décomposition des vapeurs chimiques et bien d’autres domaines...).

1.2 Échauffement d’un composant électronique

Lorsqu'un composant électronique est parcouru par un courant électrique créé par des porteurs de charges, ces derniers interagissent avec les atomes du composant, ce qui induit une résistance au déplacement. Ainsi, pour contrer cette résistance, il faut fournir une puissance suffisante qui est ensuite dissipée sous forme de chaleur lors des interactions entre atomes : c'est l'**effet Joule**. Cette chaleur doit être évacuée par des méthodes industrielles telles que présentées dans la prochaine section, sous peine de fonte du composant.



▲ chaleur

$W_{\text{joule}} = R \cdot I_{\text{eff}}^2 \cdot t$

$P_{\text{joule}} = \frac{W_{\text{joule}}}{t}$

à résistance constante
et pour un courant périodique ou continu

énergie dissipée par effet Joule (joule)

résistance (ohm) intensité efficace (ampère) durée (seconde)

puissance dissipée par effet Joule (watt = joule/s)

Figure 1.2 : loi de joule pour un conducteur ohmique

1.3 Les différentes façons de refroidir un composant électronique

On trouve dans l'industrie trois façons de refroidir les composants électroniques :

- Refroidissement par **liquide**.
- Refroidissement par **air**.
- Refroidissement par **convection naturelle**.

1.4 L'influence de la température sur les circuits électroniques

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

1.5 bibliographie

Beaucoup de travaux scientifiques ont été publiés pour analyser le phénomène de refroidissement des composants électroniques en utilisant la convection sous ses trois formes. Parmi ces travaux publiés, nous citons par exemple le travail de *Castro et Robins(1977)* [1], qui ont utilisé dans leur étude expérimentale un anémomètre (HWA) ' Hotwire Anemometry ' pour mesurer le champ de vitesse autour d'un seul cube monté sur une plaque plane. Ils ont remarqué que la dimension de la zone de recirculation derrière le cube, dans la zone du sillage et la dimension du tourbillon sur le cube, dépend de condition de l'avancement de l'écoulement et les conditions aux limites à l'entrée. Une autre étude expérimentale a été réalisé par *Hussein et Martinuzzi (1996)* [2], *Larousse et al, (1991)* [3]. et *Martinuzzi et Tropea (1993)* [4], leurs but est d'étudier l'écoulement autour d'un seule cube montée dans une soufflerie multi couche qui développe un écoulement turbulente. L'étude représente une description détaillé sur le nombre de Reynolds, le calcul du nombre de Reynolds est basé sur la hauteur du cube et la vitesse de bulk (bulk velocity), où $Re = 40.000$. La (**Figure 1.3**) représente les différents types de tourbillons autour du cube.

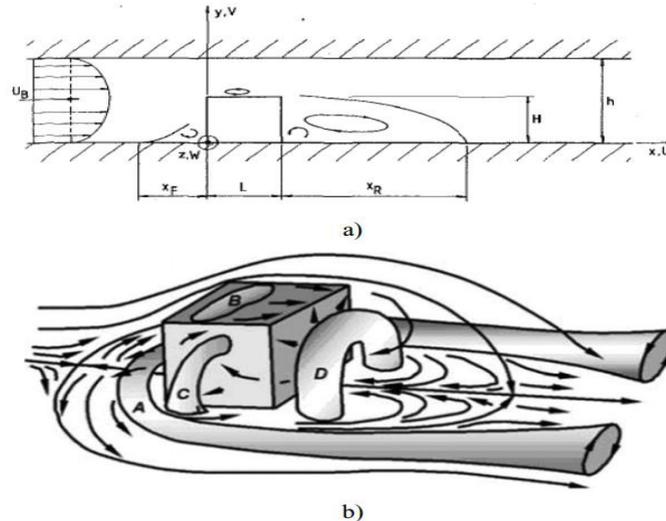


Figure 1.3 : Schéma représentative : a) la géométrie et les dimensions du domaine de calcul b) différents types de tourbillons autour du cube (Martinuzzi & Tropea, 1993) [4].

Meinders .E.R, Hanjalic .K (1999) [6] ont étudié la structure de l'écoulement turbulente et la distribution du coefficient de transfert de chaleur sur les surfaces du cube placé dans une matrice des cubes monté dans un canal plat. La thermographie infrarouge a été appliquée pour mesurer la température sur les parois du cube, avec laquelle la distribution locale de coefficient de transfert de chaleur a été déterminée. La structure de vitesse est évalués à partir des mesures d'anémométrie (LDA) 'laser Doppler et des visualisations'. Les résultats ont montré que l'écoulement a marqué une structure de tourbillon seulement près des parois du cube, alors que l'écoulement au-dessus du cube et dans les couloirs longitudinaux était simplement tordu, et atteint un niveau élevé d'intensité de turbulence. Le décollement de l'écoulement au-dessus et sur les côtés latérales produit des recirculations et un ré-attachement à côté de ces parois. Le ré-attachement de la couche de cisaillement à la paroi inférieur du canal a produit une structure de deux-cellule dans la région d'inter-obstacle : un arc-type vortex dans la région aval du cube et un tourbillon de forme fer à cheval devant le cube à la paroi amont. Les instabilités d'écoulement ont causé le décollement de tourbillon aux parois latérales du cube qui a produit des mouvements périodiques dans la zone de sillage. Le nombre analysé de Strouhal a montré une valeur constante $St= 0.109$. La structure d'écoulement, en particulier séparation, ré attachement, engendre la variation de la distribution locale du coefficient de transfert de chaleur, avec un grand gradient détectés aux parois supérieures et latérales du cube, (**Figure 1.4**).

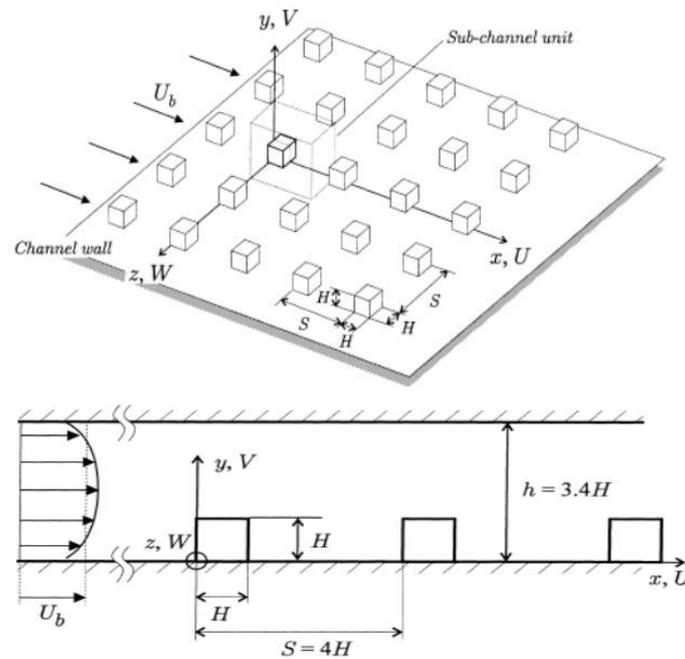


Figure 1.4 : Schéma tridimensionnelle représente configuration de matrice des cubes dans un canal (schéma haut) et configuration du sous-domaine (schéma bas) (Meinders .E.R, Hanjalic .K, 1999) [6].

La dynamique de l'écoulement et du transfert de chaleur à travers une matrice de cubes chauffés montés sur l'une des parois d'un canal plan (**Figure 1.5**), a été étudiée numériquement par *Niceno et al. (2002)* [7]. La configuration considérée est pertinente pour le refroidissement des composants électroniques. En utilisant la simulation à grandes échelles (SGE), le champ de température dans le cube et sur sa surface extérieure fournit les conditions aux limites pour la convection. Les résultats montrent que le transfert de chaleur local à partir du cube vers le fluide est directement lié à la cohérence des structures tourbillonnaires à la proximité directe du cube; l'arrivée sur la face avant et la séparation des écoulements à partir des bords tranchants du cube améliorent le transfert de chaleur, tandis que les zones de circulation empêchent le refroidissement bénéfique. Les températures les plus élevées se trouvent sur la paroi arrière du cube, en raison de la présence d'un arc en forme ion des températures sur la surface du cube est très similaire aux données expérimentales. Un tourbillon est apparu dans la zone de sillage, ce qui provoque un long temps de séjour du fluide dans cette région. La répartition des températures sur la surface du cube est très similaire aux données expérimentales.

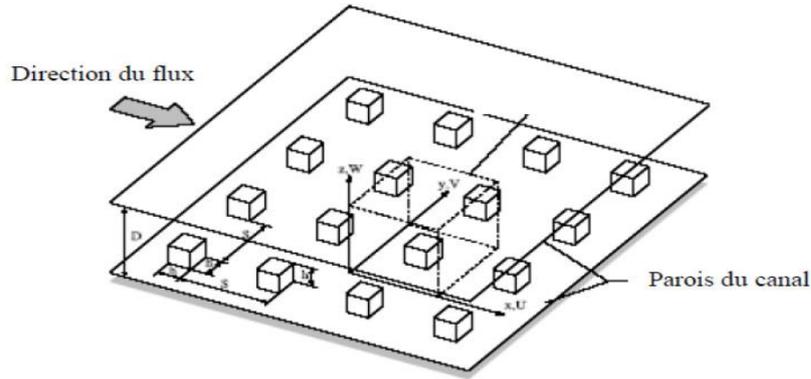


Figure 1.5 : configuration de la matrice des cubes (Niceno et al, (2002) [7]).

Bae et al. (2004) [8] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur par convection mixte dans un arrangement de blocs chauffés, montés dans un canal (**Figure 1.6**). Dans le bloc le plus chauffé, se trouvant en amont, il existe un temps de génération de chaleur périodique, alors que la production de chaleur est constante dans les autres blocs de chauffage. L'effet explicite d'utiliser la modulation thermique dans l'appareil de chauffage en amont est examiné, l'augmentation de transfert de chaleur est évaluée pour justifier l'utilisation de modulation thermique en amont. Les résultats montrent l'impact de la variation de la production de chaleur dans le temps. Le facteur d'augmentation de transfert de chaleur (F) diminue lorsque (ρC_p) augmente, ainsi l'augmentation de transfert de chaleur est maximale lorsque la résonance est réalisée. Une baisse sensible de température maximale dans le système peut être escomptée au titre des conditions de modulation correcte.

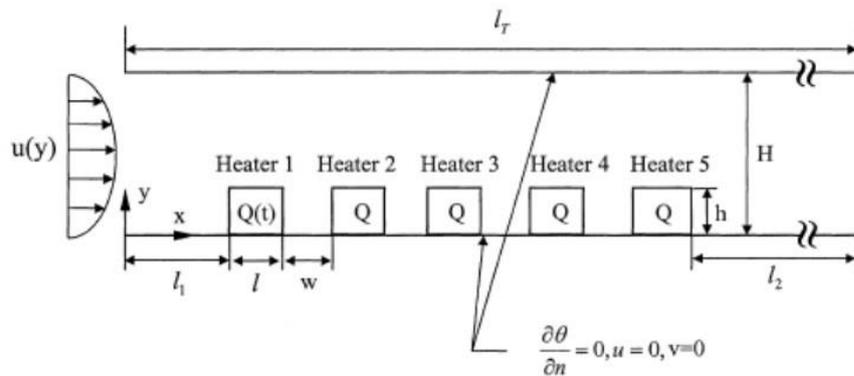


Figure 1.6 : La configuration géométrique (Bae et al , 2004) [8].

L'étude expérimentale de *Tummers et al. (2005) [9]*, montre la structure d'écoulement et la distribution de température sur les parois d'un cube disposé dans une rangée de cinq

cubes intégré à la paroi inférieure du canal avec un jet perpendiculaire pointé au-dessus. L'écoulement turbulente autour du cube est mesuré par un outil de mesure ' Particle Image Velocimetry (PIV) ' et la distribution de la température est évaluée par un système ' infrared imaging system '. Avec deux différentes positions de jet impactant; Les résultats ont déterminé que la structure de l'écoulement est très complexe : création des tourbillons, des zones de recirculations, zone de ralentissement, les points de stagnations, de séparations, et d'effets de courbure, tous ces phénomènes ont marqué une influence sur la distribution de la température sur les parois du cube (**Figure 1.7**).

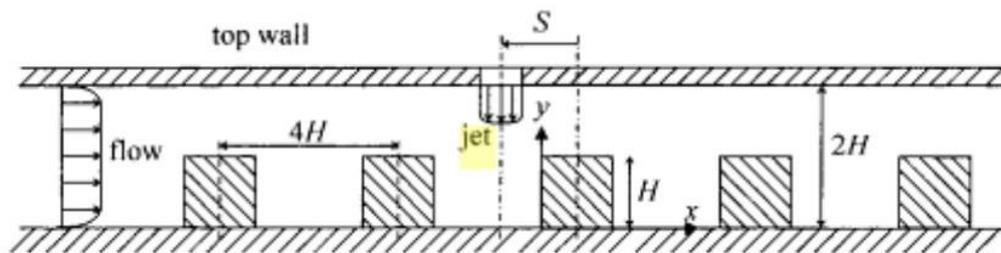


Figure 1.7 : configuration de l'écoulement (Tummers et al, 2005) [9].

L'objectif de l'étude de **Rundström, Moshfegh (2007) [10]** est de comparer les deux modèles de turbulence « v_2-f » et « RSM » pour la prédiction du champ moyen de vitesse du jet impactant ainsi que les caractéristiques de la turbulence et le rapport du transfert de chaleur. Les prévisions numériques sont validées avec des mesures expérimentales détaillées, mesurées par un outil de mesure ' Particle Image Velocimetry (PIV) ' et un système infrarouge de formation image de bas-longueur d'onde ' Infrared Imaging System ', pour les mesures de température des surfaces et l'écoulement turbulent, (**Figure 1.8**).

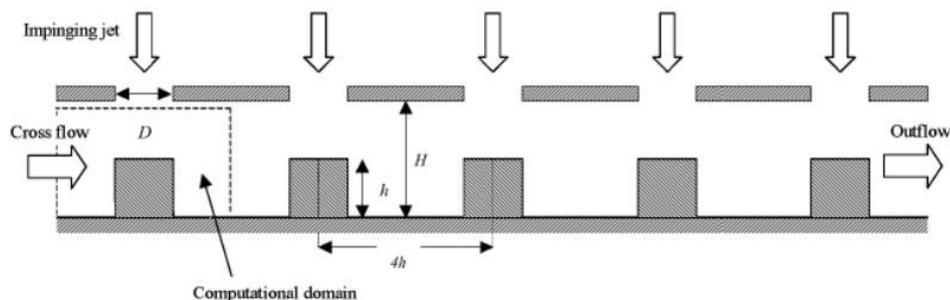


Figure 1.8 : schéma du domaine de calcul (Rundström et Moshfegh 2007) [10].

Une simulation numérique des grandes échelles est réalisée par *Popovac, Hanjalic (2007) [11]*. L'étude comporte un seule cube chauffée est placé dans un canal avec un jet perpendiculaire pointé au-dessus, comme est montré par la (**Figure 1.11**). Le cube chauffé est refroidi par un mélange d'air, écoulement du canal ($Re_C = 4800$) et un jet rond ($Re_j = 5200$), respectivement. L'étude a été visée pour étudier les structures d'écoulement et des statistiques de turbulence, et le transfert thermique sur les surfaces du cube. La comparaison des résultats simulés avec les mesures expérimentales montre une concordance qualitative avec quelques différences importantes dans l'état de l'écoulement.

Rundström et Moshfegh, (2006 et 2008) ont présenté une comparaison entre deux modèles de turbulence « $v^2 - f$ » et le modèle 'RSM' pour prédire le champ de vitesse et le transfert de chaleur. Après plusieurs tests, ils ont remarqué que le modèle RSM est plus performant que le model « $v^2 - f$ ».

Rundström, Moshfegh (2006) [12] ont étudié l'influence des vitesses sur les coefficients de transfert de chaleur sur chaque paroi du cube, les résultats ont été comparés avec les résultats de l'étude expérimentale.

Une simulation des grand-échelles (LES) a été effectuée par *Rundström and Moshfegh (2008) [13]* afin de prédire le champ moyen de vitesse du jet impactant, les caractéristiques de turbulence et le taux de transfert de chaleur sur les parois d'un cube chauffées. Le modèle WALE est employé pour modeler le tenseur (sub-grid scale). Une comparaison entre les deux modèles de turbulence montre que les résultats de la simulation (LES) marquent un meilleur accord avec les résultats expérimentaux par rapport aux résultats de la simulation (RSM), en particulier, dans la zone de stagnation, (**Figure 1.9**).

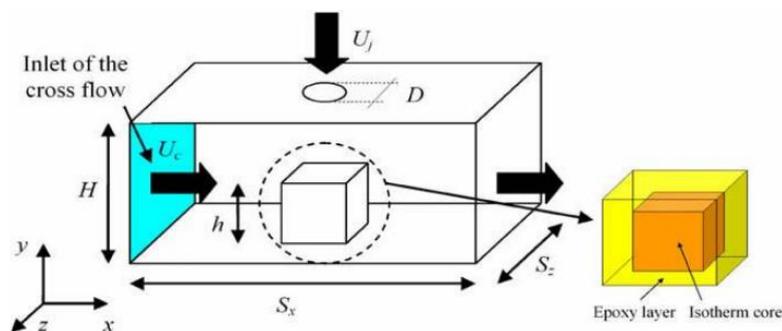


Figure 1.9 : Schéma du domaine de calcul (Rundström et Moshfegh 2008) [13].

Popovac, Hanjalic (2009) [14] ont exécuté une simulation numérique des grands-échelles (LES) (**Figure 1.10**), dans le but de refroidir un composant électronique simplifié. La configuration se compose de rangée de cinq cubes montés sur la paroi du canal plat avec un jet perpendiculaire pointé au-dessus du cube chauffé, son axe est aligné avec la paroi avant de cube. Après plusieurs tests de changement dans la position de l'axe du jet testé, les résultats montre que l'interaction complexe des deux jets avec le cube produit plusieurs structures de tourbillons autour du cube qui régissent le transfert de chaleur local sur les surfaces du cube.

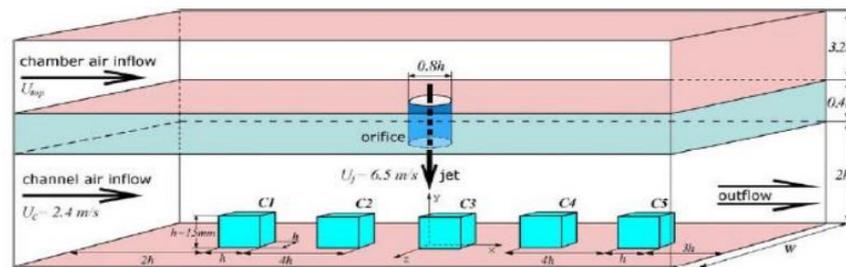


Figure 1.10 : schéma des dimensions du domaine de calcul. (Popovac, Hanjalic, 2007,2009) [14].

Hamouche et Bessaih (2009) [15] ont simulé la convection mixte laminaire dans un canal horizontal ouvert des deux côtés (figure 1.14) et contenant deux sources de chaleur identiques (simulant les composants électroniques). Les effets du nombre de Reynolds, de la distance de séparation, de la hauteur et de la largeur des composants sur la structure des flux et transfert de chaleur à l'intérieur du canal ont été examinés; des corrélations ont été proposées pour calculer le nombre de Nusselt moyen, du premier et deuxième composant. Les résultats montrent que, la chaleur transférée augmente remarquablement pour ($5 \leq Re \leq 30$). Egalement, il a été constaté que l'augmentation de la distance de séparation, de la hauteur et de la largeur de ces composants a un renforcement considérable sur l'évacuation de la chaleur, prise à partir des composants et par conséquent, sur l'amélioration du refroidissement des composants à l'intérieur du canal; en plus l'amélioration du taux d'évacuation de la chaleur est plus important pour le deuxième composant relativement au premier.

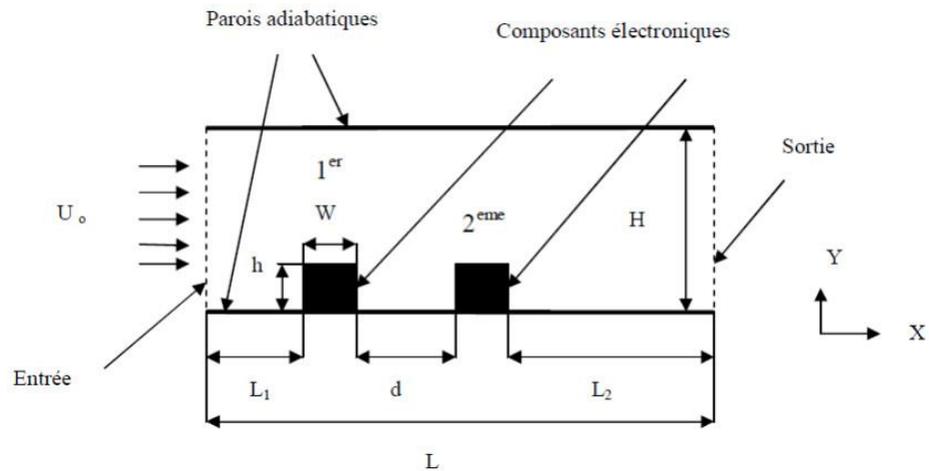


Figure 1.11 : Géométrie du problème (Hamouche et Bessaih, 2009). [15].

Amirouche.Y, Bessaih.R (2010) [16] ont simulé la convection naturelle turbulente pour le refroidissement de cinq composants électroniques, placés sur une paroi d'un canal vertical (Figure 1.12). Les résultats obtenus sont comparés avec les données expérimentales et montrent que la largeur du canal et le non-chauffage des composants ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

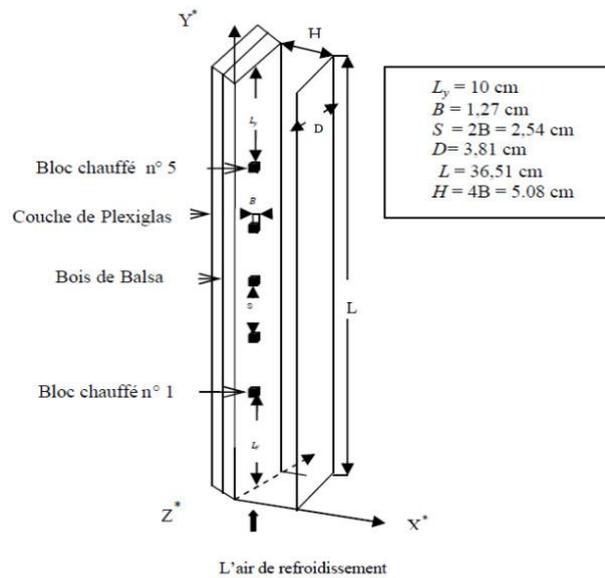


Figure 1.12 : Cinq sources de chaleur cubiques, simulant les composants électroniques, montées sur une paroi verticale d'un canal (Amirouche.Y, Bessaih.R, 2010) [16].

Avinash Chandra et al. (2011) [17] ont simulé en régime instationnaire l'écoulement incompressible autour d'un cylindre semi-circulaire et non confiné. (Figure 1.13). L'étude touche l'esprit hydrodynamique et thermique. Ils ont déterminé des valeurs dont on appelle les nombres de Reynolds critiques à l'apparition des tourbillons derrière l'obstacle. En

conclusion, cette étude suggère l'évolution de coefficient de trainée par rapport à la variation des nombres Reynolds.

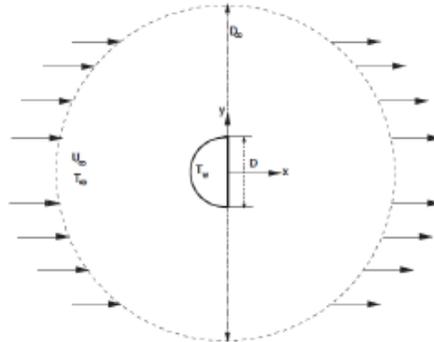


Figure 1.13 : Ecoulement d'un fluide autour d'un semi-cylindre non-confiné (Avinash Chandra et al., 2011) [17]

Nirmalkar et al. (2012) [18] ont présenté dans leur travail l'effet de l'asymétrie sur la convection forcée d'un fluide non-newtonien, dit fluide d'Ostwald, qui passe autour d'un cylindre circulaire placé asymétriquement dans un canal plan. (**Figure 1.14**). Le degré d'asymétrie est défini par le rapport de l'écart et qui est limité entre les valeurs $\gamma = (0.25 - 1)$. Les conditions initiales sont : $Re = (0.1 - 100)$. $n = (0.3 - 1)$. $Pr = (1 - 100)$. L'étude est faite pour trois valeurs du rapport de blocage $B = (1/5, 1/3, 1/1.5)$. **Nirmalkar et al.** ont déduit que le degré d'asymétrie fait augmenter le coefficient de portance et agit sur la valeur du coefficient de trainée, ainsi que l'asymétrie cause l'augmentation du pourcentage de transfert thermique jusqu'à la valeur (60-70)% pour les fluides fluidifiants.

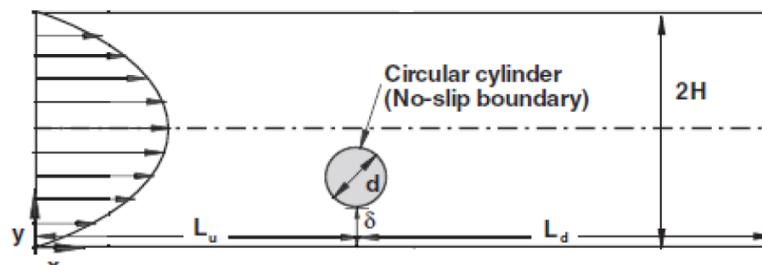


Figure 1.14 : Ecoulement d'un fluide d'Ostwald autour d'un cylindre confiné asymétriquement dans un canal plan (Nirmalkar et al., 2012) [18].

Chaitanya et al. (2012) [19] ont présenté dans leur littérature une analyse numérique des fluides non-newtoniens régis par la loi d'Oswald autour deux cylindres circulaires placés l'un à côté de l'autre dans un canal plan. (**Figure 1.15**). L'étude est reposée sur l'impact de la distance entre les deux cylindres et le comportement rhéologique du fluide sur les forces hydrodynamiques et la convection forcée. Les conditions initiales du travail sont : $Re = (1 - 40)$. $n = (0.4 - 1.8)$. $Pr = (50)$. $T/d = (1.5 - 4.0)$. Ils ont trouvé que le coefficient de trainée diminue et le nombre d'échange thermique augmente avec l'augmentation du nombre

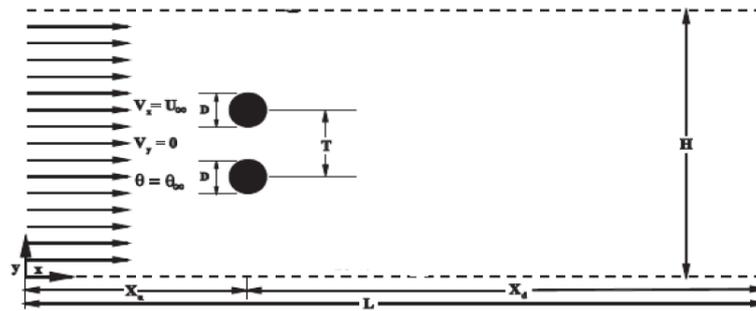


Figure 1.15 : Ecoulement d'un fluide de deux cylindres confinés l'un verticalement à côté de l'autre dans un canal plan (Chaitanya et al. 2012) [19]

Pour améliorer le transfert thermique sans jouer sur le type du fluide *Chien-Nan Lin (2013) [20]* a installé un ventilateur piézo-électrique derrière un cylindre circulaire qu'est placé à l'intérieur d'un canal. (**Figure 1.16**). L'étude est établie numériquement et expérimentalement. Les résultats montrent que le ventilateur piézo-électrique améliore la convection forcée.

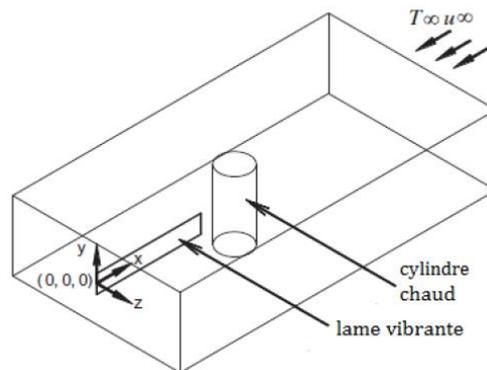


Figure 1.16 : Ecoulement autour d'un cylindre vertical confiné dans un canal avec une lame vibrante (Chien-Nan Lin, 2013) [20].

Fatih Selimefendigil et al. (2014) [21] ont introduit l'effet de la rotation sur la convection forcée d'un fluide newtonien à travers un cylindre circulaire rotatif placé à l'intérieur d'une cavité d'une forme carrée. (**Figure 1.17**). La vitesse de l'écoulement est contrôlée par le nombre de Reynolds $Re = (40 - 400)$. La vitesse angulaire du cylindre est limitée dans la plage $\Omega = (-50 \text{ à } +50)$. Evidemment, les calculs présentent une augmentation du flux de chaleur quand la vitesse angulaire augmente dans le sens positif.

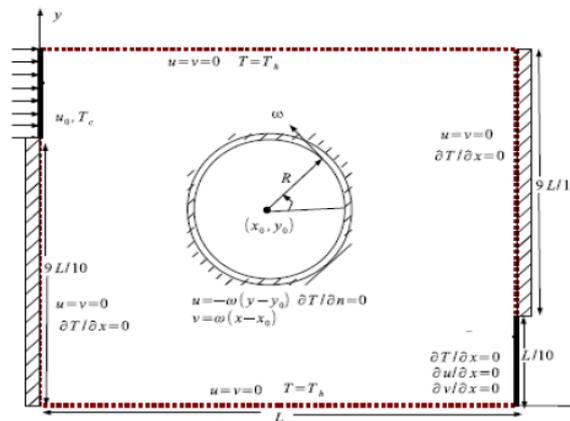


Figure 1.17 : Ecoulement autour d'un cylindre circulaire et rotatif placé dans une cavité (Fatih Selimefendigil et al. 2014) [21].

Chatterjee and Gupta (2015) [22] ont analysé numériquement les interactions thermo hydrodynamiques entre plusieurs corps fixés dans un flux d'écoulement. Les corps sont de forme et de taille identiques avec une section carrée et sont disposés en deux rangées de façon décalée dans un domaine non confiné. Le calcul a été réalisé en considérant que l'air entre de façon transversal uniforme pour un nombre de Reynolds modéré ($Re = 100$). Outre que le nombre de Reynolds, les auteurs ont montré que certains paramètres géométriques tel que l'espacement transversal entre ces obstacles peuvent influencer de manière significative la dynamique de sillage, la formation de la structure du vortex et le transport thermique associé. En conséquence, à la fois l'espacement transversal adimensionnel ($S/d = 1, 3 \text{ et } 5$, avec S et d l'espacement transversal et d la taille du cylindre) et l'écart transversal non dimensionnel ($Ld = 1, 3 \text{ et } 5$, avec L étant l'intervalle de courant) sont variées pour élucider leurs rôles dans le contrôle du transport hydrodynamique et thermique (**Figure 1.18**).

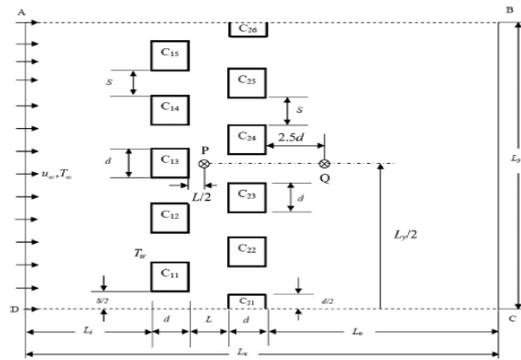


Figure 1.18 : Ecoulement autour de rangées de cylindres carrés disposés de manière décalées (Chatterjee and Gupta, 2015) [22].

Kumar et Dhiman (2016) [23] ont étudié numériquement, pour des nombres des nombres de Reynolds $1 \leq Re \leq 100$, de Richardson $0 \leq Ri \leq 1$, et des rapports de blocage $10 \leq \beta \leq 50\%$, la convection mixte d'un cylindre carré chauffé disposé dans un canal vertical (**Figure 1.19**). De l'air a été prit comme fluide moteur. Les auteurs ont observé un début d'un changement d'un régime stable à un régime périodique pour un $Ri = 0$ (à $Re = 35, 65, 74$ et 62), $Ri = -0,5$ (à $Re = 12, 39, 48$ et 54), et $Ri = -1$ (à $Re = 9, 30, 39$ et 50) pour un rapports de blocage $\beta = 10\%, 25\%, 30\%$ et 50% , respectivement. L'amarce de la séparation d'écoulement est également déterminée. Finalement, les auteurs ont déterminé des corrélations pour le nombre de Strouhal, pour le coefficient de traînée et pour le coefficient de transfert thermique.

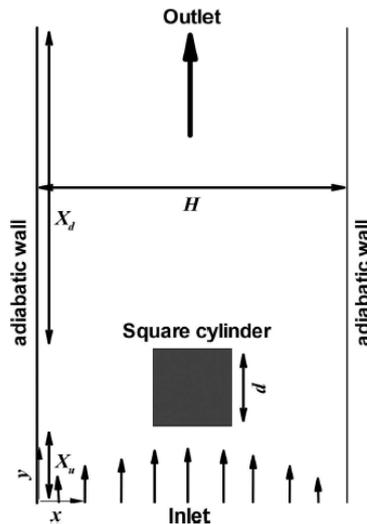


Figure 1.19 : Ecoulement vertical suite à une convection mixte autour d'un cylindre carré (Kumar et Dhiman, 2016) [23].

