



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة والأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique Industrielle

Thème

**Etude numérique du transfert thermique entre
les composants électroniques**

Présenté et soutenu publiquement par :

BELKHIR Takai eddine

et

KADDOUR Brahim

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Mr. LALAOUI M.A	MAA	Université d'Oran2 /IMSI	Président
Mr. BOUHAMRI N	MCB	Université d'Oran2 /IMSI	Encadreur
Mr. BELKACEM B	MCB	Université d'Oran2 /IMSI	Examineur

Année 2020/2021

Remerciement

Tout d'abord nous remercions infiniment le bon dieu puissant de la bonne santé, la volonté et la patience qu'il nous a données tout le long de nos études.

Nous présentons nos sincères remerciements avec nos profonds respects à notre promoteur, Mr. BOUHAMRI.N pour son suivi, sa patience, ses conseils et son aide, tout au long de la réalisation de ce modeste travail.

Nous tenons à remercier aussi les membres de jury Nous remercions enfin toute personne mes 'ayant aidé de près ou de loin à l'achèvement de ce travail, spécialement tous les enseignants du département d'électromécanique Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed.

Dédicace

je dédie ce modeste travail A mes parents qui m'a encouragé tout au long de mes études, que dieu le préserve.

A mes frères Med Ali, Soufian, et ma sœur.

A tous mes amies et mon binôme "Brahim".

Et Tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin dans ce travail et à mes amies surtout Zaki, Imad, Belkacem et lamine qui j'ai partagé les meilleurs moments.

TAKAI

Je dédie ce modeste travail À mon père et ma mère, qui ont toujours eu le souci de mon avenir et qui m'ont toujours comblé d'amour et d'affection. Je leur dois tout et sans eux rien de tout cela n'aurait été possible.

A mes frères boubaker, smail et mes sœurs amina et khadidja.

A mon binome "Takai".

Et Tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin dans ce travail et à mes amies surtout aymen, tarek, smail, taher, abd rahman, reda, saber et brahim qui j'ai partagé les meilleurs moments.

Brahim

Résumé

Un échauffement excessif réduit la durée de vie du composant électronique et peut provoquer sa défaillance.

Afin d'étudier le transfert de température entre composants électroniques, nous présentons les résultats d'une simulation numérique traitée par le logiciel COMSOL MULTIPHYSICS pour la convection au niveau d'un petit canal horizontal portant un composant électronique, puis deux composants et enfin trois composants sur sa paroi supérieure. Ce composant affiche le composant source de chaleur ; Et nous avons utilisé du nano fluide (eau et cuivre) à des fins de refroidissement.

Mots clés : Convection, régime laminaire Refroidissement, des composants électroniques, les éléments finis.

المخلص

الحرارة المفرطة في المكونات الالكترونية تؤدي إلى نقص مدة صلاحيتها ويمكن أن تسبب في تعطلها.

من أجل دراسة انتقال درجة الحرارة بين المكونات الالكترونية، نقدم نتائج المحاكاة العددية التي تمت معالجتها بواسطة برنامج COMSOL MULTIPHYSICS للحمل الحراري على مستوى قناة صغيرة أفقية تحمل مكونًا إلكترونيًا، ثم مكونين وثلاثة مكونات في النهاية على جدارها العلوي. يعرض هذا المكون عنصر مصدر الحرارة؛ واستخدمنا فيها النانو فلويد (ماء ونحاس) لغرض التبريد.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري، التبريد بالنظام الرقائقي، مكونات إلكترونية، عناصر محدود

Abstract

Excessive heating reduces the life of the electronic component and can cause its failure.

In order to study the temperature transfer between electronic components, we present the results of a digital simulation processed by the COMSOL MULTIPHYSICS software for convection at the level of a small horizontal channel carrying an electronic component, then two components and finally three components. On its upper wall. This component displays the heat source component ; And we used nanofluid (water and copper) for cooling purposes.

Keywords : Convection, laminar regime Cooling, electronic components, finite elements.

Table des matières

Remerciement.....	I
Dédicace.....	II
Résumé.....	III
Table des matières.....	IV
Liste des figures.....	VII
Liste des tableaux.....	X
Nomenclature.....	XI
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Recherche bibliographique

I.1 Introduction.....	3
I.2 Quelques travaux effectués sur les transferts thermiques.....	3
I.3 Conclusion.....	10

Chapitre II : Généralités sur le transfert thermique et modélisation

II.1 Introduction.....	11
II.2 Transfert de chaleur.....	12
II.2.1 Mode de transfert de chaleur.....	12
II.2.2 Transfert de chaleur par convection.....	13
II.2.2.1 Définition	13
II.2.3 Différents types de convection.....	13
II.2.3.1 Convection forcée.....	13
II.2.3.2 Convection naturelle.....	14
II.2.3.3 Convection mixte	15
II.2.4 Loi fondamentale de la convection (loi d'I. Newton).....	15
II.2.5 Transfert de chaleur par conduction.....	16
II.2.5.1 Définition	16
II.2.5.2 Loi de Fourier :.....	16
II.2.6 Transfert de chaleur par rayonnement	17
II.2.6.1 Définition	17
II.3 Les équations de conservation de quantité de mouvement.....	18
II.4 Les méthodes utilisées dans les échanges thermiques.....	19
II.5 Modélisation de la turbulence.....	19

Table des matières

II.5.1 La simulation numérique directe (DNS).....	20
II.5.2 La simulation des grandes échelles (LES)	20
II.5.3 La simulation des équations de Navier Stokes moyennées (RANS)	20
II.5.4 Nombre de Reynolds.....	21
II.6 Modèles à viscosité turbulente (Eddy Viscosity Turbulence Models).....	21
II.6.1 Généralité.....	21
II.6.2 La viscosité dynamique.....	22
II.6.3 Concept de la viscosité turbulente (Eddy Viscosity)	23
II.6.4 Modèle aux tensions de Reynolds (Reynolds Stress Turbulence Models)	25
II.7 Le modèle k- ϵ	25
II.7.1 Le modèle k- ϵ standard	26
II.7.2 Le modèle k- ϵ RNG	26
II.7.3 Le modèle k- ϵ réalisable	28
II.8 Le modèle k- ω SST.....	30
II.9 Conclusion.....	33

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1 Introduction	34
III.2 Présentation générale du logiciel COMSOL MULTIPHYSICS	34
III.2.1 COMSOL MULTIPHYSICS (FEMLAB)	34
III.2.2 Plan de décisions et de construction	35
III.2.3 Contexte : Gravitation sur une plaque en 2D	35
III.2.3.1 Introduction à l'interface utilisateur de COMSOL MULTIPHYSICS	35
III.2.3.2 Création du modèle de simulation	36
III.2.3.3 Définition des paramètres globaux et création de la géométrie	37
III.2.3.4 Ajout des propriétés du matériel composant la plaque	38
III.2.3.5 Ajout des conditions frontières	38
III.2.3.6 Maillage	38
III.2.3.7 Simulation et traitement des résultats	39
III.3 Présentation de la méthode de résolution mathématique	39
III.3.1 Méthode des Différences Finis (MDF).....	39
III.3.2 Méthode des Volumes Finis (MVF).....	39
III.3.3 Méthode des Eléments Finis (MEF)	40
III.3.3.1 Domaine d'application de la MEF	40
III.3.3.2 Secteurs d'utilisation de la MEF	41

Table des matières

III.3.3.3 Avantages et inconvénients de la méthode	41
III.3.3.4 Étapes du calcul par la Méthode des Eléments Finis (MEF)	42
III.4 Géométrie de notre étude	43
III.4.1 Description du problème	43
III.5 Maillage.....	45
III.5.1 Choix du maillage.....	45
III.5.2 Test de convergence	46
III.6 Sensibilité du maillage	46
III.7 Optimisation du maillage	48
III.7.1 Maillage de la géométrie étudiée	48
III.7.2 Etude du champ de température	49
III.8 Interprétation des résultats	55
III.9 Etude du champ de vitesse	55
III.10 Etude du profil de température et de vitesse	58
III.11 Conclusion.....	66
Conclusion générale.....	67
Références bibliographiques.....	68

Liste des figures

Figure I.1: Canal horizontal contenant deux composants électroniques.....	4
Figure I.2 : Distribution non uniforme des sources de chaleur de dimensions finies sur une paroi verticale.....	4
Figure I.3 : Enceinte bidimensionnelle avec des sources de chaleur sur la paroi verticale.....	4
Figure I.4 : Image d'une carte mère (1) et image montrant l'échauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement.....	5
Figure I.5 : Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse.....	6
Figure I.6 : Géométrie du problème (Hamouche et Bessaih, 2008).....	8
Figure I.7 : Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatoire.....	8
Figure I.8 : (A) lignes de courant et (B) isothermes pour différentes hauteurs du bloc $R_a = 10$ (les lignes continues pour l'eau et les lignes en pointillés pour le nano fluide : $\varphi = 0$).....	10
Figure II.1 : Combinaison des trois modes de transfert de chaleur.....	12
Figure II.2 : Action de fluide en mouvement dans la convection.....	13
Figure II.3 : Four à convection forcée.....	14
Figure II.4 : Convection sur un radiateur dans une pièce très fortement ventilée.....	15
Figure II.5 : principe de la conduction thermique.....	16
Figure II.6 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan.....	17
Figure II.7 : principe de rayonnement.....	18
Figure II.8 : Développer une couche limite sur une plaque plane jusqu'à atteindre le stade de turbulence.....	23
Figure III.1: Modules COMSOL MULTIPHYSICS.....	35
Figure III.2: Interface utilisateur de COMSOL MULTIPHYSICS.....	37
Figure III.3: Ajout de paramètres au modèle.....	37
Figure III.4 : Organisation générale d'un code de calcul.....	42
Figure III.5 : Géométrie étudiée.....	43
Figure III.6 : Présentation des trois géométries utilisées dans notre étude.....	44
Figure III.7 : Les différentes formes de maillage des éléments.....	45
Figure III.8 : Test de convergence.....	46
Figure III.9 : représente quelque cas de type du maillage.....	47
Figure III.10 : Optimisation du maillage.....	48

Liste des figures

<i>Figure III.11 : Maillage choisi de la géométrie étudiée.....</i>	<i>48</i>
<i>Figure III.12 : Champ de température pour Re (Reynolds) égale à 6.....</i>	<i>49</i>
<i>Figure III.13 : Champ de température avec contours pour Re (Reynolds) égale à 6.....</i>	<i>50</i>
<i>Figure III.14 : Champ de température avec contours pour Re (Reynolds) égale à 12.....</i>	<i>50</i>
<i>Figure III.15 : Champ de température pour Re (Reynolds) égale à 24.....</i>	<i>51</i>
<i>Figure III.16 : Champ de température avec contours pour Re (Reynolds) égale à 36.....</i>	<i>51</i>
<i>Figure III.17 : Champ de température de 2 composants pour Re (Reynolds) égale à 6.....</i>	<i>52</i>
<i>Figure III.18 : Champ de température de 2 composants pour Re (Reynolds) égale à 12.....</i>	<i>52</i>
<i>Figure III.19 : Champ de température de 2 pour Re (Reynolds) égale à 24.....</i>	<i>53</i>
<i>Figure III.20 : Champ de température de 2 pour Re (Reynolds) égale à 36.....</i>	<i>53</i>
<i>Figure III.21 : Champ de température de 3 pour Re (Reynolds) égale à 6.....</i>	<i>54</i>
<i>Figure III.22 : Champ de température de 3 pour Re (Reynolds) égale à 24.....</i>	<i>54</i>
<i>Figure III.23 : Champ de vitesse de 1 composant pour Re = 6.....</i>	<i>55</i>
<i>Figure III.24 : Champ de vitesse pour Re = 36.....</i>	<i>56</i>
<i>Figure III.25 : Champ de vitesse pour Re = 6.....</i>	<i>56</i>
<i>Figure III.26 : Champ de vitesse pour Re = 36.....</i>	<i>57</i>
<i>Figure III.27 : Champ de vitesse pour Re = 36.....</i>	<i>57</i>
<i>Figure III.28 : Profils de température à L = 2.2mm, pour les différentes valeurs de Reynolds.....</i>	<i>58</i>
<i>Figure III.29 : Profils de température à L = 2.38 mm, pour les différentes valeurs de Reynolds.....</i>	<i>59</i>
<i>Figure III.30 : Profils de température à L = 2.8 mm, pour les différentes valeurs de Reynolds.....</i>	<i>59</i>
<i>Figure III.31 : Profils de température au milieu des 2 composants pour les différentes valeurs de Reynolds.....</i>	<i>60</i>
<i>Figure III.32 : Profils de température au milieu des composants 2 et 3(Hauteur du micro canal : de 0.75 à 1mm) les différentes valeurs de Reynolds.....</i>	<i>60</i>

Liste des figures

<i>Figure III.33 : Profils de température près du 3 composants pour les différentes valeurs de Reynolds.....</i>	<i>61</i>
<i>Figure III.34 : Profil de vitesse à la position $L= 2.355\text{mm}$ et $H =$ entre 0.75 et 1mm.....</i>	<i>62</i>
<i>Figure III.35 : Profil de vitesse pour $L= 2.2$ pour différentes valeurs de Re.....</i>	<i>62</i>
<i>Figure III.36 : Profil de vitesse pour $L= 2.38$ pour différentes valeurs de Re.....</i>	<i>63</i>
<i>Figure III.37 : Profil de vitesse pour $L= 2.355\text{mm}$ et H de 0.75 à 1mm pour différentes valeurs de Re.....</i>	<i>63</i>
<i>Figure III.38 : Profil de vitesse au milieu des 2 composants pour différentes valeurs de Re.....</i>	<i>64</i>
<i>Figure III.39 : Profil de vitesse des 2 composants $L=2.2$ mm et H de 0.75 à 1 mm pour différentes valeurs de Re.....</i>	<i>64</i>
<i>Figure III.40 : Profil de vitesse 3 composants pour $L=3$ mm pour différentes valeurs de Re.....</i>	<i>65</i>
<i>Figure III.41 : Profil de vitesse des 2 composants $L=3.2$ mm et H de 0.75 à 1 mm pour différentes valeurs de Re.....</i>	<i>65</i>

Liste des tableaux

<i>Tableau III.1 : Propriétés thermo physiques de l'eau et le Cuivre.....</i>	<i>44</i>
<i>Tableau III.2 : Propriétés thermo physiques du nano fluide $\varphi = 0.05$.....</i>	<i>44</i>
<i>Tableau III.3 : Condition aux limites hydrodynamique et thermique.....</i>	<i>45</i>

Nomenclature

φ : Flux de chaleur transmis par convection (W).

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$).

T_s : Température de surface du solide (K).

T_α : Température du fluide loin de la surface du solide (K).

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

Pr : Nombre de Prandtl

Nu : Nombre de Nusselt

Re : Nombre de Reynolds

Ri : le nombre de Richardson

Gr : Nombre de Grashof

H : Hauteur total

L : Longueur total

d : démontions de composant .

K_{fluide} : la conductivité thermique du fluide.

h : représente le coefficient du transfert de chaleur par convection, [$W /m^2 \cdot K$]

ρ : La masse volumique du fluide (Kg/m^3)

u : La vitesse d'écoulement (m/s)

ν : La viscosité cinématique ($m^2 s^{-1}$)

D : Une dimension linéaire caractéristique (m)

μ : La viscosité dynamique du fluide ($N \cdot s/m^2$)

τ_{ij}^R : la viscosité turbulente (L'hypothèse de Boussinesq)

\bar{S}_{ij} : désigne le tenseur de vitesse de déformation moyen de Reynold.

K : est l'énergie cinétique turbulente.

Nomenclature

G_k : Représente la génération d'énergie cinétique de turbulence due aux gradients de vitesse moyens

ε : Facteur d'émission de la surface.

X, Y : Les coordonnées

G_b : Est la génération d'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité.

Y_M : Représente la contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible au taux de dissipation global

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Il est bien connu depuis plus d'un siècle, que les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). Celles-ci, s'impliquant dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels. Parmi les différents domaines industriels où l'on trouve leur application nous pouvons citer, par exemple, les processus de dépôt de vapeurs chimiques, ainsi que le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques.

Suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. En conséquence, la chaleur à évacuer devient très importante dans le domaine de l'électronique. En effet, de nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur, de tension,...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement.

Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs.

Les échanges thermiques ont soutenu à limiter les contraintes dans la construction et le fonctionnement des équipements utilisés dans une variété d'industries et récemment dans l'industrie électronique. Au cours de ces dernières années, l'étude de transfert de chaleur sur les sources modeste de chaleur est devenue un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique.

Tous les composants électroniques sont sensibles à leur température: ils ont des caractéristiques médiocres en dehors de certaines limites de température et ils sont détruits si la chaleur dissipée dépasse largement ses limites. Certains composants dissipent beaucoup de chaleur et s'échauffent et afin d'être dans les limites de fonctionnement de ces composants, il faut aménager l'écoulement de cette chaleur à l'extérieur.

Le refroidissement des composants électroniques est l'un des principaux obstacles au développement des systèmes plus rapides, car l'indispensable extraction de chaleur dissipée (par les composants électroniques) doit être efficace. Ceci, pour éliminer les contraintes de températures élevées et par conséquent, permettre au processeur d'atteindre la vitesse maximale de traitement de données.

L'objectif de ce travail consiste donc à l'étude numérique des échanges thermiques par convection dans des micros canaux. Il est avéré qu'un bon nano fluide apporte un

Introduction générale

coup de pouce à l'efficacité d'un système de refroidissement liquide quelconque sans avoir plus de bruit et sans consommer plus. Les nano fluides présentent un coefficient de transfert thermique imbattable par rapport aux simples fluides caloporteurs. L'augmentation de la conductivité thermique des fluides de refroidissement en géométrie confinée constitue un enjeu important pour le développement des futurs systèmes de refroidissement dans le domaine du micro et nanotechnologie.

L'étude envisagée dans le présent mémoire est structurée en trois chapitres :

- A travers le 1 chapitre, nous donnons un aperçu sur les travaux de quelques chercheurs. Ils ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales pour mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique, plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement.
- Le deuxième chapitre présente les généralités sur le transfert Thermique, et traite de la modélisation de la turbulence de l'ensemble des équations de Navier Stokes ainsi que les différents modèles numériques utilisés.
- La dernière partie, nous exposons brièvement le logiciel COMSOL MULTIPHYSICS qui sera l'outil de simulation dans notre travail, ensuite, nous étalons les résultats trouvés.

Finalement nous concluons ce mémoire par une conclusion.

CHAPITRE I
RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction

Le refroidissement à air par convection forcée des composants électroniques est d'une importance capitale, car il garantit un bon fonctionnement des composants électroniques et évite tout dysfonctionnement et risque de perte des caractéristiques et des performances du système électronique causées par la dissipation de chaleur au niveau de ces composants.

Dès qu'un composant électronique est traversé par un courant électrique, il a tendance à produire de la chaleur (perte par effet de Joule). Cette chaleur n'est généralement pas perceptible avec des composants traversés par de faible courant, mais elle est nettement perceptible avec des composants où circulent plusieurs ampères. Donc il faut évacuer toute la chaleur produite par le composant aussi vite que sa production. Mais si l'évacuation de la chaleur est moindre que sa production, le système électronique s'échauffe de plus en plus et peut conduire au dysfonctionnement, voire même à l'endommagement irréversible du composant. Il faut donc veiller à ce que le système ne dépasse pas une certaine température autorisée (signalée) par le constructeur.

I.2 Quelques travaux effectués sur les transferts thermiques

Dans ce chapitre nous présentons une synthèse bibliographique des différents travaux des auteurs sur les transferts thermiques des composants électroniques par l'usage des nano fluides.

Dans cette même perspective, nombreux, sont les travaux effectués par les chercheurs et les scientifiques concernant la convection sous ses trois formes, qu'ils soient des travaux numériques ou expérimentaux, tels que **Icoz et Jaluria (2005) [1]**, qui ont fait une simulation numérique de la convection naturelle en deux dimensions, dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur identiques (figure I-1). L'intérêt particulier de cette étude est la simulation exacte des conditions aux limites proches de la réalité dans un tel canal. Les effets de la température des sources, des dimensions du canal, de l'emplacement des sources ainsi que le début de l'instabilité ont été étudiés. Les résultats indiquent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement du fluide.

Cependant, leurs effets sur le transfert de chaleur sont relativement petits, et l'augmentation de la hauteur du canal, conduit à un écoulement moins stable et par conséquent à une diminution du nombre de Grashof critique.

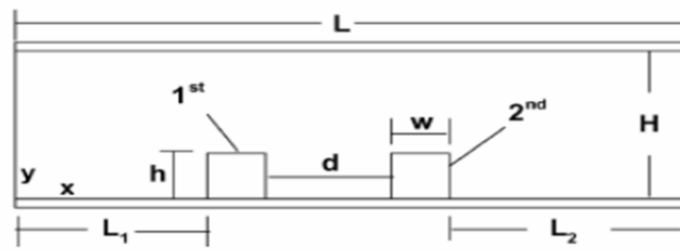


Figure I.1: Canal horizontal contenant deux composants électroniques [1].

Da Silva et al. (2004) [3] ont étudié la distribution optimale d'un ensemble de sources de chaleur refroidies par convection naturelle. Leur objectif global était de maximiser la conductance entre la paroi et le fluide, lorsque le taux de génération de chaleur transmise par les sources et les dimensions du système sont connus. Deux configurations ont été abordées :

(a) - une paroi verticale contenant un grand nombre de sources de chaleur près d'un réservoir fluide (figure I.2).

(b) - Une enceinte bidimensionnelle contenant un petit nombre de sources de chaleur montées sur la paroi latérale (figure I.3).

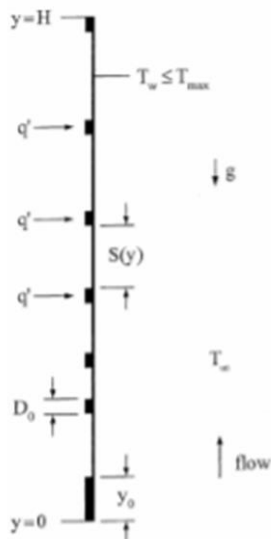


Figure I.2 : Distribution non uniforme des sources de chaleur de dimensions finies sur une paroi verticale [3].

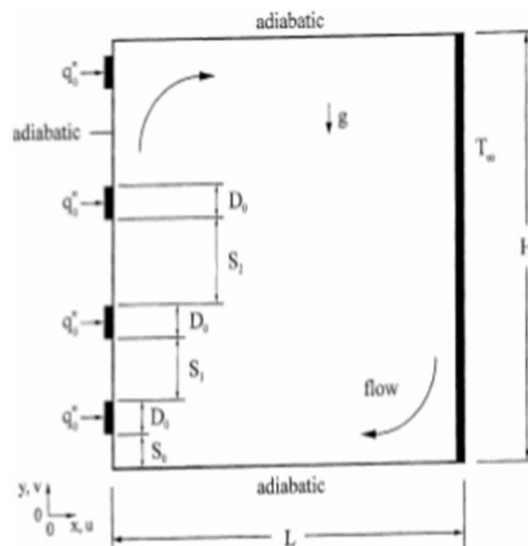
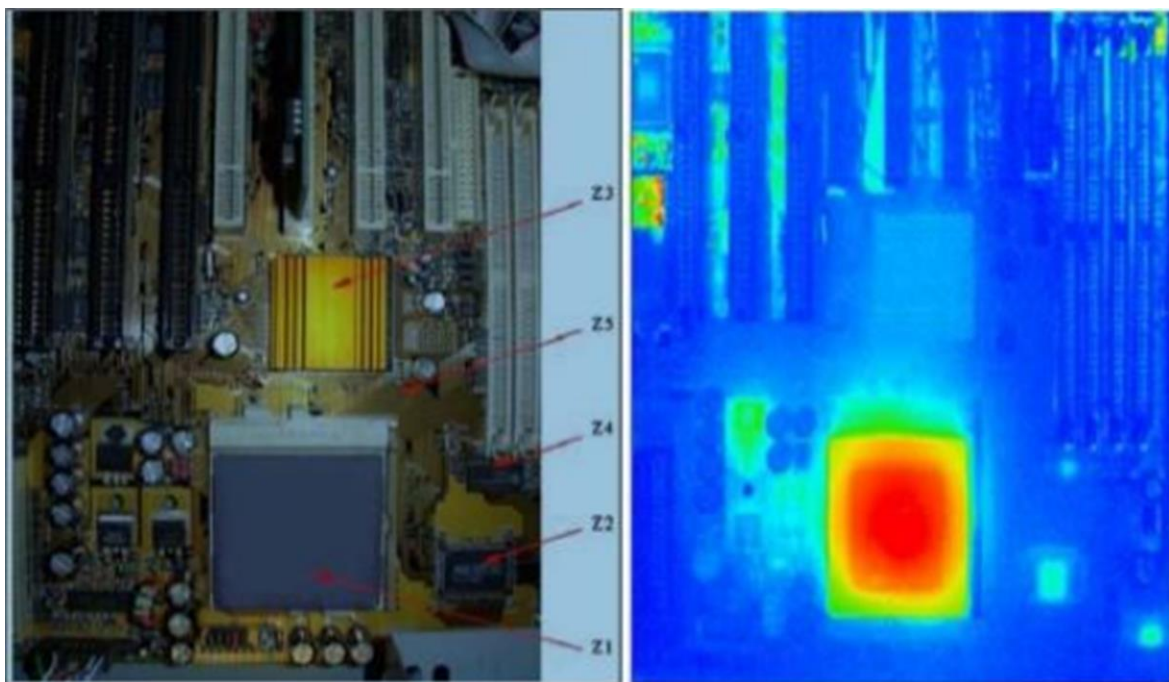


Figure I.3 : Enceinte bidimensionnelle avec des sources de chaleur sur la paroi verticale [3].

Les résultats montrent que la distribution n'est pas uniforme du fait que les sources ne sont pas équidistantes et la conductance augmente lorsqu'on ajoute les sources de chaleur. Pour avoir un bon refroidissement, les sources de chaleur près de la région du début de la couche limite thermique doivent être placées l'une au voisinage de l'autre lorsque le nombre de Rayleigh augmente.

Dès qu'un composant électronique est traversé par un courant électrique, il a tendance à produire de la chaleur (perte par effet de Joule). Cette chaleur n'est généralement pas perceptible avec des composants traversés par de faible courant, mais elle est nettement perceptible avec des composants où circulent plusieurs ampères. Donc il faut évacuer toute la chaleur produite par le composant aussi vite que sa production. Mais si l'évacuation de la chaleur est moindre que sa production, le système électronique s'échauffe de plus en plus et peut conduire au dysfonctionnement, voire même à l'endommagement irréversible du composant. Il faut donc veiller à ce que le système ne dépasse pas une certaine température autorisée (signalée) par le constructeur. [61]



(1) : Image d'une carte mère

(2) : Thermographie infrarouge

Figure I.4 : Image d'une carte mère (1) et image montrant l'échauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement. [61]

Le refroidissement des composants électroniques tel que les modules de RAM, les cartes réseaux et les microprocesseurs est l'une des principales préoccupations pour le développement rapide et fiable des systèmes électroniques. [60]

On peut citer le cas des micro-ordinateurs où la dissipation de la chaleur constitue un problème technique pertinent pour atteindre des vitesses optimales de calcul pour le microprocesseur (voir figure I.4). Les effets thermiques peuvent se manifester de manières différentes, par une dérive en température des composants, entraînant des variations importantes des performances électriques, ou par une rupture de soudure reliant le composant au substrat en raison des variations dimensionnelles différentes pour chacun d'eux, engendrant soit une défaillance partielle, soit une défaillance totale.

Ould-Amer et al [62] Ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal contenant des sources de chaleur avec l'insertion d'une matrice poreuse (figure I-5) Ils ont trouvé que l'insertion de la matrice poreuse entre les sources de chaleur produit un meilleur refroidissement de ces dernières.

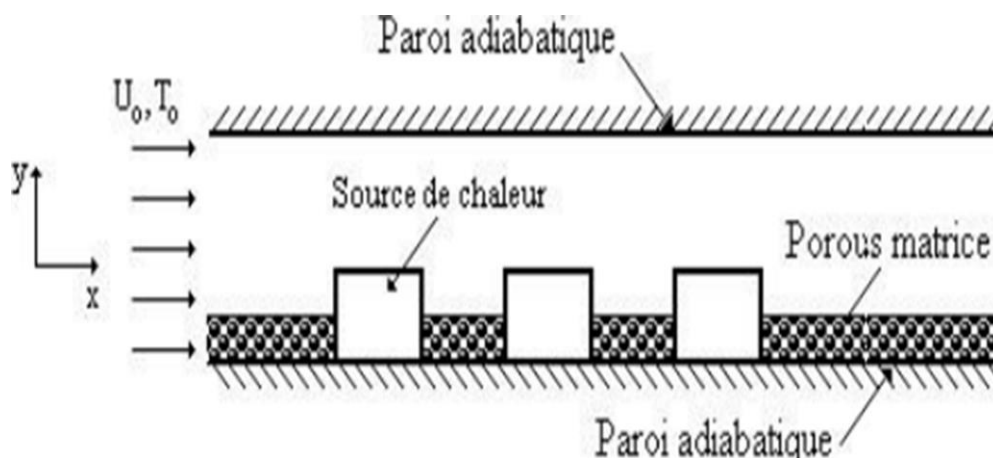


Figure I.5 : Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse.

