



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

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

معهد الصيانة و الأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique
Spécialité : Electromécanique industriel

Thème

**Impacte de la rugosité sur le refroidissement
d'un composent électronique**

Présenté et soutenu publiquement par :

Nom: BOUREKHOUM Prénom : Sami

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
MEGHDIR Abed	MAA	IMSI	Encadreur
BOUHAFS Mohamed	MCB	IMSI	Examinateur
BOUHAMRI Noureddine	MAA	IMSI	Président

Juin 2018

REMERCIEMENT

Tout d'abord je remercie infiniment le bon dieu tout puissant de la bonne santé, la volonté et la patience qu'il m'a donné tout le long de mes études.

Je présente mes sincères remerciements et mon profond respect à mon encadreur Mr. MEGHDIR ABED pour son suivi, sa patience, ses conseils et son aide tout au long de la réalisation de ce modeste travail.

Je tiens à remercier aussi les membres de jury

Je remercie enfin toute personne ayant participé de près ou de loin à l'achèvement de ce travail et tout spécialement aux enseignants du département ELM de l'institut de maintenance et de sécurité industrielle université Oran2.

BOUREKHOUM SAMI

Je dédie ce modeste travail

A mon père KAMEL qui m'a soutenu et qui m'a encouragé tout au long de mes études, que dieu le préserve.

A ma très chère mère NESSAKH.A, qui a beaucoup sacrifié tout au long de ma vie, que dieu la préserve.

A mes frères IMAD, LAMINE, HAMZA, BILEL et sa fille SERINE

A toute ma famille : mes oncles, mes cousines Et cousins et à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin dans ce travail

A tous mes amies avec qui j'ai partagé les meilleurs moments

BOUREKHOUM SAMI



Liste de tableaux

II. Refroidissement dans les composants électroniques

Tableau II.1: les différentes techniques de refroidissement.....31

IV. Simulation numérique

Tableau IV.1 : les caractéristiques du domaine de calcul.....49

Tableau IV.2 : nombre d'éléments de différentes grilles de calcul.50

Tableau IV.3 : détails de configuration étudiée.51

Tableau IV.4 : les conditions aux limites.....52

Tableaux IV.5 : les propriétés du domaine de travail pour la rugosité 0.05 [mm].....54

Tableaux IV.5 : les propriétés du domaine de travail pour la rugosité 0.1 [mm].....55

Liste de figures

I. Introduction

Figure I.1 : Arrangement des composants électroniques dans le canal.....	1
Figure I.2 : contenant trois blocs chauffés.....	2
Figure I.3 : Canal contenant un seul obstacle chauffé.	2
Figure I.4: Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatif.....	3
Figure I.5: Model d'un canal bidimensionnel et avec fentes.....	3
(a) Canaux à deux dimensions.....	3
(b) Domaine de calcul d'un canal à deux dimensions et avec entes.	4
Figure I.6 : configuration de la matrice des cubes.	4
Figure I.7: configuration de l'écoulement.	6
Figure I.8: Canal horizontal contenant deux composants électroniques.	6
Figure I.9: schéma du domaine de calcul de l'étude de Rundström, Moshfegh (2007).	7
Figure I.10: Schéma du domaine de calcul l'étude de Rundström, Moshfegh (2008)	7
Figure I.11 : Géométrie du problème pour Hamouche et Bessaih (2008).	8
Figure I.12: dimension du domaine de calcul de Ratnam et Vengadesan (2008).	9
Figure I.13: a) matrice des cubes montés dans un canal.....	9
b) forme des générateurs de tourbillon.....	10
Figure I.14: schéma des dimensions du domaine de calcul.....	10
Figure I.15: Schéma de croquis de l'installation expérimentale.....	11
Figure I.16: La configuration géométrique de masip.....	11
Figure I.17: la configuration géométrique de nemdili saliha a) le chanfrein du cube	12
b) domaine d'étude	13
Figure I.18: schéma de domaine de computationnel.	14
II. Refroidissement dans les composantes électroniques	
Figure II.1 : Conduction thermique dans un barreau.....	17
Figure II.2 : Action du fluide en mouvement dans la convection.....	18
Figure II.3 : Comparaison des gammes de densité de flux thermique des différents types de convection.....	19

Figure II.4: Les deux modes de transfert de chaleur par convection : a) mode naturelle.....	19
b) mode forcée	
Figure II.5 : Emissivité ϵ de quelques matériaux (Yunus and Cengel, 1998)	21
Figure II.6 : Exemples de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles)	24
Figure II.7 : Système de refroidissement forcé par air Radiateur.....	24
Figure II.8 : Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide.....	26
Figure II.9 : Refroidissement liquide à mini-canaux.....	26
Figure II.10: Refroidissement liquide à plaque froide (AREELIS Technologies)	26
Figure II.11 : Principe du spray cooling.....	27
Figure II.12 : Exemples de modules spray cooling (SPRAYCOOLL)	27
Figure II.13: Description des différents organes du spray cooling.....	28
Figure II.14 : Principe de fonctionnement d'un caloduc.....	29
Figure II.15 : Refroidissement par jets.....	30
 III. Modélisation numérique	
Figure III. 1: Maillage bidimensionnel.....	35
Figure III.2 : les trois régimes d'écoulement.....	37
Figure III.3 a: la couche limite hydrodynamique.....	38
Figure III.3 b : la couche limite thermique.....	38
 IV. Simulation numérique	
Figure IV.1: schéma représente la structure générale de solution par le logiciel.....	44
Figure IV.2 : ICEM CFD 14.5.....	45
Figure IV.3: géométrie en CFX-Pré avec les conditions aux limites.....	46
Figure IV.4: progression de la solution convergence pour le champ moyen d'écoulement.....	46
Figure IV.5 : progression de la solution convergence pour le transfert de chaleur.....	47
Figure IV.6 : géométrie sur ICEM CFD pour un canal horizontal contenant un composant électronique.....	48
Figure IV.7: géométrie sur ICEM CFD pour le jet du canal horizontal.	49
Figure IV.8 : domaine de calcul.....	49
Figure IV.9 : maillage du domaine de calcul pour les deux partie de la géométrie	51

Figure IV.10 : position longitudinale des lignes pour la validation.....	52
Figure IV.11: ligne et contour de vitesse (U/U_j) plan ($x ; y$), $z/h=0$, pour $Re_h=3410$ $\alpha=0.5$	53
Figure IV.12 : comparaison de profile de la vitesse longitudinale sur les deux positions y/h pour $Re_j/Re_h=0.5$	53
Figure IV.13 : position longitudinale des lignes x/h pour obtention des résultats.....	54
Figure IV.14 : représente le contour de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan ($x ; y$) et $z/h=0$ pour rugosité de 0.05 [mm].....	56
Figure IV.15 : Le contour de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan ($x ; z$) et $y/h=0.5$ pour rugosité de 0.05 [mm].....	56
Figure IV.16 : les courbes de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 suivant les positions x/h et pour une rugosité de 0.05 [mm].....	57
Figure IV.17 : représente le contour de température pour $Re_H=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_H=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan ($x ; y$) et $z/h=0$ pour rugosité de 0.1 [mm].....	59
Figure IV.18 : Le contour de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan ($x ; z$) et $y/h=0.5$ pour rugosité de 0.1 [mm].....	59
Figure IV.19 : les courbes de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans les points x/h pour rugosité de 0.1 [mm].....	60
Figure IV.20 : comparaison de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=1.5$ dans les points x/h pour rugosité de 0.1 [mm].....	62
Figure IV.21 : comparaison d'efficacité du refroidissement sur la face arrière du cube pour les cas avec rugosité et $Re_j/Re_h=0.5$ et 1.5 et le cas sans rugosité pour $Re_j/Re_h=0.5$	63
Figure IV.22 : Les lignes EF FG GH dans le cube.....	64
Figure IV.23 : comparaison de profile de température pour rugosité 0.1 [mm] cas de $Re_h=3410$ et 8880	64
Figure IV.24 : Les turbulences autour du cube pour $Re_h=3410$ et 8880 avec $Re_j/Re_h=1.5$ sur le plan ($x ; y$) et $z/h=0$	65

Nomenclature

ϕ : Flux thermique	[W]
Q : Energie.....	[J]
λ : Conductivité thermique.	[W m ⁻¹ .K ⁻¹]
S : surface.....	[m ²]
T : Température.....	[K]
P : pression.....	[atm]
h : Le coefficient de convection.....	[W K ⁻¹ .m ⁻²]
L : longueur.....	[m]
ρ : La masse volumique du fluide.....	[Kg m ⁻³]
μ : La viscosité dynamique du fluide	[Kg m ⁻¹ .s ⁻¹]
V : La vitesse en	[m s ⁻¹]
Cp : la capacité thermique massique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
σ : Constante de Stéphan Boltzmann 5.67.10-8	[W K ⁴ m ⁻²]
ϑ : viscosité cinématique	[m ² /s]
μ_t : viscosité turbulente.....	[Pa. s]
D _{jet} : diamètre du jet	[m]
h : hauteur de cube.....	[m]
H : hauteur de la conduite.....	[m]
s _x : Longueur du domaine de calcul	[m]
s _y : Largeur du domaine de calcul	[m]
T _{in1} : température d'entré	[c°]
T _{jet} : température de jet.....	[c°]
T _{cube} : Température de cube	[c°]
U _h : Vitesse d'entré.....	[m/s]
U _j : Vitesse du jet.....	[m/s]

U/U_j : le rapport de la vitesse d'écoulement principale sur la vitesse du jet.

Y/h : position suivant l'axe Y par rapport de l'hauteur du cube (h).

x/h : position suivant l'axe x par rapport de l'hauteur du cube (h).

Les nombres adimensionnels :

ε : Facteur d'émission de la surface

Re : Nombre de Reynolds

Nu : Nombre de Nusselt

Pr : Nombre de Prandtl

Acronymes :

CFD: Computational Fluid Dynamics.

DNS: Direct Numerical Simulation.

SST: Shear Stress Transport.

RANS: Reynolds Average Navies-Stokes

Introduction générale

Dans le développement technologie vers les Nanos technologie le refroidissement est devient plus important pour cela les chercheurs ont proposés plusieurs solutions au problème d'échauffement dans les composants électroniques

L'amélioration des performances des systèmes électroniques a permis une augmentation des vitesses de calcule et des puissances de travail tout en maintenant une fabrication de composants de plus en plus petits et sophistiqués. Cependant, cette technologie moderne a été souffre dès sa naissance au problème de l'augmentation très importante du flux thermique dissipe par les composants. En effet, les systèmes microélectroniques sont très sensibles à la température et il est toujours déconseillé de porter un composant au-dessus de 125°C environ, alors que le flux thermiques atteint le 100w/cm² .par conséquent leur durée de vie sera réduite.

Comme solution de refroidissement ont citent ; les méthodes classiques par convection naturelle et forcée avec des écoulements liquides au bien des circuits de refroidissement et refroidissement par caloducs, et le refroidissement par jets reset la solution privilégiée dans les applications industrielles pour un meilleur refroidissement sur une surface. Cette solution permet de garder le flux d'air principal à des faibles niveaux ce qui a un effet bénéfique sur la consommation électrique globale et la limitation du bruit des gros ventilateurs.

Pour l'analyse de ce phénomène les scientifiques font leurs études numériquement avec des outils basés sur les équations du Navier-Stocks tels que la méthode des volumes finies, éléments finies, déférence finie. L'avantage de ces méthodes numériques c'est de faire un maximum d'expériences avec un minimum de temps

Ce travail qui se divisée en quatre chapitre (4), après une introduction générale et une conclusion générale à la fin.

- le premier chapitre consiste en une recherche bibliographie.
- Le deuxième chapitre présente le transfert thermique et les méthodes de refroidissements.
- Le troisième chapitre comporte la modélisation numérique.
- Le quatrième chapitre présente la simulation et l'interprétation des résultats obtenus.

I.1.introduction :

Le comportement thermique des appareils électronique est l'une des caractéristiques les plus importantes de leur performance. Le taux de défaillance des composants électronique 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. Beaucoup de travaux scientifiques ont été publiés pour analyser le phénomène de refroidissement des composants électroniques parmi ces travaux publiés :

I.2.Etude bibliographie

Moffat et Ortega(1986) [1] ont réalisé des simulations expérimentales de refroidissement des composants électroniques. Ils ont étudié la convection naturelle d'air pour le refroidissement de 10 lignes et 8 colonnes de cubes en aluminium montés sur une plaque avec et sans emboîtement (**voir Figure (I.1)**)

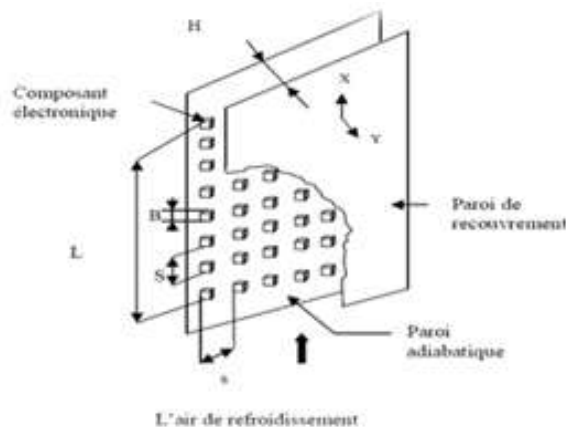


Figure I.1 : Arrangement des composants électroniques dans le canal

Davalath et Bayazitoglu 1987[2] ont étudié le transfert de chaleur conjugué développé par l'écoulement entre deux plaques parallèles. La plaque inférieure contient des sources de chaleur (**Figure(I.2)**).

Les caractéristiques du transfert de chaleur de la zone de recirculation près des blocs (sources) sont présentées. Aussi, l'espace optimal entre les sources de chaleur pour une quantité de flux et une température maximale fixée a été déterminé.

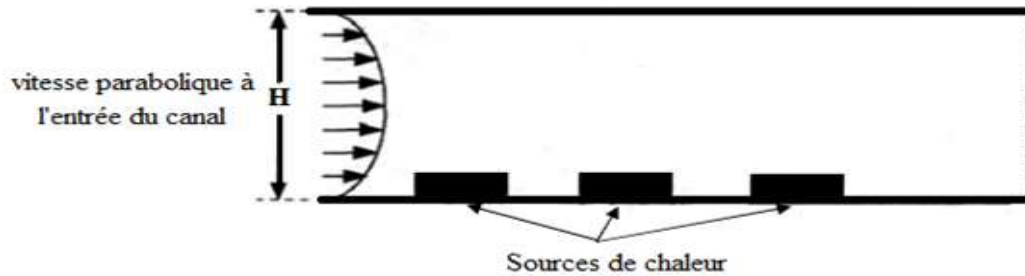


Figure I.2 : contenant trois blocs chauffés [2]

Etude numérique de **Youn et vafai, (1998) [3]** Cette étude repose sur l'utilisation d'un fluide compressible dans un canal contenant un obstacle chauffé (**figure(I.3)**). Elle est basée sur la variation de: la hauteur, la largeur et la conductivité thermique de la source et aussi l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert thermique. Il en résulte que la variation de ces paramètres a une influence remarquable sur: le nombre de NUSELT moyen, la vitesse et la température au sein du fluide.

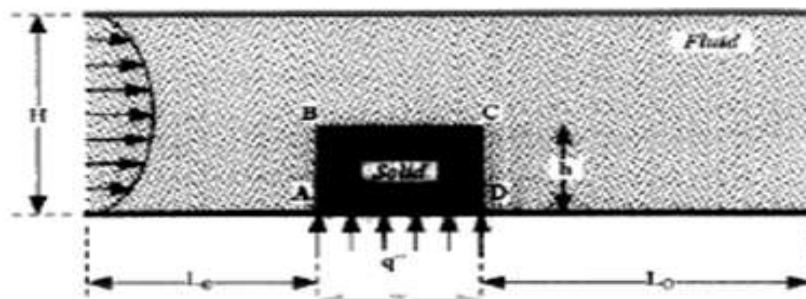


Figure I.3 : Canal contenant un seul obstacle chauffé [3].

L'étude de **Kim et al, (1998) [4]** :

- l'écoulement pulsatif forcé et les caractéristiques du transfert thermique qui l'accompagnent dans un canal contenant deux blocs chauffés (**figure(I.4)**).
- A l'entrée du canal, l'écoulement a une température uniforme T_c , avec une vitesse U [$U=U_0 (1+A\sin(\omega t))$] sachant que, U_0 est la vitesse moyenne d'un cycle de l'écoulement à l'entrée. A est l'amplitude d'oscillations de la vitesse d'entrée axiale, ω la vitesse angulaire et τ le temps].
- Les parois des blocs ont une température constante T_h .

Résultats: 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) par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

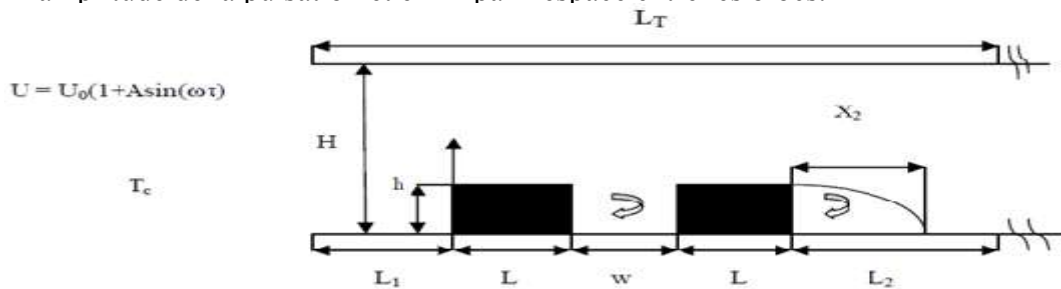


Figure I.4: Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatif [4].

Kim et Anand(2000) [5] étude numérique de la convection forcée bidimensionnelle en régime laminaire, dans des canaux contenant chacun: des fentes et 5 blocs chauffés (**figure(I.5)**), le nombre Nusselt (Nu) et de la température des blocs englobent les effets de variation du nombre de Reynolds, de la hauteur des blocs, également de la taille et position des fentes sur les performances de refroidissement. Ils ont considéré 3 cas de configuration selon la position des fentes :

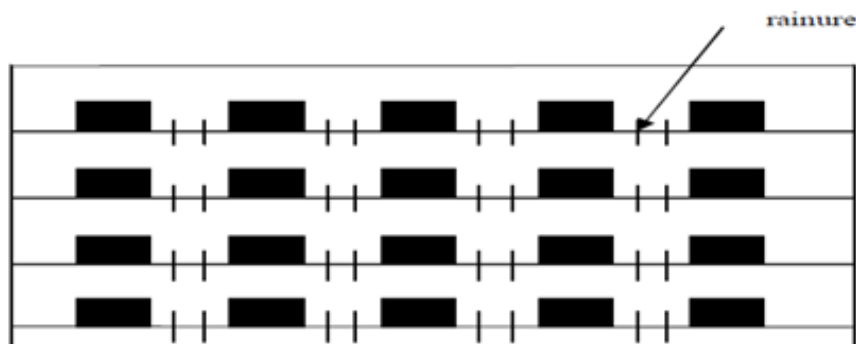
Cas 1 : fentes sont placées à gauche de la cavité ;

Cas 2 : au centre de la cavité ;

Cas 3 : à droite de la cavité.

Résultat: on constate une nette amélioration des performances de refroidissement (proportionnelle à la taille des fentes) dans le cas des blocs avec fentes par rapport à ceux sans fentes (situation de référence).

