الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Département du Génie de la Matière



Mémoire de Fin d'étude

Présenté pour l'obtention du Diplôme
De Master en Génie Mécanique

Option : Energétique et thermique des systèmes

THEME

L'analyse numérique du refroidissement à Air des convertisseurs électriques par convection naturelle et forcé.

Préparé et présenté par :

BENSAHA Maria Sara

BOUKHADRA Farhouh

Proposé et dirigé par :

Dr. Zirari Mounir

Co- promoteur Boughadaoui Rachid

Promotion : 2014-2015

REMERCIEMENTS

Nous remercions notre dieu tout puissant « ALLAH » de nous avoir permis et aider à accomplir ce travail en nous assurant l'attente de notre objectif et arriver à notre but.

Nous tenons à remercier particulièrement monsieur ZIRARI MOUNIR notre promoteur leurs conseils, leur assistance, leur suivi et leur soutient pour mener à tenir nos différents travaux de notre mémoire de fin d'étude.

Nous témoignons de notre gratitude à l'ensemble des enseignants de l'université Dr. YAHIA FARES de Médéa, et particulièrement les enseignants de département de génie-mécanique.

Sans oublier Madame TAHAR SOUAD pour son encouragement et soutien.

Merci à tous ceux qui, à un moment ou un autre, nous ont apporté leur savoir faire

Tous nos remerciements vont à messieurs les membres du jury qui nous ont honorés par leur présence et leur sens du savoir.

Merci Allah (mon dieu) de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la

force d'y croire, la patience d'aller jusqu'au bout du rêve et le bonheur

de lever mes mains vers le ciel et de dire

" Ya Kayoum "

Je dédie ce modeste travail

A celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse, qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite, à ma mère ...

A mon père, école de mon enfance, qui a été mon ombre durant toutes les années des études, et qui a veillé tout au long de ma vie à m'encourager, à me donner l'aide et à me protéger.

Que dieu les gardes et les protège.

A mes frères, Sofiane,Abdelkader ,Brahim , DjillOu , Youness

Les mots ne suffisent guère pour exprimer l'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous. Mes anges gardiens et mes fidèle accompagnants dans les moments les plus délicats de cette vie mystérieuse. Je vous souhaite un avenir plein de joie, de bonheur, de réussite et de sérénité.

A ma chère sœur Hayat et son mari Saoud.

A la mémoire de ma tante FATMA

Que j'ai tant aimé qu'elle assiste à ma soutenance.

A Abir ,Tu es un ange, une grande soeur dans mon jardin du bonheur

Tu sais me rendre le sourire quand la vie me le retire

Je ne pourrais jamais te remercier de tout ce que tu donnes par amitié

A mes neveux et nièces : ADEL,AMINE,LAMISS, WASSIM,HOUDA

A mes chers cousins et cousines

A mes belles sœurs : SOUMIA et LOUBNA

A toute la famille BENSAHA et BENKHALED

A mes chers (es) ami (e)

Amira, Fatiha, Fatima el zohra, Farah ,abdelkadir,Ayoub,Fahima,Wissam,AmOuna Boumedienne ,Amine, Soumia, Faiza ,... et tous les autres que je ne pourrais pas citer. Je ne peux trouver les mots justes et sincères pour vous exprimer mon affection et mes pensées, vous êtes pour moi des frères, sœurs et des amis sur qui je peux compter.

MARIA SARAh

Dédicace :

Je dédie ce mémoire :

- *Aux deux êtres les plus chers : mon père et ma mère, qui ont tout fait pour que je réussisse dans ma vie.*
- *À mes chers frères et mes sœurs, et à toute la famille BOUKHADRA et sans oublier personne.*
- *Mon cher ami : TELLAS RACHID*
- *A mes amis de la promotion et à tous mes amis.*

farhouh

Résumé

Ce travail résume les résultats de calcul de la convection naturelle et forcé turbulente pour le refroidissement de cinq composants électroniques, placés sur une paroi d'un canal rectangulaire horizontal. La méthode des éléments finis (logiciel ; ANSYS, CFD) a été utilisée pour résoudre les équations de l'écoulement avec transfert thermique. Les résultats obtenus montrent que la vitesse d'air d'entrée, la disposition des composants électroniques et la distance entre ces derniers ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

Mots clés :

Transfert de chaleur, convection, simulation numérique, dissipateur, élément finis, ansys.

ملخـــص

يلخص هذا العمل نتائج حساب الحمل الحراري الطبيعي وآثاره على المضطربة تبريد خمسة مكونات إلكترونية وضعت على جدار قناة مستطيلة أفقية. تم استخدام طريقة العناصر المحدودة (البرمجيات ، ANSYS CFD) لحل المعادلات تدفق مع نقل الحرارة . وأظهرت النتائج أن سرعة الهواء المدخلات، و ترتيب المكونات الإلكترونية والمسافة بينهما يكون لها آثار كبيرة على تحسين نقل الحرارة داخل القناة.

ABSTRACT

This work summarizes the results of calculation of the natural convection and forced to turbulent cooling five electronic components placed on a wall of a horizontal rectangular channel . The finite element method (software , ANSYS CFD) was used to solve the flow equations with heat transfer. The results show that the input air speed , the arrangement of electronic components and the distance between them have significant effects on improving the heat transfer inside the channel.

Sommaire :

Introduction Générale……...…….1

Chapitre I : étude bibliographique

Introduction……...4

I.1. Généralités ……4

I.2.LES COMPOSANT ELECTRONIQUE…….....4

I.2.1.1. Composant actif/passif …….....4

I.2.1.2. Classification par type d'intégration …….....5

I.2.1.3.Classification par boîtier ……...5

I.3.LES DISSIPATEURS THERMIQUE ……...5

I.3.1.Le fonctionnement d'un dissipateur …….5

I.3.2.Les Critères de choix du dissipateur…….....6

I.3.2.1. la forme du composant ……..……..6

I.3.2.2. La résistance thermique ……...6

I.3.2.3. La conception des ailettes……7

I.3.2.4. Après traitement et couleur…….....7

I.3.2.5. Fixation du dissipateur de chaleur……...7

I.3.2.6. Interface thermique…….....7

I.4.TRANSFERT DE CHALEUR ……...8

I.4.1. Conduction …….....8

I.4.2. Convection…….9

I.4.2.1.Convection libre (naturelle)…….....9

I.4.2.2 Convection forcée……...10

I.4.3.Rayonnement……..10

I.5 Technologies de refroidissement et leurs performances …….....11

I.5.1 Refroidissement à air ……....11

I.5.1.1 Convection naturelle par air……. …….....12

I.5.1.2 Convection forcée à air ……..12

I.5.2 Refroidissement par liquide caloporteur ……...13

I.5.2.1 Refroidissement par plaque à eau ……..14

I.5.2.2 Refroidissement par micro canaux ……15

I.5.3 Refroidissement diphasique : Les caloducs……..16

I.6-CHOIX DE MATERIAUX (CONVERTISSEUR /COMPOSANTS ELECTRONIQUE) ...

……17

I.7-L'état de l'art…… 18

Chapitre II : modélisation mathématique

INTRODUCTION……..24

II.1-Les équations instantanées ……..24

II.1.1-l'équation de la continuité …….....24

II.1.2-l'équation de quantité de mouvement ……..24

II.1.3 Décomposition de Reynolds……....25

II.1.3 .1 : Tenseur de Reynolds …….26

II.1.3.2 .Equation de transport des tensions de RENOLDS : $\boldsymbol{Rij}=\boldsymbol{u_i u_j}$ ……27

II.1.3.3. Équation de l'énergie cinétique fluctuante……...…28

II.1.3.4. Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante……...29

II.1.4. Problème de fermeture des équations……..29

II.1.4.1 .Bilan des équations et des inconnues……...29

II.1.5.Les hypothèses…….30

II.1.5.1. Hypothèse de CHOU……...30

II.1.5.2 .Hypothèse de viscosité turbulente de bousines……...30

II.1.5.3. hypothèse de longueur de mélange de Prandtl……....31

II.1.5.4 Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov……..31

II.1.6 Les modèles de turbulence et leurs classifications …….31

II.1.6.1Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports)……. 31

II.1.6.2 Les modèle à une équation de transport…….32

II.1.6.3 le modèle k-$\boldsymbol{\varepsilon}$ et RNG (modèle à deux équations de transport).....32

II.1.6.4 Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM)……34

II.2 Modélisation du transfert de chaleur……36

II.2.1 Equation d'énergie……....36

II.2.1.1Transferts de chaleur en écoulements incompressibles……..36

CONCLUSION……..37

Chapitre III : méthode numérique

III.1.Introduction……39

III.2.Choix de la méthode numérique……..…39

III.2.1 Méthode des différences finies……...39

III.2.2 Méthode des volumes finis……40

III.2.3 Méthodes des éléments finis…….41

III.2.3.1 Présentation de la méthode……....41

III.1.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis ……..42

III.1.3.2.1 Formulation variation elle forte……...…42

III.1.3.2.2 Formulation variation elle faible……....42

III.1.3.3. Forme générale des équations du système……...43

III.2 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini ……...44

III.2.1 Bilan Thermique : Equation De Chaleur ……....44

III.2.2 Forme discrétisée : éléments finis……...44

III.2.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures…….45

III.2.2.2 Représentation globale du champ de températures……..46

III.2.3 Discrétisation de la forme intégrale faible……...46

III.3. Maillage ……47

III.3.1. Discrétisation……..48

III.3.1.1.Terme temporelle……..48

III.3.1.2 Terme d'advection…….....4

III.3.1.2.1 Monotone Stream line Upwind Approach (MSU)…….49

III.3.1.2.2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin)……. 51

III.3.1.2.3. Approche Colloquée De Galerkin (COLG) ……..51

III.3.1.3 Terme de Diffusion……....52

III.3.1.4 Termes source…….52

Conclusion ……...53

Chapitre IV : Résultats et discussion

Introduction …….55

IV.1 Présentation d'ANSYS (APDL) ……..……..55

IV.2 Identification …….…….56

IV.3. Géométrie du problème……..56

IV.3.1.Description du domaine d'application…….....57

IV.3.2.Les conditions limite……...57

IV.4.Influence de la vitesse sur l'efficacité thermique et dynamique ……58

IV.5.Influence de la disposition des composants ……...62

IV.6.L'influence de la position d'attaque d'air de refroidissement ……67

IV.7. Influence de la distance entre les composants ……..71

Conclusion ……..75

Conclusion Générale……...77

Liste des figures :

Figure (I.1) : un dissipateur adapté à un boitier TO220……6

Figure(I.2) : Représentation schématique du transfert thermique par conduction…….9

Figure I. 3 : Représentation schématique de la convection naturelle……9

Figure (I.4) : Représentation schématique de la convection forcée…….10

Figure(I.5) : Représentation schématique du transfert thermique par radiation…….11

Figure (I.6) : Système de refroidissement à air passif……12

Figure (I.7) : Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé ……13

Figure(I.8) : Schéma simplifié de refroidissement par liquide…….14

Figure (I.9) : Structure de plaque à eau……14

Figure (I.10) :Mini-échangeur avec Microcanaux de 0.2mm de largeur ……15

Figure(I.11) : Schéma de caloduc classique……..16

Figure (I.12) : Carte d'identité de l'aluminium…….18

Figure(I.13) : Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement

Pulsatif (Kim et al ,1998)……..19

Figure (I.14) : Géométrie et système de coordonnées du domaine de calcul (Hung et Fu, 1999)……..19

Figure (I. 15a) : Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques (Icoz et Jaluria, 2004……..20
Figure(I.15b) : Cavité carrée contenant des sources de chaleur (Icoz et Jaluria, 2004……20

Figure(I.16) : Géométrie des deux plaques parallèles avec huit côtes identiques (Luo et al, 2005)…….20

Figure(III.1) : bilan thermique …….44

Figure(III.2) : domaine plan discrétisé en 12 élément relies eux par 15 nœuds…….45

Figure(III.4): Maillages structure et non structure……..47

Figure (III.5) :L'approche de ligne de courant d'upwind……50

Figure(IV.1) : Représentation spatial des contours de vitesse Autour de l'obstacle……..56

Figure(IV.2) : schéma de description de la géométrie étudié……..57

Figure (IV.3) : Représentation spatiale de champ de vitesse dans le domaine d'application pour des vitesses d'attaques 1.5m/s et 5m/s. successivement ……..58

Figure(IV.4) : Résultats de simulation pour les profiles de vitesse aux positions X_1= 0.25E-1 m , X2=0.65E-1met X_3=0 .44m . Successivement……..59

Figure (IV.5) : Représentation spatiale de pression dans le domaine d'application pour des vitesses d'attaques 1.5m/s et 5m/s. Successivement……60

Figure (IV.6) : Résultats de simulation pour les profiles de pression axiale aux positions Y1=0.2E-1m, Y2=0.35E-1met Y3=0.45E-1m. Successivement……..60

Figure (IV.7) : Représentation spatiale de température de la géométrie 01 dans le domaine d'application pour des vitesses d'attaques 1.5m/s et 5m/s. successivement……...61

Figure(IV.8) : Résultats de simulation de la géométrie 01 pour les profiles de température aux positions X_1= 0.25E-1 m, X2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement……61

Figure(IV.9) : Représentation spatiale de vitesse pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 02,03 .successivement……..62

Figure (IV.10) : Résultats de simulation pour les profiles de température aux positions X_1= 0.25E-1 m, X2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement……..63

Figure (IV.11) : Représentation spatiale de pression pour la vitesse d'attaque 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 02,03 .successivement…….64

Figure (IV.12) : Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions Y_1=0.2E- 1m, Y2=0.35E-1m et Y_3=0.45E-1m. Successivement…….65

Figure(IV.13) : Représentation spatiale de température pour la vitesse d'attaque 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 02,03 .successivement……...66

Figure(IV.14) : Résultats de simulation pour les profiles de vitesse aux positions X1= 0.25E-1 m, X2=0.65E-1m et Position X 3=0 .44m . Successivement……66

Figure(IV.15) : Représentation spatiale de vitesse pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01,04 .successivement……67

Figure(IV.16) : Résultats de simulation pour les profiles de vitesse aux positions X1= 0.25E-1 m, X2=0.65E-1m et Position X 3=0 .44m . Successivement……..68

Figure(IV.17) : Représentation spatiale de pression pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01,04 .successivement……68

Figure (IV.18) : Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions Y_1=0.2E-1m, Y2=0.35E-1met Y3=0.45E-1m. Successivement……..69

Figure (IV.19) : Représentation spatiale de température pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01,04 .successivement…….69

Figure (IV.20) : Résultats de simulation pour les profiles de température aux positions X1= 0.25E-1 m, X2=0.65E-1m et Position X 3=0 .44m . Successivement…….70

Figure (IV.21) : Représentation spatiale de vitesse pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 05,06 .successivement……..71

Figure (IV.22) : Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions X_1=0.25E-1m, X2=0.65E1metPositionX_3=0 .44m .Successivement……..71

Figure (IV.23) : Représentation spatiale de pression pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 05,06 .successivement……72

Figure (IV.24) : Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions Y1=0.2E-1m, Y2=0.35E-1m et Y3=0.45E-1m. Successivement……..73

Figure (IV.25) : Représentation spatiale de température pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 05,06 .successivement……..73

Figure (IV.26) : Résultats de simulation pour les profiles de température aux positions X1= 0.25E-1 m, X2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement…….74

Liste de tableaux :

Tableau(II.1) : la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes 30

Tableau(II.2) : constantes du modèle k-ε.….....32

Tableau (II.3) : Les constantes du modèle RNG ont pour valeur……..33

Tableau(II.4) : les constantes du modèle ASM……35

Tableau (III.1) : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables……43

Tableau (IV.1): Les propriétés thermiques et dynamique de l'aluminium, l'air et l'acier….57

Tableau (IV.2) : Les conditions aux limites……58

Nomenclatures :

Notation	Signification	Unité
a_{i1}, a_{i2}, a_{i3}, a_{i4}, b_i	Coefficient dans le système d'équation algébrique	
C_μ, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$	Coefficient du mode k-ε	
C_s, C_1, C_2	Constantes du modèle RSM	
$C_1^{'}$,$C_2^{'}$	Constantes du modèle ASM	
F_e, F_n, F_s, F_w	Flux diffusif à travers les faces e, n, s et w	
J_X, J_Y	La densité de flux par convection et par diffusion	
Dij	Diffusion visqueuse	
F	Distances équivalentes représente la proximité de surface solide	
K	Énergie cinétique turbulente	J/kg
L_m	Longueur de mélange	m
T	Température	$°K$
P	Pression instantanée	N/m^2
P	Fluctuation de pression	N/m^2
$\bar{P}$	Pression moyenne	N/m^2
P_k	Production de l`énergie turbulente	
S_ϕ	Terme source	
t	Temps	s
$\overline{Rij}$	Tenseur de Reynolds	
u, v	Fluctuation de vitesse	
U	Composante de la vitesse moyenne dans la direction X	
V	Composante de la vitesse moyenne dans la direction Y	
$\overline{u_i u_j}$	Tension de Reynolds	
$\overline{U_i U_j U_k}$	Terme de diffusion	m/s

h	Coefficient d`échange de convection	

Symboles grecs

a	La diffusivité thermique	
δij	Symboles de Kronecker	
ε	Taux de dissipation de l`énergie cinétique turbulente	m^2/s^2
λ	La conductivité thermique	$W/m.K$
μ	La viscosité dynamique	Kg/m. s
μ_t	La viscosité dynamique turbulente	Kg /m. s
μ_{eff}	La viscosité dynamique effective	Kg /m. s
ν	La viscosité cinématique	m^2/s^2
ν_t	La viscosité cinématique turbulente	m^2/s^2
σ_k,	Constante thermique dans le modèle k−ε	
ρ	La masse volumique	Kg/m^3
τ	Contrainte de cisaillement	N/m^2
τ_{ij}	Tenseur des contraintes de cisaillement	N/m^2
τ_p	Frottement pariétal	$N/m.s^2$
$\square$	Variable générale par unité de masse	
$\square'$	Composition de fluctuation	
$\overline{\emptyset}$	Grandeur moyenne	
Γ	Coefficient d'échange dans les termes de transport	
$\Gamma_\square$	Coefficient de diffusion	
L_s	Echelle de longueur des grandes structures	
Q′	Flux de chaleur par unité de volume	
C_p	Chaleur massique	J/kg. K

Abréviation

2D	Deux dimensions
3D	Trois dimensions
PNC	Plug and cool
ASM	Algebriric stress model
EDP	Equation aux dérivées partielles
RSM	Reynolds stress model
LES	large eddy simulation
COLG	colloquées de Galerkin
MSU	monotone Stream upwind
SUPG	Stream line Upwind/Petro-Galerkin
COLG	Colloquée De Galerkin
CFD	Computational Fluid Dynamics
TEAM	Tridiagonal Matrix Algebric

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

- Les transferts thermiques ont servi à limiter les contraintes dans la conception et le fonctionnement des équipements utilisés dans une variété d'industries et récemment dans l'industrie électronique. Au cours des deux dernières décennies, l'étude de transfert de chaleur sur les sources discrètes de chaleur est devenue un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique. L'importante dissipation de puissance thermique dans les dispositifs électroniques de nouvelles générations est obtenue grâce à la miniaturisation. Pour maintenir un environnement thermique satisfaisant (avoir un fonctionnement correct et fiable) d'un système électronique, la recherche doit être axée sur les conceptions de systèmes de refroidissement donnant une meilleure capacité de transfert de chaleur tout en gardant le système de refroidissement de l'ensemble petit et moins coûteux. 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.

- La miniaturisation des composants et des équipements électroniques est principalement la réduction considérable de la taille des équipements. Néanmoins, la quantité de chaleur volumique dissipée par les circuits intégrés a considérablement augmenté. Ceci étant un facteur limitant pour un bon rendement des équipements électroniques, l'étude des transferts thermiques (entre les plaques de circuits intégrés et le fluide réfrigérant circulant entre ces plaques) est devenu une nécessité absolue.

- La circulation de ce fluide entre deux plaques superposées de circuits intégrés peut être modélisée par un écoulement dans un canal plan. Les composants électroniques, placés sur chacune des plaques qui dissipent chacun une certaine quantité de chaleur, peuvent être représentés par des zones de chauffage ponctuel. Exception est faite au chauffage des plaques qui est, en général, périodique. **[1]**

Ce mémoire consiste à étudier les phénomènes aérodynamiques et thermiques qui se construisent lorsqu'un écoulement turbulent rencontre des composants électroniques.

Ce travail port principalement sur l'influence des composants placé au fond d'un canal rectangulaire sur le comportement d'un écoulement turbulent.

- Cette étude à pour but de donner des informations aux expérimentateurs et industriels sur les effets de la température des composants électroniques, de la vitesse d'entrée de l'air à laquelle ces derniers sont soumis, ainsi que de la géométrie considérée afin d'optimiser leur refroidissement et prolonger leur durée de vie.

- Le mémoire est présenté en quatre chapitres :

  ✓ **Le premier** décrit au dessus est consacré à la présentation d'une recherche bibliographique concernant le transfert par convection du composant électronique et il comporte une description des dissipateurs thermique et une définition des composants électroniques.

  ✓ **Le second**, on expose les équations mathématiques qui gouvernent le problème physique à étudier.

  ✓ **Le troisième chapitre** concerne la discrétisation des équations gouvernantes et la méthode numérique (le code CFD) utilisée pour les résoudre.

  ✓ **Le quatrième chapitre** représente les résultats numériques et leurs discussions, suivis d'une conclusion générale et recommandation.

Introduction

I.1. Généralités :

Le comportement thermique des appareils électroniques est l'une des caractéristiques les plus importantes de leur performance. Le taux de défaillance des composants électroniques augmente de façon exponentielle avec l'augmentation de la température. Par conséquent, la chaleur ainsi générée doit être transférée. Alors, la température des composants pourra être contrôlée. Les problèmes de dissipation thermique revêtent un grand intérêt dans l'emboîtement des circuits intégrés. Ne pas les considérer et ne pas les maîtriser revient à fabriquer des modules n'offrant pas toutes les garanties de fonctionnement et de fiabilité. Une mauvaise ou insuffisante évacuation de chaleur a des effets néfastes sur le bon fonctionnement du circuit et sur sa durée de vie.

Dans bien des cas, il suffira de laisser faire la nature pour que la chaleur soit évacuée dans l'air ambiant : on dit que la chaleur s'évacue par convection naturelle. Mais parfois, si on laisse faire la nature, la chaleur est produite plus vite qu'elle n'est évacuée, et le composant chauffe de plus en plus ... jusqu'à arriver à sa destruction par fusion (cas d'une résistance par exemple) ou par emballement thermique (cas des semi-conducteurs).

Dans ces derniers cas, il va falloir aider le composant à évacuer la chaleur plus vite qu'elle n'est produite, ou au moins aussi vite. On utilise pour cela un radiateur, appelé aussi refroidisseur ou dissipateur (ce terme étant le plus correct à mon avis).

I.2.LES COMPOSANT ELECTRONIQUE :

Un composant électronique est un élément destiné à être assemblé avec d'autres afin de réaliser une ou plusieurs fonctions électroniques. Les composants forment de très nombreux types et catégories, ils répondent à divers standards de l'industrie aussi bien pour leurs caractéristiques électriques que pour leurs caractéristiques géométriques. **[2]**

I.2.1.Classification d'un composant électronique :

I.2.1.1. Composant actif/passif :

Un composant actif est un composant électronique qui permet d'augmenter la puissance d'un signal (tension, courant, ou les deux). La puissance supplémentaire est récupérée au travers

d'une alimentation. On peut citer en majorité des semi-conducteurs, on y classe : transistor, circuit intégré. **[3]**

Au contraire un composant est dit passif lorsqu'il ne permet pas d'augmenter la puissance d'un signal (dans certains cas, il s'agit même de réduire la puissance, souvent par effet Joule) : résistance, condensateur, bobine, filtre passif, transformateur, diode, ainsi que les assemblages de ces composants.

I.2.1.2. Classification par type d'intégration :

Un composant électronique discret est un composant ne réalisant qu'une fonction (résistance, condensateur…). Il s'oppose au circuit intégré ou au circuit hybride qui regroupent un certain nombre de fonctions actives ou passives dans un même boîtier. Le besoin de miniaturisation imposé par l'industrie de l'électronique et les progrès de l'industrie des semi-conducteurs engendrent progressivement la disparition de plus en plus des composants discrets. Ceux-ci sont cependant toujours utilisés dans les domaines réclamant de fortes tensions/ puissances comme l'électronique de puissance, l'électrotechnique, etc. Leur emploi se justifie également dans la réalisation de prototypes et des petites séries ou dans l'éducation. **[2]**

I.2.1.3.Classification par boîtier :

Parmi les composants à monter sur circuit imprimé, on distingue deux catégories principales: les composants montés en surface, également appelés CMS ou SMD (pour Surface-Mount Device), et les composants traversant (ou trad. pour Traditionnel). La différence est importante du point de vue de la fabrication du circuit imprimé support, (la 2e catégorie nécessite le perçage du PCB et impose d'autres contraintes de routage), ainsi que de l'assemblage (l'utilisation de composants CMS nécessite des contraintes d'assemblage différentes). Une troisième catégorie, pratiquement disparue aujourd'hui, est la catégorie des composants à wrapper. **[2]**

I.3.LES DISSIPATEURS THERMIQUE :

Un dissipateur thermique (encore appelé refroidisseur ou radiateur ou heatsinks) est un dispositif destiné à favoriser l'évacuation des pertes dissipées par les éléments semi-conducteurs de puissance . Il s'agit de dispositifs généralement munis d'ailettes, qui doivent de préférence être montées verticalement pour faciliter le refroidissement par convection. **[4]**

I.3.1.Le fonctionnement d'un dissipateur :

Il augmente la surface du composant en contact avec l'air, améliorant ainsi l'évacuation de la chaleur. On peut déjà en tirer une règle : le dissipateur doit être en contact intime (thermiquement) avec le composant pour jouer efficacement son rôle.