Laidoudi H. and Bouzit M., 2018 [24] ont mené une étude de CFD en utilisant le code commerciale ANSYS CFX pour examiner les effets de la flottabilité thermique sur les caractéristiques thermo hydrodynamiques d'un écoulement de Poiseuille incompressible autour de cylindres confinés symétriquement et asymétriquement immergés (**Figure 1.20**). Les résultats numériques ont été présentés et discutés pour des gammes de conditions suivantes : $10 \leq Re \leq 40$, nombre Richardson $0 \leq Ri \leq 4$, et le facteur d'excentricité $0 \leq \varepsilon \leq 0,7$ pour un nombre de Prandtl $Pr = 1$, et un taux de blocage $B = 20\%$. Les profils aérodynamiques représentatifs et les isothermes ont été présentés pour interpréter la visualisation du flux et du transport thermique. Lorsque la flottabilité est ajoutée, on observe que la séparation de l'écoulement diminue progressivement pour disparaître complètement pour une valeur critique du paramètre de flottabilité thermique. De plus, ils ont observé que pour être supprimé, le vortex inférieur nécessite plus de chaleur, par rapport au vortex supérieur. Le coefficient de traînée total augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson à ($\varepsilon = 0$). De plus, une augmentation du facteur d'excentricité de 0 à 0,3 augmente ce coefficient de 37% pour un $Re = 10$ et de 30% pour un $Re = 20$ pour $Ri = 4$. Une augmentation du facteur d'excentricité de 0 à 0,4 augmente le nombre de Nusselt Nu de 20,4% pour un $Re = 10$, et 18,6% pour un $Re = 30$ et un $Ri = 4$.

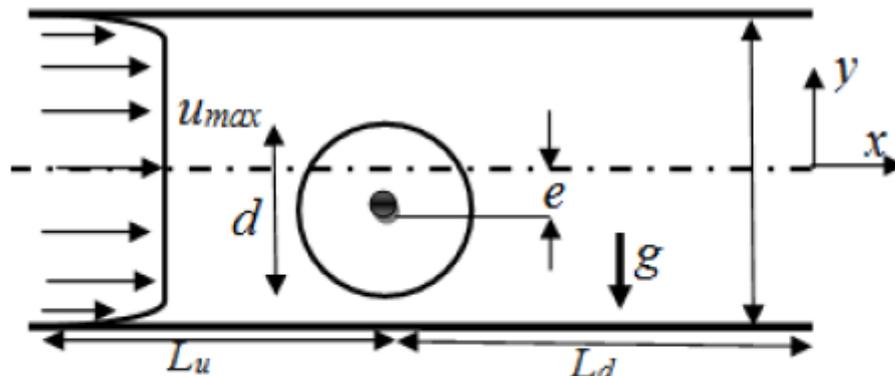


Figure 1.20 : Écoulement autour d'un cylindre circulaire asymétriquement confiné (Laidoudi and Bouzit, 2018) [24].

Rodriguez et al. (2019) [25] (**Figure 1.21**). ont repris des simulations DNS et LES d'une sphère chauffée pour des nombres de Reynolds de $Re = 1000$ et $Re = 104$, respectivement. Le nombre de Prandtl pour les deux simulations était de $Pr = 0.7$. Les résultats représentés par le nombre de Nusselt local et moyen sont été confrontés aux résultats expérimentaux disponibles dans la littérature. Les nombres de Nusselt moyen et local présenté au point de stagnation frontale augmentent avec le nombre de Reynolds, tandis que la valeur minimale se déplace vers le sommet de la sphère lorsque le flux entre dans le régime sub-

critique. On observe des différences dans les couches limites visqueuses et thermiques, tandis que le facteur de forme au nombre de Reynolds $Re = 104$ se comporte de manière similaire à celui observé dans les cylindres circulaires à nombres de Reynolds comparables. Il est montré que lorsque le nombre de Reynolds augmente, l'augmentation de l'énergie cinétique turbulente favorise l'entraînement d'un écoulement irrotationnel, améliorant ainsi le mélange thermique de la zone. Le quasi-sillage, entre $5 \leq x/D \leq 15$, s'étend plus rapidement à $Re = 1000$ avec une pente proche de $x/D1/2$, tandis qu'à $Re = 104$, il suit une tendance proche de $x/D^{1/3}$.

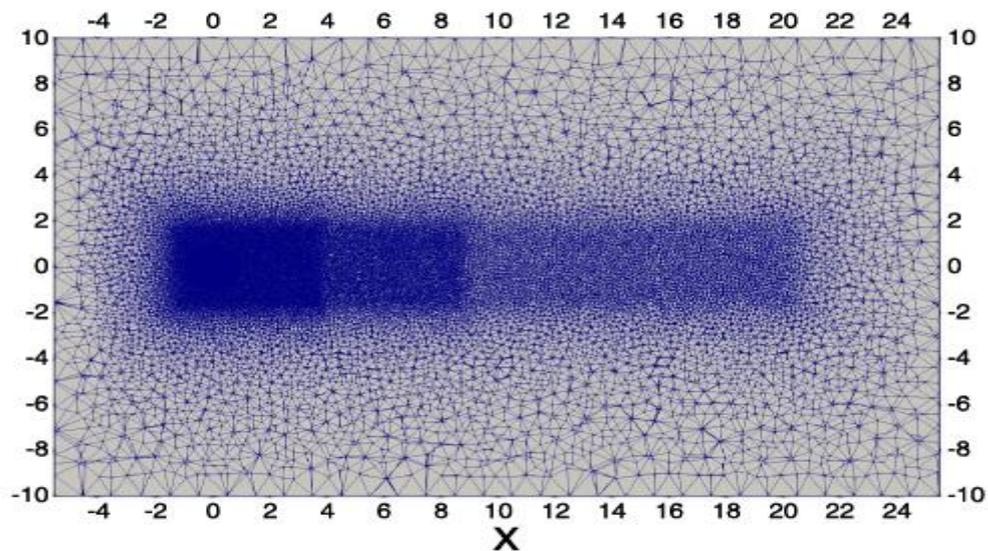
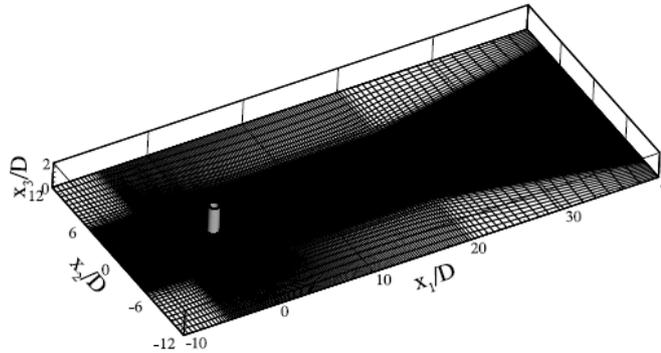


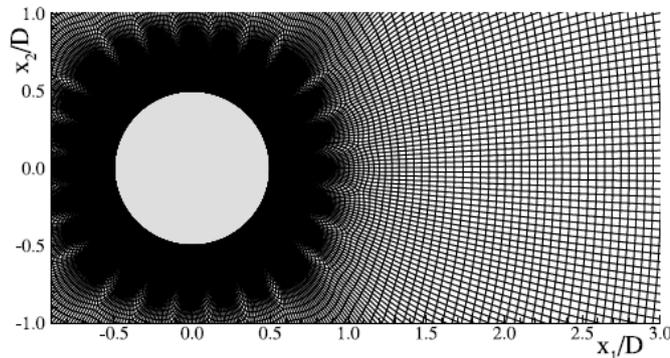
Figure 1.21: Projection of the central plane of the computational domain. The mesh distribution with the different zones in the domain can be observed. The sphere is located at $(0,0,0)$ [25].

Pereira et al. (2019) [26] ont examiné l'écoulement autour d'un cylindre circulaire dont le nombre de Reynolds est égal à $1,4 \times 10^5$ en utilisant une approche de type RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes equations) d'une part et d'autre part une approche SRS (Scale-Resolving Simulation) (**Figure 1.22**).. Ce problème se situe à la limite supérieure du régime d'écoulement, où se produit une transition turbulente dans les couches de cisaillement libres, de sorte que l'hydrodynamique de l'écoulement est dominée par le développement spatial de la structure à effet de vortex, et en particulier par les rouleaux de **Kelvin – Helmholtz** et le début de la turbulence. Les objectifs de cette enquête sont triples: (i) déterminer l'aptitude de modèles RANS et SRS distincts à simuler le régime d'écoulement correct; (ii) comparer les prévisions des méthodes sélectionnées avec les mesures expérimentales disponibles; et (iii) examiner les principales caractéristiques de modélisation

et de débit qui contribuent aux résultats observés. Les résultats illustrent la complexité de la prévision du problème de l'écoulement actuel.



(a) Domaine de calcul



(b) résolution de la grille spatiale

Figure 1.22 : Domain de calcul et résolution de la grille spatiale [26].

Dans ce présent travail, nous traitons numériquement une variété de problèmes physiques en relation avec un écoulement horizontal d'un fluide newtonien à travers des obstacles suite à une convection mixte turbulente. Premièrement, nous simulons la convection mixte autour d'un ou plusieurs obstacles carrés à différentes tailles. C'est pour déduire l'influence de la taille et/ou le nombre de ces obstacles sur le comportement de l'écoulement. Deuxièmement, nous introduisons l'effet de la forme sur les caractéristiques thermohydrodynamiques de l'écoulement horizontal du fluide ou baignent ces obstacles-turbulateurs et quantifier le coefficient de trainée avec le nombre de Nusselt caractérisant l'échange thermique et d'autres grandeurs définissant l'appariation des perturbations et des zones de recirculation.

CHAPITRE 2

MODELISATION DE LA CONVECTION MIXTE TURBULENTE

Chapitre 2

Modélisation de la convection mixte turbulente

2. Modélisation des Ecoulements – Régime d'écoulement Turbulente

2.1 Description du problème physique :

Nous cherchons à analyser les effets de la convection mixte turbulente d'un fluide incompressible sur un obstacle chauffé (initialement de forme carré) se trouvant à proximité d'une paroi adiabatique.

On présente sur la (**Figure 2.1**) une reproduction simple du problème physique analysé. L'obstacle, a été exposé à un écoulement turbulent pénétrant avec une température T_∞ (température de l'écoulement libre loin des parois) et une vitesse U_e , toute les deux supposées uniformes, dans une canalisation de forme rectangulaire. Cependant, la température de l'obstacle chauffé était maintenue constante à $T_w > T_\infty$. Si D représente la dimension caractéristique de cette obstacle (sa cote) alors : La distance en amont L_u est de $15D$, la distance en aval L_d est de $50D$ et la hauteur de la canalisation H est de $10D$.

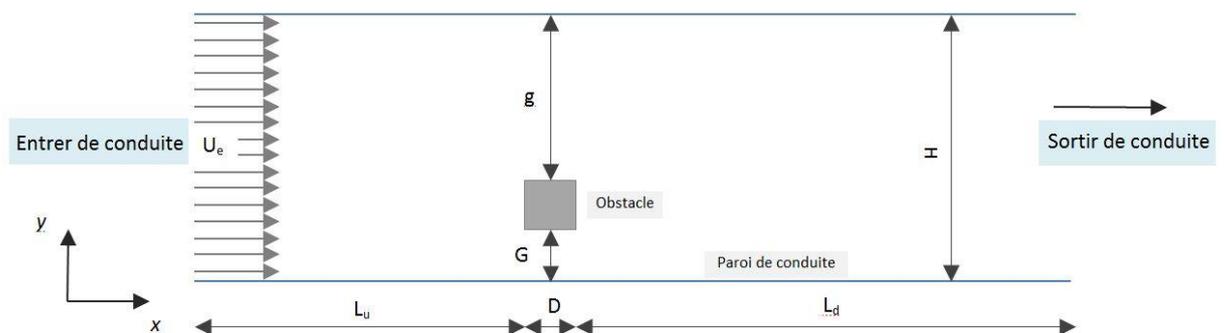


Figure 2.1 : Schéma représentatif d'un écoulement dans une conduite autour d'un obstacle de forme carré.

2.2 Modélisation mathématique :

2.2.1 Hypothèses :

Le modèle mathématique adopté est établi moyennant les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'écoulement est bidimensionnel ;
- Le fluide considéré est supposé visqueux et newtonien et l'écoulement obéit à l'approximation de *Boussinesq* [27-29]. Cette approximation repose sur deux hypothèses :
 - La masse volumique du fluide est considérée constante sauf dans le terme $(\rho \vec{g})$,
 - Les écarts de température sont suffisamment faibles pour que l'on puisse se contenter, dans l'évaluation de $(\rho \vec{g})$, du premier terme du développement de ρ en fonction de la température, à savoir :

$$\rho = \rho_{\infty} [1 - \beta(T - T_{\infty})] \quad (2.1a)$$

avec :

ρ_{∞} : la masse volumique à la température de référence T_{∞} ,

β : le coefficient de dilatation volumique à pression constante, donnée par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p \quad (2.1b)$$

- Les propriétés du fluide sont supposées constantes ;
- Il n'y a pas de source de chaleur ;
- Les vitesses mises en jeu sont relativement faibles de sorte que le terme relatif ; aux dissipations visqueuses dans l'équation d'énergie soit négligeable.

2.2.2 Modèles Mathématiques – Ecoulement Turbulente :

Le modèle de turbulence adopté pour la fermeture des équations de l'écoulement moyen est le modèle κ - ε , largement utilisé dans la CFD. Ce modèle est obtenu à partir de la modélisation des contraintes de Reynolds figurant dans les équations de Reynolds moyennées [29, 30].

Les équations de Reynolds moyennées ont été obtenues par l'intégration temporellement moyennée des fluctuations turbulentes à hautes fréquences à partir des équations de **Navier-Stokes** [31, 32].

Les équations de transports régissant l'écoulement turbulente en utilisant le modèle κ - ε standard de **Lauder et spalding** [26] peuvent être écrites sous la forme condensée donnée par l'équation suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S_\phi \quad (2.2)$$

Les équations décrivant l'écoulement moyen sont alors:

A. Équation de continuité :

Où les expressions des variables ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ dans l'équation de continuité sont :

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
1	0	0

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.3)$$

B. Équation de quantité de mouvement suivant $-x$:

Où les expressions des variables ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ dans l'équation de quantité de mouvement suivant $-x$ sont :

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
u	$\nu + \nu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x}$

$$\frac{\partial uu}{\partial x} + \frac{\partial vu}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left[(\nu + \nu_t) \left(2 \frac{\partial u}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\nu + \nu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] \quad (2.4)$$

C. Équation de quantité de mouvement suivant $-y$

Où les expressions des variables \emptyset , Γ_\emptyset et S_\emptyset dans l'équation de quantité de mouvement suivant $-y$ sont :

\emptyset	Γ_\emptyset	S_\emptyset
v	$v + v_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} - \rho_0 g \beta (T - T_0)$

$$\frac{\partial uv}{\partial x} + \frac{\partial vv}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(v + v_t) \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[(v + v_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + g \beta (T - T_0) \quad (2.5)$$

D. Équation de conservation d'énergie :

Où les expressions des variables \emptyset , Γ_\emptyset et S_\emptyset dans l'équation de conservation de l'énergie sont :

\emptyset	Γ_\emptyset	S_\emptyset
T	$\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{\sigma_T}$	0

$$\frac{\partial uT}{\partial x} + \frac{\partial vT}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (2.6)$$

2.2.3 Modèle de turbulence :

La résolution des équations précédentes nécessite la détermination de la viscosité turbulente (μ_t). Pour ce faire, nous avons utilisé le modèle κ - ε . Ce modèle, de plusieurs versions, s'intéresse essentiellement à l'**écoulement moyen** et par conséquent à l'**énergie cinétique** mise en jeu. Pour les calculs, le modèle standard de **Launder et Spalding [29]** avec des fonctions de paroi a été retenu. Dans ce modèle, la viscosité turbulente est évaluée à partir de l'énergie cinétique turbulente κ et de sa dissipation ε .

$$v_t = c_\mu f_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (2.7)$$

Des équations de transport pour les variables turbulentes supplémentaires sont donc nécessaires pour fermer les équations de l'écoulement moyen et pour permettre le calcul de la viscosité turbulente,

E. Équation d'énergie cinétique turbulente (κ):

Où les expressions des variables \emptyset , Γ_\emptyset et S_\emptyset à l'équation d'énergie cinétique turbulente κ sont :

\emptyset	Γ_\emptyset	S_\emptyset
κ	$\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa}$	$P_\kappa + G_\kappa - \rho\varepsilon$

$$\frac{\partial u\kappa}{\partial x} + \frac{\partial v\kappa}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial y} \right] + P_\kappa + G_\kappa - \rho\varepsilon \quad (2.8)$$

F. Équation de dissipation de l'énergie cinétique turbulente - ε

Où les expressions des variables \emptyset , Γ_\emptyset et S_\emptyset dans l'équation de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε sont :

\emptyset	Γ_\emptyset	S_\emptyset
ε	$\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$(c_{\varepsilon 1} f_1 (P_\kappa + c_{\varepsilon 3} G_\kappa) - \rho c_{\varepsilon 2} f_2 \varepsilon) \frac{\varepsilon}{\kappa}$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u\varepsilon}{\partial x} + \frac{\partial v\varepsilon}{\partial y} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + (c_{\varepsilon 1} f_1 (P_\kappa + c_{\varepsilon 3} G_\kappa) - \rho c_{\varepsilon 2} f_2 \varepsilon) \frac{\varepsilon}{\kappa} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Avec

σ_ε : le nombre de Prandtl pour ε .

σ_κ : le nombre de Prandtl pour κ .

P_κ représente le terme source de l'énergie cinétique turbulente, défini par :

$$P_\kappa = \nu_t \left(2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (2.9a)$$

G_κ représente la production d'énergie cinétique turbulente causée par les effets de la poussée d'Archimède, donnée par

$$G_{\kappa} = -\frac{\nu_t}{\sigma_t} g\beta \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.9b)$$

Nous, nous intéressons à la version standard du modèle κ - ε avec la fonction de paroi [28-30].

$$\nu_t = c_{\mu} f_{\mu} \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (2.9c)$$

Où les coefficients du modèle κ - ε standard sont respectivement égales à :

$$C_{\mu} = 0.09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92,$$

$$\sigma_T = 1.00, \quad \sigma_{\kappa} = 1.00, \quad \sigma_{\varepsilon} = 1.30,$$

$$f_{\mu} = f_1 = f_2 = 1.0, \quad D = E = 0,$$

2.2.4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites (**Figure 2.2**), du présent problème sont données comme suit :

- A l'entrée, la vitesse est supposée uniforme, c'est-à-dire:

$$u = u_e; \quad v = \mathbf{0}; \quad T = T_c = T_0; \quad \kappa = \frac{3}{2}(u_e I_0)^2; \quad \varepsilon = \frac{\kappa^{3/2}}{0.3l}$$

- Sur la limite supérieure libre:

$$\partial u / \partial y = 0; \quad v = \mathbf{0}; \quad \partial T / \partial y = 0. \quad \partial \kappa / \partial y = \partial \varepsilon / \partial y = 0.$$

- Sur la paroi du canal adiabatique inférieure :

$$u = v = \mathbf{0}; \quad \partial T / \partial y = 0. \quad \kappa = \varepsilon = 0.$$

- Sur les parois de l'obstacle chauffé:

$$u = v = \mathbf{0}; \quad T = T_h = T_w \quad \kappa = \varepsilon = 0.$$

- A la sortie, situé suffisamment loin en aval de l'obstacle, l'écoulement est supposé complètement établi, à savoir:

$$\partial u / \partial x = \partial v / \partial x = \partial T / \partial x = \partial \kappa / \partial x = \partial \varepsilon / \partial x = 0..$$

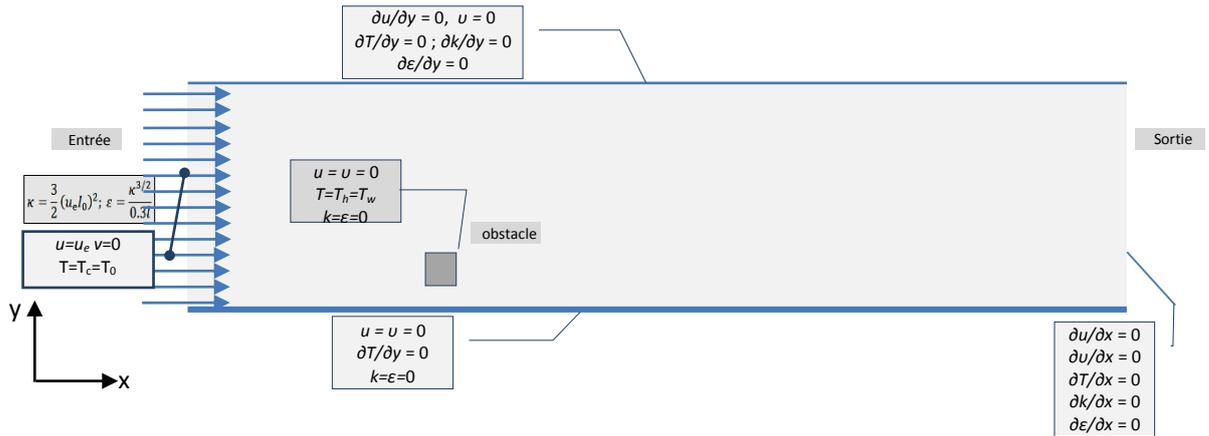


Figure 2.2 : Domaine d'étude et conditions aux limites dimensionnelle.

Dans le calcul d'un écoulement turbulent les CL' s sont imposées pour les vitesses, la température aussi bien que pour κ et ε à travers ce que on appelle les fonctions de paroi (Wall Function) de plusieurs versions [28-30]. Cependant dans une approche la plus simple cette fonction de paroi n'est appliquée uniquement que pour κ et ε , pour donner :

Dans un modèle $\kappa - \varepsilon$ standard, l'application de la fonction de paroi au premier nœud intérieur nous permet d'écrire [28-30]:

$$\kappa = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{c_\mu f_\mu}}, \quad \varepsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa y}.$$

Avec u_τ est la vitesse de frottement défini par :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

2.3 Forme adimensionnelle des équations du modèle mathématique

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesure. Elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations et la réduction des paramètres physiques. Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

Les variables réduites sont alors données par :

$$\begin{aligned} \rho^* &= \frac{\rho}{\rho_{ref}} & \gamma &= \frac{\nu}{\nu_{ref}} & \gamma_t &= \frac{\nu_t}{\nu_{ref}} & V &= \frac{v}{V_{ref}} \\ X &= \frac{x}{L_{ref}} & Y &= \frac{y}{L_{ref}} & U &= \frac{u}{V_{ref}} & \epsilon &= \frac{\epsilon}{\epsilon_{ref}} \\ P &= \frac{p}{p_{ref}} & \theta &= \frac{\Delta T}{\Delta T_{ref}} & K &= \frac{\kappa}{\kappa_{ref}} & & \end{aligned}$$

Désignons par, $L_{ref} = D$, une dimension linéaire caractéristique de l'écoulement, par , $V_{ref} = U_e$, une vitesse de référence, et enfin par $\Delta T_{ref} = T_h - T_c$, l'écart de température de référence. On obtient alors :

$$\begin{aligned} L_{ref} &= D & V_{ref} &= U_e \\ \rho_{ref} &= \rho_0 & \nu_{ref} &= \nu_0 \\ p_{ref} &= \rho_{ref} V_{ref}^2 = \rho_0 U_e^2 & \Delta T_{ref} &= T_h - T_c \\ \kappa_{ref} &= U_{ref}^2 = U_e^2 & \epsilon_{ref} &= \nu_{ref} \left(\frac{V_{ref}}{L_{ref}} \right)^2 = \nu_0 \left(\frac{U_e}{D} \right)^2 \end{aligned}$$

A. Équation de continuité :

Où les expressions des variables ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ dans l'équation de continuité sont :

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
1	0	0

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2.10)$$

B. Équation de quantité de mouvement suivant $-x$:

Où les expressions des variables ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ dans l'équation de quantité de mouvement suivant x sont :

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
U	$\frac{1}{Re} (\gamma + \gamma_t)$	$-\frac{\partial P}{\partial X}$

$$\begin{aligned} \frac{\partial UU}{\partial X} + \frac{\partial UV}{\partial Y} &= -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial X} \left[(\gamma + \gamma_t) \left(2 \frac{\partial U}{\partial X} \right) \right] \\ &\quad + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial Y} \left[(\gamma + \gamma_t) \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.11)$$

C. Équation de quantité de mouvement suivant $-y$

Où les expressions des variables $\emptyset, \Gamma_\emptyset$ et S_\emptyset dans l'équation de quantité de mouvement suivant $-y$ sont :

\emptyset	Γ_\emptyset	S_\emptyset
V	$\frac{1}{Re}(\gamma + \gamma_t)$	$-\frac{\partial P}{\partial Y} - Ri \cdot \theta$

$$\frac{\partial UV}{\partial X} + \frac{\partial VV}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho^*} \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial Y} \left[(\gamma + \gamma_t) \left(2 \frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right] + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial X} \left[(\gamma + \gamma_t) \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial Y} - Ri \cdot \theta \quad (2.12)$$

D. Équation de conservation d'énergie :

Où les expressions des variables $\emptyset, \Gamma_\emptyset$ et S_\emptyset dans l'équation de conservation d'énergie sont :

\emptyset	Γ_\emptyset	S_\emptyset
θ	$\gamma + Pr \frac{\gamma_t}{\sigma_T}$	0

$$\frac{\partial U\theta}{\partial X} + \frac{\partial V\theta}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \frac{\partial}{\partial X} \left[\left(\gamma + Pr \frac{\gamma_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial \theta}{\partial X} \right] + \frac{1}{RePr} \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(\gamma + Pr \frac{\gamma_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] \quad (2.13)$$

E. Équation d'énergie cinétique turbulente (K):

Où les expressions des variables $\emptyset, \Gamma_\emptyset$ et S_\emptyset à l'équation d'énergie cinétique turbulente K sont :

\emptyset	Γ_\emptyset	S_\emptyset
K	$\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_K}$	$P_K + G_K - \epsilon$

$$\frac{\partial UK}{\partial X} + \frac{\partial VK}{\partial Y} = \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial X} \left[\left(\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial X} \right] + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial Y} \right] + P_K + G_K - \epsilon \quad (2.14)$$

F. Équation de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (ϵ):

Où les expressions des variables ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ dans l'équation de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ϵ sont :

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
ϵ	$\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_\epsilon}$	$(c_{\epsilon 1} f_1 (P_K + c_{\epsilon 3} G_K) - \rho c_{\epsilon 2} f_2 \epsilon) \frac{\epsilon}{K}$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U \epsilon}{\partial X} + \frac{\partial V \epsilon}{\partial Y} &= \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial X} \left[\left(\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X} \right] \\ &+ \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial Y} \left[\left(\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial Y} \right] + (c_{\epsilon 1} f_1 (P_K + c_{\epsilon 3} G_K) - \rho c_{\epsilon 2} f_2 \epsilon) \frac{\epsilon}{K} \end{aligned} \quad (2.15)$$

avec

σ_ϵ : le nombre de Prandtl pour ϵ .

σ_K : le nombre de Prandtl pour K .

P_K : représente le terme source de l'énergie cinétique turbulente, défini par :

$$P_K = \gamma_t \frac{1}{Re} \left(2 \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 \right) \quad (2.15a)$$

G_K : représente la production d'énergie cinétique turbulente causée par les effets de la force de flottabilité donnée par

$$G_K = - \frac{1}{Re Pr} \frac{\gamma_t}{\sigma_t} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad (2.15b)$$

Nous, nous intéressons à la version standard du modèle κ - ϵ avec la fonction de paroi [23-26]. Dans ce modèle, la viscosité turbulente adimensionnelle est donnée

$$\gamma_t = c_\mu f_\mu \frac{K^2}{\epsilon} \quad (2.15c)$$

La fonction de paroi au premier nœud intérieur :

$$K = \frac{U_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad , \quad \epsilon = \frac{\rho^* U_\tau^4}{0.41 \mu^* Y^+} \quad .$$

Finalement, on donne les expressions des différents nombres adimensionnels figurant dans nos équations :

$$\begin{aligned}
 \mathbf{Pr} : \text{ nombre de Prandlt} & \quad \mathbf{Pr} = \frac{\nu_{\text{ref}} c_{p\text{ref}}}{k_{\text{ref}}} = \frac{\nu c_p}{\rho k} \\
 \mathbf{Re} : \text{ nombre de Reynolds} & \quad \mathbf{Re} = \frac{V_{\text{ref}} L_{\text{ref}}}{\nu_{\text{ref}}} = \frac{U_e D}{\nu} \\
 \mathbf{Gr} : \text{ nombre de Grashof} & \quad \mathbf{Gr} = \frac{g \beta \Delta T_{\text{ref}} L_{\text{ref}}}{\nu_{\text{ref}}} = g \beta \frac{U_e \Delta T D}{\nu} \\
 \mathbf{Re} : \text{ nombre de Richardson} & \quad \mathbf{Ri} = \frac{Gr}{Re^2} = g \beta \nu \frac{\Delta T}{U_e D} \\
 \mathbf{Ra} : \text{ nombre de Rayleigh} & \quad \mathbf{Ra} = Gr Pr = g \beta \frac{U_e \Delta T D}{\nu} Pr
 \end{aligned}$$

2.3.1 Forme adimensionnelle conditions aux limites

Les conditions aux limites sous leurs formes adimensionnelles (**Figure 2.3**) sont données comme suit :

- Sur la paroi du canal adiabatique inférieure: $U = 0$; $V = 0$ et $\partial\theta/\partial Y = 0$.
- Sur les parois de l'obstacle chauffé: $U = 0$; $V = 0$ et $\theta = 1$ (condition de paroi constante).
- A la sortie, situé suffisamment loin en aval de l'obstacle, l'écoulement est supposé complètement établi, à savoir: $\partial U/\partial X = 0$; $\partial V/\partial X = 0$, et $\partial\theta/\partial X = 0$.

Les conditions aux limites, du présent problème sont données comme suit :

- A l'entrée, la vitesse est supposée uniforme, c'est-à-dire:

$$U = U_e; \quad V = \mathbf{0}; \quad \theta = \mathbf{0}; \quad K = \frac{3}{2}(U_e I_0)^2; \quad \epsilon = \frac{K^{3/2}}{0.3D}$$

- Sur la limite supérieure libre :

$$\partial U/\partial Y = 0; \quad V = \mathbf{0}; \quad \partial\theta/\partial Y = 0. \quad \partial K/\partial Y = \partial\epsilon/\partial Y = 0.$$

- Sur la paroi du canal adiabatique inférieure:

$$U = V = \mathbf{0}; \quad \partial\theta/\partial Y = 0. \quad K = \epsilon = 0.$$

- Sur les parois de l'obstacle chauffé :

$$U = V = \mathbf{0}; \quad \theta = \theta_h = \theta_w = 1 \quad K = \epsilon = 0.$$

- A la sortie, situé suffisamment loin en aval de l'obstacle, l'écoulement est supposé complètement établi, à savoir:

$$\partial U/\partial X = \partial V/\partial X = \partial\theta/\partial X = \partial K/\partial X = \partial\epsilon/\partial X = 0..$$

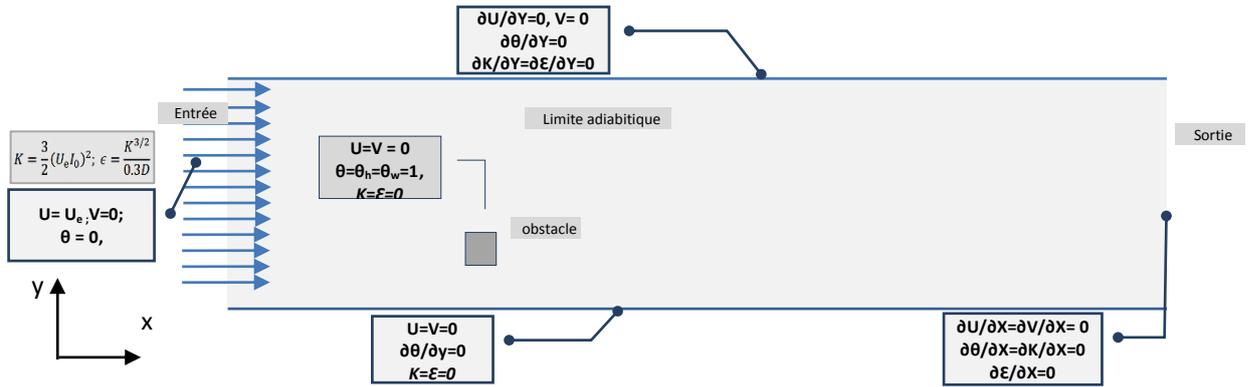


Figure 2.3 : Domaine d'étude et conditions aux limites adimensionnelle.

2.4 Nombre de Nusselt :

Pour mesurer l'intensité du transfert thermique dans le fluide dû à ses mouvements et pour caractériser l'échange thermique entre le fluide et la paroi de l'obstacle, on utilise le nombre de Nusselt. Le nombre de Nusselt représente le gradient thermique adimensionné à la paroi.

$$Nu = \frac{\text{Force convective}}{\text{Force conductive}} = \left(\frac{\partial T^+}{\partial y^+} \right)_{\text{paroi}} = \frac{hx}{\lambda_{\text{fluid}}}$$

- En convection forcée, on a : **Nu = f (Re,Pr).**
- En convection naturelle, on a : **Nu = f (Gr,Pr).**

Le flux de chaleur qui intervient entre une surface chaude et le milieu ambiant (fluide) est proportionnel à l'écart de température présente entre ces deux milieux. Pour cette raison on introduit un coefficient de proportionnalité h , appelé coefficient d'échange thermique par convection (ou coefficient de convection).

2.5 Méthodologie numérique :

Beaucoup de phénomènes physiques peuvent être modélisés par des équations différentielles et non linéaires ; par exemple le flux d'un fluide dans un tuyau et tous les phénomènes de mécanique des fluides. Mais la résolution de ces équations en méthode analytique est souvent difficile. Durant ces dernières années, de nombreuses méthodes numériques ont été conçues pour résoudre les équations des différents phénomènes physiques, on peut citer à titre exemple :

- La méthode des différences finies MDF [29].
- La méthode des éléments finis MEF [28-30].
- La méthode des volumes finis MVF [28, 32-37].