NB: le cas 3 et 2 ont donné respectivement la plus grande et la plus faible augmentation du nombre de Nusselt.



a)

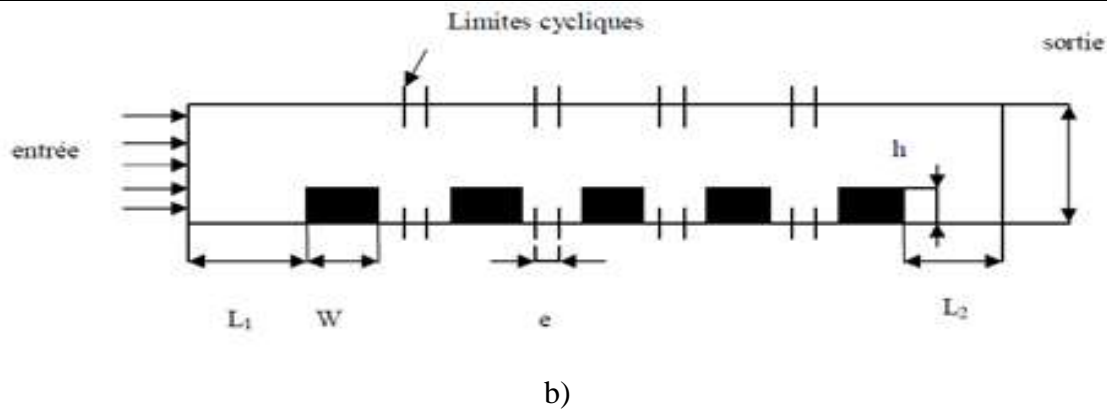


Figure I.5: Model d'un canal bidimensionnel et avec fentes.

(a) Canaux à deux dimensions

(b) Domaine de calcul d'un canal à deux dimensions et avec entes [5].

L'étude numérique de **Niceno et al. (2002)** [6] a pour but de refroidir une matrices de cubes place à la paroi inferieur du canal (**figure(I.6)**), par convection

Il en résulte que :

- Les températures les plus élevées se trouvent sur la paroi arrière de l'est très similaire aux données expérimentales.
- La naissance de tourbillons ont arriérés du cubes qui fait un obstacle devant le fluide dans cette région.

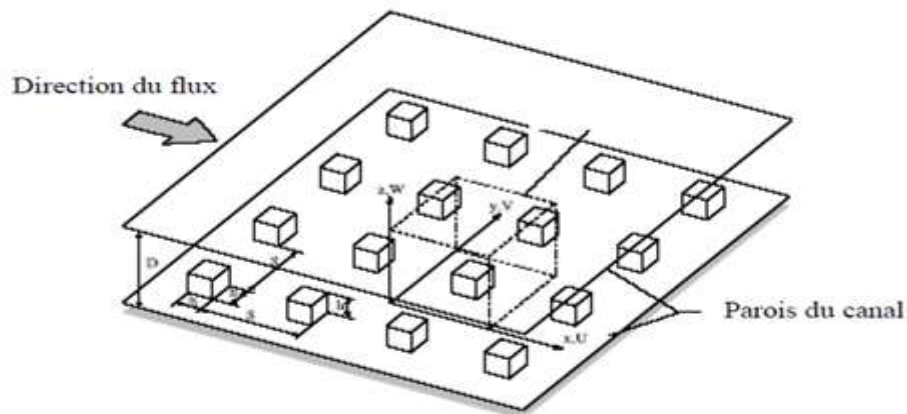


Figure I.6 : configuration de la matrice des cubes

La répartition des températures sur la surface du cube est très similaire aux données **D'Orazio et al. (2003)** [7] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire bidimensionnelle, remplie d'air, chauffée par le bas et refroidie par le haut.

Les simulations numériques réalisées pour différents rapports d'aspect et pour une gamme du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$).

Les résultats montrent qu'en augmentant le nombre de Rayleigh pas à pas, la nature de l'écoulement évolue comme suit :

- une cellule stable, deux cellules stables, deux cellules périodiques, une à deux cellules périodiques et trois cellules périodiques.
- chaque bifurcation se caractérise par une symétrie/asymétrie et plus important encore chaque bifurcation est accompagnée par une différence qui est plus ou moins grande du nombre de NUSSELT expérimentales.

Furukawa et Yang (2003) [8] **Furukawa et Yang (2003) [8]** ont développé une méthode numérique pour connaître le comportement d'un fluide thermique dans deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur (sources de chaleur). Le système simule les passages de l'air de refroidissement à ces blocs dans un ensemble de circuits électroniques. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds l'écoulement atteindra un état d'écoulement complètement développé en un certain bloc à l'entrée et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément générateur de chaleur et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

Un ensemble d'expériences a été effectué par **Bhowmik et Tou (2005) [10]** dans le but d'étudier le transfert de chaleur en régime transitoire monophasé en convection forcée.

L'étude numérique comporte quatre (4) sources de chaleur montées dans un canal vertical rectangulaire.

Ils ont utilisé l'eau pour le refroidissement et de grand nombre de Reynolds variant de 800 à 2625. Basé sur la longueur de la source de chaleur au régime laminaire.

Ont conclu que: le nombre de Reynolds et le nombre de source de chaleur influe fortement à le transfert thermique. Les résultats montrent aussi que plus la hauteur du composant est plus grande plus le transfert de chaleur est plus important.

Tummers et al. (2005) [11], la configuration de l'étude est de place une rangée de 5 cubes à la paroi inférieure et les subir à un écoulement et un jet perpendiculaire pointé au dessus du canal (**Figure I.7**).

L'outil de mesure de l'écoulement appelé « (PIV) Particle Image Velocimetry » et un système pour l'évaluation de la température « infrared imaging system ». Avec deux différentes positions de jet impactant

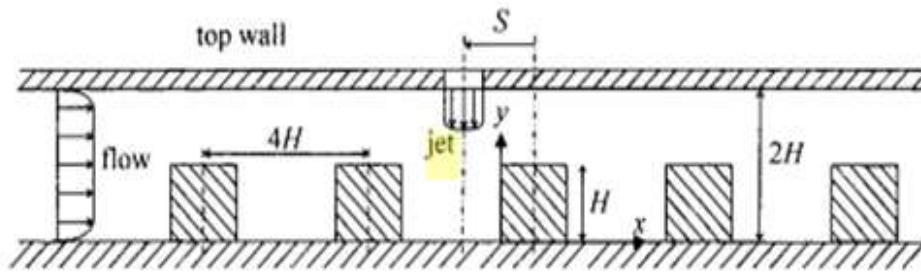


Figure I.7: configuration de l'écoulement [11].

Ils ont remarqué que la structure de l'écoulement est très complexe, cela influence sur la distribution de la température sur les parois du cube.

Icoz et Jaluria (2005) [12], l'étude de la convection forcée de deux sources de chaleur identiques dans un canal rectangulaire ouvert (**figure (I.8)**).

Ont étudié l'effet de : la température, l'emplacement des sources de chaleur et les dimensions du canal ainsi que le débit de l'instabilité.

Vraiment ont constaté que les dimensions du canal et les ouvertures influent sur l'écoulement du fluide.

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

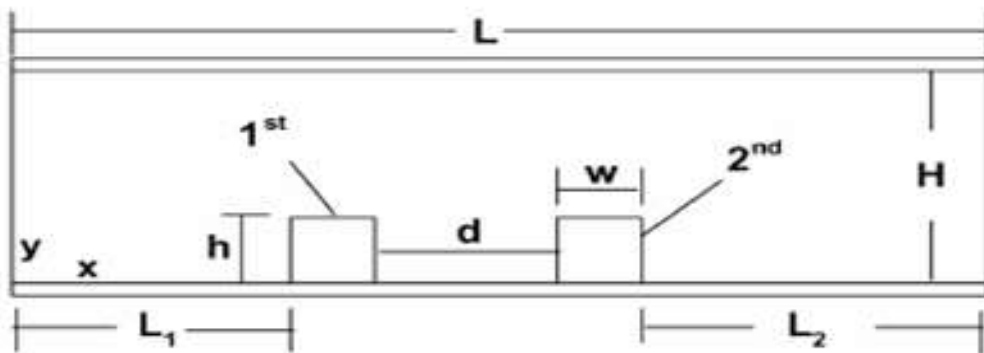


Figure I.8: Canal horizontal contenant deux composants électroniques [12].

Différentes études numériques basées sur les équations moyennées de Navier Stokes (RANS) ont été étudiées par **Rundström and Moshfegh**.

Rundström & Moshfegh (2006) [13] ont étudié l'influence des vitesses sur les coefficients de transfert de chaleur sur chaque paroi du cube, les résultats ont été comparés avec les résultats de l'étude expérimentale.

Rundström & Moshfegh (2007) [14], le but de l'étude est de comparer deux modèles de turbulence « v^2 -f» et «RSM» pour estimer le champ moyen de vitesse de jet important. Ils ont validé leur travail avec des mesures expérimentales détaillées.

Finalement ont remarqué que le modèle de «RSM» est plus performant que le modèle « v^2 -f».

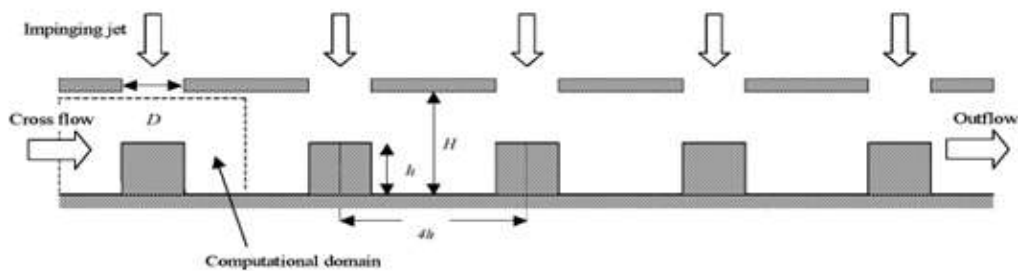


Figure I.9: schéma du domaine de calcul [14].

Rundström and Moshfegh (2008) [15] ont réalisé une simulation pour déterminer le champ moyen de la vitesse du jet et les caractéristiques de turbulence ainsi que le taux de transfert thermique sur les parois de la cube, pour les deux modèles (LES) et (RSM). Ils ont remarqué que les résultats du modèle (LES) donnent un meilleur accord avec les résultats expérimentaux par rapport au modèle (RSM). Dans la zone de stagnation (**Figure I.10**).

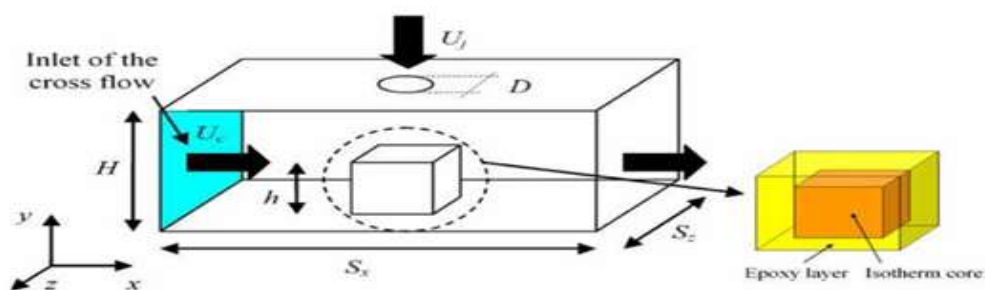


Figure I.10: Schéma du domaine de calcul [15].

Hamouche et Bessaih (2008) [16] ont simulé la convection mixte bidimensionnelle d'air dans un canal horizontal, ouvert des deux côtés (**figure(I.11)**) contenant des sources de chaleur identiques, simulant les composants électroniques. Les effets des nombres de Reynolds (Re) et de Richardson (Ri), de la température des composants, de la vitesse d'air circulant et de l'installation d'une plaque au-dessus des composants sur le transfert de chaleur à l'intérieur du canal, ont été examinés pour $(0 \leq Ri \leq 5)$ et $(5 \leq Re \leq 30)$. Les résultats montrent que les hausses de transfert de chaleur sont remarquables et se trouvent au niveau du premier volet du premier composant (position 1) ; Par ailleurs, le second emplacement de la plaque (position 2) peut considérablement améliorer le refroidissement des composants.

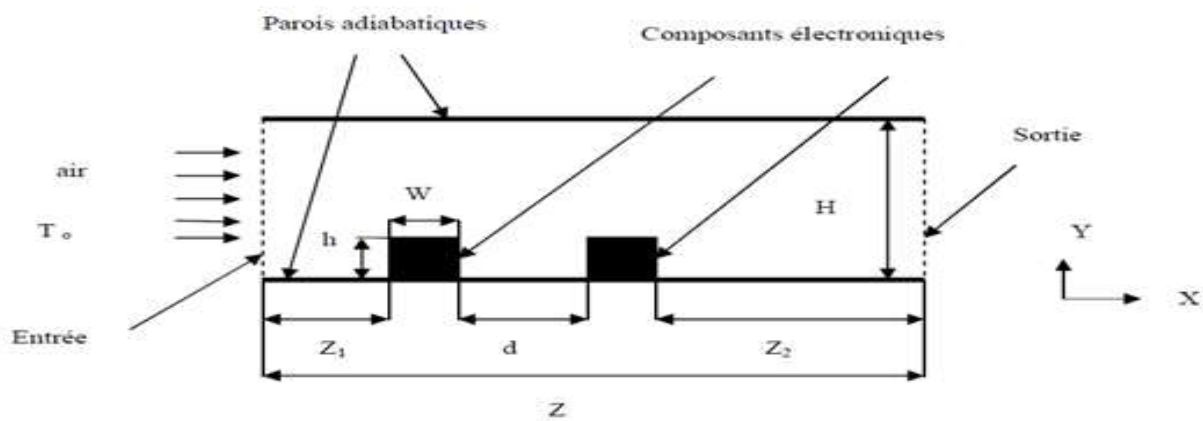


Figure I.11 : Géométrie du problème [16].

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

Ratnam et Vengadesan (2008) [17] ont étudié les caractéristiques de la turbulence et du coefficient de transfert de chaleur influé par un cube monté sur la paroi inférieure d'un canal (**Figure(I.12)**). Ont réalisé leur simulation avec cinq modèles de turbulence, il résulte que : Le modèle $k-\omega$ a un meilleur accord avec la simulation numérique directe (SND), ainsi que l'étude expérimentale.

Les coefficients maximal, et minimal de transfert de chaleur ont lieu respectivement à proximité des points de rattachement et de la zone de circulation.

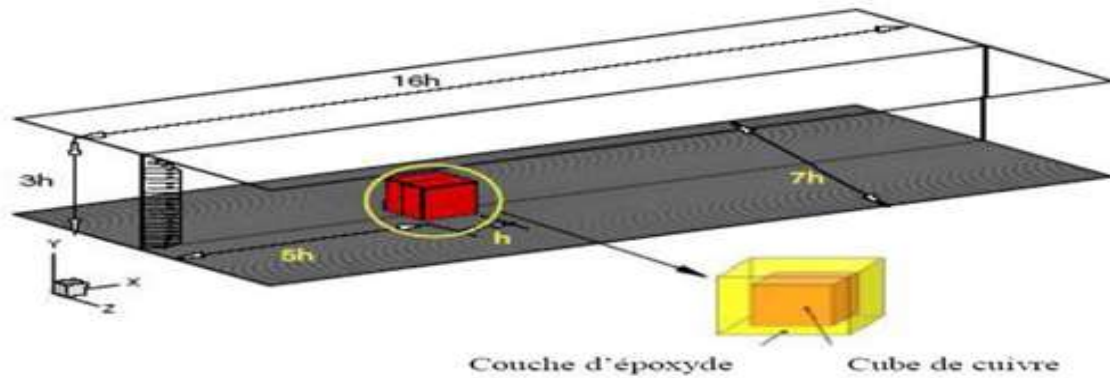
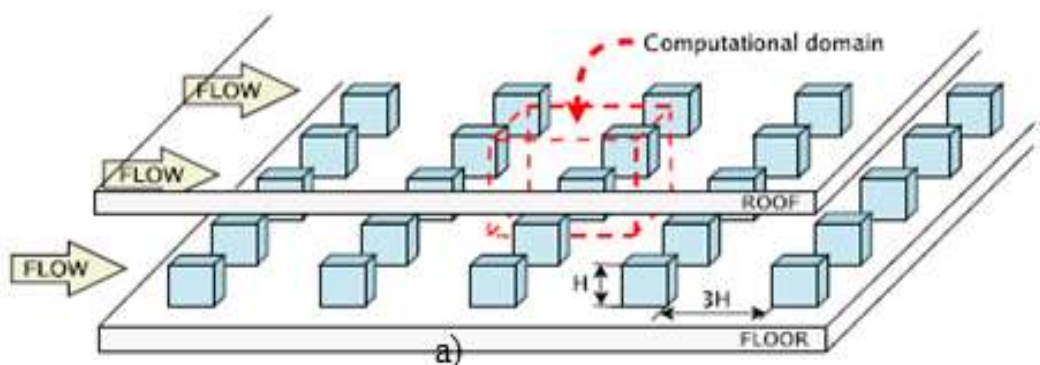


Figure I.12: dimension du domaine de calcul [17].

Hemida.H et al. (2008) [18] ont étudié l'influence des générateurs de tourbillons (VGs) attachés à une surface d'un cube chauffée sur la structure d'écoulement et le transfert de chaleur en utilisant la simulation de grand-échelles LES. Le cube est situé au milieu d'une matrice des cubes similaires. Deux genres de générateurs de tourbillons ont été étudiés. Le premier était une nervure simple se prolongeant dans la direction transversale de l'écoulement (VG1), tandis que le deuxième se compose de plusieurs petits cubes (VG2). L'écoulement et le transfert de chaleur autour d'un cube avec des générateurs de tourbillons ont été comparés avec l'écoulement et transfert de chaleur autour d'un cube à paroi lisse. Les résultats de LES ont prouvé que l'écoulement dans la couche limite autour des cubes avec VGs est plus turbulent et instable que l'écoulement autour du cube lisse.

Des structures plus complexes sont produites près de la surface du cube avec VGs et les résultats montrent une augmentation considérable du coefficient de transfert de chaleur. La surchauffe locale a été observée derrière la nervure de forme VG, Alors que la distribution de la température a été observée au-dessus des surfaces du cube dans le cas VG2.

Il y avait une augmentation globale de 14% et de 17% du coefficient de transfert de chaleur pour les cas VG1 et VG2, respectivement. **(Figure (I.13), (a) et(b))**



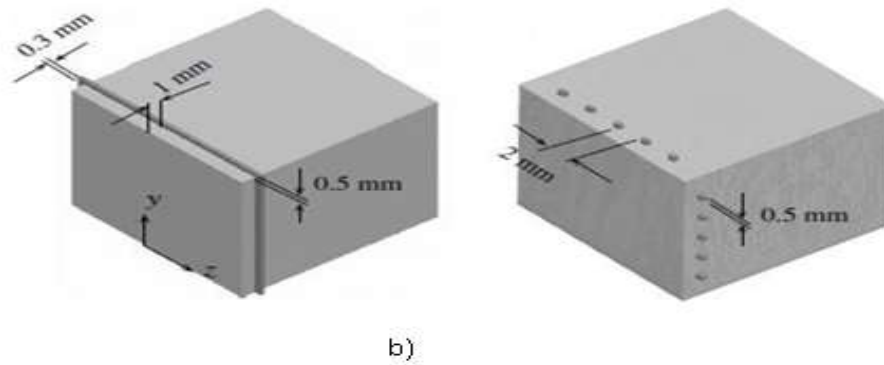


Figure I.13: a) matrice des cubes montés dans un canal
b) forme des générateurs de tourbillon [18].

Popovac, Hanjalic (2009) [19] ont appliqué la simulation des grands-échelles (LES) pour le refroidissement d'un composant électronique. La structure est composée d'un range de cinq cubes sur la paroi inférieure avec un jet au dessus du cube chauffé (**Figure I.14**). Après des tests de changement de la position de l'axe du jet, ils ont remarqué la naissance des tourbillons autour du cube à cause de l'interaction des deux jets.