I.3.2.Les Critères de choix du dissipateur : [2]

Pour choisir un dissipateur deux critères de choix sont à prendre en compte :

I.3.2.1. la forme du composant :

Un composant électronique n'est généralement pas de forme et de taille quelconque : il existe un certain nombre de boîtiers standard. Le dessin ci-contre montre quelques exemples de boîtiers standard (il en existe d'autres) utilisés pour les transistors ou pour des régulateurs de tension, notamment. Chacun de ces boîtiers (et les autres ...) a une forme et des dimensions précises.

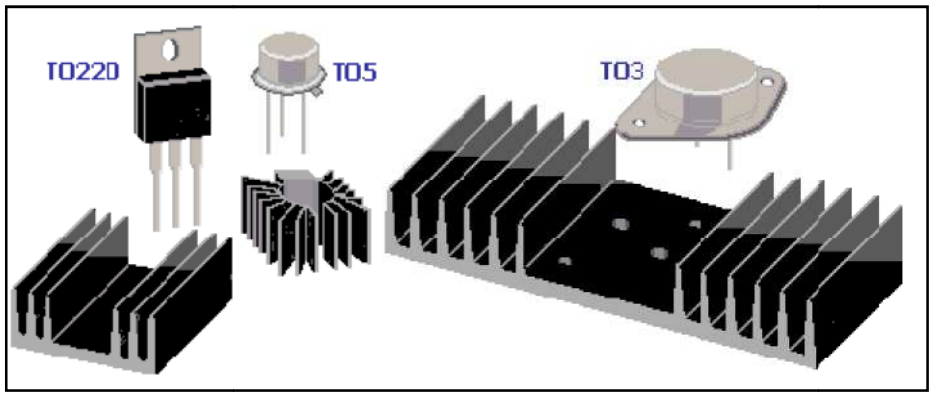
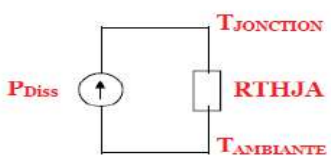


Figure I.1 : un dissipateur adapté à un boitier TO220 [2]

I.3.2.2. La résistance thermique :

Une résistance thermique s'exprime en degrés Celsius par watt (°C/W), Plus elle est petite, meilleur est le dissipateur.

$$P_{Diss} = \frac{T_{JONCTION} - T_{AMBIANTE}}{RTHJA}$$



- La formule de base à utiliser pour le refroidissement des semi-conducteurs est :

$$P_D = \frac{(T_1 - T_0)}{R_{th}} \qquad \textbf{(I.1)}$$

P_D : est la puissance (en W) à dissiper. Elle dépend de l'utilisation du composant, et donc du montage.

T_1 et T_0 : sont les températures (en °C) en deux points différents (par exemple sur la puce et sur l'extérieur du boîtier).

R_{th} : est la résistance thermique entre ces deux points.

I.3.2.3. La conception des ailettes :

La forme et la position des ailettes ont un impact important sur le niveau de performance. Les ailettes ne doivent pas, par exemple, être placées trop proches l'une de l'autre quand le débit d'air est minimal, car cela pourrait trop ralentir le flux d'air.

I.3.2.4. Après traitement et couleur :

L'après traitement et la couleur de la surface de refroidissement détermine le niveau de radiation de la chaleur. Une basse quantité de convection joue un rôle important dans la sortie finale. Les dissipateurs de chaleur sont souvent anodisés. Ce procédé augmente, sur un plan chimique, la radiation de chaleur sur la surface. Dans la plupart des cas, une couleur noire offre la meilleure performance.

I.3.2.5. Fixation du dissipateur de chaleur :

Les petits dissipateurs de chaleurs pour les lumières LED par exemple sont attachés par un ruban thermique ou par clips alors que les gros dissipateurs de chaleur munis de ventilateurs ou les tuyaux de chaleurs nécessitent des vis.

I.3.2.5. Interface thermique :

Dans tous les cas, une interface thermique joue un rôle très important dans le transfert de chaleur dans le dissipateur de chaleur. L'interface remplit le trou d'air entre le composant et le dissipateur et permet un transfert plus rapide et plus efficace.

Et aussi le choix du dissipateur ne peut être effectué qu'en connaissance des éléments suivants : **[5]**

- pertes générées par chaque composant (dépendent du cycle de fonctionnement et de la topologie du montage), surcharges éventuelles.
- mode de refroidissement souhaité (convection naturelle, ventilation forcée, chambres à eau...).
- contraintes mécaniques et intégration du système dans son environnement final (contraintes diélectriques, fixation du montage, mise en coffret).

I.4.TRANSFERT DE CHALEUR :

En théorie, on rappellera qu'un transfert thermique (entre une « source chaude » et une « source froide ») peut se faire :

· **Par conduction** : un matériau (aluminium, cuivre, …) est utilisé pour véhiculer la chaleur.
· **Par convection** : un fluide (air, eau,…) est utilisé pour réaliser le transfert thermique.
· **Par rayonnement** : la « source chaude » réalise le transfert thermique en émettant un rayonnement (des rayons « infra -rouges »).

I.4.1. Conduction :

La conduction est définie comme tant le mode de transmission de la chaleur (ou l'échange d'énergie interne). Provoquée par une différence de température entre deux milieu solides, en contact physique. Ainsi, le corps à température plus élevée donne de l'énergie thermique à celui dont la température est plus faible, sans qu'il y fait transfert de matière. La différence de température entre deux corps provoque les transferts thermiques à l'intérieur même de chacun des corps. On obtient un système dynamique dans la conduction, l'énergie (chaleur) se propage par contact direct des molécules sans un déplacement appréciable des molécules. **[3]**

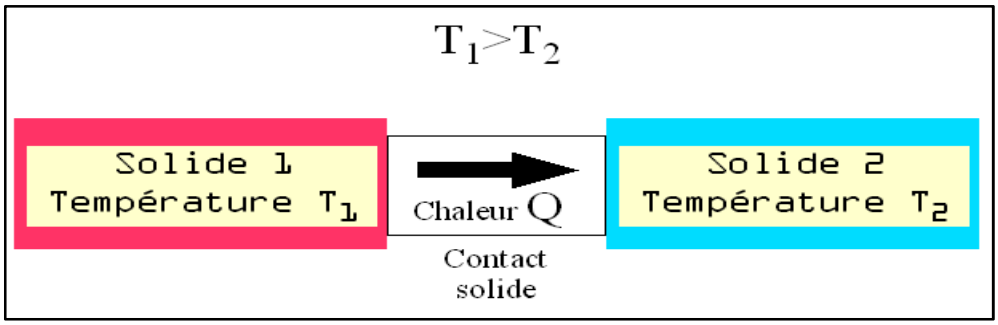


Figure I.2 : Représentation schématique du transfert thermique par conduction. [2]

I.4.2. Convection:

La convection est un mode de transfert d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Elle apparaît lorsqu'un fluide, liquide ou gaz, est en mouvement. La convection intervient, en particulier, dans les échanges thermiques entre un milieu solide et un fluide en mouvement. On distingue deux formes de convection**: [3]**

I.4.2.1.Convection libre (naturelle) :

Dans la quelle le mouvement du fluide est crée par des différences de densité. Elles mêmes dues à des différences de températures existantes dans le fluide.

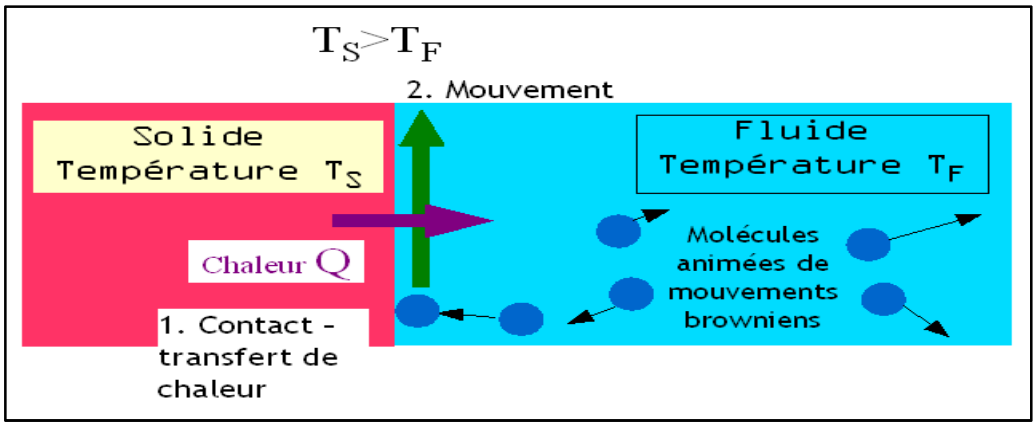


Figure I. 3 : Représentation schématique de la convection naturelle. [2]

I.4.2.2 Convection forcée :

Dans la quelle le mouvement du fluide du à l'action d'un pope ou d'un ventilateur.

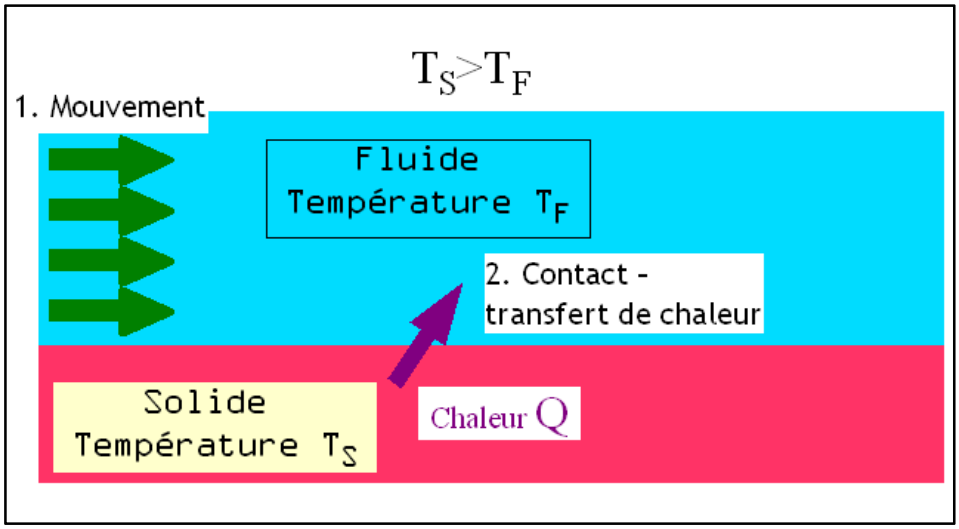


Figure I.4 : Représentation schématique de la convection forcée. [2]

I.4.3.Rayonnement :

Le rayonnement thermique est le mode de transmission par lequel la chaleur se transmis d'un corps à haute température à un autre froid et ou, les deux corps sont séparés par un milieu. Il s'agit de l'air ou du vide. Dans la matière, les charges sont soumises à des mouvements oscillatoires à cause de l'effet de l'agitation thermique et des forces électriques internes ou pour tout cause (radioactivité). Ce mouvement oscillatoire génère des ondes électromagnétiques. Le terme de rayonnement désigne tout transfert d'énergie par ces ondes caractérises par leur fréquences ou par leur longueurs d'ondes. L'énergie transmise par rayonnement est appelée chaleur rayonnée. L'énergie rayonnante se propage à la vitesse de la lumière. La seule différence entre le rayonnement thermique et la lumière est par leurs longueurs d'ondes**. [3]**

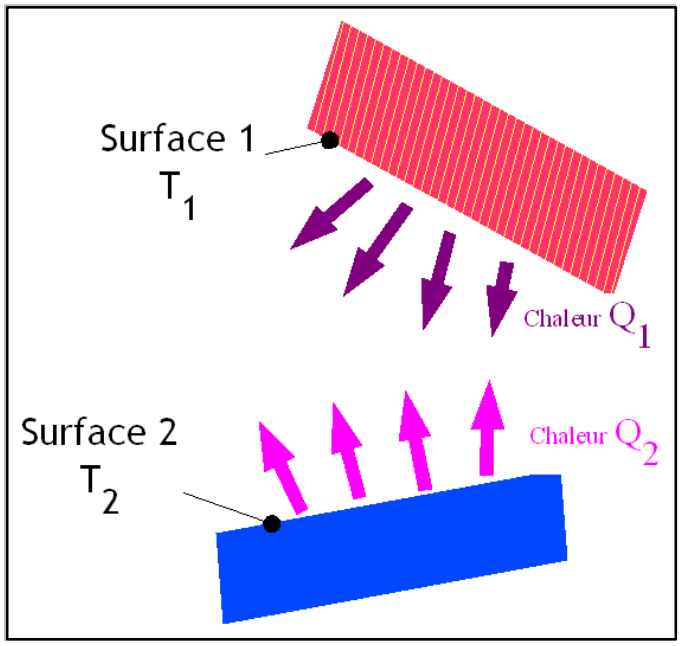


Figure I.5 : Représentation schématique du transfert thermique par radiation. [2]

I.5 .Technologies de refroidissement et leurs performances :

Dans tous les systèmes de refroidissement, la chaleur doit d'abord traverser par Conduction thermique les épaisseurs des différentes couches de l'assemblage avant d'arriver au liquide de refroidissement. Un soin particulier doit donc être porté au choix des matériaux constituant ces couches et qui composent les différentes interfaces (brasures…). Mais cela ne suffit pas si l'on n'arrive pas à évacuer correctement la chaleur qui arrive à la dernière couche en contact avec l'ambiant. C'est pour cette raison que des dispositifs d'échange thermique avec l'ambiant ont été développés et perfectionnés**. [6]**

I.5.1. Refroidissement à air :

La technologie de refroidissement par air est l'une des plus communes et largement utilisée. On utilise l'air comme fluide caloporteur qui vient en contact avec des radiateurs sous forme pulsée **(convection forcée)** ou naturelle **(convection naturelle).**

I.5.1.1. Convection naturelle par air :

Le refroidissement à air passif est d'abord constitué d'un dissipateur de chaleur **(figure I.6)** dimensionné suivant la surface de refroidissement, celui-ci étant toujours choisi pour ses propriétés thermiques (bonne diffusivité et grande capacité thermiques, cuivre, aluminium).



Figure I.6 : Système de refroidissement à air passif [7]

La chaleur émise par le composant s'épanouit dans le dissipateur thermique avant d'être dissipée dans l'air ambiant. L'ajout du dissipateur de chaleur peut donc grandement améliorer l'efficacité du refroidissement.

I.5.1.2 Convection forcée à air :

Pour améliorer le transfert thermique vers le milieu ambiant, on peut utiliser un ventilateur qui augmente le débit d'air à travers la surface d'échange. Le bloc formé par le dissipateur et le ventilateur est souvent appelé ventirad **(**Ventilateur-Radiateur voir figure.7).



Figure I.7 : Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé [7]

La technologie de refroidissement à air présente plusieurs avantages : la sécurité du fait qu'aucun liquide n'est nécessaire (pas de risque de corrosion), le coût est limité et la durée de vie est satisfaisante. Toutefois, le consensus actuel sur la méthode traditionnelle de refroidissement par air à haute puissance atteindra vite ses limites. L'utilisation de ventilateurs standards qui engendre un niveau de bruit nuisible assure un coefficient de transfert de chaleur maximum de 150 $W/m^2 \cdot K$, soit environ 1 W/cm^2 pour une différence de température de 60 °C entre la source chaude et le milieu ambiant.

I.5.2 Refroidissement par liquide caloporteur :

Le refroidissement par liquide (souvent de l'eau additionnée) est une autre méthode d'évacuation de la chaleur vers le milieu ambiant. Le principal mécanisme de refroidissement par liquide est le transfert de chaleur par convection tout comme pour l'air. Le refroidissement par liquide est couramment utilisé pour le refroidissement des moteurs à combustion interne Principes et technologies de refroidissement en électronique puissance 30 et dans les grandes installations industrielles comme les centrales à vapeur, les générateurs hydroélectriques, les raffineries de pétrole et usines chimiques. D'autres utilisations incluent le refroidissement à huile lubrifiante dans les pompes, de même on peut trouver à l'intérieur des ordinateurs haut de gamme un refroidissement incluant un liquide.

Les avantages d'utiliser un liquide de refroidissement par rapport à l'air sont liés à la possibilité de tirer profit de plus grandes valeurs de chaleur spécifique, de densité et de conductivité thermique, le coefficient d'échange convectif est ainsi beaucoup plus élevé. **[2]**

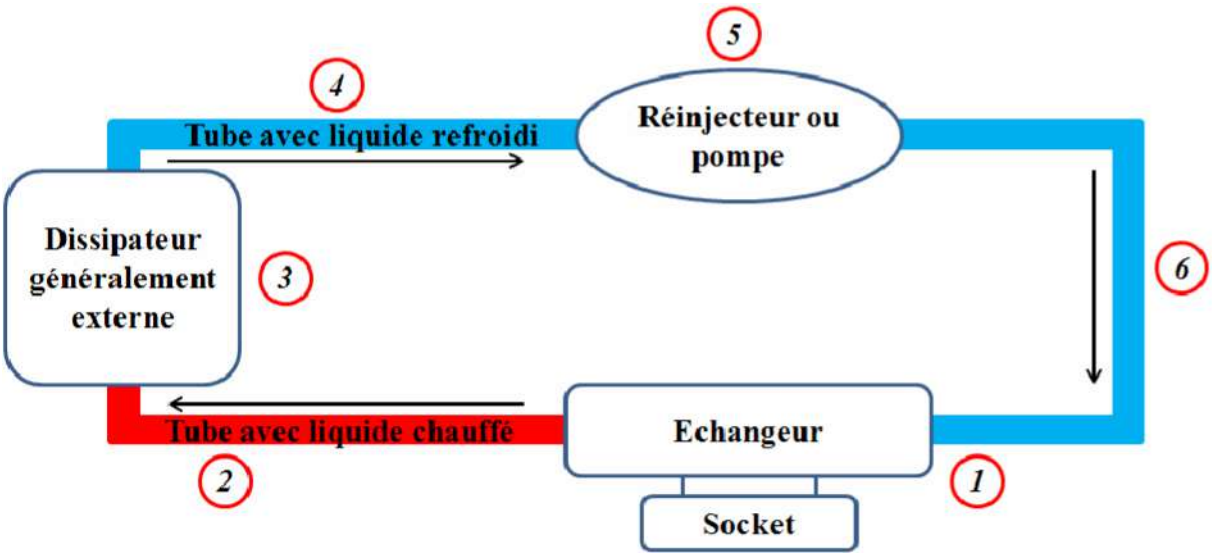


Figure I.8 : Schéma simplifié de refroidissement par liquide. [2]

Ce système (voir figure I.8) est plus efficace qu'un refroidissement à air et permet d'extraire la chaleur au plus près de la puce et de la dissiper de façon déportée dans un radiateur qui peut être large et performant.

I.5.2.1 Refroidissement par plaque à eau :

Une technologie robuste consiste à utiliser une cavité assez proche de la source de chaleur dans laquelle le liquide circule de manière turbulente. Comme le liquide utilisé est souvent à base d'eau, cette technologie se nomme plaque à eau (voir figure I.9).

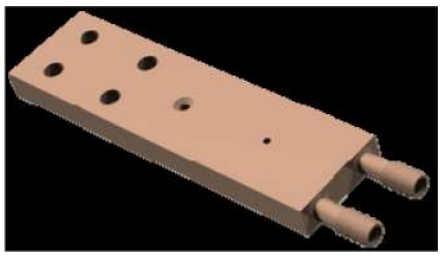


Figure I.9 : Structure de plaque à eau [8].

Une pompe est nécessaire pour contraindre le passage d'un fluide entre deux plaques après son passage dans un canal étroit afin de créer de la turbulence.

Les avantages de l'utilisation d'une plaque à eau :

- ✓ Efficacité du transfert de chaleur: avec un échangeur de chaleur à plaque, le

transfert de chaleur est élevé (les valeurs du coefficient de transfert de chaleur sont 3 à 5 fois plus élevées que celles d'un tubulaire simple) **[9].**

- ✓ Fonctionnement régulé : par le biais d'un contrôle précis de la température de sortie, le débit peut être régulé de façon à optimiser l'efficacité du refroidisseur.

I.5.2.2 Refroidissement par microcanaux :

Le développement rapide du domaine de la microélectronique suit la loi de Moore **[10].** Avec l'intégration croissante de transistors à haute vitesse dans les appareils électroniques, la densité de dissipation thermique visée devrait atteindre 500 W/cm² pour les applications futures **[11-12].** Les microcanaux qui sont des dispositifs très performants d'échange de chaleur sont venus suppléer les systèmes traditionnels. Les systèmes embarqués liés à l'aérospatiale par exemple, ainsi qu'à l'électronique médicale font largement appel aux échangeurs de chaleur à microcanaux **[13].**

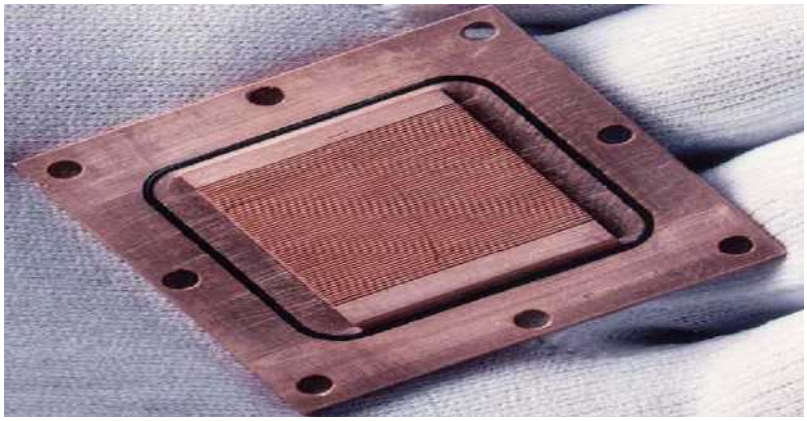


Figure I.10 : Mini-échangeur avec Microcanaux de 0.2mm de largeur. [2]

Par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels, les échangeurs de chaleur à microcanaux n'offrent pas seulement un bon coefficient de transfert thermique, mais offre également une excellente robustesse notamment devant la pression du liquide.

Les principaux avantages :

- ✓ . Les microcanaux agissent comme plusieurs micro-plaque-ailettes. Ils augmentent la surface d'échange. La résistance thermique de convection est donc réduite.
- ✓ . Pour utiliser les microcanaux, la semelle est supprimée, donc la résistance thermique de conduction est réduite.
- ✓ . En faisant appel à la technologie des microcanaux on peut réduire la taille de système de refroidissement.

I.5.3 Refroidissement diphasique : Les caloducs :

Il est bien connu que le passage de la matière d'un état liquide à un état gazeux ou solide s'accompagne d'un échange de chaleur avec l'environnement. Le passage de l'état solide vers l'état liquide puis gazeux est endothermique, les passages inverses sont exothermiques.

Les matériaux à changement de phase (plutôt pour solide liquide) sont utilisés dans le processus de refroidissement par évaporation d'un liquide ou d'un solide (sublimation) à basse température, ce processus de fusion ou de sublimation thermique absorbe la chaleur de l'objet à refroidir à température à peu près constante. Cette chaleur est ensuite restituée plus loin (dans le condenseur) à l'environnement, faisant condenser le gaz formé. Les températures de changement de phase peuvent être modifiées en agissant sur la pression de l'enceinte dans laquelle est enfermé le matériau diphasique. Ce cycle s'auto-entretient assurant ainsi un bon transfert thermique.

Les caloducs sont des dispositifs de transfert de chaleur qui combinent à la fois les propriétés de bonne conductivité thermique et de transition de phase pour gérer efficacement le transfert de chaleur entre deux interfaces.

Le principe du caloduc a été découvert en 1930, mais aucun usage industriel n'avait été trouvé. En 1963, au laboratoire de Los Alamos, grâce aux travaux du physicien nucléaire George M. Grover, une application de ce principe fut mise au point : le premier caloduc était alors né**. [2]**

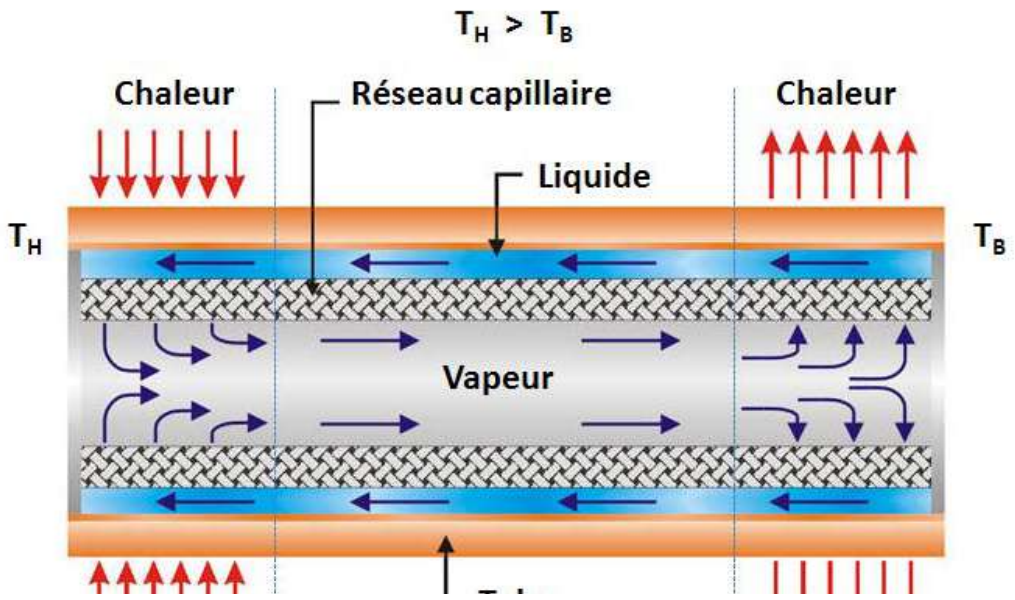


Figure I.11 : Schéma de caloduc classique. [2]

- La figure I.11 monte un schéma de caloduc classique. Le caloduc est un mince tube à deux parois métalliques fermées. Un liquide est injecté à l'intérieur. Plusieurs types de liquide peuvent servir de fluide caloporteur, ce qui inclut le potassium, le sodium, l'indium, le césium, le lithium, le bismuth, le mercure, l'eau, l'alcool de bois, l'acétone, les réfrigérants (fréons) l'azote, l'oxygène et d'autres sels inorganiques **[14].**

Les principaux avantages du caloduc sont:

- ✓ 1. Haute conductivité thermique. Le principe du caloduc repose sur la transition de phase du fluide qui absorbe et libère de façon cyclique de l'énergie sous forme de chaleur latente. Ce phénomène traduit en conductivité thermique équivalente peut atteindre des valeurs 100 fois supérieures à celles du cuivre.
- ✓ 2. Le caloduc peut être utilisé pour diffuser la chaleur et augmenter ainsi la surface d'échange avec l'environnement
- ✓ 3. Le caloduc ne nécessite pas un grand écart de température (entre évaporateur et concentrateur) pour l'extraction de la chaleur.
- ✓ 4. Sa durée de vie est élevée : Il s'agit d'un tube fermé, sans besoin d'ajouter du fluide, il n'y a pas de pièces mobiles, ce qui le rend fiable et silencieux.