L'analyse de la circulation de l'air à travers le système nécessite la résolution des équations de transports régissant le phénomène. Le recours aux méthodes numériques est indispensable et notre choix s'est porté sur l'utilisation du logiciel commerciale COMSOL 5.4 [38]. Un logiciel basé sur la méthode des éléments finis [38-40].

CHAPITRE 3

LA SIMULATION PAR COMSOL MULTIPHISICS

V5.4

Chapitre 3

Simulation par COMSOL Multiphysics

3. Simulation par COMSOL Multiphysics

3.1 Description du logiciel «COMSOL MULTIPHYSICS»

Le logiciel **COMSOL Multiphysics**, anciennement appelé **FEMLAB**, est avant tout un outil de résolution d'équations aux dérivées partielles **EDP** par la méthode des éléments finis **MEF**. Développé initialement comme une **TOOLBOX de MATLAB**, il dispose aujourd'hui de son propre environnement graphique permettant à la fois le dessiner des géométries et l'affichage de résultats en post-traitement. Sa spécificité est également de permettre de coupler différents phénomènes physiques représentés par différentes EDP, de manière à décrire des phénomènes Multi physiques, comme par exemple les écoulements de fluide avec transfert de chaleur et de masse **Pryor, Roger W., 2011[41]; Zimmerman W.B.J., 2004 [42]**

3.2 Bref présentation de l'interface du logiciel COMSOL 5.4

On présente sur la (**Figure 3.1**) les principaux éléments de l'interface de **COMSOL 5.4**. On distingue alors sept parties.

1. **Barre des menus** : Sert à l'accès rapide des fonctionnalités du **Ruban**. Comme Home, Definitions, Geometry, Materials, Physics, Mesh, Study, Results.
2. **Ruban** : zone située dans la partie supérieure de la fenêtre du programme, où vous pouvez choisir des commandes.
3. À gauche, on trouve le **Model Builder (3)** dans lequel est défini le problème à étudier. Dans le détail, le menu **Global Definitions** regroupe notamment les variables et paramètres du problème. Dans le menu **Component 1** sont définis le système de

coordonnées (**Définitions**) par défaut le système cartésien, la géométrie (**Geometry**), les matériaux (**Materials**), la où les physique(s) appliquées au problèmes et le maillage (**Mesh**). Le menu suivant **Study 1** permet de définir les paramètres de résolutions, stationnaire ou dépendant du temps, ainsi que les options du solveur. Finalement, le menu **Results** regroupe l'ensemble des options de post-traitement des données.

- La colonne directement à droite **Settings** (4) permet d'entrer les données relatives aux options sélectionnées dans le **Model Builder**. Par exemple, les dimensions de l'objet créé dans **Geometry**. C'est aussi dans cette fenêtre que les valeurs initiales et les conditions frontières de la simulation et les modèles physiques nécessaires sont choisis.

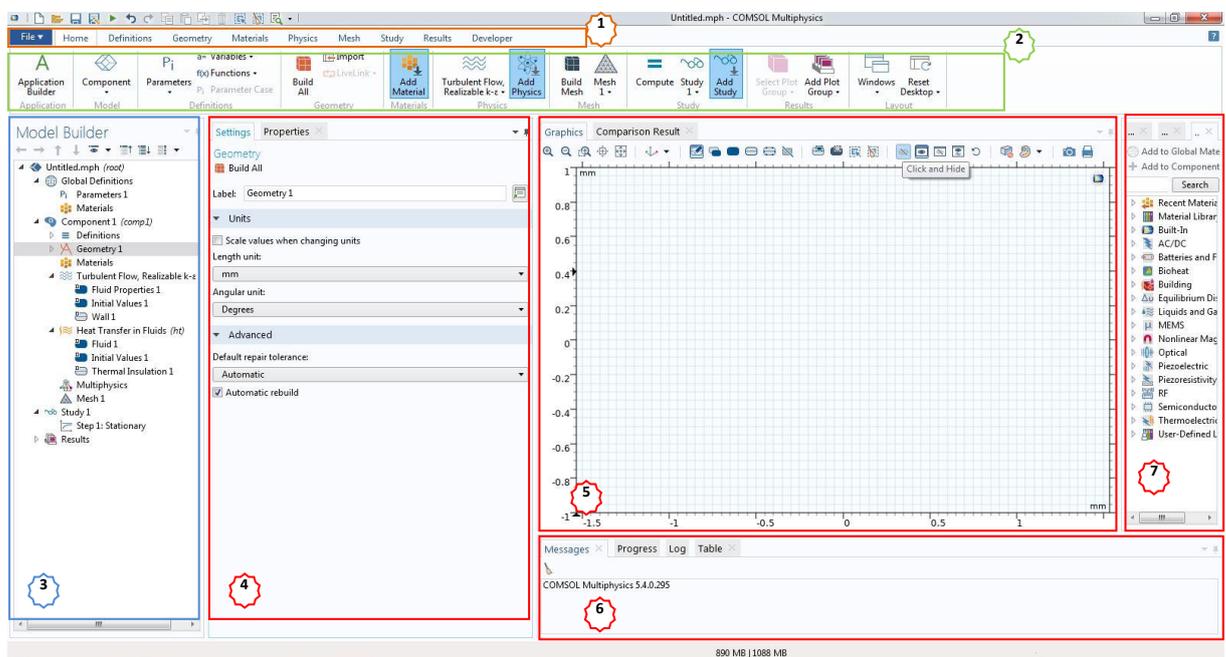


Figure 3.1 : L'interface de COMSOL MULTIPHYSICS V5.4

- En haut à droite, l'interface d'affichage graphique **Graphics** (5) permet de visualiser la géométrie, le maillage ou les résultats. En haut de cette fenêtre se trouvent les options permettant de changer le grossissement de l'affichage, l'orientation d'un objet tridimensionnel, cacher certains éléments, etc. Les options permettant de sélectionner des objets, des domaines, des frontières ou des points se retrouvent aussi au haut de cette fenêtre.
- Finalement, directement au-dessous de la fenêtre d'affichage graphique, une fenêtre (6) permet de visualiser les éventuels messages d'erreurs, la progression des

simulations, la liste des opérations effectuées lors du calcul de la solution ainsi que des résultats numériques calculés une fois la simulation terminée.

7. Fenêtre choix matériau du modèle (**Add Matériel**) : Sert à choisir le matériau du modèle

3.3. Construction d'une simulation adimensionnelle par COMSOL 5.4

3.3.1 Modèle physique à analysé par COMSOL 5.4

Dans notre cas, nous voulons construire une simulation **COMSOL** de l'écoulement avec transfert de chaleur (convection mixte) laminaire ou turbulente comme présenté sur la (**Figure 3.2**).

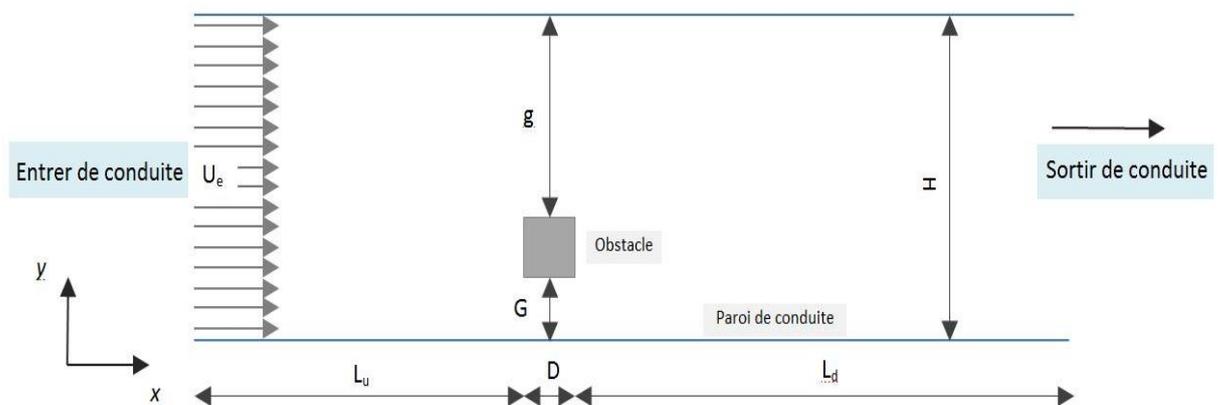
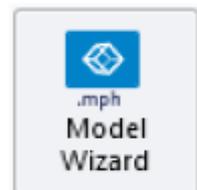


Figure 3.2 : Modèle à simulé.

3.3.2 Lancement et définition de la physique à traité sur COMSOL 5.4

1. Pour ouvrir une nouvelle simulation COMSOL, on démarre le logiciel depuis le bureau, nous aurons alors à choisir soit l'option **Model Wizard** ou l'option **Blank Model**. on sélectionne **Model Wizard** puisque c'est cette option qui nous permettra une définition guidée par l'assistance des modalités du problème.
2. Nous aurons par la suite à choisir la dimension de notre espace de travail. on choisit, dans notre cas, un modèle spatial en 2D.
3. Vous devriez à ce niveau choisir le ou les modèles physiques appropriés, organisés dans un certain nombre de branche de modèle physique. dans notre cas, on fait le choix suivants:
 - a. Fluid flow \rightarrow single-phase Flow \rightarrow Turbulent Flow(spf), et on clic add.



b. Heat Transfer → Heat Transfer in Fluids(ht), et on clic add. et on clic add.
Sélectionnement z le modèle *Transport in Diluted Species (tds)* dans la catégorie *Chemical Species Transport*. Cliquez sur **Add** puis sur 

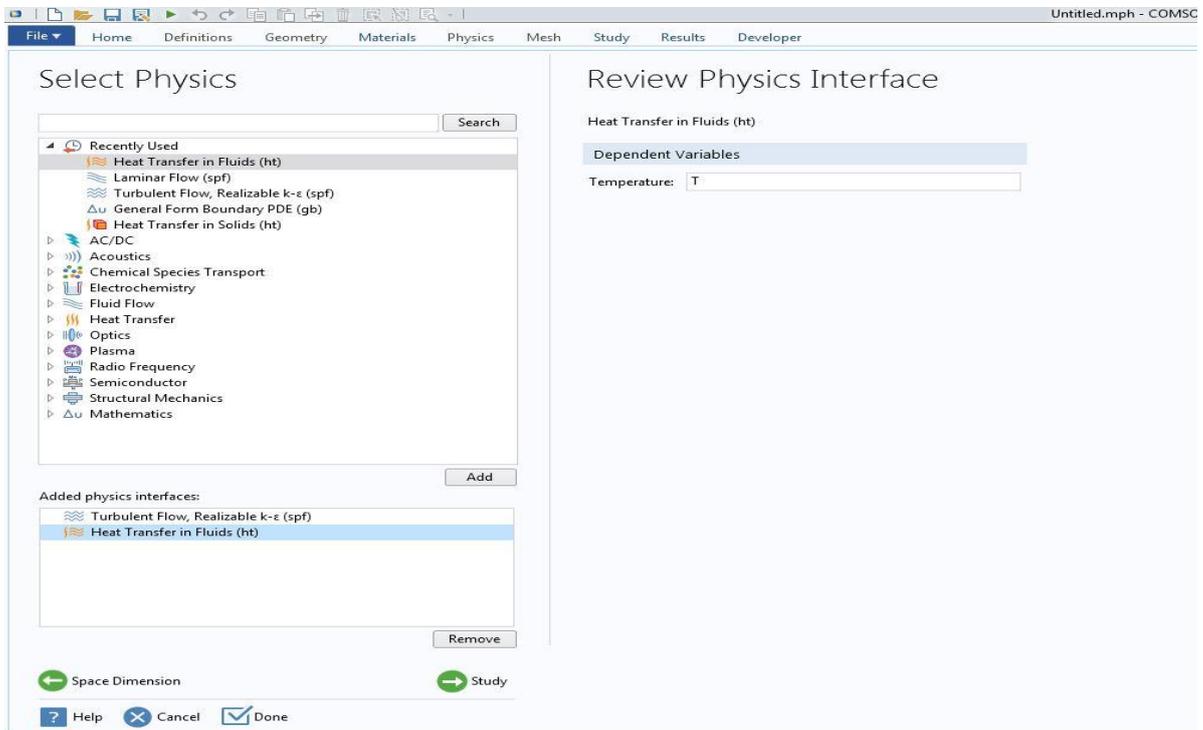


Figure 3.3 : Choix de Physic.

4. Après avoir sélectionné le modèle, vous devez sélectionner le type d'étude désiré. Sous **Select Study**, choisissez le cas d'étude en régime permanent (Stationary), puis cliquez sur  **Done** **Sauvegardez** la simulation dans votre répertoire personnel.

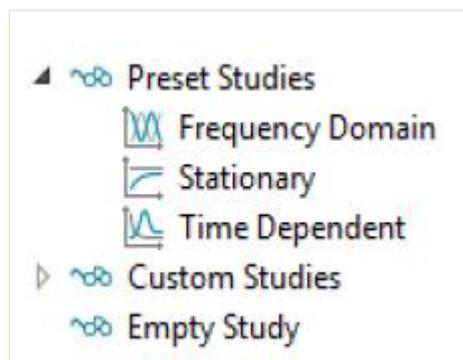


Figure 3.4 : Choix de Study.

5. Dans cette étape on injecte tous les paramètres du module à étudier comme montré sur la (Figure 3.5) Alor dans le **Model Builder**, faites apparaître le menu contextuel (clic droit de la souris) de **Global Definitions** et cliquez sur **Parameters**

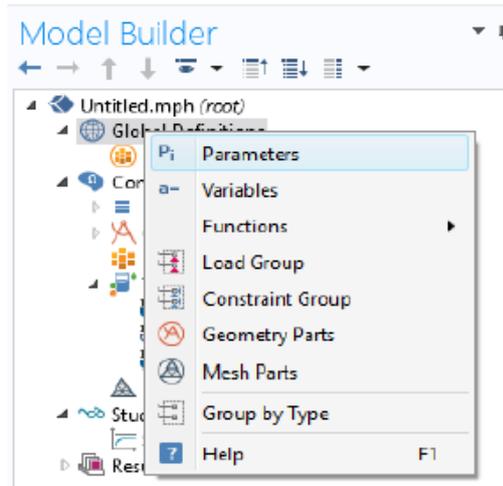


Figure 3.5 : Ajout de paramètres au modèle.

Lorsqu'on introduit une nouvelle variable, il est possible d'associer l'unité à cette dernière, elle doit être mise entre crochets. Cependant, dans une étude adimensionnelle comme dans notre cas les paramètres à introduire sont mises à l'état adimensionnel, il n'est pas question d'attribuer des unités.

 The image shows the 'Parameters' table in the COMSOL interface. The table has columns for Name, Expression, Value, and Description. Below the table, the 'Name' and 'Expression' fields are populated with 'H' and '10*D' respectively.

Name	Expression	Value	Description
rho	1[kg/m^3]	1 kg/m ³	fluid density
miu	1[Pa*s]	1 Pa·s	viscosity dynamique
Tc	0[degC]	273.15 K	base temperature
Th	1[degC]	274.15 K	haut temperature
D	1[mm]	0.001 m	cote de l'ostacle
L	Lu+Ld+D	0.066 m	longueur de conduit
Lu	15*D	0.015 m	
Ld	50*D	0.05 m	
G	0[mm]	0 m	hauteur de l'obstacle
H	10*D	0.01 m	hauteur de canal
P0	0[Pa]	0 Pa	Pression initial
Re	rho*H*Ue/miu	0.01	reynolds number
Ue	1[m/s]	1 m/s	vilocity d'entree
K	1/(Re*Pr)	140.85	conectibilite thermiq
Ri	Gr/Re^2	0	Richardson number
Pr	0.71	0.71	Prandelt number
Gr	Ra/Pr	0	Grachof number
Ra	0	0	Rayliet number
Cp	1[J/(kg*K)]	1 J/(kg·K)	capacite calorefique

Name: H
Expression: 10*D

Figure 3.6 : Paramètres du modèle

3.3.3 Le passage du Dimensionnel à l'Adimensionnel sur COMOL :

Le COMSOL, par défaut exécute des simulations dimensionnelles. Une simulation adimensionnelle sur COMSOL se fait en trois étapes :

1. Nous avons faire comparer les équations gouvernantes **dimensionnelles** telles qu'elles sont défini dans le COMSOL **Pryor, Roger W., 2011 [41]** avec les mêmes équations mais sous leurs formes **adimensionnelle** telles qu'elles sont défini dans la **littérature Kumar [23]; T. Chergui Thesis [43]**. Cette comparaison est représentée dans le **Tableau . 3.1**
2. C'est cette comparaison qui nous permettra d'exécuter une simulation adimensionnelle en faisant sortir les **nouveaux paramètres** à introduire dans le **COMSOL comme suit**: dans la section **Model Builder** on clic sur **Parameters 1** et on injecte les variables dans la section **settings** voir (**Figure 3.6**).
3. Ces nouveaux paramètres qui représentent en générale des nombres adimensionnels tel que le nombre de Reynold, de Prandlt ou le nombre de Grashof, seront introduit à la place des propriétés du matériau tel que la densité, la viscosité, la conductivité etc... en plus des conditions aux limites qui devront être remplacés par leurs homologues adimensionnelles.

Tableau 3.1 : Equations à la forme dimensionnelle et leurs équivalents adimensionnels (Voir **Chap. 2**)

	la forme dimensionnelle	la forme adimensionnelle
Equation de continuité.	$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$
Equations de la conservation de la quantité de mouvement suivant x.	$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right]$	$\left(\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} (\gamma + \gamma_t) \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right]$
Equations de la conservation de la quantité de mouvement suivant y.	$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] - \rho_0 g \beta (T - T_0)$	$\left(\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} (\gamma + \gamma_t) \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + Ri\theta$
Equation d'énergie.	$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$	$\left(\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Re Pr} \left(\gamma + Pr \frac{\gamma_t}{\sigma_T} \right) \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right]$
Équation d'énergie cinétique turbulente (κ)	$\rho \left(\frac{\partial \kappa}{\partial t} + u \frac{\partial \kappa}{\partial x} + v \frac{\partial \kappa}{\partial y} \right) = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \left[\frac{\partial^2 \kappa}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \kappa}{\partial y^2} \right] + P_\kappa + G_\kappa - \rho \varepsilon$	$\left(\frac{\partial K}{\partial \tau} + U \frac{\partial K}{\partial X} + V \frac{\partial K}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Re} \left(\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_K} \right) \left[\frac{\partial^2 K}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 K}{\partial Y^2} \right] + P_K + G_K - \varepsilon$
Équation de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (ε)	$\rho \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \left[\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial y^2} \right] + (c_{\varepsilon 1} f_1 (P_\kappa + c_{\varepsilon 3} G_\kappa) - \rho c_{\varepsilon 2} f_2 \varepsilon) \frac{\varepsilon}{\kappa}$	$\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \tau} + U \frac{\partial \epsilon}{\partial X} + V \frac{\partial \epsilon}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Re} \left(\gamma + \frac{\gamma_t}{\sigma_K} \right) \left[\frac{\partial^2 \epsilon}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \epsilon}{\partial Y^2} \right] + (c_{\varepsilon 1} f_1 (P_K + c_{\varepsilon 3} G_K) - c_{\varepsilon 2} f_2 \epsilon) \frac{\epsilon}{K}$

Pour illustrer cette démarche nous allons s'intéresser à l'équation de quantité de mouvement - y et l'équation d'énergie

➤ l'équation de quantité de mouvement - y

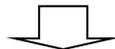
Forme <u>dimensionnelle</u> de l'équation de v	$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] - \rho_0 g \beta (T - T_0)$
Forme <u>Adimensionnelle</u> de l'équation de v	$\left(\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} (\gamma + \gamma_t) \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + Ri \theta$



Forme <u>Dimensionnelle:</u> <u>coefficients et paramètres</u>	ρ	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$\rho_0 g \beta (T - T_{ref})$
Forme <u>Adimensionnelle:</u> <u>coefficients et paramètres</u>	1	$\frac{1}{Re} (\gamma + \gamma_t)$	$Ri \cdot \theta$

➤ l'équation de l'énergie

Forme <u>dimensionnelle</u> de l'équation de T	$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$
Forme <u>Adimensionnelle</u> de l'équation de T	$\left(\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{1}{Re Pr} \left(\gamma + Pr \frac{\gamma_t}{\sigma_T} \right) \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right]$



Forme <u>Dimensionnelle:</u> <u>coefficients et paramètres</u>	ρC_p	$\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right)$
Forme <u>Adimensionnelle:</u> <u>coefficients et paramètres</u>	1	$\frac{1}{Re Pr} \left(\gamma + Pr \frac{\gamma_t}{\sigma_T} \right)$

3.3.4 Création de la géométrie

La création de la géométrie en question se fait en trois étapes: la création de la canalisation, création de l'obstacle et puis construction du modèle géométrique en faisant une extraction de l'obstacle à la canalisation

1. Création de la canalisation: Dans le menu **Geometry** en choisir l'outil Rectangle pour dessiner la canalisation, et on introduit ses cotes et ses coordonnées dans la fenêtre **Settings - Rectangle** puis on clic **Build Selected** après on zoom tout le dessin au milieu par le bouton **Zoom Extents** (**Figure 3.7**).

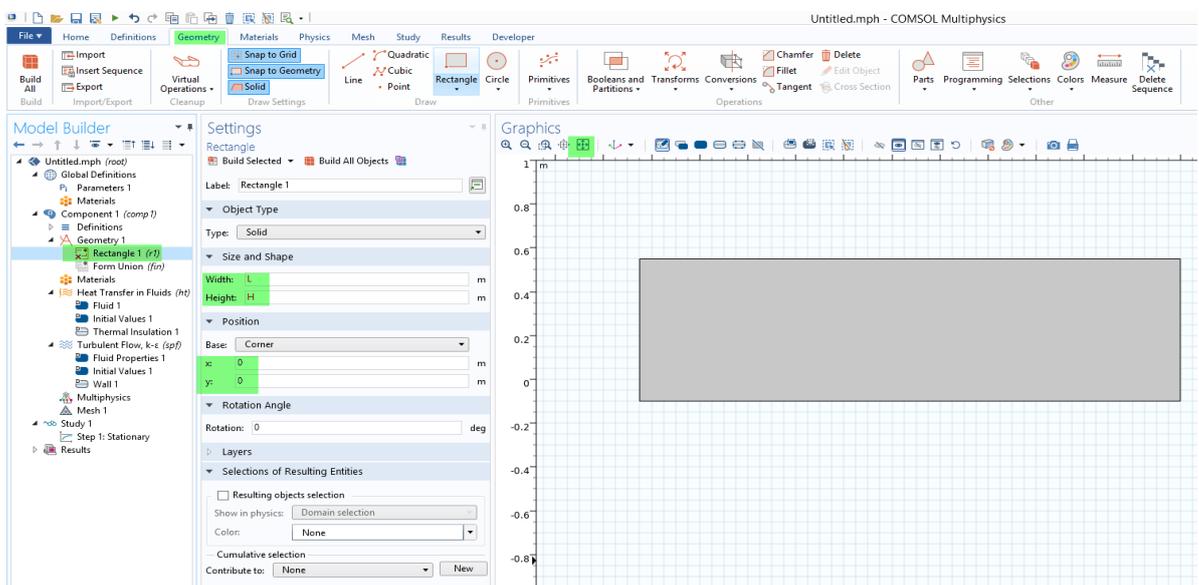


Figure 3.7 : Traçage de la canalisation

2. On fait de même pour l'obstacle carrée (**Figure 3.8**) :

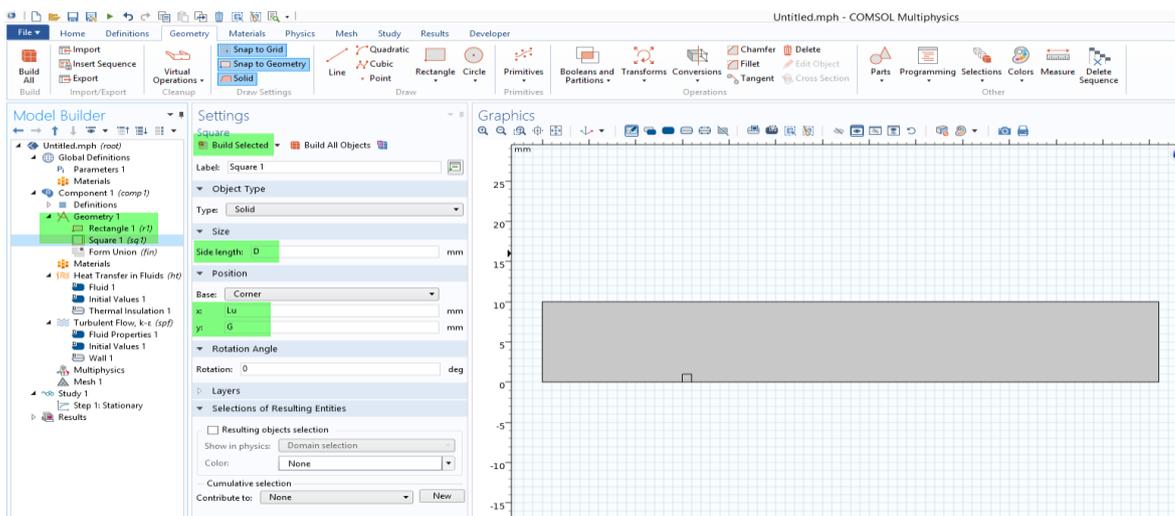


Figure 3.8 : Traçage de l'obstacle

- Et pour finir la création de la géométrie on clique sur le menu **Geometry** puis l'outil **Booleans and Partitions**, et on choisit **difference**. Dans la section **Settings - Difference**, on sélectionne le rectangle-canalisation dans **Objects to add**, et le Carré-obstacle dans **Objects to subtract**. Puis on valide par **Build Selected** (**Figure 3.9**) :

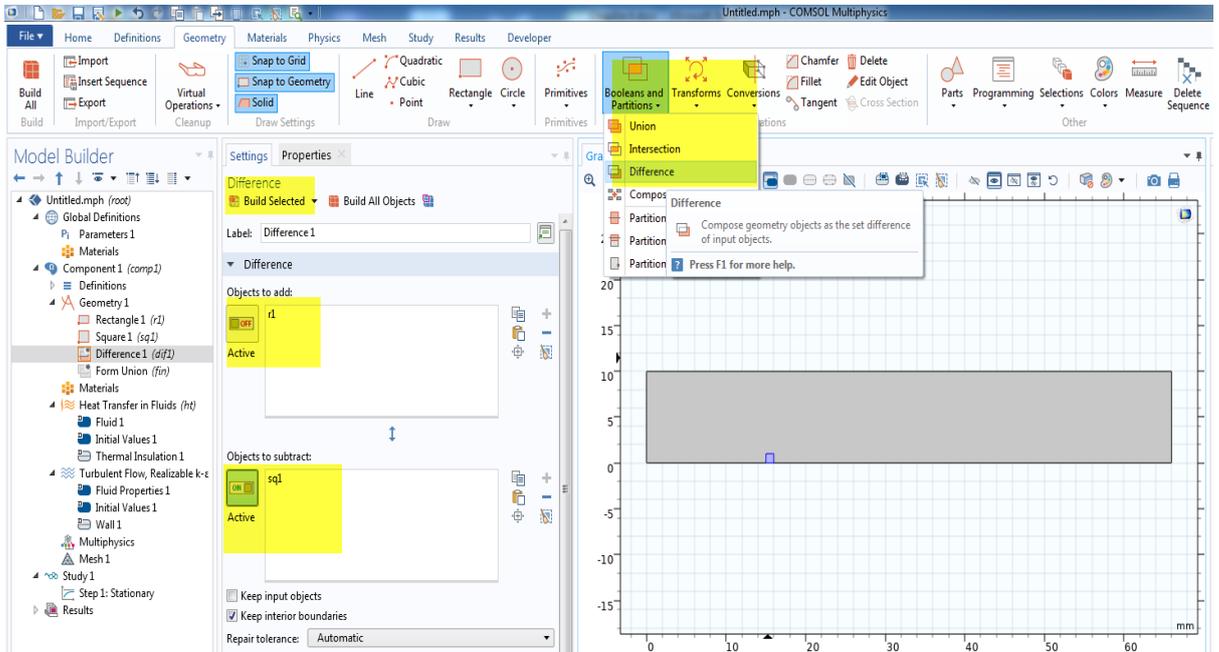


Figure 3.9 : Différence entre rectangle et carré.

- sur la (**Figure 3.10**), on montre le résultat de la différence entre le rectangle et le carré :

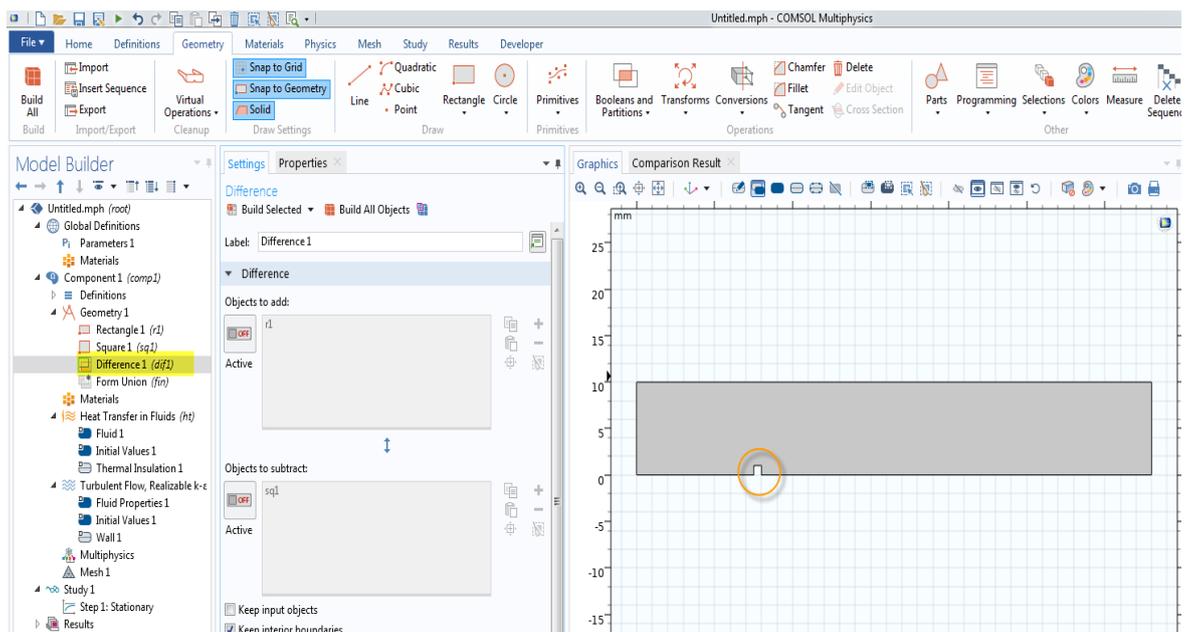


Figure 3.10 : résultat de la différence entre le rectangle et le carré.

3.3.5 Affectation des propriétés des matériaux

Dans une étude dimensionnelle cette opération se fait de deux manières :

- Soit on fait ajouter tout simplement un matériau déjà existant dans la bibliothèque des matériaux du COMSOL: cliquez à droite sur le sous-menu **Material** disponible dans **Component1**. Sélectionnez **Add Material**, une nouvelle fenêtre apparaît à droite pour choisir parmi une liste de matériaux (**Figure 3.11**).
- Soit on fait introduire tous simplement les propriétés du matériau dans la rubrique **Setting**.

On suppose dans notre cas que le matériau c'est de l'air, mais au lieu de l'ajouter, on fait injecter ses propriétés déjà définies dans la liste des paramétrés (**Figure 3.6**).

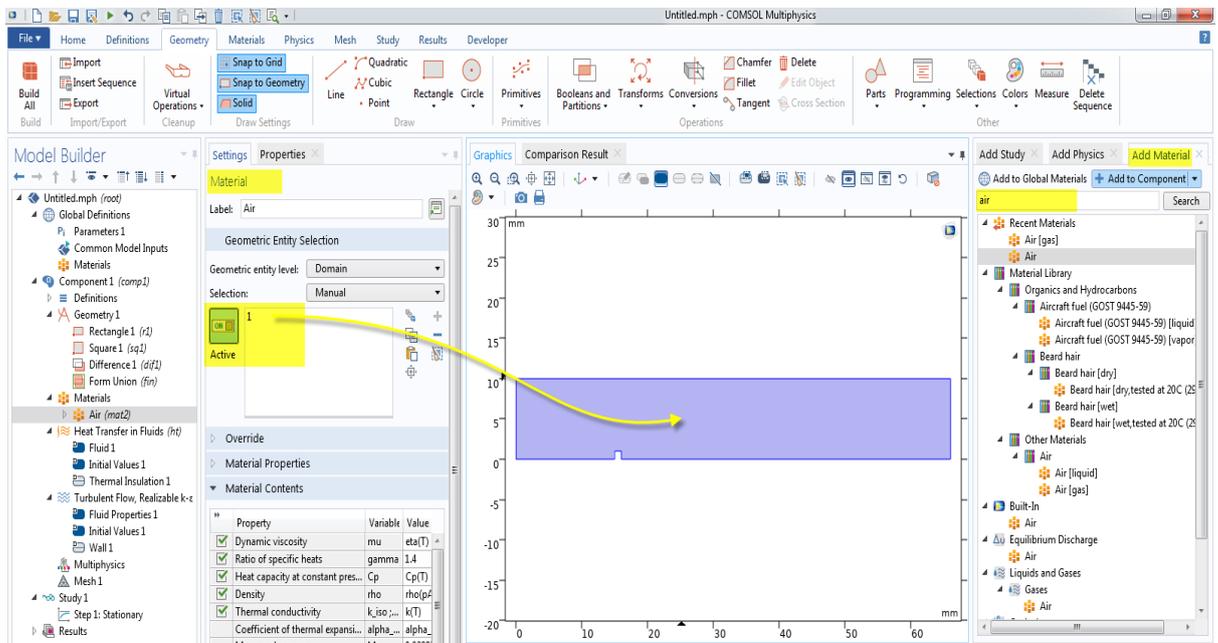


Figure 3.11 : Choix du matériau.