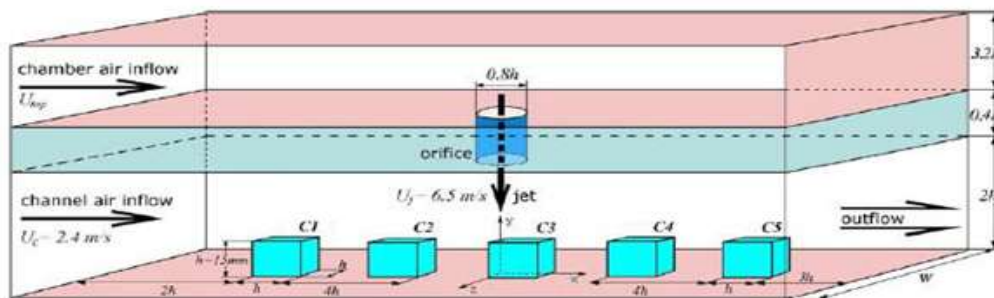


Figure I.14: schéma des dimensions du domaine de calcul.

Rundstrom, Moshfegh (2009) [20] ont réalisé une simulation numérique en convection mixte afin de prédire les caractéristiques de turbulence pour l'écoulement d'un jet sur la paroi chauffée d'un cube (**voire figure (I.15)**). Deux simulations différentes telles que, des grandes échelles (SGE) et du modèle de tensions de Reynolds (MTR) ont été effectuées. Une comparaison entre les résultats de la simulation et de l'expérimentation a été faite. Les résultats ont révélé que la structure de l'écoulement est très complexe, là il y a plusieurs écoulements liés aux phénomènes, tels que les points de stagnations, de séparations de circulations et d'effets de courbure. Les résultats montrent que la simulation de température par (SGE) est en meilleur accord avec les résultats expérimentaux par rapport à la simulation due au (MTR), en particulier, dans la zone de stagnation.

En plus, la prédiction des échelles de longueur de température par (SGE) est aussi plus proche des mesures expérimentales sur les faces avant et arrière du cube relativement à la prédiction par (MTR).

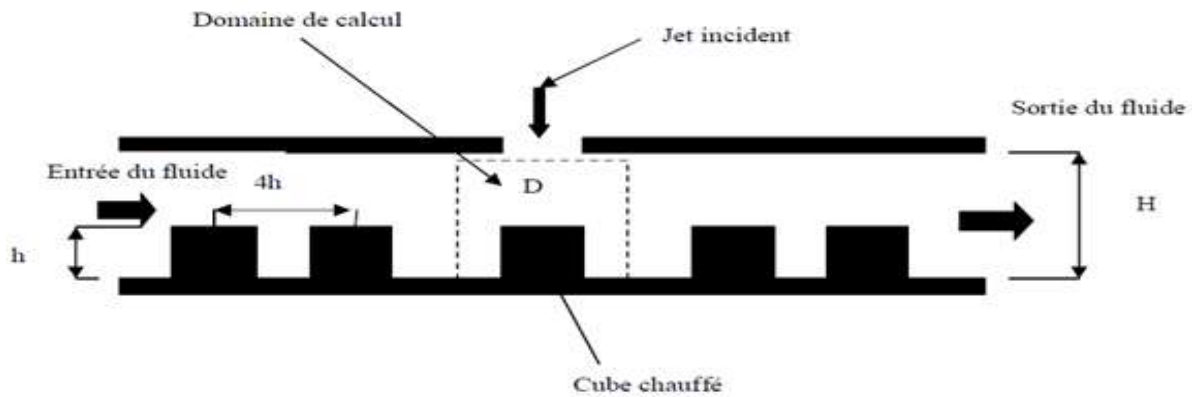


Figure I.15: Schéma de croquis de l'installation expérimentale [20].

La configuration géométrique est représentée sur la (figure(I.16)) de Masip et al. (2012) [21]. Cette configuration représente un cube chauffé à une température de 75°C , qui est placé dans un écoulement d'air forcé à une température de 20°C . Le cube est exposé aussi à un jet perpendiculaire au-dessus et qui est à une température de 20°C .

Ils ont étudié l'influence du nombre de Reynolds (Re_j et Re_h) sur la structure de l'écoulement, trois nombres de Reynolds de 3410, 5752, 8880, ont été étudiés correspondants au rapport suivants 0.5, 1.0, 1.5, respectivement.

Les résultats montrent que le jet impactant n'arrive pas à frapper la paroi supérieure du cube pour le cas d'un faible nombre de Reynolds, cela élimine l'existence du vortex en fer à cheval sur la paroi supérieure et change les caractéristiques d'écoulement dans la région au-dessus du cube.

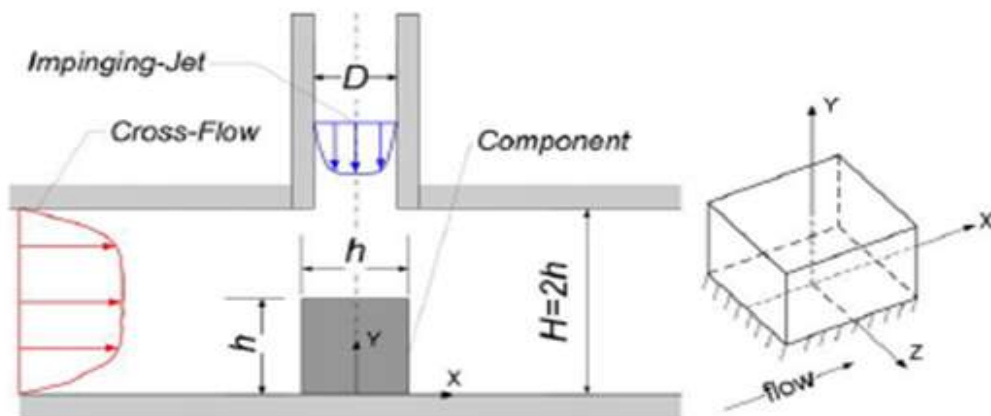


Figure I.16: La configuration géométrique [21]

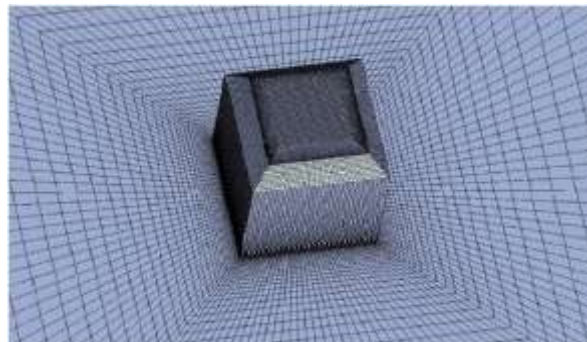
Ahlem Boudiaf, Fetta danane 2013 [22] ont étudié la convection forcée de deux obstacles placés entre deux plans parallèles.

Trois combinaisons de taille différente des deux obstacles ainsi que différentes distances séparant ces derniers ont été étudiées. Les équations de continuité, de l'impulsion et de l'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis en y adjoignant les conditions aux limites. Les caractéristiques thermiques de l'écoulement sont analysées en termes de nombre de NUSSELT. Les résultats ont montré que l'augmentation de la distance de séparation conduit à l'augmentation du nombre de NUSSELT sur la face droite du premier obstacle et la face gauche du deuxième obstacle.

Ils ont trouvé aussi que de la taille de l'un des deux obstacles conduit à l'amélioration de l'évacuation de la chaleur sur cet obstacle et à sa diminution sur l'autre.

Nemdili Saliha 2015 [23] elle a fait une étude numérique avec la méthode des volumes finis.

Le travail représente une simulation d'écoulement autour d'un cube chauffé à une température de 60°C placé dans un écoulement d'air forcé à 20°C et un jet perpendiculaire à 20°C. Dans le but étant de vérifier si l'ajout des chanfreins améliore l'efficacité du refroidissement ou non.



a) le chanfrein du cube

Elle a aussi testé plusieurs nombres de Reynolds pour voir l'influence de l'augmentation sur le refroidissement du cube.

Elle a conclu que l'ajout de chanfreins sur la facette supérieure peut apporter une amélioration sensible sur l'efficacité de refroidissement pour certains cas précis. Pour d'autres cas, l'amélioration est presque inexistante.

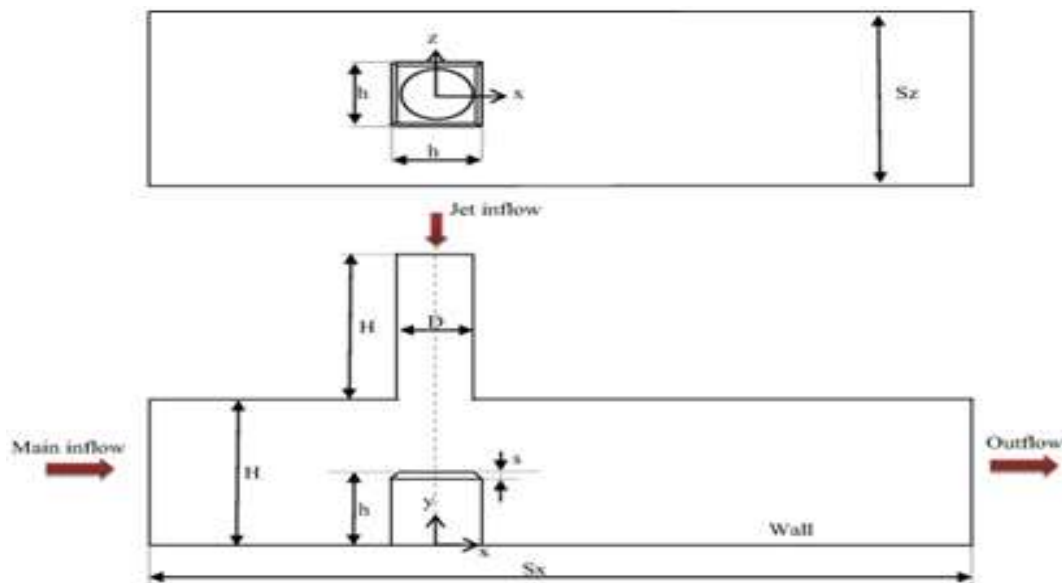


Figure I.17: la configuration géométrique b) domaine d'étude [23]

A. Curley et M. Uddin 2015 [24] ont fait une simulation numérique directe DNS d'un cube monté en surface dans un écoulement canal à un nombre de Reynolds de 5610 basé sur la hauteur de cube et la vélocité en vrac a été le code de différence compressible de neuvième ordre OVERFLOW sur les réseaux de chimères en excès.

Les résultats de la simulation numérique sont comparés et analysés à la lumière des chiffres publiés « résultats empirique et expérimentaux ». La comparaison des résultats moyennés dans le temps et turbulent. Les statistiques du DNS précédent et les résultats expérimentaux valident la procédure DNS utilisée. De plus, cette analyse mène à des recommandations sur les paramètres de l'entrée et de la limite conditions, et le domaine de simulation pour réaliser un DNS mieux conforme aux conditions expérimentales. Une analyse des quantités turbulentes dans la région de sillage indique une décomposition de l'hypothèse de turbulence iso-tropique en écoulement de cisaillement élevé.

La durée moyenne les données ont révélé un système de six vortex en fer à cheval en amont du cube, deux contre rotation tourbillons le long des côtés du cube et un vortex en forme d'arc en aval du cube.

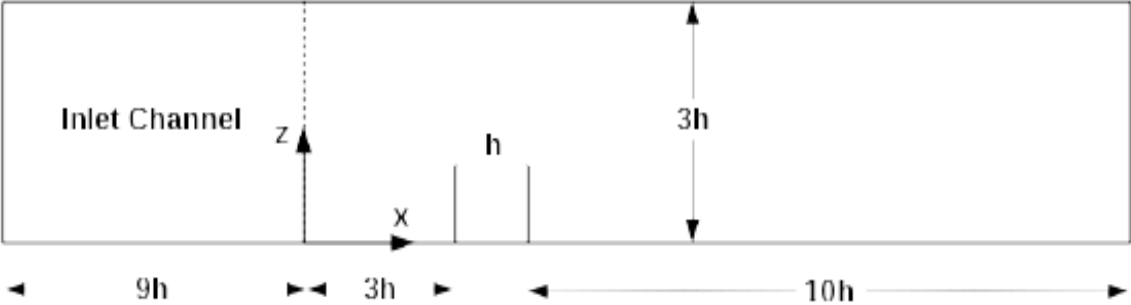


Figure I.18: schéma de domaine de computationnel [24]

II.1. Introduction

L'allégement des dispositifs électroniques et l'augmentation de la densité de puissance conduisent les concepteurs à améliorer sans cesse les performances des systèmes de refroidissement, pour améliorer l'échange thermique avec l'environnement, des solutions technologiques sont envisagées allant des classiques par radiateur à air forcé aux plus performantes par micro canaux et exploitation du changement de phase (caloducs). Pour commencer, nous faisons un rappel des notions élémentaires nécessaires pour toute étude thermique, on s'intéressera particulièrement aux échanges de chaleur par convection vers l'aire ou vers tout autre fluide caloporteur et à l'écoulement de la chaleur par conduction à travers les différentes couches de l'assemblage, ensuite les différentes techniques pour le refroidissement des composantes électroniques

Le refroidissement des composantes 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 traitement de données.

II.2. Echauffement d'un composant électronique

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

à résistance constante
et pour un courant périodique ou continu

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

énergie dissipée par effet joule (joule)
résistance (ohm)
intensité efficace (ampère)
durée (seconde)

$$P_{\text{joule}} =$$

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

Loi de Joule pour un conducteur ohmique.

II.3. Principaux mécanismes de transfert de chaleur dans les composants électroniques

II.3.1. Les modes de transfert de chaleur

Trois processus physiques permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès lors qu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à température différente) : la conduction, la convection et le rayonnement.

Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées depuis des années, dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes traditionnelles de refroidissement par convection naturelle et forcée ou mixte avec des écoulements d'air.

II.3.1.1. La conduction

La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques - donc des températures - différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires. Le flux thermique conducteur qui traverse un composant dépend de sa géométrie, de son épaisseur, du matériau ainsi que de la différence de température au travers le composant. La transmission est provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu en contact physique. Il n'y a pas de déplacement appréciable des atomes ou molécules.

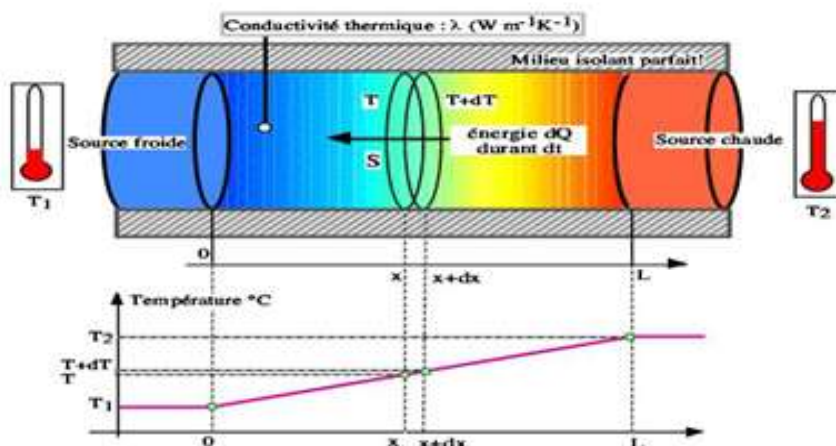


Figure II.1 : Conduction thermique dans un barreau

La loi de Fourier a été établie expérimentalement par Joseph Fourier en 1822. Elle exprime la proportionnalité entre le flux de chaleur à travers une surface par unité de temps et l'élévation de la température de part et d'autre de cette surface.

L'équation II.1 traduit mathématiquement la relation en le flux de chaleur et la variation de température de la surface :

$$\phi = \frac{dQ}{dt} = S\lambda \frac{dT}{dx} \quad \text{II.1}$$

Avec :

- ϕ : Flux thermique (W).
- Q : Energie (J).
- λ : Conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$).
- S : surface perpendiculaire au flux thermique (m^2).
- T : Température (K).

II.3.1.2. La convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides liquides ou gaz en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles.

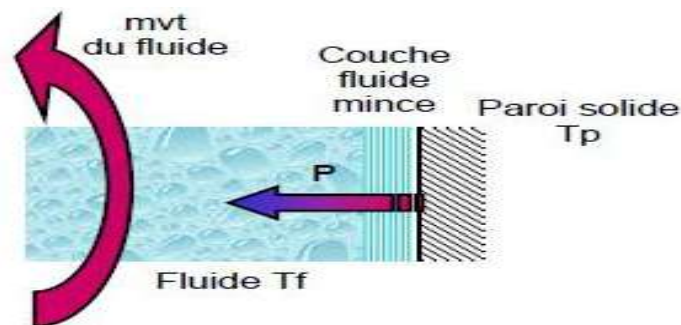


Figure II.2 : Action du fluide en mouvement dans la convection

Compte tenu des forces qui produisent le mouvement de fluide, on a deux types de convection forcée et naturelle. Dans la convection forcée, le mouvement de fluide est produit par l'action des forces extérieures du processus (par exemple pompe, ventilateur) qui imprime des vitesses de déplacement assez importantes **Figure II.2**.

La convection naturelle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un fluide.

La représentation exacte de ce processus de transfert par convection pose des problèmes de mécanique des fluides extrêmement difficiles. Cependant, comme le plus souvent, on ne s'intéresse qu'au flux de chaleur entre le fluide et la paroi solide qui le limite.

La figure II.3 présente les différentes gammes de densité thermique des différents types de convection.

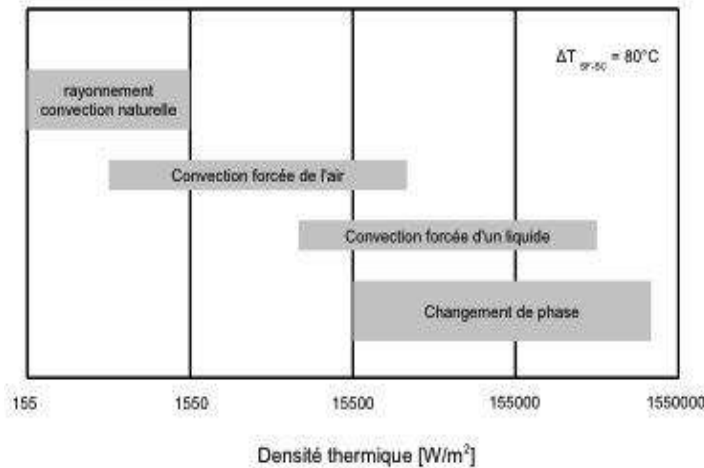


Figure II.3 : Comparaison des gammes de densité de flux thermique des différents types de convection

Le transfert thermique par convection est divisé en deux parties suivant la nature de l'écoulement :

- La **convection forcée** : apparaît lorsque l'écoulement est engendré par des moyens externes comme un ventilateur ou les vents atmosphériques
- La **convection naturelle** : se produit lorsque l'écoulement est induit par une différence de masse volumique qui varie en fonction de la température au sein du fluide. [23]

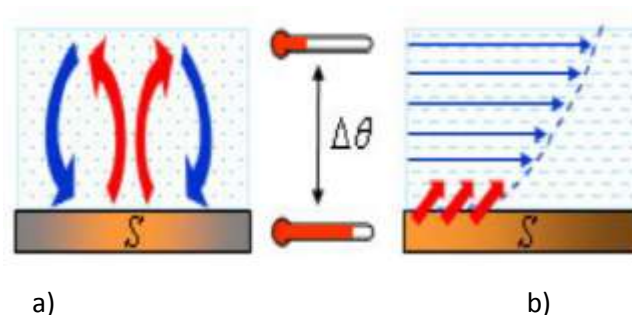


Figure II.4: Les deux modes de transfert de chaleur par convection : **a)** mode naturelle **b)** mode forcée

La loi de Newton représentée par l'équation II.2 introduit la relation entre le flux échangé entre la surface et le fluide et la surface d'échange :

$$\phi = hS(T_p - T_f) \quad \text{II.2}$$

Avec

- Φ : Flux thermique (W).
- h : Le coefficient de convection ($\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$).
- S : La surface de contact solide/fluide (m^2).
- T_p : La température de paroi (K).
- T_f : la température du fluide loin de la surface du solide (K).