Korichi et al [63] Ont fait une étude numérique de la convection forcée laminaire transitoire, dans un canal en présence d'un cylindre de section carrée. Les calculs ont été effectués pour le cas de l'air ($Pr=0.71$) et pour un rapport de blocage $(H/D)=0.1$. Les résultats permettent de conclure que l'écoulement est permanent pour $Re \leq Re_{cr}$ et donne naissance à des tourbillons alternés pour $Re > Re_{cr}$. La valeur de Re_{cr} dépend du rapport H/D . Pour $Re_{cr}=60$, le transfert de chaleur est maximal le long de la face frontale et faible le long de la face arrière située dans

la zone du sillage. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Ibrir .N et Rahal.S. [64] ont mené une étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire contenant du métal liquide et soumise à un gradient horizontal de température. La convection naturelle dans les métaux liquides a fait l'objet d'études menées par les métallurgistes et les ingénieurs des réacteurs nucléaires parce que les métaux liquides sont un excellent milieu de transfert de chaleur, Une modélisation du problème, en 2D et 3D, a été menée par l'utilisation du code ANSYS, qui se base sur la méthode des éléments finis, les résultats montrent l'influence de la nature du fluide sur les écoulements convectifs des fluides, à hauts nombres de Prandtl (tel l'eau) et d'autres à bas nombres de Prandtl (tels le mercure et le gallium).

Mohamed EL HATTAB et al. [65] ont présentée une étude numérique de la convection naturelle des nanofluides confinés dans une enceinte carrée chauffée par une source de chaleur isotherme montée sur sa paroi gauche. Les équations qui régissent l'écoulement hydrodynamique et le transfert de chaleur sont décrites par les équations de Navier Stokes et de l'énergie. Ces équations sont discrétisées par la méthode des volumes finis en utilisant un schéma en loi de puissance. La viscosité dynamique et la conductivité thermique effective du nanofluide sont approximées respectivement par le modèle de Brinkman et de Maxwell Garnetts. Les simulations numériques sont effectuées dans le cas de l'eau pure et des mélanges d'eau et des nanoparticules (Al_2O_3 , Cu et TiO_2) pour un nombre de Rayleigh variant de 10^3 à 10^6 et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre 0 et 0,1. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur s'améliore si on augmente la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Rayleigh.

Hamouche et Bessaih (2008). [66] ont simulé la convection mixte bidimensionnelle d'air dans un canal horizontal, ouvert des deux côtés (figure I.6), contenant des sources de chaleur identiques, simulant les composants électroniques. Les effets des nombres de Reynolds (Re) et de Richardson (Ri), de la température des composants, de la vitesse d'air circulant et de l'installation d'une plaque au-dessus des composants sur le transfert de chaleur à l'intérieur du canal, ont été examinés pour ($0 \leq Ri \leq 5$) et ($5 \leq Re \leq 30$). Les résultats montrent que les hausses de transfert de chaleur sont remarquables et se trouvent au niveau du premier volet du premier composant (position 1) ; Par ailleurs, le second emplacement de la plaque (position 2) peut considérablement améliorer le refroidissement des composants. En plus l'installation

d'une plaque rectangulaire au-dessus des composants a un effet remarquable aussi sur l'amélioration du taux d'extraction de chaleur à partir des composants.

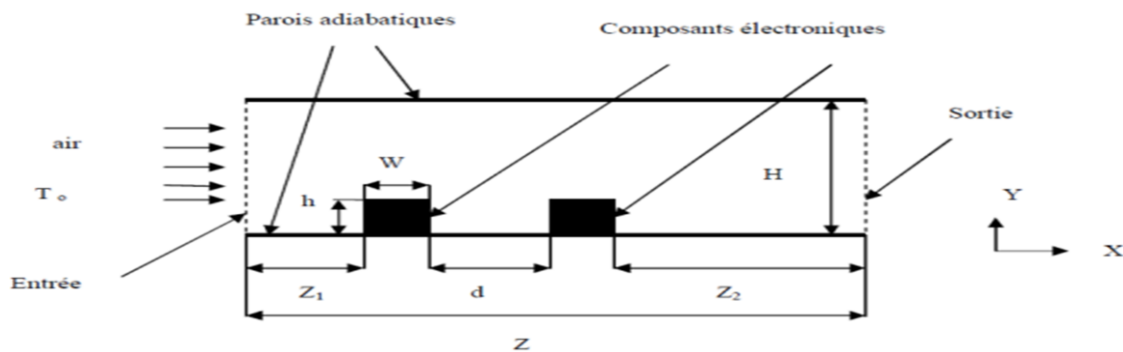


Figure I.6 : Géométrie du problème (Hamouche et Bessaih, 2008).

Kim et al. (1998) [67] ont effectué une investigation numérique dans un canal contenant deux blocs chauffés d'un écoulement pulsatoire et des caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagnent (figure I.7). A l'entrée du canal, l'écoulement est maintenu à une température uniforme T_c , animé d'une vitesse $U_i = U_0(1 + A \sin \omega \tau)$ (où U_0 est la vitesse moyenne d'un cycle de l'écoulement à l'entrée, A est l'amplitude d'oscillations de la vitesse d'entrée axiale, ω la vitesse angulaire et τ est le temps). Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante T_h . Les résultats obtenus indiquent que la recirculation des écoulements derrière les blocs situés en aval et entre les blocs est affectée substantiellement par le nombre de Reynolds, par le nombre de Strouhal ($St = \frac{fH}{U_0}$), par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

* f : Fréquence des oscillations.

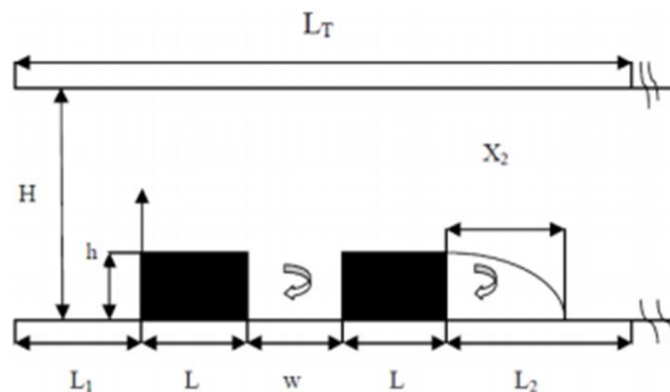


Figure I.7 : Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatoire [67].

R.A Writz et Wayne McAuliffe (1990) [68] ont réalisé des expériences sur le transfert de chaleur par convection à travers une rangée de plaques électroniques étroitement alignées. La visualisation de l'écoulement, et les mesures interférométriques du transfert thermique sont conduits dans un canal à vent provoqué, où la rangée des plaques est modélisée par une nervure transversale bidimensionnelle fixée sur la paroi du canal. La nervure transversale a un allongement de 4.3, avec un rapport de hauteur du canal par rapport à celle de la nervure variant entre 1.2 et 4.0. Les résultats sont rapportés pour des nombres de Reynolds allant de 2000 à 5000. La visualisation d'écoulement montre que l'écoulement se sépare à partir de la paroi du canal approximativement en amont de la nervure. La région du transfert thermique réduit est approximativement à 2.5 de la hauteur de nervure en amont, avec un coefficient de transfert thermique qui diminue pour atteindre des valeurs très petites près de la cellule de recirculation. Le transfert thermique moyen en amont de la nervure est réduit approximativement à 50% comparé à celui qui se produirait en absence de la nervure.

GLADES Bachir [70] ont fait d'étudier l'influence de la concentration en nanoparticules (Al₂O₃, CuO, Cu, Ag and Au) dispersées dans un fluide de base sur le transfert de chaleur par conduction et convection en configuration de Rayleigh-Bénard. Les relations donnant la chaleur spécifique et le coefficient d'expansion thermique des nano fluides, utilisées dans le présent travail, déduites à partir des lois de la thermodynamique diffèrent de celles approchées retenues dans la littérature. On montre que pour une cellule expérimentale donnée et à différence de température fixée l'ajout de nanoparticules dans un fluide porteur conduit à une diminution du nombre de Rayleigh dans le nano fluide obtenu comparé à celui dans le fluide porteur seul. L'apparition de la convection est donc retardée dans le nano fluide. Il s'ensuit que contrairement à ce qui a été obtenu antérieurement par de nombreux auteurs, on a montré que la présence de nanoparticules solides dans un fluide porteur peut réduire le transfert de chaleur au lieu de l'augmenter. Le transfert de chaleur est plus important dans un nano fluide que dans le fluide de base qu'en régime de conduction et pour les grandes valeurs du nombre de Rayleigh.

BOULAHIA Zoubair et al (mars 2016) [69] ont fait une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle de nano fluide (eau- Cu) dans une enceinte carrée munie d'un bloc froid qui est utilisé pour diverses applications d'ingénierie, comme le chauffage et

séresement des radiateurs frigorifiques, le refroidissement des composants électroniques et les échangeurs de chaleur. Les équations de transport ont été résolues en utilisant la formulation de différence finie basée sur la méthode Alternating Direction Implicit (ADI). La viscosité et la conductivité thermique du nanofluide sont respectivement modélisées selon Brinkman et Maxwell Garnetts. Les simulations numériques de la hauteur du corps froid sur l'eau pure et le nano fluide (eau -Cu) à différents nombres de Rayleigh et une fraction volumique des nanoparticules comprennent 0 et 0,2. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte augmente en augmentant la hauteur du bloc froid, la fraction volumique de nanoparticules et de nombre de Rayleigh.

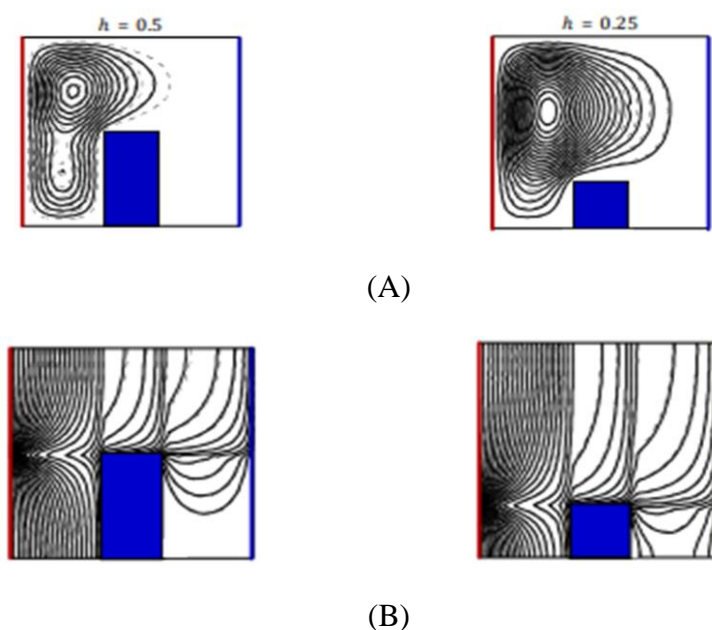


Figure 1.8 : (A) lignes de courant et (B) isothermes pour différentes hauteurs du bloc $R_a = 10$ (les lignes continues pour l'eau et les lignes en pointillés pour le nano fluide : $\phi = 0$)

I.3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons vu à travers cette étude bibliographique, l'influence des nano fluide et les effets de la température des composants électroniques et de la vitesse d'entrée de l'air à laquelle ces derniers sont soumis, afin d'optimiser leur refroidissement et prolonger de leur durée de vie.

CHAPITRE II

Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.1 Introduction

Depuis quelques années, une tendance vers l'assemblage d'un nombre important de puces en un seul module et de multiples modules en une seule carte est apparue. Cette tendance de minimisation et de miniaturisation accompagnée de vitesse plus en plus rapide de fonctionnement, entraîne une dissipation énergétique élevée au niveau de la puce et du module. Cela menacerait sans doute la durée de vie et la fiabilité de ces composants électroniques. Cette élévation numérique de la génération de la chaleur avec une miniaturisation de plus en plus accrue, a fait de la gestion thermique une des étapes de conception les plus importantes. Enlever la chaleur des surfaces chaudes des dispositifs électroniques est une question d'étude. En fait, pour assurer la performance d'un système électronique, il est impératif de garder les limites de températures optimales pour le fonctionnement de tous les composants électroniques. Il en résulte que l'étude de refroidissement des composants électroniques devient nécessaire afin de permettre à ces systèmes de fonctionner sous des contraintes thermiques idéales. D'autre part, les avantages inhérents des radiateurs à canaux miniatures ont considérablement attiré les attentions des chercheurs. Le dissipateur à ailette s'est avéré être un moyen de refroidissement de hautes performances. Les micros technologies prennent de l'ampleur dans notre quotidien, par conséquent de nouveaux défis s'imposent à nous en matière de compréhension des écoulements dans le dissipateur à ailette.

L'objectif ce travail est de calculer le champ de température dans un système canal/parois, excité par une température de fluide en entrée supérieure à l'ambiante. Ce système peut être considéré comme un demi-échangeur et constitue un premier pas vers l'étude d'un échangeur à deux fluides à courant parallèles, ou vers le stockage puis l'extraction de la chaleur dans un massif. Nous allons donc utiliser un modèle semi-analytique basé sur une transformée intégrale (ici la transformée de Fourier). Ce modèle permet de simuler le transfert thermique entre un fluide qui circule dans un canal et les parois de ce canal, en prenant en considération les deux termes de l'équation de chaleur dans le fluide (diffusion-advection) et également la conduction dans les parois. Il a déjà été validé pour une excitation en puissance surfacique sur les parois externes de système.

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.2 Transfert de chaleur

Le transfert thermique est la science qui tente à prédire le transfert d'énergie entre les molécules ou les particules de la matière à différentes températures. Le but est d'expliquer la manière et de prédire le taux d'échange de la chaleur sous certaines conditions spécifiques. Il complète les deux premiers principes de la thermodynamique par des lois expérimentales additionnels afin d'établir les proportions de transfert d'énergie. Le transfert de chaleur peut être défini comme étant la transmission de l'énergie d'une région à une autre une fois la différence de température entre elles établie. Il est régi par une combinaison de lois physiques et de relations empiriques déduites de l'expérimentation. Dans la littérature relative à cette discipline, on reconnaît généralement trois modes distincts de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement [14].

II.2.1 Mode de transfert de chaleur

Dans l'étude du transfert thermique on distingue trois modes de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement. Le premier phénomène, la conduction, a lieu dans les solides. La convection se rencontre spécialement dans les fluides, elle traduit le transfert de chaleur d'un point à un autre à l'intérieur d'un fluide (gaz ou liquide) par déplacements des particules de ce fluide. L'apport de chaleur par rayonnement peut avoir lieu dans tous les milieux transparents aux ondes électromagnétiques. En réalité la distribution de la température, dans un milieu, est la conséquence des effets de ces trois modes de transfert thermique ; il est impossible d'isoler un mode de transfert thermique d'un autre mode. Pourtant, dans le cas où l'un de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants, aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. Une grandeur souvent utilisée dans l'étude du transfert thermique est la densité du flux thermique qui représente la chaleur traversant l'unité de surface et par unité de temps la figure II.1 englobe les trois modes de transfert de chaleur. [18]

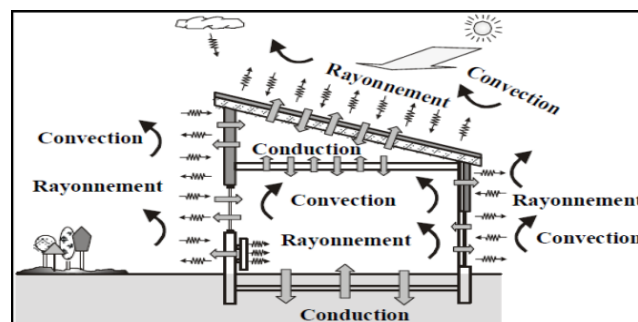


Figure II.1 : Combinaison des trois modes de transfert de chaleur [18]

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.2.2 Transfert de chaleur par convection

II.2.2.1 Définition

C'est un transfert qui résulte d'un mouvement d'ensemble du matériau le supportant. La convection a donc lieu dans les fluides (gaz ou liquides). Elle caractérise l'échange de chaleur à la frontière entre un solide et un fluide et est donc très liée à l'écoulement fluide mais aussi aux géométries de frontière et aux états de surface solide. Il convient de distinguer la convection forcée dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieur (pompe, ventilateur...) de la convection naturelle dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement (variation de masse volumique associée à une variation de température par exemple).

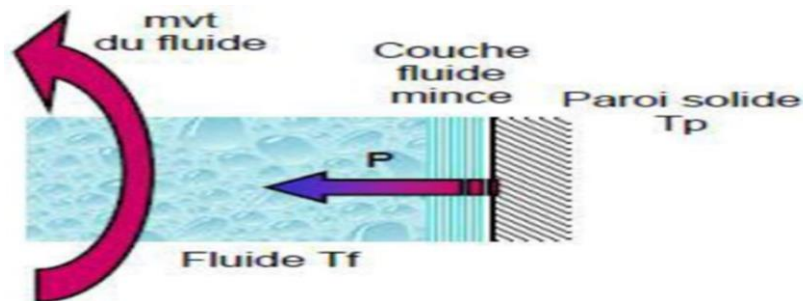


Figure II.2 : Action de fluide en mouvement dans la convection [15].

De façon macroscopique elle est décrite par la loi de Newton (1701) qui lie le flux à un écart de température [16]. La puissance transférée par convection est donnée par la relation :

$$\varphi = h \cdot S (T_s - T_\alpha) \quad \text{II.1}$$

Avec :

- φ : Flux de chaleur transmis par convection (W).
- h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$).
- T_s : Température de surface du solide (K).
- T_α : Température du fluide loin de la surface du solide (K).
- S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2) [15].

II.2.3 Différents types de convection

II.2.3.1 Convection forcée

La convection forcée dans laquelle le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques, c'est donc un gradient de Pression extérieur qui

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de La transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de L'écoulement des fluides. La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les Variations de températures du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative. La relation générale pour la convection forcée est $Nu = f(R_e, P_r)$. En microélectronique, le transfert de chaleur obéit alors à l'expression suivant :

$$Nu = c . R_e^n . P_r^m \quad \text{II.2}$$

Où : c, n et m sont des constantes dépendant des caractéristiques du solide et du fluide [30].

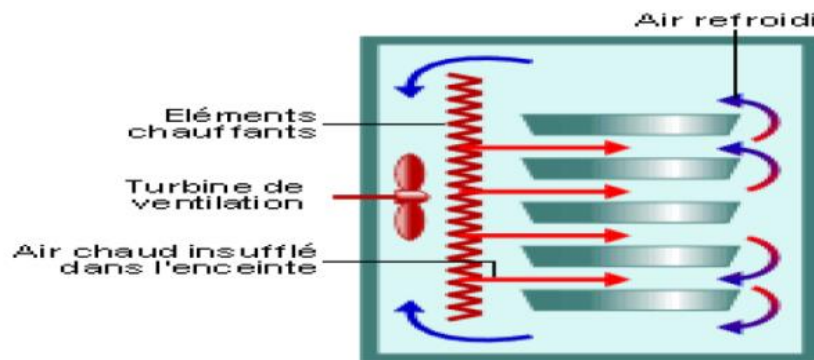


Figure II.3 : Four à convection forcée.

II.2.3.2 Convection naturelle

C'est celle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de Densité, celles mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide. La convection naturelle dans laquelle le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules fluides. La convection naturelle est due au contact du fluide avec une paroi plus chaude ou plus froide et qui crée des différences de masse volumique, génératrice du mouvement au sein du fluide.

On retrouve dans plusieurs applications industrielles ce mode de transfert de chaleur, Par exemple, dans les échangeurs de chaleur où deux fluides en mouvement, séparés par une paroi solide s'échange de l'énergie [30].

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.2.3.3 Convection mixte

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la Convection forcée). Le groupe adimensionnel qui détermine laquelle de ces convections est dominante est le nombre de Richardson Ri qui est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du Nombre de Reynolds. $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

- Si : $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ c'est la convection forcée qui domine.
- Si : $\frac{Gr}{Re^2} > 10$ c'est la convection naturelle qui domine.
- Si : $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée) [30].

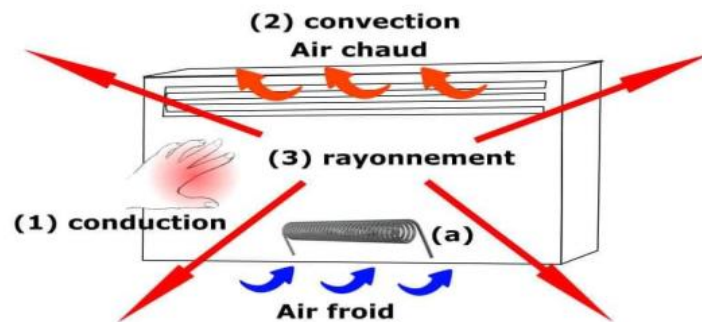


Figure II.4 : Convection sur un radiateur dans une pièce très fortement ventilée.

II.2.4 Loi fondamentale de la convection (loi d'I. Newton)

La loi fondamentale de la convection est la loi d'Isaac Newton (1643-1727), traduite par la relation expérimentale de flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi solide.

$$\varphi = h \cdot s \cdot (T_c - T_f)$$

$$h = K_{fluide} / \delta$$

Tels que :

- δ : représente l'épaisseur d'un film mince du fluide adhérent à la paroi solide.
- K_{fluide} : la conductivité thermique du fluide.
- h : représente le coefficient du transfert de chaleur par convection, $[W / m^2 \cdot K]$ [14].

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.2.5 Transfert de chaleur par conduction

II.2.5.1 Définition

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur au sein d'un milieu opaque (solide, liquide ou gazeux), sans déplacement de la matière, en présence d'un gradient de température. Elle s'effectue selon deux mécanismes différents : une transmission par vibration des molécules ou atomes et une transmission par les électrons libres. Ce mode se produit au sein d'une même phase au repos ou mobile, en présence d'un gradient de température. Dans ce cas, le transfert de chaleur résulte d'un transfert d'énergie cinétique

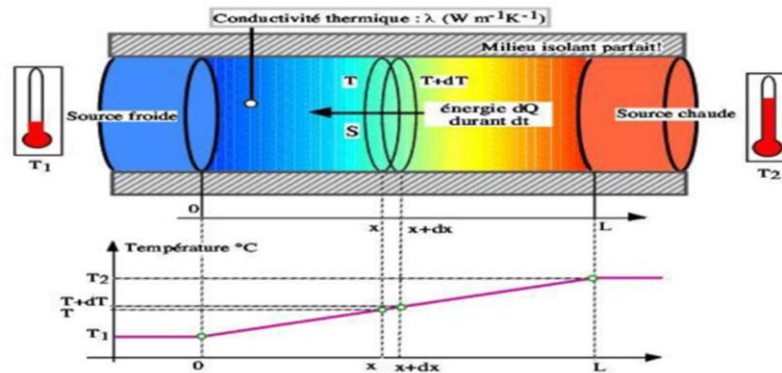


Figure II.5 : principe de la conduction thermique [15].

d'une molécule à une autre molécule adjacente. Ce mode de transfert est le seul à exister dans un solide opaque (qui absorbe tous les rayons). Pour les solides transparents, une partie de l'énergie peut être transmise par rayonnement. Avec les fluides (gaz ou liquides), la convection et le rayonnement peuvent se superposer à la conduction [14].

II.2.5.2 Loi de Fourier :

Pour un milieu isotrope, à travers une surface isotherme montre que le flux thermique, par conduction, dans une direction donnée est proportionnel à l'aire A normale à la direction du flux thermique et au gradient de température à cette direction. Le flux thermique, dans la direction x , par exemple, conformément à la loi de Fourier. Equation (II.3), établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822 [15].

$$Q_x = -\lambda \frac{dT}{dx} A \quad [\text{W}] \quad \text{II.3}$$

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

Où si l'on exprime la densité du flux thermique :

$$qx = \frac{Qx}{A} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad [\text{W/m}^2] \quad \text{II.4}$$

Le coefficient de proportionnalité λ , appelé coefficient de conductivité thermique, dépend de la substance (nature, structure, température, pression, densité, etc.); il se mesure en $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ et il est toujours positif car la chaleur se transmet des zones chaudes vers les zones froides. Si la température décroît dans la direction positive x , alors dT/dx est négatif. Le flux thermique Qx et la densité du flux thermique qx étant des quantités positives dans la direction positive x , alors il est nécessaire d'introduire le signe moins dans le membre droit des expressions (II.3) et (II.4). Si le membre droite des expressions (II.3) et (II.4) est négatif alors le flux thermique (et également la densité du flux thermique) est orienté dans la direction négative x .

Dans le cas général, dans l'espace à plusieurs dimensions, la loi de Fourier est donnée par la relation :

$$Q = -\lambda \nabla T A \vec{\nu} \quad \text{II.5}$$

Où $A \vec{\nu}$ est le vecteur normal à l'aire A . La densité du flux thermique est :

$$q \vec{\nu} = -\lambda \nabla T \quad \text{II.6}$$

En général la conductivité thermique λ varie en fonction de la température. À des basses températures, cette variation peut être négligée [32].

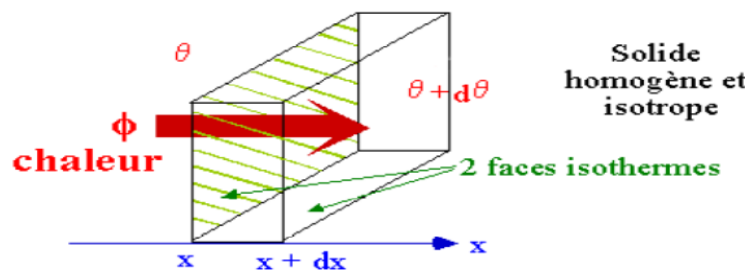


Figure II.6 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan [31]

II.2.6 Transfert de chaleur par rayonnement

II.2.6.1 Définition

Le rayonnement est l'action et l'effet rayonner (irradier/propager des rayons de lumière, de chaleur ou de toute autre énergie). Pour la physique, il s'agit de l'énergie ondulatoire ou des particules matérielles qui se propagent à travers l'espace. Il y a plusieurs types de rayonnement. Le rayonnement électromagnétique est celui qui consiste en la propagation d'énergie au moyen de la combinaison de champs électriques et magnétiques oscillants. On entend par spectre électromagnétique la distribution énergétique des ondes électromagnétiques, allant des rayons gamma (dont la longueur d'onde se mesure en

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

picamètres) aux ondes de radio (avec des longueurs d'onde pouvant être mesurées en kilomètres).

- Le rayonnement corpusculaire consiste en la propagation de particules sous atomiques qui se déplacent à grande vitesse à caractère ondulatoire. Ces particules peuvent être chargées ou déchargées du point de vue électrique.
- Le rayonnement solaire est l'ensemble des rayonnements électromagnétiques émis par le Soleil et qui déterminent la température sur la Terre.
- Le rayonnement ionisant, à son tour, propage l'énergie suffisante pour ioniser la matière. Autrement dit, le rayonnement ionisante produit des ions et extrait les électrons de l'état lié à l'atome [17].