3.3.6 Injections des Condition aux limites :

Les conditions aux limites se sont des variables importantes qui agissent au résultat de la simulation. C'est pour ça que cette étape est très importante, on impose certaines valeurs dans le système à étudier dans des endroits bien précis :

- A) Dans le cas d'écoulement du fluide turbulent (**Turbulent Flow, Realizable k- ϵ (spf)**) on impose les conditions ci-dessous (**Figure 3.12-13**) :
 - Les forces de volume suivant x et y (Volume Force) (**Figure 3.15**)

- La vitesse d'entrée de l'écoulement (U_e), par la condition **inlet** (Figure 3.15).
- La pression de sortie (P_0), par la condition **Outlet** (Figure 3.16).
- La vitesse aux parois, considérée nulle, par la condition de non glissement (Figure 3.16).

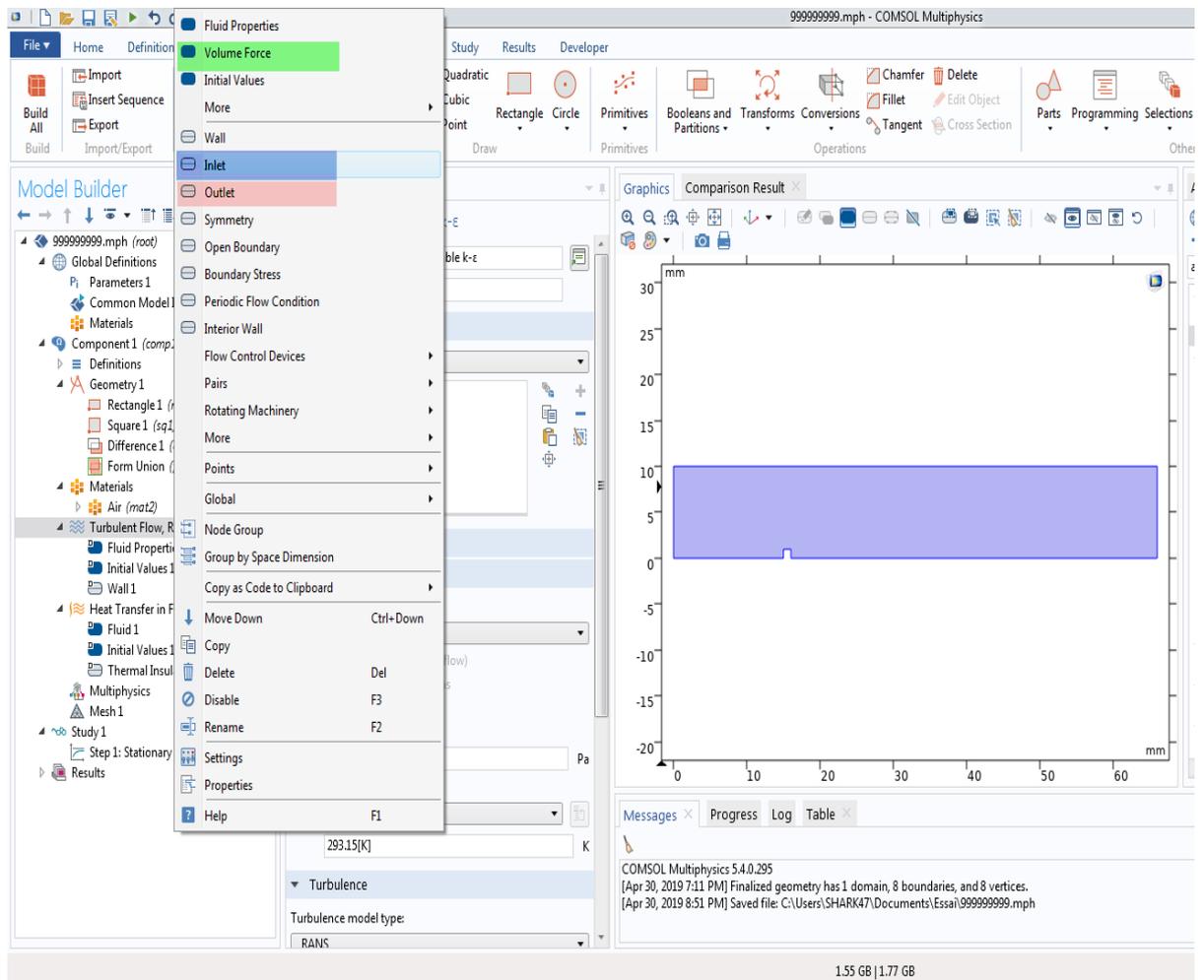


Figure 3.12 : Condition aux limites Turbulent Flow « a ».

Dans **Settings – Turbulent Flow** : on change dans P_{ref} la valeur **1atm** par **p0** et dans T_{ref} la valeur **293.15K** par **Tc** (Figure 3.13) :

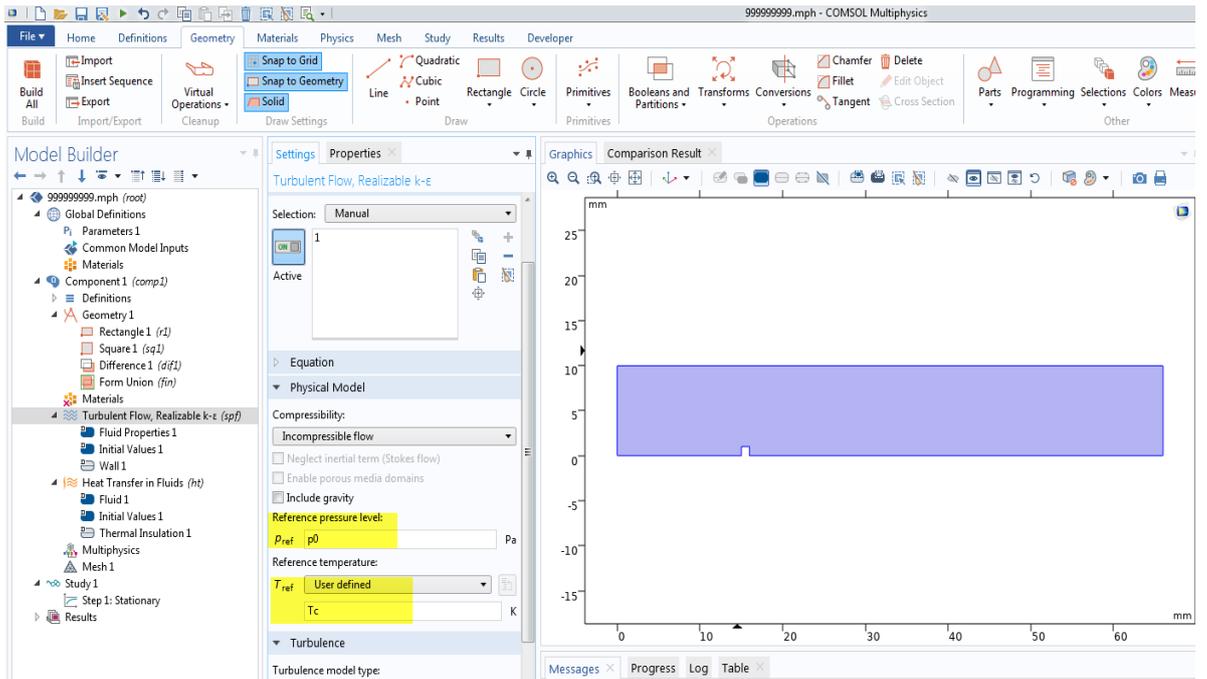


Figure 3.13 : Condition aux limites Turbulent Flow « b ».

Les forces de volume, forces de flottabilités dans notre cas, de coordonnée nulle suivant x mais suivant y ça coordonnée est égale à : $Ri(T - T_c)/(Th - T_c)$ (Figure 3.14) :

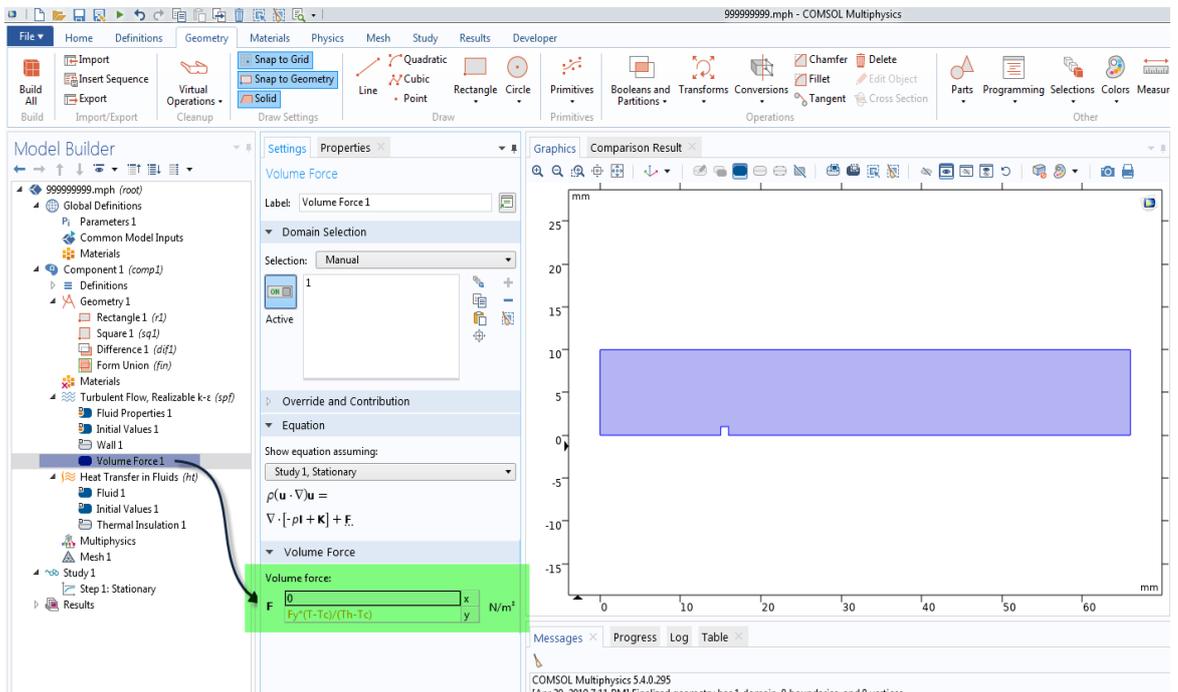


Figure 3.14 : les forces gravitationnelles comme Volume Force.

Après on injecte les conditions aux limites de l'entrée de conduite **Inlet** et change la vitesse d'entrée U_0 de 0 au U_e , et on sélectionne le **Domain** de condition (Figure 3.15) :

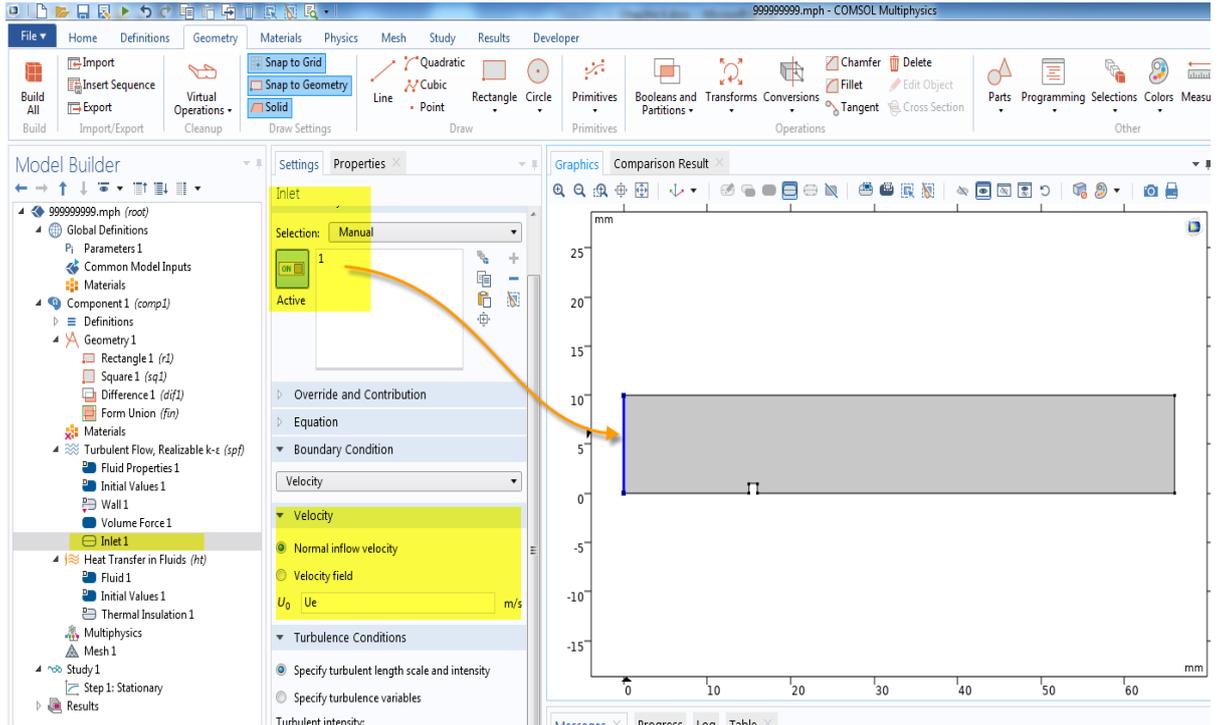


Figure 3.15 : Conditions aux limites Inlet.

Dans la sortie de la conduite **Outlet** on change la pression à « p_0 » et on sélectionne le **Domain** de condition (Figure 3.16) :

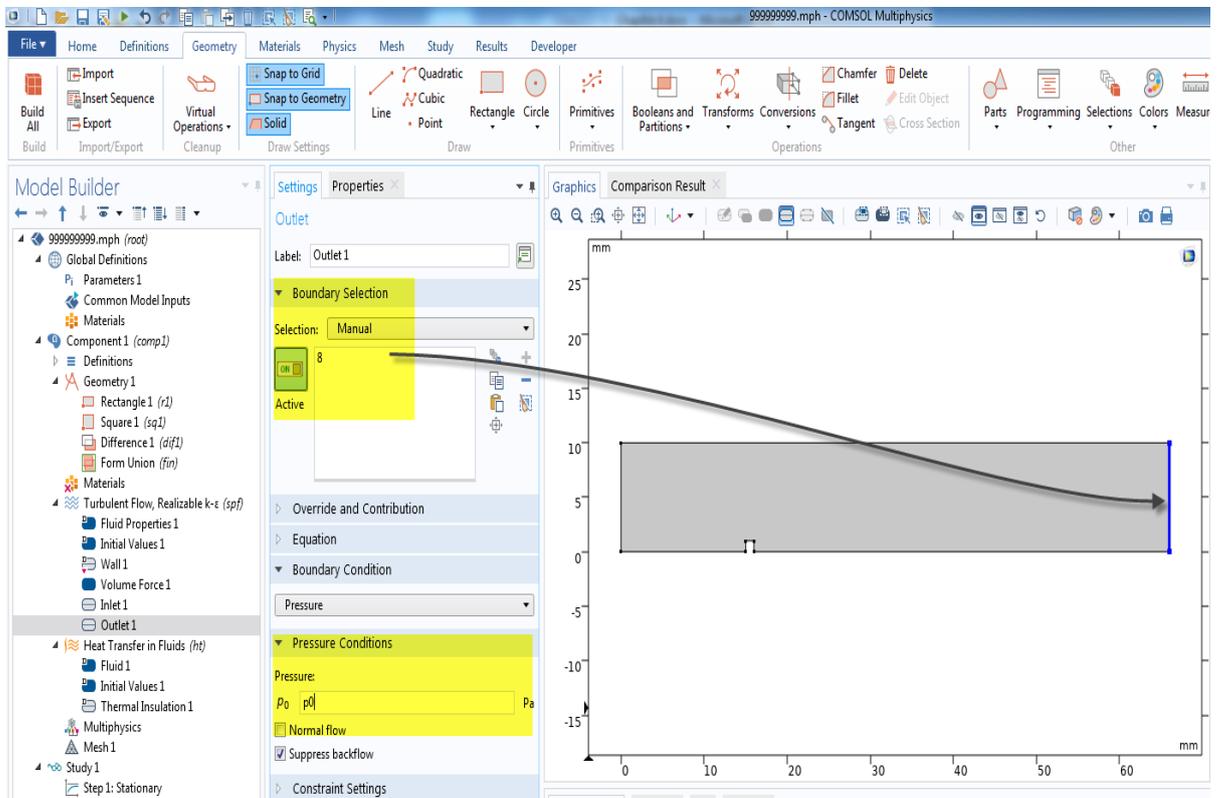


Figure 3.16 : Conditions aux limites Outlet.

La vitesse aux parois est considérée nulle suite à la condition e non glissement (**Figure 3.17**).

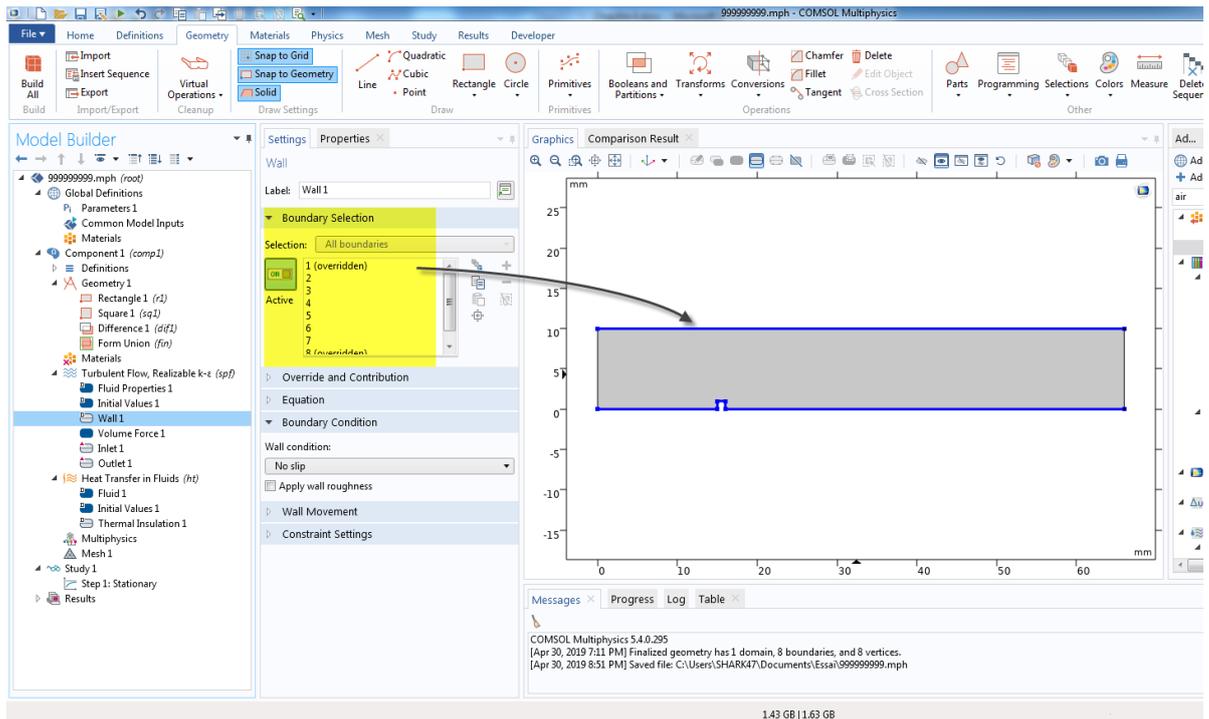


Figure 3.17 : Condition aux limites Parois.

Dans la propriété de fluide **Fluid Propreties 1**, on change les conditions de fluide comme il apparait dans la (**Figure 3.18**) :

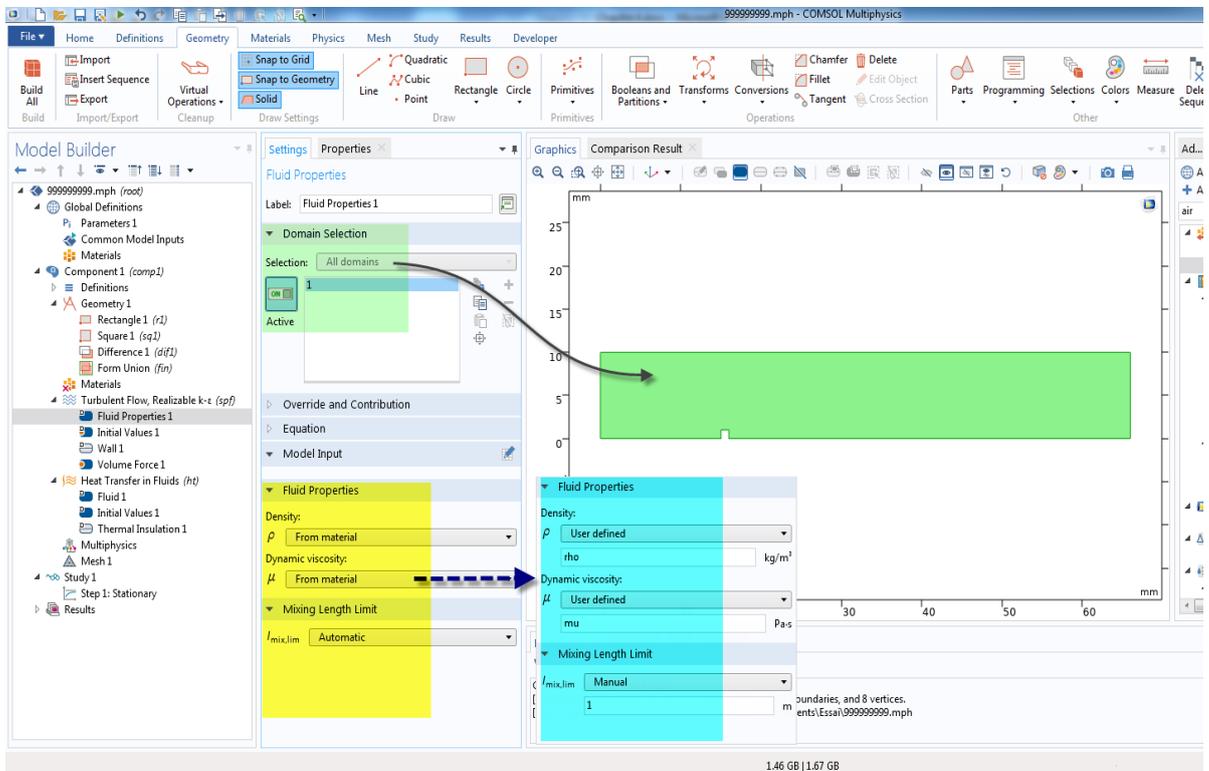


Figure 3.18 : Condition aux limites **FluidProperties1**

B) Dans le cas de Transfert de chaleur (Figure 3.19-20) qui raine au fluide, on impose les conditions ci-dessous :

- La température d'entrée du fluide **Temperature 1**, $T_c=0$ (Figure 4.21).
- La température imposée aux parois du carré **Temperature2**, $T_h =1$ paramètre entrée dans la fenêtre paramètre (Figure 4.22).
- Imposer la condition **Outflow** à la sortie de l'écoulement (Figure 4.23).

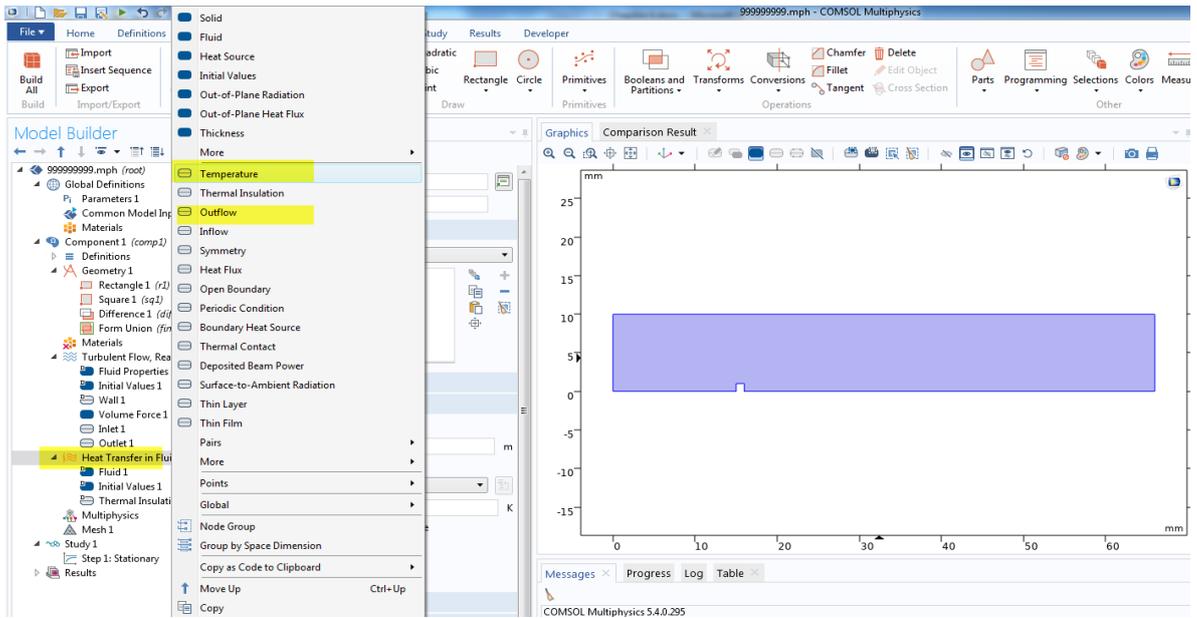


Figure 3.19 : conditions aux limite- Heat Transfert «a».

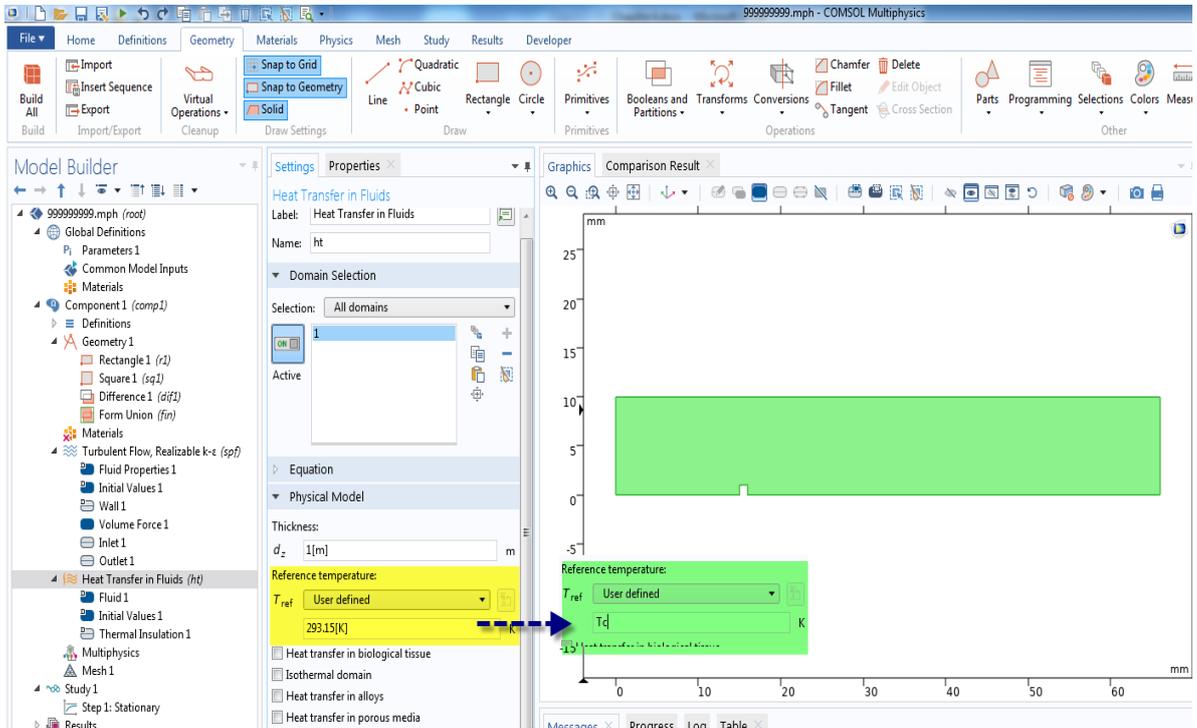


Figure 3.20 : conditions aux limite- Heat Transfert «b».

Dans l'entrée de conduite on change la condition au limite de température « **Temperature 1** » a T_c , et on sélectionne le **Domain** de condition (Figure 3.21) :

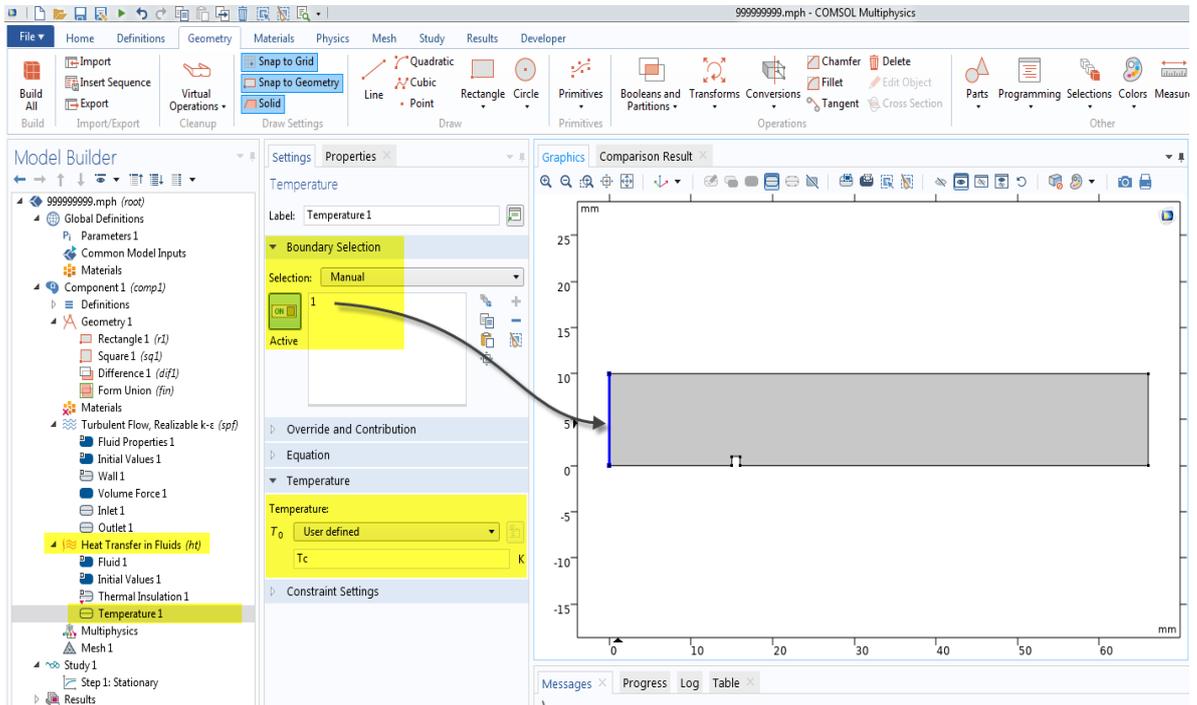


Figure 3.21 : conditions aux limites à l'entrée Temperature1.

Au niveau de l'obstacle carrée on injecte la condition au limite de température « **Temperature2** » a T_h , et on sélectionne le **Domain** de condition (Figure 3.22) :

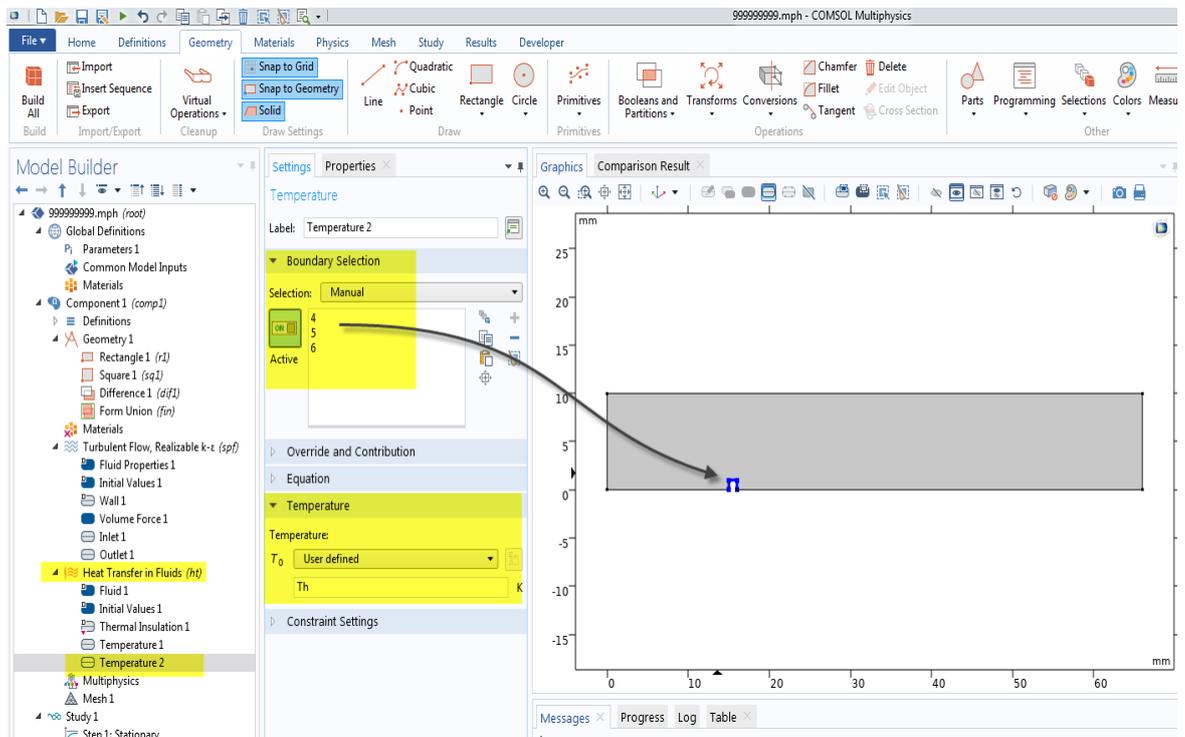


Figure 3.22 : conditions aux limites sur l'obstacle Température 2.