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide. A partir du théorème de Vaschy-Buckingham le coefficient de convection h peut s'exprimer en fonction de 3 unités fondamentales (nombres adimensionnels) :

Le nombre de Nusselt Nu caractérisant ange thermique entre le fluide et la paroi

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad \text{II.3}$$

Avec

- h : Le coefficient de convection ($\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$).
- L : Une longueur caractéristique (m).
- λ : La conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$).
-

Le nombre de Reynolds Re caractérisant le régime de l'écoulement, $Re < 2000$ pour les écoulements laminaire et $Re > 3000$ pour les écoulements turbulents.

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad \text{Ou} \quad Re = \frac{VD}{\nu} \quad \text{II.4}$$

Avec

- ρ : La masse volumique du fluide (kg.m^{-3}).
 - V : La vitesse du fluide en (m.s^{-1}).
 - L : Une longueur caractéristique (m).
 - μ : La viscosité dynamique du fluide ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$).
- ν : viscosité dynamique
 D :diametre hydraulique (m).

Le nombre de Prandtl Pr caractérisant les propriétés thermiques du fluide.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{II.5}$$

Avec

- μ : La viscosité dynamique du fluide ($\text{kg m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$).
- λ : La conductivité thermique ($\text{W m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).
- C_p : la capacité thermique massique ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

Par exemple pour fluide circulant à l'intérieur d'un tube, la détermination du coefficient de convection h est donnée par la relation entre les 3 nombres adimensionnés Nu, Re et Pr via la formule de Colburn (équation) :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad \text{II.6}$$

II.3.1.3. Le rayonnement

Lorsqu'une surface chaude est entourée par des surfaces froides comme les parois de la structure, il existe un refroidissement par radiation. Ce refroidissement par radiation dépend de l'émissivité du matériau qui compose la surface chaude. L'émissivité d'un matériau (souvent écrite ε) est un nombre sans dimension. Elle rend compte de la capacité d'un matériau à émettre de l'énergie par rayonnement. Plus cette émissivité est proche de 1 plus le matériau radiera de chaleur. **La figure II.5** présente l'émissivité de matériaux métalliques et non métalliques et l'équation 11 montre la relation en le flux thermique et la température de la paroi :

$$\phi = \varepsilon \sigma S (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{II.7}$$

Avec

- Φ : Flux thermique (W).
- σ : Constante de Stéphan Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8}$ ($\text{W K}^{-4} \text{m}^{-2}$).
- ε : Facteur d'émission de la surface.
- S : La surface de contact solide/fluide (m^2).
- T_1 : Température de la surface (K).
- T_m : Température du milieu environnant la surface (K).

Emissivity		Emissivity	
Material	Emissivity (ϵ)	Material	Emissivity (ϵ)
Aluminum alloy-oxidized	0.40	Asbestos Board	0.98
Aluminum-highly polished	0.04-0.06	Asphalt, tar, pitch	0.90-0.98
Aluminum-oxidized	0.11-0.31	Brick-red and rough	0.93
Aluminum-Anodized sheet	0.55	Brick-fireclay	0.75
Brass-Oxidized	0.60	Carbon-filament	0.53
Brass-polished	0.03	Carbon-lamphblack	0.96
Chromium-polished	0.10-0.38	Cement	0.54
Copper-polished	0.02-0.05	Ceramic	0.90-0.94
Copper-heated at 600 C	0.57	Concrete	0.92-0.97
Gold-pure, highly polished	0.02	Frost crystals	0.98
Iron-polished	0.21	Glass	0.80-0.95
Iron-oxidized	0.94	Human skin	0.98
rusted iron plate	0.65	Ice	0.96-0.98
Iron-rough steel plate	0.94-0.97	Marble-polished light gray	0.90
Lead-gray and oxidized	0.28	Paints, lacquers, varnishes Black	0.90-0.95
Mercury	0.09-0.12	Paints, lacquers, varnishes aluminum paints	0.55
Nickel-polished	0.12	Paints, lacquers, varnishes flat black lacquer	0.96-0.98
Nickel-oxidized	0.37-0.85	Paints, lacquers, varnishes white lacquer	0.95
Platinum-pure polished plate	0.05-0.10	Paper	0.94
Platinum-wire	0.06-0.16	Plastic	0.84-0.94
Silver-pure and polished	0.02-0.03	Porcelain-glazed	0.92
Stainless steel-polished	0.16	Propellant-Liquid rocket engine	0.90
Stainless steel-oxidized	0.74-0.87	P.V.C.	0.91-0.93
Tin-bright	0.07-0.08	Quartz-opaque	0.75
Tungsten-filament	0.32-0.39	Rubber	0.95-0.97
Zinc-polished commercial pure	0.05	Sand	0.90
Zinc-galvanized sheet	0.23	Snow	0.96-1.00
		Soil	0.92-0.95
		Tape-Masking	0.92-0.95
		Wallpaper	0.85-0.90
		Water	0.95-0.98
		Wood-planed oak	0.82-0.89

Figure II.5 : Emissivité ϵ de quelques matériaux (Yunus and Cengel, 1998)

La quantité de chaleur dégagée par radiation dépend toutefois aussi de la fraction de surface froide exposée à la surface chaude. Dans un système électronique, un composant sera en général entouré d'autres composants chauds, et le transfert radiatif de chaleur sera négligeable si l'architecture du système n'est pas optimisée pour avoir une exposition maximale de surface froide des circuits électroniques.

II.4. Les principes techniques de refroidissements utilisés en électronique

Dans cette partie, nous allons donc décrire les principales techniques de refroidissement utilisées pour le refroidissement des modules de puissances. Il s'agit des dissipateurs à air à convection naturelle ou forcée, des caloducs et des boucles de refroidissement utilisant un liquide caloporteur.

Les systèmes de refroidissement actifs : cette technique est basée sur le transfert de chaleur par convection forcée et nécessite l'utilisation d'une pompe mécanique pour assurer la circulation du fluide caloporteur ainsi qu'un circuit externe afin d'évacuer la chaleur du système vers l'extérieur.

Les systèmes de refroidissement passifs : ils ne nécessitent pas d'alimentation externe ce qui diminue le coup énergétique. Un refroidissement passif peut lui-même être classé en deux sections : direct ou indirect suivant que le fluide caloporteur soit ou ne soit pas en contact avec les composants électroniques.

Dans le cas du refroidissement direct, le fluide de refroidissement doit être diélectrique (résistivité électrique élevée, bonne résistance au claquage), il doit présenter une faible viscosité, une faible tension superficielle et enfin une bonne compatibilité chimique avec les matériaux présents.

Les facteurs intervenant lors de la conception de cette installation sont : la puissance du système, la nature du fluide caloporteur, la température d'entrée, etc. [27]

II.4.1. Refroidissement à air

Les systèmes de refroidissement à l'air sont utilisés pour les éléments électroniques dont la contrainte thermique est faible, l'avantage de cette technique est la mise en œuvre à faible coût et simple à l'utilisation. En constatons deux types de refroidissement à air.

II.4.1.1. Convection naturelle dans l'air

Dans le cas où les composants sont faiblement contraints thermiquement, la solution la plus utilisée aujourd'hui est le dissipateur à air. Dans ce cas, l'échange thermique entre le dissipateur et le milieu ambiant est à la fois convectif et radiatif. Il peut être utilisé avec un ventilateur (convection forcée) ou sans (convection naturelle). Dans ce dernier cas le mouvement est dû à une simple différence de température au sein d'un milieu. Dans le cas de la convection naturelle et pour l'ordre de grandeur des températures qui nous intéressent le coefficient d'échange équivalent ne dépasse pas $15 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Afin d'avoir un ordre d'idée de l'efficacité de ce type d'échange thermique, nous donnerons l'exemple d'une dissipation de 1 W sur une surface de 100 cm² (ordre de grandeur de la surface d'un petit module de puissance). Dans ce cas, l'échauffement est d'au moins 66°C ($bT = \Phi / hS$).

La nécessaire augmentation de la puissance dissipée passe donc par l'augmentation de la surface d'échange entre le dispositif et le milieu ambiant.



Figure II.6 : Exemples de radiateurs à air (ailettes et nids d'abeilles)

La solution la plus rencontrée est le radiateur à ailettes sur **la Figure (a)** mais il existe d'autres types de dissipateurs à air comme les 'nids d'abeille' sur **la Figure (b)** avec un coefficient d'échange équivalent proche de 300 W m⁻²K⁻¹, ce qui correspond à une réduction d'un rapport 20 de l'élévation de la température (**Wilson & Simons 2005**). [25]

II.4.1.2. Convection forcée dans l'air

La convection forcée avec des ventilateurs et en utilisant des gros dissipateurs à ailettes, ce coefficient d'échange équivalent peut augmenter jusqu'à 2000 W m⁻²K⁻¹ selon la société **Aavid** spécialisée dans le refroidissement des composants électroniques.

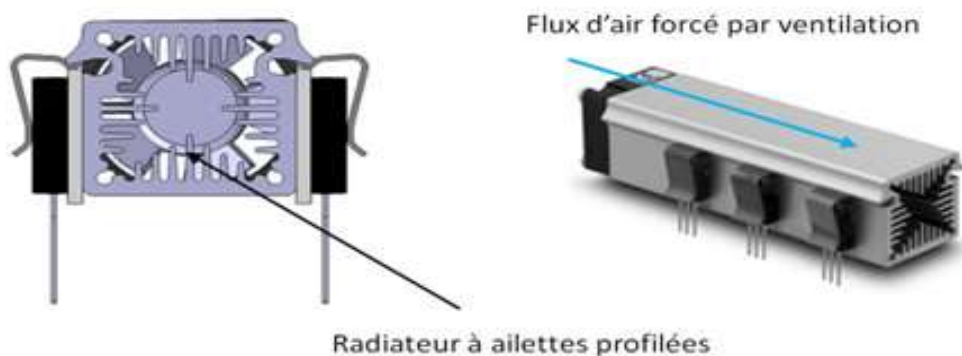


Figure II.7 : Système de refroidissement forcé par air Radiateur

Les principaux avantages de cette technique de refroidissement sont le coût et la facilité de mise en œuvre. C'est donc la solution qui sera privilégiée dans la plupart des cas.

Nous pouvons ajouter que ce type de refroidisseur peut être utilisé sans problème dans des applications haute température, ses performances augmentant même avec la température.

Néanmoins, il dispose de deux défauts importants.

Le premier est la limitation en termes de densité de flux de chaleur dissipée par les composants qui reste inférieure à $100 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Le deuxième est qu'il n'est pas possible d'utiliser cette solution dans les cas où le système électronique est confiné (circulation d'air difficile ou impossible).

Afin d'offrir une réponse à ces deux limites, nous allons voir dans la partie suivante qu'il est possible d'associer un caloduc au dissipateur. [25]

II.4.2. Refroidissement avec un liquide

Comme cela est mentionné ci-dessus, la valeur du coefficient d'échange convectif h est limitée dans le cas de l'air. Cette limitation est due essentiellement à sa faible conductivité thermique.

Cependant, l'air peut être remplacé par un autre fluide afin d'augmenter la valeur de h et donc la puissance évacuée. Dans de nombreux cas, le fluide utilisé pour la convection forcée est l'eau. Ceci est dû à sa très bonne capacité calorifique, sa conductivité thermique et à sa simplicité d'utilisation, sans oublier son bas coût et sa disponibilité.

Dans d'autres cas, on peut aussi avoir recours à des fluides diélectriques comme le fluorent le middle, le R12 (**Luc Meysenc 1992**)

Dans le cas de la convection forcée sans changement de phase, le coefficient d'échange équivalent peut atteindre dans certains cas des valeurs proches de $105 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Cela veut dire que, par rapport à un échange avec l'air, la chute de température peut être divisée par 50.

Les densités de puissance évacuables par les composants semi-conducteurs peuvent alors atteindre plusieurs centaines de Watts par cm^2 (**Garimella & Sobhan 2003**). Avant d'entrer dans le détail des principales techniques utilisées pour le refroidissement avec un liquide, nous présentons sur la **Figure II.8** le principe général d'une boucle de refroidissement liquide. La pompe sert à faire circuler le fluide dans la boucle.

Ce fluide absorbe la chaleur produite par les composants et la cède au dissipateur à ailette comme dans le cas du caloduc, la boucle sert donc seulement d'intermédiaire entre le composant et le dissipateur à air. [27]

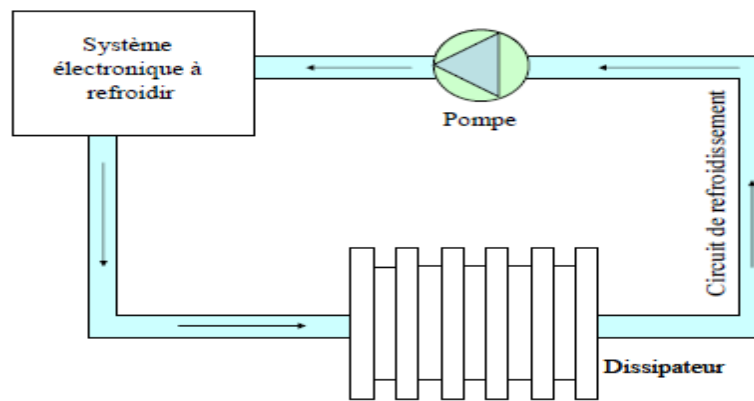


Figure II.8 : Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide

Les performances thermiques des boucles liquides dépendent principalement de la technique de refroidissement qui est utilisée pour effectuer l'échange convectif entre le composant et le liquide caloporteur.

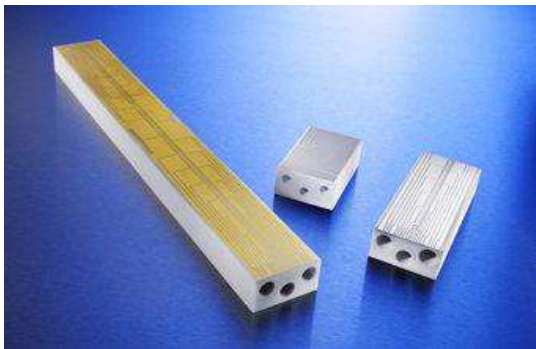


Figure II.9 : Refroidissement liquide à mini-canaux

En effet, cet échange convectif peut être effectuée avec ébullition ou non. Comme nous le verrons dans la partie suivante, cela dépend aussi de la technologie du refroidisseur. Celui-ci peut être réalisé avec des jets ou, plus rarement, avec un spray. [25]

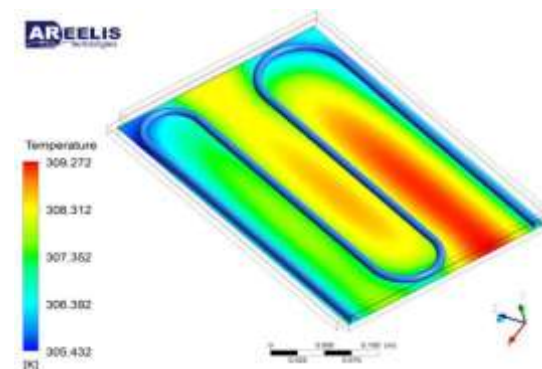


Figure II.10: Refroidissement liquide à plaque froide (AREELIS Technologies) [26]

II.4.3. Refroidissement par spray cooling

Avec les liquides, plusieurs solutions sont possibles : utiliser le fluide comme simple caloporteur, augmenter les échanges convectifs par des jets, ou bénéficier de l'évaporation du liquide. Le refroidissement à l'aide d'un jet de liquide atomisé ou « spray cooling » exploite ces trois modes.

Le principe consiste à pulvériser un liquide proche de la paroi que l'on souhaite refroidir (**figure II.11**). Les échanges se produisent au niveau de :

- L'impact des gouttelettes du jet atomisé sur la paroi produisant un échange convectif élevé du fait de leur vitesse.
- L'évaporation de la gouttelette qui ``capte" l'énergie thermique de la paroi pour compenser l'énergie utilisée pour le changement de phase (chaleur latente).
- L'évacuation de la chaleur par le film liquide formé à la surface de la paroi.

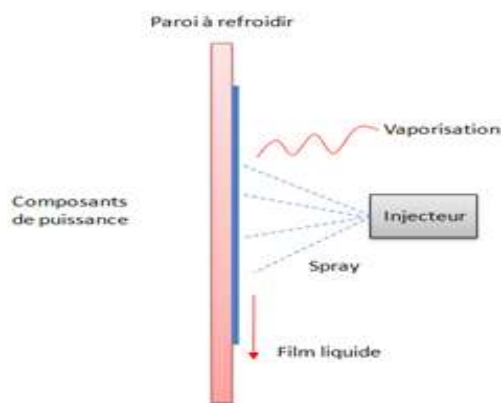


Figure II.11 : Principe du spray

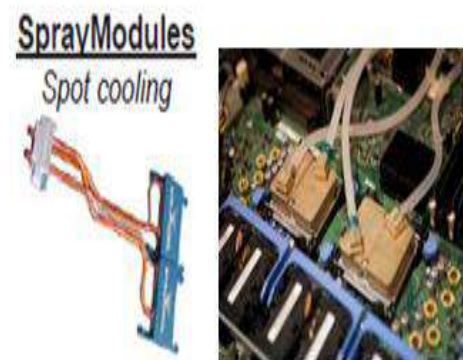


Figure II.12 : Exemples de modules spray cooling (SPRAYCOOLL)

De manière plus précise le principe est le suivant. Lorsque, dans des conditions données de pression, on apporte un flux de chaleur suffisant à un liquide, sa température augmente jusqu'à une certaine valeur, la température d'ébullition, puis une partie de plus en plus grande passe à l'état gazeux, la température restant sensiblement constante. La quantité de chaleur nécessaire à cette transformation d'une unité de masse est l'enthalpie de vaporisation.

Ce phénomène est réversible et, lors du retour à l'état liquide (condensation), cette quantité de chaleur est restituée. La circulation d'un fluide entre deux points, à l'état de vapeur dans un sens et à l'état liquide dans l'autre, permet donc un transfert de chaleur de l'un vers l'autre.

La température d'ébullition étant une fonction croissante de la pression, dans les systèmes à volume constant, la pression et la température croissent simultanément au fur et à mesure.

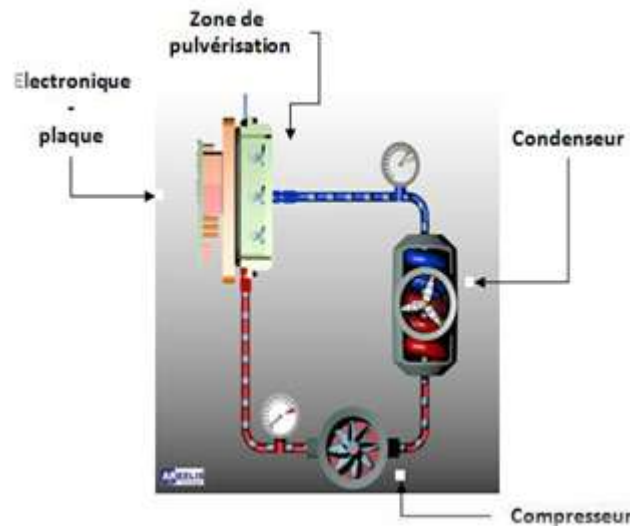


Figure II.13: Description des différents organes du

Qu'une quantité plus grande de liquide se transforme en vapeur (Estes and Mudawar, 1995). La **figure II.13** montre les différents organes d'un système spray cooling : condenseur, compresseur, plaque et zone de pulvérisation. [26]

II.4.4.refroidissement par caloducs

Un caloduc est un système qui prélève de la chaleur en un point et la redistribue vers un autre grâce au changement de phase d'un fluide caloporteur. Le mouvement du fluide est effectué sans utiliser de pompe ou autre artifice mécanique. Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Généralement il est composé de trois parties : l'évaporateur, le condensateur et la zone adiabatique.

Le principe de fonctionnement des caloducs est représenté sur la **Figure II.14**. Au niveau de l'évaporateur, le liquide prend une forme gazeuse et va vers le condenseur où il reprend sa forme liquide. Il est alors ramené vers l'évaporateur grâce au réseau capillaire qui joue le rôle de moteur du caloduc.