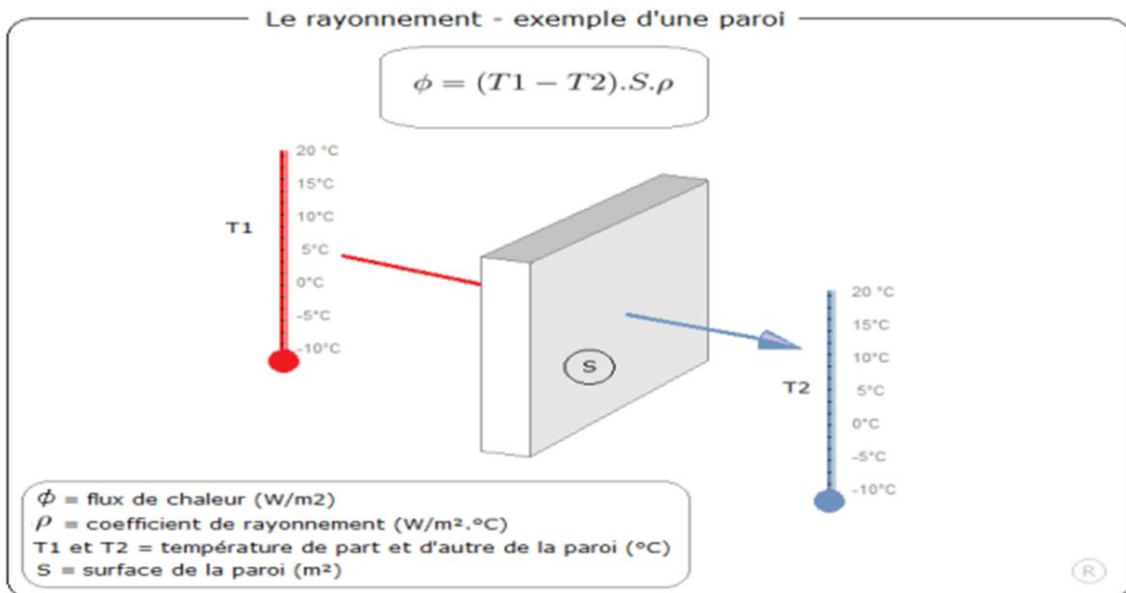


Figure II.7 : principe de rayonnement [15].

II.3 Les équations de conservation de quantité de mouvement

- Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad \text{II.7}$$

- Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_0) \right] \quad \text{II.8}$$

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.4 Les méthodes utilisées dans les échanges thermiques

Les problèmes physiques rencontrés dans notre quotidien (les problèmes de convection, les écoulements dans les conduites, etc.) sont décrits par des équations à dérivées partielles fortement couplées et non linéaires. En général, Ces équations n'admettent pas de solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés. C'est pourquoi un recours aux méthodes de résolution numériques s'avère nécessaire. [18]

Il existe plusieurs méthodes numériques :

- Méthode des différences finies ;
- Méthode des volumes finis ;
- Méthode des éléments finis ;
- Méthodes spectrales, ...

Chaque méthode de résolution numérique d'un problème continu comporte une phase de maillage et une phase de discrétisation. La phase de maillage consiste à diviser le domaine d'étude en de petits volumes appelés volumes de contrôle. La phase de discrétisation transforme le problème continu en un problème discret. Les équations ainsi que les conditions aux limites sont approchées par des équations et conditions discrètes.

Principales méthodes de discrétisation : Il existe deux grandes familles de méthodes de discrétisation :

- Les méthodes d'approximation des équations : Selon ces méthodes, on cherche une solution exacte des équations approchées car les opérateurs différentiels sont discrétisés sur un maillage (la méthode des différences finies et la méthode des volumes finis) ;
- Les méthodes d'approximation des solutions : Selon ces méthodes on cherche une solution approchée à partir des équations exactes. Les solutions sont écrites comme des séries de fonctions tronquées aux ordres de précisions désirées (les méthodes spectrales et la méthode des éléments finis).

II.5 Modélisation de la turbulence

Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent : la simulation numérique directe DNS, dans laquelle on cherche à représenter la totalité des phénomènes physiques, la simulation des grandes échelles LES, dans laquelle on représente seulement les

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

plus gros tourbillons en fonction du temps, et la simulation moyennée dans laquelle on représente seulement l'écoulement moyen RANS.

II.5.1 La simulation numérique directe (DNS)

Comme son nom l'indique, la simulation numérique directe (Direct Numerical Simulation, en anglais) consiste à résoudre directement les équations de bilans en espace et en temps. C'est évidemment l'idéal auquel rêve tout mécanicien des fluides. Sauf que ce genre de calcul se révèle si complexe et si exigeant en capacité et en temps d'ordinateur qu'il reste encore réservé à des petits domaines n'excédant guère 10^2cm^3 . Donc elle est limitée à des écoulements en géométries simples (écoulement périodique pour la turbulence homogène, écoulement dans un canal pour le développement de couches limites) et à des nombres de Reynolds faibles (quelques milliers) comparés aux nombres de Reynolds couramment rencontrés dans les écoulements industriels ou dans l'atmosphère.

En conclusion, la DNS peut permettre de mieux comprendre les écoulements turbulents. C'est un guide théorique nécessaire, elle est assimilable à une expérimentation numérique. Son inconvénient est qu'elle nécessite un temps de calcul très élevé et un espace mémoire important. [19, 20, 21, 22]

II.5.2 La simulation des grandes échelles (LES)

L'une des approches utilisées pour réduire le temps de calcul et l'espace mémoire est la simulation des grandes échelles. Appelée aussi, la simulation des grandes structures turbulentes, les modèles sous mailles, ou encore Large Eddy Simulation, elle permet de calculer le comportement des grandes échelles, en modélisant l'action des petites échelles. En effet, les grandes échelles d'un écoulement sont celles qui contrôlent, par exemple, les transferts de chaleur, et qui contiennent l'énergie cinétique. La modélisation se fait en modélisant l'action dissipative des petites échelles sur les grandes échelles, au moyen d'une viscosité tourbillonnaire (modèle de type Smagorinsky). [21, 22].

La justification de ce type d'approche réside dans l'idée suivante, déjà évoquée : les grands tourbillons produits par l'écoulement moyen sont difficiles à modéliser ; ils transportent cependant la majeure partie de l'énergie cinétique turbulente. Il faut donc de préférence les traiter directement, sans hypothèses simplificatrices. Par contre, les petits tourbillons sont relativement plus faciles à prendre en compte, car ils sont dominés par la viscosité moléculaire.

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

Cette technique semble bien adaptée aux écoulements dans lesquels les macro- échelles et les micro-échelles sont assez dissemblables, comme par exemple dans le bâtiment et son proche environnement, contrôle des instabilités en combustion, contrôle d'écoulements décollés. [19].

II.5.3 La simulation des équations de Navier Stokes moyennées (RANS)

La résolution numérique des équations de Navier stokes moyennées (RANS) considère uniquement les équations de transport pour les quantités moyennées, en modélisant toutes les échelles de la turbulence. Ce modèle est utilisé dans la simulation des écoulements autour de corps complexes, écoulements internes, etc. [23].

II.5.4 Nombre de Reynolds

Pour connaître le régime d'écoulement, nous utilisons le nombre de Reynolds, Ce nombre en fonction de la masse volumique ρ , de sa viscosité dynamique μ , de sa vitesse moyenne, et de diamètre hydraulique [24]. Il s'exprime par la relation suivante :

$$R_e = \frac{\rho u D}{\mu} \quad \text{II.9}$$

- ρ : La masse volumique du fluide (Kg/m^3)
- u : La vitesse d'écoulement (m/s)
- D : Une dimension linéaire caractéristique (m)
- μ : La viscosité dynamique du fluide ($N.s/m^2$ ou $Kg/(m.s)$)

II.6 Modèles à viscosité turbulente (Eddy Viscosity Turbulence Models)

II.6.1 Généralité

Les modèles de viscosité de Foucault sont très attrayants car ils offrent des performances bien calibrées à des coûts de calcul relativement faibles, en raison de leur intégration robuste et simple dans les codes CFD. Cependant, il existe des situations dans lesquelles les modèles de viscosité turbulente ne peuvent pas fournir les informations nécessaires pour calculer avec précision les effets physiques à portée de main. L'exemple le plus classique est celui des écoulements avec une forte courbure tourbillonnaire ou aérodynamique. Une autre classe d'écoulements dans laquelle les modèles de viscosité turbulente peuvent échouer est celle des écoulements dans lesquels le mouvement secondaire entraîné par les anisotropies de turbulence est important.

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.6.2 La viscosité dynamique

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme présent une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé. La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nano fluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température. Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité du fluide de base et la fraction volumique du nano fluide.

- La viscosité dynamique d'un nano fluide est donnée par Brinkman (1952) :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{0.25}} \quad \text{II.10}$$

- La masse volumique est donnée par la relation suivante :

$$\rho_{nf} = \left[\frac{M}{V} \right] = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} \quad \text{II.11}$$

➤ La chaleur massique ou la chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène $C_p = dQ/mdT$. La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 K lors de la transformation considérée. Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nano fluide, on peut estimer les deux modèles suivants :

- Pak et Cho (1998) ont utilisé la formule suivante :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad \text{II.12}$$

- Xuan et Roetzel (2000) ont utilisé la formule suivante :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \quad \text{II.13}$$

➤ Et basés sur l'hypothèse de Boussinesq (que nous détaillerons plus tard) qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide d'une viscosité turbulente :

[18]

- Modèle à zéro équation de transport (longueur de mélange, ou encore modèle de Prandtl) ;
- Modèle à une équation de transport (le modèle de Spalart - Allmaras) ;
- Modèle à deux équations (k - epsilon, k - oméga, SST, ...).

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

Des modèles de viscosité turbulente à deux équations, qui, malgré leurs lacunes, sont capables de fournir des solutions d'une précision raisonnable et d'un faible coût de calcul. L'objectif de cet article est de discuter de certaines des lacunes et des avantages des modèles de viscosité turbulente disponibles dans les résultats de recherche publiés. La discussion commence par l'analyse des conséquences des approches de Boussinesq sur les capacités de prédiction des modèles de turbulence. Par la suite, le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ sera discuté. C'est probablement l'un des modèles les plus populaires appliqués dans les calculs industriels. Ensuite, le modèle de turbulence $k-\omega$ considéré comme le premier modèle à deux équations sera présenté. S'appuyant sur les avantages des modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$, Mente a proposé deux nouveaux modèles de turbulence.

II.6.3 Concept de la viscosité turbulente (Eddy Viscosity)

Viscosité turbulente Un coefficient qui relie la contrainte de cisaillement moyenne dans un écoulement turbulent d'eau ou d'air au gradient vertical de vitesse. La viscosité turbulente dépend de la densité du fluide et de la distance par rapport au lit de la rivière ou à la surface du sol. Le concept de viscosité turbulente est fondamental pour l'équation de von Karman-Prandtl décrivant le profil de vitesse dans un écoulement turbulent, et est important pour déterminer les taux d'évaporation ou de refroidissement par le vent, et la contrainte de cisaillement exercée par les rivières sur les particules en mouvement sur leurs lits.[25].

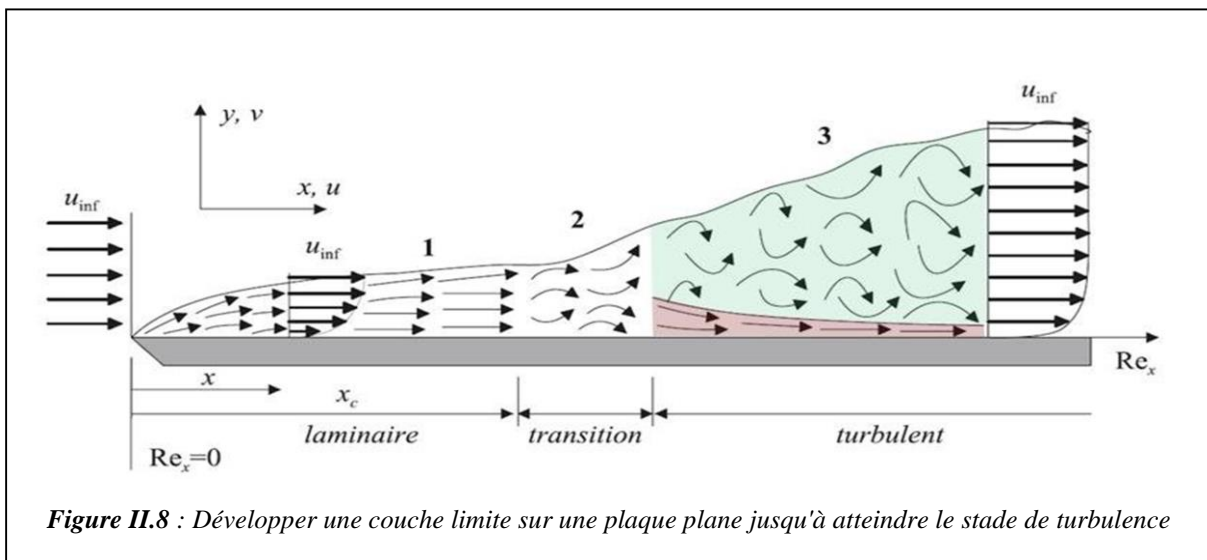


Figure II.8 : Développer une couche limite sur une plaque plane jusqu'à atteindre le stade de turbulence

Développement d'une couche limitée sur une plaque plane. Trois régimes d'écoulement sont visibles : laminaire (1), transitoire (2) et turbulent (3). Une sous-couche laminaire (sous-couche visqueuse) se forme en dessous de la couche turbulente Lorsque la distance au bord d'attaque devient supérieure à une valeur critique x_c [m], la couche limite subit une transition

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

turbulente de régime (2) Figure II.8. Le critère de turbulence d'un écoulement en paroi pour un écoulement externe est donné par le nombre de Reynolds dans lequel le diamètre hydraulique, inexistant dans ce cas, est remplacé par la distance x [m] au tabor que.

➤ L'hypothèse de Boussinesq :

L'une des contributions les plus significatives à la modélisation de la turbulence a été présentée en 1877 par Boussinesq. Son idée est basée sur l'observation que le transfert de quantité de mouvement dans un écoulement turbulent est dominé par le mélange causé par de grands tourbillons turbulents énergétiques. L'hypothèse de Boussinesq suppose que la contrainte de cisaillement turbulente est liée linéairement à la vitesse moyenne de déformation, comme dans un écoulement laminaire. Le facteur de proportionnalité est la viscosité turbulente. L'hypothèse de Boussinesq pour l'écoulement incompressible moyenné de Reynolds (Eq. (II.14)) peut être écrit :

$$\tau_{ij}^R = -\rho \overline{v'_i v'_j} = 2\mu_T \bar{S}_{ij} - \frac{2}{3}\rho K \delta_{ij} \quad \text{II.14}$$

- \bar{S}_{ij} : désigne le tenseur de vitesse de déformation moyen de Reynold. $\bar{S}_{ij} = \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right]$
- K : est l'énergie cinétique turbulente $k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_i}$.

Le terme $\frac{2}{3}\rho K \delta_{ij}$, qui s'annule pour les termes extra-diagonaux du tenseur de Reynolds, est rajouté à l'expression des contraintes de Reynolds afin d'éviter d'avoir une Trace nulle $\overline{v'_i v'_i}$.

La viscosité turbulente n'est pas une propriété du fluide mais une propriété de l'écoulement. Elle est supposée due aux collisions entre les tourbillons (qui sont une caractéristique de la turbulence), tout comme la viscosité moléculaire μ_T résulte de l'échange de quantité de mouvement après collisions des molécules.

Après analyse des échelles des grandeurs liées la viscosité turbulente, une approximation raisonnable de celle-ci peut s'écrire comme suit: $\mu_T = (const). \rho. V. L$

Ou bien, pour le cas incompressible : $\nu_t = (const). V. L$

Où : V est une échelle de vitesse et L est une échelle de longueur

Beaucoup de modèles de turbulence se basent sur le concept de viscosité turbulente. La finesse dans la définition des échelles de vitesse et de longueur permet de différencier ces

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

modèles entre eux. Le nombre d'équations dites de fermeture renseigne sur le raffinement du modèle.

Les modèles reposant sur ce concept consistent donc à proposer explicitement des relations algébriques ou bien établir des équations de transport pour ces deux nouvelles variables caractérisant la turbulence k et v_t .

Ces modèles se distinguent entre eux par le nombre d'équations de fermetures utilisées pour définir les échelles de vitesse et de longueur.

II.6.4 Modèle aux tensions de Reynolds (Reynolds Stress Turbulence Models)

Les modèles de contrainte de Reynolds, contrairement aux modèles de viscosité de Foucault, représentent le tenseur de contrainte de Reynolds en utilisant des équations aux dérivées partielles. Par l'introduction d'une approximation pour les termes de transport, le modèle de contrainte de Reynolds peut être réduit à un ensemble d'équations algébriques. Ces équations forment un modèle de contrainte algébrique (ASM), qui détermine implicitement les contraintes de Reynolds (localement) en fonction de k , H et des gradients de vitesse moyenne. En raison de l'approximation, les modèles de contraintes algébriques sont intrinsèquement moins précis que les modèles de contraintes de Reynolds. Cependant, en raison de leur relative simplicité, ils ont été largement utilisés comme modèles de turbulence. [26]

Les tensions de Reynolds sont calculées directement, la modélisation portant sur les moments d'ordre supérieur (Oméga Reynolds Stress, QI Reynolds Stress, LRR Reynolds Stress, SSG Reynolds Stress, etc.).

Il est bien évident que la qualité des résultats de simulation d'écoulement turbulent est très liée au modèle utilisé. Le choix du modèle est subordonné au type d'information que nous voulons obtenir à partir de la simulation. D'un point de vue industriel, les modèles du premier ordre à deux équations permettent généralement d'obtenir des résultats satisfaisant moyennant certaines adaptations du modèle suivant le cas considéré. Dans certains d'autres cas, l'utilisation de modèles plus sophistiqués comme les modèles du second ordre peut s'avérer nécessaire.

II.7 Le modèle k - ε

Le modèle de turbulence K - ε est le modèle de viscosité turbulente à deux équations le plus largement utilisé. Elle est basée sur la résolution des équations de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation turbulente. Les racines historiques du modèle K - ε

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

remontent aux travaux de Chou. Au cours des années 1970, diverses formulations du modèle ont été proposées. Les contributions les plus importantes sont dues à Jones et Launder, Launder et Sharma ainsi qu'à Launder et Spalding. [27]

II.7.1 Le modèle k-ε standard

L'approche consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide d'échelle de vitesse "V" et de longueur de mélange "l" où : [28]

$$V = K^{\frac{1}{2}}$$

II.15

$$l = \frac{K^{\frac{2}{3}}}{\varepsilon}$$

II.16

Jones et Launder définissent la viscosité turbulente μ_t par :

$$\mu_t = C_\mu \rho V l = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad \text{II.17}$$

Où C_μ : est une constante adimensionnelle.

➤ Équations de transport pour le modèle standard k-ε

Le modèle k-ε comporte deux équations de transport l'une pour l'énergie cinétique turbulente k, et l'autre pour le taux de sa dissipation ε :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k\right) + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad \text{II.18}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon\right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \cdot 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon \quad \text{II.19}$$

- $\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}$ Et $\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t}$: représentent le transport par convection de k et de epsilon ;
- $\text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k\right)$ Et $\text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon\right)$: transport de k et de epsilon par diffusion ;
- $2\mu_t E_{ij} E_{ij}$ Et $C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \cdot 2\mu_t E_{ij} E_{ij}$: production de k et de epsilon ;
- $\rho \varepsilon$ Et $C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon$: destruction de k et de epsilon.

➤ Constantes du modèle

Les constantes du modèle $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k , and σ_ε ont les valeurs par défaut suivantes

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

II.7.2 Le modèle k-ε RNG

La différence de forme entre les modèles de turbulence RNG et STD k-epsilon apparaît dans l'équation epsilon. Les équations de l'énergie cinétique sont identiques. Dans cette étude, le RNG auto-modifié et le modèle k-epsilon standard du KIVA-II modifié par Amsden et al. [29] ont été utilisés.

- Équations de transport pour le modèle RNG k- epsilon

Le modèle RNG k-epsilon a une forme similaire au modèle k-epsilon standard :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad \text{II.20}$$

ET

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad \text{II.21}$$

- G_k Représente la génération d'énergie cinétique de turbulence due aux gradients de vitesse moyens. $G_k = -\rho u_i' u_j' \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$
- G_b Est la génération d'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité. $G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$
- Y_M Représente la contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible au taux de dissipation global. $Y_M = 2\rho \epsilon M_t^2$

Les quantités α_k et α_ϵ sont les nombres de Prandtl effectifs inverses pour k et ε, respectivement.

S_k et S_ϵ sont des termes sources définis par l'utilisateur.

- Modélisation de la viscosité effective

La procédure d'élimination de tartre dans la théorie RING donne une équation différentielle pour la viscosité turbulente :

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad \text{II.22}$$

Alors $\hat{v} = \mu_{\text{eff}} / \mu$
 $C_v \approx 100$

- Modification du tourbillon RNG :

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

La turbulence, en général, est affectée par la rotation ou le tourbillon du débit moyen. Le modèle RNG dans ANSYS FLUENT offre une option pour tenir compte des effets de tourbillon ou de rotation en modifiant la viscosité turbulente de manière appropriée. La modification prend la forme fonctionnelle suivante :

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\epsilon}\right) \quad \text{II.23}$$

Où μ_{t0} est la valeur de la viscosité turbulente calculée sans la modification du tourbillon. Ω est un nombre de tourbillon caractéristique évalué dans ANSYS FLUENT, et α_s est une constante de tourbillon qui prend des valeurs différentes selon que le flux est dominé par le tourbillon ou légèrement tourbillonnant. Cette modification de tourbillon prend toujours effet pour les écoulements axisymétriques, tourbillonnants et les écoulements tridimensionnels lorsque le modèle RNG est sélectionné. Pour les flux légèrement tourbillonnants (valeur par défaut dans ANSYS FLUENT), α_s est défini sur 0,07. Pour les écoulements fortement tourbillonnants, cependant, une valeur plus élevée de α_s peut être utilisée.

➤ Constantes du modèle

Les constantes du modèle $C_{1\epsilon}$ et $C_{2\epsilon}$ dans l'équation des valeurs dérivées analytiquement par la théorie RNG. Ces valeurs, utilisées par défaut dans ANSYS FLUENT, sont

$$C_{1\epsilon} = 1.42, C_{2\epsilon} = 1.68$$

II.7.3 Le modèle $k-\epsilon$ réalisable

Le modèle réalisable $k-\epsilon$ est un développement relativement récent et diffère du modèle standard $k-\epsilon$ de deux manières importantes : Le modèle réalisable $k-\epsilon$ contient une nouvelle formulation pour la viscosité turbulente. Une nouvelle équation de transport pour le taux de dissipation, ϵ , a été dérivée d'une équation exacte pour le transport de la fluctuation quadratique moyenne du tourbillon.

Le terme "réalisable" signifie que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques sur les contraintes de Reynolds, cohérentes avec la physique des écoulements turbulents. Ni le modèle standard $k-\epsilon$ ni le RNG $k-\epsilon$ modèle n'est réalisable.

Pour comprendre les mathématiques derrière le modèle réalisable $k-\epsilon$, envisagez de combiner la relation de Boussinesq et la définition de la viscosité de Foucault pour obtenir l'expression suivante pour la contrainte de Reynolds normale dans un écoulement moyen contraint incompressible :

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

$$u^2 = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad \text{II.24}$$

En utilisant l'équation $\nu_t \equiv \mu_t/\rho$, on obtient le résultat que la contrainte normale, u^2 qui par définition est une quantité positive, devient négative, c'est-à-dire, « non réalisable », lorsque la souche est suffisamment grande pour satisfaire

$$\frac{k}{\epsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad \text{II.25}$$

Les modèles réalisables et RNG **k-ε** ont montré des améliorations substantielles par rapport au modèle standard **k-ε** où les caractéristiques d'écoulement incluent une forte courbure, des tourbillons et une rotation. Comme le modèle est encore relativement nouveau, on ne sait pas exactement dans quels cas le modèle réalisable **k-ε** surpasse systématiquement le modèle RNG. Cependant, des études initiales ont montré que le modèle réalisable offre les meilleures performances de toutes les versions du modèle **k-ε** pour plusieurs validations d'écoulements séparés et d'écoulements avec des caractéristiques d'écoulement secondaires complexes.

➤ Équations de transport pour le modèle k-epsilon réalisable :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad \text{II.26}$$

Et

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad \text{II.27}$$

Alors :

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\epsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad \text{II.28}$$

La différence entre le modèle réalisable k-ε et les modèles standard et RNG k-ε est que C_μ n'est plus constant. Il est calculé à partir de :

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\epsilon}} \quad \text{II.29}$$

$$\text{Alors : } U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\text{Et : } \tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk} \omega_k$$

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

$$\Omega_{ij} = \Omega_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k$$

Où Ω_{ij} est le tenseur moyen du taux de rotation vu dans un référentiel tournant avec la vitesse angulaire ω_k . Les constantes du modèle A_0 et A_s sont données par

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6}\cos\phi$$

Alors :

$$\phi = \frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3},$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

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

➤ Constantes du modèle :

Les constantes du modèle C_2 , σ_k et σ_ϵ ont été établies pour garantir que le modèle fonctionne bien pour certains flux canoniques. Les constantes du modèle sont

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.2$$

II.8 Le modèle k- ω SST

Est nommé parce que la définition de la force turbulente est modifiée pour tenir compte du transport de la contrainte principale de cisaillement turbulente. C'est cette fonctionnalité qui donne au modèle SST k- ω un avantage en termes de performances à la fois sur le modèle k- ϵ standard et le modèle k- ω standard. D'autres modifications incluent l'ajout d'un terme de diffusion croisée dans l'équation de ω et une fonction de fusion pour s'assurer que les équations du modèle se composent de manière appropriée dans les zones proches des zones lointaines.

➤ Equation du modèle d'énergie :

Equation d'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k U_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \underbrace{\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}_{(1)} + \underbrace{\tilde{P}_k}_{(2)} - \rho \underbrace{\beta^* k \omega}_{(3)} \quad \text{II.30}$$

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

- (1) : la diffusivité opérante de k ;
- (2) : la production de k ;
- (3) : la dissipation de k.

Équation du taux de dissipation spécifique ω :

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega U_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\underbrace{\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right)}_{(1)} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \underbrace{\frac{\alpha}{\mu_t} P_k}_{(2)} - \underbrace{\rho \beta \omega^2}_{(3)} + \underbrace{2(1 - F_1) \rho \frac{\sigma_{w,2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}}_{(4)} \quad \text{II.31}$$

- (1) : la diffusivité opérante de ω .
- (2) : la production de ω .
- (3) : la dissipation de ω .
- (4) : le terme de diffusion croisée.

Lorsque la fonction du mélange F1 (égal à l'unité en mur proche et nul dans la zone distante) est définie par :

$$F_1 = \tanh \left\{ \left(\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \right)^4 \right\} \quad \text{II.32}$$

Où y est la longueur approximative du domaine de calcul et le terme D_ω^+ équivalent à la partie positive au terme de diffusion croisée de l'équation du taux de dissipation spécifique. D_ω^+ A une limite inférieure afin d'éviter une division par 0 dans l'équation de F1 et est définie par:

$$D_\omega^+ = \max \left(2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad \text{II.33}$$

La transition entre dans les deux formulations, k- ω et k- ϵ , se fait par la fonction F1.

Ainsi, lorsque F1 est 0 loin des parois, la formulation k- ϵ est activée. La viscosité cinématique turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*} \frac{S F_2}{\alpha_1 \omega} \right]} \quad \text{II.34}$$

Une fois mut obtenue, les contraintes de Reynolds s'écrivent :

$$-u'_i u'_j = \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \quad \text{II.35}$$

Où

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$: Taux de déformation locale (strain rate), avec : $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}}}$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1-F_1)/\sigma_{\omega,2}}$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta_\infty^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\}$$

➤ La Production de k :

Le modèle SST contient également un dispositif limitant afin d'éviter la construction artificielle de turbulences dans les zones de stagnation :

$$P_k = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \rightarrow \tilde{P}_k = \min(P_k, 20\beta_\infty^* k \omega) \quad \text{II.36}$$

➤ La Production de ω :

$$P_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} P_k \quad \text{II.37}$$

➤ Diffusion croisée :

Le modèle $k-\omega$ SST est basé à la fois sur le modèle $k-\omega$ standard et le modèle $k-\varepsilon$ standard. Pour combiner ces deux modèles, le modèle $k-\varepsilon$ standard a été transformé en équations basées sur k et ω , ce qui conduit à l'introduction d'un terme de diffusion croisée. D_ω défini comme suit:

$$D_\omega = 2(1-F_1)\rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad \text{II.38}$$

➤ Constantes du modèle :

Correction de faible nombre de Reynolds

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1-F_1) \alpha_{\infty,2} \quad \text{II.39}$$

Où

Chapitre II Notions sur le transfert thermique & présentation des modèles physiques

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{w,1}\sqrt{\beta_{\infty}^*}}$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{w,2}\sqrt{\beta_{\infty}^*}}$$

- κ est la constante de Von Karman ($\kappa = 0.4187$)

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1 - F_1)\beta_{i,2}$$

Où

$$\beta_{i,1} = 0.075$$

$$\beta_{i,2} = 0.0828$$

- Constantes du modèle k- ω SST :

$$\sigma_{k,1} = 1.176 ; \sigma_{\omega,1} = 2.0 ; \sigma_{k,2} = 1.0 ; \sigma_{\omega,2} = 1.168 ; \alpha_1 = 0.31 ; \beta_{\infty}^* = 0.09$$

II.9 Conclusion

Nous avons présenté les différents modes du transfert de chaleur par une convection, une conduction thermique et un rayonnement.