Dans la sortie de la conduite on sélectionne le **Domain** de condition (**Figure 3.23**) :

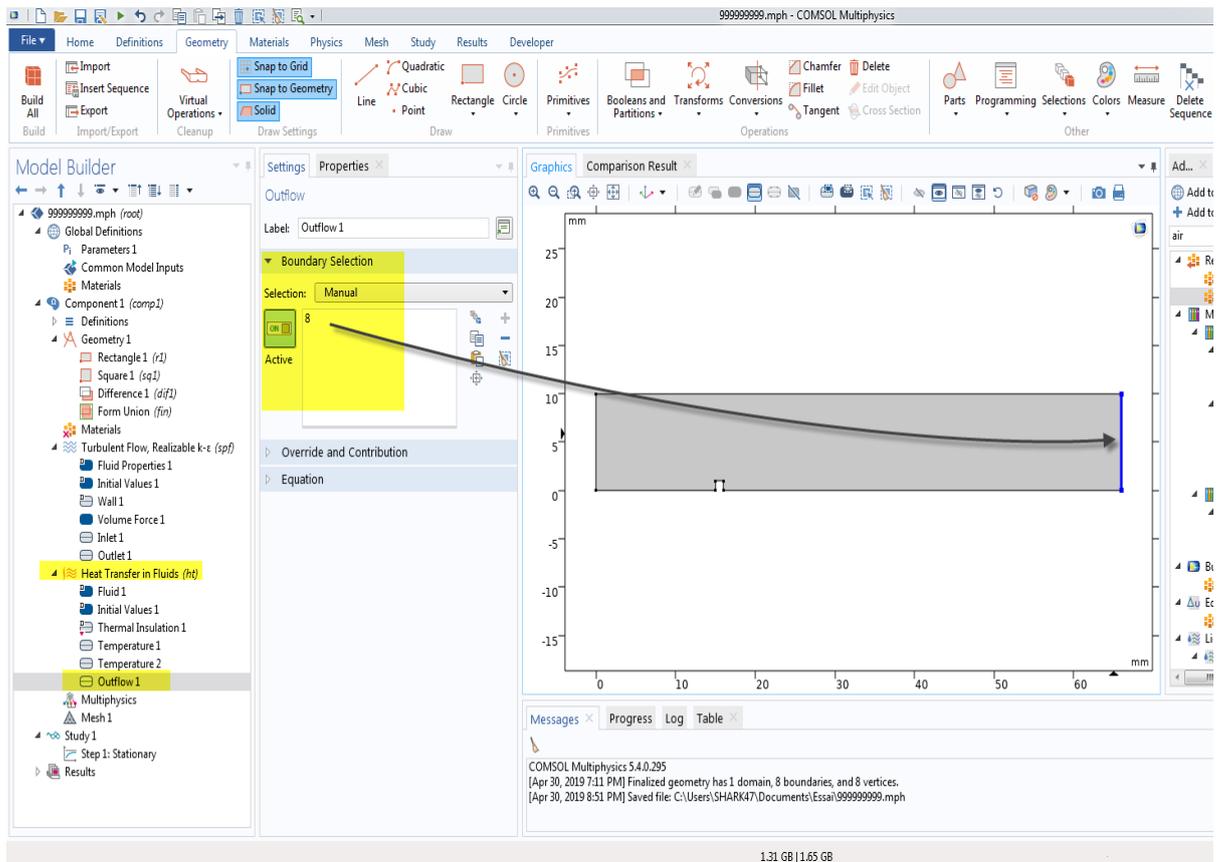


Figure 3.23 : conditions aux limite à la sortie.

Puis on fait le couplage entre l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur de la façon suivante:

- Dans la section **Model Builder**, on développe **Turbulent Flow, Realizable k- ϵ (spf)**, puis on clic sur **Fluid propriétés**, puis on sélectionne le domaine à étudier, et on change dans **model Input** la Température en **Temperature (ht)** au lieu de **User defined**, cette étape rend l'étude du modèle en terme du fluide en fonction du Transfert Thermique imposé (**Figure 3.24**) .
- De la même manière on développe **Heat Transfer in fluids (ht)**, on clic **Heat Transfer in fluids 1**, dans Heat Transfer in fluids settings, on sélectionne le domaine à étudier, et on change dans **model Input** la vitesse en **velocity field (spf)** au lieu de **User defined** (**Figure 3.25**) .

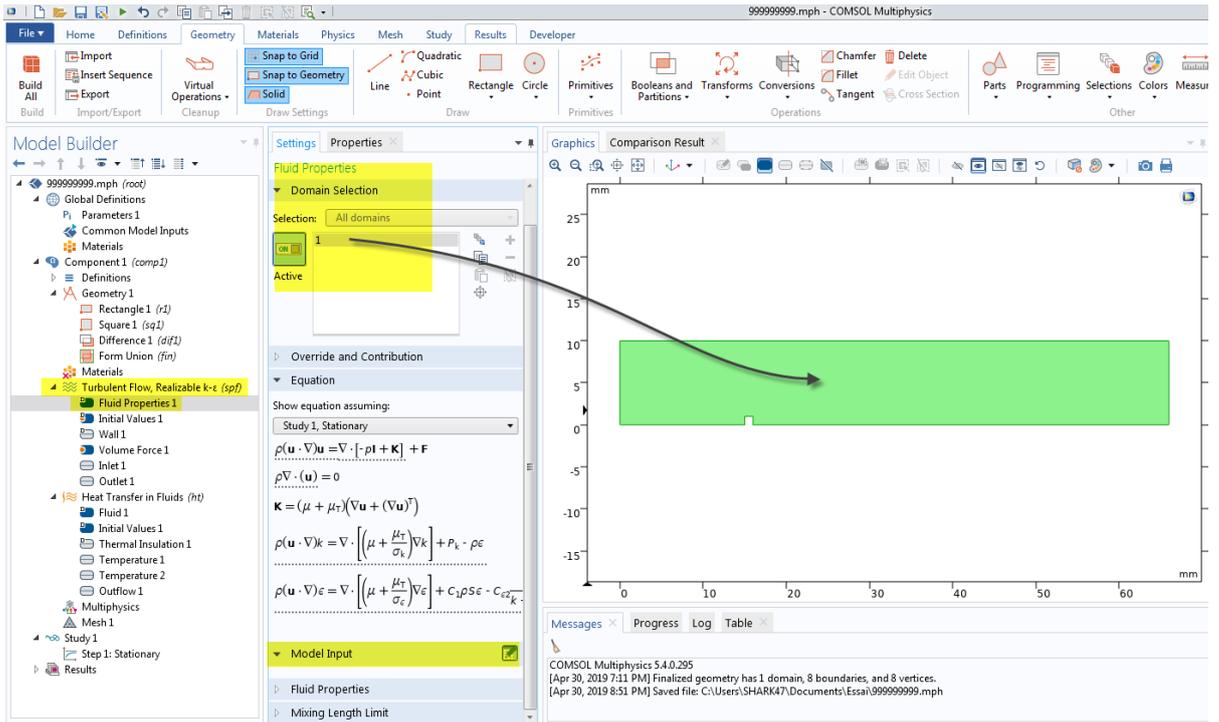


Figure 3.24 : couplage de l'écoulement du fluide en fonction de transfert thermique « a ».

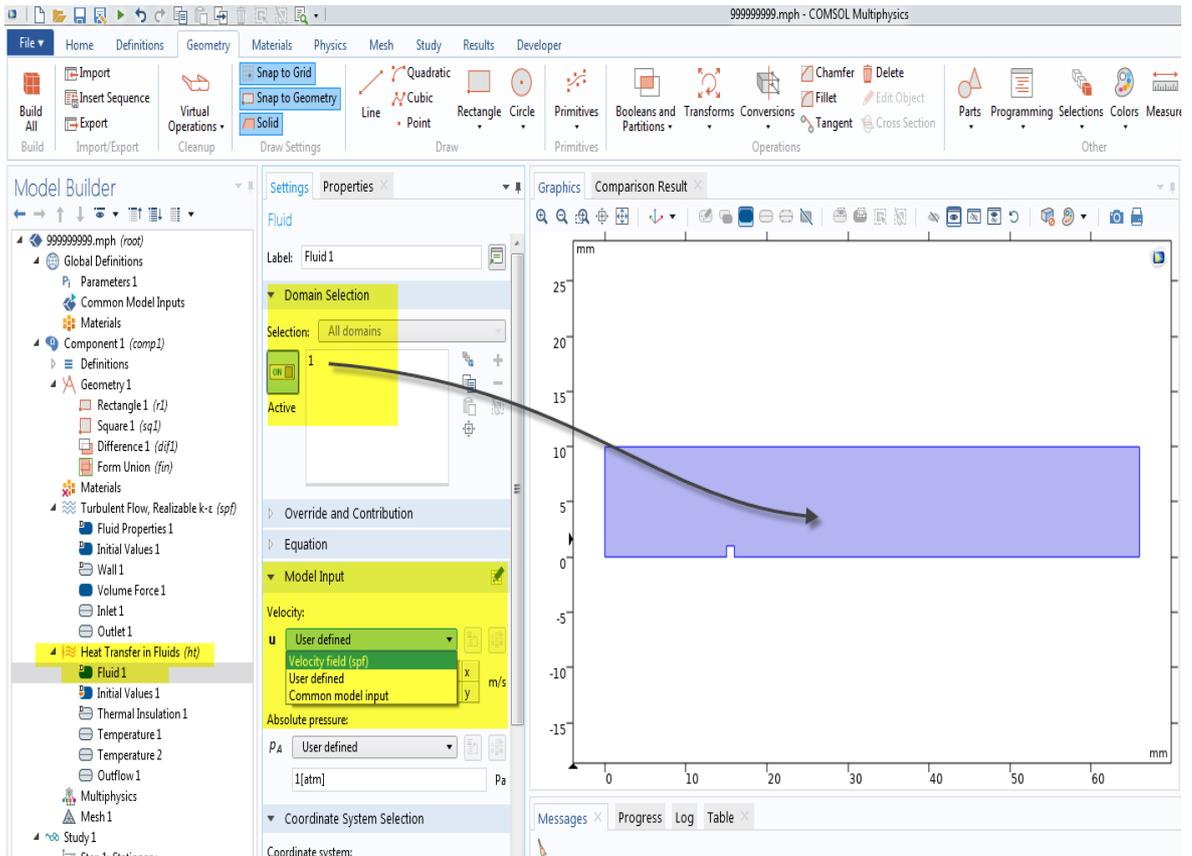


Figure 3.25 : couplage de l'écoulement du fluide en fonction du transfert thermique « b ».

3.3.7 Le Maillage :

Cette étape sert à définir les éléments pour permettre la discrétisation du système continu. La dimension de la maille peut être modifiée afin de diminuer le nombre d'élément et de réduire l'utilisation de la mémoire et par conséquent réduire le temps de calcul. Le maillage se fait comme suit :

- Dans la section **Model Builder**, on clic droit sur **Mech**, puis on choisit le type de maillage, **Free Triangle** (Figure 3.26).

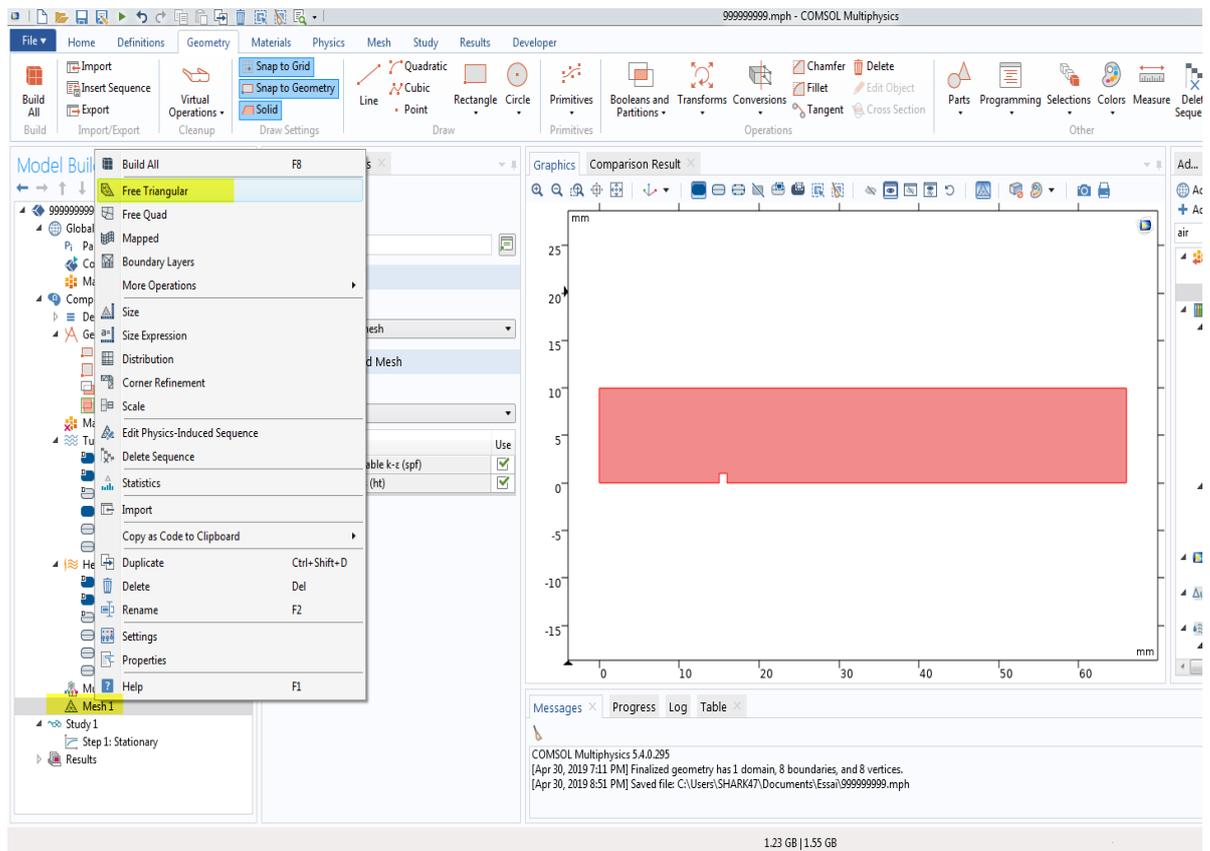


Figure 3.26 : Choix du type de Maillage.

Après on choisit la taille de maillage, dans la section **Model Builder** on clic à droite sur **Size** et dans la section **Settings – Size** on choisit la taille. Pour que l'ordinateur marche très bien on choisit un type de maillage moyenne, « **Normal** » (Figure 3.28-29), mais avant ça nous doivent sélectionner le Domain de maillage puis en clic sur **BuildSelected** (Figure 3.30).

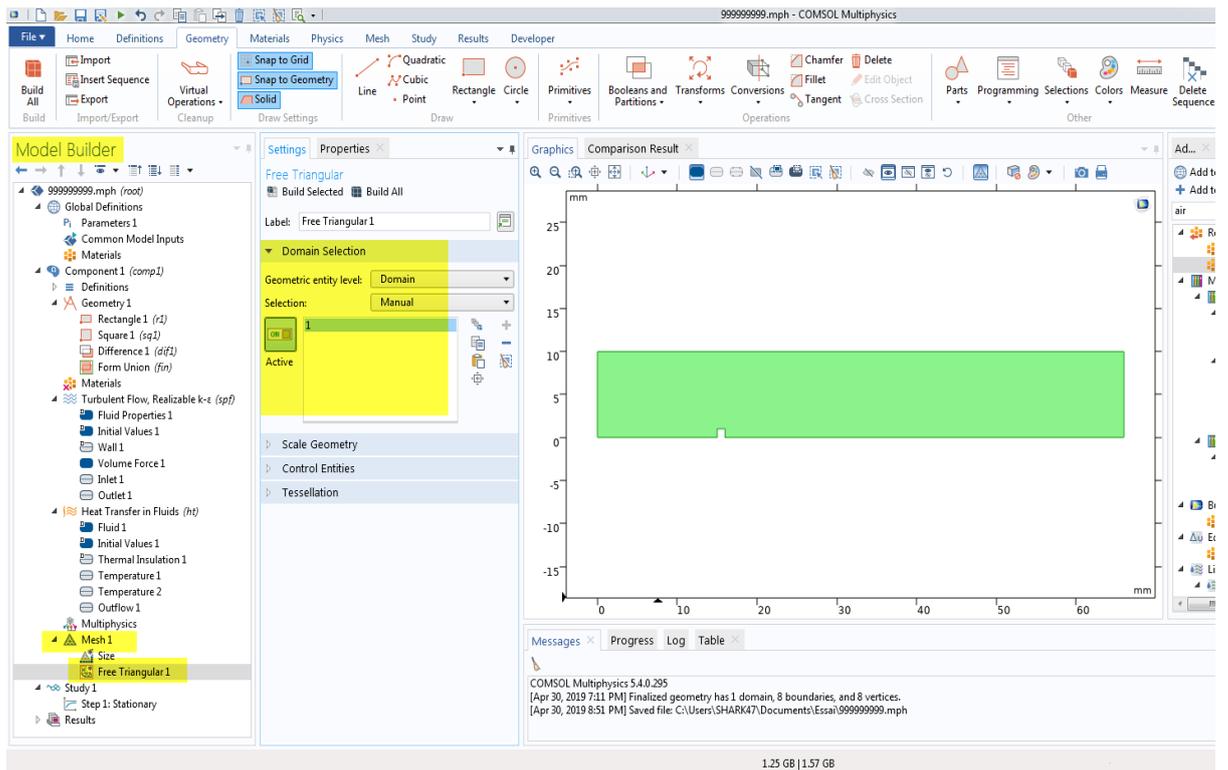


Figure 3.27 : Choix du Domain de Maillage .

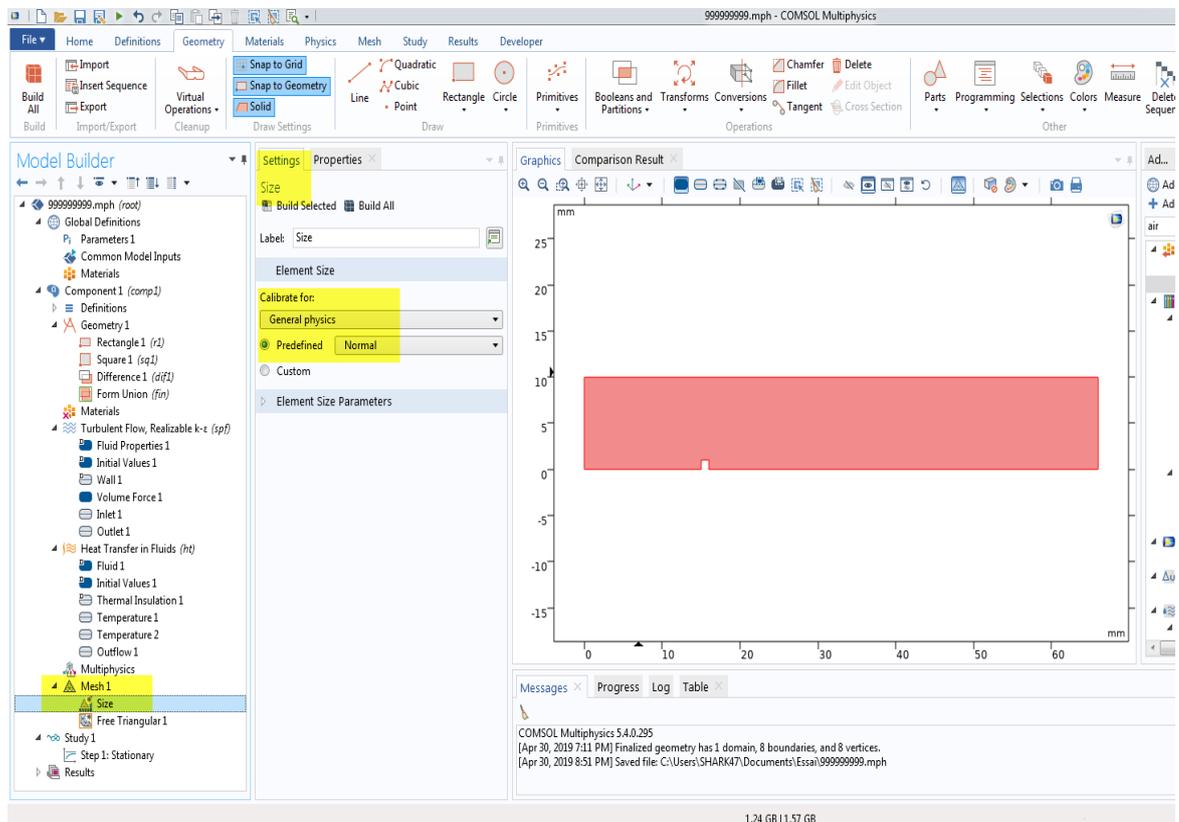


Figure 3.28 : Choix du Taille de Maillage « Normal ».

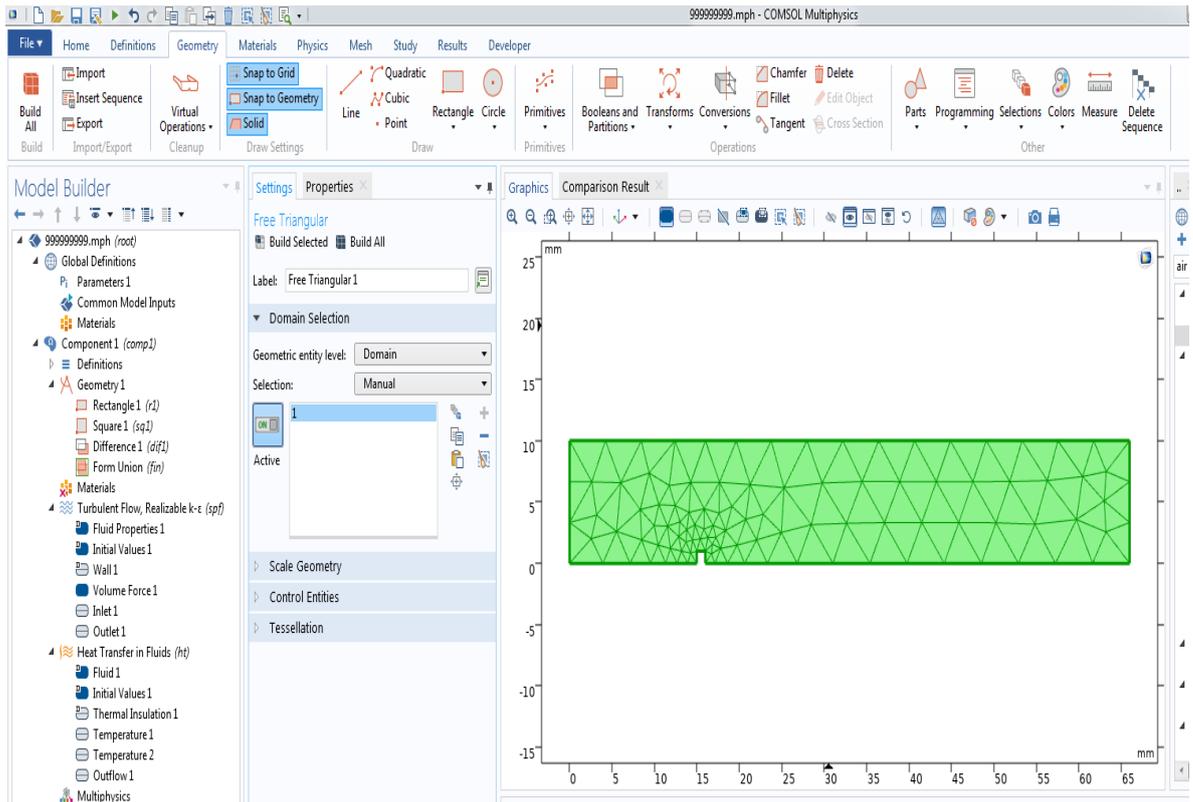


Figure 3.29 : le Maillage.

3.3.8 Raffinage de maillage :

Le but de cette opération c'est d'avoir une meilleure précision des résultats par le logiciel du **COMSOL**. Pour tester si le maillage est assez fin on peut essayer de le raffiner et voir si les résultats changent ou non. On pourra aussi raffiner le maillage dans les zones de changement rapide, et avoir un maillage plus grand dans les zones à changement moins rapide. Par exemple dans notre cas on raffine le maillage de plus dans les frontières de l'obstacle (**Figure 3.30**) :

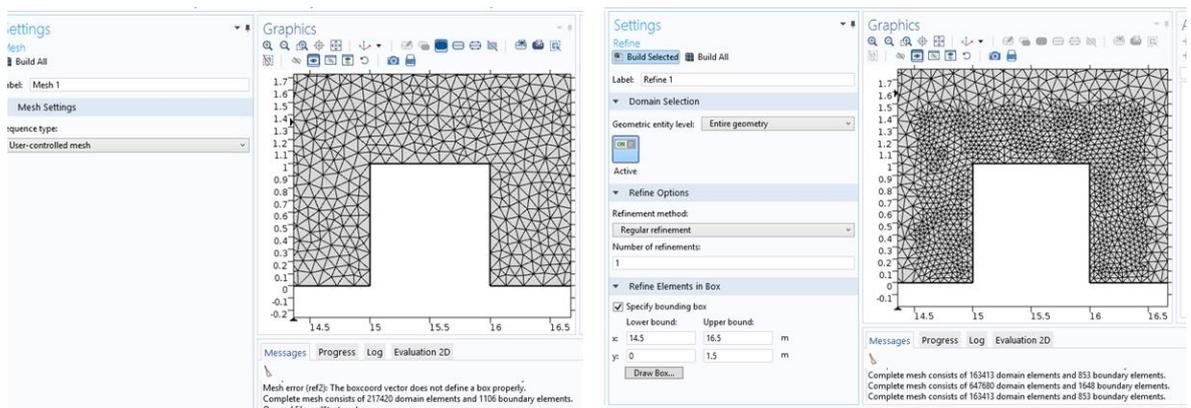


Figure 3.30 : Raffinage du maillage.

Et pour démarrer le raffinement on suivre cette étapes :

- Clic droit sur Mesh dans la section **Model Builder**, puis on clic **More Opération**, puis **Refine**.
- Dans La fenêtre **settings -refine**,on développe **RefineElémentsin** **Boxet** cocher **Spesifybounding Box**.
- On introduit les coordonnés **bounding Box**, Puis on valide par **Build All (Figure 3. 30)**.

3.4 La Simulation (Etude):

Après le maillage, on clic sur **Study** puis **Compute** pour calculer et résoudre le modèle à étudier (**Figure 3. 31-32**). Le temps de résolution du problème est en fonction des performances de l'outil informatique.et le choix du maillage et les conditions aux limites si son correctes ou non.

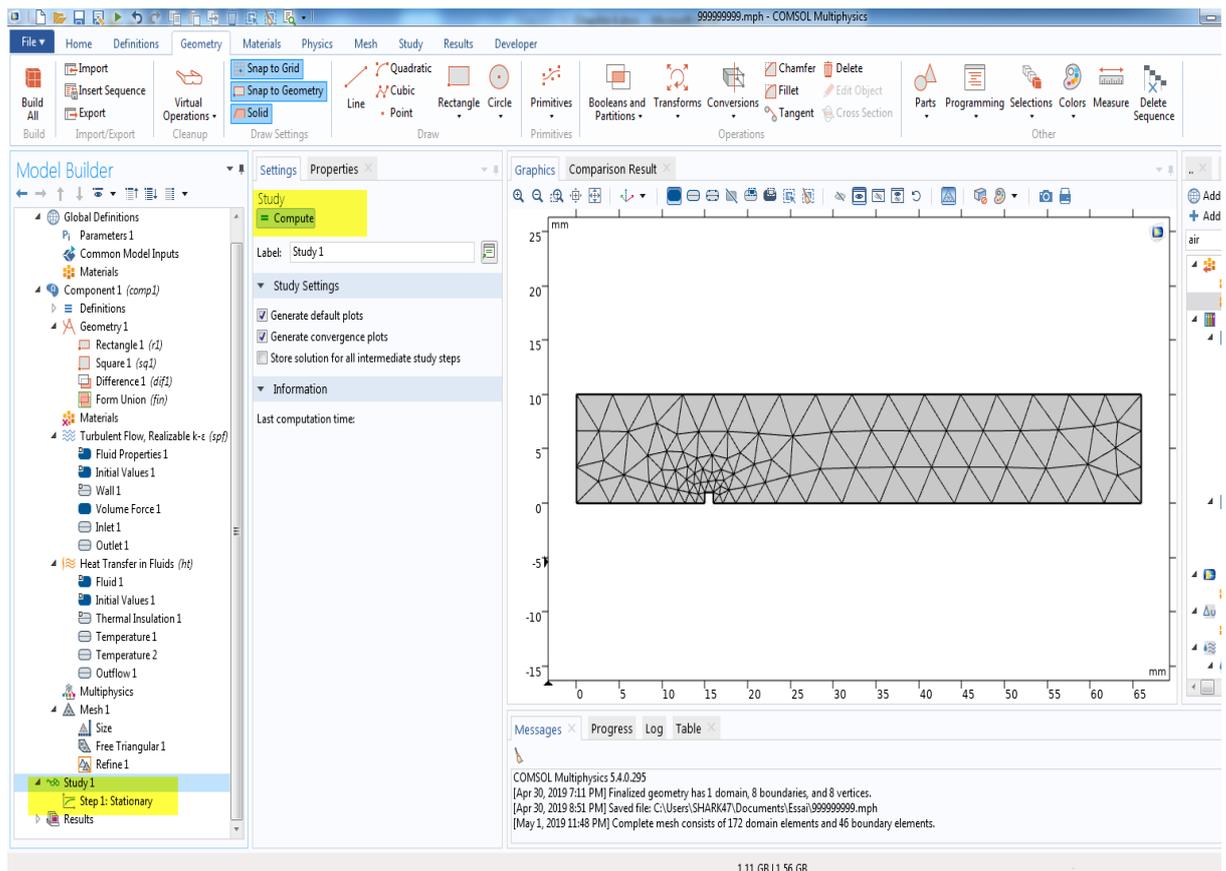


Figure 3.31 : Raffinage du maillage.

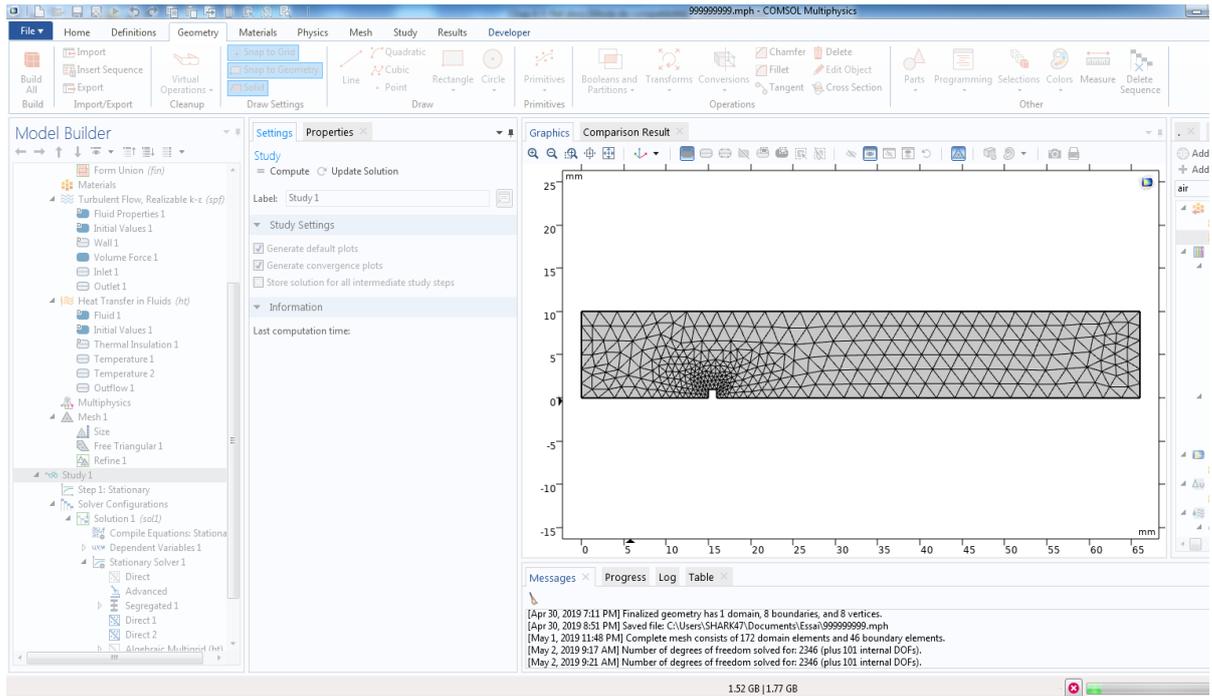


Figure 3.32 : Commencement de la simulation et le calcul.

3.5 Les Résultats (fin de simulation):

Après la fin du processus de résolution, **COMSOL** par défaut permet de représenter des résultats sous forme de graphe des couleurs, comme vitesse d'écoulement, Température, pression ... ect. (**Figure 3.33-34**).