L'intérêt essentiel du principe caloduc est qu'il génère entre la zone d'évaporation (source chaude) et la zone de condensation (source froide) une différence de température très faible. On dit alors que le caloduc joue le rôle de court circuit thermique.

Ce phénomène bien connu a été quantifié par plusieurs auteurs (Gao & Zampino 2010) (Hopkins et al. 1999) qui ont montré que la valeur de la conductivité équivalente de l'espace vapeur pouvait atteindre des valeurs cent fois supérieures à celle du cuivre.

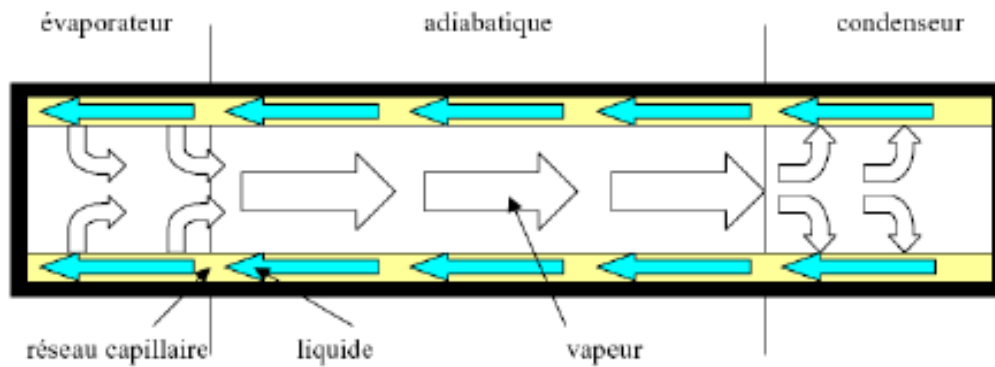


Figure II.14 : Principe de fonctionnement d'un caloduc

En particulier dans le domaine de l'électronique de puissance, des études ont montré qu'il était possible de les intégrer dans les substrats DCB ou directement dans le silicium fixés sous la puce (Ivanova 2005).

Dans les applications les plus courantes, les caloducs permettent de transporter des flux de chaleur de quelques dizaines à quelques centaines de Watt en fonction de leur taille. Les longueurs courantes des caloducs utilisés pour le refroidissement des composants électroniques de puissance sont comprises entre 100 et 1000 mm avec des diamètres de 2 à 15 mm.

En conclusion, cette technique de refroidissement permet d'améliorer le refroidissement à air classique. En effet, les limites en termes de densité de flux de chaleur au niveau des composants de puissance peuvent atteindre les 150 W.cm^{-2} (voire les 200 W.cm^{-2} pour quelques cas particuliers) car la chaleur est amenée de manière plus homogène au niveau du dissipateur.

L'énorme avantage de la solution caloduc est la possibilité d'extraire la chaleur de zones difficilement accessibles sans utiliser de pompe pour la circulation du fluide. C'est également un dispositif assez facile à mettre œuvre. [25]

II.4.5. Refroidissement par jets

Le refroidissement par jets est une solution privilégiée dans les applications industrielles où on cherche à extraire un flux de chaleur intense sur une surface. Cette technique est largement utilisée dans le domaine aéronautique pour refroidir les aubes de turbines ou les chambres de combustion des moteurs de nouvelles générations. L'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants modernes et le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné.

Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets impactant. On utilise dans certains cas des jets de fluide diélectrique en projection directe sur les éléments semi-conducteurs.

En comparaison aux systèmes de refroidissement par spray, le refroidissement par jets est utilisés dans l'aéronautique sur des éléments de plus grandes surfaces (aubes de turbines, chambre de combustions...). L'élément à refroidir est alors mis en contact avec un échangeur dont les parois par les jets impactant (**figure II.15**). Sur des éléments semi-conducteurs et fluides diélectrique peut être utilisé en projection directe (Thibault, 2009).

L'efficacité de ce système de refroidissement dépend du nombre de jets, du diamètre du jet du fluide et du débit de liquide, mais la puissance évacuée par le refroidissement par jets et de l'ordre de quelques centaines de $W.cm^{-2}$. Ce type de refroidissement actif nécessite l'implantation d'un circuit hydraulique complet (pompe, échangeur), ainsi qu'un système de pressurisation du fluide.

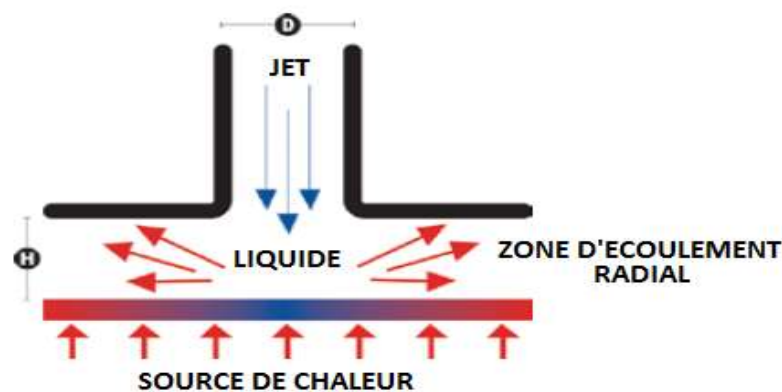


Figure II.15 : Refroidissement par jets

Comme pour le spray-cooling, le réglage du débit du jet, de la zone d'impact et de la distance du jet sont des paramètres importants à prendre en considération et qui demandent un travail important en amont de l'installation du système. [26]

II.5.Synthèse des systèmes de refroidissement :

Le tableau ci-dessous résume les différentes techniques de refroidissement développées dans cette étude, en mettant en avant leurs avantages, inconvénients et gammes de flux thermiques pouvant être dissipée. Ces systèmes sont classés par ordre croissant de flux thermique pouvant être dissipés.

Remarque : Les valeurs de dissipation dépendent de la configuration, et les valeurs fournies ne sont qu'indicatives.

Système	Avantages	Inconvénients	Flux thermique maximal dissipée (W.cm ⁻²)
Convection naturelle (air)	Très simple à mettre en œuvre	-Nécessite une adaptation de l'architecture -Utilisable pour de petites puissances uniquement	0.01 à 0.1
Convection forcée (air)	-Simple à mettre en œuvre -Contrôlable de l'extérieur	-Introduction de poussières -Nécessite un ventilateur	0.1 à 70
Convection forcée (fluide)	-Simple Plus efficace que l'air -Contrôlable de l'extérieur	-Système actif	10 à 350
Caloduc	-Pas de pièce en mouvement - Simple et robuste -Système passif	La forme peut poser un problème dans l'intégration	5 à 250
Jets	-Applicable sur de grande surface	-Nécessite un lourd équipement (pompe, régulateur de débit, réservoir de stockage) -Consommation d'énergie	100 à 350
Spray Cooling	-Bon recouvrement spatial de la zone à refroidir. -Permet un refroidissement à la demande et localisé	Complexité réglage des injecteurs -Pressurisation du liquide avant injection -Système actif	500

Tableau II.1: les différentes techniques de refroidissement. [26]

II.6.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons rappelé de manière synthétique les principaux outils théoriques pour appréhender la gestion thermique. Nous nous sommes limités aux principales notions que nous avons utilisées dans nos travaux, nous avons ensuite passé en revue les différentes techniques de refroidissement des composantes électroniques utilisé et son développement, trois grande techniques sont couramment admises :

1. Le refroidissement à air.
2. La convection forcée avec un liquide.
3. Les caloducs

III.1. introduction

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

Beaucoup de phénomènes physiques peuvent être modélisés par des équations différentielles et non linéaire; par exemple le flux d'un fluide dans un tuyau et tous les phénomènes de mécanisme des fluides. Mais la résolution de ces équations analytique est souvent difficile.

Pour cela ont fait des analyses numérique des ces phénomènes pour la mieux comprends et trouve des solutions si possible.

Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulement et de transfert de chaleur en peut citer :

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

Chaque méthode de résolution numérique contient une phase de maillage et une phase de discrétisation.

III.2. les résolutions numériques

Les trois grandes méthodes numériques utilise pour la résolution des problèmes sont:

III.2.1. La méthode des différences finies: consiste à discrétiser les équations continues aux nœuds d'un maillage prédéfini en calculant chaque dérivée partielle à l'aide de séries de Taylor tronquée pour obtenir des équations linéaires reliant la valeur des inconnues en un nœud aux valeurs de ces mêmes inconnues aux nœuds voisins.

III.2.2. La méthode des éléments finis : le principe c'est le réside dans le découpage du domaine d'étude en domaines élémentaires de dimension finie. Ces domaines appelés éléments finis, la fonction inconnue est approchée par un polynôme avec un degré varie mais reste faible en générale. Le type de maillage réalisée une partition du domaine d'étude.

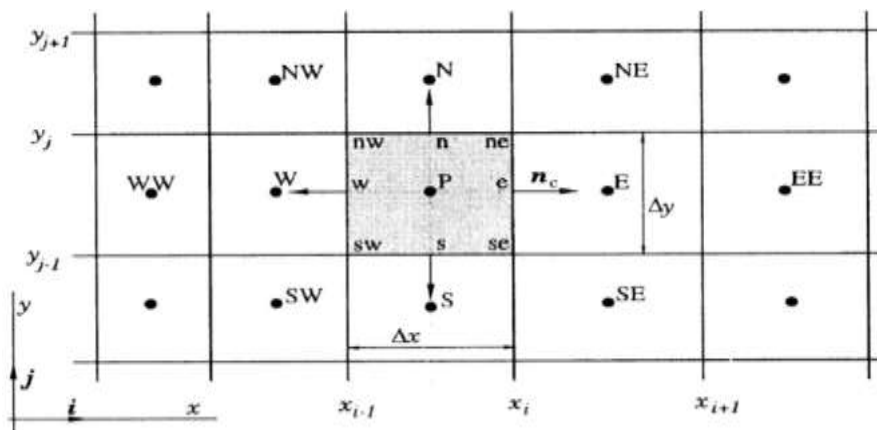
Cette partition généralement appelée discrétisation doit respecter certaines règles pour obtenir un bon résultat.

III.2.3. La méthode des volumes finis : La méthode des volumes finis est l'approche par excellence utilisée en mécanique des fluides numérique. Elle repose sur un principe aussi valable en vie courante, en politique qu'en démarche scientifique. C'est le principe 'diviser pour régner', qui est très efficace en tant qu'approche scientifique.

Donc l'approche consiste à diviser le domaine de calcul en plusieurs petits volumes qui ne se chevauchent pas et dont la somme fait exactement le volume du domaine de calcul à étudier. C'est très important pour assurer le principe de conservation et surtout la conservation des flux entre l'entrée et la sortie du domaine de calcul.

En résumé, cette méthode nous donne un bilan local des flux dans un petit volume de contrôle.

La façon de discrétisation est présentée à la **figure III.1**



Où : **Figure III. 1:** Maillage bidimensionnel.

P: Nœud considéré ; W: Nœud "West"; E: Nœud "East"; W : interface "West" du volume de contrôle (VC) ; e : interface "East" du VC ; Δx : largeur du VC étudié ; Δy : longueur du VC étudié.

III.3. Éléments mathématiques de base équations gouvernantes

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir: la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

- ✓ La loi de conservation de masse (équation de continuité).
- ✓ La loi de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes).

✓ La loi de conservation d'énergie (équation de l'énergie) [28].

III.3.1. la loi de conservation de masse (équation de continuité)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad \text{III.1}$$

Où $j=1, 2, 3$: indice de sommation.

L'aire est considérée comme étant un fluide incompressible ($\rho = \text{constant}$), l'équation III.1 devient alors :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad \text{III.2}$$

III.3.2. la loi de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) (Béja, 1993) [29]

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad \text{III.3}$$

III.3.3. la loi de conservation d'énergie (équation de l'énergie) [29]

$$\rho C_p (\partial u_i) \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q_v \quad \text{III.4}$$

Où :

K : la conductivité thermique.

C_p : la chaleur spécifique à pression constant.

ρ : la masse volumique.

q_v : 0 (dans le cas 2D), $q_v \neq 0$ (dans le cas 3D).

μ : viscosité dynamique du fluide.

III.4. l'écoulement de fluide

III.4.1. définitions

- **Écoulement adiabatique d'un gaz parfait** : Cet écoulement adiabatique qui ne respecte pas l'évaluation de la section d'un écoulement isentropique

est essentiellement irréversible. Il est extrêmement fréquent en pratique et est appelé écoulement de Fanno.

- **Écoulement réversible d'un gaz parfait :** Cet écoulement appelé écoulement de Rayleigh, qui a lieu à la section constante en respectant la réversibilité, ne peut se développer qu'avec un échange thermique contrôlé. Cette nécessité le rend peu fréquent en pratique. Écoulement isentropique d'un gaz parfait écoulement (adiabatique+réversible).
- **Écoulement de paroi :** C'est un écoulement en conduite à couche limite paroi lisses ou rugueuses, il représente de très nombreuses applications pratiques.
- **Écoulement libre** Sans frontières matérielles on distingue deux catégories :
 1. Écoulement où les contraintes de cisaillement existent dans toute sa partie utile. Il s'agit de jets, sillage, couche de mélange. Ce type d'écoulement présente toujours un point d'inflexion du profil des vitesses (caractère instable).
 2. Écoulement où la production d'énergie due au cisaillement est localisée dans l'espace. Il s'agit par exemple de turbulence de grille. Leur intérêt est plutôt fondamental. [27]

III.4.2. le régime d'écoulement

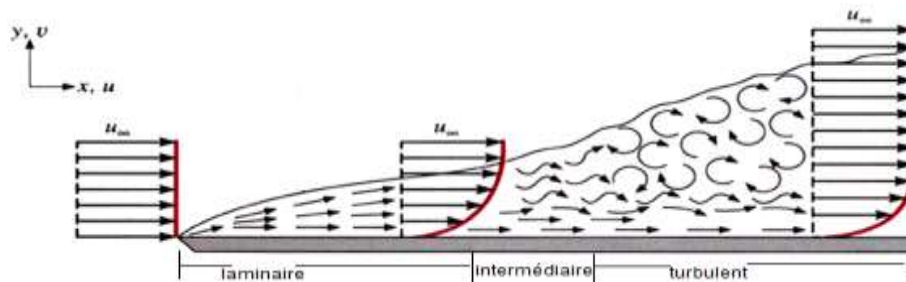


Figure III.2 : les trois régimes d'écoulement

Les expériences réalisées par Reynolds montrent qu'il existe deux types de régimes d'écoulement : laminaire et turbulent selon le nombre adimensionnel (Re).

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{V D}{\nu}$$

III.5

On a : $Re < 2000$ régime laminaire.

$2000 < Re < 3000$ régime intermédiaire.

$Re > 3000$ régime turbulent.

III.4.3.principe de la couche limite

Le terme couche limite a été introduit par en 1904 par **Ludwig Prandtl**. Près de la paroi se développe des couches limites thermiques et hydrodynamiques dans lesquelles les variations de la vitesse et de la température s'observent (**Figure III.3 a et b**).

III.4.3.1.Couche limite dynamique : La couche limite hydrodynamique est caractérisée par la présence de gradients de vitesses et de contraintes de cisaillement. Son paramètre clé est le coefficient de frottement. (**Figure III.3 (a)**)

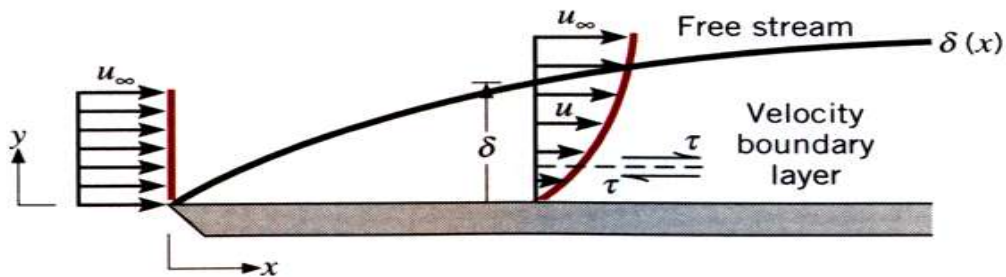


Figure III.3 a : la couche limite dynamique

III.4.3.2.Couche limite thermique : La couche limite thermique est caractérisée par la présence de gradients de températures. Son paramètre clé est le coefficient d'échange thermique par convection. (**Figure III.3 (b)**) [30]

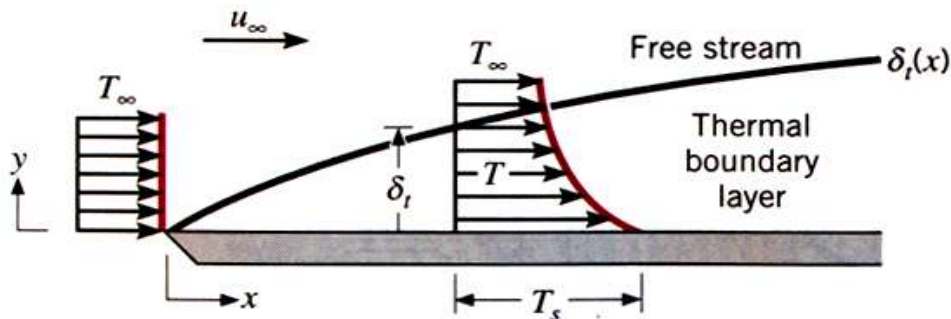


Figure III.3 b : la couche limite thermique

III.5. Les principales modélisations de la turbulence

En vue de l'amélioration du traitement de fluctuations induites par la turbulence dans le mouvement d'une particule, dans le code du calcul (ANSYS CFX 15.0), Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent : la simulation numérique directe **DNS** dans laquelle on cherche à représenter la totalité des phénomènes physiques la simulation des grandes échelles **LES** dans laquelle on représente seulement les plus gros tourbillons en fonction du temps, et la simulation moyennée dans laquelle on représente seulement l'écoulement moyen **RANS**. [33]

Le code de calcul CFX permet d'utiliser différents modèles de turbulence, parmi les quels, on distingue deux grandes catégories de modélisation :

III.5.1. Modèles à viscosité turbulente (modèle du 1^{er} ordre) (Eddy viscosité turbulence models)

Ces modèles sont basés sur l'hypothèse de Boussinesq qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide de la viscosité turbulente. Relativement facile à utiliser cependant, la qualité de modélisation de μ_t influe directement sur la qualité de l'écoulement moyen.

III.5.2. Modèle du 1^{er} ordre (Reynolds stress turbulence models)

La modélisation se porte sur des moments d'ordre supérieur, les tensions de Reynolds sont calculées directement. La mise en œuvre est plus délicate mais les résultats sont de meilleure qualité. On pratique également selon le nombre d'équation d'évolution supplémentaire du modèle (n'introduisant pas de nouvelles inconnues).

Modèle du 1^{er} ordre

- Zéro équation au modèle de longueur de mélange
- Les modèles à deux équations (k- ϵ , RNG K- ω , SST, BSL, Eddy viscosité transport).

Modèle du 2^{er} ordre

- **Sept équations :** Reynolds stress équation model (BSL-RS, SSG-RS, LRR-RS, QI-RS, ω -RS). Notons que parmi ces modèles, on a utilisé le modèle SST pour le calcul de la distribution de la vitesse.

III.5.3. la viscosité turbulente

Les modèles utilisant la notion de viscosité turbulente reposent sur l'existence, au sein des couches cisillées à grand nombre de Reynolds, d'une région assez étendue d'équilibre approximatif entre la production d'énergie turbulente (extraite des grosses structures) et la dissipation turbulente (dissipée aux petites échelles), échanger entre l'écoulement moyen et l'écoulement fluctuant :

$$\frac{\text{production}}{\text{dissipation}} \approx 1 \quad \text{III.6}$$

Cet équilibre production/dissipation justifie localement la notion de viscosité turbulente (Argument d'isotropie locale) correspondant en fluide compressible à :

$$\tau^t = 2\mu_t S \quad \text{III.7}$$

Avec τ^t le tenseur de Reynolds et s le tenseur des taux de déformation, dont les composantes sont définies par:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{III.8}$$

A l'équilibre strict (Production/dissipation=1) Dans une région de l'espace, l'expression de μ_t peut être établie de façon assez sûre. Au voisinage de (Production/Dissipation)=1 il est toujours possible d'utiliser une modélisation plus complexe (comme le modèle k- ϵ) mais sa validité est moins certaine.