Et aussi que la différence principale entre la version standard et RNG k- ε est dans l'équation du taux de la dissipation turbulente d'énergie. Dans les écoulements à taux de contraintes élevés, le modèle RNG prévoit une faible viscosité turbulente (c'est-à-dire un taux de dissipation ε élevé et une production de turbulence k faible) que le modèle standard. Bien que le modèle RNG k- ε a été découvert pour faire mieux que le modèle standard pour les écoulements avec une grande courbure des lignes de courant, et aussi non encore validé intensivement par les chercheurs que le modèle k- ε . La version standard de k- ε et RNG k- ε est valide pour les écoulements turbulents loin des parois.

CHAPITRE III

Résultats et discussion

III.1 Introduction

De nombreuses problématiques industrielles exigent des techniques de simulation innovantes. Depuis les années 70, la simulation numérique est un des moteurs de l'innovation scientifique et industrielle.

Depuis 1998, COMSOL répond à ces attentes en apportant une solution innovante et pluridisciplinaire. Elle combine une puissance et une souplesse pour simuler des applications impliquant une ou plusieurs phénomènes physiques.

Après une brève présentation de l'outil de notre simulation qui est le logiciel Comsol-Multiphysics, nous allons présenter une simulation numérique (champ de température et de vitesse), tout en traitant thermiquement la convection dans un micro canal horizontal muni sur sa paroi supérieure d'un composant électronique (en silicium) qui présente une source de chaleur. Ensuite, des profils des températures et de vitesse seront étalés à différentes positions du micro canal. Cependant, deux autres configurations seront exposées et traitées par la suite, (il s'agit de deux composants et trois composants électroniques).

III.2 Présentation générale du logiciel COMSOL MULTIPHYSICS

III.2.1 COMSOL MULTIPHYSICS (FEMLAB) : est un

- Logiciel de résolution de modèles différentiels (PDE) ;
- MULTIPHYSIQUE (généricité, couplage mécaniques des fluides électromagnétismes, mécaniques des structures, thermique) ;
- Par ELEMENTS FINIS ;
- Nombre illimité d'interactions entre différentes physiques ;
- Contient la plupart des équations ;
- Utilise une interface graphique ;
- Peu de programmation directe ;
- Interface MATLAB possible.

COMSOL MULTIPHYSICS est multiplateforme : Windows, Mac, GNU-Linux...

COMSOL MULTIPHYSICS a été développé par des étudiants de Germund Dahlquist (1925-2005) à la Royal Institute of Technology à Stockholm.

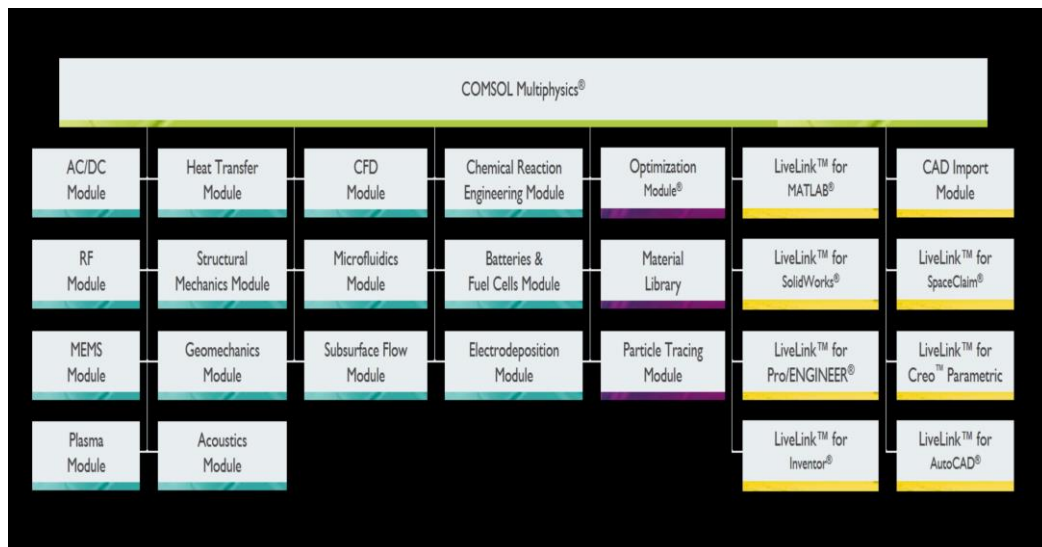


Figure III.1: Modules COMSOL MULTIPHYSICS

III.2.2 Plan de décisions et de construction

- Choix de la dimension : 3D, 2D, 2D axisymétrique...
- Choix des modules physiques : Transfert de chaleur, Transport d'espèces, Ecoulement laminaire...
- Choix du type d'étude : Stationnaire, Temporelle, Fréquentielle...
- Construction de la géométrie
- Choix du (ou des) matériau(x)
- Paramétrage du (ou des) module(s) physique(s)
- Paramétrage et calcul du maillage
- Paramétrage et calcul de l'étude
- Représentation graphique des résultats

III.2.3 Contexte : Gravitation sur une plaque en 2D

Vous devez modéliser le Gravitation dans une plaque en **2D** à l'aide du logiciel **COMSOL MULTIPHYSICS** en régime permanent. Cette plaque mesurant 1 m par 0.5 m est posée sur l'influence de la gravité sur la circulation. Le haut et bas de la plaque est isolé et les deux côtés sont soumis à de l'entrée avec sortie de chaque côté.

III.2.3.1 Introduction à l'interface utilisateur de COMSOL MULTIPHYSICS

L'interface de COMSOL MULTIPHYSICS peut être séparée en quatre parties. À gauche, on retrouve le **Model Builder** où il est possible de définir des variables et autres paramètres du problème (**Parameters**), le modèle (**Model**) où se retrouvent la géométrie (**Geometry**), les propriétés des matériaux formant la géométrie, le ou les modèles de physique s'appliquant au

problème étudié et les paramètres de maillage (**Mesh**). Le **Model Builder** comporte aussi le type de problèmes et les paramètres de solveur (**Study**) et les options d'affichage et de post traitement des données (**Results**).



La colonne directement à droite comporte les options relatives à ce qui est sélectionné dans le **Model Builder**, par exemple, les dimensions d'un objet qui vient d'être créé dans **Geometry**. C'est aussi à cet endroit que les paramètres initiaux de la simulation et les modèles physiques nécessaires sont choisis.

En haut à droite, la fenêtre d'affichage graphique (**Graphics**) permet de visualiser la géométrie, le maillage ou les résultats. Au haut de cette fenêtre se retrouvent diverses options permettant de changer le grossissement de l'affichage, l'orientation d'un objet tridimensionnel, 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, il y a une fenêtre permettant de visualiser les messages d'erreurs, le progrès des simulations, la liste des opérations effectuées lors du calcul de la solution ainsi que des résultats numériques calculés une fois la simulation terminée.

Les différents éléments de l'interface utilisateur de **COMSOL MULTIPHYSICS** sont présentés à la (figure III.2).

III.2.3.2 Création du modèle de simulation

Ouvrez une nouvelle simulation **COMSOL**, choisissez le modèle spatial en **2D**, cliquez sur **Next** ). Vous devez par la suite choisir le modèle physique approprié. **Sélectionnez** le modèle **Laminar Flow (spf)** dans la catégorie **Single-Phase Flow**. Une fois la sélection du modèle effectué, vous devez sélectionner le type d'étude désiré. Sous **PresetStudies**, choisissez le cas d'étude en régime permanent (**Stationary**), puis cliquez sur **Finish** ). Sauvegardez la simulation dans votre répertoire personnel.

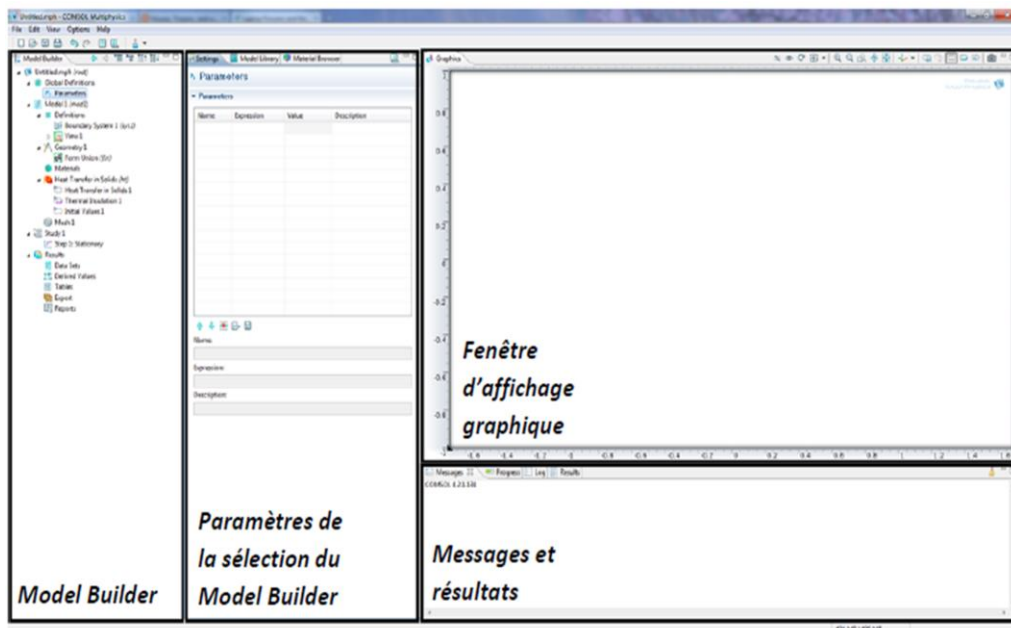


Figure III.2: Interface utilisateur de COMSOL MULTIPHYSICS

III.2.3.3 Définition des paramètres globaux et création de la géométrie

Dans le **Model Builder**, faites apparaître le menu contextuel (clic droit de la souris) de **Global Definitions** et cliquez sur **Parameters** (voir figure III.3). Lorsque vous définissez une nouvelle variable, il est possible d'associer des unités à cette dernière. Les unités doivent être mises entre crochets. Par exemple, 1000 [kg/m^3] entré dans **Expression** associe 1000 kg/m^3 à une variable dont le nom a été défini sous **Name**. Vous pouvez maintenant entrer les différentes variables relatives au problème.

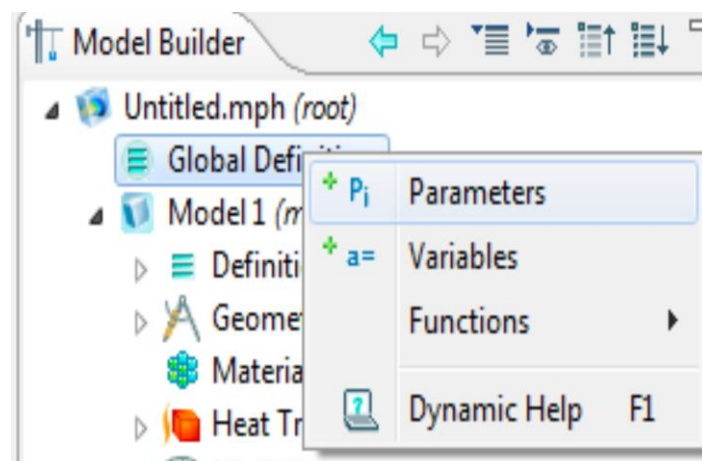



Figure III.3: Ajout de paramètres au modèle

Les unités associées à différentes valeurs pertinentes au problème suggéré, telles que définies dans **COMSOL**, sont : $[m]$, $[kg/m^3]$ et $[pa * s]$.

Une fois les variables relatives à la géométrie et au transfert de chaleur définies, vous devez spécifier la géométrie du problème. Faites un clic droit sur **Geometry** dans le **Model Builder** et choisissez rectangle. Sous l'onglet **size**, entrez la variable de largeur précédemment définie dans **Width** et dans **Height**, entrez la variable associée à la hauteur de la plaque. Sous l'onglet **position**, centrez le **rectangle** en 0, 0. Cliquez sur **BuildAll** ()

III.2.3.4 Ajout des propriétés du matériel composant la plaque

Faites apparaître le menu contextuel de **Materials** dans le **Model Builder** puis sélectionnez **Open Material Browser**. Choisissez **Material 1** sous l'onglet **Built-In** puis ajoutez-le au modèle. **Material 1** est maintenant sous l'onglet **Materials**, ce matériau est associé à la plaque par défaut. Les domaines associés à un matériau sont surlignés en bleu lorsque ce dernier est sélectionné.

III.2.3.5 Ajout des conditions frontières

Dans **Fluid Flow>Single-Phase Flow>Laminar Flow (spf)**, ajoutez les conditions frontières suivantes à partir du menu contextuel : **Inlet**, **Outlet** et **Volume Force 1**. Les paramètres des autres conditions frontières, sont :


- Le bas de la plaque est (**Wall**).
- La paroi de gauche est en contact avec un fluide à V (**Inlet>Velocity**)
- La paroi droite est en contact avec un fluide à P_0 (**Outlet>Pression**)
- Le haut de la plaque est (**Wall**).

Pour chacune des conditions frontières sélectionnez la frontière appropriée dans la fenêtre d'affichage graphique et ajoutez-la à la condition frontière. Entrez aussi les paramètres associés à la condition frontière. Dans **Initial Values 1**, entrez comme vitesse initiale, la pression du gauche de la plaque.

III.2.3.6 Maillage

Cliquez sur **Mesh** et choisissez comme taille de maillage **Coarse**, laissez le maillage défini en tant que **Physics-controlled mesh**. Cliquez sur **Build All**, il est maintenant possible de voir le maillage triangulaire (option par défaut). Il est possible de définir manuellement les paramètres de maillage, mais vous n'aurez pas à le faire dans le cadre de cet exercice.

III.2.3.7 Simulation et traitement des résultats

Pour effectuer la simulation, cliquez sur **Study** dans le **Model Builder** puis sur **Compute** (). COMSOL se chargera de choisir les paramètres du solveur en fonction des modèles physiques choisis. Si vous désirez changer les paramètres du solveur, ces derniers sont accessibles à partir de l'onglet **Study**.

III.3 Présentation de la méthode de résolution mathématique

La résolution des équations différentielles ou plus généralement des équations aux dérivées partielles occupe une place importante en ingénierie et en mathématiques appliquées. Chacune de ces disciplines apporte une contribution différente mais complémentaire à la compréhension et à la résolution de tels problèmes.

Il existe plusieurs techniques permettant de résoudre les équations aux dérivées partielles. Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transferts thermiques on peut citer :

- La méthode des différences finies ;
- La méthode des volumes finis ;
- La méthode des éléments finis.

Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte à de tels systèmes du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est-à-dire non linéaires d'une part et couplées d'autre part. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations [33].

III.3.1 Méthode des Différences Finis (MDF)

La méthode des différences finies consiste en une discrétisation des opérateurs différentiels sur une grille de pas d'espace fixe à l'aide de développements de Taylor tronqués [34].

III.3.2 Méthode des Volumes Finis (MVF)

Cette méthode a été utilisée depuis de nombreuses années (1970) par les ingénieurs (tel que SPALDING, SMITH et PATANKAR) [35], pour résoudre numériquement avec des maillages structurés, les problèmes de la mécanique des fluides formalisés pour les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

❖ Les avantages de la méthode du volume finis

- Approche très « physique » : bilan des flux.
- S'adapte à une géométrie quelconque.
- Plusieurs schémas pour la résolution des termes non-linéaires hyperboliques.
- Conservative (par sa formulation).
- La base de tous les codes généralistes en Mécanique des Fluides : Fluent, Star-CD, CFX [36].

III.3.3 Méthode des Éléments Finis (MEF)

L'idée fondamentale derrière la méthode des éléments finis remonte loin en arrière. Les grecs par exemple avaient reconnu que l'on peut approcher la solution d'un problème complexe en le divisant en problèmes plus simples.

La méthode des éléments finis est maintenant reconnue comme l'une des principales méthodes de résolution des équations aux dérivées partielles (EDP) dans des géométries quelconques, que ce soit en dimension un, deux ou trois.

La méthode des éléments finis est un cas particulier de la méthode de Galerkin pour laquelle les espaces V_h sont faciles à construire et pour laquelle la matrice A contient beaucoup de zéros (on parle de matrice creuse) ce qui rend possible l'utilisation de méthodes numériques performantes pour son inversion. La méthode des éléments finis est avant tout une méthode d'interpolation. Ainsi, pour approcher une fonction, on découpe son domaine de définition en petits éléments et sur chaque élément, le comportement local de la fonction est représenté par une fonction simple, comme une fonction polynômiale par exemple [37].

III.3.3.1 Domaine d'application de la MEF

Cette méthode est largement utilisée dans les phénomènes :

- Analyse linéaire (statique et dynamique) ;
- Analyse non linéaire (grands déplacements, grandes déformations, contact et frottement, flambage, ...) ;
- Mise en forme des matériaux ;
- Thermique (en régime permanent et transitoire, ...) ;
- Mécanique des fluides ;
- Electromagnétisme ;
- Dynamique rapide (choc, impact, crash) ;
- Optimisation des structures.

III.3.3.2 Secteurs d'utilisation de la MEF

- Génie mécanique ;
- Génie civile ;
- Transport ;
- Aéronautique ;
- Espace ;
- Nucléaire ;
- Energétique.

III.3.3.3. Principe de la MEF

Les principales étapes de construction d'un modèle éléments finis sont les suivantes :

- Discrétisation du milieu continu en sous domaines ;
- Construction de l'approximation nodale par sous domaine ;
- Calcul des matrices élémentaires correspondant à la forme intégrale du problème ;
- Assemblage des matrices élémentaire-Prise en compte des conditions aux limites ;
- Résolution du système d'équations.

III.3.3.3 Avantages et inconvénients de la méthode

La méthode des éléments finis est la plus utilisée car :

- Elle peut traiter des problèmes géométriques complexes ;
- Elle couvre de nombreux domaines de la physique ;
- Les moyens informatiques actuels (puissance des calculateurs, outils de visualisation) la rendent facile de mise en œuvre ;
- De nombreux logiciels généraux ou dédiés sont disponibles sur le marché ;
- Le temps de calcul est relativement avantageux.

L'avantage majeur de la méthode des éléments finis, par rapport aux autres méthodes provient du fait que dans cette méthode, chaque élément peut avoir des caractéristiques électriques et géométriques particulières et indépendantes des autres éléments. Ainsi il est possible de résoudre de manière relativement efficace des cas de géométrie complexe présentant des propriétés différentes.

Cependant l'inconvénient majeur de cette méthode est la difficulté à modéliser des systèmes à domaine ouvert [38].

III.3.3.4 Étapes du calcul par la Méthode des Éléments Finis (MEF)

a) Étapes logiques du calcul par MEF

1. Définir les nœuds et les éléments (Créer le maillage) ;
2. Pour chaque élément, établir la matrice de rigidité élémentaire $[k_e]$ reliant les degrés de libertés (déplacements) nodaux $[u_e]$ et les forces $[f_e]$ appliquées aux nœuds :
 $[k_e] [u_e] = [f_e]$;
3. Assembler les matrices et les vecteurs élémentaires en un système global $[K] [U] = [F]$ de manière à satisfaire les conditions d'équilibre aux nœuds ;
4. Modifier le système global en tenant compte des conditions aux limites ;
5. Résoudre le système $[K] [U] = [F]$ et obtenir les déplacements $[U]$ aux nœuds ;
6. Calculer les gradients (flux de chaleur, déformations et contraintes) dans les éléments et les réactions aux nœuds sur lesquels les conditions aux limites sont imposées.

b) Etapes pratiques du calcul par EF

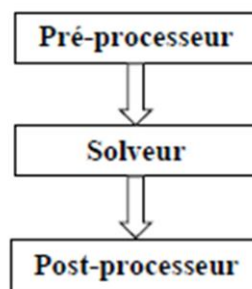


Figure III.4 : Organisation générale d'un code de calcul

❖ Préprocesseur

- 1) Choisir le type d'éléments ;
- 2) Entrer les propriétés géométriques ;
- 3) Entrer les paramètres physiques ;
- 4) Créer le modèle géométrique ;
- 5) Créer le maillage : définir les nœuds et les éléments ;
- 6) Appliquer les sollicitations ;
- 7) Imposer les conditions aux limites.

❖ Solveur

- 1) Choisir le type d'analyse (statique, dynamique) ;

- 2) Construire la matrice et le vecteur élémentaire $[k_e]$, $[f_e]$;
- 3) Assembler $[k_e]$ et $[f_e]$ dans $[K]$ et $[F]$;
- 4) Prendre en compte les conditions aux limites ;
- 5) Résoudre le système d'équations $[K] [U] = [F]$;
- 6) Calculer les variations additionnelles (gradients, réactions, σ , ε ...).

❖ Post-processeur

- 1) Présenter les résultats de façon intelligible et synthétique :
 - Sous forme numérique ;
 - Sous forme graphique.
- 2) Effectuer des fonctions complémentaires : combinaisons, interprétations, interpolations, animation, ... [39].

III.4 Géométrie de notre étude

III.4.1 Description du problème

Le code Comsol-Multiphysics a été utilisé pour simuler le transport de l'écoulement et l'évolution de la température dégagée par le composant électronique qui représente une source de chaleur (matériau silicium), et l'échange thermique. La configuration géométrique considérée dans le présent travail est illustrée sur la figure III.5.

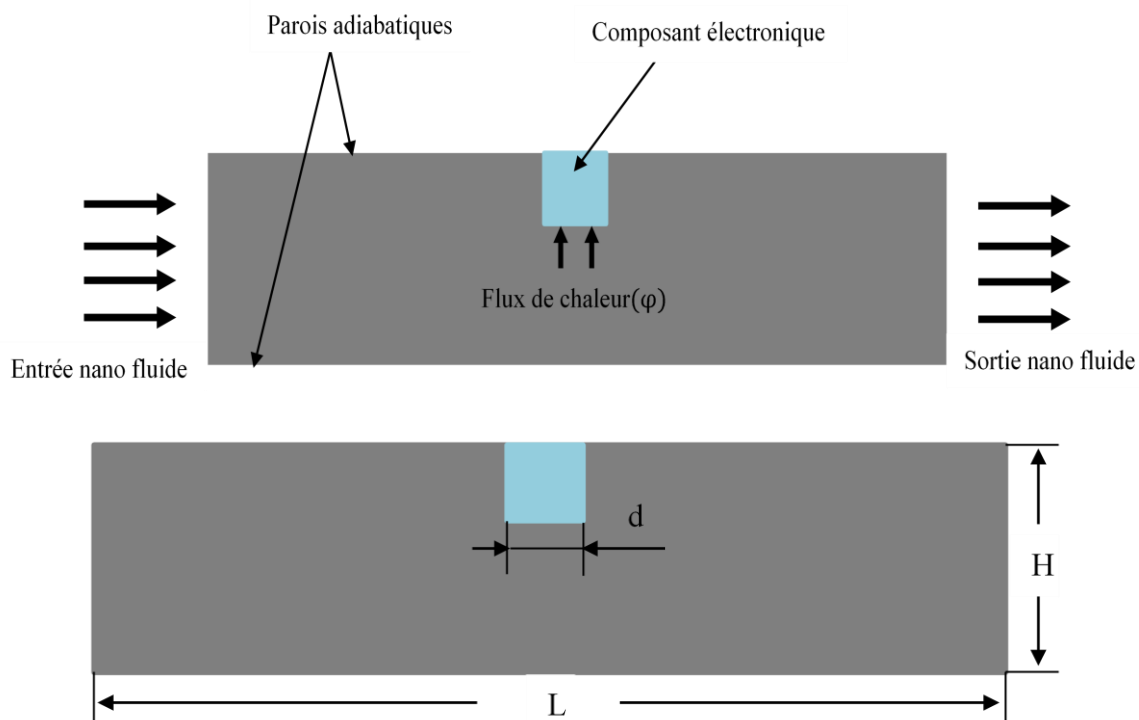


Figure III.5 : Géométrie étudiée

- H : Hauteur total est de 1 mm
- L : Longueur total est de 5 mm
- d : démontions de composant 0.25 mm

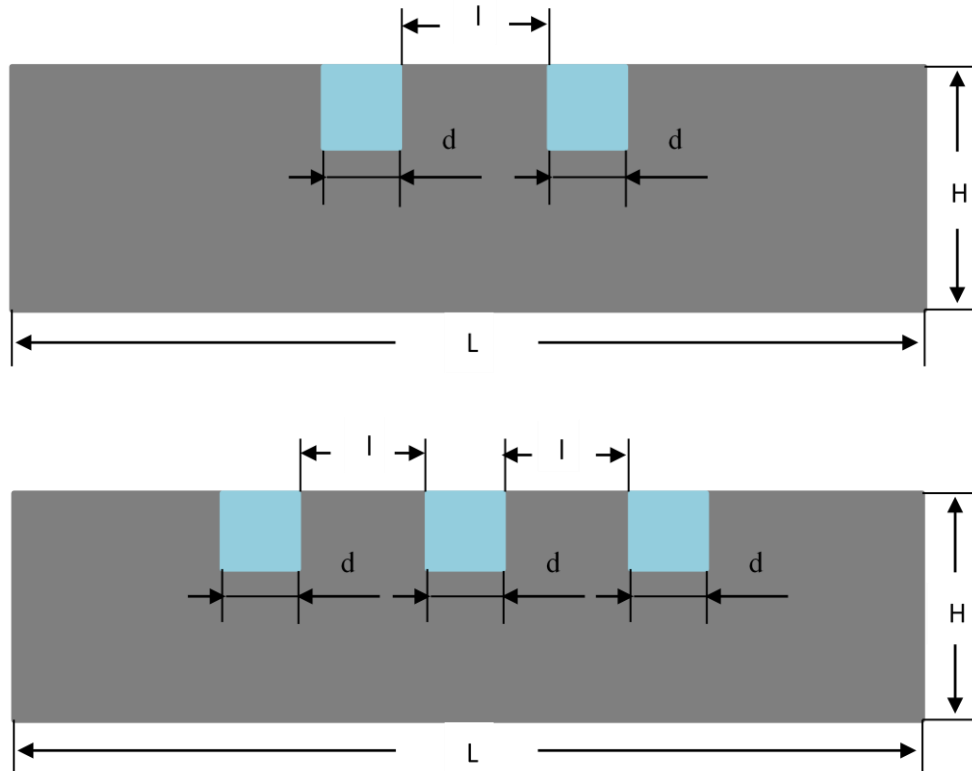


Figure III.6 : Présentation des trois géométries utilisées dans notre étude

- l : Distance entre les composant 1 mm

Tableau III.1 : Propriétés thermo physiques de l'eau et le Cuivre

	K (W/m.k)	μ (kg/m.s)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.k)
eau	0.593	0.001002	998.2	4181.8
Cu	401	-	8954	385

Tableau III.2 : Propriétés thermo physiques du nano fluide $\phi = 0.05$

	K (W/m.k)	μ (kg/m.s)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.k)
Eau-Cu	0.610	0.0011	1395.99	3991.96

Tableau III.3 : Condition aux limites hydrodynamique et thermique.

Type de condition initial	Température d'entrée	Vitesse d'entrée	Flux de chaleur
	293K	0.005m/s, Re=6	153W/m ²
		0.01m/s, Re= 12	
		0.05m/s, Re=24	
		0.1m/s, Re=36	

III.5 Maillage

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

III.5.1 Choix du maillage

Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats Numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer [40] :

- Le nombre de mailles ;
- La distance entre les mailles (concentration des mailles) ;
- La forme de la maille ;
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

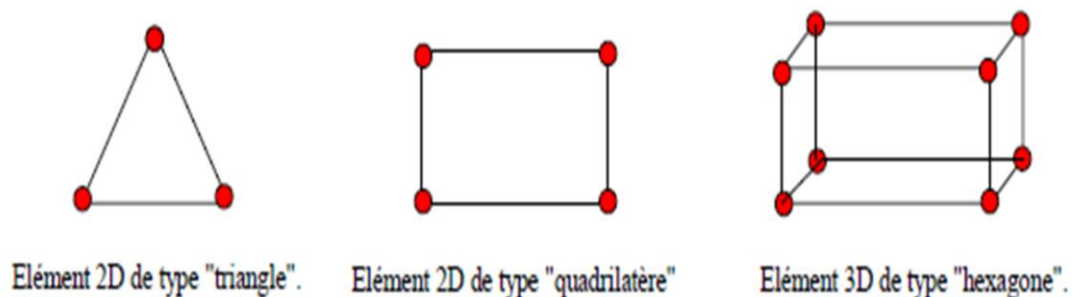


Figure III.7 : Les différentes formes de maillage des éléments.