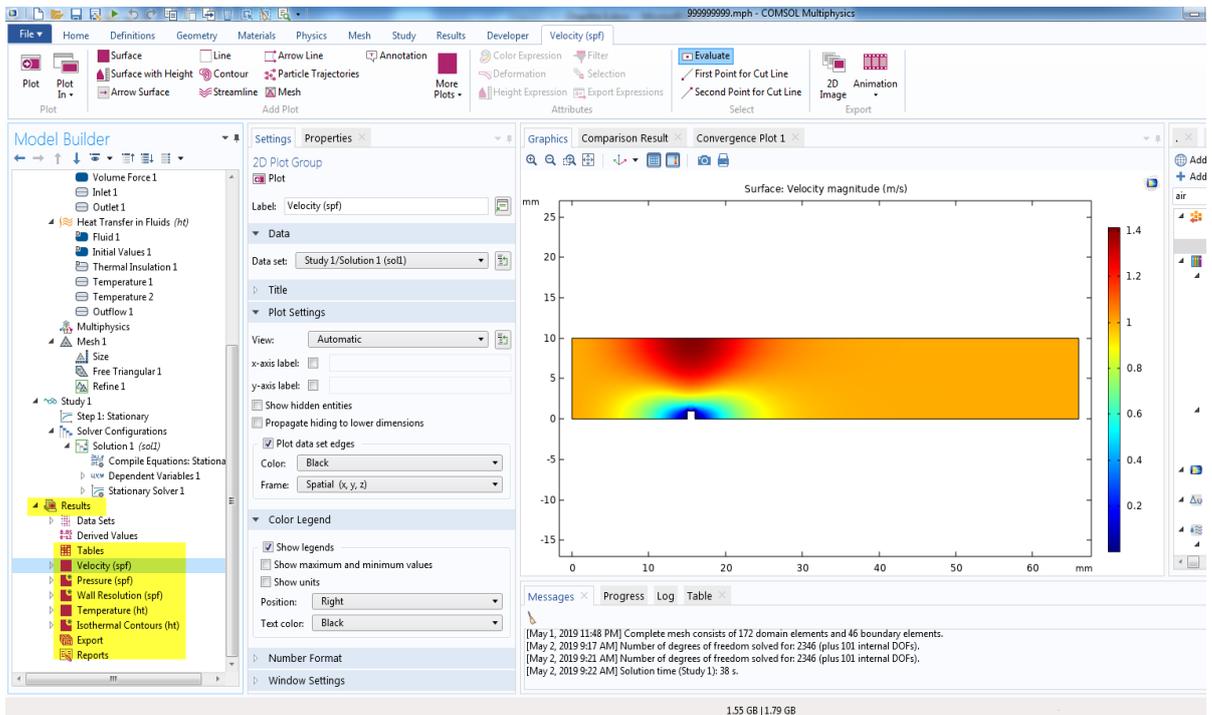


Figure 3.33 : Le graphe des couleurs de vitesse

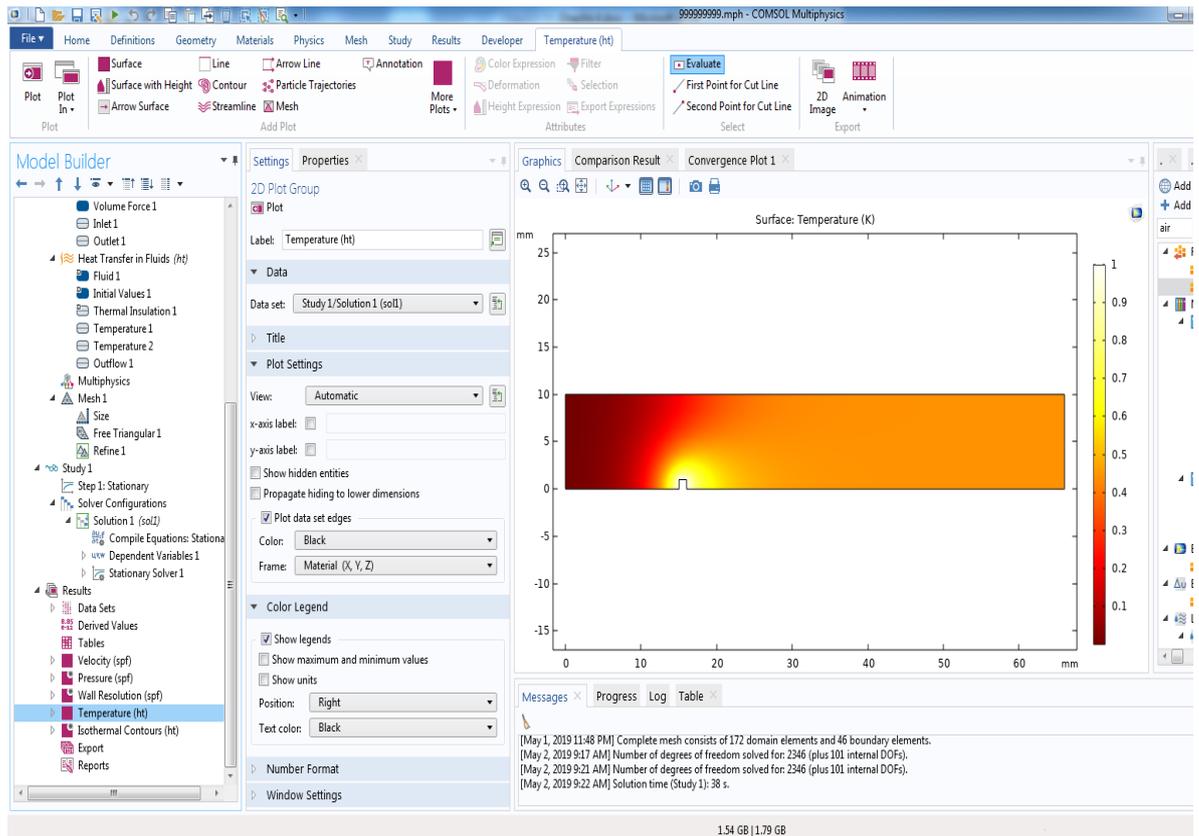


Figure 3.34 : Le graphe des couleurs de la température.

On peut ajouter d'autres formes de graphes sous forme de courbe. Par exemple dans notre cas, on peut tracer l'évolution de la vitesse et de la Température le long de l'axe de la conduite pour différents cas comme suit :

- Dans la section **Model Builder** sous **Results**, clic droit sur **Data sets**, puis on clic sur **cut line 2D** (Figure 3.35).
- La fenêtre **setting cut line 2D** apparue, on introduit les coordonnées de la ligne de l'axe de la conduite. (Notre cas $x_0 = 0$, $y_0 = H/2$ et $x_1 = L$, $y_1 = H/2$) et on clic sur **plot**. Dans la même fenêtre (Figure 3.36).
- Clic droit sur **Results** de la fenêtre **Model Builder** puis sur **1D Plot Group**.
- La fenêtre **setting 1D Plot group** apparue, on développe **data set** et on choisit **cut line 2D1** par exemple.
- Clic droit sur **1D Plot Group** de la fenêtre **Model Builder**, puis sur **line Graph** puis sur **plot** (Figure 3.37).

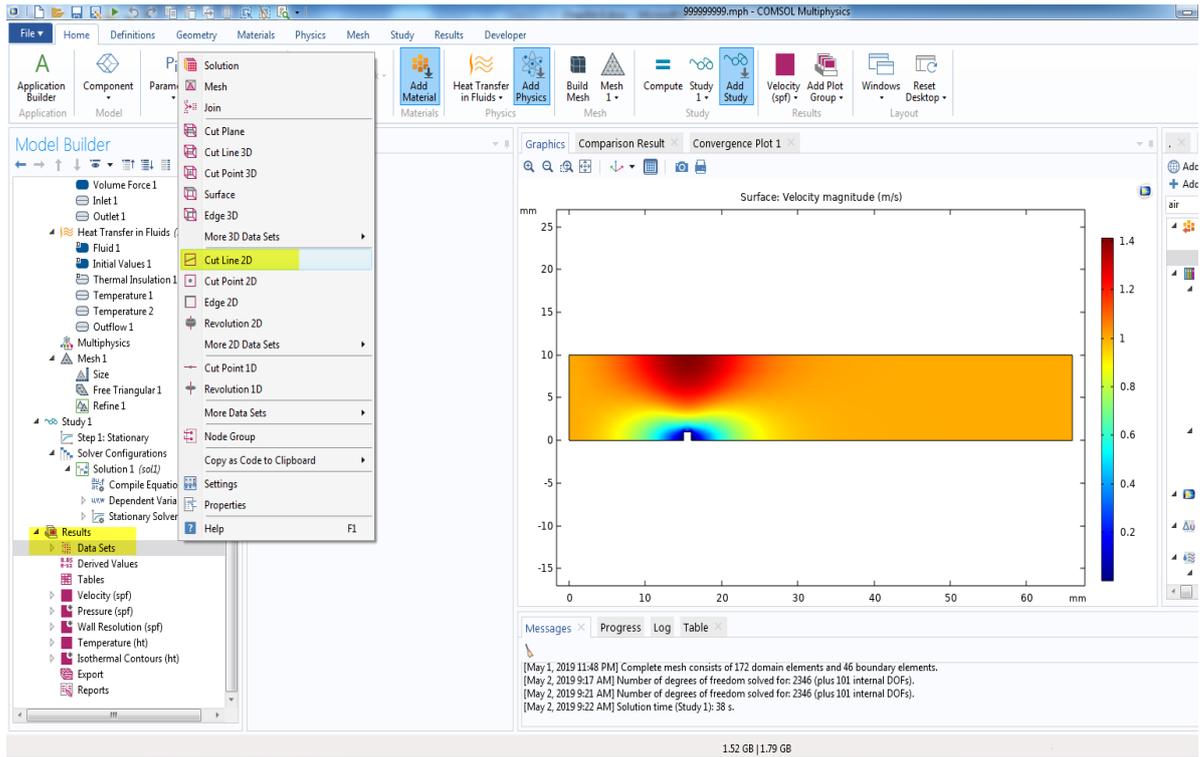


Figure 3.35 : Création de Cut line 2D « a ».

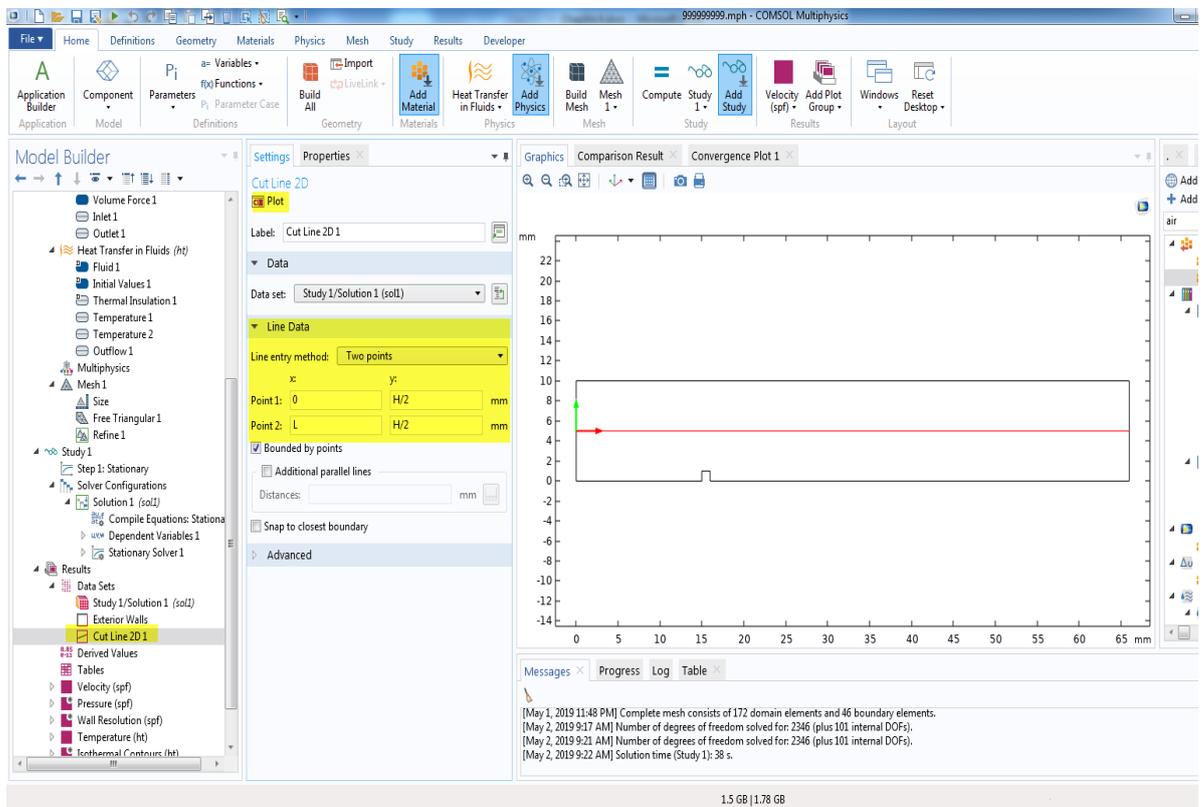


Figure 3.36 : Création de Cut line 2D « b ».

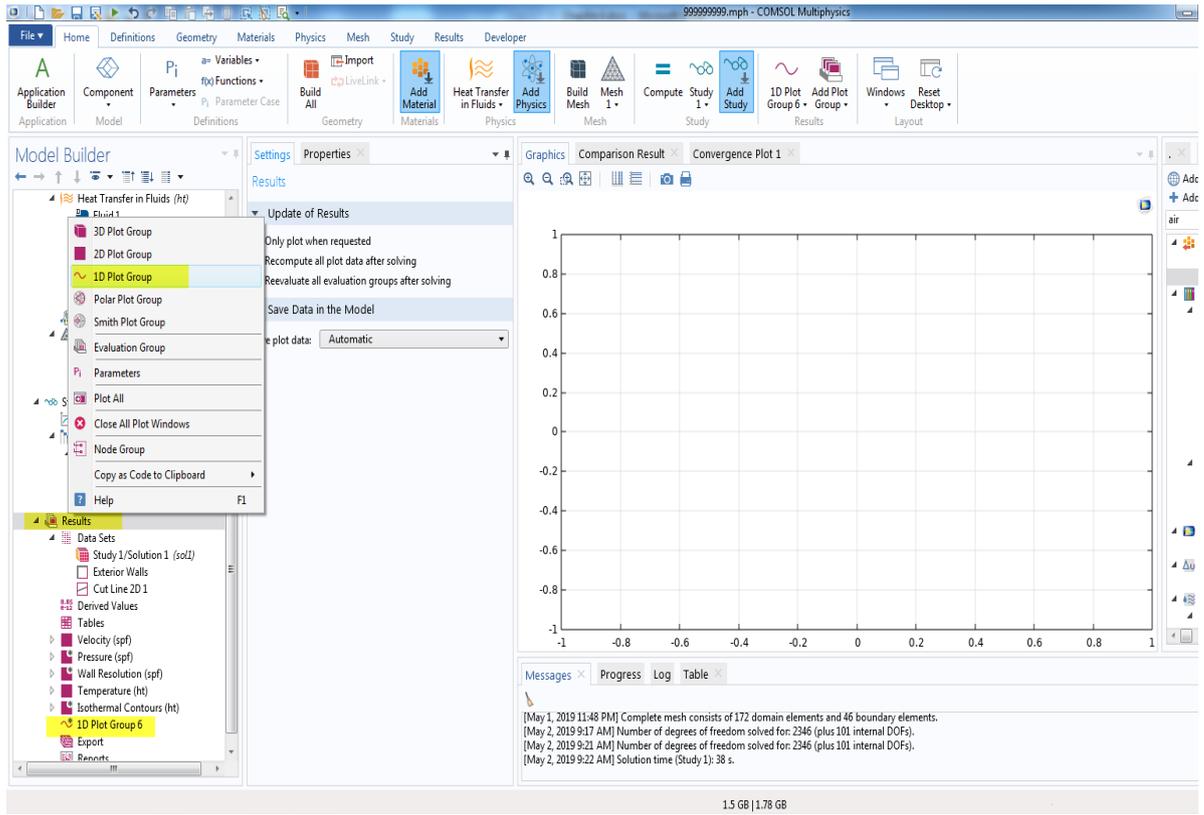


Figure 3.37 : Création de graphe 2D « a ».

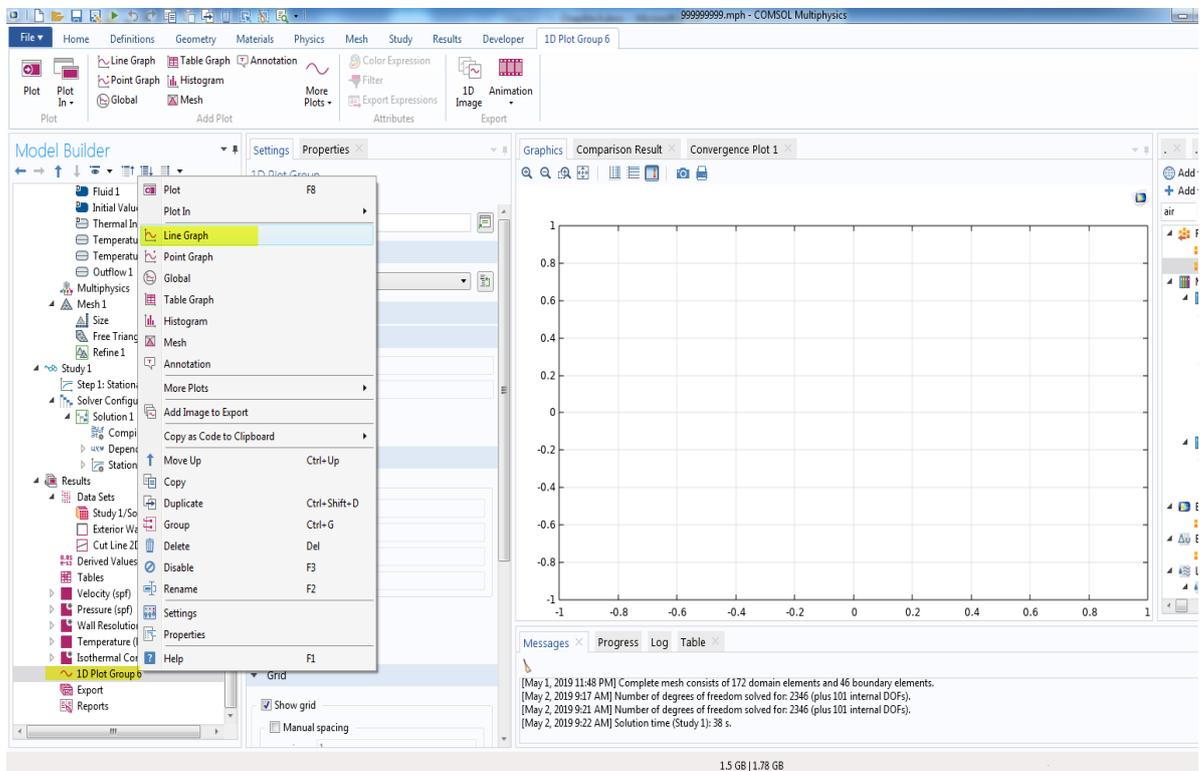


Figure 3.38 : Création de graphe 2D « b ».

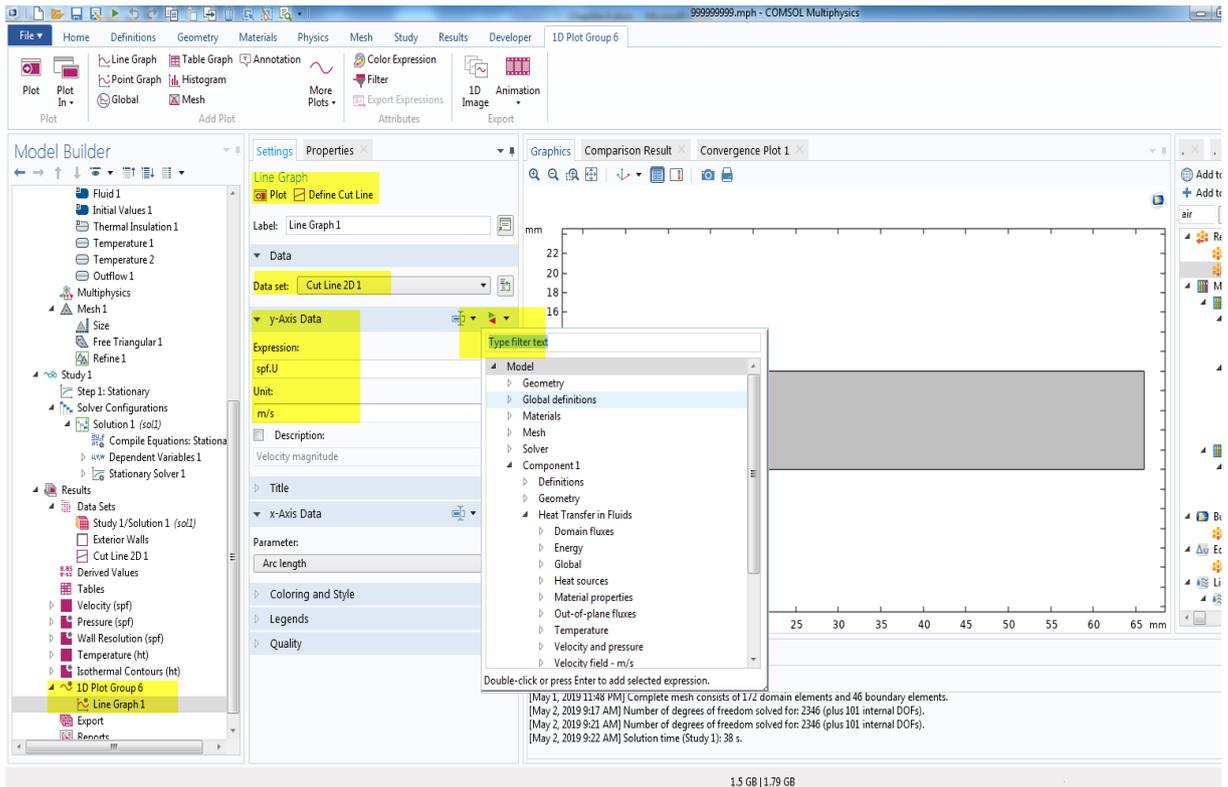


Figure 3.39 : Création de graphe 2D « c ».

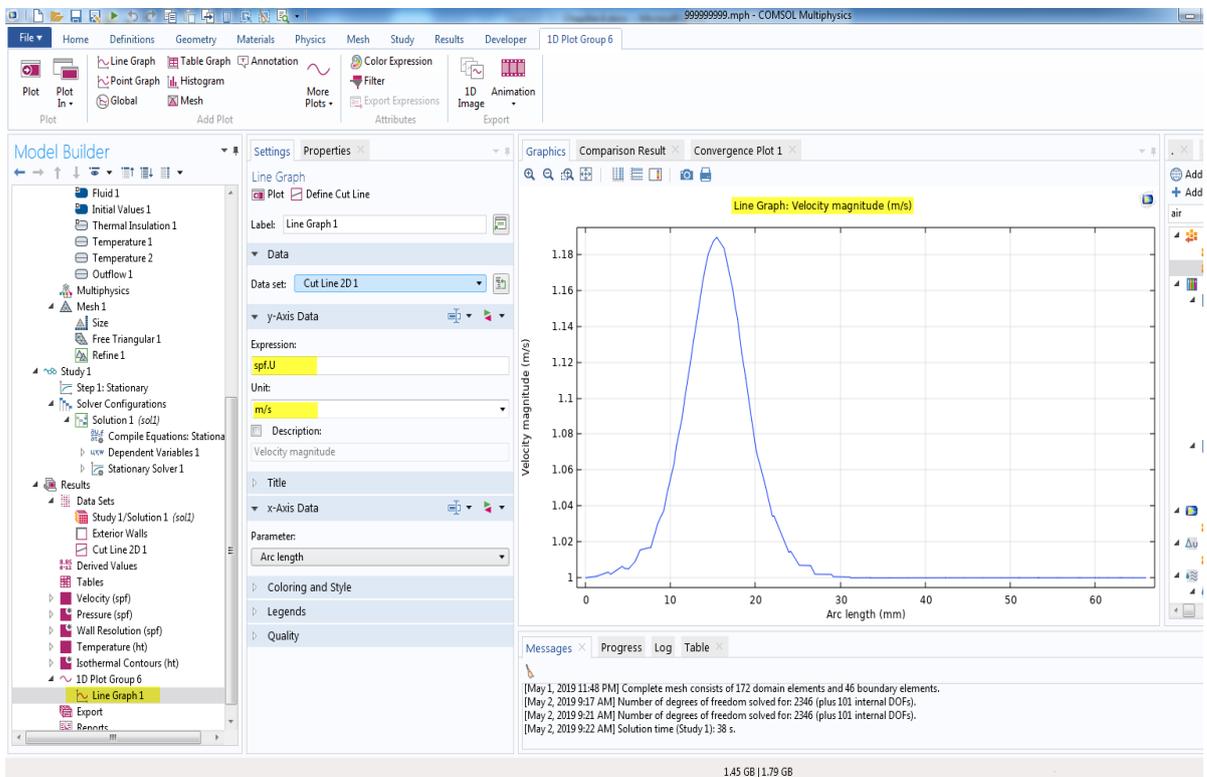


Figure 3.40 : Le graphe de Vitesse.

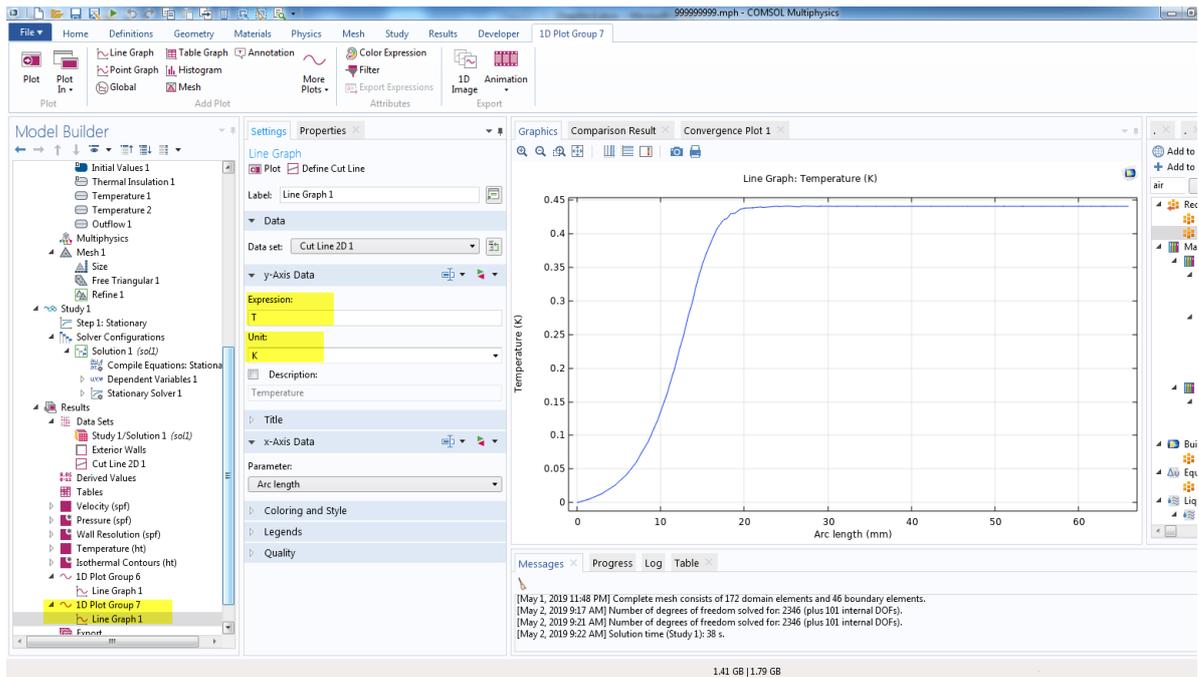


Figure 3.41 : Le graphe de la Température.

Pour résoudre le modèle à différents paramètres, on utilise la fonction Auxiliary sweep, comme suit.

- Dans la fenêtre **Model Builder** sous study1, clic droit sur step1:Stationary, la fenêtre **setings stationary**, on clic **study Extensions** et on coche **auxiliarysweep**, on additionne 2 paramétrés par exemple (nombre de Richardson **Ri** et la distance entre le carré et la paroi **G**) (**Figure 3.412**).
- Puis on recalculé pour donner tous les résultats en fonction des valeurs donné.

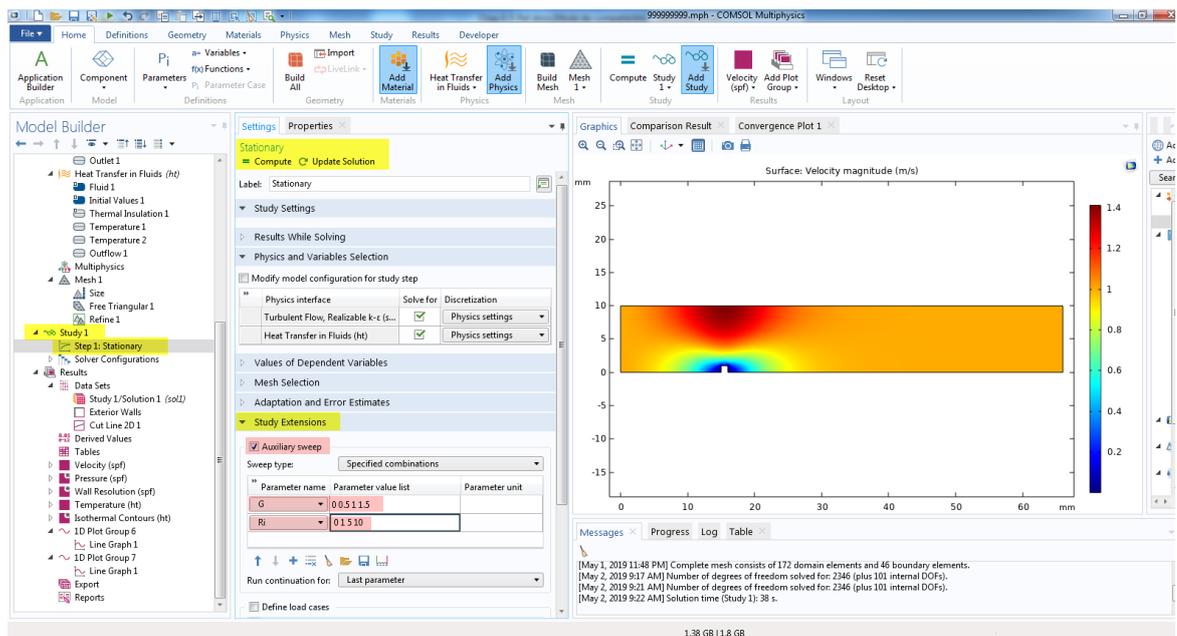


Figure 3.42 : Application de la fonction Auxiliary sweep.

Et pour tracer l'évolution de Nombre du **Nusselt** dans la paroi de l'obstacle pour différents cas comme suit :

- Clic droit sur **Results** de la fenêtre **Model Builder** puis sur **1D Plot Group**.
- La fenêtre **setting 1DPlot group** apparue, on développe **data set** et on choisit **cut line 2D1** par exemple.
- Clic droit sur **1D Plot Group** de la fenêtre **Model Builder**, puis sur **line Graph** puis sur **plot (Figure 4.43)**.
- Puis on sélectionne le parois de l'obstacle.
- Injecter l'expression de nombre du Nusselt " - (ht.ntflux*D)/(k*T) ", puis sur **plot**.

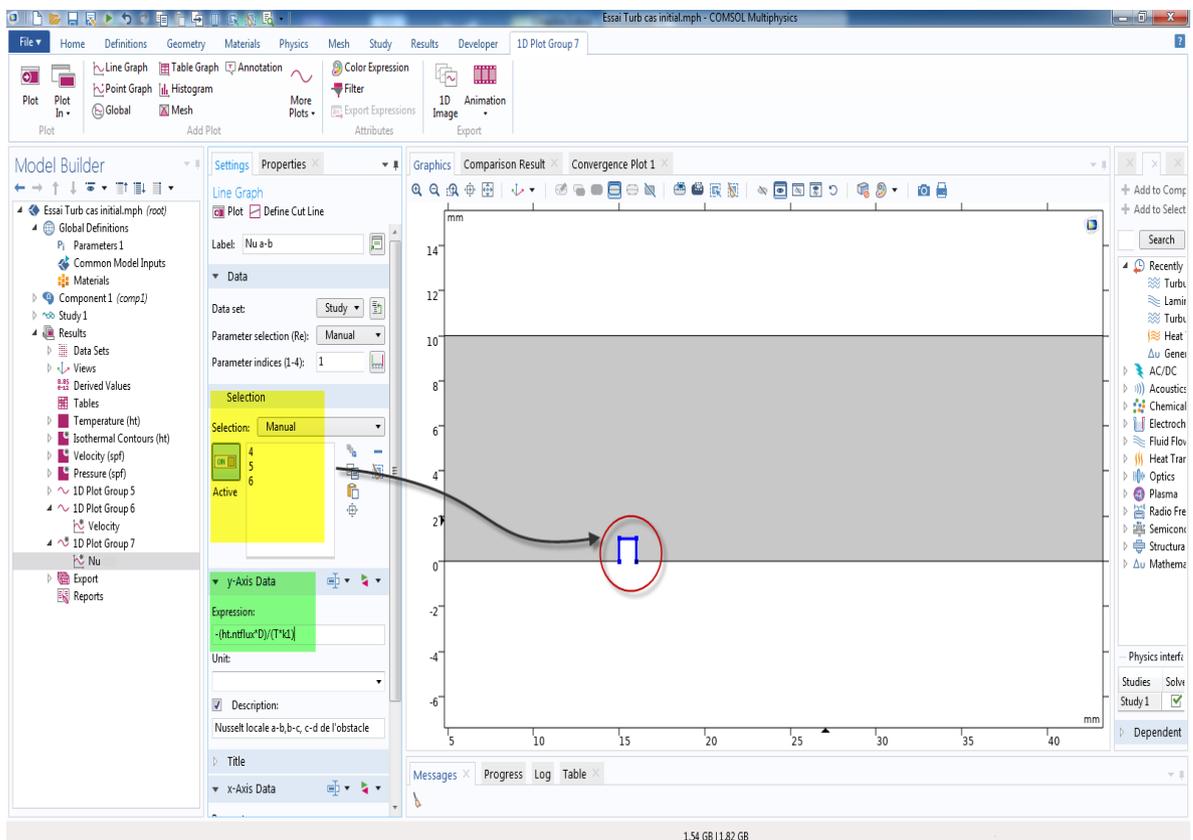


Figure 3.43 : Création de graphique 2D et sélection des parois de l'obstacle.