Pour Production/Dissipation=1, tout devient compliqué !! Non seulement la possibilité de calculer simplement la valeur de μ_t disparaît- mais en plus la notion même d'une viscosité turbulente μ_t scalaire est perdue (d'où le développement de modèles plus sophistiqués avec transport des composantes du tenseur de Reynolds : les modèles RSM).

Cette viscosité turbulente est évaluée, par analogie avec la viscosité moléculaire, comme le produit d'une échelle de vitesse u et d'une échelle de longueur l , caractéristiques de la turbulence.

Elle peut s'obtenir à partir d'une relation algébrique, d'une ou plusieurs équations de transport.

III.5.4. Modèle k- ϵ

Le modèle le plus utilisé aujourd'hui pour les applications industrielles et des calculs D'écoulement et de transfert de chaleur sont les modèles de viscosité à deux équations (**k- ϵ**), développé par **lauder et spalding** [31].

Le modèle {k- ϵ } standard est un modèle semi empirique basé sur les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k et de sa dissipation ϵ . L'équation modélisée de l'énergie turbulente est dérivée de l'équation exacte. Celle de la dissipation est obtenue sur la base d'un raisonnement physique.

III.5.4.1. Equation de l'énergie cinétique

Elle est donnée par l'expression suivante :

$$\bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu t}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} - \epsilon \quad \text{III.9}$$

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

$$\mu_t = \rho C\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{III.10}$$

III.5.4.2.L'équation de transport de taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

$$\bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C1\nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_1} \right) \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_j} \frac{\varepsilon}{k} - C2 \frac{\varepsilon}{k} \quad \text{III.11}$$

Les constantes usuelles du modèle de la turbulence k-ε ont été obtenus a partir de l'expérience ou de la théorie. Elles ont les valeurs suivantes :

$$C\mu = 0.09 ; C1=1.44 ; C2=1.92 ; \sigma_k=1 ; \sigma_\varepsilon=1.3$$

Pour notre application, le modèle de fermeture k-ε a été choisi par ce qu'il permet de réaliser un bon compromis entre son niveau de sophistication et son efficacité numérique.

III.5.5. Model de turbulence SST (shear stress transport) [32]

Sous un gradient de pression défavorable, le décollement joue un rôle important près de la paroi (intensification du transfert de chaleur). Le modèle shear stress Transport (SST) a démontré ces possibilités de prédictions précises de la séparation dans de nombreux cas.

L'idée derrière le SST est de combiner le modèle k - ε et le modèle k -ω à l'aide de Coefficients d'amortissements f_1 .

f_1 est égale à 1 près de la paroi et zéro loin de cette dernière. Il active le modèle de wilcox (K-ε) dans la région près de la paroi et le modèle k-ω pour le reste de l'écoulement. Par cette approche, l'exécution du modèle Wilcox, peut être utilisé sans eue1lrs potentielles.

La formulation du modèle de SST est comme suit :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = p_{\text{moy } k} - \beta * \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad \text{III.12}$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} p_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2\rho \sigma \omega \frac{21}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\omega y}{\partial x_j} \quad \text{III.13}$$

$$\Gamma = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma k} ; \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma k} ; p_k = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} ; p_{\text{moy } k} = \min(P_k, C1\varepsilon) \quad \text{III.14}$$

Les coefficients φ_1, φ_2 et du modèle sont des fonctions de:

$$\varphi = f_1 \varphi_1 + (1 - f_1) \varphi_2 \quad \text{III.15}$$

Où les coefficients du modèle k- ε et du modèle k- ω sont respectivement égales à :

$$\sigma_{k1}=2.0; \quad \sigma_{\omega_1}=2.0; \quad k=0.41; \quad \gamma_1=0.5532; \quad \beta_1=0.0075; \quad \beta^*=0.09; \quad C_1=10;$$

$$\sigma_{k2}=2.0; \quad \sigma_{\omega_2}=1.168; \quad k=0.41; \quad \gamma_2=0.4403; \quad \beta_2=0.0828; \quad \beta^*=0.09;$$

III.6. conclusion

Dans ce chapitre, Nous avons présenté la formulation mathématique à partir des équations de Navier-Stokes. La complexité du problème physique étudié, le principe de la couche limite le régime d'écoulement et les modèles de la turbulence.

Dans cette étude on s'intéresse par le régime d'écoulement laminaire .la seule approche envisager ici est la méthode numérique, parmi les méthodes numériques utilisées, on cite la méthode des différences finis, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis, ce dernier reste la plus utilisée dans la plupart des codes de calcul CFD (Computational Fluid dynamique) qui résolvent numériquement les équations moyennées de la turbulence.

IV.1 Présentation du code CFX

IV.1.1 Introduction

La méthode des volumes finis a été introduite dans le domaine du calcul numérique des écoulements par McDonald (1971), Mac-Cormack et Pully (1972), pour la résolution des écoulements bidimensionnels, et par Rizzi et Inouye (1973) pour la résolution des écoulements tridimensionnels. L'avantage de la résolution par la méthode des volumes finis réside dans le caractère conservatif des équations, ainsi que dans la simplicité de la discrétisation du domaine d'écoulement.

IV.2. Description du code de calcul CFX-15.0

Dans notre étude de simulation nous avons utilisé le code de calcul CFX- 15.0 qui fournit l'exactitude, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes. Pour interpréter les résultats, le logiciel CFX 15.0 intègre trois modules principaux qui est lié entre eux par le déroulement des informations du problème étudié pour une analyse CFD.

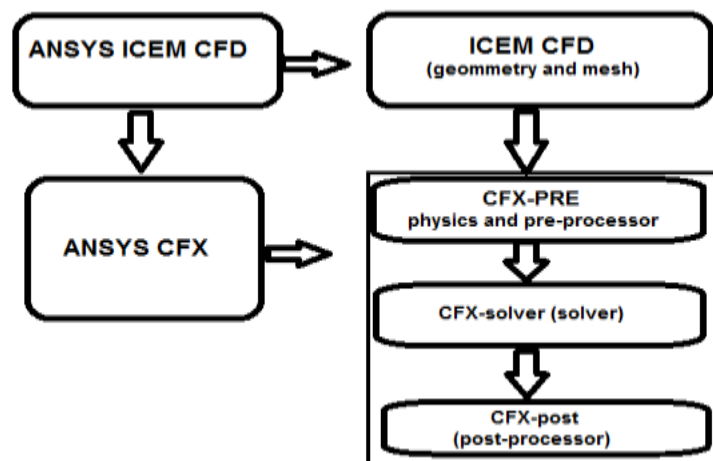


Figure IV.1: schéma représente la structure générale de solution par le logiciel

IV.2.1. ICEM CFD

Ce module intégré dans la plateforme CFX-15.0, permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale recours bien qu'assez simple. Dans le cas de notre travail on a fait à l'ICEM CFD (**Figure IV.2**) l'un des avantages de ce logiciel, c'est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes.

Pour le maillage, ICEM CFD.CFX utilise des structures mono ou multi blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, entre autre le maillage tétraédral et hexaèdre. Pour chaque configuration (géométrie–maillage) un fichier de donnés (mesh) doit être exporté ver CFX-15.0.

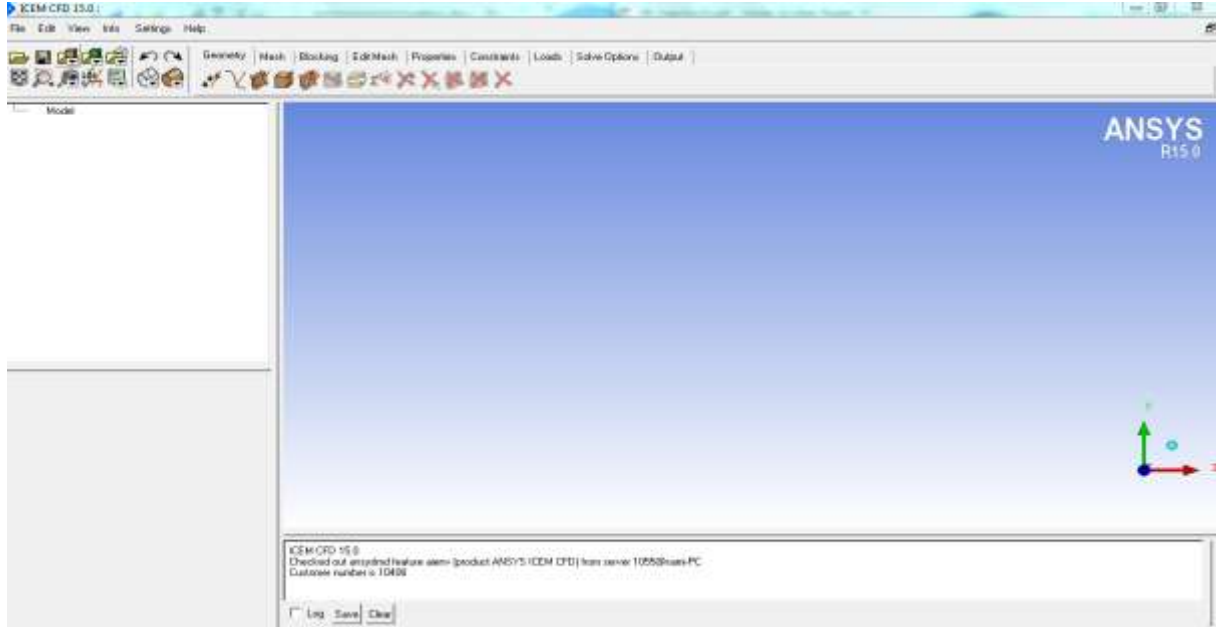


Figure IV.2 : ICEM CFD 14.5

IV.2.2. CFX-Pre

CFX-Pre offre une interface moderne, cohérente et intuitive pour la définition des problèmes complexes de CFD (Figure IV.2). CFX-Pre peut lire plusieurs maillages d'une variété de sources. L'utilisateur est guidé dans la définition physique en se déplaçant le long de bar d'outil 'Définie', qui présente les étapes principales dans la définition du problème. La création et la modification des objets physiques sont présentées par une interface utilisateur avec les panneaux tabulés fournissant l'accès facile aux détails des modèles. La définition en évolution des problèmes est montrée dans le 'Object sélecter' qui montre les objets principaux qui peuvent être choisis pour accéder à n'importe quelle étape de la définition du problème. Les erreurs qui se produisent pendant la définition ou la modification du problème sont montrées à l'aide d'un codage de couleur dans le 'Object sélecter', ou par l'intermédiaire des messages descriptifs dans le panneau de message physique. Une fois que la définition de problème est complète, il faut exporter un fichier de définition (def) ver le module CFX pour avoir la solution du problème.

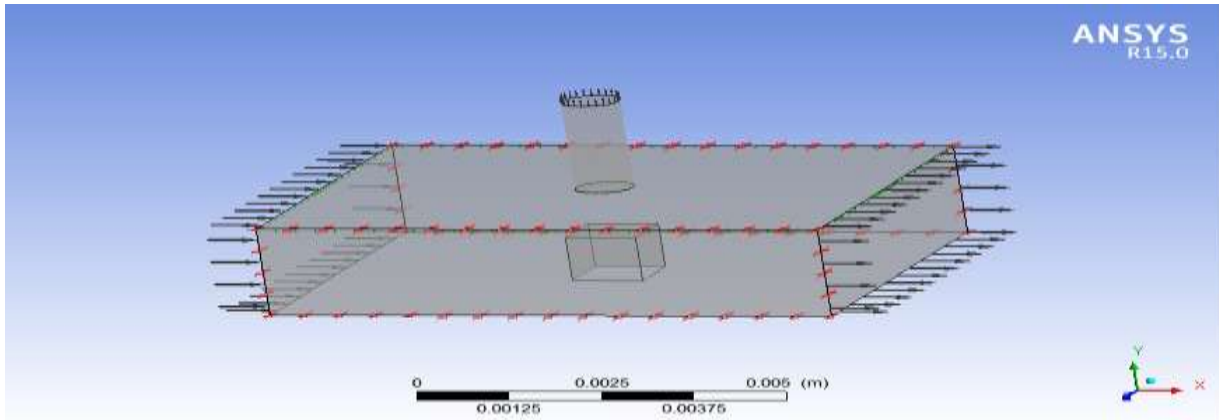


Figure IV.3: géométrie en CFX-Pré avec les conditions aux limites

IV.2.3. CFX-Solver

Il permet de résoudre le problème thermique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pré sont résolues par CFX Solver pour une erreur bien définie ou un nombre d'itération maximale. Tous les résultats sont stockés dans un fichier (.res).

CFX- Solver Manager

Il fournit une interface graphique au CFX-Solver (**Figure IV.4**) afin de fournir des informations sur l'évolution de la solution et une manière facile de le commander. Ces fonctions principales sont les suivantes :

- Indiquer les dossiers d'entrée au solver CFX-15.0.
- Lancer ou arrêter la simulation avec le solver CFX-15.0.
- Modifier certain paramètre dans le fichier de définition.
- Surveiller la progression de la solution avec le solver CFX-15.0.
- Lancer une autre simulation en parallèle.

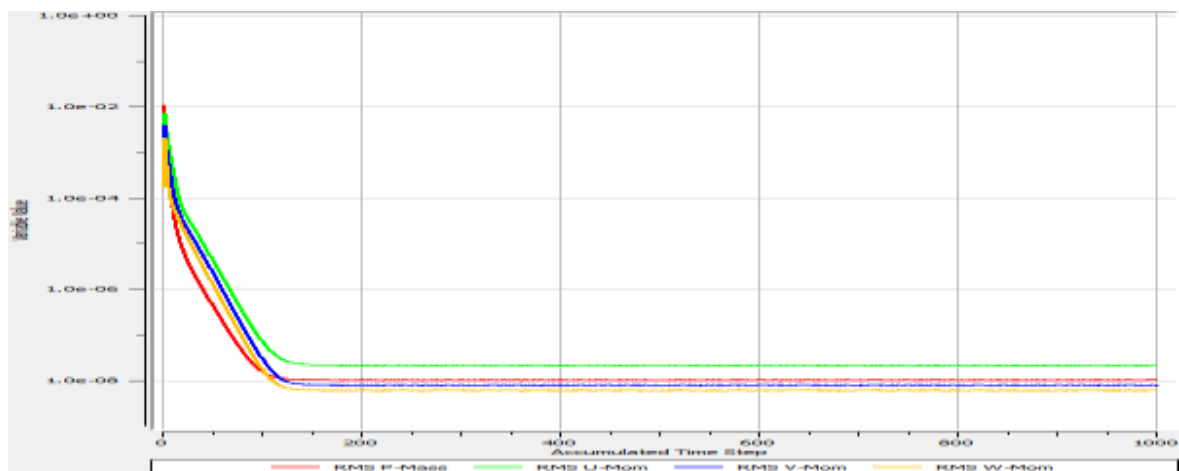


Figure IV.4: progression de la solution convergence pour le champ moyen d'écoulement

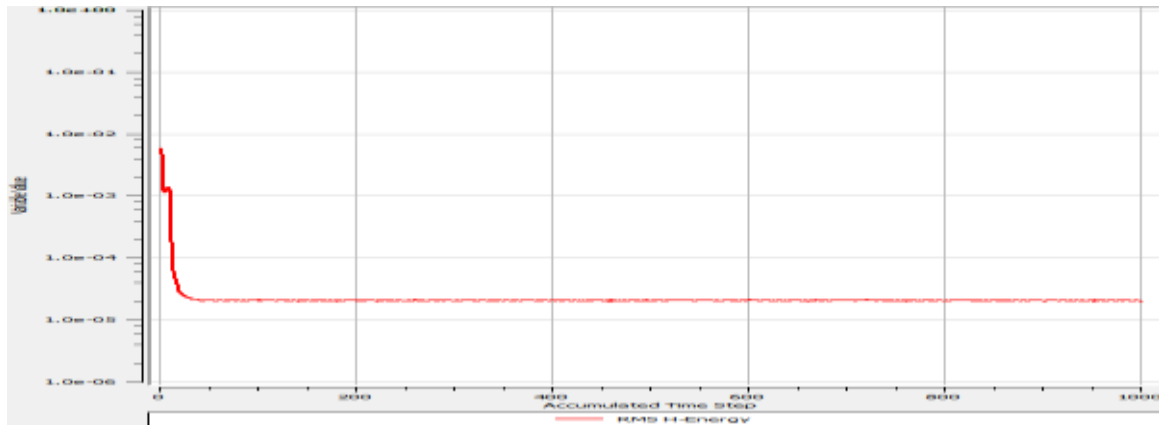


Figure IV.5 : progression de la solution convergence pour le transfert de chaleur

IV.3. Modèle de turbulence

Le code de calcul ANSYS CFX est doté de plusieurs modèles fermeture basée sur l'approche statique (RANS) :

- Le model $k-\varepsilon$ et ses variantes.
- Le model de turbulence $k-\omega$ standard.
- Le model k - SST (shear-stress transport).

On s'intéresse à ces modèles de turbulence, puisque ANSYS CFX propose d'autre modèles tels que (LES, sqart-allmars.....).

IV.4.Méthodologie de travail

IV.4.1.Introduction

L'étude présentée ici, concerne un cube chauffé à 75°C placé dans un écoulement d'air forcé à 20°C . Le cube est exposé aussi à un jet perpendiculaire à 20°C . La configuration géométrique ressemble à celle étudiée expérimentalement par **Masip et al [21]**. L'écoulement principal est maintenu à un nombre de Reynolds de 3410 , calculé sur la base de la hauteur du canal ($H=2h$, où h est la dimension de l'arête du cube et vaut 15 mm) et de la vitesse débitante ($U=1.705\text{ [m/s]}$). Coté jet impactant, deux nombre de Reynold a été considéré correspondant au rapport suivants : $Re_j/Re_h=0.5 ; 1 ; 1.5$. Les nombres de Reynolds du jet sont calculés sur la base du diamètre du jet ($D=12\text{ mm}$) et de sa vitesse débitante $U_j=2.131\text{ [m/s]}$. Notre simulation est reproduite pour des valeurs différentes de la rugosité du cube 0.05 et 0.1 [mm] pour les nombre de Reynolds 3410 et 8880 pour le rapport $Re_j/Re_h=0.5 ; 1 ; 1.5$. Le but est de voir l'influence de la de la rugosité sur l'amélioration du refroidissement du composant au non.

IV.4.2.Création de la géométrie

Le module ANSYS ICEM CFD permet de construire la géométrie du système étudié. Cette géométrie est construite à partir de : Points, Courbes, Surfaces et Volume.