I.6-CHOIX DE MATERIAUX (CONVERTISSEUR /COMPOSANTS ELECTRONIQUE) : [15]

L'aluminium est un excellent conducteur de la chaleur et de l'électricité. La conductivité thermique de l'aluminium est utilisée dans de nombreuses applications d'évacuation de la chaleur, c'est-à-dire de refroidissement (comme les systèmes d'air conditionné dans les véhicules).

A poids égal, l'aluminium offre une conductivité électrique deux fois supérieure à celle du cuivre, ce qui explique son emploi privilégié dans les applications de transport d'électricité à haute tension sur grande distance.

L'aluminium génère naturellement une couche d'oxyde qui le protège de la corrosion. Différents types de traitement de surface peuvent encore améliorer cette résistance (anodisation, laquage,…).

Symbole :	Al
Numéro atomique :	13
Masse atomique :	27 g/mole
Réseau cristallin :	structure cubique à faces centrées
Température de fusion :	660°C
Température d'ébullition :	2056° C
Masse volumique à 20°C :	2,7 g/cm3
Conductibilité thermique à 20 °C :	240 W /m °C
Pouvoir réflecteur (aluminium poli) :	85 à 90 % dans le spectre visible, 90 à 98% dans l'infrarouge
Module d'élasticité :	67 000 MPa

Figure I.12 : Carte d'identité de l'aluminium [16]

L'aluminium est utilisé très majoritairement sous forme d'alliages dont le constituant principal est l'aluminium, les éléments d'addition pouvant représenter jusqu'à 15% de son poids. La résistance de l'alliage d'aluminium est adaptée à l'application requise. A titre d'exemple, on considère qu'un kilogramme d'aluminium peut remplacer deux kilogrammes d'acier dans des applications automobiles.

I.6.L'état de l'art :

Beaucoup de travaux scientifiques ont été publiés pour analyser le phénomène de refroidissement des composants électroniques en utilisant la convection sous ses trois formes. Parmi ces travaux publiés, on cite :

Kim et al. (1998) [17] ont simulé l'écoulement pulsatif forcé et les caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagnent dans un canal contenant deux blocs chauffés (fig. I.13). A l'entrée du canal, l'écoulement est maintenu à une température uniforme Tc, animé d'une vitesse (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 t : le temps). Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante T_h. Les résultats obtenus indiquent que la circulation 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 ($St = f_H/U_0$)*, par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

* f : Fréquence des oscillations.

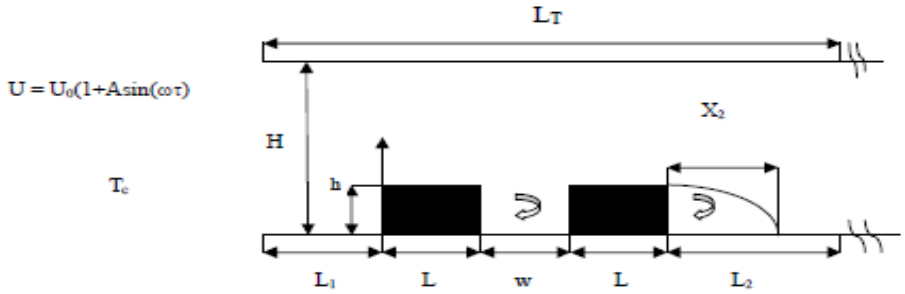


Figure I.13 : Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatif (Kim et al ,1998).

Hung et Fu (1999) [18] ont analysé le transfert de chaleur par convection mixte bidimensionnelle entre des plaques parallèles de circuits intégrés. Ces dernières contiennent des ouvertures et des sources de chaleur uniformes (fig. I.14). La différence de pression au-dessous et au-dessus des ouvertures de la plaque provoque l'écoulement vers le haut, ce qui rompt la région de stagnation entre les sources de chaleur et, par conséquent, améliore la quantité de chaleur dissipée à partir des sources. Pour une plaque considérée de circuit et pour un nombre successif d'ouvertures variant de un à quatre, les résultats indiquent que le refroidissement est optimal dans le cas où la 1ere, 4eme ouvertures sont fermées et la 2eme, 3eme sont ouvertes. Si l'approche est réalisable dans une application de refroidissement électronique, les paramètres optimaux des sources (espacement, taille, propriétés des matériaux, …) nécessitent plus d'investigations.



Figure I.14 : Géométrie et système de coordonnées du domaine de calcul (Hung et Fu, 1999).

Icoz et Jaluria (2004) [19] ont fait une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques **.**Deux configurations simples ont été utilisées pour démontrer cette approche (fig. I.15 a - b).

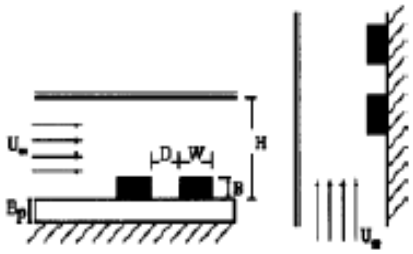


Figure I. 15a : Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques (Icoz et Jaluria, 2004).

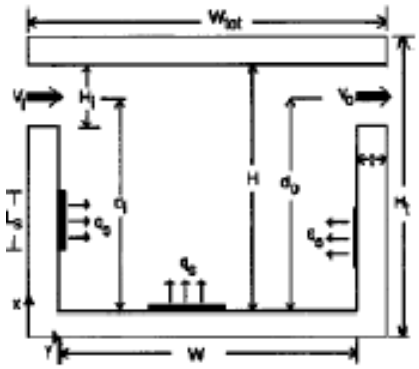


Figure I.15b : Cavité carrée contenant des sources de chaleur (Icoz et Jaluria, 2004).

Luo et al. (2005) [20] ont analysé numériquement la convection forcée d'un écoulement turbulent entièrement développé à travers un assemblage de deux plaques parallèles orientés horizontalement (fig. I. 16). La plaque de fond est attachée avec des nervures, du coté de leurs sections rectangulaires. Pour les valeurs du nombre de Reynolds (Re), variants entre 22000 et 94000. Les modèles standards de turbulence (k-e*)* et de contrainte de Reynolds (RSM), ont été utilisés pour la prédiction de l'écoulement. Dans le cas de deux nervures, les résultats montrent que la norme du modèle (k- *e*) est en mesure de donner de meilleures prévisions par rapport à la norme du modèle (RSM).

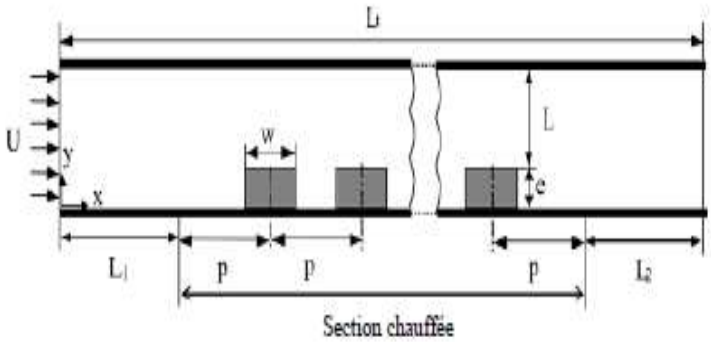


Figure I.16 : Géométrie des deux plaques parallèles avec huit côtes identiques (Luo et al, 2005)

W. Rodi, D.Lakehal 1997 [21] ont effectué un calcul de l'écoulement passant autour d'un cube en utilisant le modèle de turbulence de deux- couches.Pour le calcul proche de paroi , les fonctions standard de paroi ont été utilisés, comme l'approche de deux-couches dans laquelle la couche inferieur visqueuse est résolue avec un modèle d'un équation .Deux versions du modèle d'un équation ont été examinées. En outre, des calculs ont été effectués avec les modifications de Kato-launder(1993) qui tend à éliminer la production excessive de la turbulence dans les régions de stagnations. Ils ont trouvé dans ce projet, que les modèles qui utilisent les fonctions de paroi ne peuvent pas reproduire les détails de la structure complexe de l'écoulement prés du fond du canal, par exemple, le comportement du vortex en fer à cheval produit également en retard la séparation de la couche limite en amont de l'obstacle.

Conclusion :

Dans ce chapitre, plusieurs procédés de refroidissement ont été exposés dans le but de comprendre et par suite de proposer l'étude par simulation numérique le problème conjuguer d'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans un système du plusieurs dissipateurs d'énergie dans l'objectif d'amélioré la connaissance d'un part et d'autre part d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement.

INTRODUCTION :

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergie par gradients potentiels et mouvements du fluide. La convection est un mode de transfert de chaleur qui est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Ce chapitre est consacré a la mise en équations du problème considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

II.1-des équations instantanées :

II.1.1-l'équation de la continuité :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément. **[22]**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \vec{\nabla}\ (\rho \square \vec{V})$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho[\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z}]$$

- Pour un fluide incompressible $\boldsymbol{\rho}$ **= cste**
- Régime permanent : $\frac{\partial}{\partial t}$ =0

$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z}$ c'est l'équation de la continuité

$$\frac{\partial \mathrm{Ui}}{\partial \mathrm{xi}} = 0 \qquad \text{(II.1)}$$

II.1.2-l'équation de quantité de mouvement :

L'équation générale : **[22]**

$$\frac{\partial \mathrm{Ui}}{\partial \mathrm{t}} + \mathrm{U}j\frac{\partial \bar{\mathrm{U}}\mathrm{i}}{\partial \mathrm{xj}} + Uj\frac{\partial \mathrm{Ul}}{\partial \mathrm{xj}} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{p}}{\partial \mathrm{xi}} + \nu\frac{\partial^2 \bar{\mathrm{U}}\mathrm{l}}{\partial \mathrm{xj}\,\partial \mathrm{xj}} \qquad \text{(II.2)}$$

P : pression

ρ **:** la masse volumique

U : composant de vitesse

ν : viscosité cinématique

En 3D :

- $$\frac{\partial U}{\partial t} + u\frac{\partial U}{\partial X} + v\frac{\partial U}{\partial Y} + w\frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2}\right)$$

- $$\frac{\partial V}{\partial t} + u\frac{\partial V}{\partial X} + v\frac{\partial V}{\partial Y} + w\frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial Y} + \nu\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2}\right)$$

- $$\frac{\partial W}{\partial t} + u\frac{\partial W}{\partial X} + v\frac{\partial W}{\partial Y} + w\frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial Z} + \nu\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2}\right)$$

II.1.3 Décomposition de Reynolds :

Le passage des équations déterministes aux équations statistiques repose sur la décomposition de Reynolds où tout champ φ ($\varphi = u, T$ ou p) se décompose en un champ moyen $\bar{\varphi}$ et en un champ fluctuant φ de moyenne nulle :

$$\varphi(x, t) = \bar{\varphi}(x, t) + \dot{\varphi}(x, t) \qquad \text{(II.3)}$$

Avec la valeur moyenne de φ est exprimée par la relation suivante :

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{T}\int_1^T \varphi\, dt \qquad \text{(II.3.a)}$$

Dans le cadre de la modélisation en un point de la turbulence, on ne s'intéresse qu'aux moyennes statiques de la vitesse et de la pression. On décomposé ainsi les grandeurs instantanées selon la règle de Reynolds

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \qquad \text{(II.4)}$$

$$P = \bar{P} + p$$

II.1.3 .1 : Tenseur de Reynolds :

On remplace u, v et w par dans l'équation de Navier-stockes

U=$\bar{U} + \grave{u}$

V=$\bar{V} + \acute{v}$

W=$\bar{W} + \acute{w}$

Après avoir introduise la décomposition de **Reynolds** on écrit finalement :

$$\frac{\partial \bar{U}l}{\partial t} + Uj\,\frac{\partial \bar{U}l}{\partial xi} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial xi} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial xj}\left(\overline{\tau_{lJ}} + R_{IJ}\right) \qquad \text{(II.5)}$$

L'effet de la moyenne engendre bien entendu une perte d'information, caractérisée ici par l'apparition d'une corrélation inconnue $\bar{U}l\ \bar{U}j$ appelé tenseur de Reynolds.

La condition d'incompressibilité implique :

$$Ui\,\frac{\overline{\partial Ul}}{\partial xj} = \frac{\overline{\partial Ul Uj}}{\partial xj} \qquad \text{(II.6)}$$

Tel que :

$$[\tau_{ij}]_{définition} = \mu\left[\frac{\overline{\partial Ui}}{\partial xj} + \frac{\overline{\partial Uj}}{\partial xi}\right] \text{ et } \frac{\partial \tau ij}{\partial xj} = \mu\,\frac{\partial^2 \bar{U}i}{\partial xj}$$

Les tensions de **Reynolds** ou les contraintes de **Reynolds** $\boldsymbol{U_i U_j}$ peuvent être s'écrit sous la forme suivante :

$$[\,Rij\,] = -\rho \begin{vmatrix} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{vmatrix}$$

Avec :

$\boldsymbol{\tau_{ij}}$ **:** tenseur des contraintes visqueuses

$\boldsymbol{Rij}$ **:** tenseur de Reynolds

II.1.3.2 .Equation de transport des tensions de RENOLDS : $Rij=u_iu_j$

Les équations de départ son les équations (II.1) et (II.2) dans lesquelles on a introduit l'équation(II.4)

On part de l'équation (II.1) :

$$\frac{\partial(\overline{U}\,i+ui)}{\partial t}+(\overline{U_K}+u_K)\frac{\partial(\overline{U}\,i+ui)}{\partial x_k}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\overline{P}+p)}{\partial xi}+\nu\frac{\partial^2(Ui+ui)}{\partial x_k\,\partial x_k} \qquad \text{(II.7)}$$

On fait la différence (II.5)-(II.7) en tendent compte de (II.6):

$$\frac{\partial Ui}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_i}{\partial x_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_\iota}}{\partial x_k}+\frac{\partial(u_ku_i-\overline{u_ku_\iota})}{\partial x_i}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial xi}+\nu\frac{\partial^2 ui}{\partial x_k\,\partial x_k} \qquad \text{(II.8)}$$

On peut écrire (II.8) pour l'indice j :

$$\frac{\partial Uj}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_j}{\partial x_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_J}}{\partial x_k}+\frac{\partial(u_ku_j-\overline{u_ku_j})}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial xj}+\nu\frac{\partial^2 uj}{\partial x_k\,\partial x_k} \qquad \text{(II.9)}$$

On multiple (II-8) par u_j et (II-9) par u_i et on somme les deux équations obtenus. En regroupant certains termes, il vient :

$$\frac{\partial UiUj}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_iu_j}{\partial x_k}+u_ku_j\frac{\overline{\partial U_\iota}}{\partial x_k}+u_ku_j\frac{\overline{\partial U_J}}{\partial x_k}+\frac{\partial u_ku_iu_j}{\partial x_k}-u_j\frac{\partial\overline{u_ku_j}}{\partial x_k}=$$

$$-\frac{1}{\rho}\left(u_j\frac{\partial p}{\partial xi}+u_i\frac{\partial p}{\partial xj}\right)+\nu\left(u_j\frac{\partial^2 ui}{\partial x_k\,\partial x_k}+u_i\frac{\partial^2 uj}{\partial x_k\,\partial x_k}\right)$$

Le passage à la moyenne dans cette équation fait disparaitre les termes de la forme :

$$u_i\frac{\overline{\partial u_Ju_k}}{\partial x_k}=\overline{u_\iota}\frac{\partial u_Ju_k}{\partial x_k}=0$$

On obtient alors une équation pour le moment d'ordre 2 ($\overline{u_\iota u_J}$) qui peut se mettre sous la forme suivante :

$$\frac{\partial UiUj}{\partial t}+U_k\frac{\partial u_iu_j}{\partial x_k}=P_{ij}+T_{ij}+\pi_{ij}+D_{ij}+\varepsilon_{ij} \qquad \text{(II.10)}$$

Tell que :

$P_{ij} = -(\overline{u_i u_k}\ \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k}\ \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_k})$ Terme → Production

$T_{ij} = -\frac{\partial \overline{u_k u_i u_j}}{\partial x_k}$ → Transport turbulent

$\pi_{ij} = -\frac{1}{\rho}(\overline{u_i}\frac{\partial p}{\partial xj} + \overline{u_j}\frac{\partial p}{\partial xi})$ → Gradient de pression-vitesse

$D_{ij} = \nu\frac{\partial^2 \overline{u_i u_j}}{\partial x_k \partial x_k}$ → Diffusion visqueuse

$\varepsilon_{ij} = 2\nu\frac{\overline{\partial u_i \partial u_j}}{\partial x_k \partial x_k}$ → Tenseur de dissipation

II.1.3.3. Équation de l'énergie cinétique fluctuante :

L'énergie cinétique turbulente est définie comme suit :

$$K = \frac{1}{2}R_{ij}$$

L'équation (II.10) devient comme suit :

$$\frac{\partial K}{\partial t} = \overline{u_j}\frac{\partial K}{\partial x_j} = P_k + T_k + \pi_k + D_k + \varepsilon_k \qquad \text{(II.11)}$$

Telle que :

$P_k = -\overline{u_k u_i}\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k}$ → production turbulence

$T_k = -\frac{1}{2}\frac{\partial \overline{u_k u_i u_j}}{\partial x_k}$ → diffusion turbulent

$\pi_k = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{u_k P}}{\partial u_k}$ → transport d'énergie

$D_k = \nu \frac{\partial^2 K}{\partial x_k \partial x_k}$ ⟶ diffusion visqueuse de l'énergie cinétique turbulent

$\varepsilon_k = -\nu \frac{\overline{\partial u_i \partial u_i}}{\partial x_k \partial x_k}$ ⟶ Dissipation de l'énergie turbulente

II.1.3.4. Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante :

Multipliant l'équation (II.9) par $(-2\nu \frac{\overline{\partial u_k \partial u_i}}{\partial x_j \partial x_j})$ et prenant la moyenne, on obtient le résultat final après quelques regroupements simple **[23]** :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = -2\nu \left[\frac{\partial \overline{U_k}}{\partial x_j} \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_k} + \frac{\overline{\partial U_k U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\overline{U_J U_J}}{\partial x_j \partial x_j} \frac{\partial \overline{U_k}}{\partial x_k} \right] \quad \text{(II.12)}$$

L'équation du taux de dissipation de l'énergie turbulente est plus délicate à interpréter et à modéliser, elle est utilisée pour calculer l'échelle de longueur caractéristique de la turbulence. Cette équation est analogie à celle citée par Bissel **[24]** en 1972.

II.1.4. Problème de fermeture des équations:

II.1.4.1 .Bilan des équations et des inconnues :

La décomposition de Reynolds dans les équations de Navier-Stockes à permis de trouver un certain nombre d'équations pour les inconnues du problème. Cependant, à chaque étape on introduit des inconnues supplémentaires. Le nombre d'inconnues est toujours supérieur aux nombres d'équations disponibles. Il s'agit du problème de fermeture des équations. On pourrait poursuivre la démarche, on trouve de nouvelles équations qui introduiraient à leur tour de nouvelles inconnues, ainsi que l'équation exacte d'un moment d'ordre n ($u_{i,1}$, $u_{i,2}$, $u_{i,3}$ … … $u_{i,n}$) implique nécessairement un moment d'ordre supérieur. Il est donc nécessaire de □modéliser□ les inconnues supplémentaires à l'aide de □ lois□ complémentaire n'introduisant pas de nouvelle inconnue : modèle de fermeture.

Inconnue à Calculer	Equation disponible	Nombre des équations	Inconnues supplémentaires	Nombre total Des inconnues
Champ de Vitesse Moyenne u_i(3) Pression Moyenne (1)	(1) Continuité (3) N-S moyenne	4	Tension de Reynolds $\overline{u_i u_j}$(9)	10
Champ de Vitesse Moyenne u_i(3) Pression Moyenne (1) - Tension de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ (6)	(1) Continuité (3) N_ S Moyenne (6) Tension de Reynolds	10	-Corrélation triple $\overline{u_i u_j u_k}$ (10) -Corrélation Pression-Vitesse $u_i \frac{\partial p}{\partial x_j}$ (6) -Corrélation gradient de Vitesse. $\overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_k}\frac{\partial u_j}{\partial x_k}}$ (6)	35

Tableau II.1 : la décomposition de Reynolds dans les équations de Navier Stokes.

Le problème donc est celui de la liaison entre les tensions de Reynolds et le champ moyen. Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront nécessaires pour traduire le comportement du milieu turbulent, il permet alors d'obtenir un nombre d'équation égale à celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues par voie numérique.

II.1.5.Les hypothèses:

II.1.5.1. Hypothèse de CHOU :

$$v_t = c\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \qquad \text{(II.13)}$$

II.1.5.2 .Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :

$$-\overline{uiuj} = v\left(\frac{\partial Ui}{\partial xj} + \frac{\partial Uj}{\partial xi}\right) - \frac{1}{2} K\delta_{ij} \qquad \text{(II.14)}$$

II.1.5.3. hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t = L_m^2 \left(\frac{\partial Ui}{\partial xj} + \frac{\partial Uj}{\partial xi}\right) \quad \text{(II.15)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L_m^2 \frac{\partial U1}{\partial x2} \quad \text{(II.16)}$$

L_m : Longueur de mélange.

La longueur de mélange se calcul suivant le type d'écoulement des expressions variées, obtenus en générale a partir de l'expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standard.

Cependant, ces modèles ignorent complètement le caractère non local de la turbulence.

II.1.5.4 Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov :

$$v_t = c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad \text{(II.17)}$$

II.1.6 Les modèles de turbulence et leurs classifications :

II.1.6.1Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) :

Aucune équation de transport n'est utilisée dans ce modèle, les tensions de Reynolds sont directement liées aux valeurs moyennes. En s'inspirant de la théorie cinétique des gaz Prandtl, (La première génération de la modélisation de la turbulence 1925).

Suggéra que la viscosité turbulente soit mise sous la forme de produit d'une vitesse et d'une longueur caractéristique du mouvement turbulent. La longueur utilisée est dite « longueur de mélange » et la vitesse caractéristique s'exprime par l'hypothèse suivante **[25] :**

$$V = L_m \sqrt{(2d_{ij})}^{\,2} \quad \text{(II.18)}$$

Ce qui conduit à l'expression suivante de la viscosité turbulente :

$$V_T = L_m V = L_m^2 \sqrt{\left(\frac{\overline{OC_i}}{OX_j} + \frac{\overline{OC_i}}{OX_i}\right)^2} \quad \text{(II.18a)}$$

II.1.6.2 Les modèles à une équation de transport :

Ces modèles introduisent dans la définition de V_T au moins une grandeur turbulente décrire par une équation d'évolution si on utilise l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence K sous forme modélisé. On pourra déterminer V_T par l'expression du type Kolmogorov-Prandtl **[22].**

$$V_T = C_\alpha L_s \sqrt{K} \qquad \text{(II.19)}$$

Où L_s est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque Pt de l'écoulement.

II.1.6.3 le modèle k-ε et RNG (modèle à deux équations de transport) :

Le modèle k-ε [Launder & Spalding, 1974] est certainement le modèle le plus répandu. La viscosité turbulente est donnée par la relation :

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} (1\text{-}R_f)^{\frac{1}{4}} \qquad \text{(II.20)}$$

Où $\bar{\varepsilon}$, taux de dissipation visqueuse de l'énergie cinétique turbulente, est donné par :

$$\varepsilon = \mu \overline{\nabla u' / \nabla^t u'} \qquad \text{(II.20a)}$$

Les deux équations de fermeture s'écrivent

$$\rho\left(\frac{\partial k}{\partial t} + (\bar{u}\,\nabla)k\right) = \nabla((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\nabla k) + P(1 - R_f) - \rho\varepsilon \qquad \text{(II.21)}$$

$$\rho\left(\frac{\partial t}{\partial t} + (\bar{u}\,\nabla)\varepsilon\right) = \nabla[((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\nabla\varepsilon) + C_{\varepsilon 1}(P(1 - C_{\varepsilon 3}R_f)\frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}\ ] \qquad \text{(II.22)}$$

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

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}$
0.09	1.44	1.92	1	1.3	1	0.7

Tableau II.2 : constantes du modèle k-ε

Le modèle de turbulence utilisé à notre travail est le modèle *k-ε*. Ce modèle est très répandu de part sa simplicité, sa robustesse et sa facilité de mise en œuvre. Bien que les aspects généraux des écoulements soient bien simulés, il apparaît certaines insuffisances dues notamment à la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k-ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes : Les modifications apportées au modèle ***k-ε*** sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

- le modèles ***k-ε*** deux couches [Chen & Patel, 1988] qui, à proximité des parois, utilise un modèle à une équation (pour k) et exprime **ε** à l'aide d'une longueur caractéristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds local ;

- le modèle ***k-ε*** bas Reynolds [Jones & Launder, 1972] qui élargit son domaine de validité aux zones d'écoulement laminaires ou de transition à proximité des parois. Les constantes sont rendues dépendantes du nombre de Reynolds et des termes complémentaires sont ajoutés aux deux équations pour tenir compte du caractère non-isotrope du processus de dissipation.