III.5.2 Test de convergence

Des simulations numériques ont été testées en variant le nombre d'éléments de calcul, Une stabilité et une convergence du modèle été atteinte pour différents maillages. Le type de maillage choisit pour la géométrie étudiée est « user-controlled mesh », avec des éléments de type « triangulaire libre » prédéfini par « Normal » et un raffinement dans la paroi.

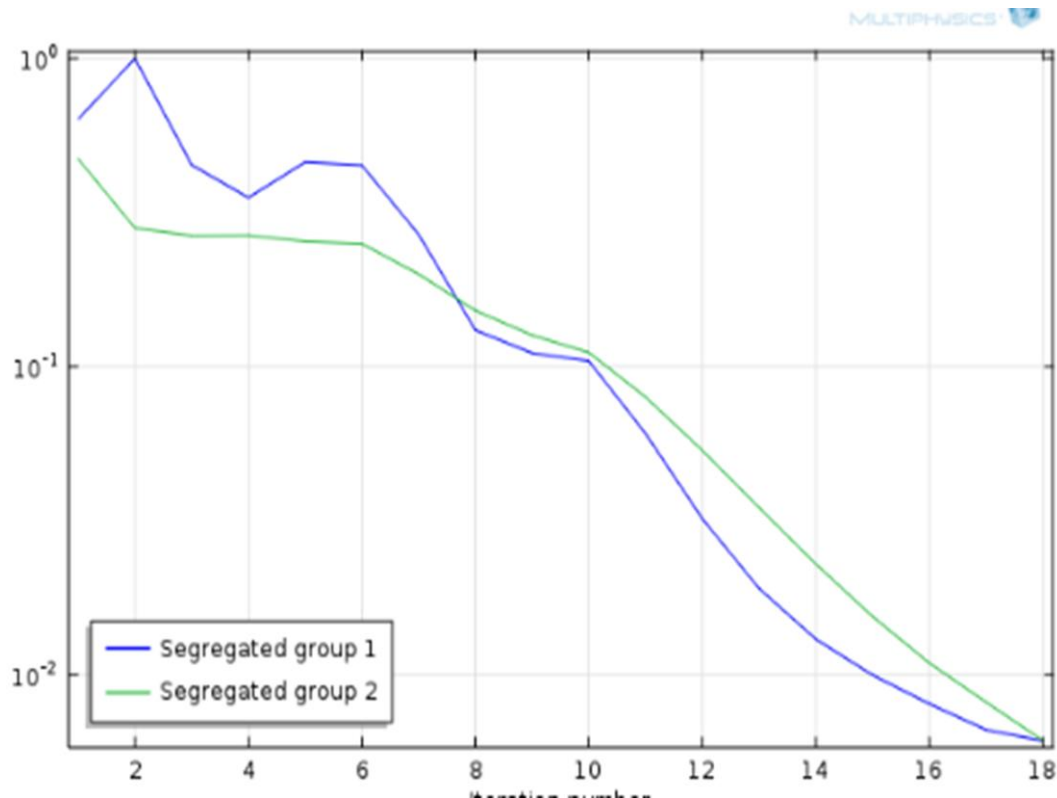
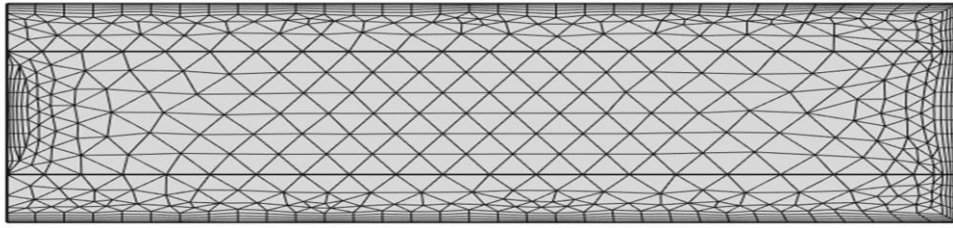


Figure III.8 : Test de convergence

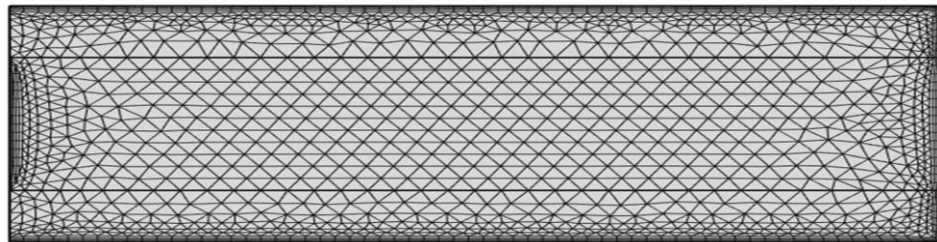
III.6 Sensibilité du maillage

L'influence de la taille et du nombre des nœuds sur la solution exprimée par le transfert thermique est très importante, le profil de vitesse et de la température doit être sensible.

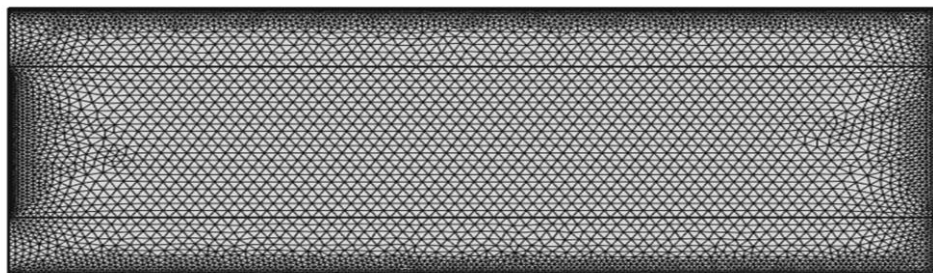
Pour voir l'influence du choix de maillage, nous proposons quelque configuration des différents maillages. (la figure III.9) représente quelque cas de type du maillage



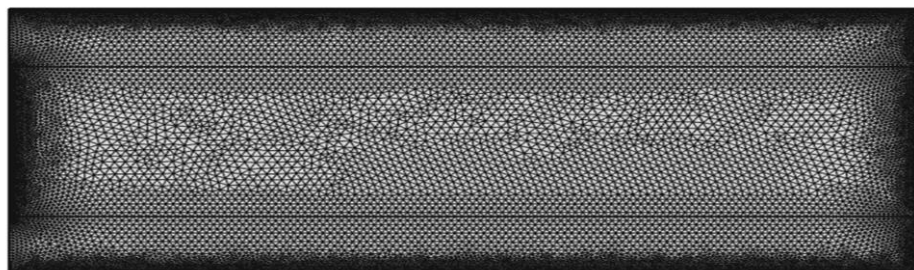
Maillage grossier



Maillage normal



Maillage fin



Maillage extra fine

Figure III.9 : représente quelque cas de type du maillage

III.7 Optimisation du maillage

Afin d’optimiser et choisir le maillage adéquat, on a utilisé 3 types de maillage, il s’agit de : extra gros, normal et extra fin, avec la même valeur de nombre de Reynolds =6. Cette manœuvre numérique nous permet d’économiser du temps, et ne pas charger notre micro presseur avec un élané calcul. On remarque que les résultats sont très proches donc, on utilise le maillage normal pour le reste de notre étude.

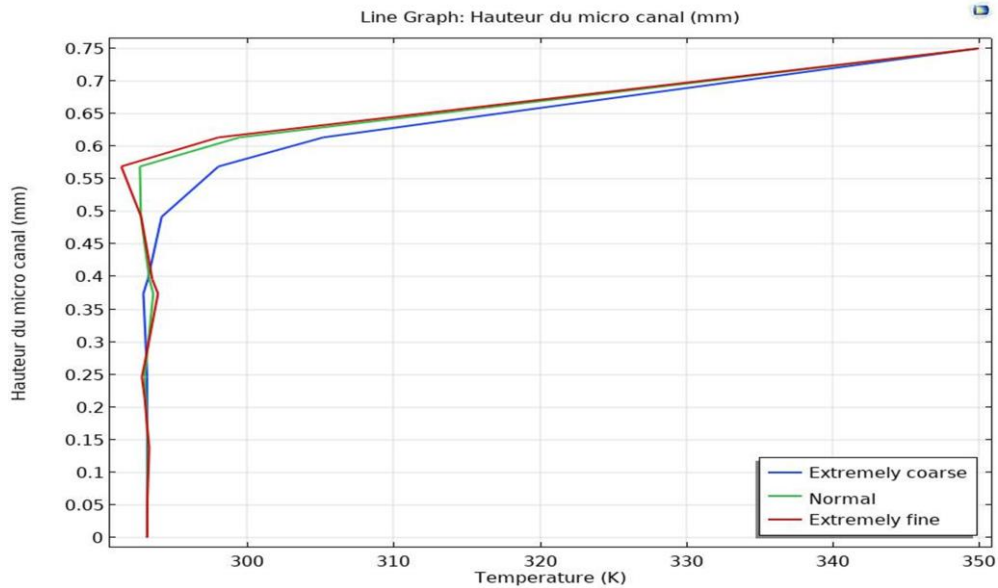


Figure III.10 : Optimisation du maillage

III.7.1 Maillage de la géométrie étudiée

La figure suivante présente le maillage choisi de la géométrie étudiée.

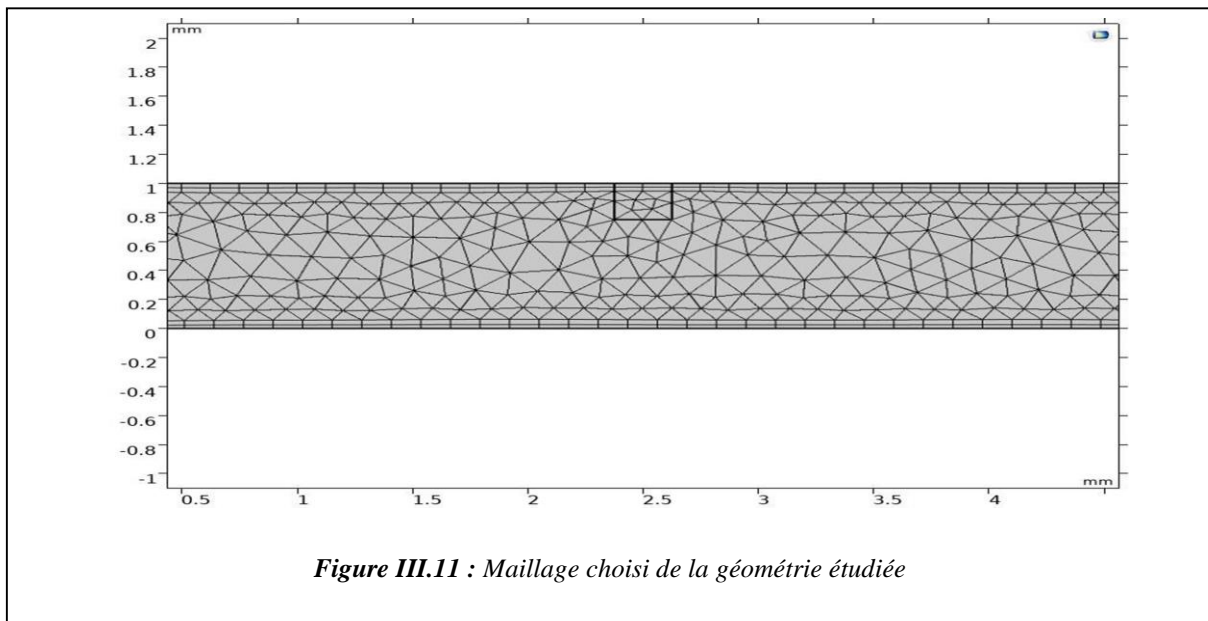


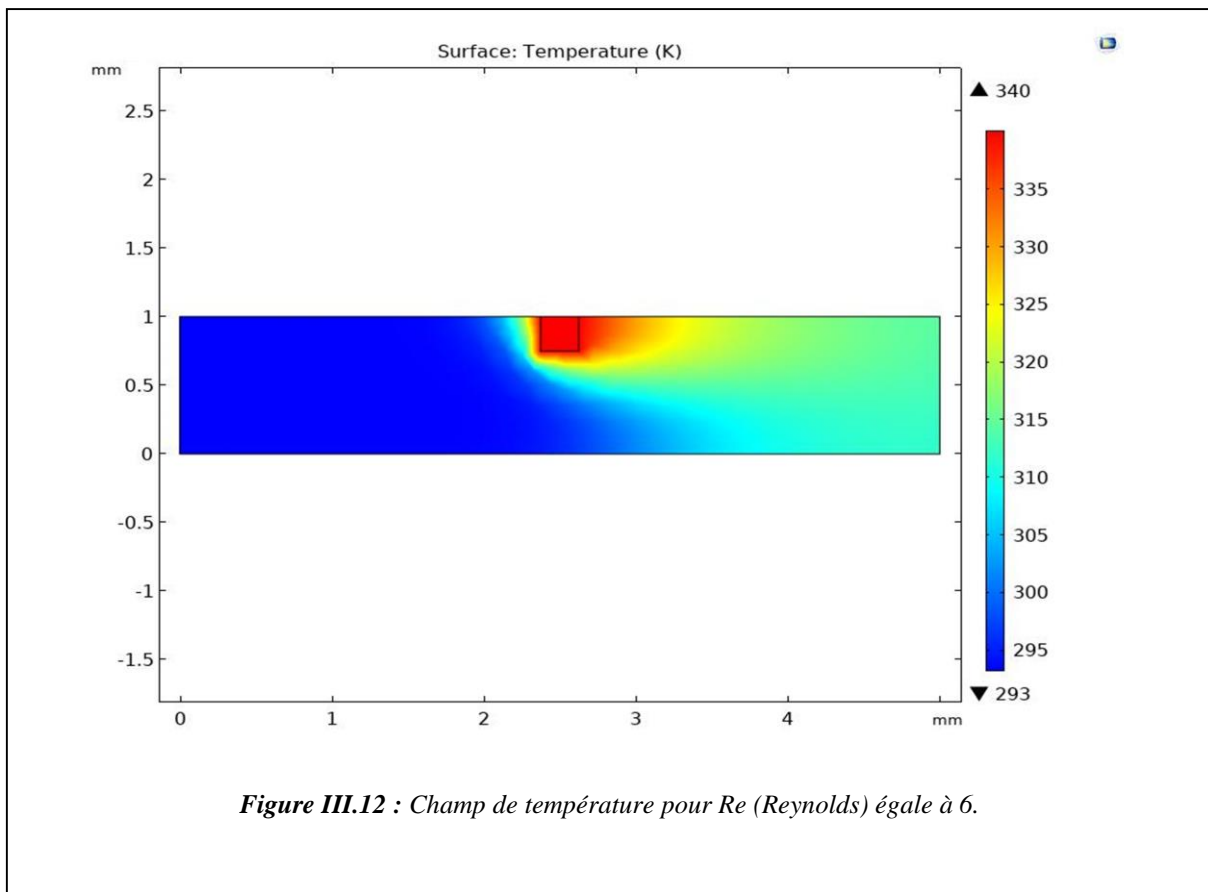
Figure III.11 : Maillage choisi de la géométrie étudiée

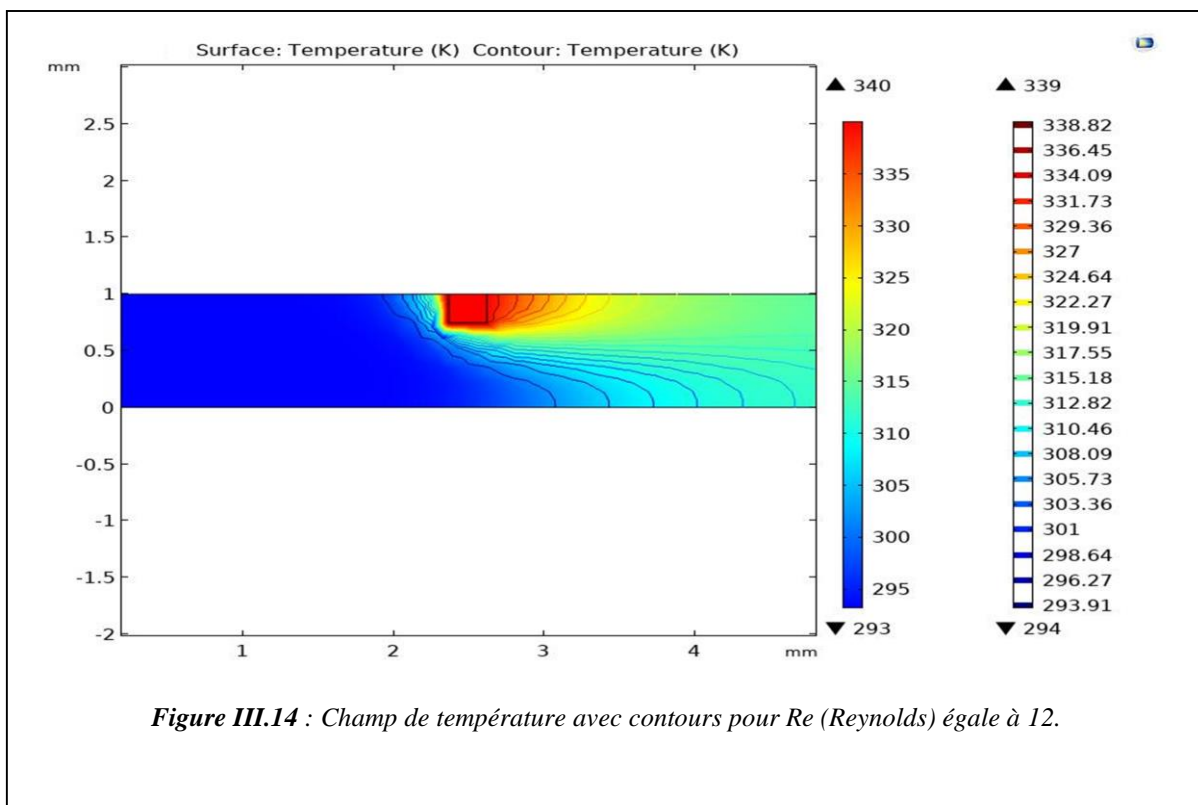
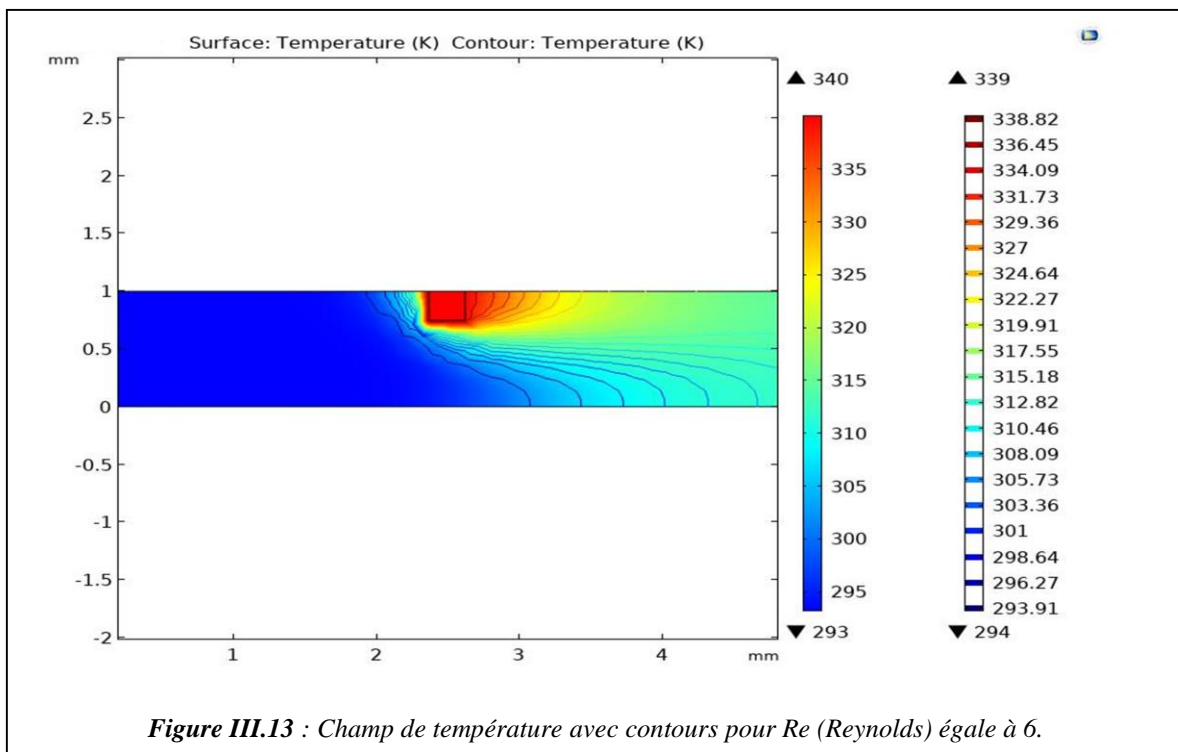
III.7.2 Etude du champ de température

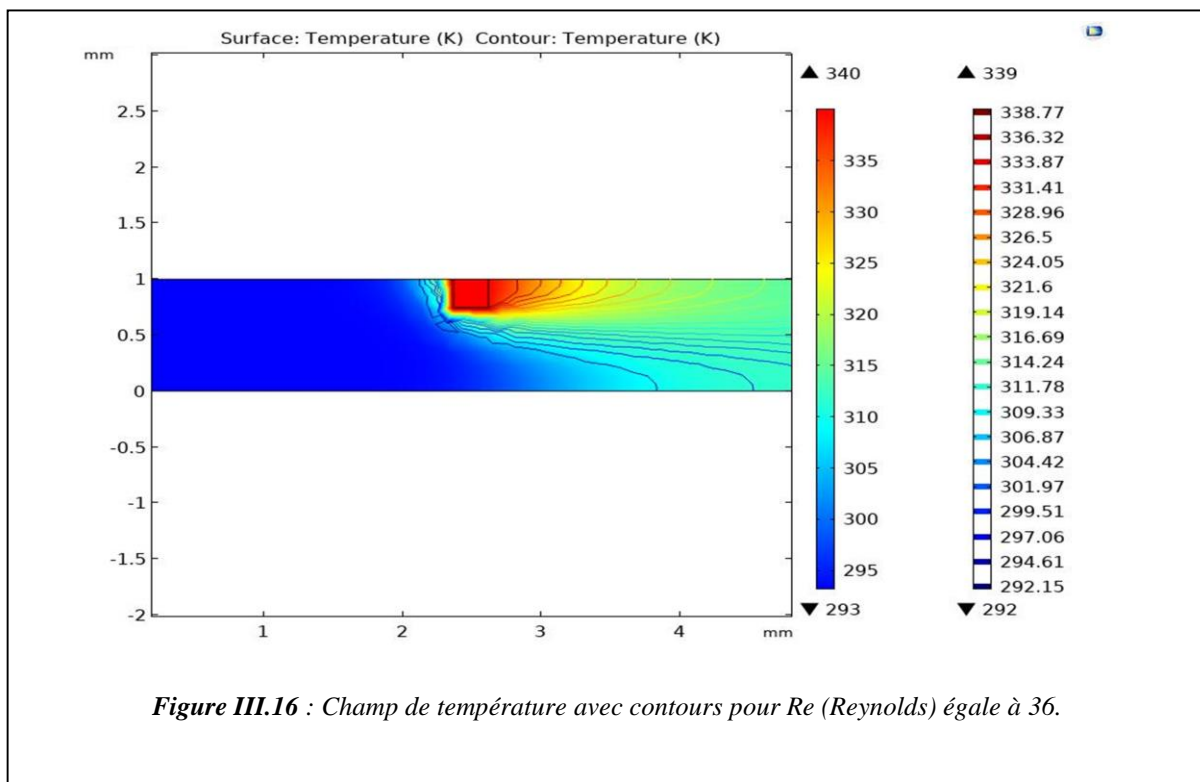
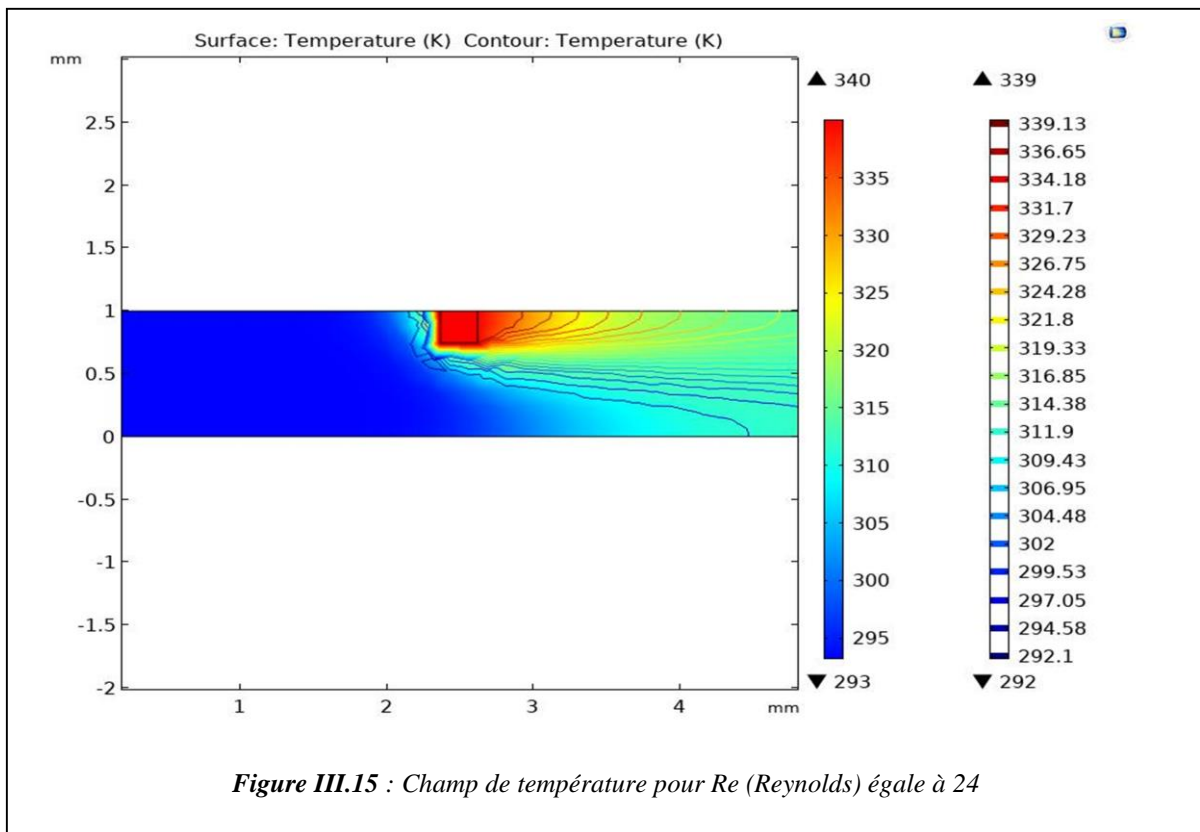
Dans cette partie de ce modeste travail, nous vous présentons les résultats de la simulation numérique traitée par le logiciel COMSOL MULTIPHYSIQUES de la convection au niveau d'un micro canal horizontale portant un composant électronique, puis deux et à la fin trois composants. Ce composant présente l'élément source de chaleur.