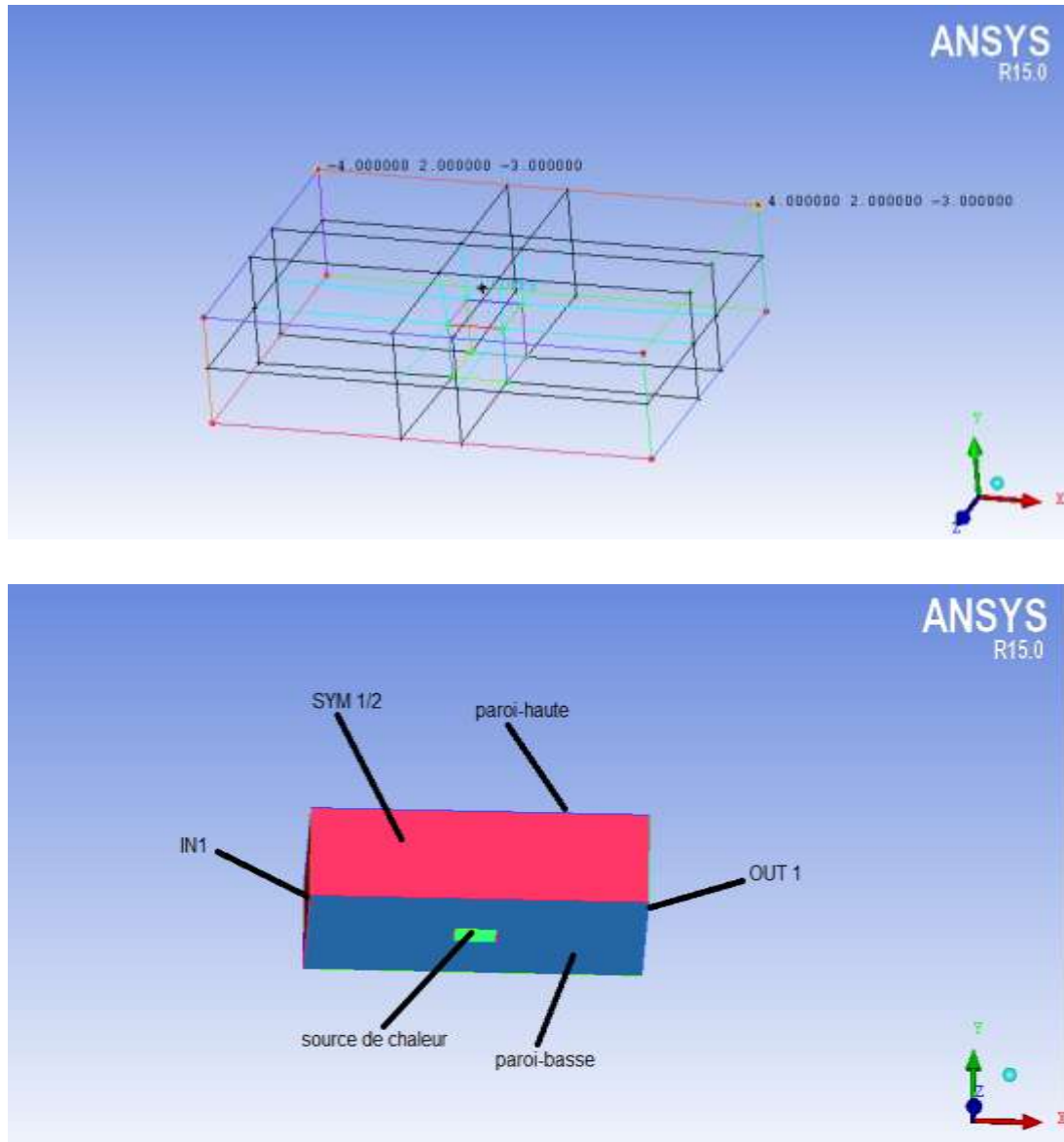


Figure IV.6 : géométrie sur ICEM CFD pour un canal horizontal contenant un composant électronique

La deuxième partie de notre géométrie est une cylindre représente un canal horizontal pour le passage du jet impactant (**Figure IV.7**).

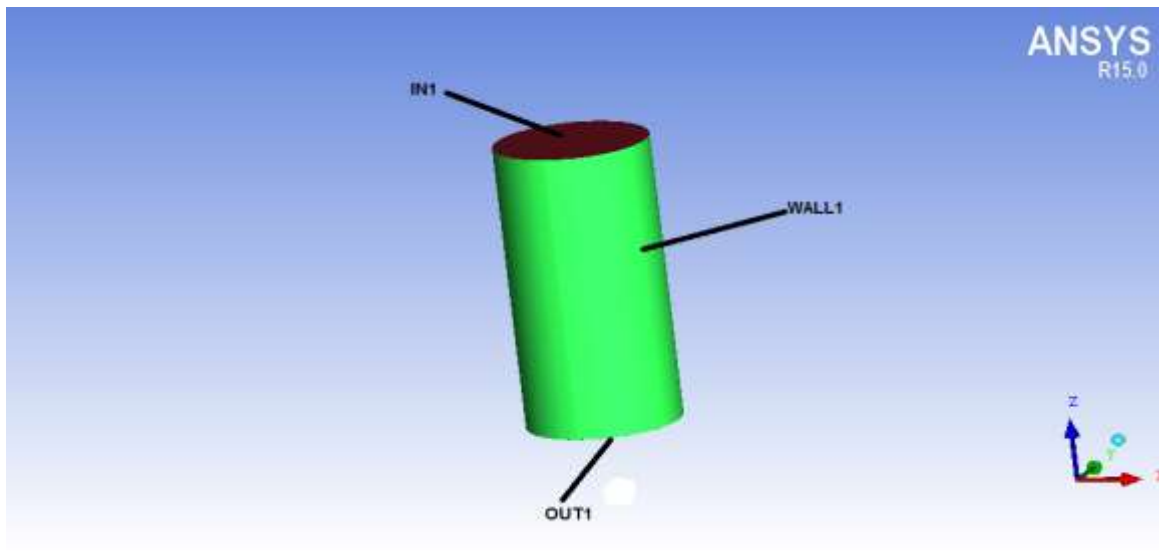


Figure IV.7: géométrie sur ICEM CFD pour le jet du canal horizontal.

Le domaine de calcul :

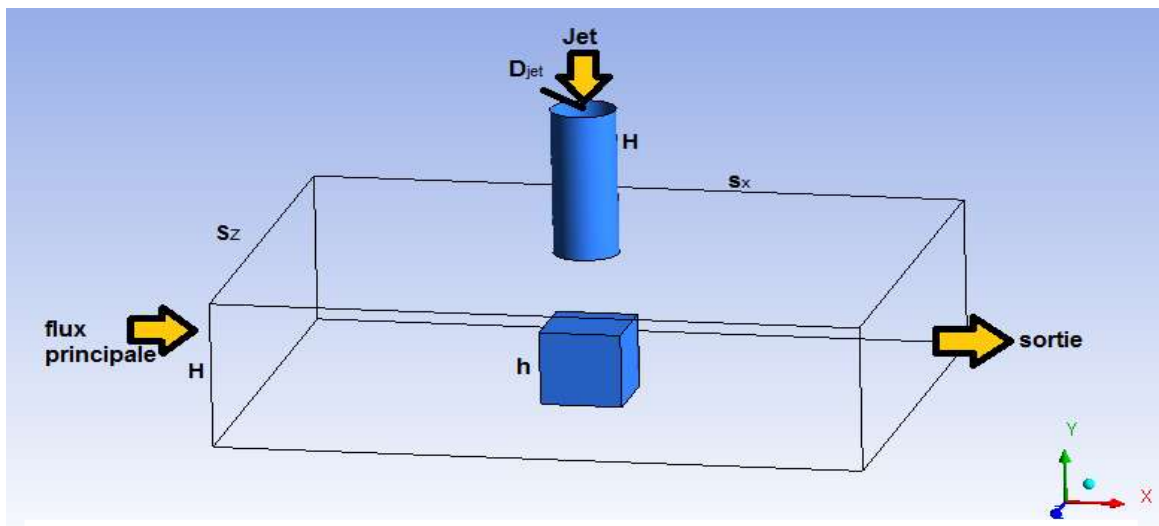


Figure IV.8 : domaine de calcul

nom	Désignation	Dimension
Diamètre du jet	D_{jet}	$0.8h=12[mm]=0.012[m]$
Hauteur du cube	h	$15[mm]=0.015[m]$
Hauteur de la conduite	H	$2h=30[mm]=0.03 [m]$
Longueur du domaine de calcul	s_x	$8h=120[mm]=0.12 [m]$
Largeur du domaine de calcul	s_y	$6h=90[mm]=0.09 [m]$

Tableau IV.1 : les caractéristiques du domaine de calcul

IV.4.3. Création du maillage

Une fois le domaine généré il est indispensable de le subdiviser en volumes de contrôles afin de pouvoir résoudre le problème par la méthode des volumes finis, cette opération est dite génération du maillage le maillage sert donc une représentation discret d'une variable continue. La solution numérique s'appuie sur ce maillage. Les méthodes numériques discrétisent des équations sur un maillage du domaine physique considéré. Dans le cas de problèmes d'évaluations la méthode numérique définit le calcul d'une valeur approché de la solution en tout points du maillage et à une étape de temps en fonction des valeurs approchées de la solution à des points voisins et à étapes précédente.

Les mailles primitives sont des triangles ou des quadratiques en 2D 3D, on peut utiliser des tétraèdres, prismes, pyramides et hexaèdre.

Pour les géométries simples (écoulements dans des cylindres, cubes,..... Etc.), on peut se contenter d'un maillage structuré car c'est un maillage qui peut être généré en reproduisant fois une maille élémentaire.

Pour une géométrie plus complexe, un maillage non-structuré tel que celui utilisé dans notre cas pourrait être envisagé. En 2D, c'est un maillage dont les éléments sont des triangles ou des quadrilatères assemblés de manière quelconque. En 3D, il s'agit de tétraèdres de prismes, d'hexaèdres et de pyramides. On peut aussi combiner ces deux types de maillage et obtenir un maillage hybride.

IV.4.4. Choix du maillage

Théoriquement les erreurs au maillage disparaissent pour maille de plus en plus fines, ainsi pour analyser la qualité du maillage et son influence sur la solution trois maillages ont été testés par le code CFX.

Maillage	Nombre d'élément	Nombre de nœuds
Maillage 1	488209	465752
Maillage 2	832542	801480
Maillage 3	1387952	1346360

Tableau IV.2 : nombre d'éléments de différentes grilles de calcul.

- Maillage optimale dans notre cas contient 832542 d'élément et 801480 nœuds.

IV.4.5. maillage hexaédrique et le domaine de calcul

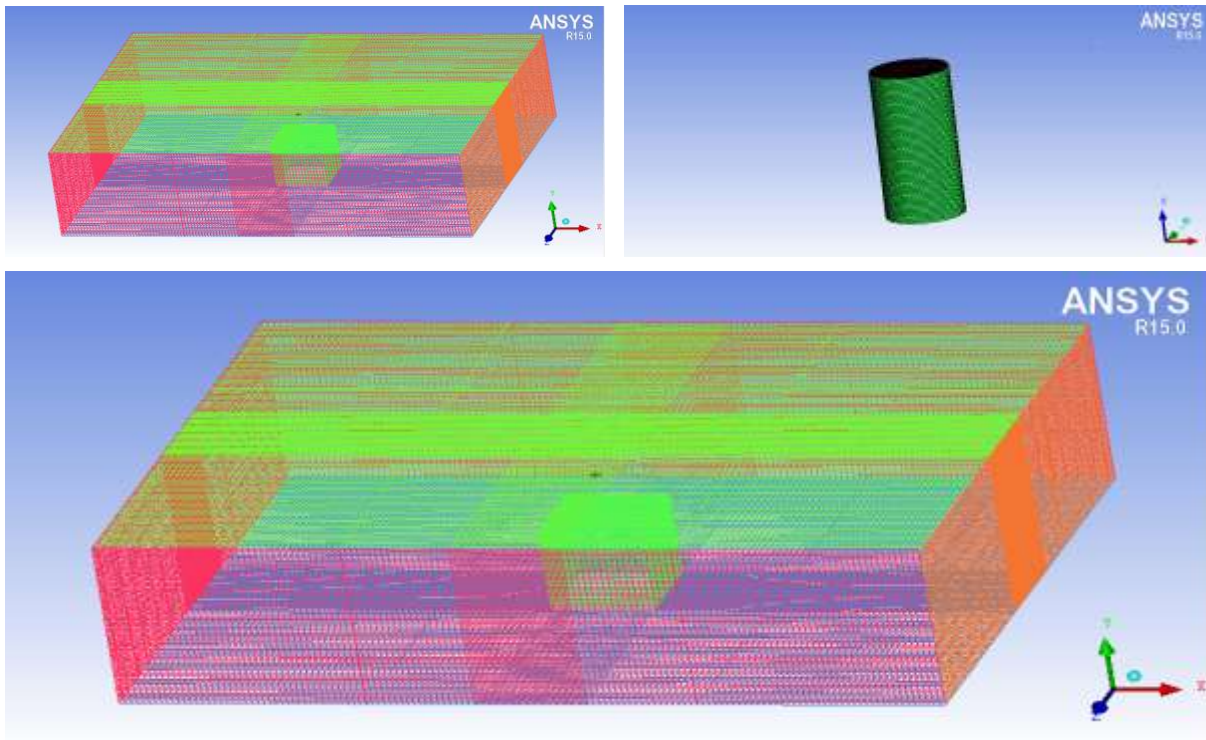


Figure IV.9: maillage du domaine de calcul pour les deux parties de la géométrie

IV.5. Validation du model

- Pour commencer notre simulation il faut faire une validation, alors nous avons choisi le travail expérimental de **masip yunesky [21]**, les mêmes conditions ont été utilisées (**Tableau IV.3**) et (**Tableau IV.4**).

La formule de Reynolds qui utilise pour le calcul des vitesses du jet.

$$Re = \frac{VD}{\mu} \quad \rightarrow \quad V = Re\mu/D$$

Cas de validation

$\alpha = \frac{Re_j}{Re_h}$	L'entrée principale		L'entrée du jet	
	Reynolds d'entrée	Vitesse d'entrée [m/s]	Reynolds du jet	Vitesse du jet [m/s]
$\alpha = 0.5$	3410	1.705	1750	2.131

Tableau IV.3 : détails de configuration étudiée.

Le tableau ci dessous représente les conditions aux limites

fluide	Air a 20c°
Type d'écoulement	stationnaire
Pression	P= 1 atm
Model de turbulence	SST
Transfert de chaleur	Energie totale
Entre (IN1)	$T_{in1}=20c^{\circ}$
Sortie (OUT1)	Pression relative =1atm
Sym1/2	Symétries
Paroi basse/paroi haute	Adiabatique
Pression de référence	1 atm
Composant (t_{cube})	$T_{cube}=75c^{\circ}$
IN2 (jet)	$T_{jet}=20C^{\circ}$
OUT2 (jet)	Opening
WALL2 (jet)	wall

Tableau IV.4 : les conditions aux limites

- En a utilise le nombre Reynolds 3410 avec le rapport $Re_j/Re_h = 0.5$ pour la validation de notre travail avec celle de **masip** dans les points suivants : $x/h=-0.75$ et 1.0 , (**figure: IV.10**).

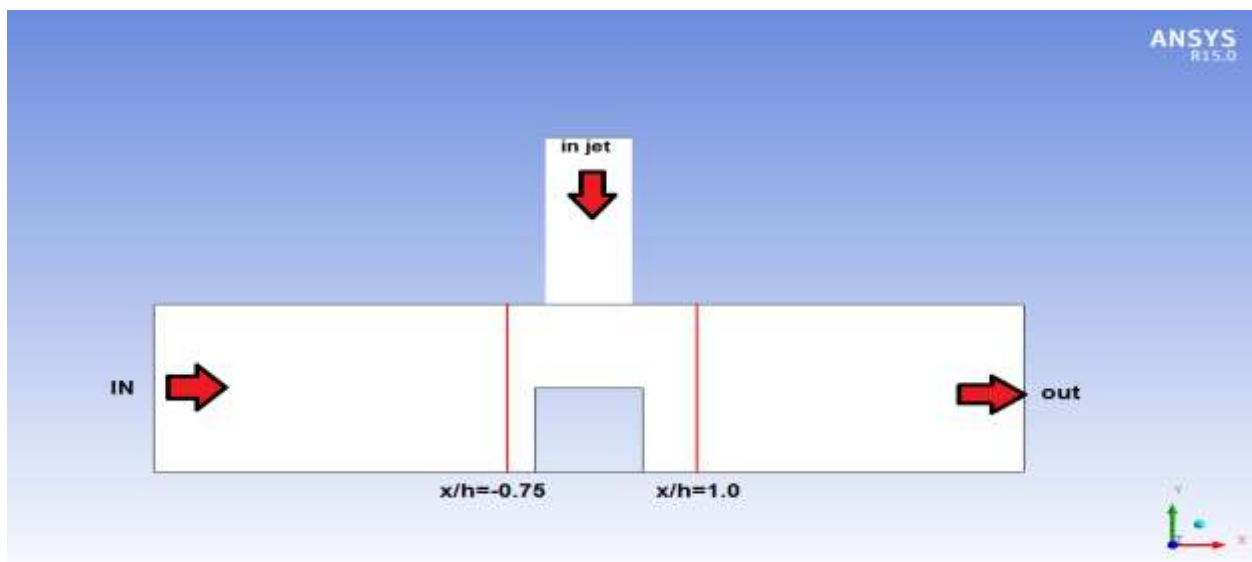


Figure IV.10 : position longitudinale des lignes pour la validation

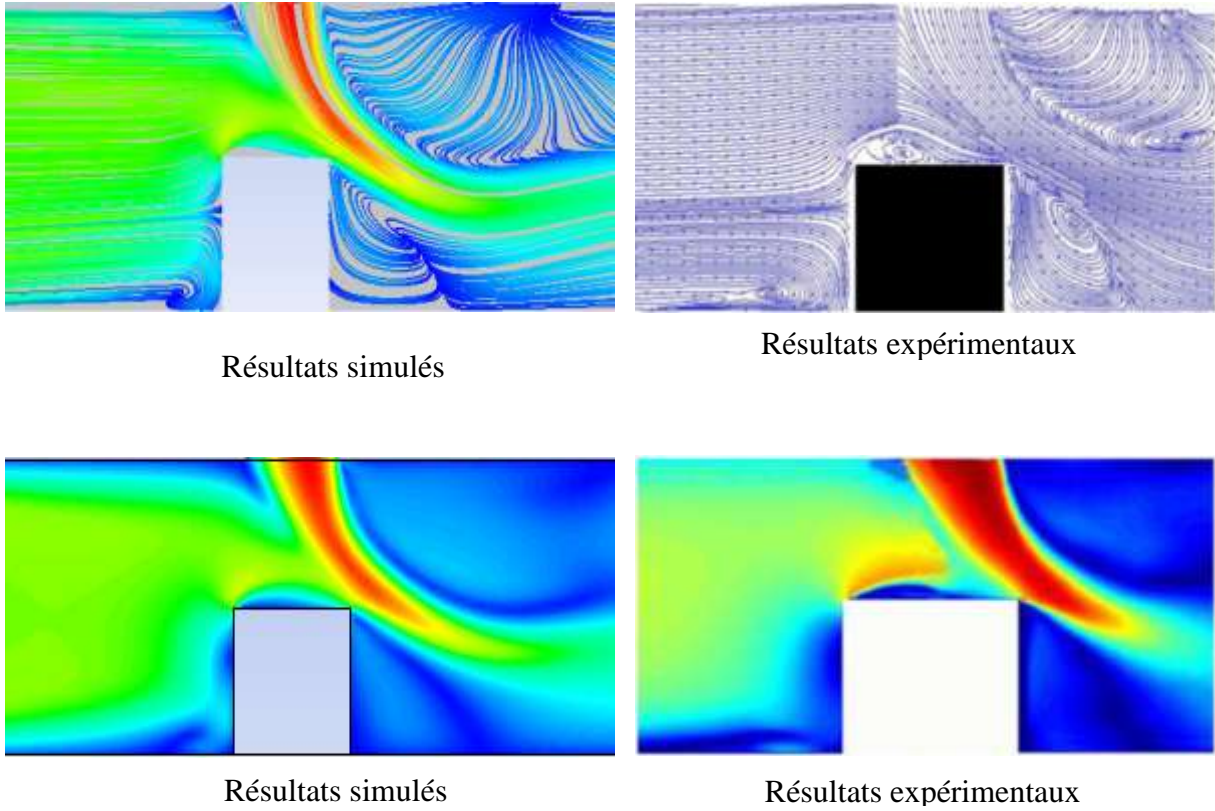


Figure IV.11: ligne et contour de vitesse (U/U_j) plan $(x ; y)$, $z/h=0$, pour $Re_h=3410$ et $Re_j/Re_h=0.5$

On observe dans **Figure IV.11** que le champ de vitesse du jet est complètement dévié sous l'effet de champ principal, Et il n'atteint pas la surface supérieure du cube par conséquence du nombre de Reynolds.