- le modèle ***k-ε*** étendu [Chen & Kim, 1987], qui ajoute un terme à l'équation du taux de dissipation pour que le transfert d'énergie réponde plus efficacement à la déformation moyenne de l'écoulement, rend le modèle moins diffusif ;

- Modèles RNG

Le modèle RNG, développé par le groupe de renormalisation [Yakhot & Smith, 1992] et que nous avons implanté dans le code. Il consiste en une estimation au cours du calcul de la constante $\mathbf{C_{\varepsilon 1}}$, remplacée dans l'équation de dissipation par $\mathbf{C_{\varepsilon 1}}$' donnée par l'expression (II.22) Cette expression ajoute un terme fonction du taux de déformation **η** à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

$$C'_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon 1} \frac{\eta\,(1-\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \qquad \text{(II.23)}$$

Avec : $\eta = \left(\frac{k}{\varepsilon}\right) \sqrt{\frac{p}{\mu_t}}$ (II.23a)

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 3}$	η_0	β
0.005	1.42	1.68	0.7179	0.7179	1	0.7	4.377	0.012

Tableau II.3 : Les constantes du modèle RNG ont pour valeur

II.1.7.4 Modèle Algébrique aux tensions de Reynolds (ASM):

A partir des équations de Reynolds, Robin (1972) a proposé que le transport (convection plus diffusion) des contraintes de Reynolds est proportionnel a celui de l'énergie cinétique turbulente On a **[24]**:

$$\frac{\partial(\rho U_k \overline{U_i U_j})}{\partial x_k} - D_{ij} = \frac{\overline{U_i U_j}}{k} \qquad \text{(II.24)}$$

Où : $\frac{U_i U_j}{k}$ Est le coefficient de proportionnalité qui n'est pas une constante en générale.

L'introduction de cette hypothèse (II. 17) Dans l'équation de transport est de la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho U_k U_i U_j}{\partial x_k} = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} = \frac{2}{3}\rho E \delta_{ij} \qquad \text{(II.25)}$$

$$\overline{U_i U_j} = K \left| \frac{\left(\frac{2}{3}\delta_{ij} + \left((1-C_2)\left(\frac{P_{ij}}{\varepsilon} \frac{2P_k}{3\varepsilon}\varepsilon_{ij}\right)\right)\right)}{\left(\rho C_1 + \frac{P_k}{\varepsilon} - \rho\right)} \right| \qquad \text{(II.26)}$$

Avec :

$$P_{ij} = -\rho U_i U_k \frac{\partial U}{\partial x_t} - \rho U_i U_k - \frac{\partial U_i}{\partial U_k} \qquad \text{(II.27)}$$

La sommation donne la production d'énergie turbulente :

$$P_k = \frac{1}{2} P_{ij} \qquad \text{(II.28)}$$

Pour la redistribution d'énergie, différents modèles sont proposés dans le présent code (TEAM), ils ont utilisés le modèle suivant :

$$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} + R_{ij,w} \qquad \text{(II.29)}$$

Avec :

$$R_{ij,1} = -C_1 \rho\varepsilon \left(\frac{U_i U_j}{K} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\right) \qquad \text{(II.30)}$$

$$R_{ij,2} = - C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P_k \delta_{ij}\right) \quad \text{(II.31)}$$

Et $R_{ij,w}$ (les termes a la proximité de la paroi) :

$$\left.\begin{aligned} R\,ij,w &= \left[C_1' \frac{\varepsilon}{k} V'^2 - C_2 C_2' \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k\right)\right] F \\ R\,ij,w &= \left[-2C_1' \frac{\varepsilon}{k} V'^2 - C_2 C_2' \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k\right)\right] F \\ R\,ij,w &= \left[C_1' \frac{\varepsilon}{k} V'^2 - C_2 C_2' \left(P_{22} - \frac{2}{3} P_k\right)\right] F \\ R\,ij,w &= \left[-1.5 C_1' \frac{\varepsilon}{k} \overline{UV} + 1.5 C_2 C_2' P_{12}\right)] F \end{aligned}\right\} \quad \text{(II.32)}$$

Avec :

$$F = \frac{K^{3/2}}{2\varepsilon X_n} \quad \text{(II.33)}$$

Est enfin achevée par l'équation suivante pour l'énergie turbulente K:

$$\frac{\partial(\rho U_1 \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_J} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{k}\left(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2}\right) - \rho\varepsilon \quad \text{(II.34)}$$

Et pour la fermeture de l`équation de dissipation s on a :

$$\frac{\partial(\rho U_1 \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_J} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + \frac{\varepsilon}{k}\left(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon\right) - \rho\varepsilon \quad \text{(II.35)}$$

C_s	C_1	C_2	C_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_1'	C_2'
0.22	1.8	0.6	0.15	1.44	1.92	0.5	0.3

Tableau II.4 : les constantes du modèle ASM.

L'ensemble des équations (II.34), (II.35) et (II.26) constitue le modèle de contrainte algébrique. La distribution des équations (II-35) à (II-34) dans l'équation (II-26) donne le système algébrique suivant :

$$\alpha_{i1}\overline{U'^2} + \alpha_{i2}\overline{U'^2} + \alpha_{i3}\overline{U'V'} + \alpha_{i4}\overline{W'^2} = b_i \quad \text{(II.36)}$$

La condition de contraintes normales inconditionnellement positives est assurée par la détermination simultanée de toutes les contraintes normales par la résolution du système algébrique suivant :

$$\begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \rho\overline{U^2} \\ \rho\overline{V^2} \\ \rho\overline{W^2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} \qquad \text{(II. 37)}$$

Où les coefficients sont définis tel que :

$\alpha_{ij} \leq 0$ Pour i $\neq$ j

Soit : $\rho\overline{U^2} = \frac{\nabla_1}{\square}$, $\rho\overline{V^2} = \frac{\nabla_2}{\square}$, $\rho\overline{W^2} = \frac{\nabla_3}{\square}$

Une fois les contraintes normales déterminées, nous calculons la contrainte de cisaillement par :

$$\overline{UV} = -\frac{\alpha_{31}}{\alpha_{33}} U^2 - \frac{\alpha_{32}}{\alpha_{33}} V^2 - \frac{\alpha_{32}}{\alpha_{33}} W^2 - \frac{b_3}{\alpha_{33}} \qquad \text{(II. 38)}$$

II.2 Modélisation du transfert de chaleur:

II.2.1 Equation d'énergie :

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en terme de température.

II.2.1.1Transferts de chaleur en écoulements incompressibles :

La modélisation des transferts thermiques convectif et conductif en interaction avec un écoulement incompressible sont modélisés à partir d'une formulation conservative et d'une approche non-conservative **[23].**

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t} + \square(VT)T\square V\right) + \alpha T = \square(\lambda\square T) + \square + S \qquad \text{(II. 39)}$$

Le terme $\boldsymbol{\alpha T}$est un terme linéaire laissé à la libre utilisation de l'utilisateur ainsi que le terme source $\boldsymbol{S}$.

Le terme ϕ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante :

$$\square = 2\mu D_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \qquad (II.40)$$

Avec :

$$D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_j}\right) \qquad (II.41)$$

CONCLUSION :

La forme finale du modèle mathématique élaboré un système d'équation aux dérivé partielles elliptiques. A cause de leur non linéarité et la complexité du problème physique, elles ne peuvent pas être résolus analytiquement. La seule approche à envisager ici est la procédure numérique.

En vue du passage d'un problème exact (continu) au problème approché Discret), on dispose la technique concurrente les éléments finis

-la minimisation de l'´énergie c'est le principe des travaux virtuels pour les éléments finis ce qui est posé au chapitre suivante

III.1.Introduction :

Les écoulements de fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte à de tel système du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est à dire non - linéaires d'une part et couplées d'une autre part comme dans le cas de la convection mixte. 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.

III.2.Choix de la méthode numérique :

Parmi les méthodes de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transfert de chaleur, on peut citer les méthodes des différences finies, d'éléments finis et des volumes finis.

Pour notre présente étude, nous avons choisi la méthode des éléments finis pour sa simplicité et applicabilité à toutes les géométries (y compris les géométries complexes).

Elle est aussi avantageuse, Cette dernière sera appliquée à la résolution de notre problème thermique par notre simulateur ANSYS.

III.2.1 Méthode des différences finies :

Consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Les Avantages	Les Inconvénients
❖ grande simplicité d'écriture. ❖ faible coût de calcul.	❖ Limitation de la géométrie des domaines de calculs. ❖ Difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées.

III.2.2 Méthode des volumes finis :

Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine de calcul en un nombre de volumes de contrôle juxtaposés. Chacun de ces derniers englobe un "nœud principal". Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sous une forme intégrale.

Les Avantages	Les Inconvénients
❖ Mise en œuvre relativement facile. ❖ Applicable aux géométries complexes.	❖ Moins précis que les méthodes spectrales.

III.2.3 Méthodes des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variation elle (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres.

Les Avantages	Les Inconvénients
❖ Traitement possible de géométries complexes. ❖ Détermination plus naturelle des conditions aux limites. ❖ Possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.	❖ Complexité de mise en œuvre ❖ Coût en temps de calcul et en mémoire.

III.2.3.1 Présentation de la méthode :

Comme nous l'avons précédemment évoquée, La méthode des éléments finis a pour but de remplacer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales, par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement. En résumé, cette méthode nécessite la discrétisation d'un continuum en un modèle composé d'un assemblage d'éléments finis qui possèdent des formes et des tailles variées. De plus, le calcul de la solution nécessite la prise en compte d'un certain nombre de paramètres, tels que :

- La géométrie discrétisée en éléments finis,
- Les contraintes imposées sur le dispositif,
- Les excitations présentes dans le dispositif,
- Les propriétés des matériaux composant le dispositif.

III.1.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

III.1.3.2.1 Formulation variation elle forte :

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s'écrit alors comme suit

Trouver $U(x)$ $U(x)$ □ espace des solutions U_S tel que **[24]**

$$\mathcal{L}(u)\text{-}F = 0 \square x \square \Omega \; B(u) = u_0 \square x \square \Gamma u_0 \qquad \text{(III.1)}$$

On note que l'espace U_s dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini Judicieusement.

III.1.3.2.2 Formulation variation elle faible:

La formulation variation elle faible peut être obtenue par les étapes suivantes :

1) approcher la solution u, partout dans le domaine Ω, par u tel que **[24]**

$$\tilde{u} = \sum_{i=1}^{n} Ni\, \tilde{u}_i \qquad \text{(III.2)}$$

Ou Ni=Ni (x, y) désignent les fonctions de forme u et des valeurs nodales indéterminées.

2) introduire (III-1) dans (III-1) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$$\varepsilon = \mathcal{L}(u)\text{-}F \neq 0 \qquad \text{(III.3)}$$

Ou ε=0, u = u c.à.d. lorsqu'une solution exacte existe.

3) obtenir une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire W tel que

$$\int W(\mathcal{L}(\tilde{u}) - F)d\Omega = 0 \text{ , k=1,2……N} \qquad \text{(III.4)}$$

Ou N Nombre d'inconnues indépendants du système (III-1).

En formulation de Galerkin les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.

On pose

$$W_k = N_k \Longrightarrow \int N_k \,\mathcal{L}\left(\sum_{i=1}^{n} Ni\, \tilde{u}_i\right) d\Omega = 0 \qquad \text{(III.5)}$$

On dit que u □H_0^1 (Ω) est une solution faible de (III 5) si :

$$\square v \square (\Omega) H_0^1 \qquad a(\tilde{u}, v)$$

A (u, v) est la forme bilinéaire associée à (Ꝑ)Soit Ω un ouvert borné de Rd et $\partial\Omega$ est régulier.

On considère alors le problème :

$$Lu = f \text{ sur } \Omega \text{ et } u = 0 \text{ sur } \partial\Omega = 0 \qquad \text{(III.6)}$$

III.1.3.3. Forme générale des équations du système [22]:

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_\phi\ \phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x C_\phi \phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_y C_\phi \phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial x}{\partial y}\right) + S_\phi$$

ϕ: Variable généralisée

C_ϕ : Coefficient d'advection transitoire.

Γ_ϕ: Coefficient de diffusion.

S_ϕ : Termes source.

Variable □	**coefficient d'advection c□**	**Diffusivité Γ□**	**Termes source S□**
V_x	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) - \sigma\square \left\lvert \frac{\square_c}{\lVert \square_c \rVert} \right\rvert \frac{\square_c}{\lVert \square_c \rVert}$
V_Y	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial \mu}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial \mu}{\partial y}\right) - \sigma\nabla \left\lvert \frac{\nabla_c}{\lVert \nabla_c \rVert} \right\rvert \frac{\nabla_c}{\lVert \nabla_c \rVert}$
T	1	$\frac{k}{\rho c^e}$	$\frac{\phi}{\rho c^e}$
ρ	1	0	0

Tableau III.1 : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.

III.2 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :

III.2.1 Bilan Thermique : Equation De Chaleur

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface s

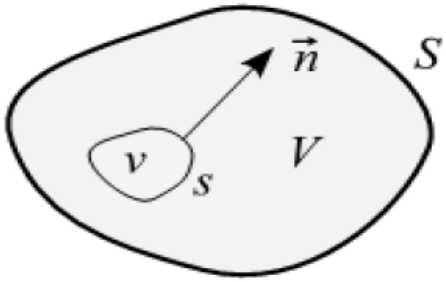


Figure III.1 : bilan thermique

La puissance thermique stockée dans **v** est égale a la somme de la puissance thermique q générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux a travers la surface **S [26]:**

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int \vec{n} \left(-\bar{\bar{\lambda}} \overrightarrow{grad}\ \mathrm{T}\right) ds \qquad \text{(III.7)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - div(\bar{\bar{\lambda}}\ \overrightarrow{grad}\ \mathrm{T}) q = 0 \qquad \text{(III.8)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-28) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y} **[20]** :

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + q \qquad \text{(III.9)}$$

Où :

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

III.2.2 Forme discrétisée : éléments finis :

La solution analytique de l'équation (III- 10) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

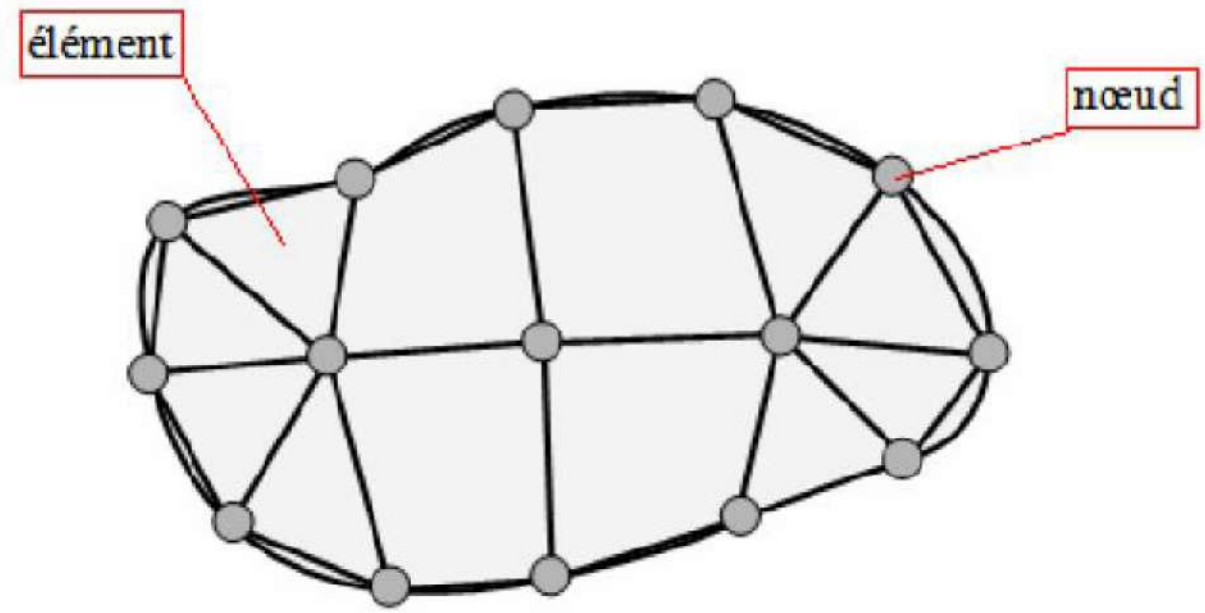


Figure III.2 : domaine plan discrétisé en 12 élément relies eux par 15 nœuds.

III.2.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures :

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression **[27].**

$$T^e\ (x,y,z) = [N_1^0(x,y) \dots \dots\ N_{n^e}^e\ (x,y)] \begin{Bmatrix} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{Bmatrix} \qquad \text{(III.10)}$$

$$T^e(x,y,z) = [N^e(x,y)](T_{(t)}^e)$$

Avec : $(T_{(t)}^e) = T_1^e(t)$, $T_i^e(t)$ et $T_{n^e}^e(t)$

$[N^e(x,y)] = [N_1^0(x,y) \dots \dots\ N_{n^e}^e\ (x,y)]$

Où :

- n^e est le nombre de nœuds de l'élément.
- Les fonctions $N_e^i\ (x, y)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- La matrice N^e est la matrice d'interpolation élémentaire
- Le vecteur $T_{(t)}^e$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

III.2.2.2 Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine V

$$T(x,y,z) = [N_1(x,y) \dots N_i(x,y) \dots \ N_n(x,y)] \begin{cases} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{cases} \qquad \text{(III.11)}$$

$$T(x,y,z) = [N(x,y)]\,(T(t))$$

Avec :

$[N(x,y)] = [N_1(x,y) \dots N_i(x,y) \dots \ N_n(x,y)]$

$(T(t)) = T_1(t) \quad , T_i(t)$ et $T_n(t)$

Ou :

- n est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctions $N_i(x,y)$sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme).
- la matrice$[N(x,y)]$ est la matrice d'interpolation.
- $\{T(t)\}$ est le vecteur des températures nodales.

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_i,y_i) = \delta_{ij} \qquad N_i(x_i,y_i) = \delta_{ij} \quad ;\square\ (i,j)$$

III.2.3 Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine: $T = [N]$ (T)

$$\text{Et } (grad\ T) = [B](T) avec\ [B] = [(B_1) \dots (B_i) \dots (B_n)]$$

Où : (B_i) dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème spatial, (B_i) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$(B_i) = \begin{cases} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{cases}$$

$T^{\square} = [N](T^{\square}) = (T^{\square})^{T}\,[T]^{T}$ et $(grad\,T^{\square}) = [B](T^{\square})$, $(grad\,T^{\square}) = (T^{\square})^{T}\,[B]^{T}$

En portant ces relations dans l'équation (III.7), il vient :

$$(T^{\square})([C](T) + [K](T)^{\cdot} - (F)) = 0 \qquad \text{(III.12)}$$

$$[K] = \int_{V}^{\cdot}[B]T\lambda[B]dV + \int_{S}^{\cdot} h\,[N]^{T}\,[N]dS \qquad \text{(III.13)}$$

Où :

[C]: est la matrice de capacité thermique [J. °C]

$[K]$: est la matrice de conductivité thermique [Wm. °C]

(F) : est le vecteur des flux nodaux [W]

(T) : est le vecteur des températures nodales [°C]

III.3. Maillage :

D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on à tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la solution de l'équation aux dérivés partielles. Toutes ces opérations sont assistées par des logiciels dédiés à éléments finis Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des □distorsions□ (skewness en anglais), et sur une bonne □résolution□ dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc,. . .). Un bon maillage doit également être suffisamment□ lisse□

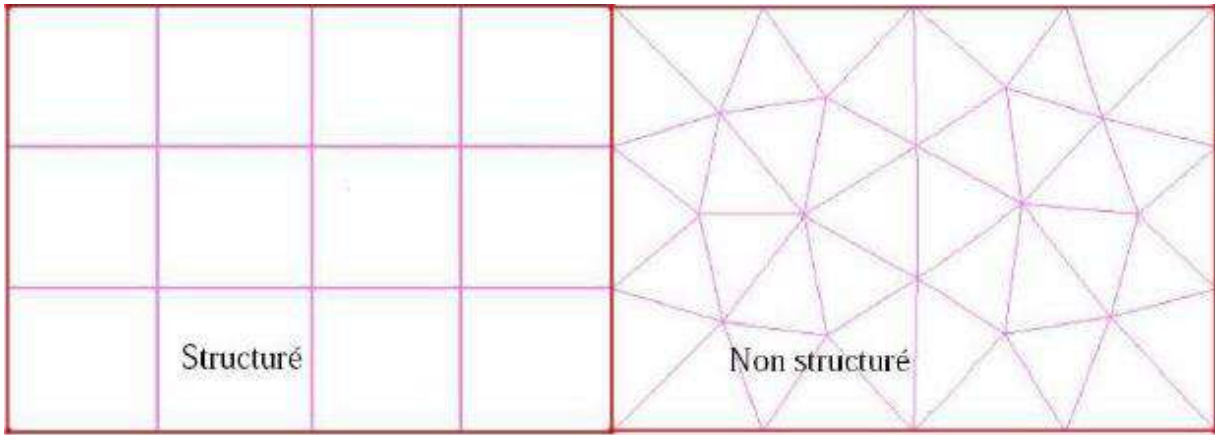


Figure III.4 : Maillages structure et non structure.

III.3.1. Discrétisation :

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques traditionnelles. Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire **[24].**

$$[A_e^{transient}] + [A_e^{advection}] + [A_e^{diffusion}] (\boldsymbol{\phi_e}) = (S_e^{\emptyset}) \qquad \text{(III.14)}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé.

III.3.1.1.Terme temporelle :

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement **[22]:**

$$[A_e^{transient}] = \int W^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \square)^e}{\partial t} \, \mathrm{d}\,(\mathrm{vol}) \qquad \text{(III.15)}$$

Avec :

W^e : La fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme.

Pour le nœud i:

$$\int W_i^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \square)^e}{\partial t} d(vol) = \int W_i^e \rho c_{\square} \, W_j^e \mathrm{d}\,(\mathrm{vol}) \frac{\partial \square_j^e}{\partial t} + \int W_i^e \frac{\partial \rho c_{\square} \square_j^e}{\partial t} W_j^e d(vol) \square_j^e \qquad \text{(III.16)}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation (III-15) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme:

$$M_{ij} = \int W_i^e \rho c_{\square} W_j^e d\,(vol) \qquad (III.17)$$

Si l'approximation localisée de masse est employée.

$$M_{ij} = \delta_{ij} \int W_i^e \rho c_{\square} d(vol) \qquad (III.18)$$

Ou:

δδij Delta de Kronecker (0 si i ≠ j, 1 si i = j)

Il y a deux méthodes d'intégration temporelles : Newmark et (backward différence) différence en arrière.

La méthode d'intégration de temps de Newmark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps

$$(\rho\emptyset)_n=(\rho\emptyset)_{n_1} + \Delta t\ (\delta(\frac{\partial(\rho\square)}{\partial t})_n + (1-\boldsymbol{\delta})(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_{n-1}) \qquad (III.19)$$

Ou :

δ : coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmark

L'équation (III-19) est écrite comme suite:

$$(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_n = \frac{\mathbf{1}}{\Delta t\delta}\ (\rho\emptyset)_{n_1} + \left(1-\frac{\mathbf{1}}{\delta}\right) \qquad (III.20)$$

III.3.1.2 Terme d'advection:

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite ligne de courant monotone upwind (MSU), La ligne profilée upwind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

III.3.1.2.1 Monotone Stream line Upwind Approach (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des lignes caractéristiques. Il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans un domaine connu de vitesse.

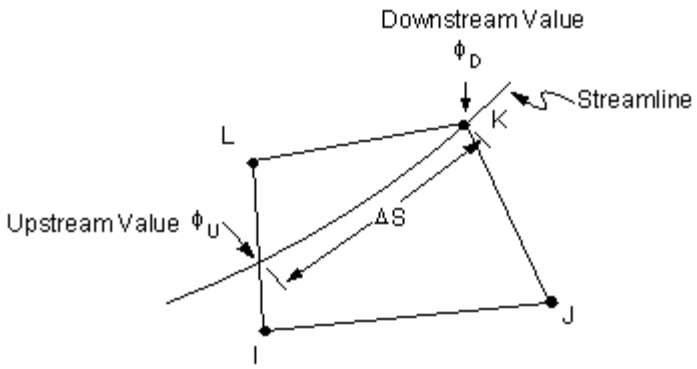


Figure III.5 :L'approche de ligne de courant d'upwind

Le champ de vitesse lui-même peut être envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse. Les limites d'advection peuvent donc être exprimées en termes de vitesses aérodynamiques. Dans le transport pur d'advection, on suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques, c.-à-d. tout le transfert se produit le long des lignes profilées. Par conséquent on peut supposer que le terme d'advection, s'écrit **[24]:**

$$\frac{\partial(\rho C_{\square} V_x \square)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_{\square} V_y \square)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho C_{\square} v_s \square)}{\partial s} \qquad \text{(III.21)}$$

Une fois exprimé le long d'une ligne profilée, et donc constant dans tout l'élément, on peut écrire:

$$\left[A_e^{advection}\right] = \frac{d(\rho C_{\emptyset} V_s \square)}{ds} \int W^e d(vol) \qquad \text{(III.22)}$$

Cette formulation est faite pour chaque élément, dont chacun aura seulement un nœud qui obtient des contributions de l'intérieur de l'élément. Le dérivé est calculé en utilisant une différence simple:

$$\frac{\mathrm{d}(\rho C_{\square} \mathrm{v_s})}{\mathrm{ds}} = \frac{(\rho C_{\square} \mathrm{v_s} \square)_{\mathrm{U}} - (\rho C_{\square} \mathrm{v_s} \square)_{\mathrm{D}}}{\mathrm{Ds}} \qquad \text{(III.23)}$$

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit où la rationalisation dans le nœud sous le vent pénètre dans l'élément.