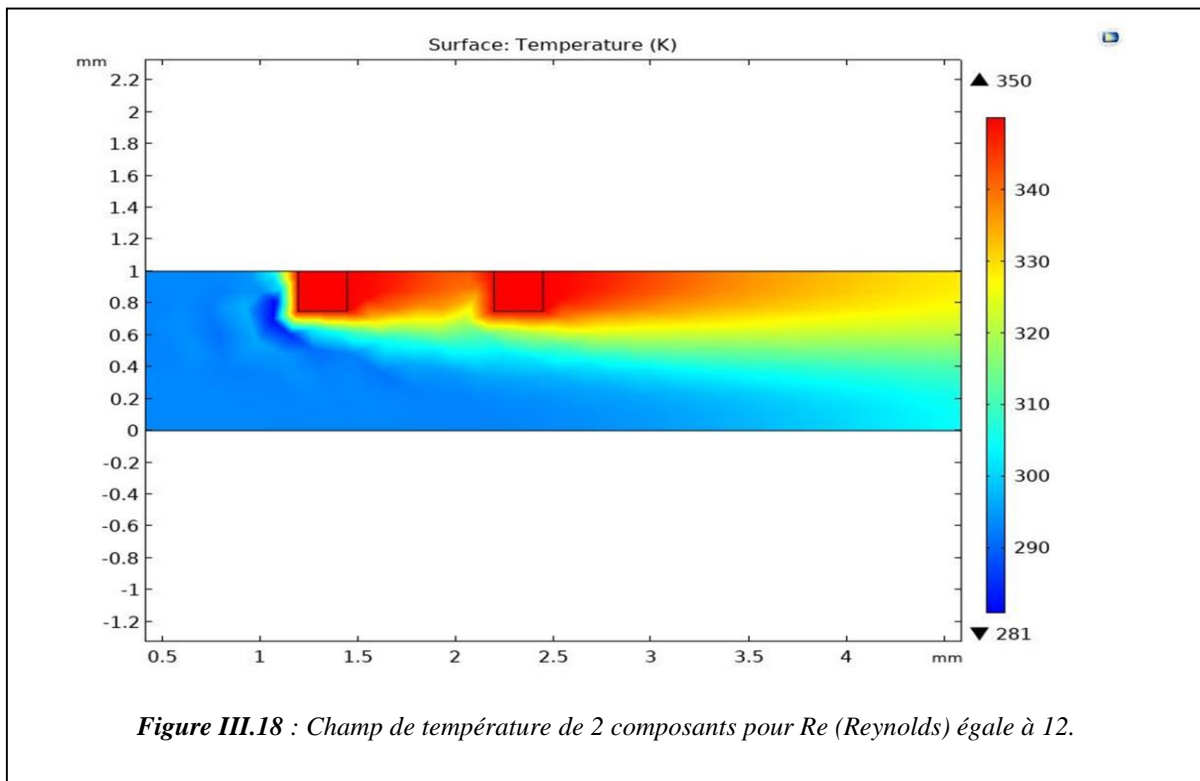
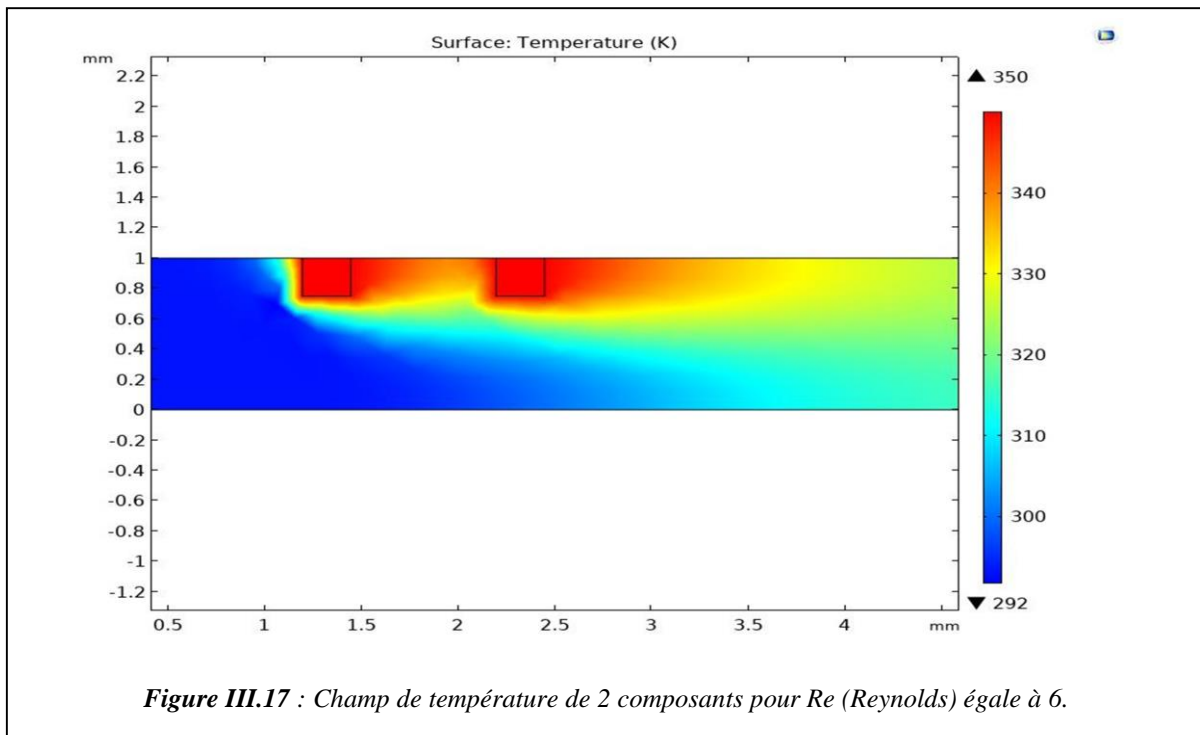
Le nano fluide (eau-cuivre) est utilisé dont le but d'assurer le refroidissement. Les résultats des champs de température et des champs de vitesse conquis seront discutés.

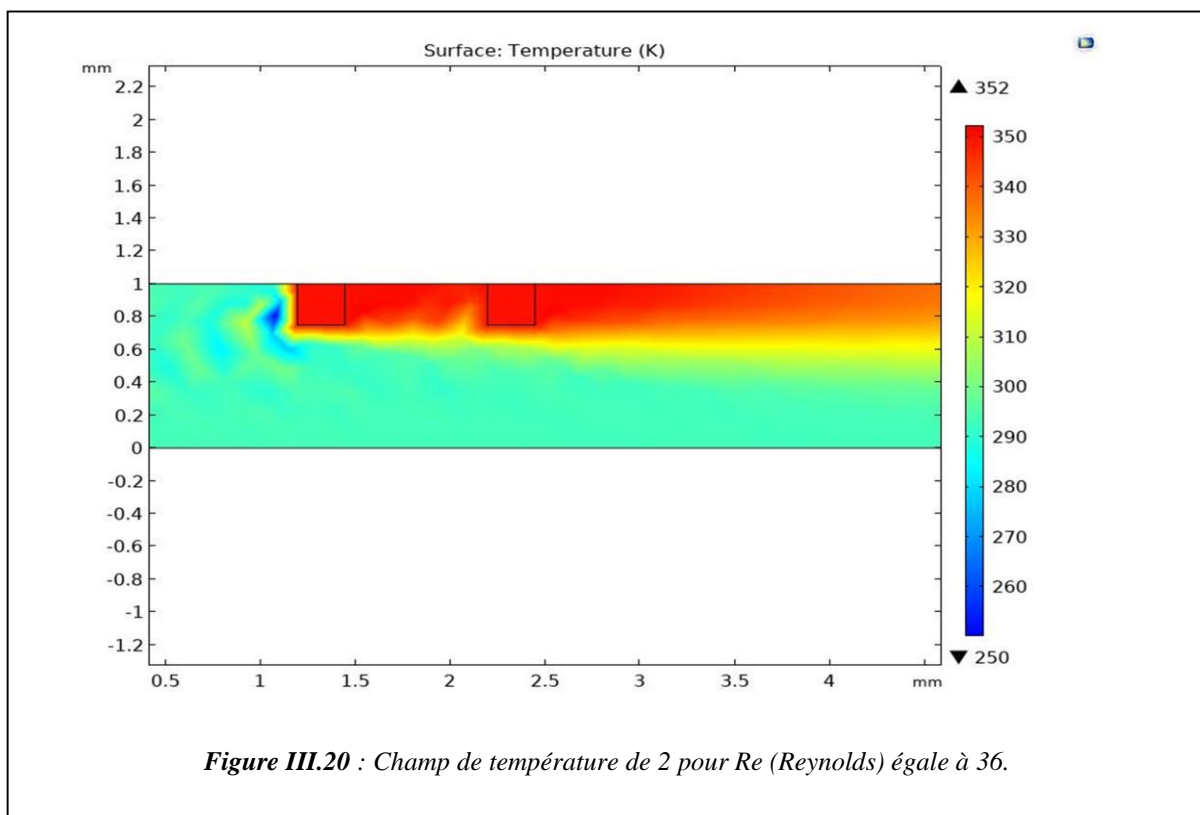
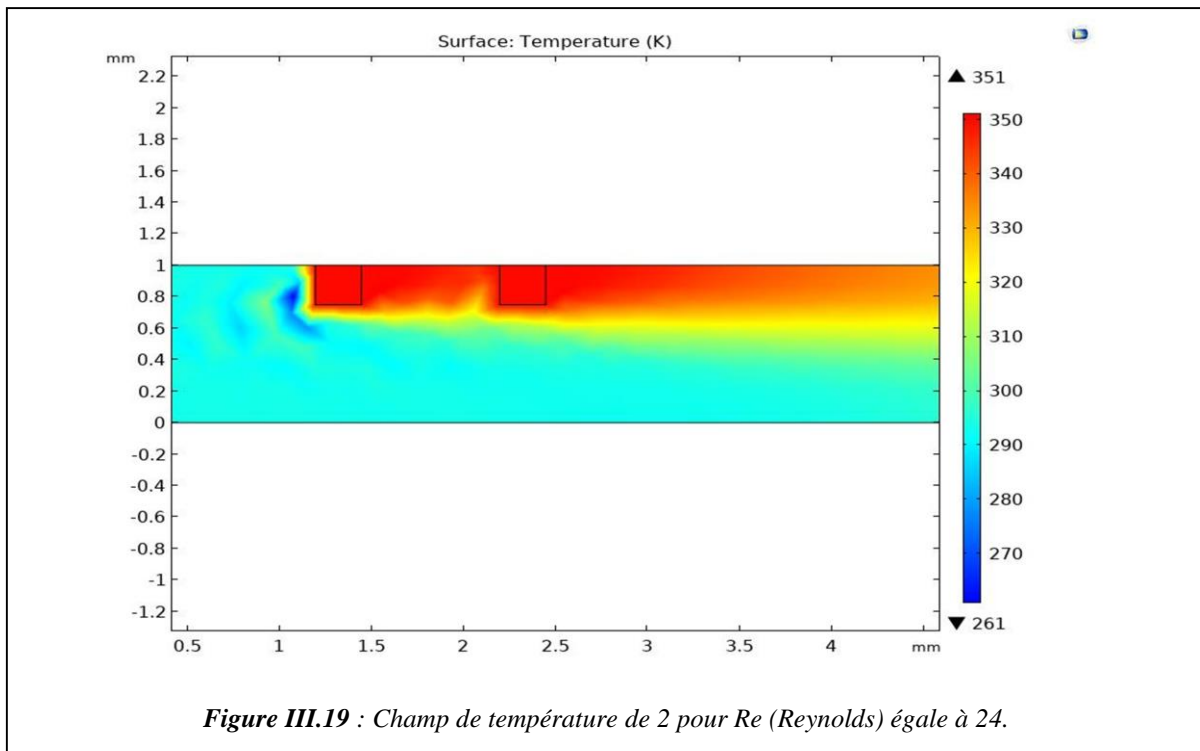
Nous allons présenter les différents profils du champ de température pour différentes valeurs de Reynolds.

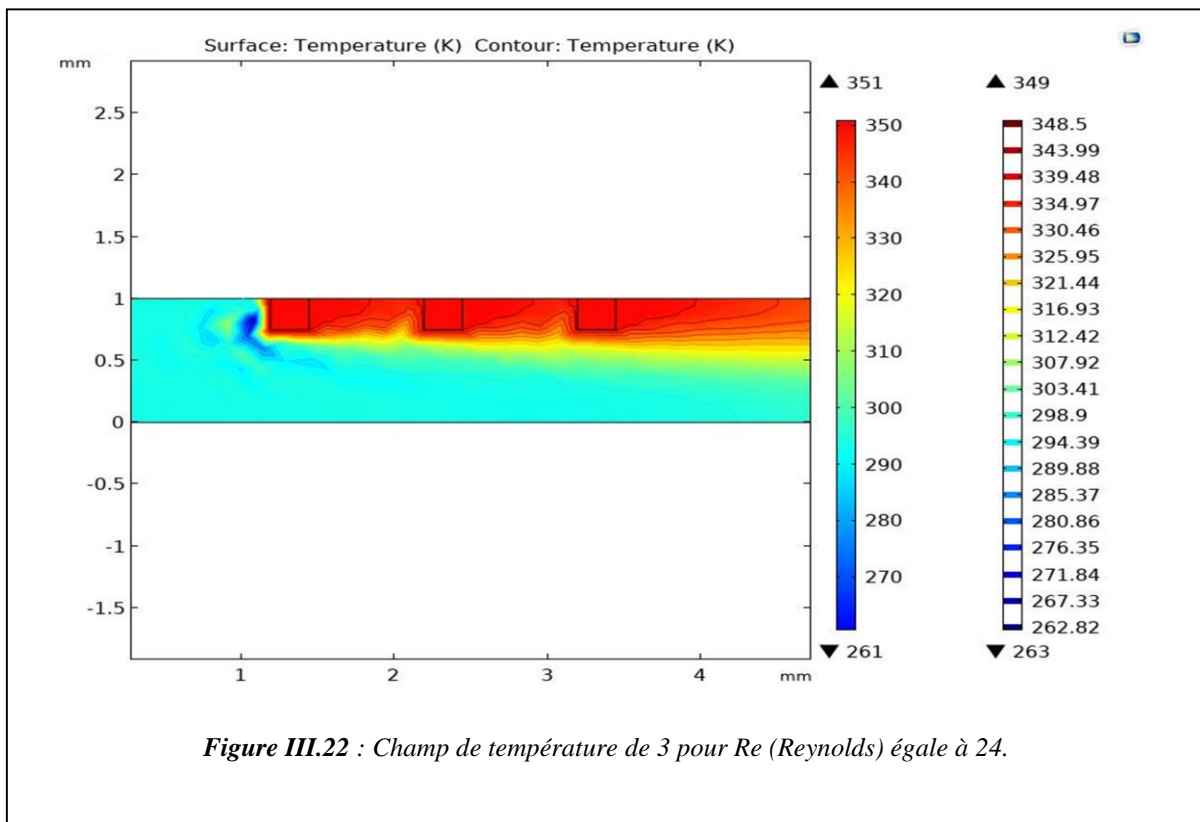
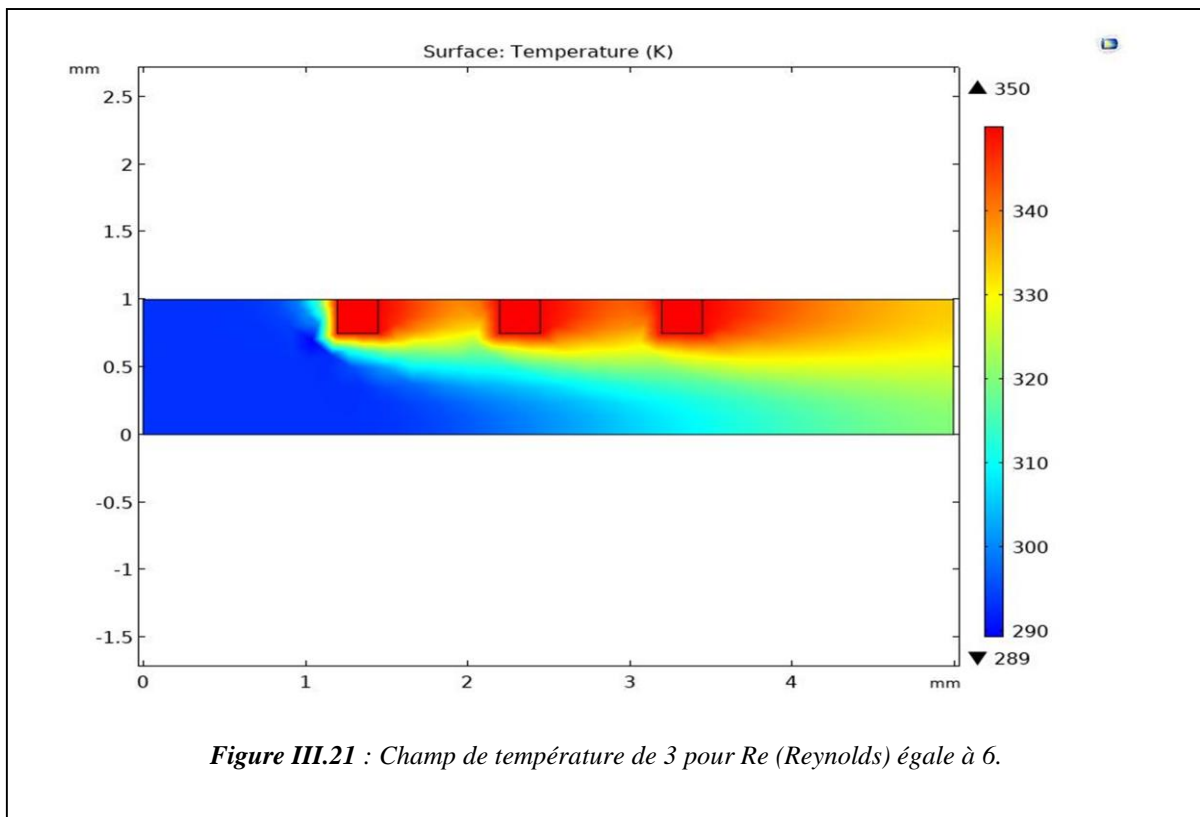












III.8 Interprétation des résultats

L'évolution du champ de la température dans le micro canal, avec une paroi inférieure adiabatique et une paroi supérieure portant un composant, jusqu'à trois composants électroniques, présente une dissipation d'un flux de chaleur constant.

Nous remarquons sur les différentes figures traitées numériquement par le logiciel consol multiphysique, et étalées sur le long du micro canal que dans la première partie à l'entrée du micro canal, l'absence de l'échauffement des parois et cela pour les trois situations étudiées.

En avançant sur le chemin du micro canal suivant sa longueur et en balayant sa hauteur, le nano fluide commence à s'échauffer près du composant électronique, et cela est tout à fait normal car l'élément électronique dégage une certaine chaleur.

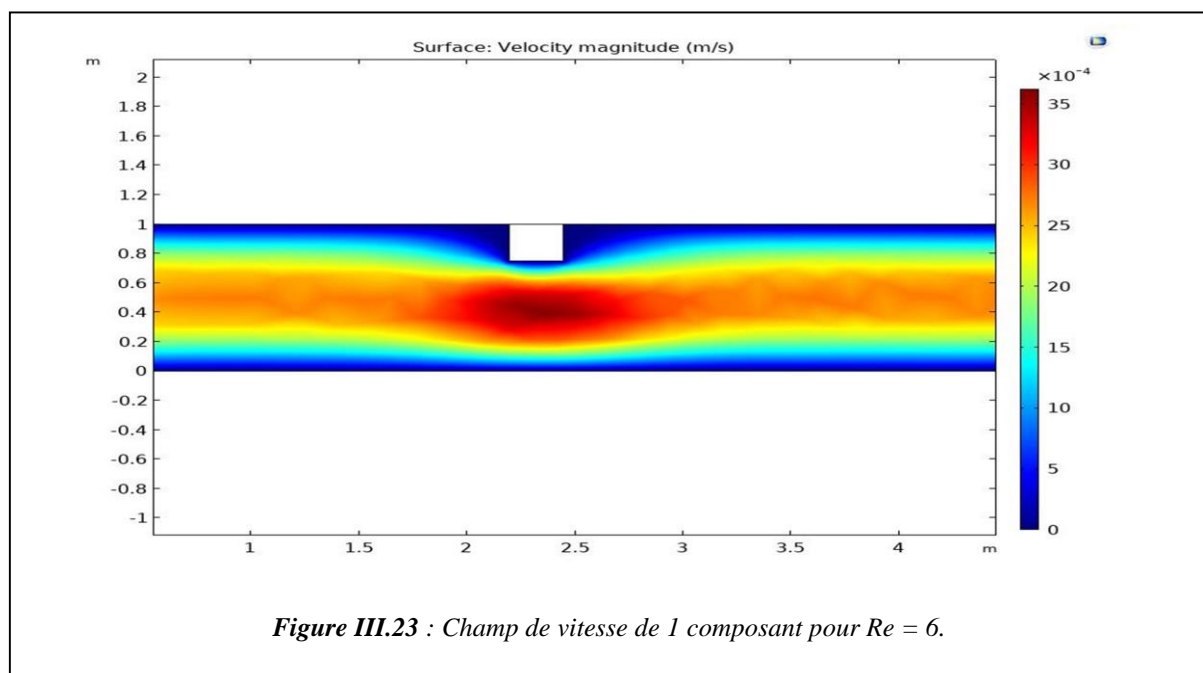
Nous pouvons prononcer, que lorsque le nombre de composants augmente, l'échauffement est consistant par rapport à l'utilisation d'un composant ou deux.

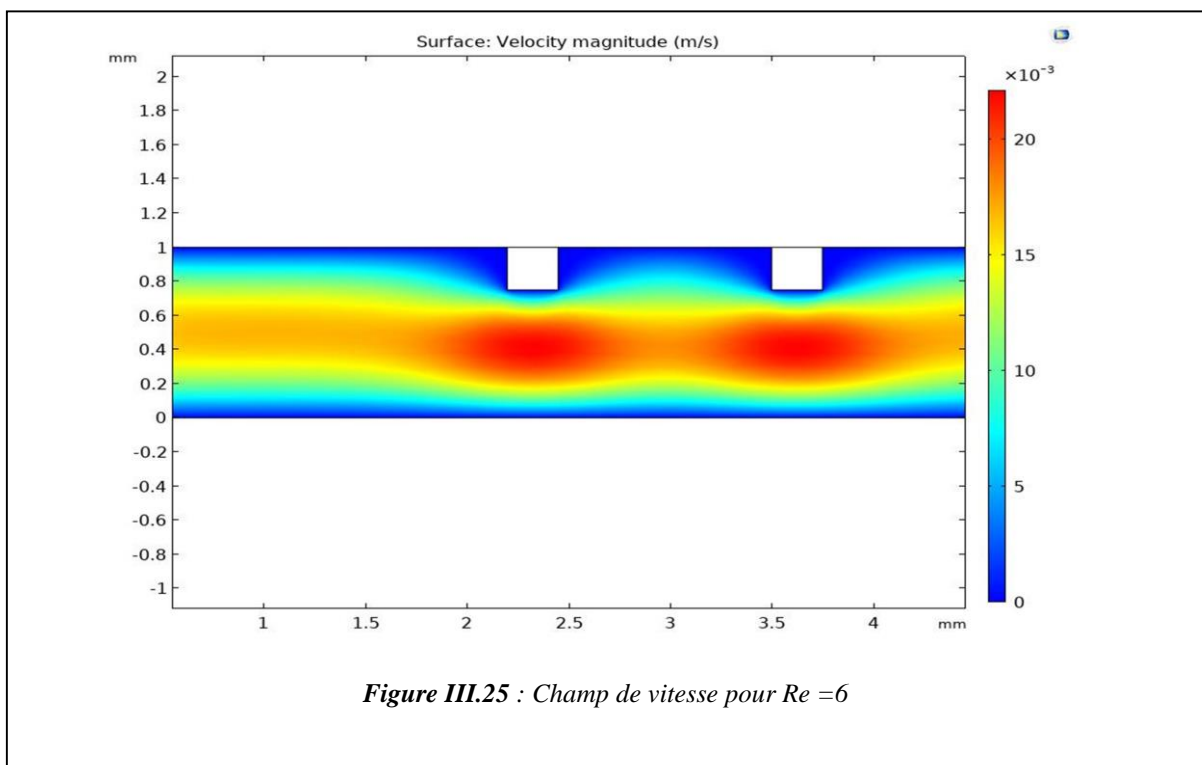
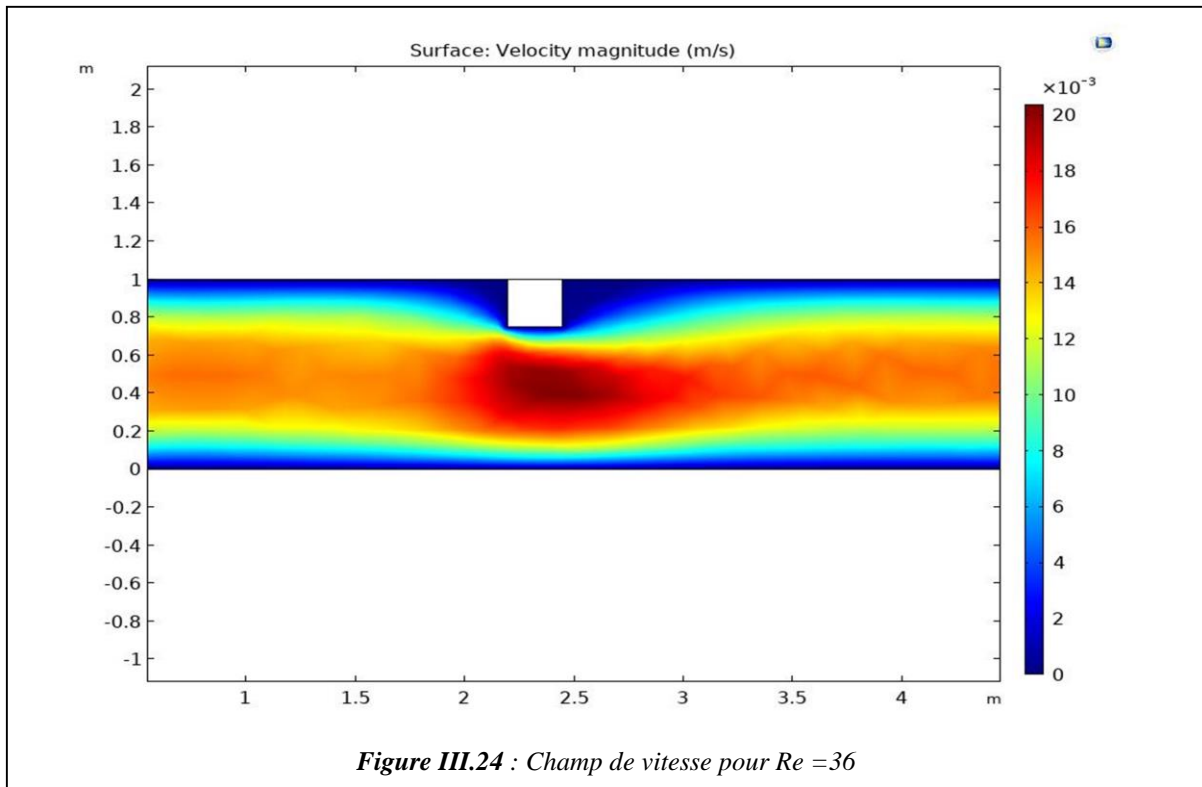
Le champ de la température dans le micro canal, avec une paroi inférieure adiabatique et une paroi supérieure portant un composant, jusqu'à trois composants électroniques, présente une dissipation d'un flux de chaleur constant.