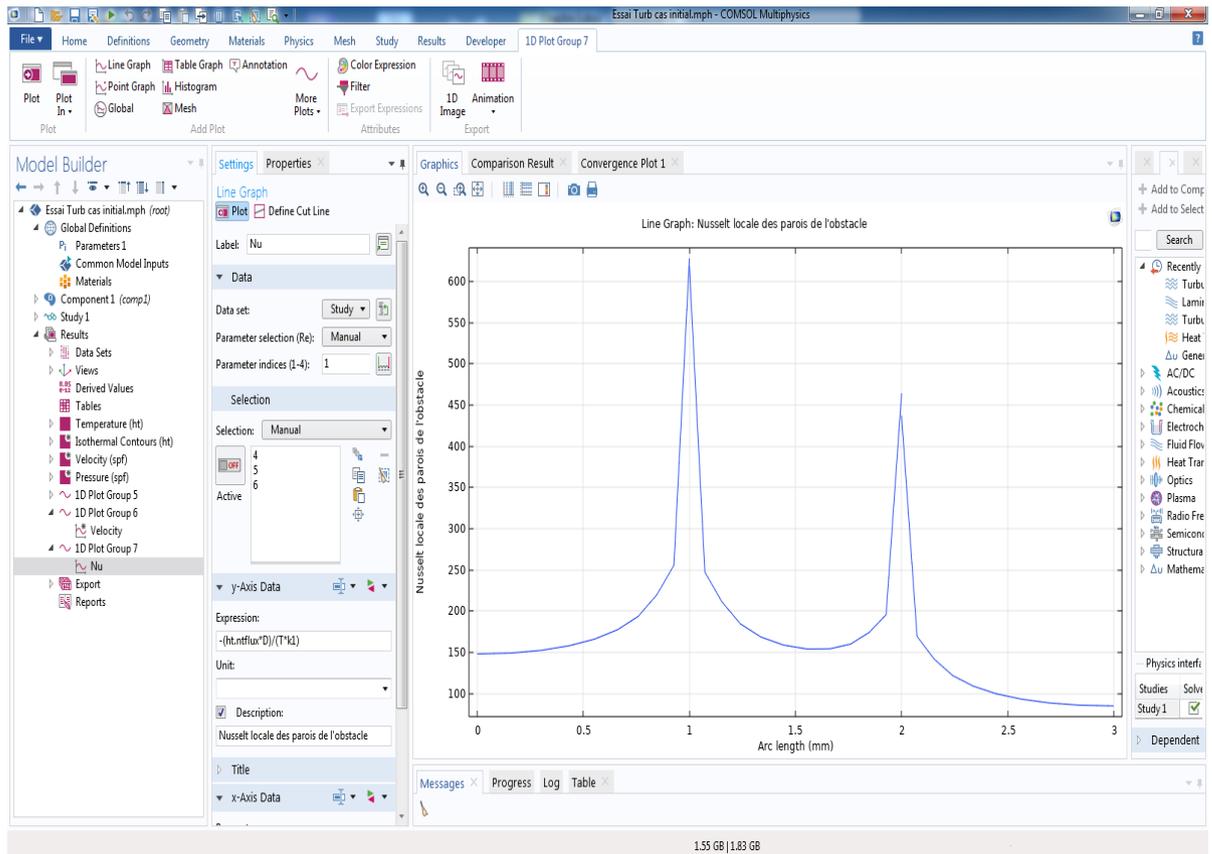


Figure 3.44 : l'évolution de nombre du Nusselt dans les parois de l'obstacle.

CHAPITRE 4

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Chapitre 4

Résultats et Discussions.

4. Résultats et Discussions

4.1 Introduction :

Dans ce chapitre on présente tous les résultats obtenus de ces simulations, concernant l'étude du refroidissement à air par convection mixte d'un obstacle chauffé dans une conduite horizontale. Les simulations ont été accomplies grâce aux exécutions faites par le logiciel **COMSOL** sur un micro-ordinateur personnel **core i3**, de fréquence **1.8 GHz**. Le fluide utilisé pour le refroidissement est de l'air, et son écoulement à l'intérieur du canal est contrôlé par les nombres adimensionnelles suivants:

- Le nombre de Prandtl, Pr
- Le nombre de Reynolds, Re
- Le nombre de Grashof, Gr
- Le nombre de Richardson, Ri
- Nombre de Nusselt, Nu

La comparaison des résultats obtenus permettra de se rendre compte de l'effet de l'emplacement de ces éléments sur la dynamique du fluide, le transfert de chaleur et les pertes de charges qui peuvent avoir lieu.

Les obstacles sont placés sur la paroi interne de la conduite sous différentes formes, il s'agit de trouver la configuration optimale parmi toutes celles étudiées permettant un meilleur transfert de chaleur et un minimum de pertes de charge. Dans ce travail, on étudie l'effet de plusieurs paramètres à savoir : l'évolution du champ de vitesse, le champ de température, et le coefficient de transfert de chaleur ont été visualisés graphiquement en fonction des différents paramètres ayant un effet sur l'écoulement.

Le but primordial étant d'obtenir une quantité de chaleur transférée important avec des pertes de charges minimisées. L'effet des dimensions du l'obstacle sur le transfert de chaleur fera aussi l'objet de cette étude et ça en faisant varier la hauteur ainsi que l'emplacement d'obstacle étudié.

4.2 Description du problème :

Le modèle à étudier représente à la (Figure 4.1). Il s'agit d'un obstacle (carré) de longueur (D) chauffé, est à la proximité (G) de la paroi inférieure d'une conduite/canal, de longueur (L), et de hauteur (H) vaut $10D$. Ce dernier est situé à une distance (L_u) de l'entrée de la conduite est de $15D$, et une distance (L_d) de la sortie de la conduite est de $50D$, l'obstacle est exposé à un écoulement de cisaillement avec un champ de vitesse (U_e) uniforme constant. Le fluide est incompressible de température uniforme de T_∞ à l'entrée, cependant, la température de l'obstacle chauffé était maintenue constante à $T_w (> T_\infty)$. On peut changer la forme, position, hauteur de l'obstacle, ainsi sa position par rapport à la paroi et à l'entrée de la conduite. Ses variables seront modifiées selon les paramètres étudiés.

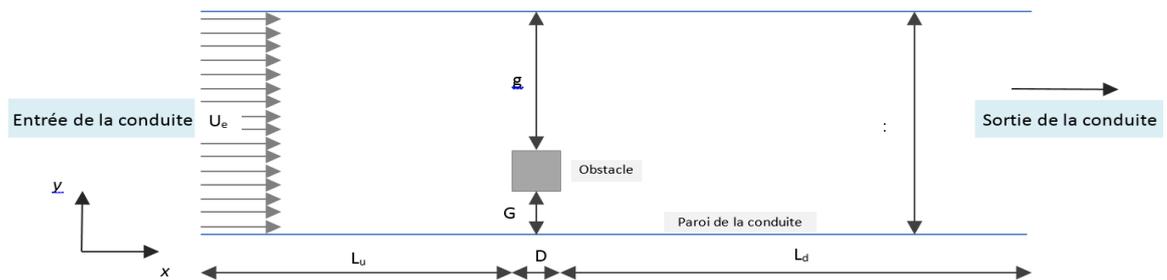


Figure 4.1 : Modèle à simulé.

4.3 Le Maillage :

L'influence du maillage sur la solution numérique est très importante, et pour cela on a fait un maillage généré est tétraédrique avec un raffinement prismatique au niveau de la paroi (Figure 4.2) :

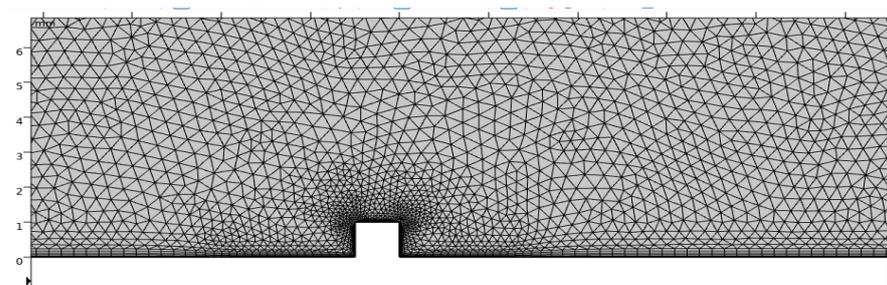


Figure 4.2 : Le Maillage tétraédrique.

4.4 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont définies comme suit :

4.4.1 Champ dynamique :

- A l'entrée de la conduite $x = 0$, $0 < y < H$ les composantes de vitesse $u = cte$ et $v = 0$.
- Sur la paroi $y = 0$, et $y = H$, $0 < x < L$, les composantes de vitesse $u = v = 0$.
- Sur les parois de l'obstacle (Turbulateur), les composantes de vitesse $u = v = 0$.
- A la sortie de la conduite $x = L$, et $0 < y < H$: la pression $p = cte$, égale à la pression atmosphérique 1[atm].

4.4.2 Champ de Température :

- A l'entrée de la conduite $x = 0$, $0 < y < H$: la température $T_{inlet} = cte$, égale à la température ambiante 293.15 [K°].
- Sur les parois $y = 0$, et $y = H$, $0 < x < L$: les parois sont isolées (adiabatique).
- Les parois de l'obstacle (Turbulateur) ont une température $T_w = cte$.

4.5 Validation du code de calculs:

La validation préalable de notre code de calcul est nécessaire, car elle permet de donner plus de crédibilité, afin qu'on puisse élaborer des comparaisons justes et objectives des résultats obtenus par nos simulations numériques, avec les autres résultats expérimentaux soient-ils ou numériques.

La comparaison est faite avec des résultats expérimentaux trouvés par "Deepak Kumar & Amit Dhiman (2016) [18]: Computations of Newtonian fluid flow around a square cylinder near an adiabatic wall at low and intermediate Reynolds numbers: Effects of cross-buoyancy mixed convection, Numerical Heat Transfer".

4.6 Simulation de Deepak Kumar & Amit Dhiman (2016) [23] :

4.6.1 Description du problème :

Les effets de la convection mixte laminaire ont été considérés pour le fluide incompressible newtonien autour d'un cylindre carré chauffé à proximité d'un mur

adiabatique; le schéma de principe est présenté à la (**Figure 4.3**). Le cylindre carré a été exposé à un écoulement de cisaillement avec un champ de vitesse linéaire à l'entrée. Le fluide incompressible était à une température uniforme de T_∞ à l'entrée; cependant, la température du cylindre carré chauffé a été maintenue constante à $T_w (> T_\infty)$. La distance en amont (L_u) était $15D$, la distance en aval (L_d) était de $50D$ et la hauteur du domaine (H) était de $20D$ (voir Section 4 pour une étude de dépendance de domaine).

Les propriétés du fluide (densité, viscosité, conductivité thermique et capacité thermique) sont supposées être constantes et la dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligée.

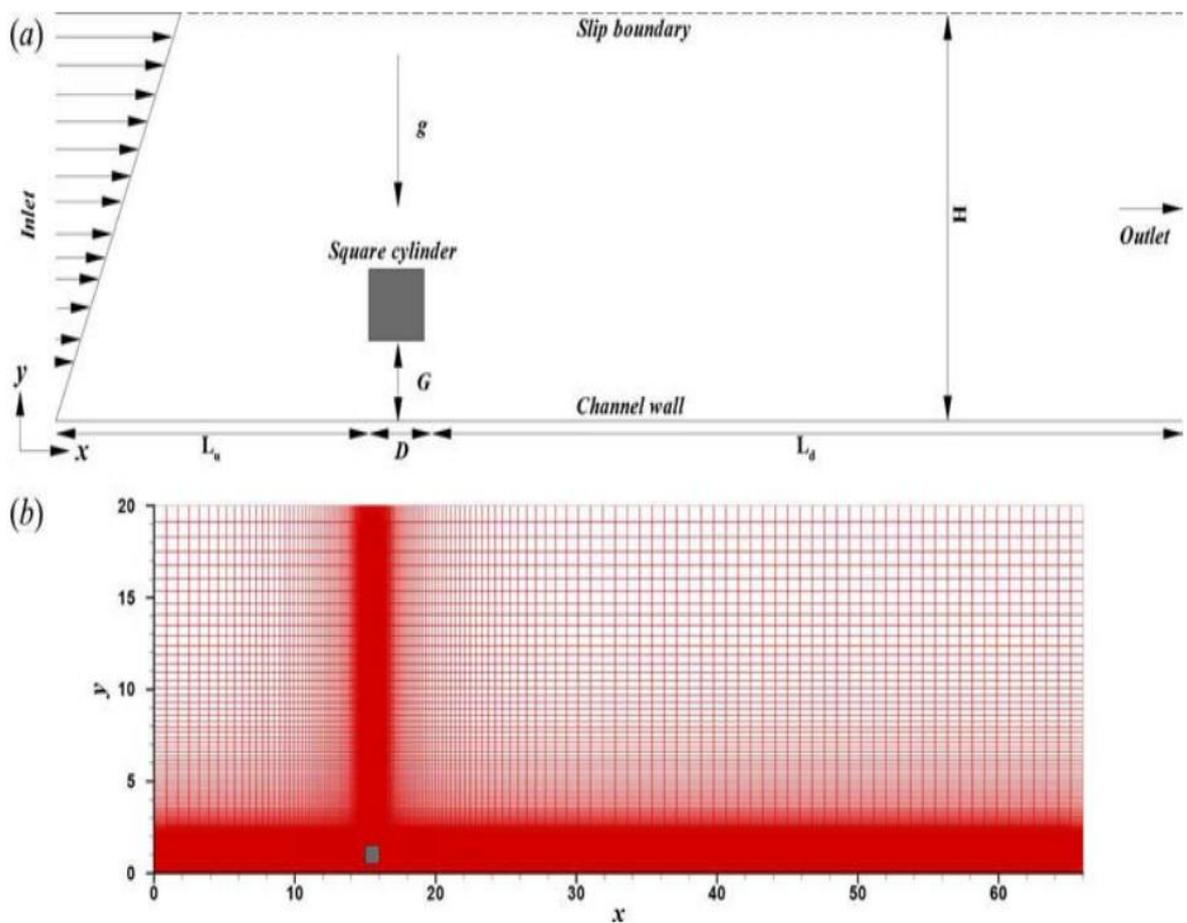


Figure 4.3 : (a) schéma de principe et (b) structure de la grille autour d'un cylindre carré près d'une paroi de canal.

4.6.2 Validation :

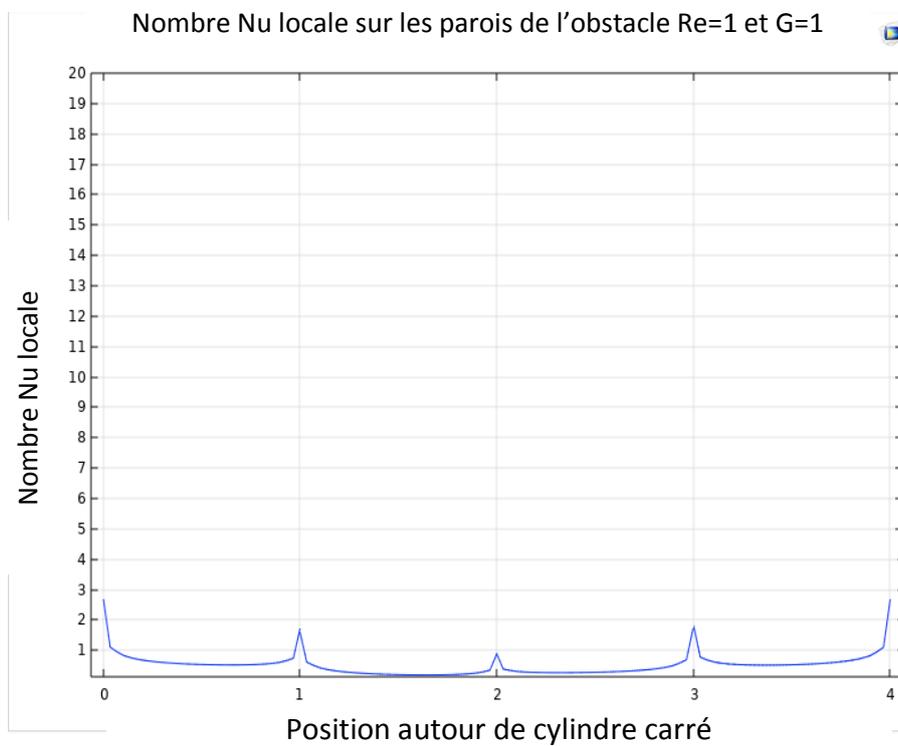
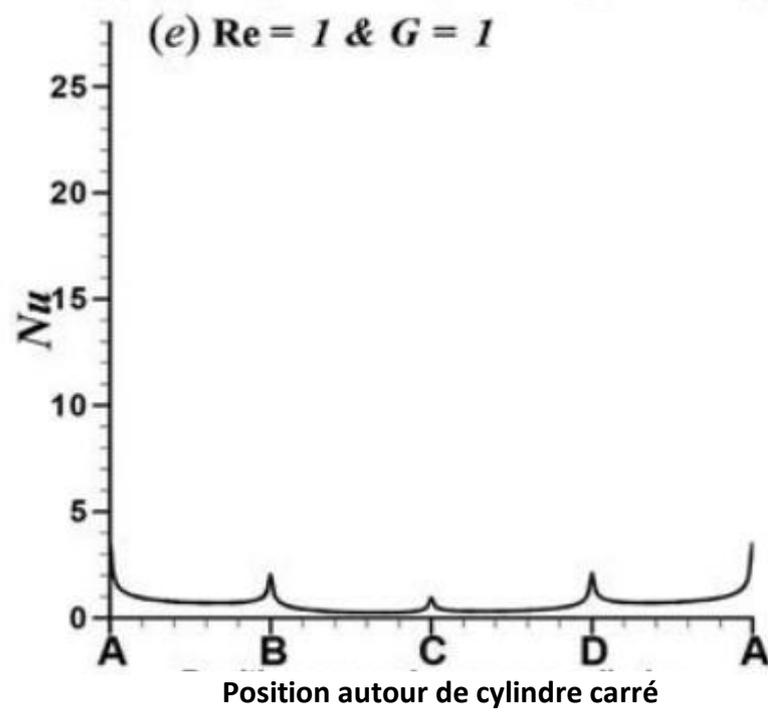


Figure 4.4 .a : Variation de Nombre du Nusselt sur les parois de l'obstacle.

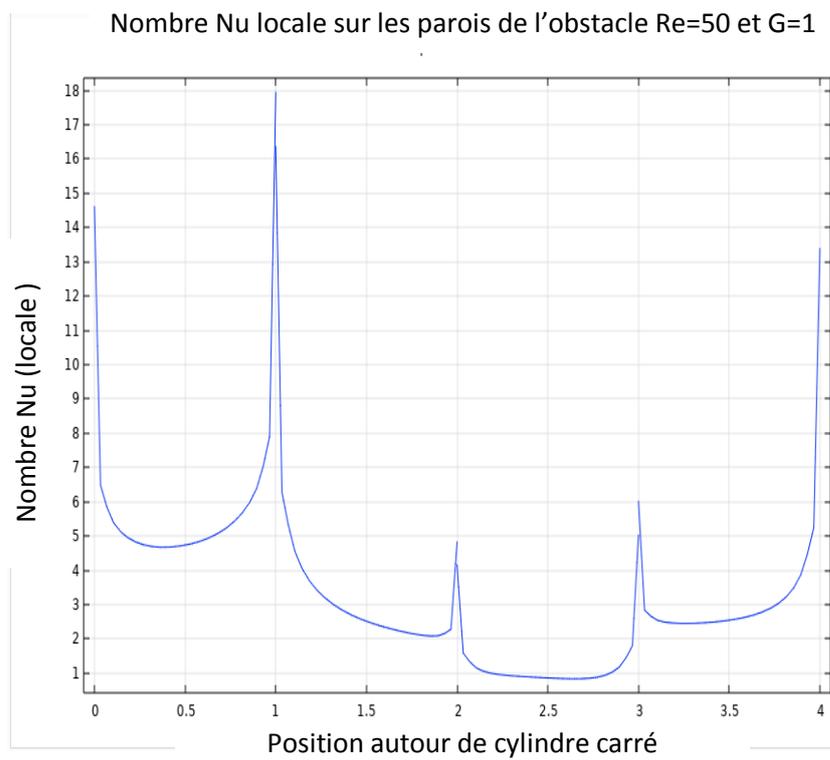
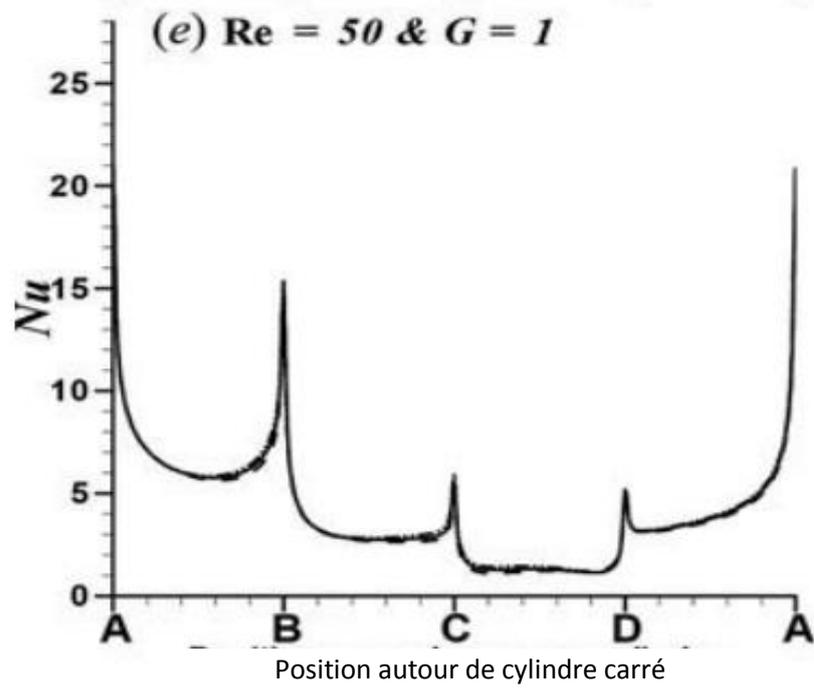


Figure 4.4 .b : Variation de Nombre du Nusselt sur les parois de l'obstacle.

Dans la (Figure 4.4.a-b) à gauche la variation du Nombre de Nusselt sur la paroi de l'obstacle carré de la simulation de **Dr Deepak Kumar & Amit Dhiman [23]**, qui était fait par le logiciel **ANSYS-FLUENT** et à droite notre résultat de simulation avec le logiciel du **COMSOL**.

4.7 Simulation dimensionnelle (avec $G=1$; $Re = 1, 50, 100$, et $Ri=1$) :

Dans cette simulation ; on va injecter des paramètres dimensionnelles, et consulter les résultats de cette simulation :

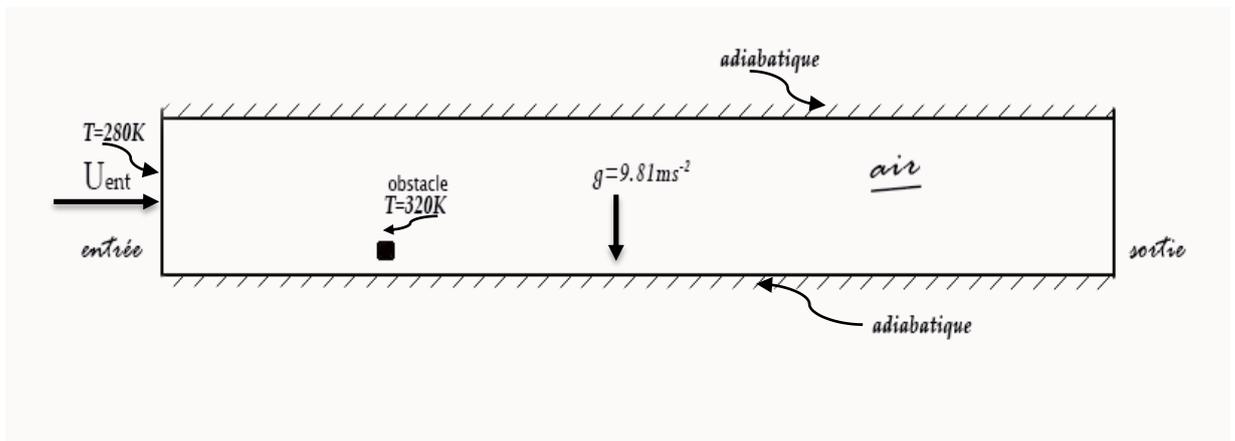


Figure 4.5 : Conditions aux limites de modèle à simulé cas dimensionnelle.

4.7.1 Les Données :

Propriétés de fluide sur T=350K :

Tableau 4.1 Les paramètres dimensionnelles de la configuration étudiée.

Paramètres	Expression	Valeur
L : Longueur de la canalisation	$L = L_u + D + L_d$	66mm
D : La côte de l'obstacle	D	1mm
H : Hauteur de la canalisation	$H = 10 * D$	10mm
L_u : Distance entre l'obstacle et l'entrée de la canalisation	$L_u = 15 * D$	15mm
L_d : Distance entre l'obstacle et la sortie de la canalisation	$L_d = 50 * D$	50mm
G : Distance entre l'obstacle et la paroi de la canalisation	$G = 1 \text{ mm}$	1mm
ρ : Densité du fluide	rho	$\rho = 1.1774 \text{ kg/m}^3$
μ : Viscosité	mu	$\mu = 1.8462e-5 \text{ Ns/m}^2$
cp : La chaleur spécifique	cp	$cp = 1005.7 \text{ J/kg.K}$
U_e : Vitesse d'entrée (vitesse de référence)	$U_e = (Re * \mu) / (D * \rho)$	*
Tc : La température d'entrée	$T_{ent} = T_c$	$T_c = 280 \text{ K}$
Th : La température de l'obstacle (température de référence)	$T_w = T_h$	$T_h = 320 \text{ K}$
P_0 : La pression de référence	P_0	$p_0 = 0$
k : Conductibilité thermique	$k = 1 / (Re * Pr)$	$k = 0.02624 \text{ W/m.K}$
Pr : Nombre de Prandtl	Pr	0.71
Re : Nombre de Reynolds	$Re = (U_e * D * \rho) / \mu$	Re=1, 50, 100
Ri : Nombre de Richardson	Ri	1
Gr: Nombre de Grashof	$Gr = Ri * Re^2$	*
Ra : Nombre de Rayleigh	Ra	$Ra = 1000$
g: gravité	g	9.81 m/s^2
Tf : Température de la couche	Tf	$T_f = 350 \text{ K}$
β : Coefficient de dilatation	$\beta = 1/T_f$	0.0028571 1/K
Fy : Body force	$F_y = \rho g \beta$	$F_y = 0.033001 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2 \cdot \text{K)}$

The screenshot shows a software window titled 'Parameters' with a table of dimensionless and dimensional parameters. The table has four columns: Name, Expression, Value, and Description. The parameters listed include Reynolds number (Re), Richardson number (Ri), Grashof number (Gr), Rayleigh number (Ra), Prandtl number (Pr), dynamic viscosity (mu), density (rho), thermal conductivity (k1), inlet velocity (Ue), specific heat (cp), reference pressure (p0), hot plate temperature (Th), cold plate temperature (Tc), channel diameter (D), channel length (L), channel height (H), gap distance (G), upstream distance (Lu), downstream distance (Ld), obstacle height (DelT), kinematic viscosity (niu), inverse Fourier number (Beta), film temperature (Tf), gravity (g), and body force (Fy).

Name	Expression	Value	Description
Re	50	50	Nombre de Reynold
Ri	1	1	Nombre de Richa
Gr	$Ri \cdot Re^2$	2500	Nombre de Grash
Ra	1000	1000	Nombre de Rayle
Pr	0.71	0.71	Nombre de Pranc
mu	$1.8462 \times 10^{-5} [N \cdot s / m^2]$	$1.8462 \times 10^{-5} N \cdot s / (m \cdot m)$	La Viscosité
rho	$1.1774 [kg / m^3]$	$1.1774 kg / m^3$	Densité du fluide
k1	$0.02624 [W / (m \cdot K)]$	$0.02624 W / (m \cdot K)$	Conductibilité the
Ue	$Re \cdot mu / (rho \cdot H)$	0.078402 m/s	Vitesse d'entrée (v
cp	$1005.7 [J / (kg \cdot K)]$	$1005.7 J / (kg \cdot K)$	La chaleur spécifi
p0	0	0	La pression de réf
Th	320[K]	320 K	La température d
Tc	280[K]	280 K	La Température d
D	0.001[m]	0.001 m	La cote de l'onsta
L	$66 \cdot D$	0.066 m	Longueur de cana
H	$10 \cdot D$	0.01 m	Hauteur de canal
G	0.001[m]	0.001 m	Distance entre l'o
Lu	$15 \cdot D$	0.015 m	The upstream dis
Ld	$50 \cdot D$	0.05 m	Downstream dista
DelT	$(Ra \cdot niu^2) / (g \cdot Beta \dots)$	0.042975 K	Hauteur de l'obst
niu	mu / rho	$1.568 \times 10^{-5} m^2 / s$	La Viscosité dyna
Beta	$1 / Tf$	0.0028571 1/K	
Tf	350[K]	350 K	Température de l
g	$9.81 [m / s^2]$	$9.81 m / s^2$	gravité
Fy	$rho \cdot g \cdot Beta$	$0.033001 kg / (m^2 \cdot s^2 \cdot K)$	Body force

Figure 4.6 : Les paramètres dimensionnelles de la configuration étudiée

4.7.2 Discussion des résultats:

A. La Température :

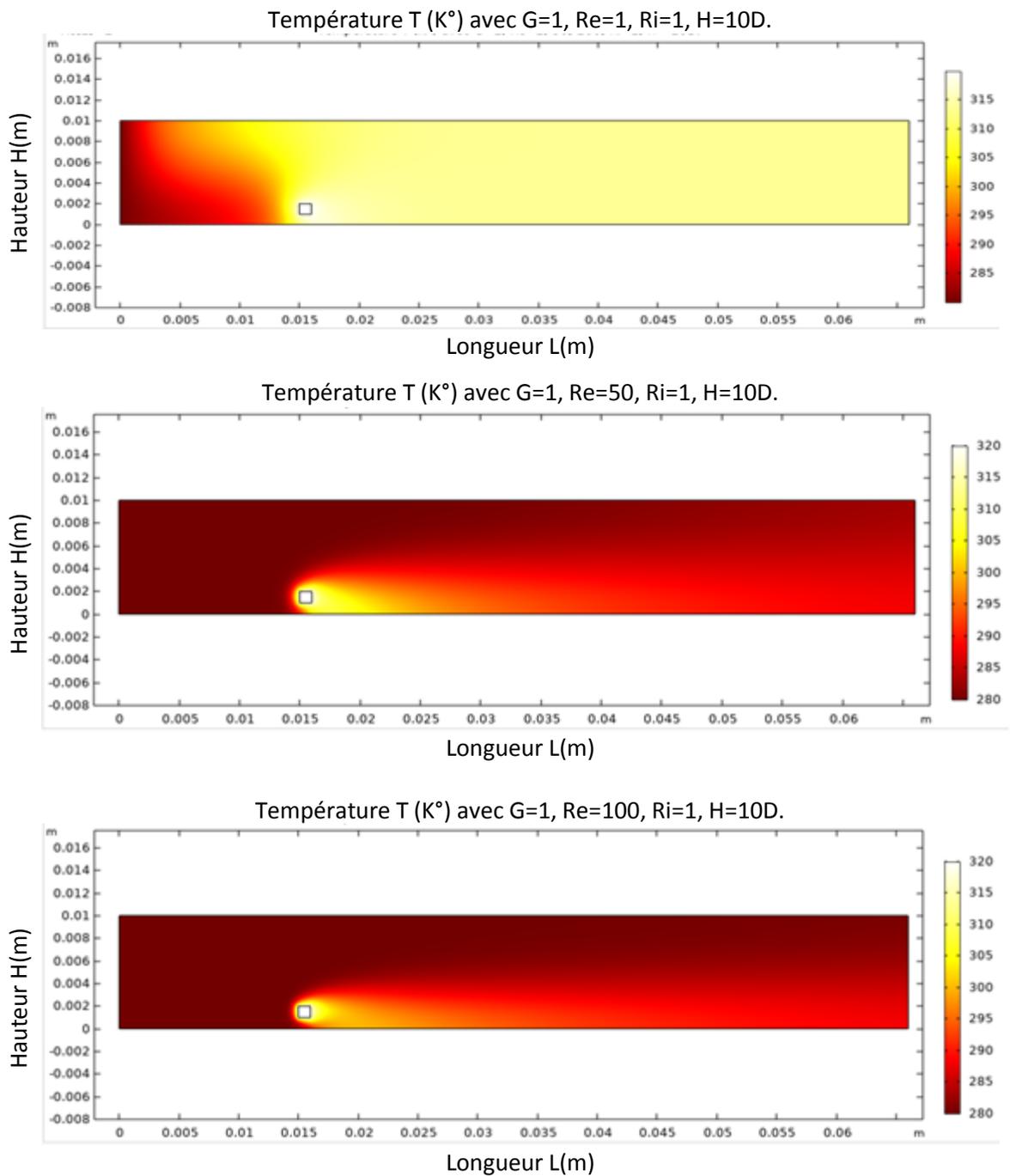


Figure 4.7 : Contours de Température au sein de la conduite $Re=1, 50, 100; G=1; Ri=1$

La (Figure 4.7) représente les contours de température T [K] dimensionnelle au sein de la conduite, qui est entre l'intervalle [280-320K]. La zone autour de l'obstacle est la plus chauffée à cause de la convection thermique entre le solide (l'obstacle) chauffé, et l'air froid dans la conduite qui déplace avec une vitesse variant U (m/s), où il refroidit l'obstacle avec la dissipation de température de ce dernier. Mais la surface avant et la surface la plus perte de la

chaleur d'après, et la surface arrière et la surface la plus chauffée. On remarque que la température de fluide dans la conduite basse à chaque fois on enlevé le Reynolds Re .