Δs= La distance du point situé en amont à l'aval du nœud. La valeur à l'endroit ascendant est inconnue mais peut être exprimée en termes de valeurs nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'aval. Le processus consiste à cycler par tous pour l'élément et identifier les nœuds arrière. Le calcul effectué est basé sur les vitesses, pour voir d'où elle est venue la ligne profilée dans le nœud. Des facteurs pesants sont calculés, basé sur la proximité de l'endroit d'upwind aux nœuds voisins.

III.3.1.2.2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) :

L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection **[22]:**

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int W^e \left\{\frac{\partial(\rho v_x C_{\square}\square)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y C_{\square}\square)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z C_{\square}\square)}{\partial z}\right\} d(vol) +$$

$$C_{2r}\int \frac{zh}{2U_{mag}}\left\{\frac{v_x \partial W^e}{\partial x} + \frac{v_y \partial W^e}{\partial y} + \frac{v_z \partial W^e}{\partial z}\right\}\left\{\frac{v_x \partial(\rho C_{\square}\square)}{\partial x} + \frac{v_y \partial(\rho C_{\square}\square)}{\partial y} + \frac{v_z \partial(\rho C_{\square}\square)}{\partial z}\right\} d(vol) \quad \text{(III.24)}$$

Où :

C_{2r} = coefficient global réglé à 1,0.

h = longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$U_{mag} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}$$

$$Z = \begin{cases} 1 & si\ 0 \le p_e \le 3 \\ \frac{p_e}{3} & si\ p_e \ge 3 \end{cases}$$

$$p_e = \frac{\rho C_{\square} U_{mag}\, h}{2r_{\square}} = peclet\ number$$

Il ressort clairement de l'approche SUPG que le maillage est raffiné, les termes de perturbation vont à zéro et la formulation Galerkin approche seconde précision des commandes. Le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui manque dans le pur Galerkin discrétisation. Des détails supplémentaires sont fournis par Brooks et Hughes.

III.3.1.2.3. Approche Colloquée De Galerkin (COLG) :

L'approche de COLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué. Dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesses, (les vitesses nodales élément-élément-based) qui sont faites pour satisfaire l'équation de continuité, tandis que les vitesses traditionnelles sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement **[24].**

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int W^e \left\{\frac{\partial(\rho v_x^e C_{\square\square})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y^e C_{\square\square})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z^e C_{\square\square})}{\partial z}\right\} d(vol) +$$

$$C_{2r}\int \frac{zh}{2U_{mag}^e}\left\{\frac{v_x^e \partial W^e}{\partial x} + \frac{v_y^e \partial W^e}{\partial y} + \frac{v_z^e \partial W^e}{\partial z}\right\}\left\{\frac{v_x^e \partial(\rho C_{\square\square})}{\partial x} + \frac{v_y^e \partial(\rho C_{\square\square})}{\partial y} + \frac{v_z^e \partial(\rho C_{\square\square})}{\partial z}\right\} d(vol)$$

(III.25)

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément-élément-basé), et elle est généralement asymétrique. La conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

III.3.1.3 Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au-dessus du domaine de problème après la multiplication par la fonction pesante **[22]**

$$\text{Diffusion contribution} = \int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left[\Gamma_{\emptyset} \frac{\partial \square}{\partial x}\right] d(vol) + \int W^e \frac{\partial}{\partial y}\left[\Gamma_{\emptyset} \frac{\partial \square}{\partial x}\right] d(vol) \quad \text{(III.26)}$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable. Par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x. Une intégration par partie est appliquée **[25]:**

$$\int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left[\Gamma_{\emptyset} \frac{\partial \square}{\partial x}\right] d(vol) = \int \frac{\partial W^e}{\partial x} \Gamma_{\emptyset} \frac{\partial \square}{\partial x} d(vol) \quad \text{(III.27)}$$

Une fois que la dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés de peser fonctionnent, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales

$$\frac{\partial \square}{\partial x} = W_x^e \square \quad \text{(III.28)}$$

$$W_x^e = \frac{\partial W^e}{\partial x} \quad \text{(III.29)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme:

$$\left[A_e^{diffusion}\right] = \int (W_x^e \Gamma_{\emptyset} W_x^e + W_y^e \Gamma_{\emptyset} W_y^e) d(vol) \quad \text{(III.30)}$$

III.3.1.4 Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite **[22]:**

$$S_{\emptyset}^e = \int W^e S_{\square} d(vol) \quad \text{(III.31)}$$

Conclusion:

Nous avons présenté, dans ce chapitre, tous d'abord, les formulations mathématiques du modèle dynamique et thermique utilisé dans cette étude. De plus, la résolution numérique du système d'équations. Et enfin, la discrétisation des équations est effectuée à l'aide de la méthode des éléments finis.

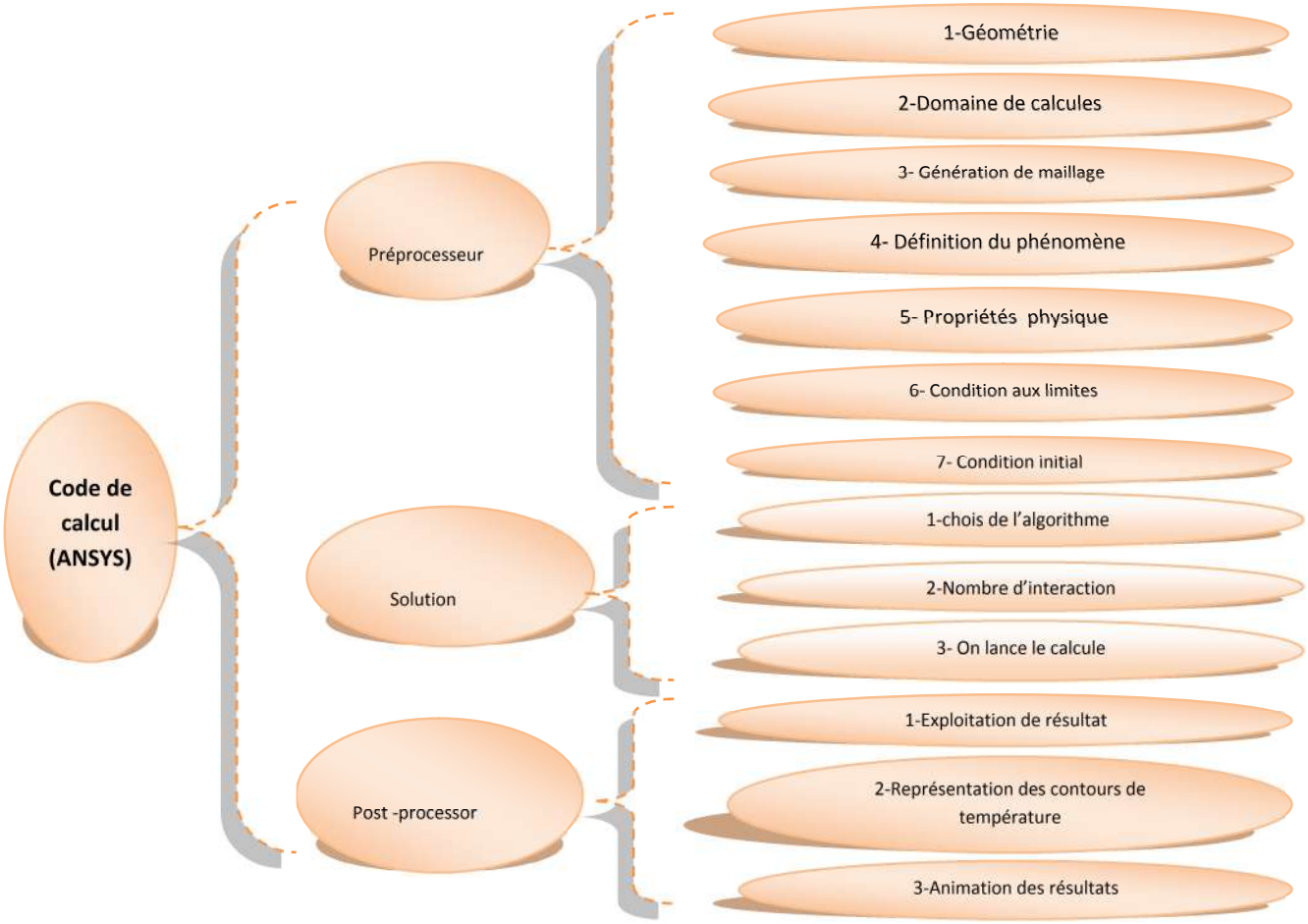
Introduction :

Dans ce chapitre nous présentons tous les résultats de simulations obtenus pour l'étude de refroidissement à air par convection forcé turbulente de cinq composants en aluminium (sources de chaleur), montés sur une paroi d'un canal horizontal selon six cas de géométries différentes.

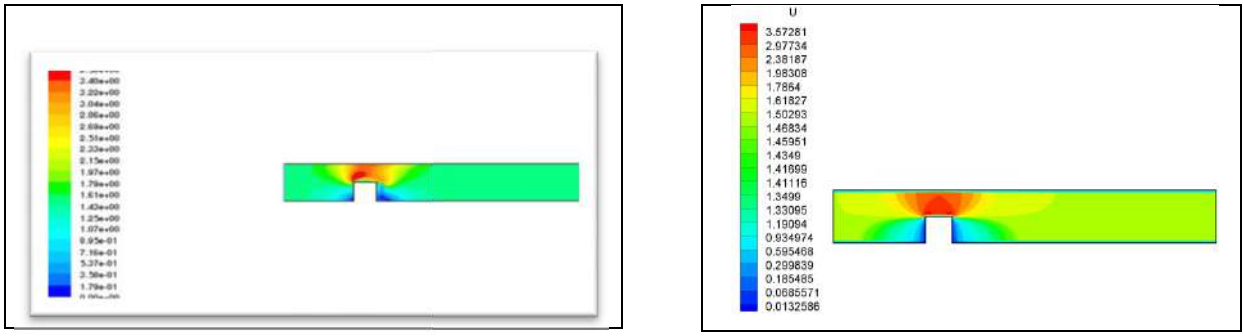
Dans cette étude nous avons examiné l'effet du maillage sur la solution numérique. Ensuite nous avons passé aux calculs numériques en régime turbulent, pour faire une étude paramétrique dans le but de voir l'influence et l'effet de certains paramètres sur la nature de L'écoulement. Les champs thermiques, les profils des températures, vitesses et des pressions.

IV.1.Présentation d'ANSYS (APDL) :

ANSYS est un logiciel de calcul numérique basé sur la méthode des éléments finis contient les étapes caractéristique ou blocs fonctionnels décrits sur la figure suivante :



IV.2.L'identification :



-A- **- B -**

Figure (IV.1) Représentation spatial des contours de vitesse

Autour de l'obstacle.

(A) : Travail développé par D.LAKEHAL et W .RODI.

(B) : notre travail.

La validation de notre code de calcul a été faite avec les résultats expérimentaux de **D.LAKEHAL et W .RODI**. [21] En effet la figure (IV.1) montre la comparaison entre les champs des vitesses (pour nos simulations et les résultats expérimentaux).

On constat un bon accord entre nos résultats de calcul numérique et celle obtenus par **D.LAKEHAL et W .RODI** [21]. Donc le modèle mathématique et numérique est justifié.

IV.3. Géométrie du problème

La géométrie du problème considéré est schématisée dans la figure (IV.2). Elle consiste en cinq composants de géométrie carré d'aluminium (sources de chaleur), de hauteur et longueur respectivement (h = 0 .01 m, w=0 .02 m), montés sur un support de longueur L (L= 0.5 m), ce dernier est constituée d'une couche d'acier de 0.01 m d'épaisseur, la distance entre deux composants consécutifs est S (S=0.02m), la largeur du canal est H (H=0.05 m), la distance entre l'extrémité de la paroi et le premier composant est Ly (Ly =0.05 m) .Chaque composant dissipé une puissance Q de 150W.

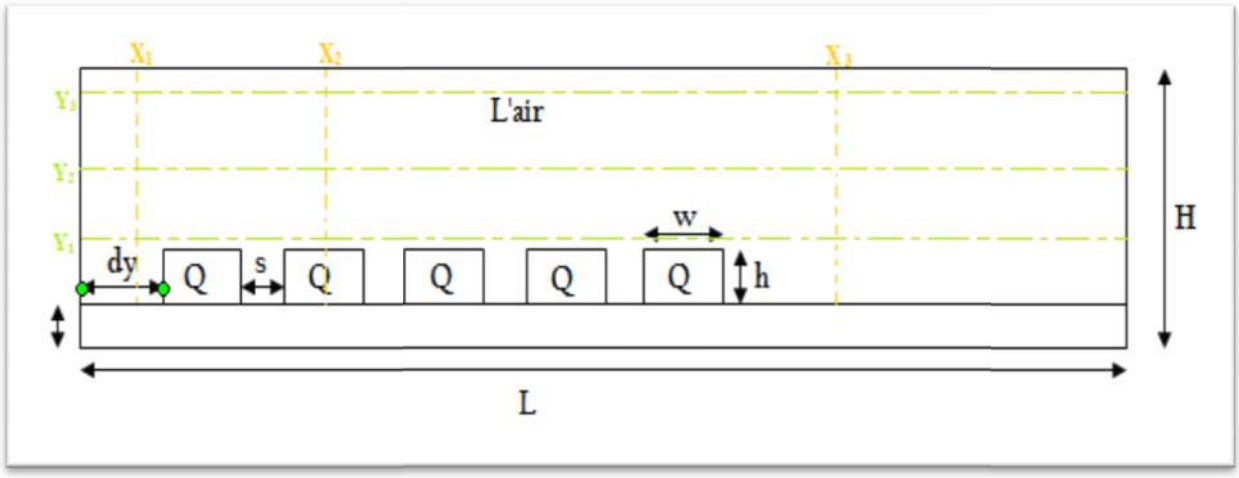


Figure (IV.2) : schéma de description de la géométrie étudié

IV.3.1.Description du domaine d'application:

Les démentions du système étudié sont présentés sur la figure (IV.2). Les composants électroniques sont en Aluminium, le fluide de refroidissement est l'air et le substrat en acier dont les caractéristiques thermiques et dynamique sont données par le tableau (IV.1).

	L'Air	L'aluminium	L'acier
Conductivité thermique [**Wm**°]	**0.0621**	**237**	**14.92**
Chaleur spécifique [**J /Kg**°C]	**1.004**	**9.03e2**	**456**
Densité [Kg/m³]	**1.185**	**2700**	**7780**
Viscosité [Kg/m s]	**e -5**	–	–

Tableau IV.**1 : Les propriétés thermiques et dynamique de l'aluminium, l'air et l'acier.**

IV.3.2.Les conditions limite :

La procédure de résolution de l'équation d'un écoulement turbulent exige que les conditions aux limites doivent être spécifiées le long du domaine d'écoulement pour chaque propriété

physique gouvernée par une équation différentielle. Le tableau ce dessous donne les conditions aux limites de différents gradeurs.

$V_{entrées}$ (m/s) **Pression $_{sortie}$ (Pa)**	**1.5** **atm**	**5** **atm**
$T_{entrées}$ (°C) **Puissance dissipé (w)**	**25** **150**	**25** **150**

Tableau IV.2 : Les conditions aux limites.

IV.4.Influence de la vitesse sur l'efficacité thermique et dynamique :

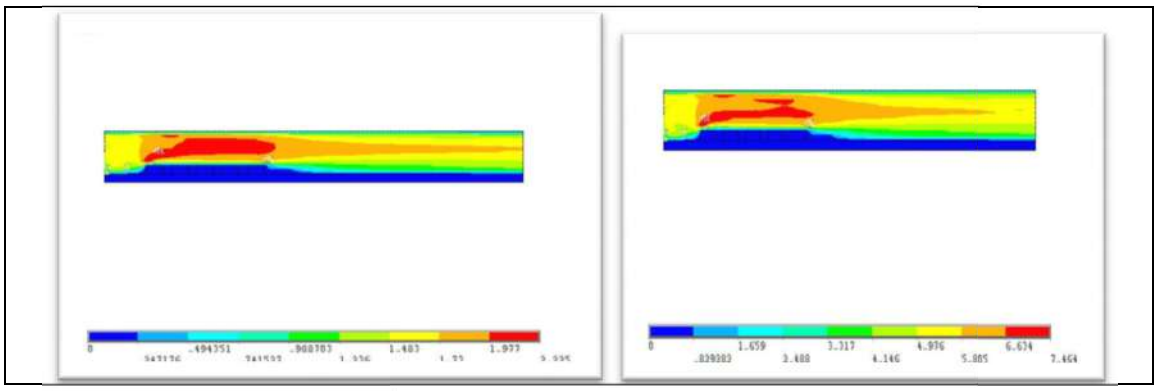


Figure (IV. 3) Représentation spatiale de champ de vitesse dans le domaine d'application pour des vitesses d'attaques 1.5m/s et 5m/s. successivement

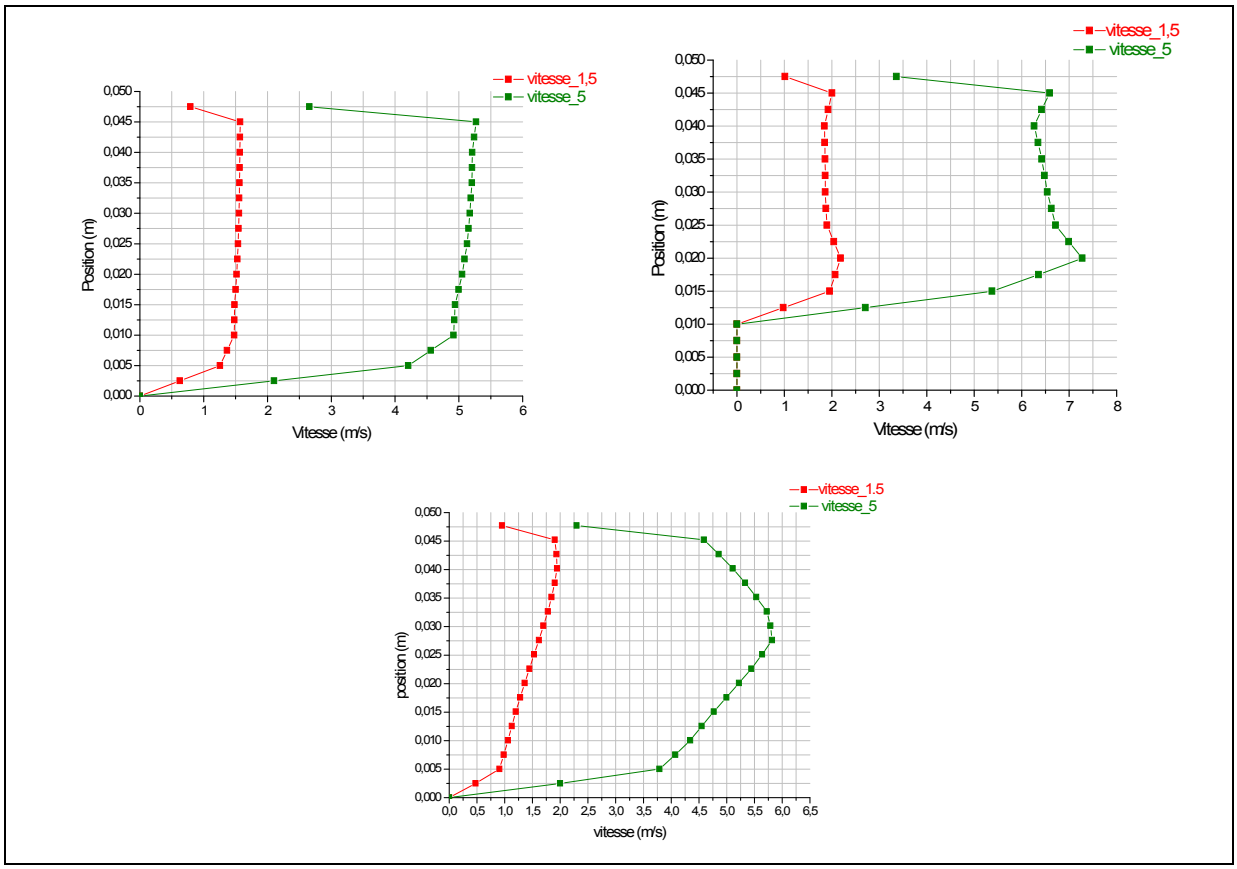


Figure (IV.4) Résultats de simulation pour les profiles de vitesse aux positions

X_1= 0.25E-1 m, X_2=0.65E-1m et X_3=0 .44m . Successivement

La Figure **(IV.3)** montre les champs de vitesse pour deux vitesses d'attaque, ou on distingue trois régions caractéristiques, une région de faible vitesse au voisinage des composants à refroidir, une région de vitesse maximale au milieu, et une région de vitesse moins considérables en haut.

En comparant entre les deux vitesses, pour la vitesse de l'ordre de 1.5m/s, l'écoulement d'air est plus perturbé par rapport à celui de la vitesse de 5m/s au voisinage des composants chauffants, cette perturbation est due à la couche limite hydrodynamique qui s'épaissit lorsqu'on s'éloigne du bord d'attaque , d'autre part l'épaisseur de cette couche diminue avec la diminution de la vitesse d'attaque.

La Figure **(IV.4)** illustre les profils de la vitesse résultante pour les deux géométries sur les différents sections, pour la section x_1=0.25E-1 m les vitesses s'apparaissent quasi parabolique, cela est expliqué par l'existence du premier composant chauffant qui est un obstacle pour l'écoulement. Pour la section x_2=0.65E-1m qui se trouve juste au-dessus d'un

obstacle le profile des vitesses prend une forme non parabolique à cause de perturbation de l'écoulement au voisinage des obstacles en amont et en aval. Pour la section x_3 on remarque que le profile des vitesses prend une forme parabolique surtout pour la vitesse 5m/s, car l'écoulement n'as trouve aucun obstacle sur son chemin, ainsi que la couche limite hydrodynamique s'étendit le plus normalement possible.