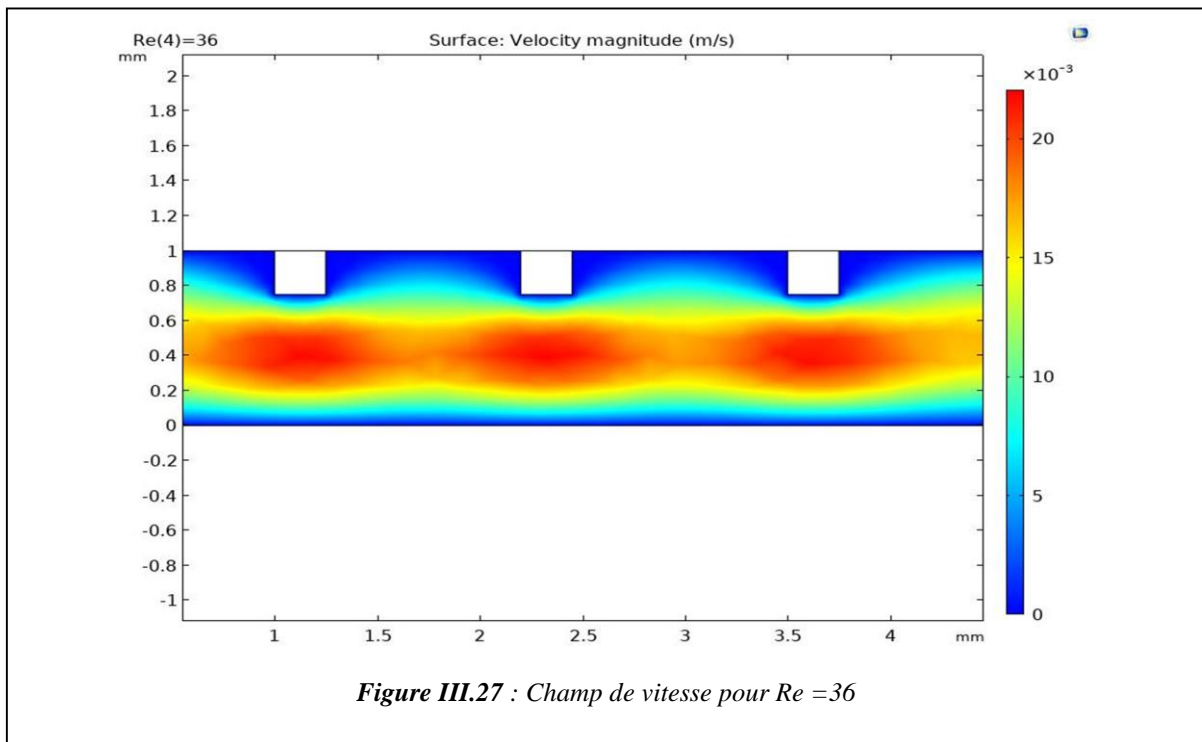
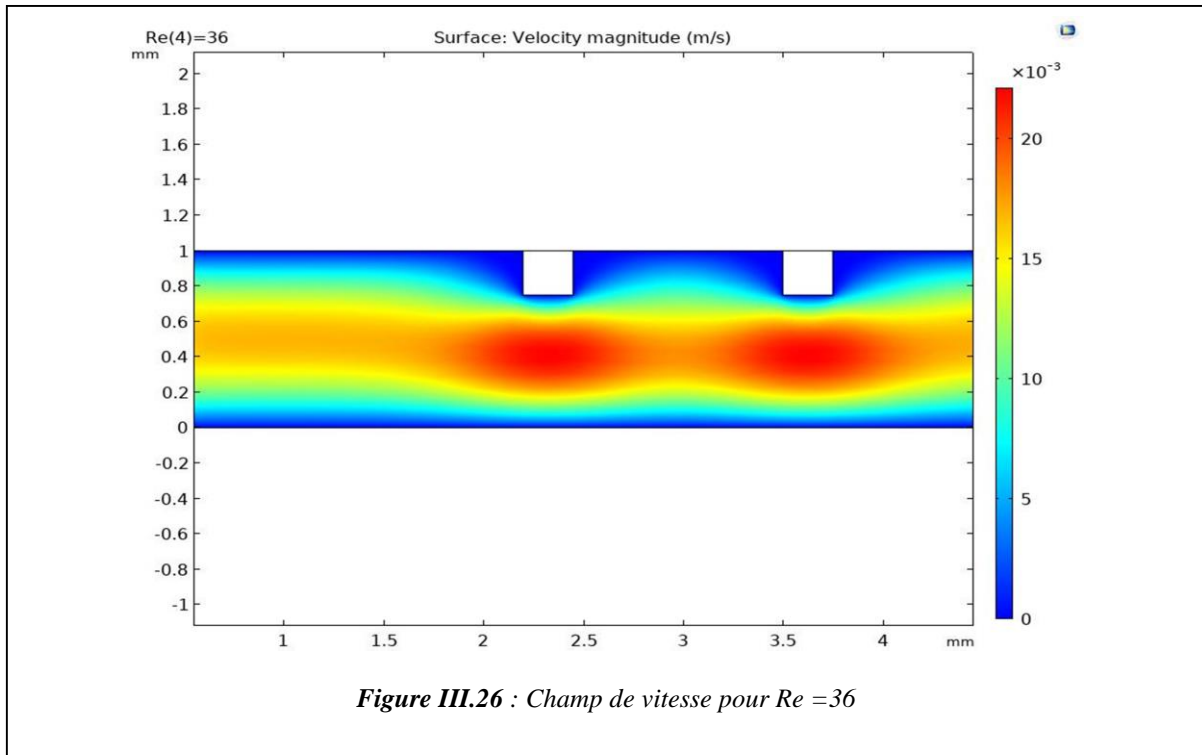
Nous remarquons sur les différentes figures traitées numériquement par le logiciel consol multiphysique, et étalées sur le long du micro canal que dans la première partie à l'entrée du micro canal, l'absence de l'échauffement des parois et cela pour les trois situations étudiées.

III.9 Etude du champ de vitesse

Nous présentons les champs de vitesse pour les trois configurations





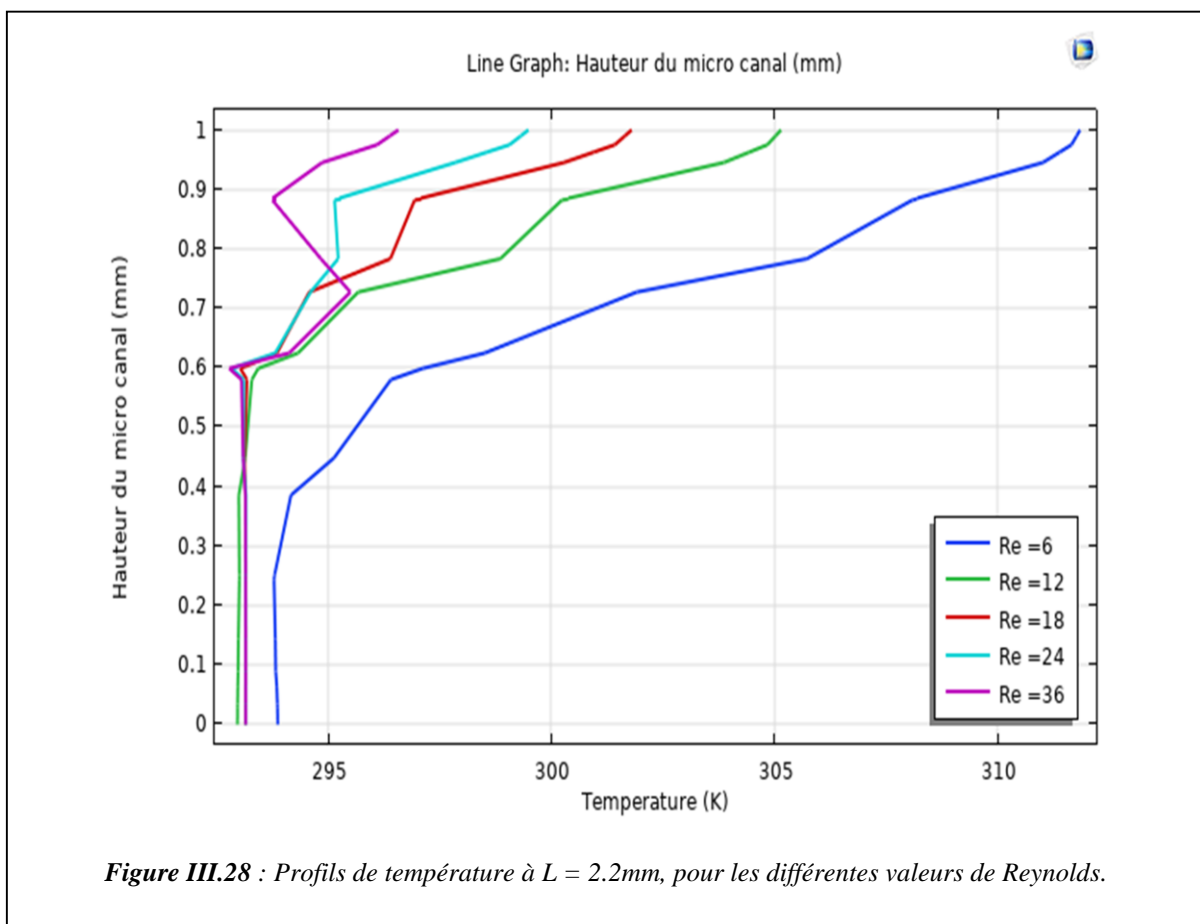


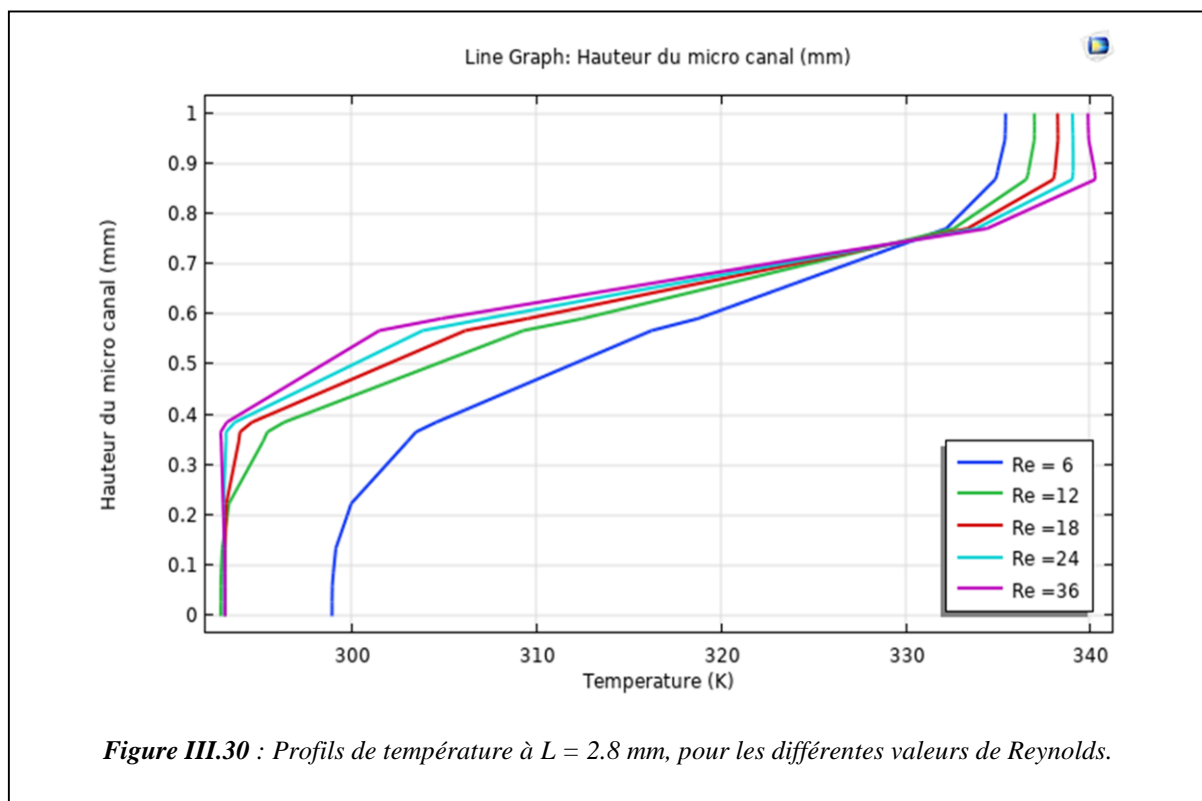
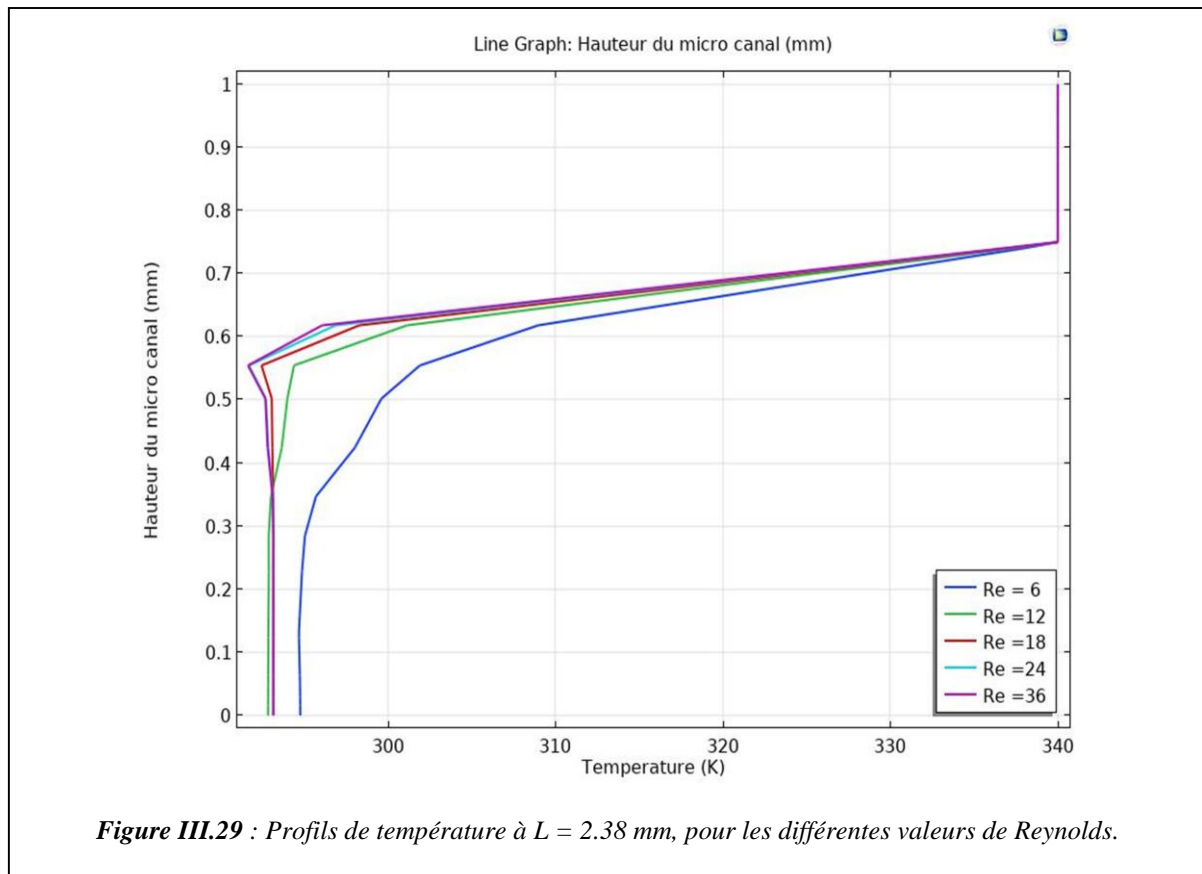
Les figures présentées, exposent clairement les résultats de la distribution des champs de vitesses le long du micro canal. Nous remarquons que la vitesse s'affaiblit auprès de la paroi et accroît lorsqu'on s'emmène vers le centre du micro canal, cet effet se traduit par la présence des forces de frottements entre les particules du nano fluide et les parois du micro canal.

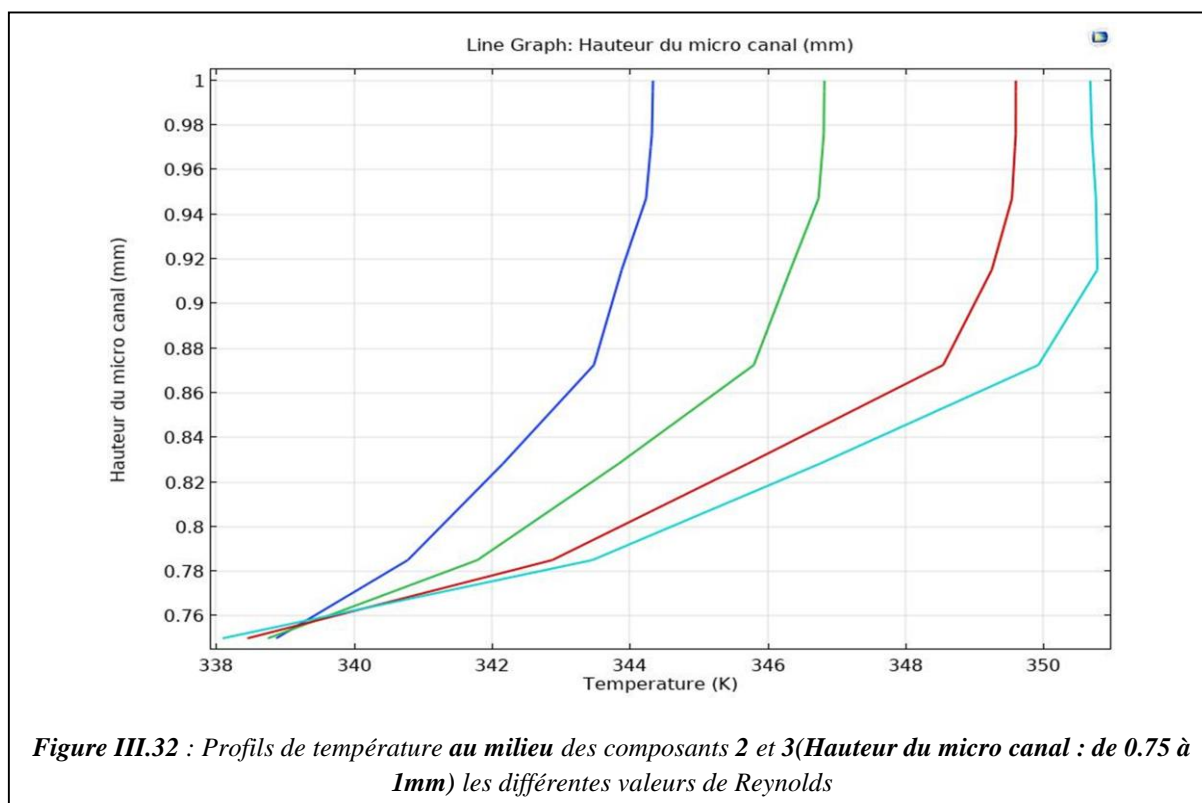
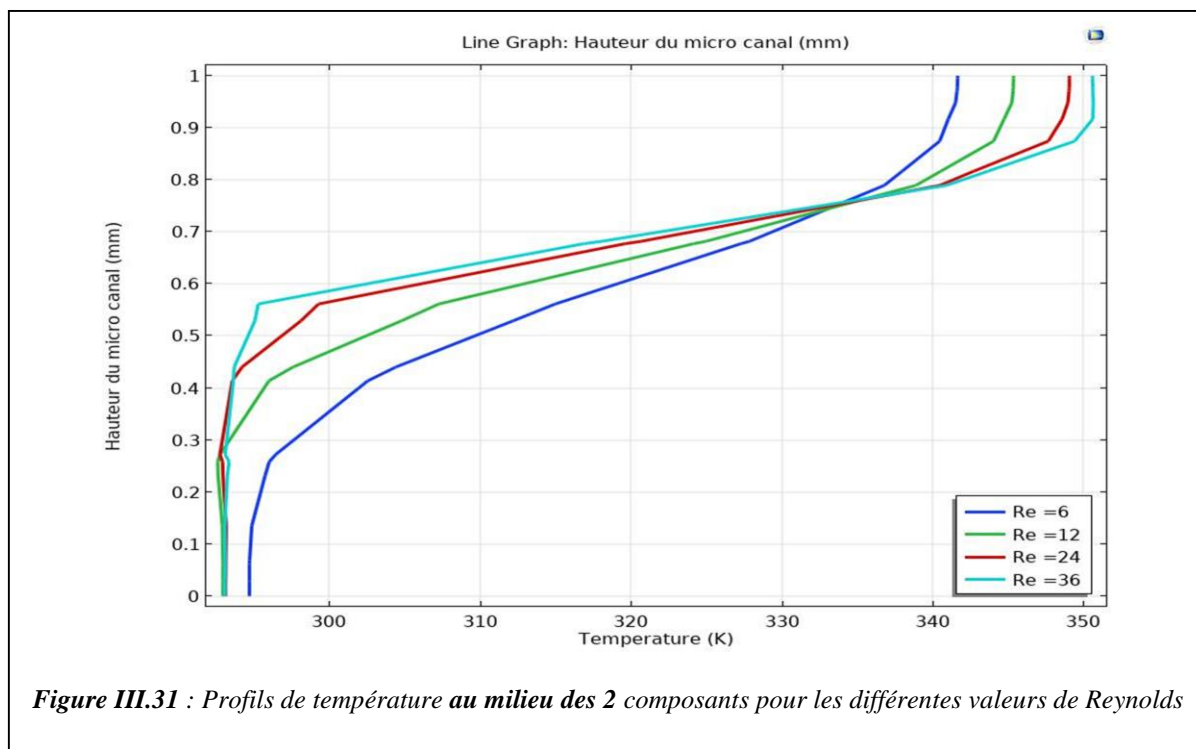
III.10 Etude du profil de température et de vitesse

1- Profil de température pour différentes valeurs de Reynolds

Nous allons présenter les différents profils de température et de vitesse à différents endroits du micro canal suivant l'axe des x (sur la longueur L)







En avançant sur le chemin du micro canal suivant sa longueur et en balayant sa hauteur, le nano fluide commence à s'échauffer près du composant électronique, et cela est tout à fait normal car l'élément électronique dégage une certaine chaleur.

Nous pouvons prononcer, que lorsque le nombre de composants augmente, l'échauffement est consistant par rapport à l'utilisation d'un composant ou deux.

Nous voyant nettement l'influence de l'augmentation du nombre de Reynolds sur le champ thermique. A la valeur $Re = 6$, nous apercevons que le champ de la température est accumulé autour des composants électroniques, ou il y a une évacuation d'énergie car c'est l'effet de la source de chaleur, créant une formation thermique à sa frontière.

L'effet de faible nombre de Reynolds est créé dans l'expansion de la température où les contours occupant une partie élevée du micro canal, qui génère une faible diminution de la température autour des composants électroniques.

Nous avons pris l'initiative d'augmenter le nombre de Reynolds dont le but de voir son influence sur le comportement du nano fluide ($Re = 12, 24$ et 36), nous avons constaté que des différents isothermes s'affaiblit en se conduisant vers la sortie du micro canal, ce qui rend faible l'échauffement autour du composant électronique. Cependant, l'effet de la chaleur se simplifiera et sortira et se dirigera vers l'extérieur.

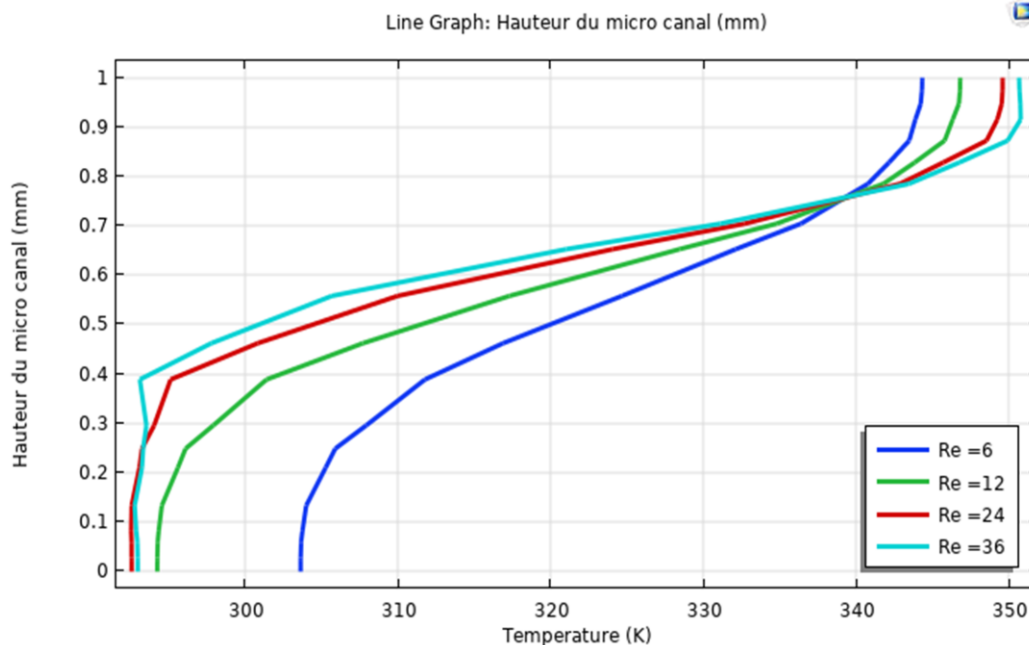


Figure III.33 : Profils de température près du 3 composants pour les différentes valeurs de Reynolds

2- Profil de vitesse pour différentes positions le long du micro canal

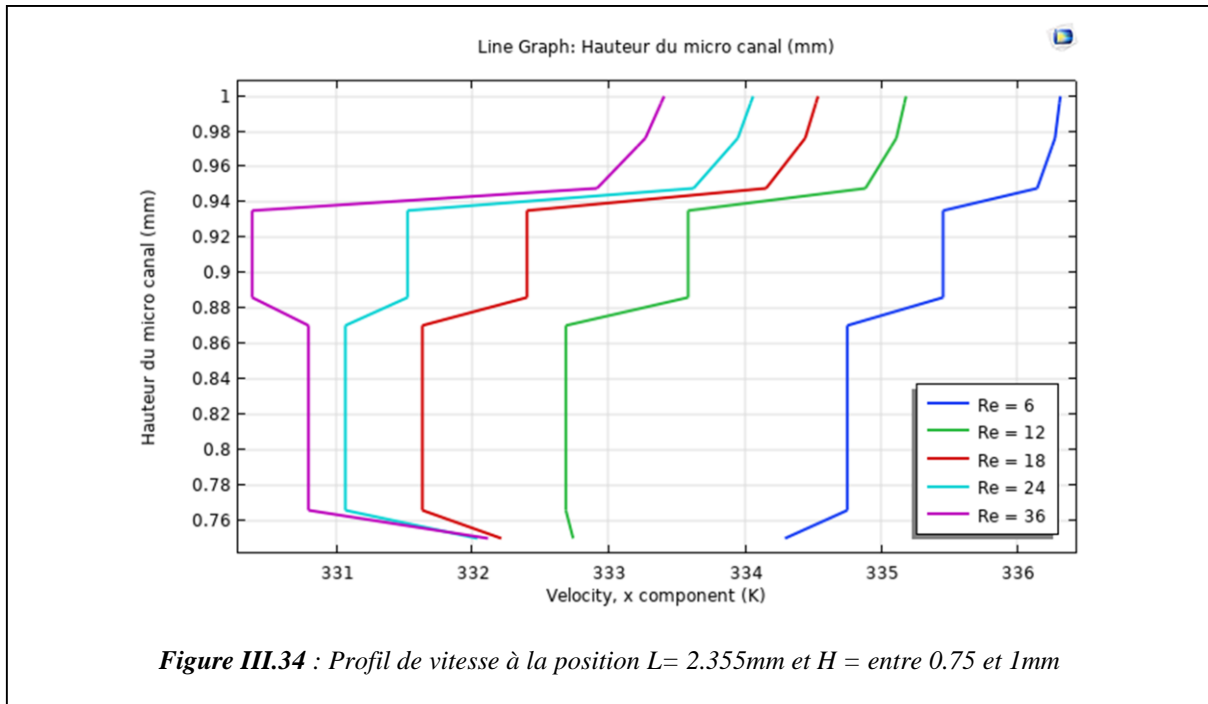


Figure III.34 : Profil de vitesse à la position $L = 2.355\text{mm}$ et $H = \text{entre } 0.75 \text{ et } 1\text{mm}$