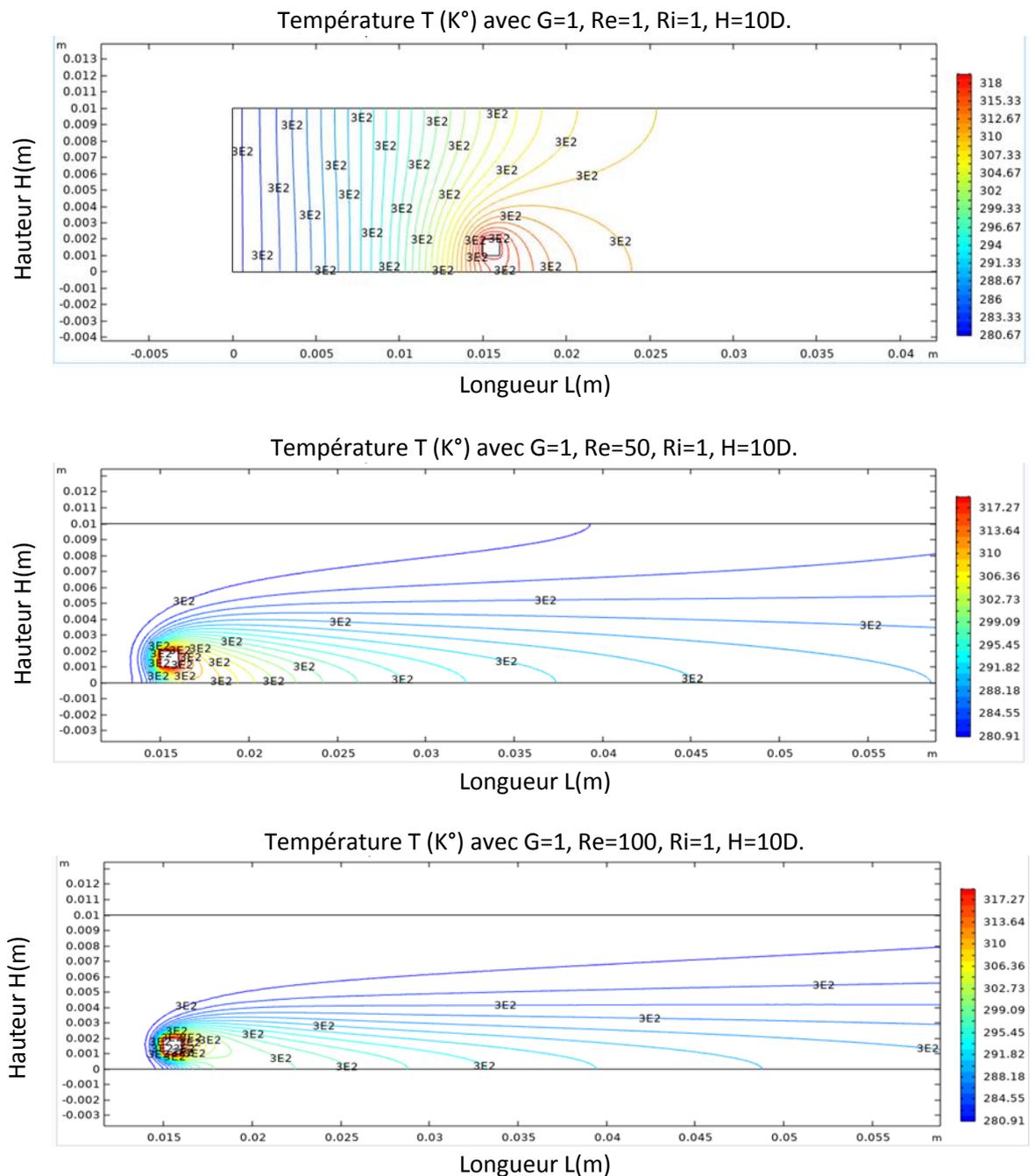


Figure 4.8 : Le contour isotherme de la température au sein de la conduite $Re=1, 50, 100$; $G=1$; $Ri=1$.

Les contours isothermes au-dessus (**Figure 4.8**), montre les zones de gradients de température qui varient en fonction de nombre du Reynolds. Elles résultent l'échange de quantité de chaleur entre le fluide et la paroi. Elle prend le maximum dans le cas ou $Re=1$.

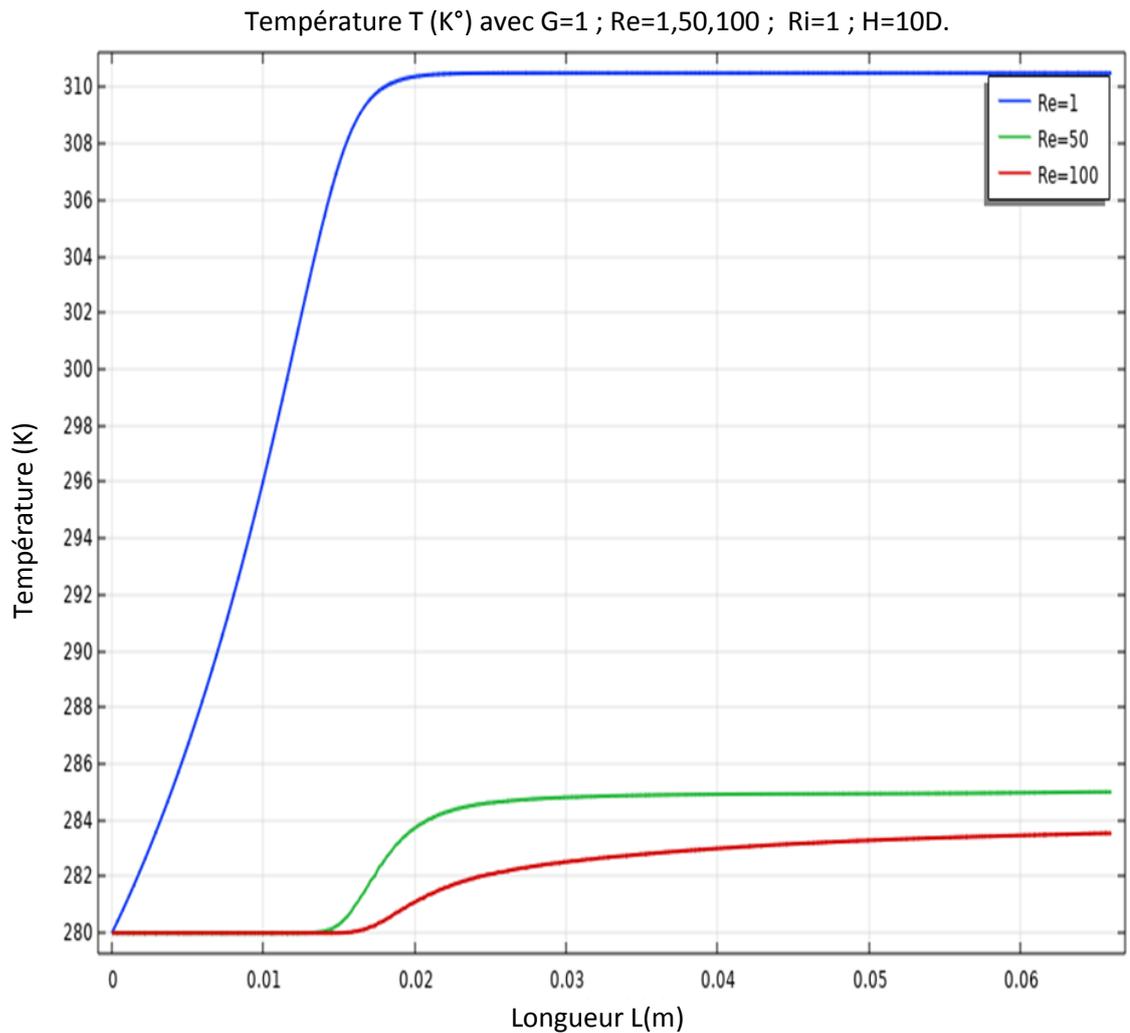


Figure 4.9 : Evolution de la Température dimensionnelle le long de l'axe du canal.

Dû au première vue des courbes (**Figure 04.9**), on remarque que la température de fluide augmente brusquement juste au niveau parallèle à la position de l'obstacle (turbulateur), et elle reste constante après ça. Comme on a dit auparavant, la température la plus élevée est celle de nombre de Reynolds $Re=1$, la température augmente jusque 310K.

B. La Vitesse :

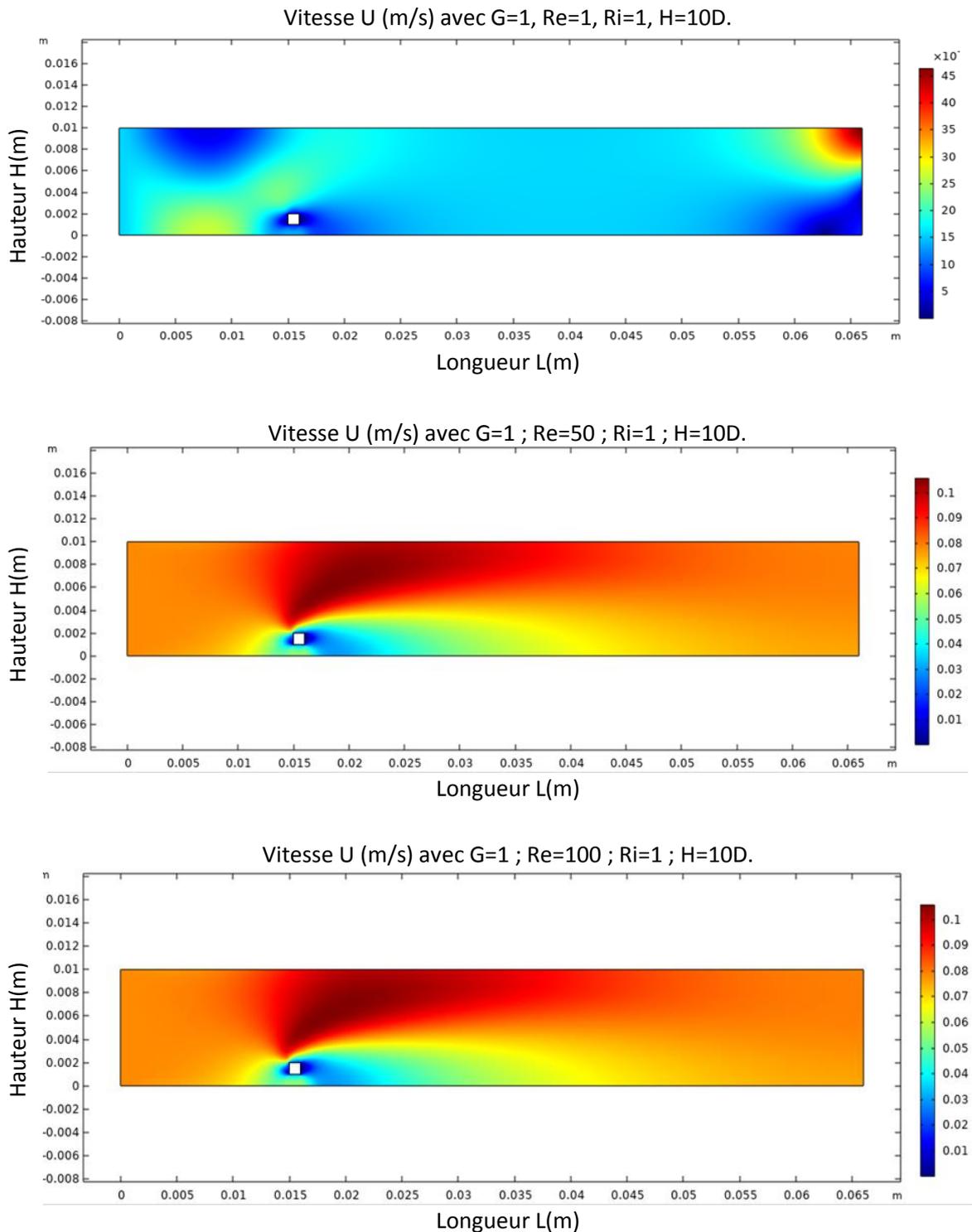


Figure 4.10 : Le Contour de Vitesse dimensionnelle au sein de la conduite Re=1, 50, 100 ; G=1 ; Ri=1.

D'après la (Figure 4.10) on remarque que la vitesse augmente dans la partie supérieure de la conduite, précisément à partir du niveau de présence de l'obstacle. Et elle diminue à la fin de conduite.

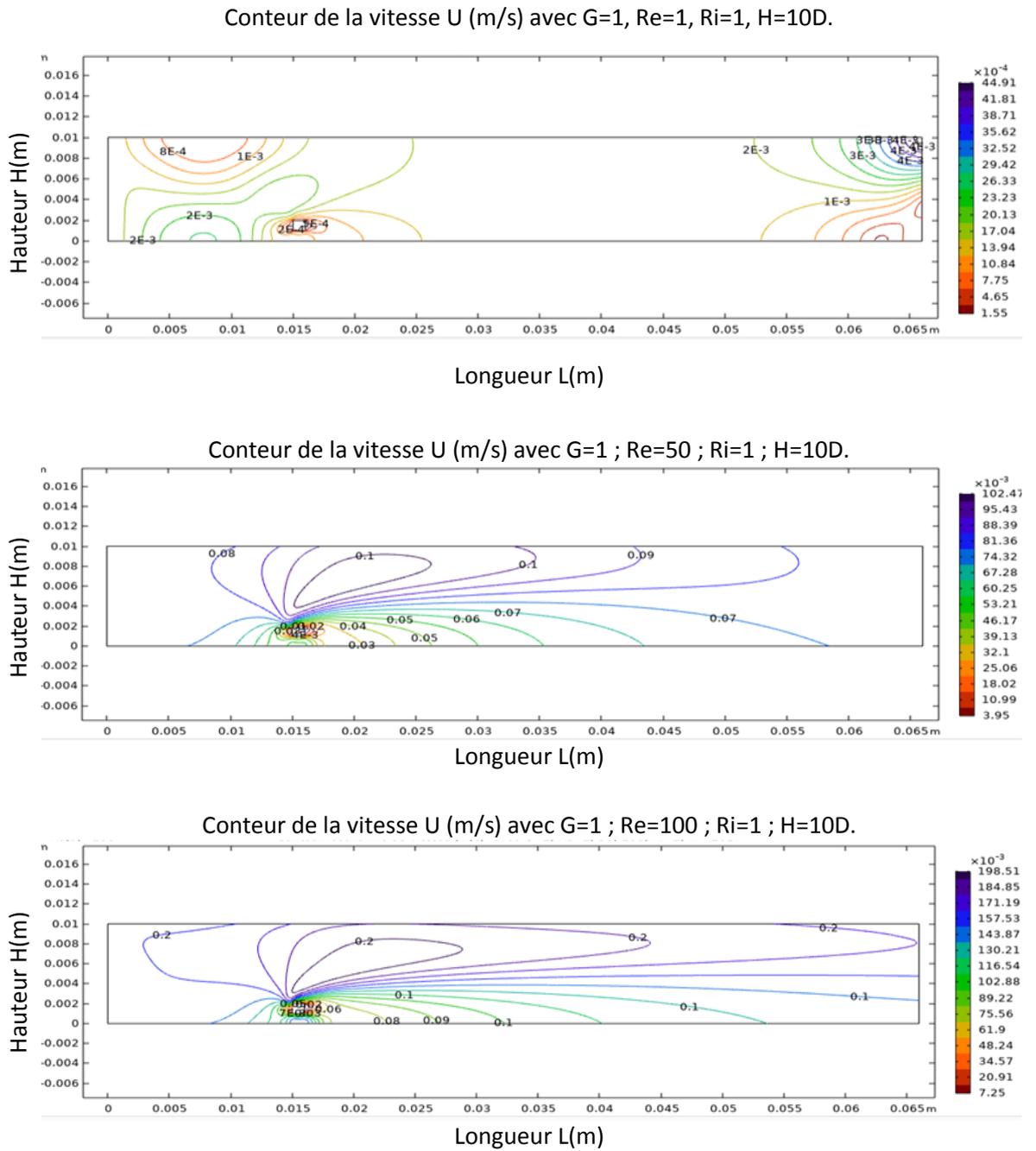


Figure 4.11 : Le contour de la Vitesse au sein de la conduite $Re=1, 50, 100$; $G=1$; $Ri=1$.

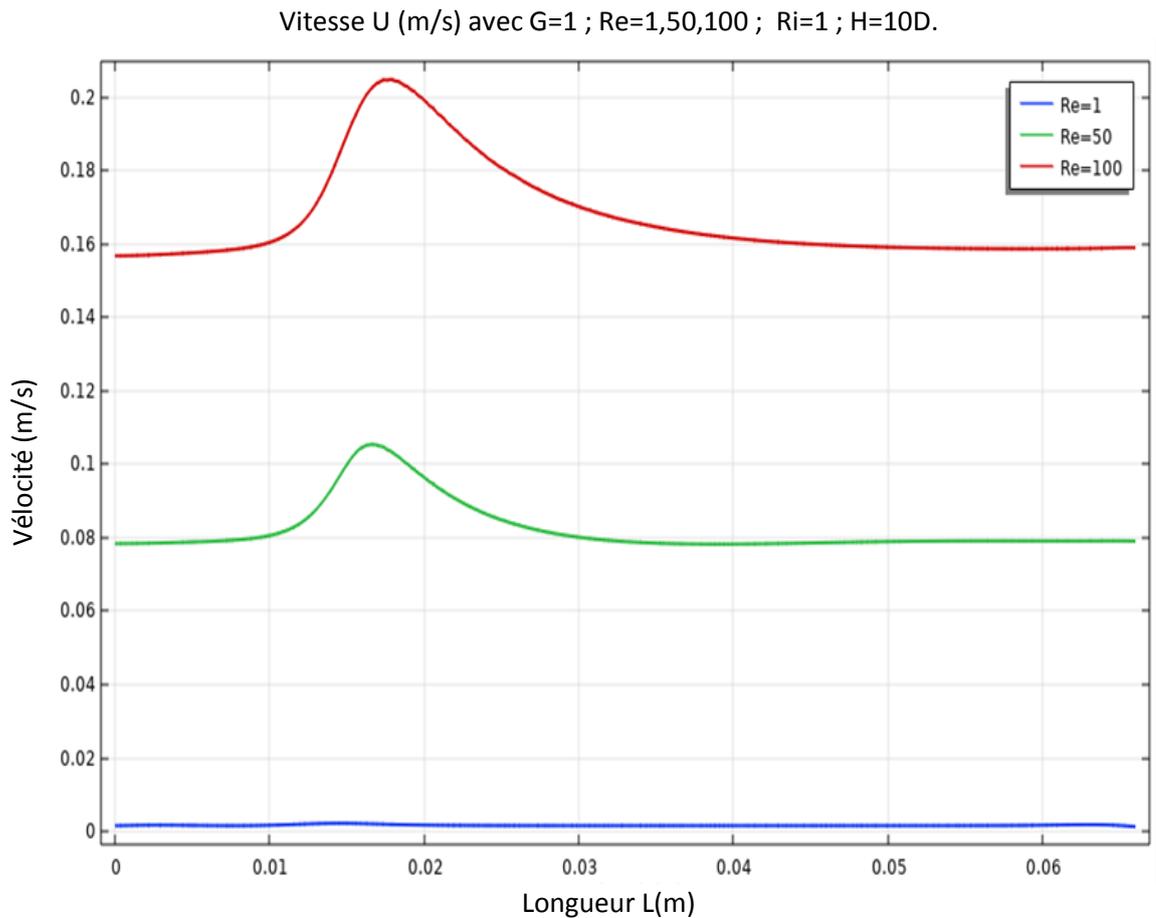


Figure 4.12 : L'évolution de la vitesse dimensionnelle le long de l'axe du canal.

Les (Figure 4.11-12) montrent l'augmentation brusque de la vitesse à l'axe de la conduite qui approche jusqu'à le niveau de 0.2 m/s dans le cas où $Re = 100$ juste au niveau parallèle à la position de l'obstacle (Turbulateur) à cause du blocage de l'écoulement à cette position en présence de l'obstacle, et la présence de l'échauffement à cause de la température de l'obstacle. La vitesse la plus basse est celle du nombre de Reynolds $Re=1$ qui égale $U=0.04\text{m/s}$, puisque il y a une relation entre la vitesse et le nombre de Reynolds apparues dans la formule $U = \frac{Re \cdot \mu}{\rho \cdot D}$, où μ , ρ , et D sont des constantes.

C. Le transfert thermique (Nombre du Nusselt) :

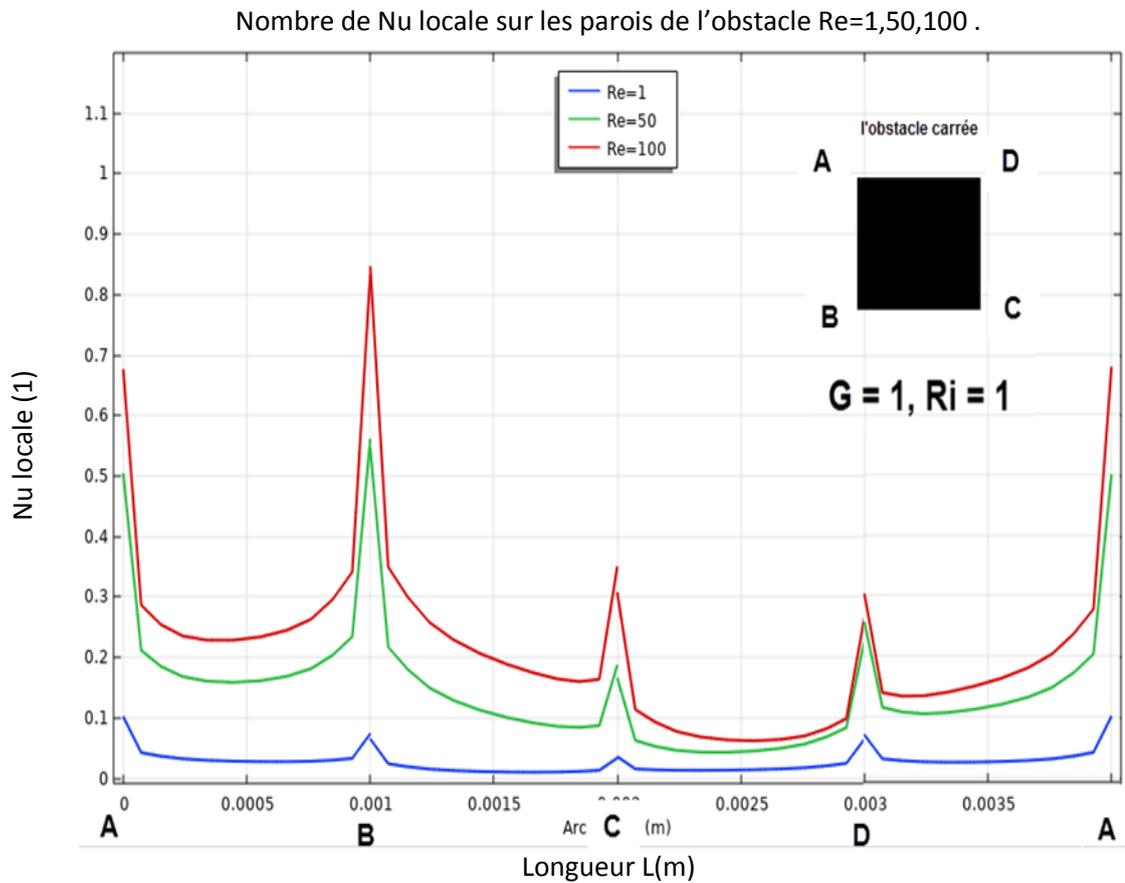


Figure 4.13 : La variation de Nombre du Nusselt (Nu) locale dans les parois de l'obstacle.

Pour mesurer l'intensité du transfert thermique dans le fluide dû à ses mouvements et pour caractériser l'échange thermique entre le fluide et la paroi de l'obstacle, on utilise le **nombre de Nusselt**. Le nombre de Nusselt représente le gradient thermique dimensionné à la paroi. Le graphe de variation du Nu locale (**Figure 4.13**) pour les quatre parois de l'obstacle : A-B, B-C, C-D, et D-A montrent que l'intensité du transfert thermique le plus élevé est positionnée dans la surface avant **A-B** avec une valeur maximum, et le minimum dans la surface arrière C-D.

CONCLUSION

CONCLUSION

Beaucoup des travaux scientifiques ont été publiés pour analyser le phénomène de refroidissement des composants électroniques en utilisant la convection sous ses trois formes (natural, forcée, et mixte) soit dans l'écoulement laminaire au turbulente. Le refroidissement par convection mixte avec un écoulement turbulente qui est étudiée dans notre cas avec la méthode $k-\varepsilon$ standards nous a permis une approche numérique simple et efficace destinée à améliorer la conception des échanges de chaleur.

Dans ce travail, La configuration géométrique étudiée, ressemble sensiblement à celle étudiée expérimentalement par *Deepak Kumar & Amit Dhiman (2016)* [23]. Un cube chauffé à une température de 320°K est placé dans un écoulement d'air forcé à 280°K. Cette étude est basée principalement sur l'écoulement principal qui est maintenue à un nombre de Reynolds qui est variée entre 1 et 100. Avec un nombre de Richardson égalé à 1.

Les résultats présentés auparavant concernent le régime d'écoulement convection mixte turbulente. Ces résultats montrent que le champ de température de composant a été trouvé presque uniforme, un bon et meilleur refroidissement est obtenu lorsque le nombre de Reynolds augmente. Aussi le nombre de Nusselt est sévèrement affecté par l'augmentation de nombre de Reynolds et la présence de l'obstacle carrée proche de l'entrée de la conduite.

Les limites techniques et physiques (matériel informatique) à la création d'une interface suffisamment fine imposent une sévère limitation pour obtenir des résultats plus précises.

Des dizaines simulations peuvent être effectuer au but d'améliorer les résultats et prennent la meilleur solution, mais la durée de temps et plus courte de faire ce vaste travail.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] **Castro I.P. and Robins A.G., (1977)**, The flow around a surface-mounted cube in uniform and turbulent streams. *Journal of Fluid Mechanics* Volume 79, Issue 2, 22, pp. 307-335.
- [2] **Hussein et Martinuzzi (1996)**, Energy balance for turbulent flow around a surface mounted cube placed in a channel. *Physics of Fluids* 8, 764 (1996);
- [3] **Larousse A., Martinuzzi R. and Tropea, C., 1991**, Flow around surface-mounted, three-dimensional obstacles. 8th Symposium on Turbulent Shear Flows, Munich, Federal Republic of Germany, Sept. 9-11, 1991, Proceedings. Vol. 1 (A92-40051 16-34). University Park, PA, Pennsylvania State University, 1991, p. 14-4-1 to 14-4-6.
- [4] **Martinuzzi R. and Tropea C.** The Flow Around Surface-Mounted, Prismatic Obstacles Placed in a Fully Developed Channel Flow (Data Bank Contribution) . *J. Fluids Eng.* 115(1): 85-92, 1993,
- [5] **Li J, Ma Bangke, Wang R, et Han L, (2011)**, “Study on a cooling system based on thermoelectric cooler for thermal management of high-power LEDs”, *Microelectronics Reliability* 51 2210–2215.
- [6] **Meinders .E.R., Hanjalic. K , (1999)**, “Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes” 255_267.
- [7] **Niceno, B., Dronkers, A.D. et Hanjalic, K. (2002)**. “Turbulent heat transfer from a multilayered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation”, *International Journal of Heat and Fluid Flow* vol 23 : pp. 173- 185.
- [8] **Bae, J.H., Hyun, J.M. et Kwak, H.S. (2004)**, “Mixed convection from a multiblock heater in a channel with imposed thermal modulation”, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol 45: pp. 329 – 345.
- [9] **Tummers, M.J., Flikweert, M.A., Hanjalic´ , K., Rodink, R., Moshfegh, B., (2005)**, “Impinging jet cooling of wall-mounted cubes”. In: Proc. of ERCOFTAC, International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Experiments – ETMM6, Sardinia, Italy. pp. 773–791.
- [10] **Rundström D, Moshfegh B, Ooi A. (2007)**, “Rsm and v2-f predictions of an impinging jet in a cross flow on a heated surface and on pedestral”. In: 16th Australasian fluid mechanics conference crown plaza, 2–7 December 2007, Gold Coast, Australia.
- [11] **Popovac M, Hanjalic K. (2007)**, “Large-eddy simulations of flow over a jet-impinged wall-mounted cube in a cross stream”. *Int J Heat Fluid Flow* 28:1360–78.
- [12] **Rundström, D. Moshfegh, B. (2006)**, “Investigation of flow and heat transfer of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube”, *ASME J. Electron. Pack.* 128 150–156.
- [13] **Rundström, D., Moshfegh, B., (2008)**. “Investigation of heat transfer and pressure drop of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube”. *ASME J. Heat Transfer* 130, 121401-1– 121401-13.
- [14] **Popovac, M., Hanjalic´ , K., (2009)**, “Vortices and heat flux around a wall-mounted cube cooled simultaneously by a jet and a cross flow”. *Int. J. Heat Mass Transfer* 52.

- [15] **Rundström, D. Moshfegh, B. (2009)**, “Large-eddy simulation of an impinging jet in a crossflow on a heated wall-mounted cube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 921–931.
- [16] **Amirouche.Y, Bessaih.R, (2010)**, « Etude de la convection mixte laminaire et turbulente tridimensionnelle : cas d'un circuit électronique ». thèse de doctorat.
- [17] **Chandra A., Chhabra R.P., 2011.** Flow over and forced convection heat transfer in Newtonian fluids from a semi-circular cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011) 225-241.
- [18] **Nirmalkar N., Chhabra R.P., 2012.** Forced convection in power-law fluids from an asymmetrically confined a heated cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012), pp. 235-250
- [19] **Chaitanya N.S.K., Dhiman A.K., 2012.** Non-Newtonian power-law flow and heat transfer across a pair of side-by-side circular cylinders, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 5941-5958.
- [20] **Chien-Nan Lin, 2013.** Enhanced heat transfer performance of cylindrical surface by piezoelectric fan under forced convection conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60 (2013), pp. 296-308.
- [21] **Selimefendigil F. et Öztöpb H.F., 2014.** Forced convection of ferrofluids in a vented cavity with rotating cylinder, *International Journal of Thermal Sciences*, 86 (2014), pp. 258-275.
- [22] **Chatterjee D. and Gupta S.K., 2015.** Convective Transport Around Rows of Square Cylinders Arranged in a Staggered Fashion at Moderate Reynolds Number, *Numer. Heat Transfer Part A*, vol. 68, pp. 388–410, 2015.
- [23] **D.Kumar, A .Dhiman (2016)**, Opposing buoyancy characteristics of Newtonian fluid flow around a confined cylinder at low and moderate Reynolds numbers, *Numerical Heat Transfer, Part A : Applications*, 69 (2016) 874-897.
- [24] **Laidoudi H. and Bouzit M., 2018.** Mixed convection in Poiseuille fluid from an asymmetrically confined heated circular cylinder. *Thermal Science*, Vol. 22, Issue 2, pp 821 - 834.
- [25] **Rodriguez I., Lehmkuhl O., Soria M., Gómez S., Domínguez-Pumar M., Kowalski L., 2019.** Fluid dynamics and heat transfer in the wake of a sphere. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 76 (2019) 141–153
- [26] **Pereira F.S., Eça L., Vaz G., Girimaji S.S., 2019.** On the simulation of the flow around a circular cylinder at $Re = 140,000$, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 76 (2019) 40–56.
- [27] **Bejan, A.,** Convection Heat Transfer. John Wiley & Sons, New York, 1984.
- [28] **Chergui, T, 2013.** Etude des écoulements avec transfert de chaleur dans les centrales à cheminées solaires, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Polytechnique, Alger, Algérie., 2013.
- [29] **Ferziger, J.H., Perić, M.,** Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer, 2002.
- [30] **Versteeg, H. K. and Malalasekera, W.,** An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method -. Prentice Hall, London, 1995.

- [31] **Lauder, B. E. and Spalding, D.B.**, The Numerical Computation of Turbulent Flows. Comput Methods Appl Mech, Vol. 3, pp. 269–289, 1974
- [32] **Chergui T., 2016.** Cours sur la méthode des éléments finis MEF: Chapitre 2: Technique d'Approximation, Département ST, Université de Ghardaïa, Ghardaïa, Algeria, (2016).
- [33] **Chergui T., 2016.** Cours sur la méthode des éléments finis MEF: Chapitre 3: Structure d'un Programme d'Analyse par Eléments Finis FEA, Département ST, Université de Ghardaïa, Ghardaïa, Algeria, (2016).
- [34] **Boualit A., Zeraibi N., Boualit S., Amoura M., 2011.** Thermal development of the laminar flow of a Bingham fluid between two plane plates with viscous dissipation, International Journal of Thermal Sciences, 50 (2011) 36-43.
- [35] **Reddy, J.N., 2006.** An introduction to the Finite Element Method, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 2006.
- [36] **Kwon Y, W., and Bang. H., 1997.** The Finite Element using Matlab, 1997.
- [37] **Reddy J.N. and Gartling D.K., 2010.** The Finite Element Method in Heat Transfer and Fluid Dynamics. 3ed. CRC Press. Taylor & Francis Group, 2010.
- [38] **Chergui T., 2016.** TP-MEF par les logiciels: Logiciel COMSOL, Département ST, Université de Ghardaïa, Ghardaïa, Algeria, (2016).
- [39] <https://www.comsol.com/>
- [40] **William B. J. Zimmerman, 2014.** Process Modelling and Simulation with Finite Element Methods. University of Sheffield, UK World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.
- [41] **Pryor, Roger W., 2011.** Multiphysics modeling using COMSOL: A first principles approach. by Jones and Bartlett Publishers, LLC.
- [42] **Zimmerman W.B.J., 2004.** Process Modelling and Simulation with Finite Element Methods World Scientific.
- [43] **Chergui, T., 2013.** Etude des écoulements avec transfert de chaleur dans les centrales à cheminées solaires, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Polytechnique, Alger, Algérie., 2013.