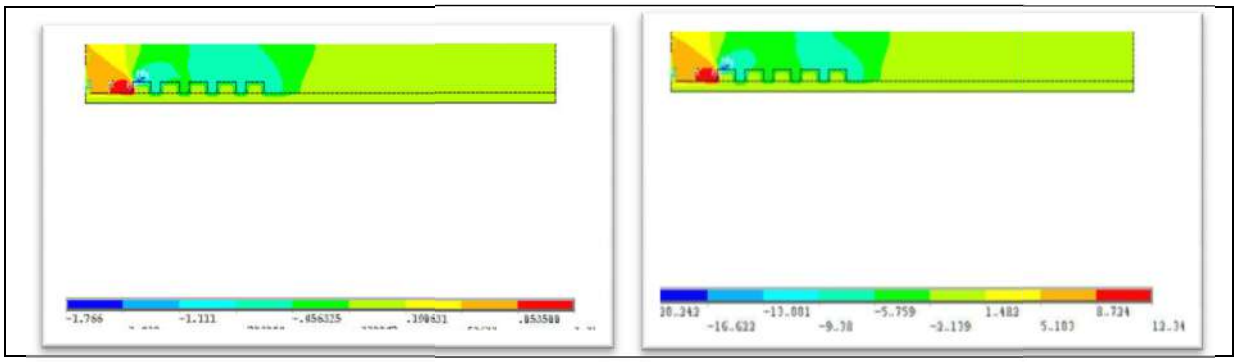


Figure (IV.5) Représentation spatiale de pression dans le domaine d'application pour des vitesses d'attaques 1.5m/s et 5m/s. successivement

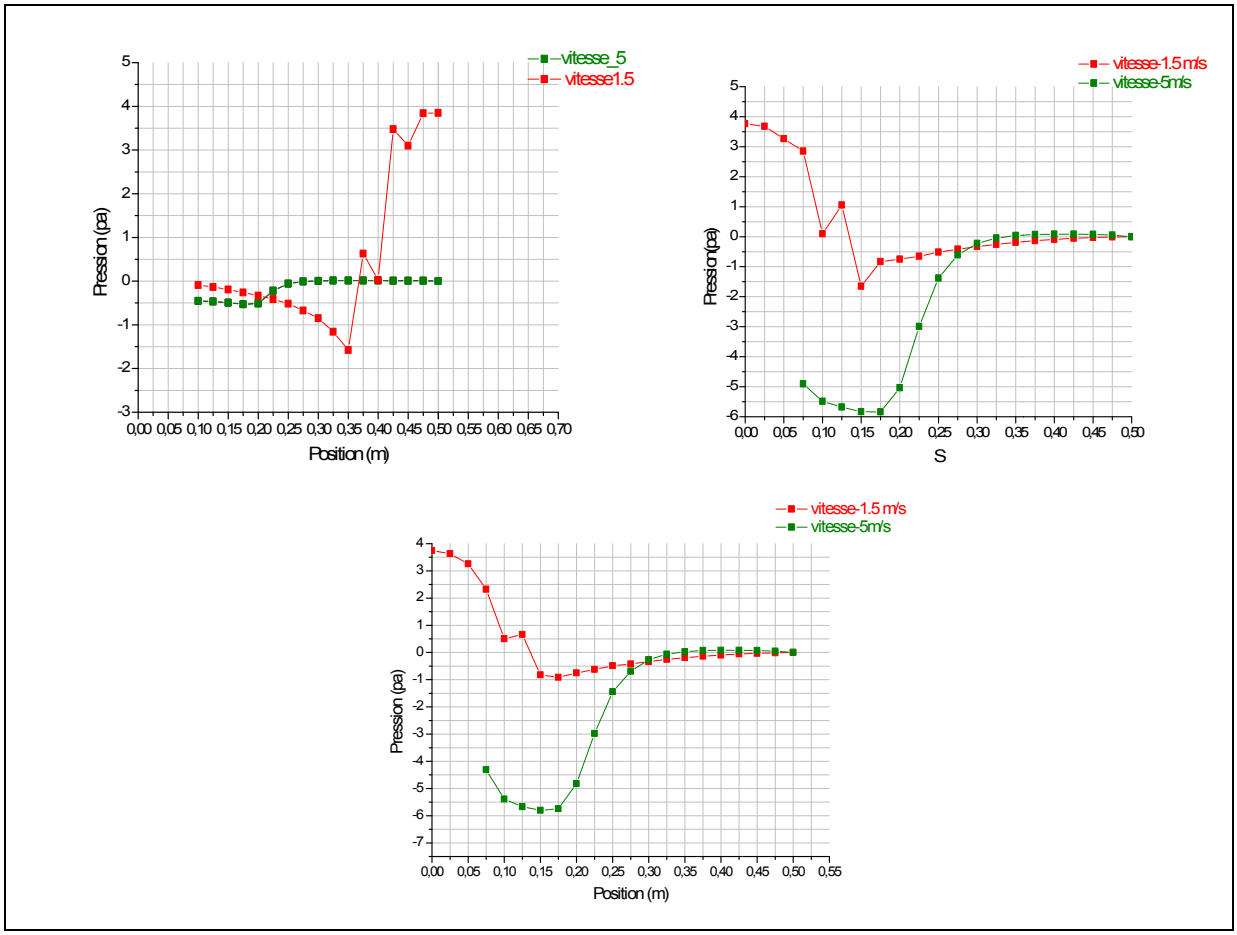


Figure (IV.6) Résultats de simulation pour les profiles de pression axiale aux positions

Y_1=0.2E-1m, Y_2=0.35E-1met Y_3=0.45E-1m. Successivement

La figure **(IV.5)**, montre une distribution spatiale du champ de pression d'air dans les deux cas, On remarque que la pression est plus élevée à l'entrée des deux cas et diminue avec l'avancement vers la sortie (P=0 Pa ou P=atm). Une zone de haute pression est observée au dessus de la plaque qui est plus large pour les faibles vitesses.

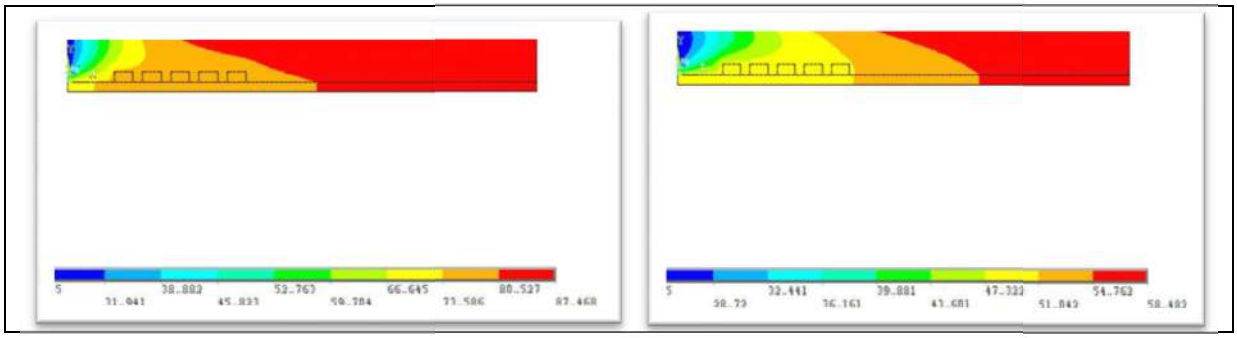


Figure (IV.7) Représentation spatiale de température de la géométrie 01 dans le domaine d'application pour des vitesses d'attaques 1.5m/s et 5m/s. successivement

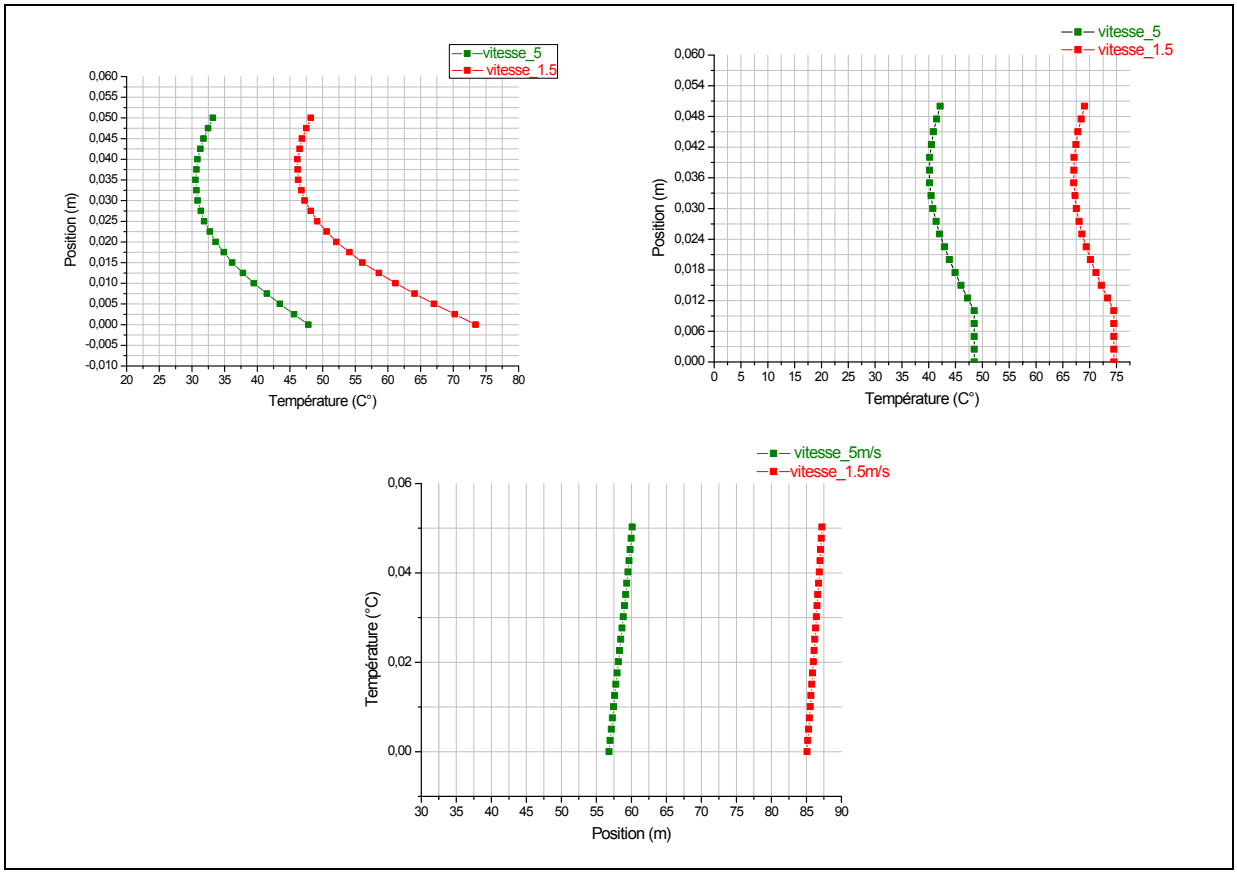


Figure (IV.8) Résultats de simulation de la géométrie 01 pour les profiles de température aux positions X_1= 0.25E-1 m, X_2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement

D'après les figures (IV.7) et(IV.8) : on remarque que les faibles vitesse de ventilation entraine une augmentation de température du fluide en sortie de système et donc l'évacuation de chaleur dissipée par les composants est meilleur . Ceci est contre le principe qui postule que l'augmentation du coefficient du transfert de chaleur par convection est étroitement lié à la vitesse de l'écoulement ; pour expliquer les résultats obtenues, On dit que les faibles vitesses permet à la particule fluide plus de temps de contacte avec les sources de chaleurs, ce qui favorise bien la diffusion transversale et donc l'évacuation de chaleur axialement.

IV.5.Influence de la disposition des composants :

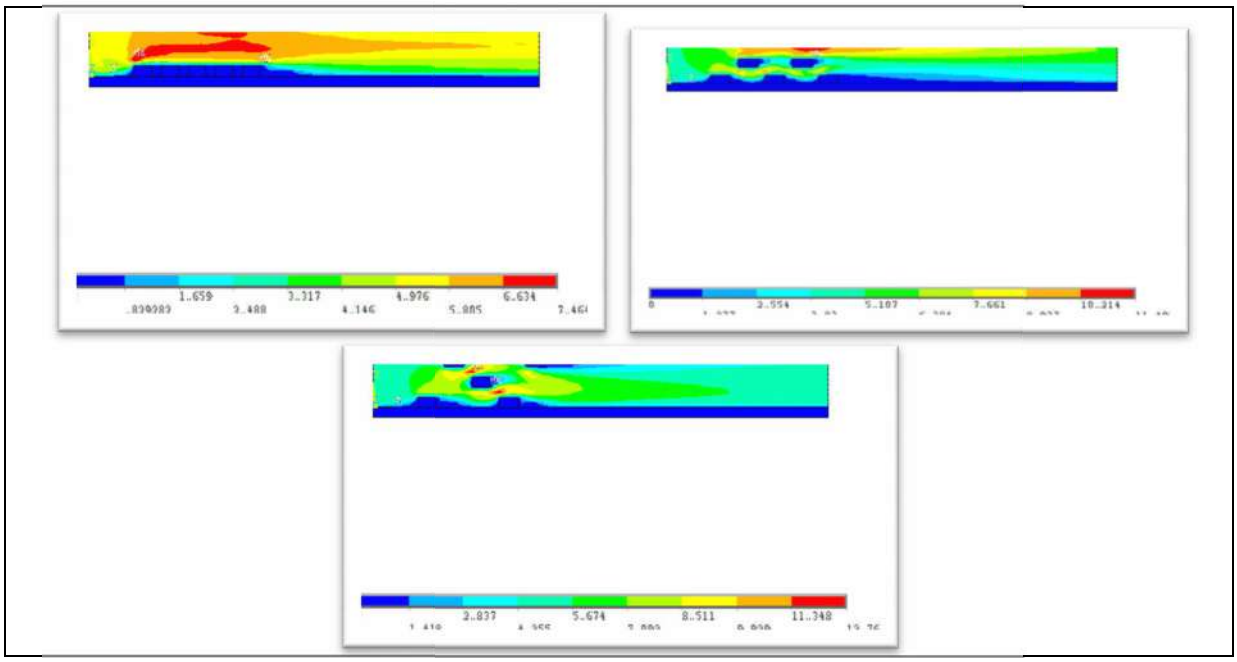
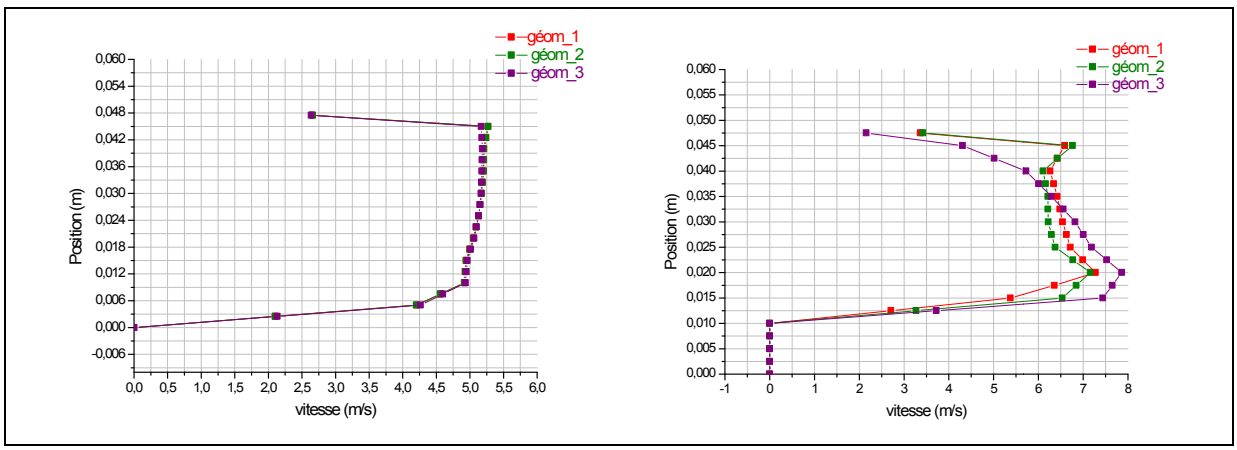


Figure (IV.9) Représentation spatiale de vitesse pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 02,03 .successivement



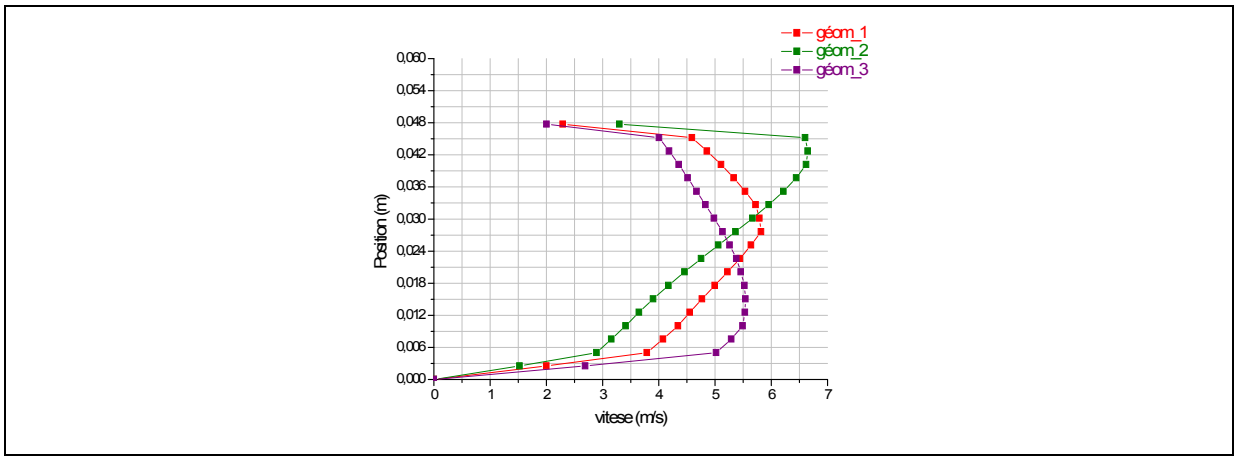


Figure (IV.10) Résultats de simulation pour les profiles de vitesse aux positions

X_1= 0.25E-1 m, X_2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement

La figure **(IV.9)** représente les Champs de vitesse montre pour les trois configurations avec la même vitesse d'entrée U_{in}= 5 m/s et pour une disposition des composantes différente. D'après la figure, la vitesse maximale dans le Cas des composants disperser est supérieur par rapport au cas des composants ordonner. Il est remarquable aussi qu'il y a une formation des zones de recirculation dans les zones de panaches et ceci à cause de la séparation des lignes de courant (détachement de l'air par les cornes des composants et le rattachement derrière ces derniers). La taille des zones de recirculation dans le cas des composants désordonné est plus importante par rapport au cas des composants en série, qui favorise l'évacuation de l'encrassement vers l'extérieur, et minimise les zones de stabilisation d'encrassement.

D'après la figure **(IV.10)** le champ des vecteurs de vitesse est symétrique par rapport à

l'axe de symétrie de la géométrie.

- loin du composant, la vitesse est presque constante.
- dès qu'on se rapproche des deux côtés du composant, la vitesse atteint sa valeur maximale qui est dû à la restriction des couches d'air et selon le principe de conservation de masse le débit augmente, alors la vitesse d'écoulement d'air doit croitre.
- juste derrière l'obstacle, la vitesse atteint ses valeurs minimales à cause du phénomène de recirculation.

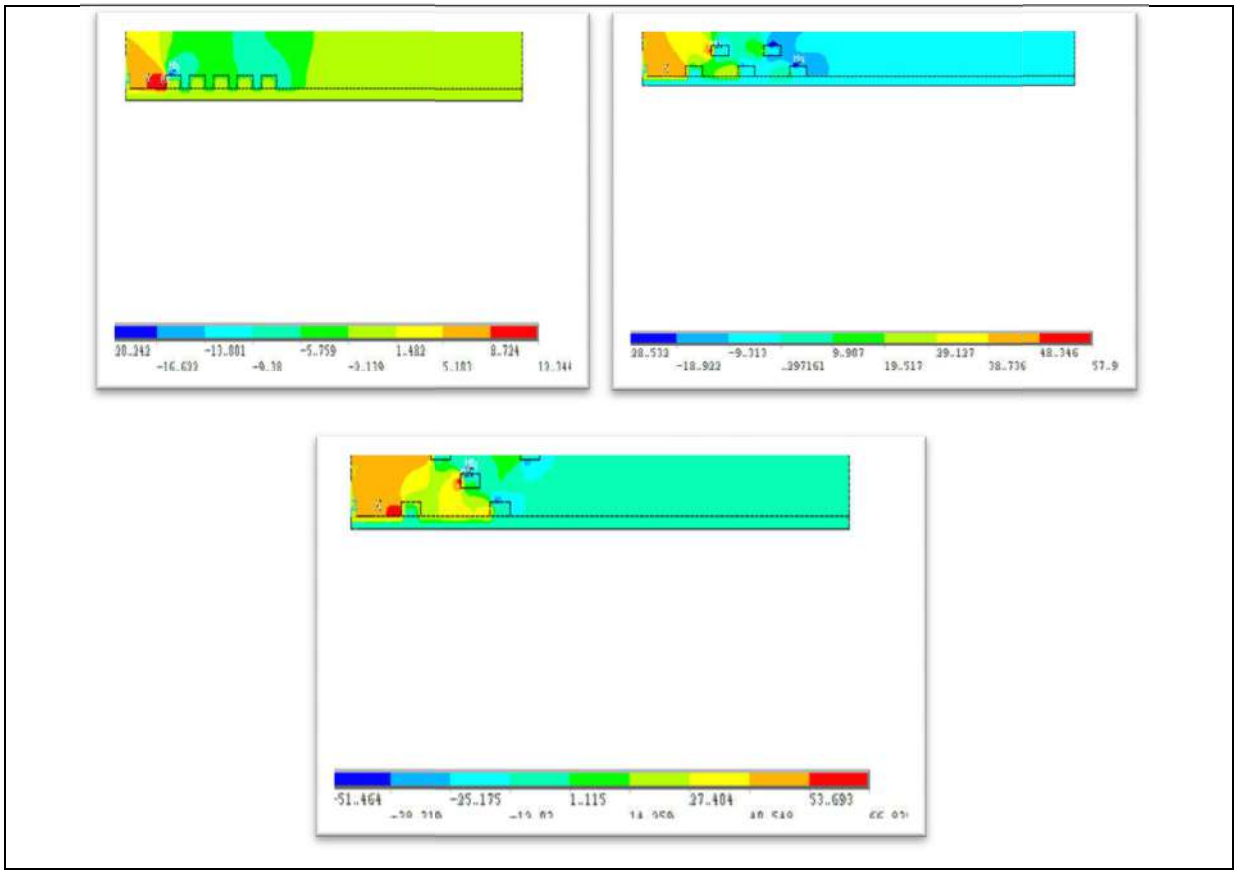
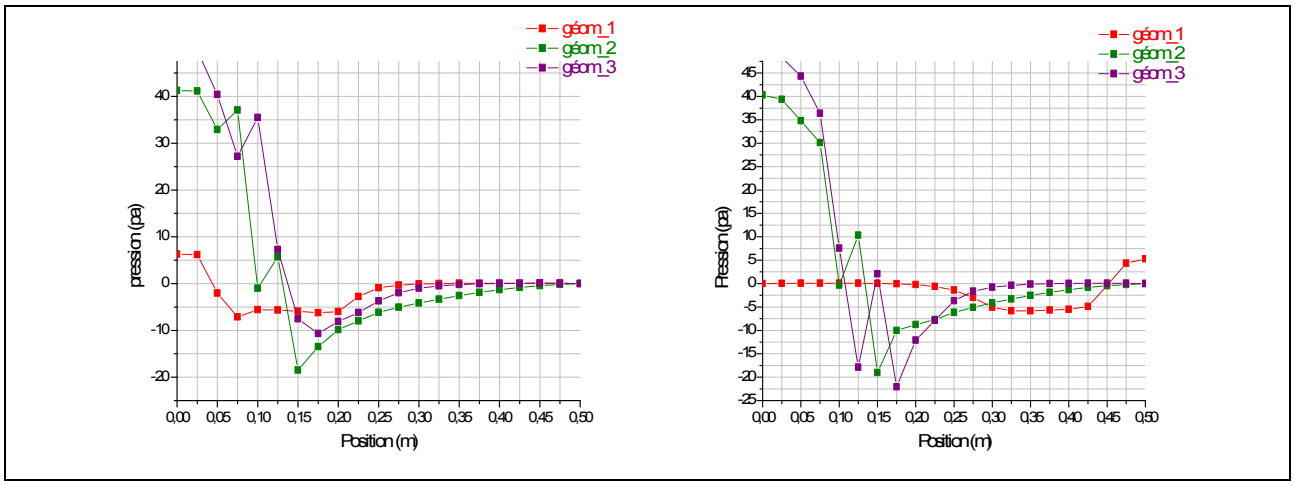


Figure (IV.11) Représentation spatiale de pression pour la vitesse d'attaque 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 02,03 .successivement



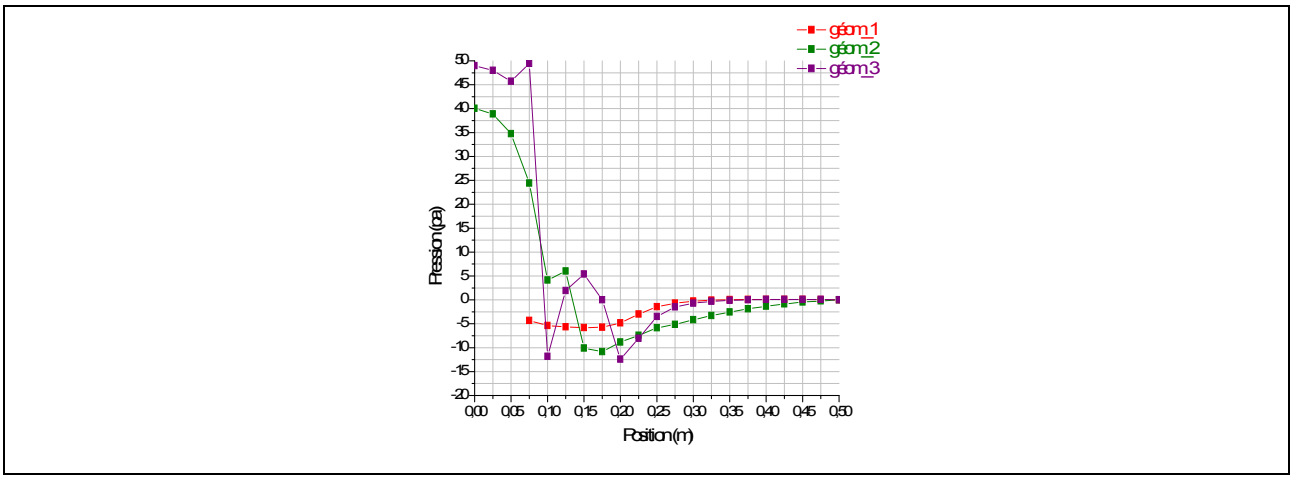


Figure (IV.12) Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions

Y_1=0.2E-1m, Y_2=0.35E-1met Y_3=0.45E-1m. Successivement

On remarque d'après les figures de la pression, qu'Il y a un redressement brusque et un élargissement brusque dans la zone d'étranglement d'écoulement entre les composants et les parois pour les trois géométries.

Les pertes de pression dans les modèles ou les composants en série sont inferieures par rapport aux modèles composants dispersés à cause des frottements du fluide caloporteur avec les parois composants donc une facilité de la déviation d'écoulement.

Donc d'après les contours thermique et physique et les profils de pression que les formes géométriques et leurs emplacements, sont importants pour le transfert thermique par convection, que ce soit une convection forcée ou naturelle, et que le modèle en position zigzag est le modèle idéal pour avoir un bon rendement de dissipation thermique.