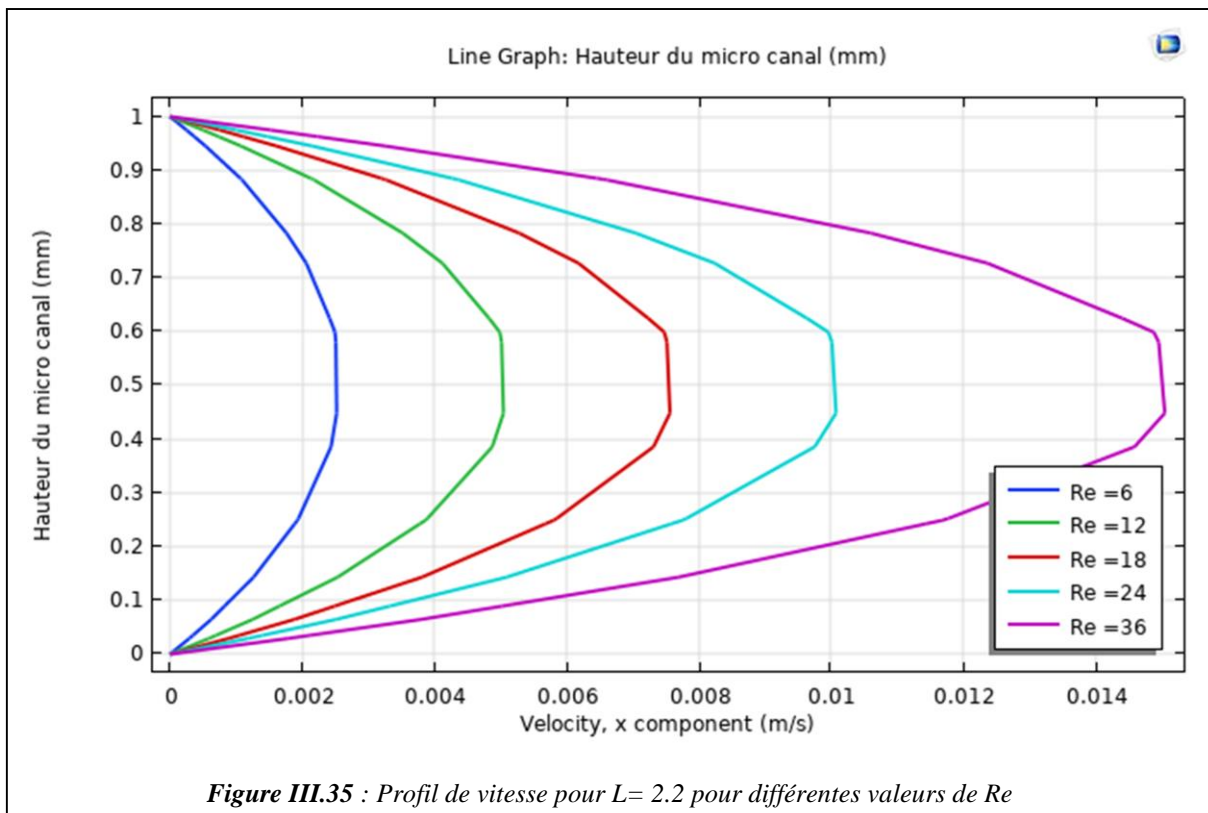
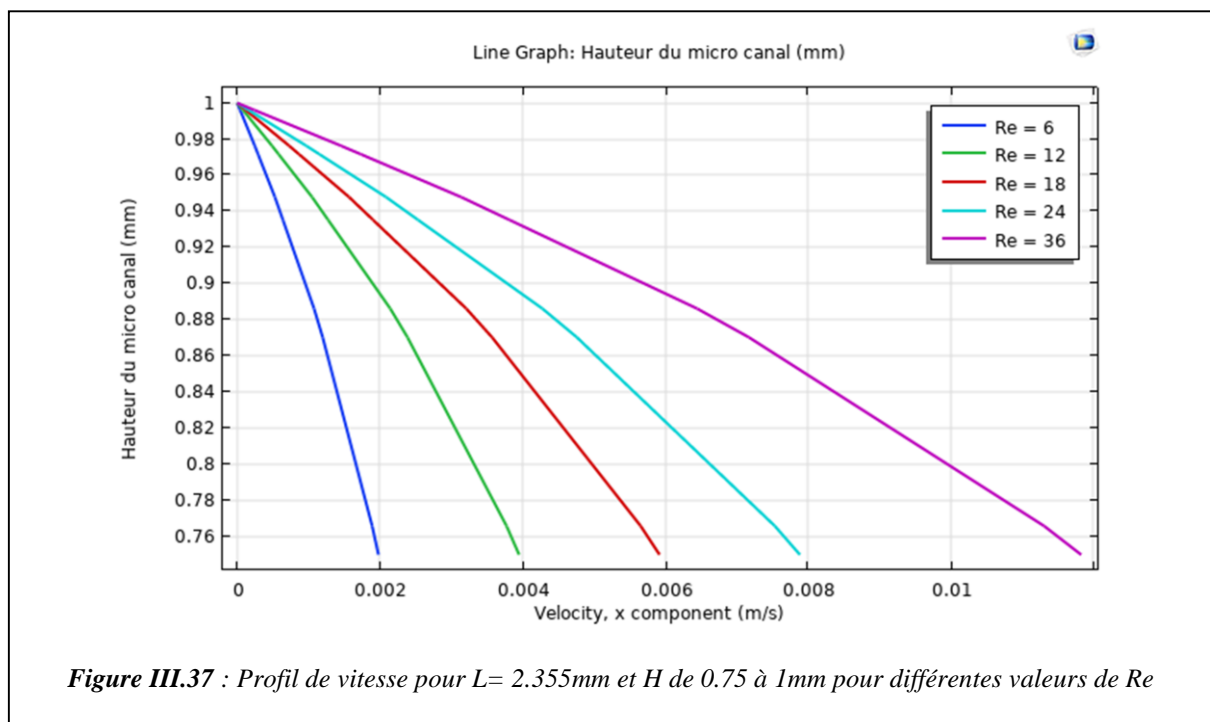
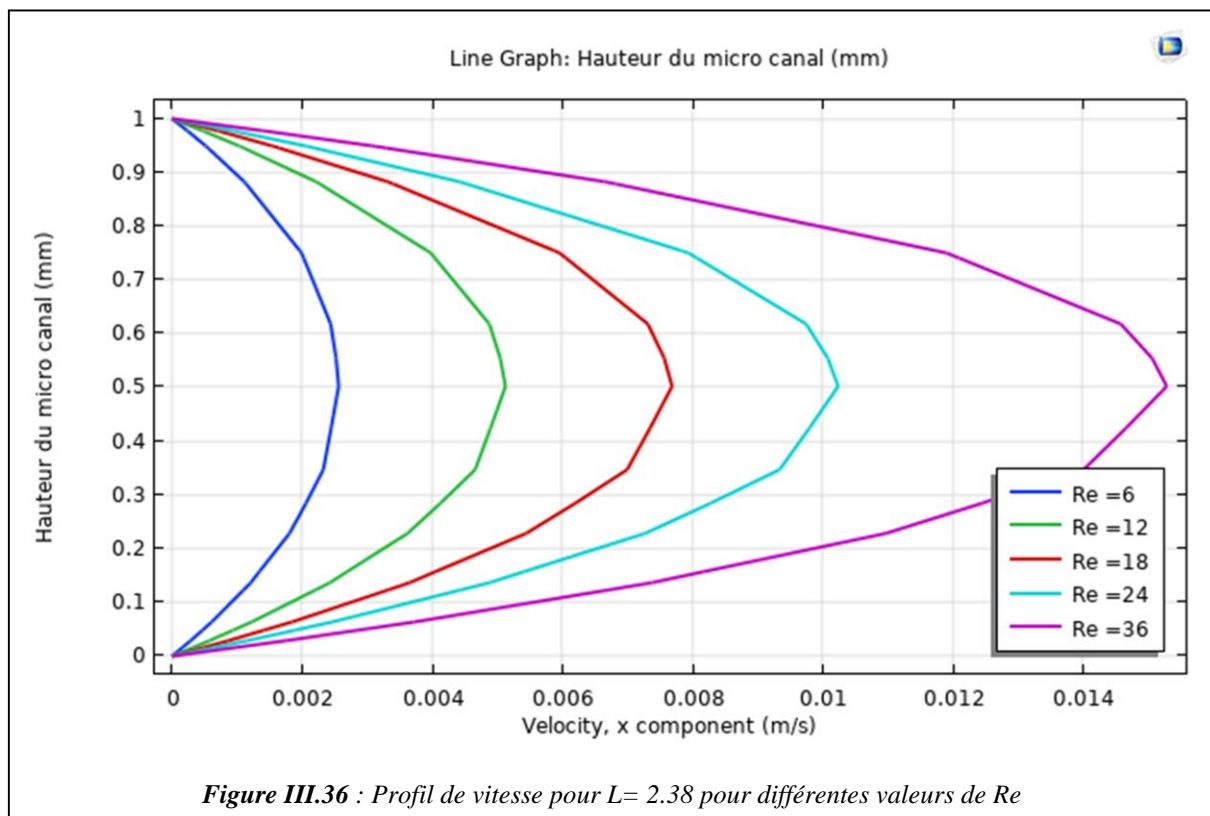


Figure III.35 : Profil de vitesse pour $L = 2.2$ pour différentes valeurs de Re



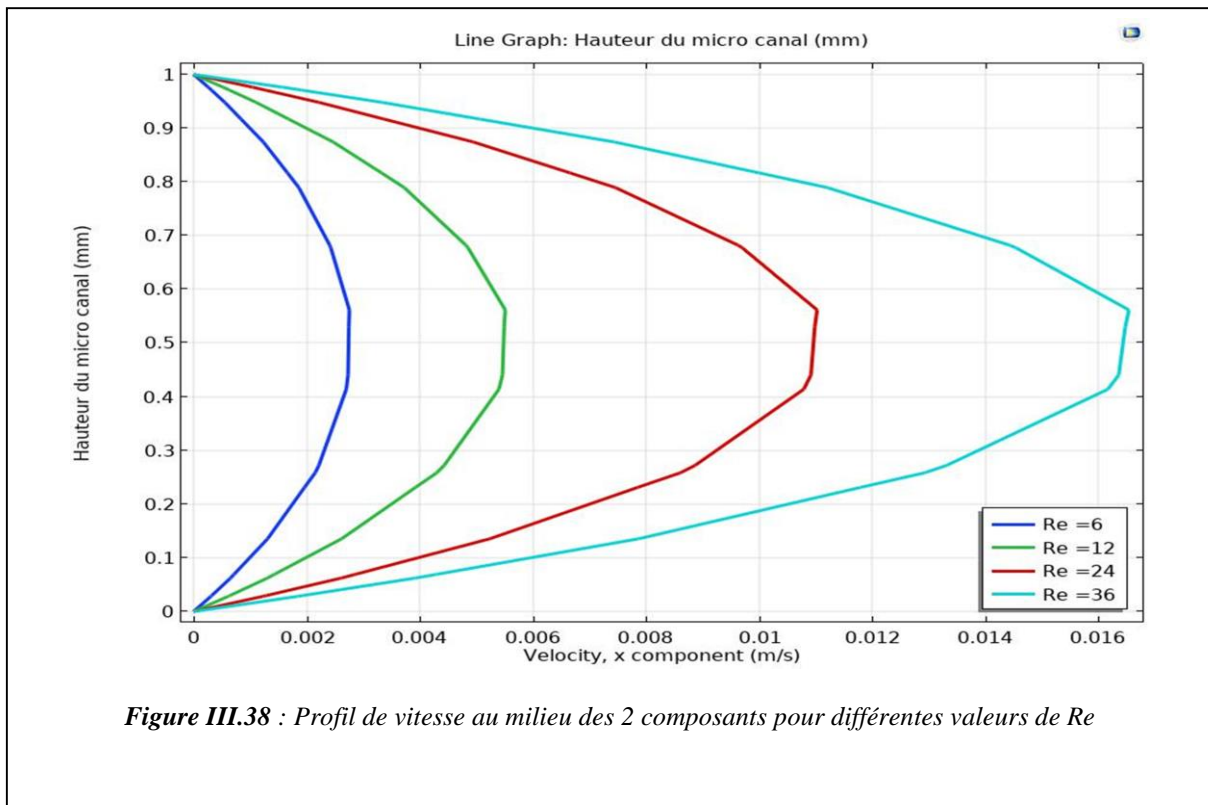


Figure III.38 : Profil de vitesse au milieu des 2 composants pour différentes valeurs de Re

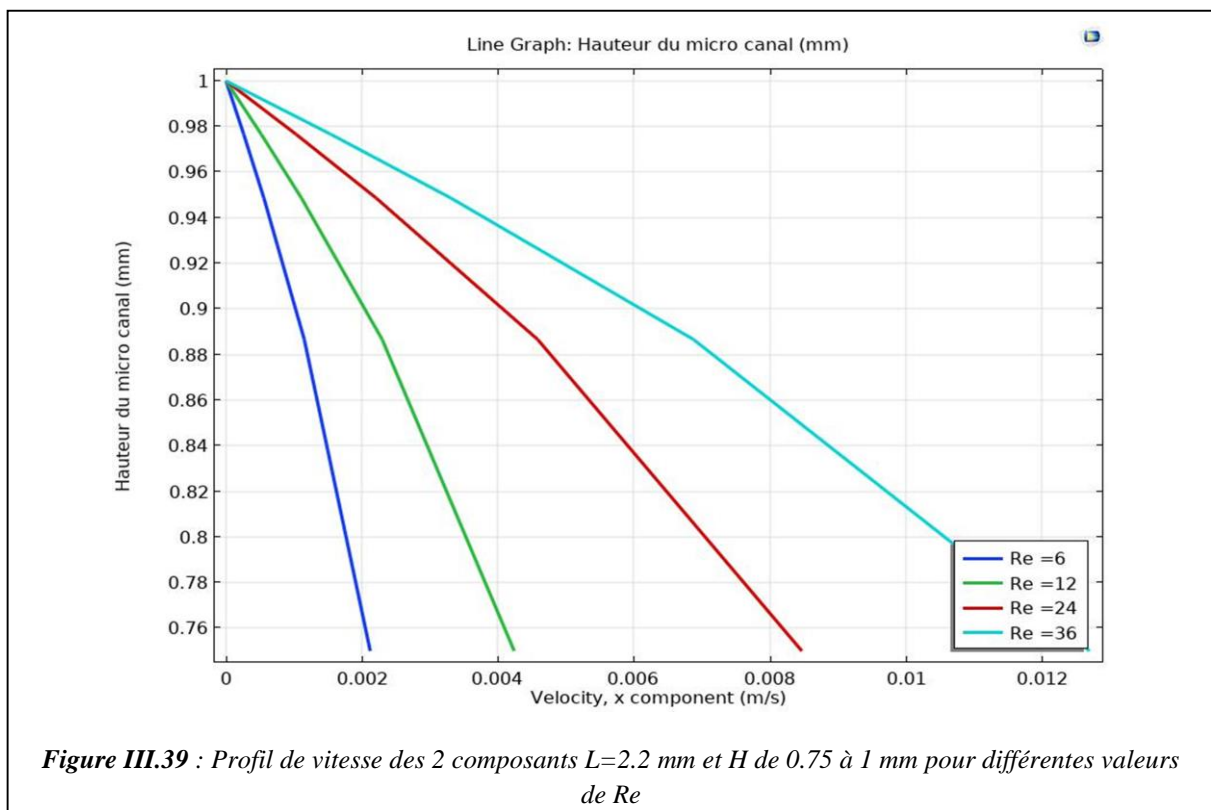
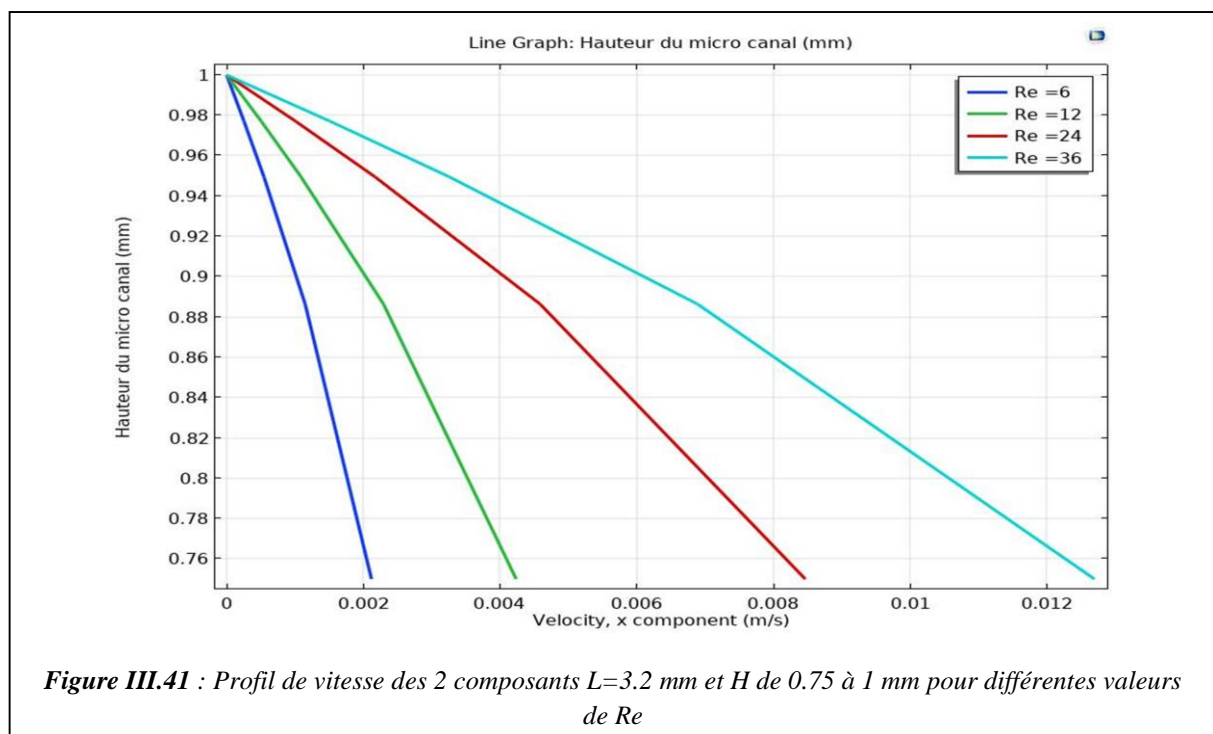
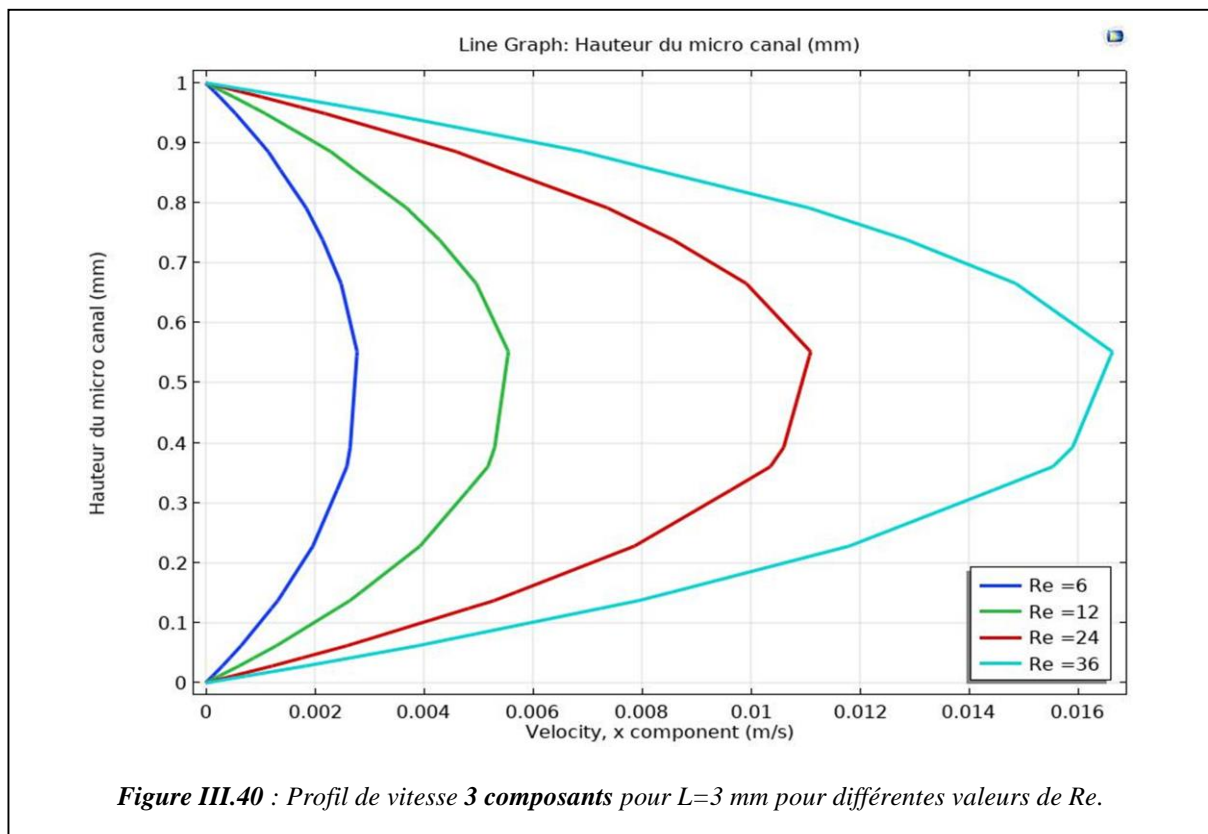


Figure III.39 : Profil de vitesse des 2 composants $L=2.2$ mm et H de 0.75 à 1 mm pour différentes valeurs de Re



La présence du composant électronique influe d'une manière considérable sur la direction de l'écoulement. Il est à signaler que l'augmentation du nombre de Reynolds provoque l'accroissement de la vitesse d'écoulement.

III.11 Conclusion

Le logiciel COMSOL MULTIPHYSICS, nous a offert la possibilité de traiter numériquement et d'exposer plusieurs résultats issus du problème de la convection dans un micro canal qui contient un composant électronique posé sur la paroi horizontale supérieure.

Nous avons vu, dans cette étude le phénomène thermique et dynamique de la convection, le long d'un micro canal. L'accroissement du nombre de Reynolds nous éclairci l'évolution de l'écoulement tout en favorisant l'échange thermique.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Dans cette étude nous réalisons pour simuler le transport de l'écoulement et l'évolution de la température dégagée par le composant électronique qui représente une source de chaleur (matériau silicium), et l'échange thermique dans de micro canal contenant des composants électroniques la simulation numérique en 2D. Cette étude a été décomposée en trois chapitres:

La première partie présente recherches antérieures bibliographiques dans ce nous présentons des différents travaux des auteurs sur les transferts thermiques des composants électroniques par l'usage des nano fluides.

En dans la partie suivante, une brève présentation des trois modes de transfert de chaleur (convection, conduction et rayonnement), et les méthodes utilisées dans les échanges thermiques, et modélisation mathématique de modèle turbulent.

Après la création de la géométrie, maillage et condition aux limites par le logiciel COMSOL MULTIPHYSIQUES, nous passons aux procédés de calcul, les résultats de simulation sont présentés pour différentes nombres des composants électroniques et pour différentes vitesse d'écoulement.

L'étude a consisté à faire varier le nombre d'éléments électroniques, le nombre de Reynolds et de voir l'influence de ces deux paramètres sur les champs de température et champs de vitesses ainsi que sur le nombre de Nusselt, qui caractérise le flux de chaleur transféré au sein de la micro canal.

L'augmentation du transfert de chaleur doit être lorsque le nombre d'éléments électroniques est beaucoup. L'augmentation de la vitesse d'écoulement doit être lorsque le nombre d'éléments électroniques est multiple.

Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de nombre de Reynolds, entraîne l'augmentation du transfert de chaleur.

Enfin, nous pouvons conclure que le nombre de composants électroniques à un rôle important dans l'effet du transfert de chaleur, et donc le débit du nano fluide doit être augmenté, donc la présence de nano fluides utilisés comme (eau et cuivre) dans les circuits électroniques améliore le flux et l'échange de chaleur par convection.

Références Bibliographiques

- [1] T.Icoz et Y.Jaluria. (2005) “Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel”*Numerical heat transfer, part A*,vol 48 pp 831-847
- [2] A.K.da Silva, S.Lorente, A. Bejan. (2004) “Optimal distribution of discrete heat sources on a wall with natural convection “*International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 47 pp 203- 214
- [3] HAMMOUCHE. A [2012], thèse doctorat « Étude de la Convection Mixte dans un Canal Contenant des Sources de Chaleur ».
- [4] SOUIADI. Thèse magister « la convection mixte dans un canal horizontal muni de blocs chauffés » Année : 2012- 2013.
- [5] Ould-Amer, Y. et AL (1998). « Amélioration du refroidissement par convection forcée par l'utilisation de matériaux poreux », *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.19, pp.251-258.
- [6] A. Korichi, H. Chérifi et L. Oufer (2005). T « ransfert convectif lors d'un écoulement oscillatoire en présence d'un barreau cylindrique », 17 ème congrès français de Mécanique. Troyes – Septembre.
- [7] IBRIR N, ‘Etude de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant du métal liquide’, Thèse université de Batna, 2006.
- [8] EL HATTAB Mohamed et al, ‘Simulation numérique de la convection naturelle des nano fluides dans une enceinte carrée chauffée par une source de chaleur’, *Revue internationale d'héliotechnique*, Ecole National des Sciences appliquées, B.P. 1136, Agadir, Maroc, 2013.
- [9] Hamouche, A. et Bessaih, R. (2009), “ Mixed convection air cooling of protruding heat sources in a horizontal channel”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* vol 36 : pp. 841 -849.
- [10] Kim,S.Y., Kang, B.H. et Hyun, J.M. (1998), “Forced convective heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 41, N°3:pp. 625-634.

Références Bibliographiques

- [11] R.A. WIRTZ and WAYNE MCAULIFFE : « Experimentant mdelling of convection upstream form a row electronic packages » Intersociety on thermal phenomena IEEE, CH2798, Reno, 1990.
- [12] GLADES Bachir, ‘Contribution à l’étude de la convection naturelle dans les nano fluides en configuration de Rayleigh-Bénard’, Thèse en vue d’obtention du doctorat de l’université de Toulouse, 2010.
- [13] BOULAHIA Zoubair et al (mars 2016) Université Hassan II de Casablanca, Faculté des Sciences Ain-Chock, Laboratoire de Mécanique, BP 5366 Maarif, Casablanca, Maroc.
- [14] M. BORDJANE, « cours modes transfert thermique », 3ème année licence, Université « Mohamed Boudiaf », Oran- Algérie (2017).
- [15] F. KHIDER, « Amélioration de la convection mixte en utilisant des ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base », mémoire de master, Université « Mohamed Boudiaf », M’silla- Algérie (2015).
- [16] J.L. BATTAGLIA, A. KUSIAK et J.R. PUIGGALI, « Introduction aux transferts thermiques », cour et exercices corrigés 2ème édition licence (2010).
- [17] R. LAIDAOUI, « Modélisation et simulation d’un processus à changement de phase Liquide-Solide », mémoire de master, Université « Badji Mokhtar », Annaba- Algérie (2016).
- [18] Mme TABET Sara, ‘Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte fermée partiellement chauffée’, Thèse de doctorat Université d’Oran 2 Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle, 2017.
- [19] LAETITIA DORIS, Introduction à la simulation numérique des écoulements turbulents, pp. 1-20 (4/11/2005).
- [20] JACQUES PADET ‘Professeur Émérite à l’Université de Reims’, Fluides en écoulement Méthodes et modèles, Seconde édition revue et augmentée, pp. 115-165 (10/1990).
- [21] Info Centre National De La Recherche Scientifique, spécial mathématiques, pp. 1-3 (05/2000).

Références Bibliographiques

- [22] KHELIFI TOUHAMI Mohamed Salah, Simulation numérique de la convection naturelle dans un bac de stockage de GNL, Thèse de Doctorat en Génie Mécanique, Option Thermo-fluide, pp. 19-28 (2012).
- [23] DELLIL AHMED ZINEDDINE 'Professeur à l'université d'Oran 2 Ahmed Ben Ahmed', cours des équations de Navier – Stokes, pp. 1-84 (2012 – 2013).
- [24] KHIDER fatma Zohra, Amélioration de la convection mixte en utilisant des ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base, mémoire de master université de M'sila, 2016.
- [25] MICHAEL ALLABY "viscosité de Foucault." Un dictionnaire d'écologie Encyclopédie.com. 31 juillet 2021.
- [26] Pope S. B. ; Turbulent flows; Cambridge University Press 2000
- [27] Blazek, J. Dynamique des fluides numériques : principes et applications 1. Dynamique des fluides - Simulation par ordinateur 2. Dynamique des fluides - Modèles mathématiques
- [28] Mme NEMDILI Saliha, « Investigation numérique d'un 'écoulement turbulent et du transfert de chaleur autour d'un élément cubique avec jet impactant », Thèse de doctorat en-science université des sciences et de la technologie mohammed boudiaf d'oran.
- [29] Amsden, A. A., O' Rourke, P. J. and Butler, T. D., 1989, "Kiva-II : A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays," L. A. Report 111560-MS.
- [30] S. SADDAM, « Amélioration de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur à ailette elliptique creuse », mémoire de master, Université « Mohamed Boudiaf », M'silla- Algérie (2015).
- [31] M. GACEM, « Comparaison Entre l'Isolation Thermique Extérieure et Intérieure d'une pièce D'un Habitat Situé Dans Le Site De Ghardaïa », mémoire de magister, Université « Abou-Bekr Belkaid », Tlemcen- Algérie (2010).
- [32] Loan C POPA, « Modélisation numérique du transfert thermique, méthode des volumes finis », (2002).

Références Bibliographiques

- [33] Menni Youness « étude numérique comparative entre deux types de chicane et ailettes (Trapézoïdale et Triangulaire) utilisées Pour Améliorer les Performances des Capteurs Solaires Plans à Air », Université Tlemcen 14 juin 2012.
- [34] B-D'espris « Méthode numérique pour les EDP instationnaire différences finis et volume finis », 15 juillet 2014.
- [35] Abdellouahab Benseddik « Dimensionnements et simulation d'un prototype de cuiseur solaire pour les régions sahariennes », Mémoire de l'ingénieur, Université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen. Soutenance en 01 juillet 2008.
- [36] Alexei Stoukov « introduction à la mécanique des fluides numérique : méthode 'volumes finis' », Octobre 2006.
- [37] Khaled Saleh « Introduction à la méthode des éléments finis ».
- [38] Daveau Christian « Méthode des éléments finies », Université de Cergy Pontoise.
- [39] Zhi-Qiang Feng, Christine Renaud, Gregory Turbelin « MEF méthode des éléments finis », Université d'Evry – Val d'Essonne.
- [40] Christophe Rome « Une méthode de raccordement de maillage non-conformes pour la résolution des équations de Navier-Stokes », thèse de doctorat, Université de Bordeaux, N°3175 ,2006.