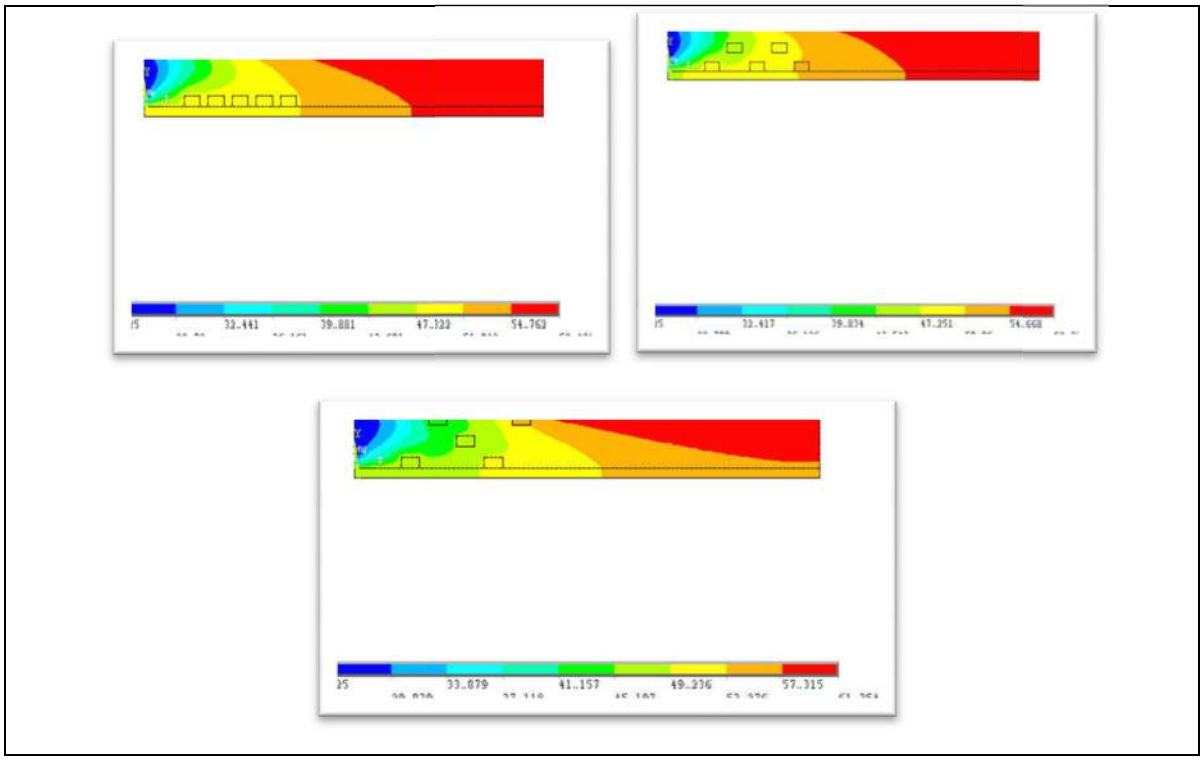


Figure (IV.13) Représentation spatiale de température pour la vitesse d'attaque 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 02,03 .successivement

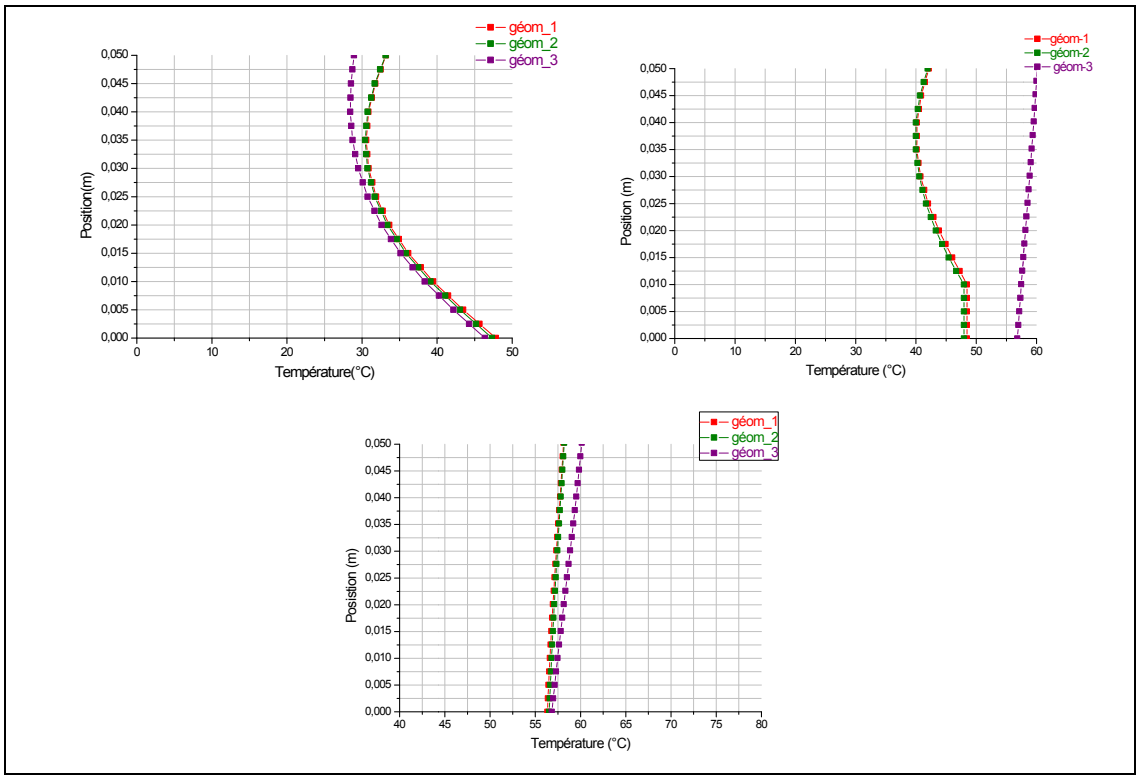


Figure (IV.14) Résultats de simulation pour les profiles de vitesse aux positions

X_1= 0.25E-1 m, X_2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement

La figure (IV-13) montre une représentation spatiale de la distribution de température.

Les composants dissipent une quantité de chaleur, notre objectif est de dissiper le maximum de chaleur vers l'extérieur. Pour cela nous essayons de faire passer le fluide caloporteur (le refroidissement par air) à travers les composants du système.

On constate que la température à la sortie dans le premier modèle est de 47 °C, par contre dans le deuxième modèle peut atteindre 57 °C, la même chose pour le troisième modèle où la température à la sortie est de 61 °C.

D'après ces résultats on peut dire que l'efficacité de dissipation par les composants en position alignée est plus faible que pour les positions zigzag, Donc ces derniers favorise bien le refroidissement par la création des recirculations a travers les composants.

IV.6.L'influence de la position d'attaque d'air de refroidissement :

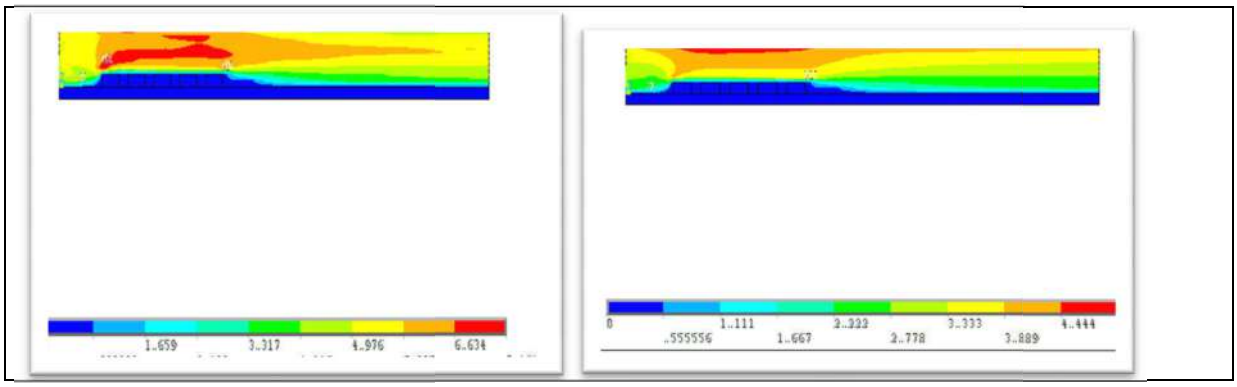
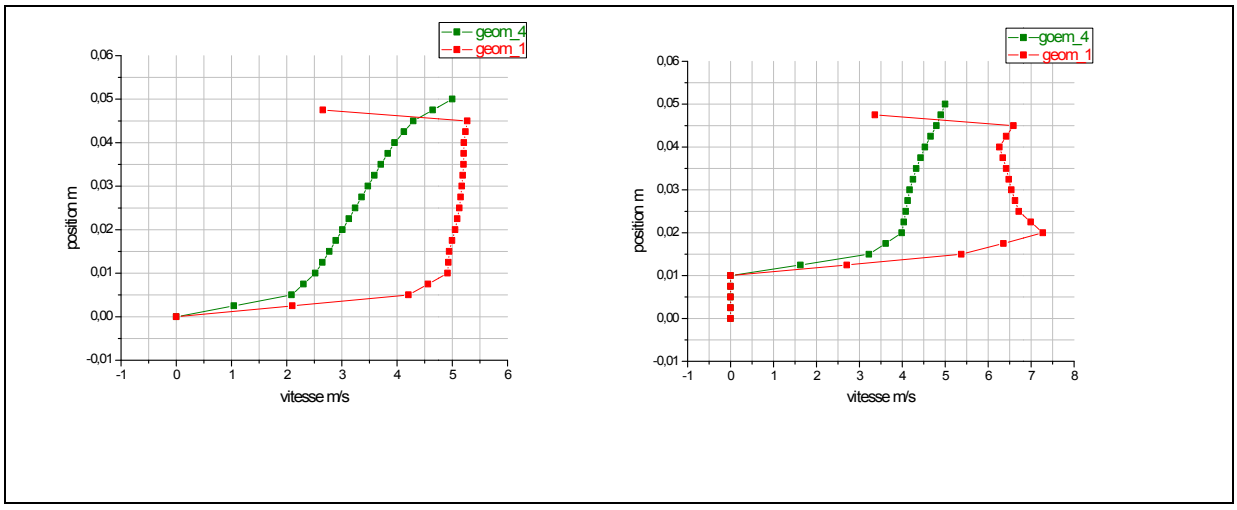


Figure (IV.15) Représentation spatiale de vitesse pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01,04 .successivement



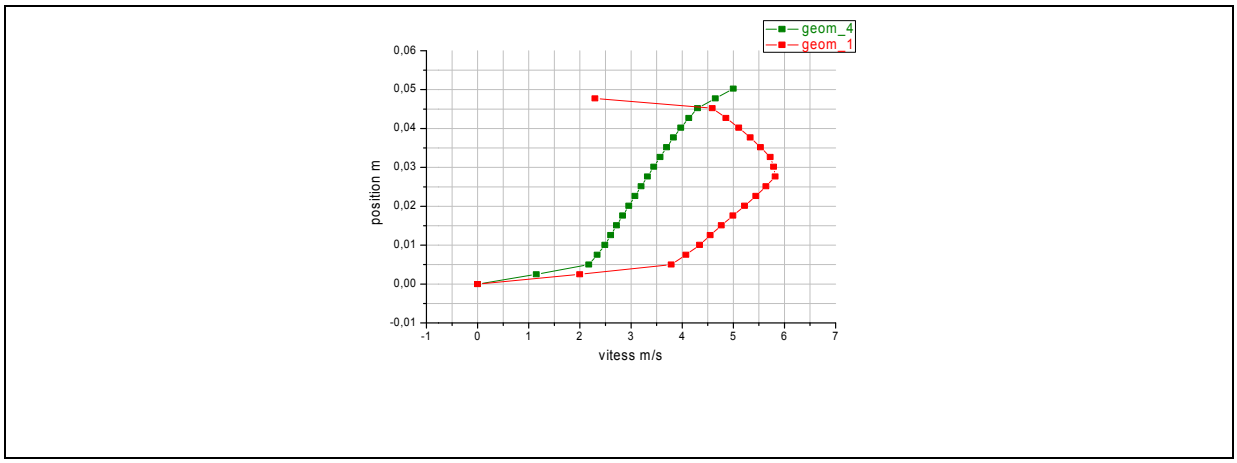


Figure (IV.16) Résultats de simulation pour les profiles de vitesse aux positions

X_1= 0.25E-1 m, X2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement

La figure (IV.15) montre une variation spatiale de champ de vitesse dans les deux modèles. D'après les deux modèles, on remarque que l'augmentation de la vitesse provoque une zone turbulente qui empêche l'écoulement de refroidissement de circuler dans toute la géométrie.

La figure **(IV.16)** illustre les profils de la vitesse résultante pour les deux géométries sur les différents sections, pour la section x_1=0.25E-1 m les vitesses s'apparaissent quasi parabolique, cela est expliqué par l'existence du premier composant chauffant qui es un obstacle pour l'écoulement. Pour la section x_2=0.65E-1m qui se trouve juste au-dessus d'un obstacle le profile des vitesses prend une forme non parabolique à cause de perturbation de l'écoulement au voisinage des obstacles en amont et en aval. Pour la section x_3 on remarque que le profile des vitesses prend une forme parabolique surtout pour la vitesse 5m/s, car l'écoulement n'as trouve aucun obstacle sur son chemin, ainsi que la couche limite hydrodynamique s'étendit le plus normalement possible.

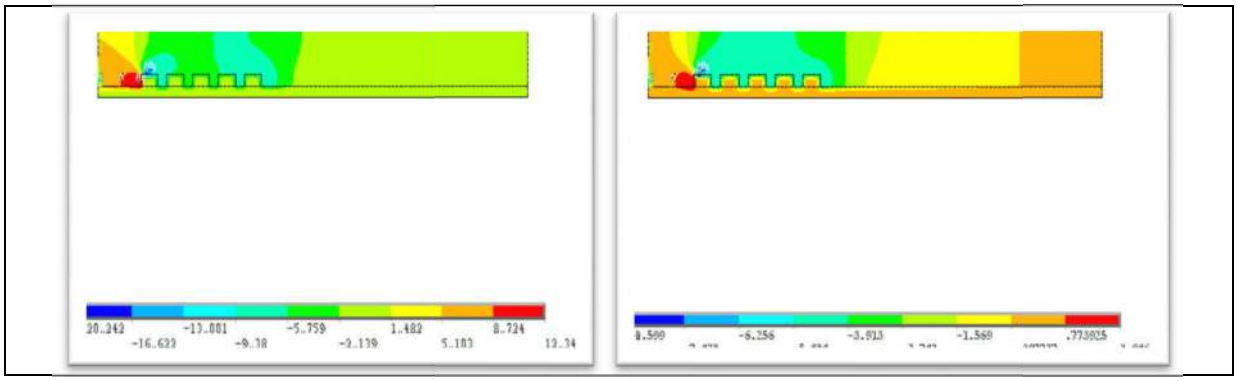


Figure (IV.17) Représentation spatiale de pression pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01,04 .successivement

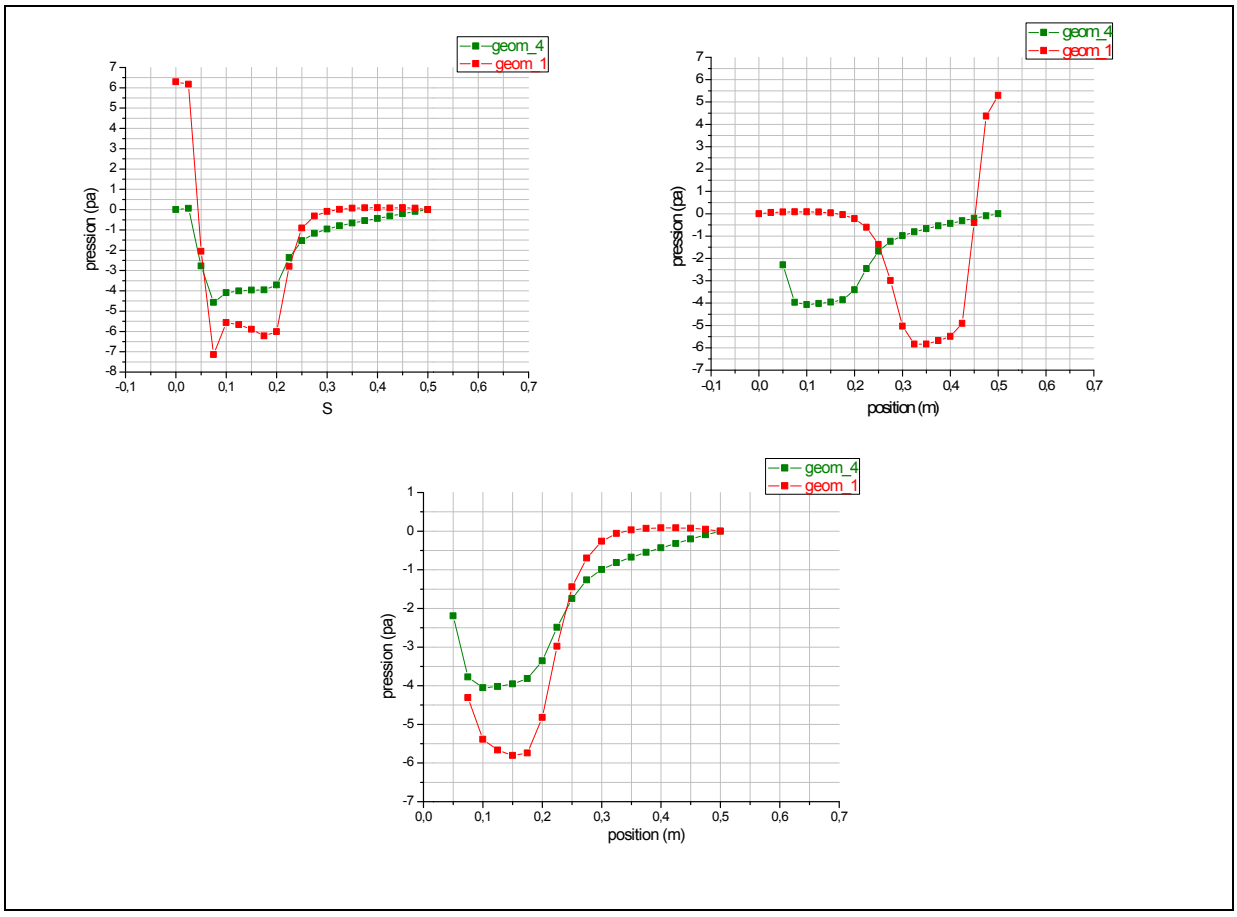


Figure (IV.18) Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions

Y_1=0.2E-1m, Y2=0.35E-1met Y_3=0.45E-1m. Successivement

On remarque que la pression est très élevée a l'entrée de trois forme et diminuer de pression de avancement l'écoulement vers la sortie. Par contre dans la vitesse d'attaques dans les trois modèles.

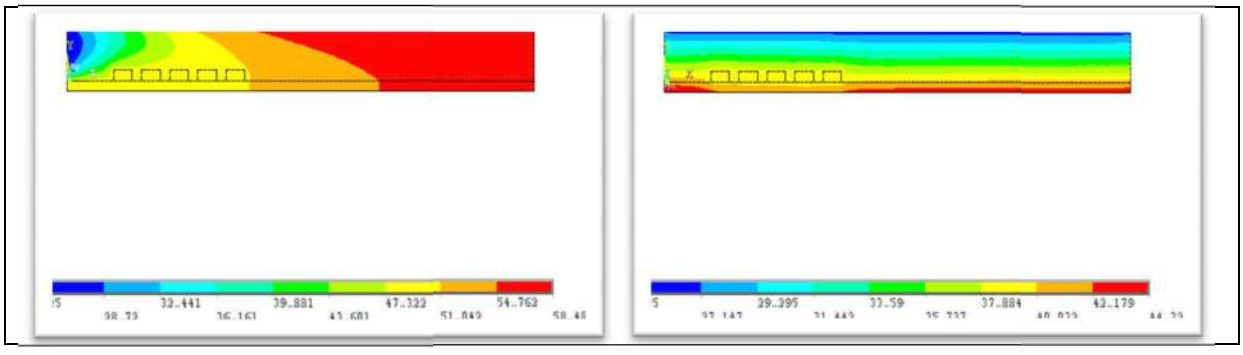


Figure (IV.19) Représentation spatiale de température pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01,04 .successivement

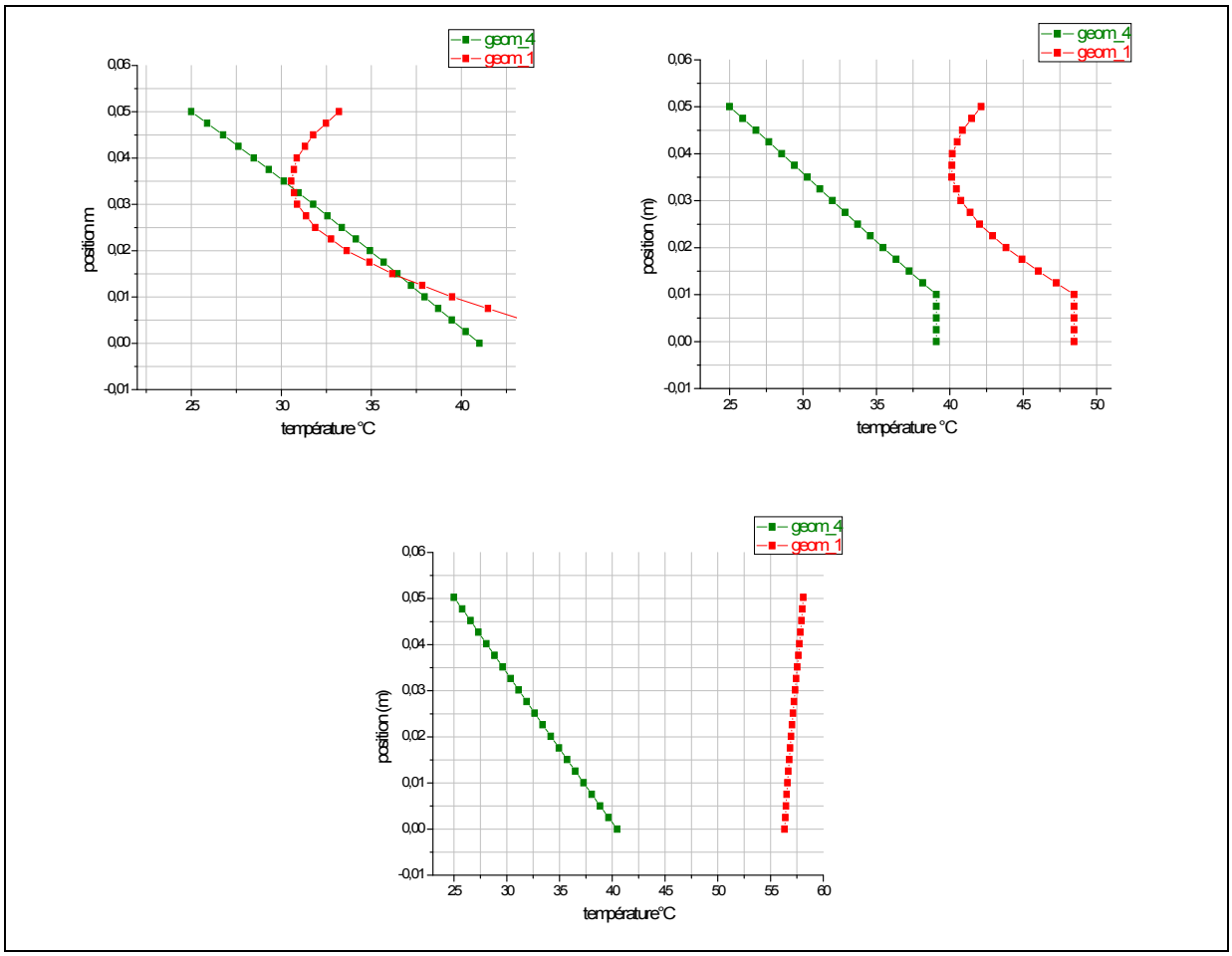


Figure (IV.20) Résultats de simulation pour les profiles de température aux positions

X_1= 0.25E-1 m, X_2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement

Les graphes de la figure (IV.20) montrent l'influence de la position d'attaque d'air sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques. On constante que pour la première configuration, la manifestation d'air dans le phénomène de refroidissement est obligatoire pour toutes les particules caloporteur ; par contre l'autre configuration, la circulation n'oblige pas des quantités d'air à manifester dans le refroidissement.

On conclure qu'il y'a une bonne interaction, qui favorise le transfert de chaleur avantagé par la première configuration.

IV.7. Influence de la distance entre les composants :

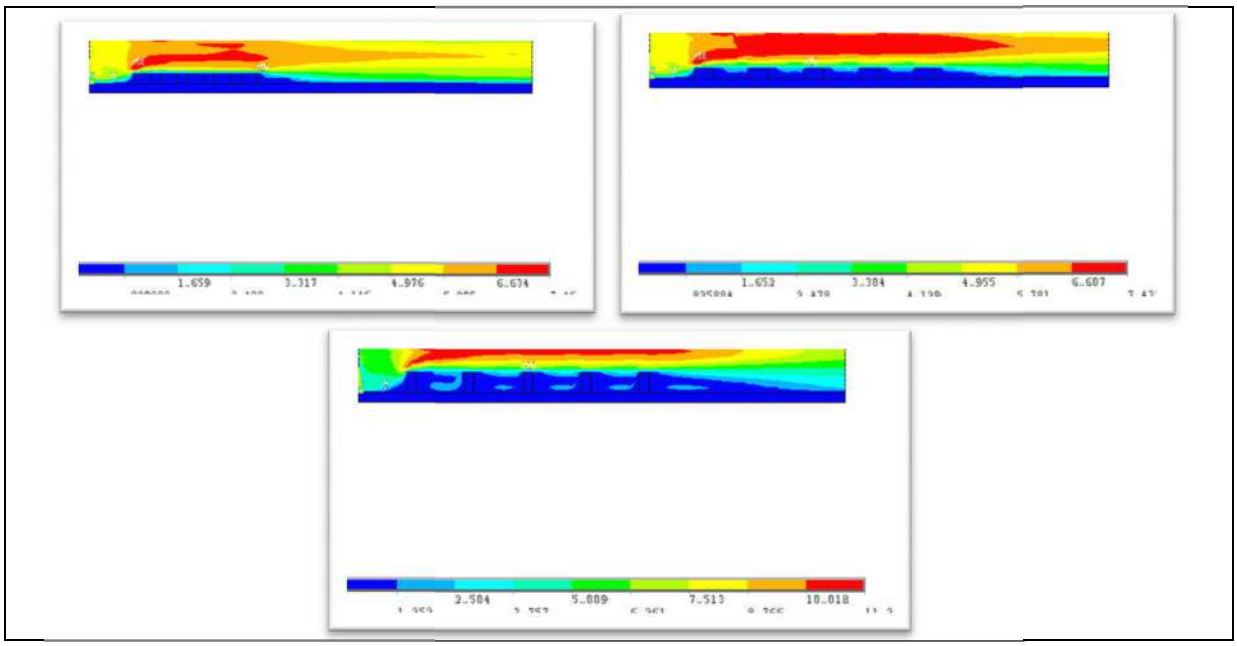


Figure (IV.21) Représentation spatiale de vitesse pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 05,06 .successivement

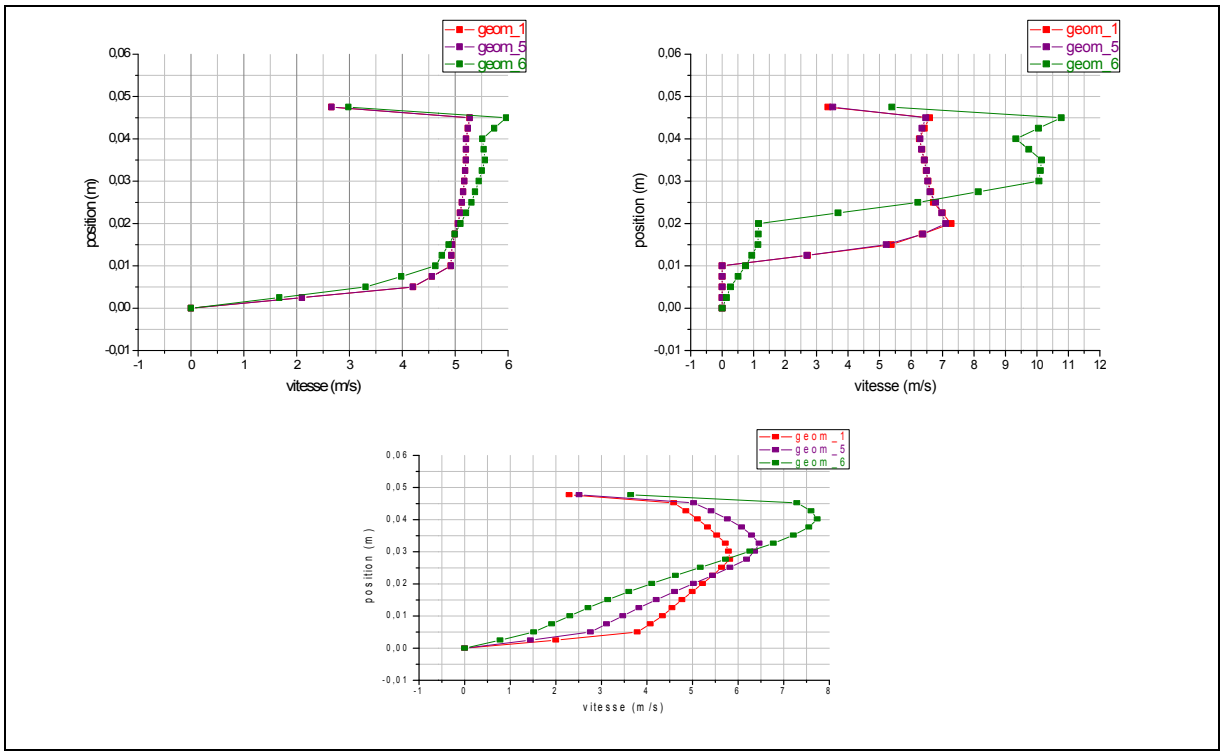


Figure (IV.22) Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions

X_1= 0.25E-1 m, X_2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement

À l'entrée de figure(IV.22**)** la vitesse est presque la même. Elle augmente progressivement pour tous les variations de' X'. Entre deux composants, et pour une vitesse de 5m/s, les vitesses sont Proches (géométrie1 et 5), elles sont faibles pour des hauteurs basses à cause de la recirculation .Elles augmentent progressivement avec la hauteur, par contre la géométrie 6 a une grande vitesse grâce a leur haute hauteur.

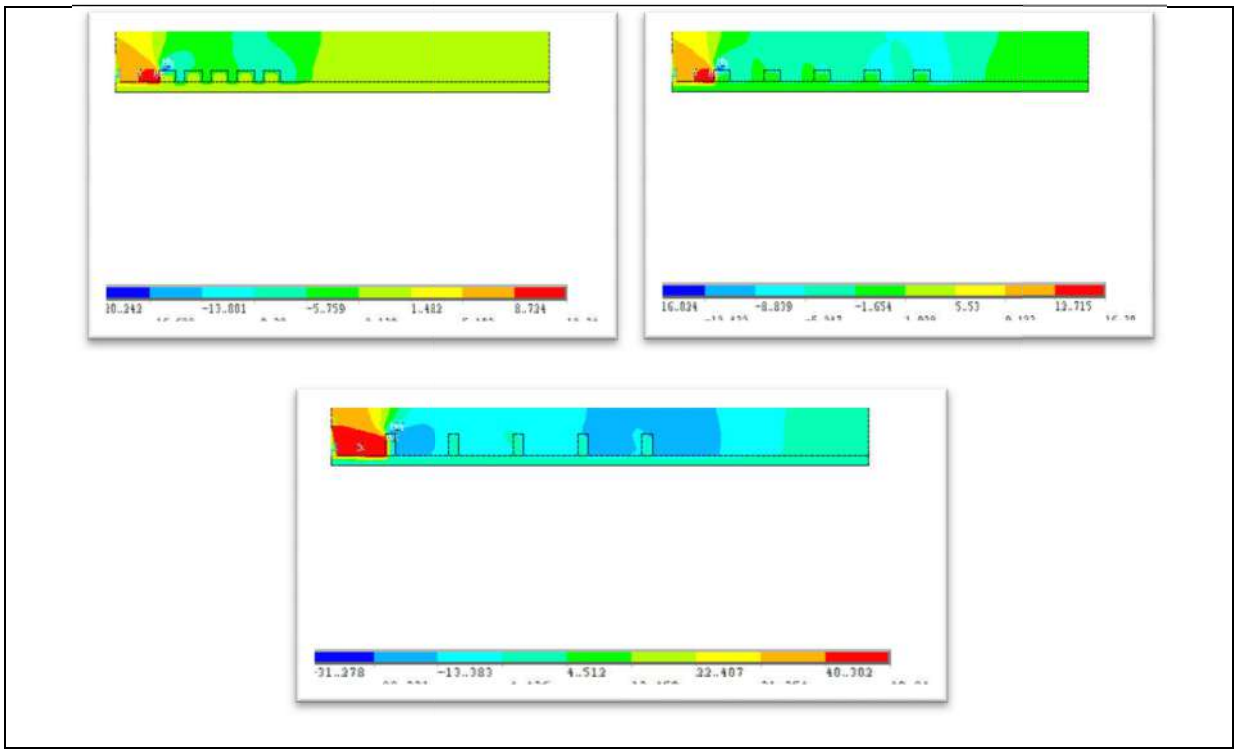
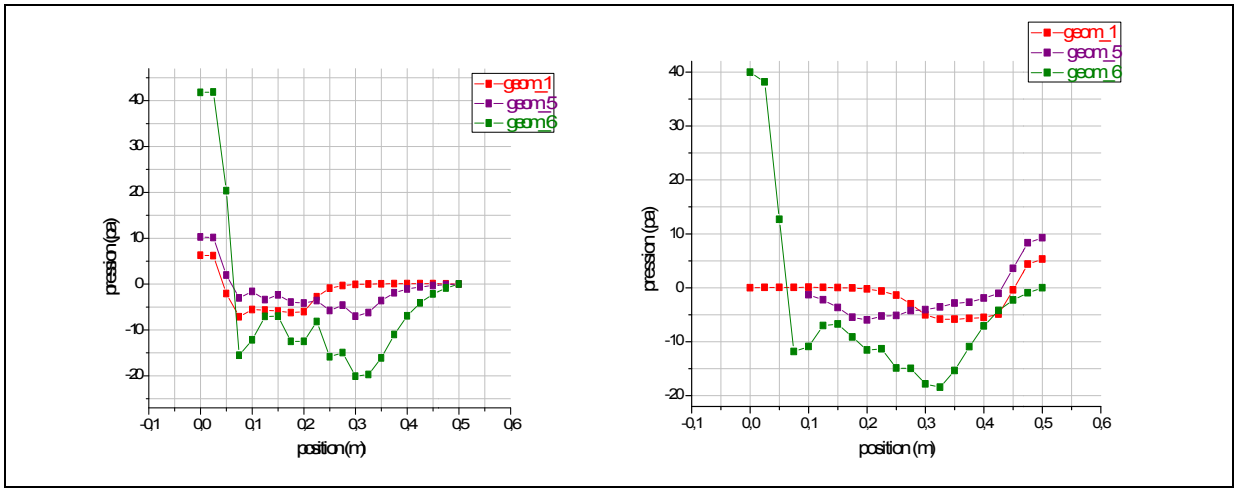


Figure (IV.23) Représentation spatiale de pression pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 05,06 .successivement



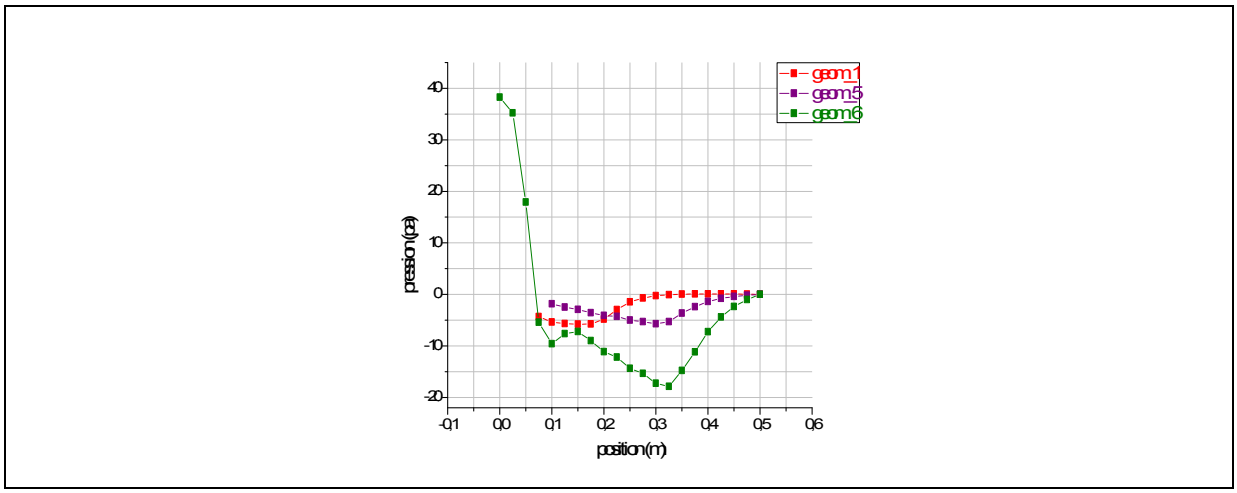


Figure (IV.24) Résultats de simulation pour les profiles de pression aux positions

Y_1=0.2E-1m, Y_2=0.35E-1m et Y_3=0.45E-1m. Successivement

La figure (IV.23) montre une variation spatiale de champ de vitesse dans les deux modèles.

On remarque que la pression est très élevée a l'entrée de trois forme et diminuer de pression de avancement l'écoulement vers la sortie. Par contre dans la vitesse d'attaques dans les trois modèles.

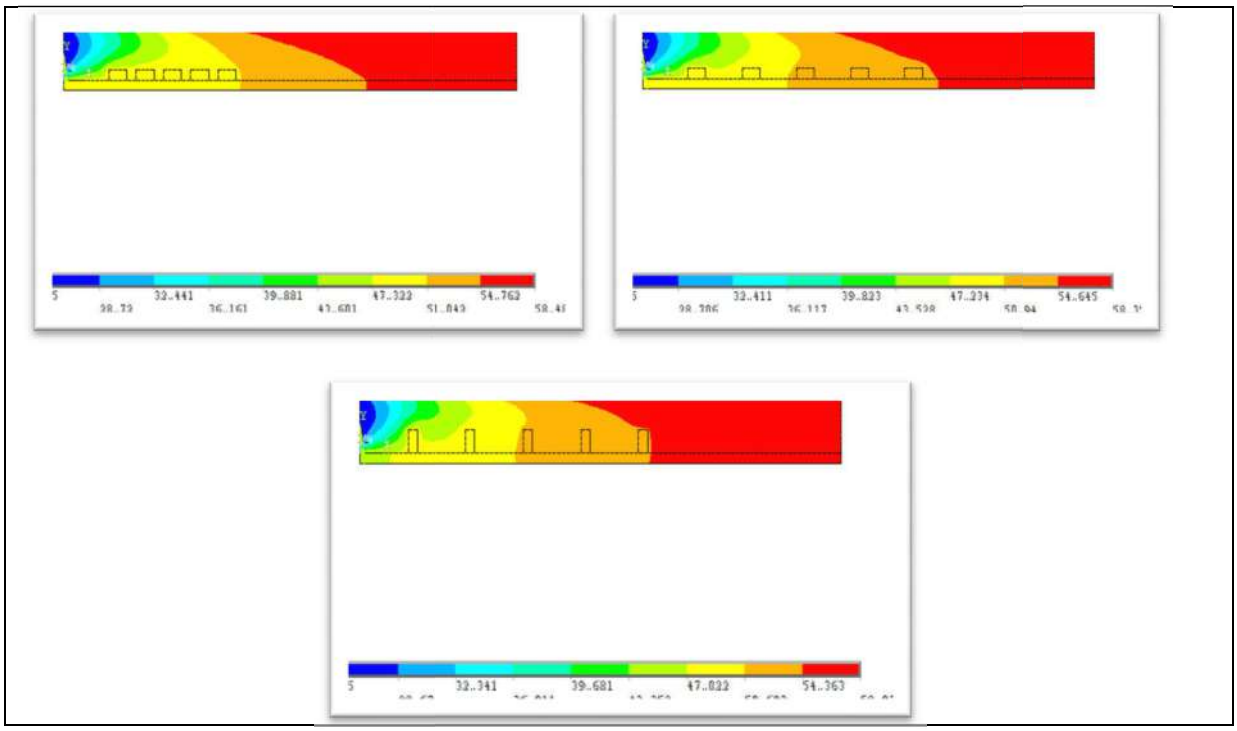


Figure (IV.25) Représentation spatiale de température pour la vitesse d'attaques 5m/s dans le domaine d'application de la géométrie 01, 05,06 .successivement

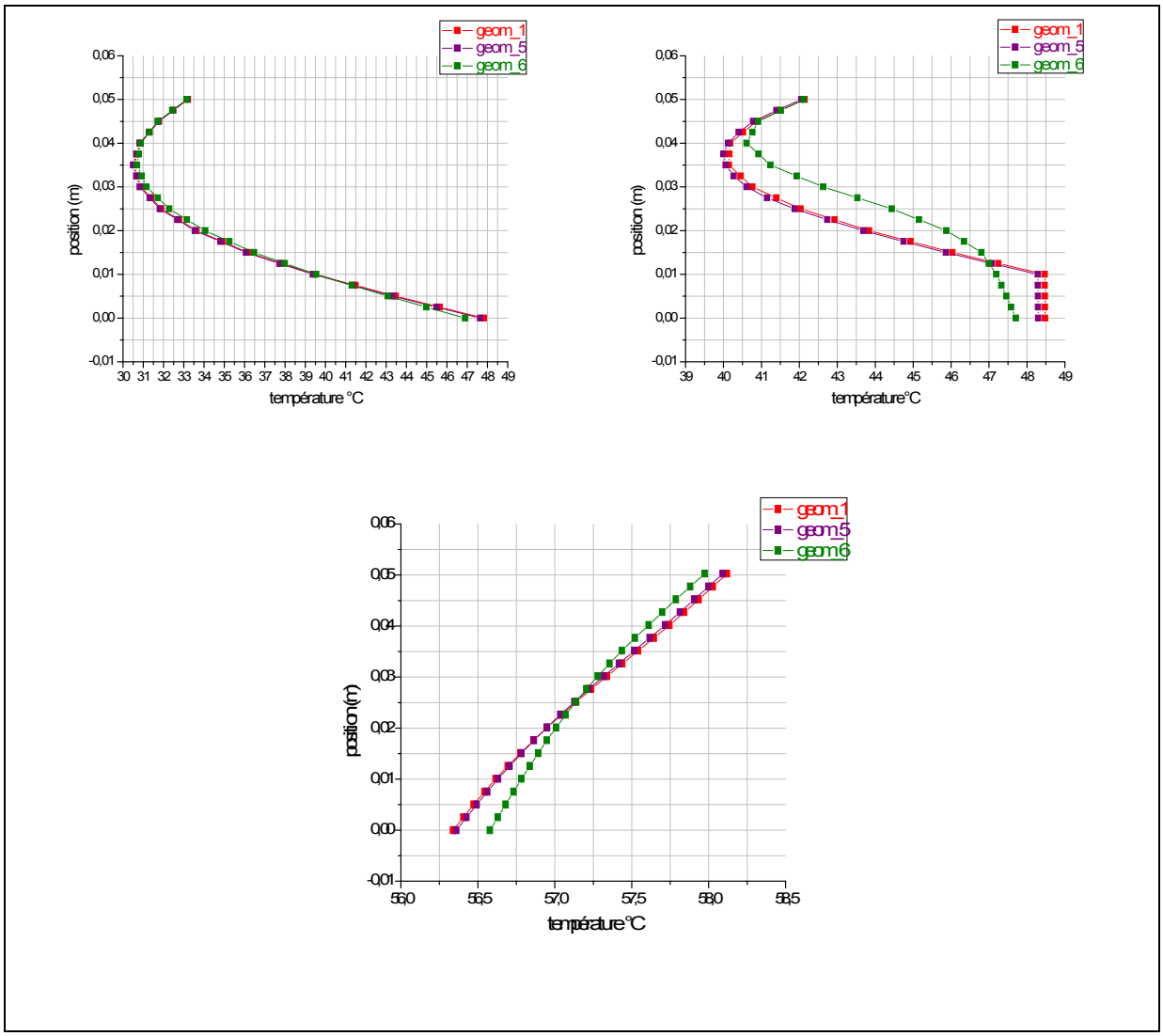


Figure (IV.26) Résultats de simulation pour les profiles de température aux positions

X_1= 0.25E-1 m, X_2=0.65E-1m et Position X_3=0 .44m . Successivement

D'après la figure (**IV.25**): on remarque que l'augmentation de hauteur entraine une baisse de la température de la plaque.

Les graphes la figure (**IV.26**) montrent l'influence de la hauteur sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques. On constante que pour une vitesse de la géométries des composant en séries et les géométries du composant en grande espace entre eux , la température prendre un temps avant de passer a une température stable, tandis que pour la géométrie des composants de haute hauteur, la température descend rapidement. Cela est dû à l'effet du passage de l'écoulement direct sans passer par les zones de tourbillons.

CONCLUSION :

Dans ce chapitre on a étudie numériquement les performances thermo-hydraulique d'un écoulement de fluide dans différents géométries (six géom.). On prend les mêmes conditions avec une variation des vitesses (1.5m/s,5m/s).

Ces résultats obtenus sont donné par logiciel de simulation (ANSYS) traité par la méthode des éléments finis.

Ou on peut dire que:

- ✓ La vitesse 1.5m/s est la plus efficace par rapport a celle 5m/s
- ✓ La géométrie qui contient des composants dispersé a une meilleure évacuation de chaleur
- ✓ La géométrie qui contient une entrée d'air dessus avait un mauvais refroidissement par rapport a celle qui a une entrée d'air de coté

Conclusion générale

L'étude numérique du refroidissement à air par convection forcé des composants électroniques (sources de chaleur) montés dans un canal horizontal aux parois adiabatiques de hauteur H et de longueur L a été faite. La méthode des éléments finis a été utilisée pour discrétiser les équations de l'écoulement

La validation du code de calcul a été faite avec des travaux expérimentaux trouvés dans la littérature. Un bon accord a été obtenu entre nos simulations et les données expérimentales en convection naturelle et forcé.

Nos simulations numériques ont été présentées d'une part pour différentes valeurs de vitesses, pour différentes distances *S* entre les composants, pour différentes positions des composants électroniques, et pour différentes valeurs des dimensions des composants, c'est-à-dire la hauteur et la longueur.

D'après la discussion de ces résultats, On peut dire:

- ✓ La vitesse 1.5m/s est la plus efficace par rapport a celle 5m/s
- ✓ La géométrie qui contient des composants dispersé a une meilleure évacuation de chaleur
- ✓ La géométrie qui contient une entrée d'air dessus avait un mauvais refroidissement par rapport a celle qui a une entrée d'air de coté

On peut conclure enfin que les paramètres géométriques ont une influence considérable sur le transfert de chaleur au niveau des composants électroniques et sur leur refroidissement.

Enfin nous recommandons l'étude de la convection forcée tridimensionnelle en régime turbulent, en vue d'une approche plus réaliste.

Référence :

[1] : AMIROUCHE YASSINE, « Etude de la convection mixte laminaire et turbulente tridimensionnelle : cas d'un circuit électronique ». Thèse doctorat de l'université de Tlemcen, (2010).

[2] : http://fr.wikipedia.org/wiki/Composant_%C3%A9electronique

[3] : Arif Ali, Thèse de Magister : Modélisation d'une installation a plasma inductif basse fréquence, Université de Biskra.

[4] : Zhongda ZHANG, « Gestion thermique des composants d'électronique de puissance - Utilisation du diamant CVD ».thèse doctorat de l'université de Toulouse, (2012).

[5] : *Techniques de l'ingénieur*, « Définition d'un dissipateur thermique en milieu industriel »

[6] : Zhongda ZHANG, « Gestion thermique des composants d'électronique de puissance - Utilisation du diamant CVD ».thèse doctorat de l'université de Toulouse, (2012).

[7] : Gestion thermique des composants d'électronique de puissance - Utilisation du diamant CVD Dr(s) : Henri SCHNEIDER, Maître de conférences, HDR, INP Toulouse Patrick TOUNSI, Maître de conférences, INSA Toulouse /2012

[8] : Arcel, *Plaques à eau et Caloducs.* Arcel Electronique de puissance, 2012.

[9] : Funke. *Echangeurs à plaues*. in *Funke*. 2012. http://www.funke.de/.

[10] : Moore, G.E., *Cramming More Components onto Integrated Circuits.* Solid-State Circuits Newsletter, IEEE, April 19, 1965. 38: p. 33-35.

[11] : Kandlikar, S.G. and A.V. Bapat, *Evaluation of Jet Impingement, Spray and Microchannel Chip Cooling Options for High Heat Flux Removal.* Heat Transfer Engineering, 2007. 28(11): p. 911-923.

[12] : Stephen A. Solovitz, M.E.L.D.S., Advanced Technology Leader, Ener, *Microchannels Take Heatsinks to the Next Level*, November 2006, Power Electronic Technology: Power Electronic Technology November 2006. p. 14-20.

[13] : Wang, B.X. and X.F. Peng, *Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels.* International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994. 37, Supplement 1(0): p. 73-82.

[14] : http://www.aluminium.fr/aluminium/proprietes-aluminium

[15] : Ivanova, M., Conception et réalisation de fonctions thermiques intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance: apport de la gestion des flux thermiques par des mini et micro caloducs, 2005.

[16] : I. Grinberg, L'aluminium. Un si léger métal, Découvertes Gallimard, 2003.*]*

[17] : 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.

[18] : Hung, T.C. et Fu, C.S. (1999). "Conjugate heat transfer analysis for the passive enhancement of electronic cooling through geometric modification in a mixed convection domain" *Numerical Heat Transfer, Part A, vol 35: pp. 519- 535.*

[19] : Icoz, T. et Jaluria, Y. (2004). "Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs", ASME *Journal of Electronic Packaging, vol 126: pp.465 – 471.*

[20] : Luo, D.D., Leung, C.W., Chan, T.L. et Wong, W.O. (2005). "Flow and forced convection characteristics of turbulent flow through parallel plates with periodic transverse ribs"*Numerical Heat Transfer, Part A, vol 48: pp 43 – 58.*

[21] : D. Lakehal, W.Rodi. « Calculation of the flow past a surface-mounted cube with two-layer turbulence models ». Journal of wind engineering and industrial aerodynamics - 1997.

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

[23]: G.GLUSHCO. Turbulent boundary layer on a flat plate in an incompressible fluide Investi. Acad. Nawk. SSSR MEKH, NOY, (1965).

[24]: Refroidissement de convertisseur électrique par convection naturelleSaad ZOUITENE1, 2,3*, Souad HARMAND1, 2, Laurent REMMERIE4, Tawfiq BENAZZOUZ3, Felice CARDARELLI4 /2013

[25] : Etude hydrodynamique et thermique de la vaporisation dans un micro-canal de section carrée : application aux micro-boucles diphasiques à pompage capillaire Dr : M. Pascal LAVIEILLE et M. Marc MISCEVIC/2007

[26]: B. E. LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transport,

Adv. Geophysics, vo118A, (1974).

[27] : ITYM YOUCEF.modélisation du comportement thermomécanique d’un pipeline influence des jonctions. MAGISTERE en génie mécanique Constantine (2010).

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