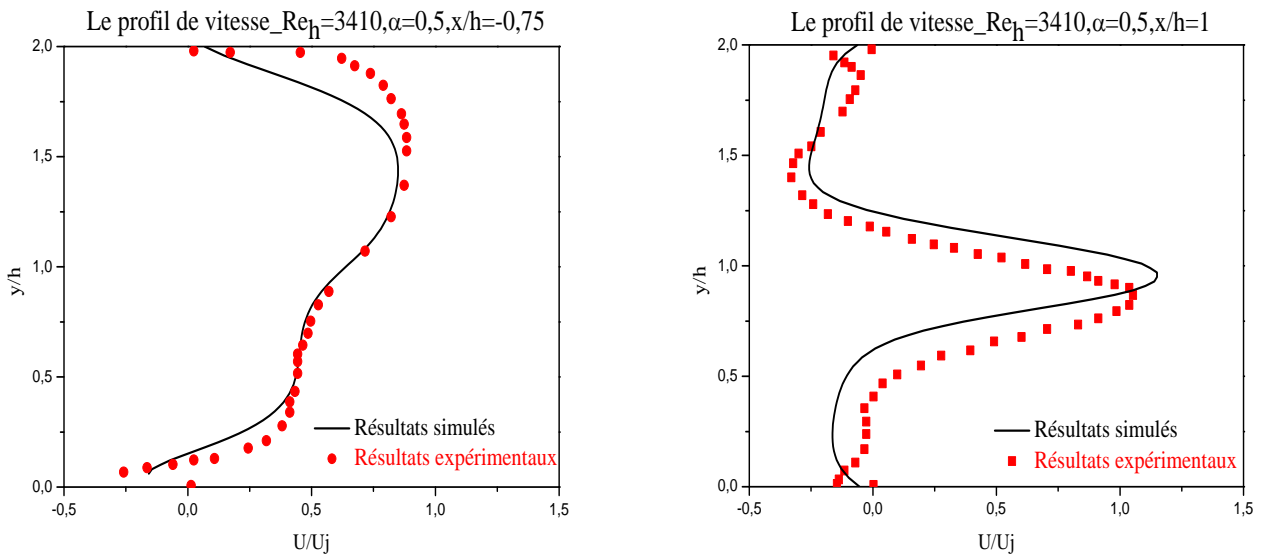


Figure IV.12 : comparaison de profil de la vitesse longitudinale sur les deux positions y/h pour $Re_j/Re_h=0.5$.

On remarque une bonne approche de résultats obtenu dans la simulation par rapport aux résultats expérimentaux de **masip yunesky [21]**, avec le nombre de Reynolds $Re_h=3410$ pour le rapport $Re_j/Re_h = 0.5$ aux points longitudinale $x/h=-0.75$ et 1.0 ; pour le cube régulier.

IV.6 Travail personnel

Notre étude est concerne a voir l'influence de changement de la rugosité du cube 0.05 et 0.1 [mm] avec les nombres de Reynolds 3410 et 8880 sur le refroidissement du cube. Les propriétés sont présenté dans les **tableaux IV.5 et IV.6** l'étude est situe dans les points longitudinale suivants : $x/h=-0.75, -0.5, 0, 0.5$ et 1 ; **figure IV.11**, les résultats sont présentés sous forme des températures.

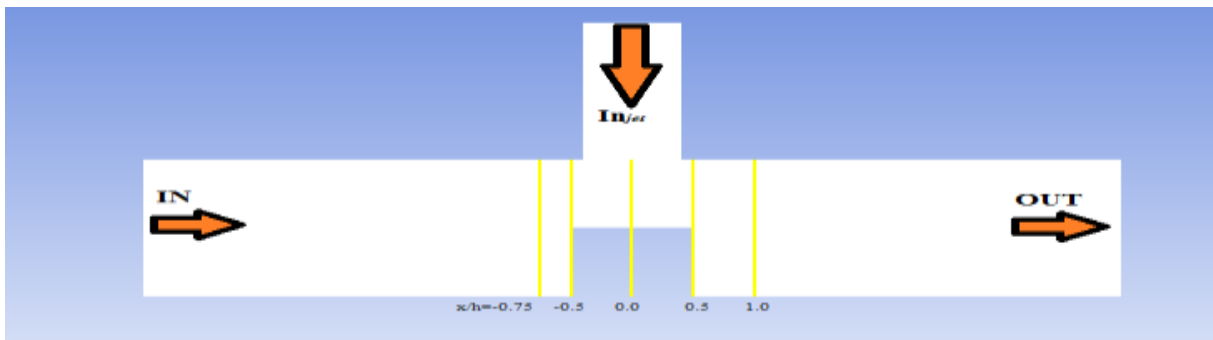


Figure IV.13 : position longitudinale des lignes x/h pour obtention des résultats

Rugosité =0.05 [mm]

$Re_h=3410$				
$\alpha = \frac{Re_j}{Re_h}$	L'entré principale		L'entré du jet	
	Reynolds d'entré	Vitesse d'entré [m/s]	Reynolds du jet	Vitesse du jet [m/s]
$\alpha = 0.5$	3410	1.705	1705	2.131
$\alpha = 1$	3410	1.705	3410	4.262
$\alpha = 1.5$	3410	1.705	5115	6.393

$Re_h = 8880$				
$\alpha = \frac{Re_j}{Re_h}$	L'entré principale		L'entré du jet	
	Reynolds d'entré	Vitesse d'entré [m/s]	Reynolds du jet	Vitesse du jet [m/s]
$\alpha = 1.5$	8880	4.440	13320	16.65

Tableaux IV.5 : les propriétés du domaine de travail pour la rugosité 0.05 [mm]

Rugosité =0.1 [mm]

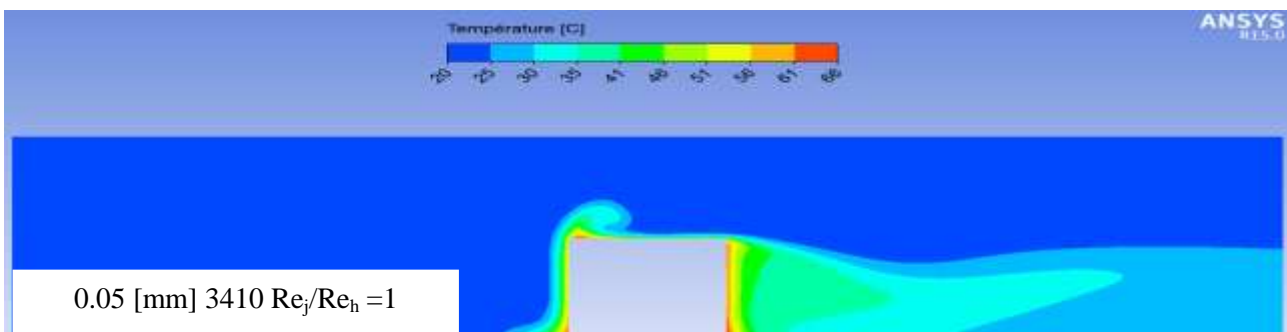
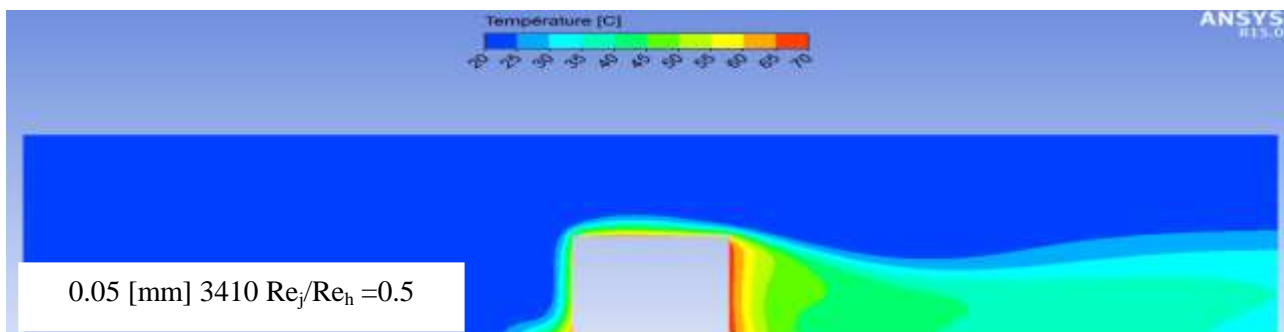
Re_h=3410				
$\alpha = \frac{Re_j}{Re_h}$	L'entrée principale		L'entrée du jet	
	Reynolds d'entrée	Vitesse d'entrée [m/s]	Reynolds du jet	Vitesse du jet [m/s]
$\alpha = 0.5$	3410	1.705	1705	2.131
$\alpha = 1$	3410	1.705	3410	4.262
$\alpha = 1.5$	3410	1.705	5115	6.393

Re_h =8880				
$\alpha = \frac{Re_j}{Re_h}$	L'entrée principale		L'entrée du jet	
	Reynolds d'entrée	Vitesse d'entrée [m/s]	Reynolds du jet	Vitesse du jet [m/s]
$\alpha = 1.5$	8880	4.440	13320	16.65

Tableaux IV.5 : les propriétés du domaine de travail pour la rugosité 0.1 [mm]

IV.7. Résultats et discussions

- Pour le cas de rugosité 0.05 [mm] et Re_h=3410,8880 pour les cas x/h=-0.75,-0.5, 0.0, 0.5 et 1 on a les contours de température suivants :
- La **Figure IV.14** représente le Cas du plan (x ; y) z/h=0 :



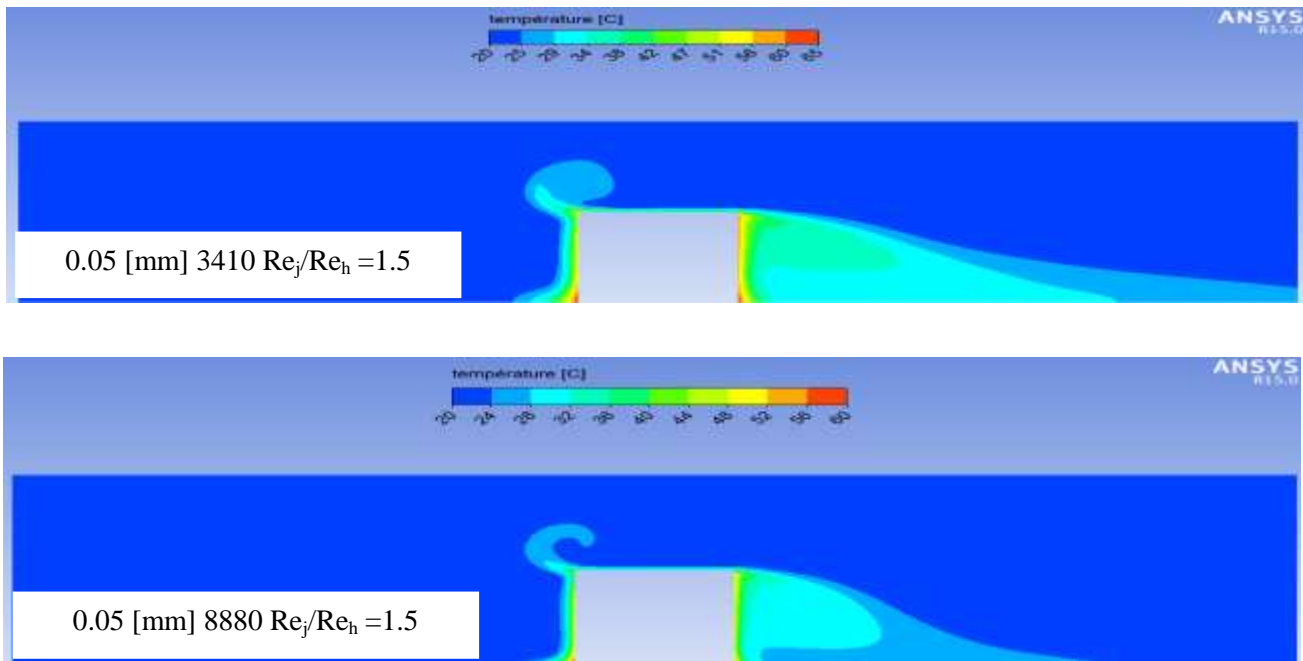


Figure IV.14 : représente le contour de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan $(x ; y)$ et $z/h=0$ pour rugosité de 0.05 [mm]

- La **Figure IV.15** représente le Cas du plan $(x ; z)$ $y/h=0.5$:

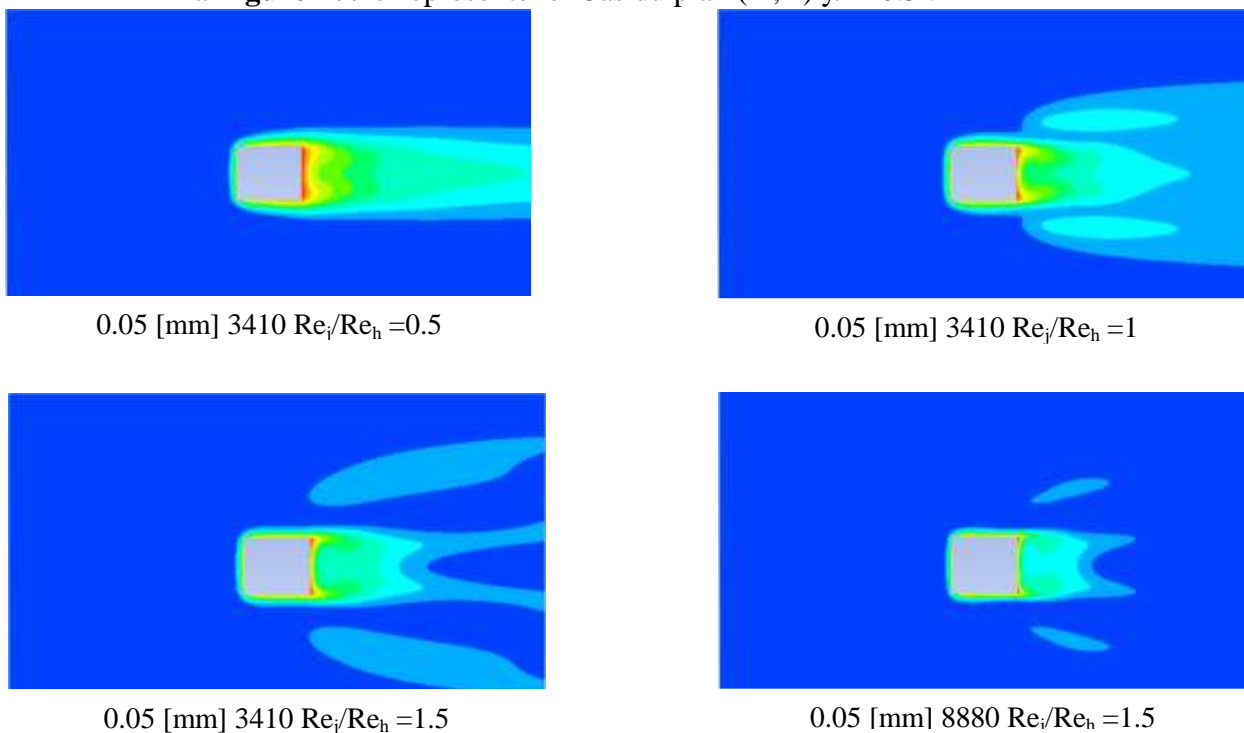


Figure IV.15 : Le contour de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan $(x ; z)$ et $y/h=0.5$ pour rugosité de 0.05 [mm]

On remarque que la dissipation de la chaleur est diminuée avec l'augmentation du nombre de Reynolds

- Les courbes des températures suivantes pour les positions x/h dans les cas des deux nombre de Reynolds et pour un rapport $Re_j/Re_h=0.5$, 1et 1.5.

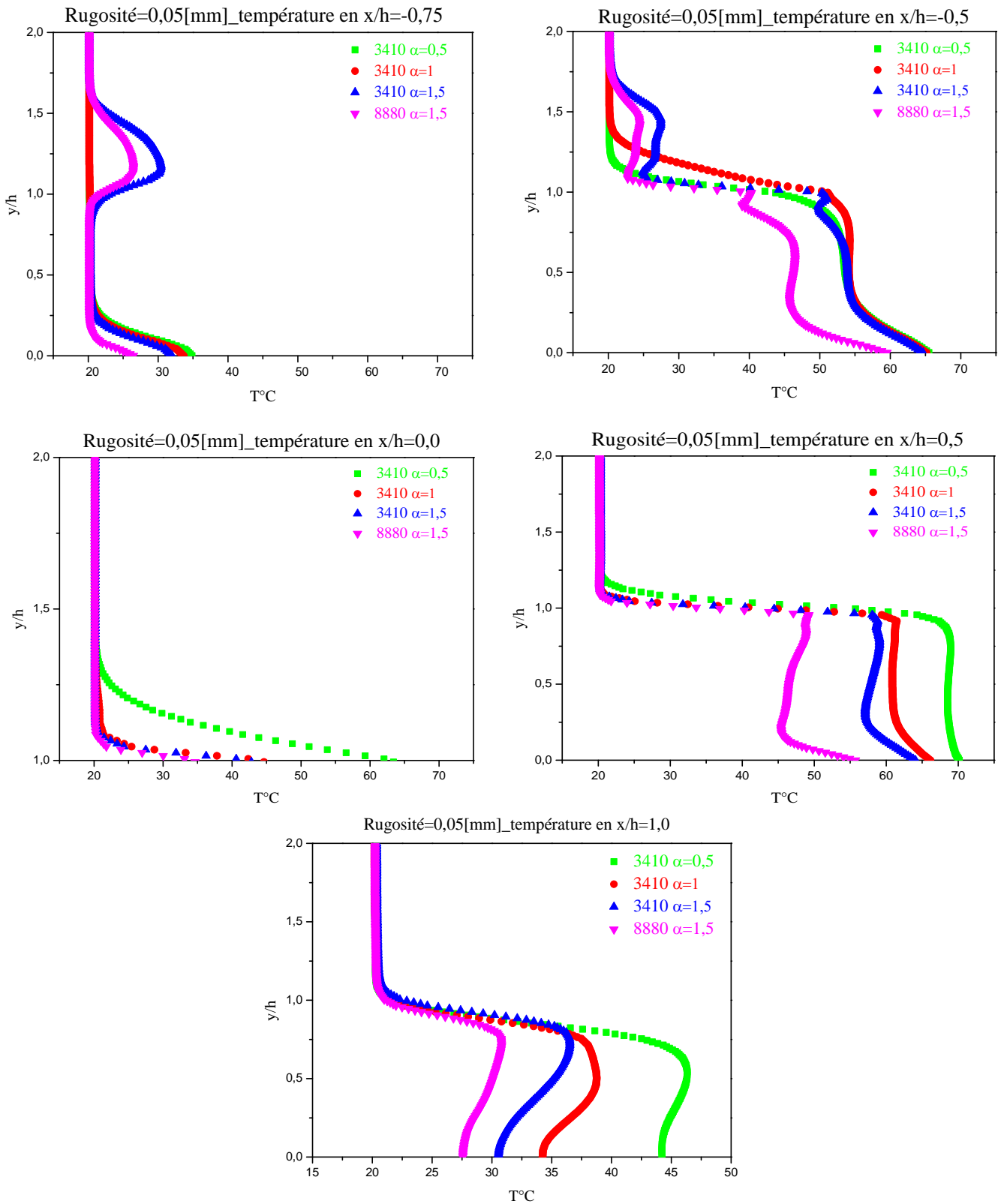


Figure IV.16 : les courbes de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5$, 1 et 1.5 suivant les positions x/h et pour une rugosité de 0.05 [mm]

Interprétation de graphes

La distribution de la température représentée dans la **figure IV.16** suivants les positions x/h et pour une rugosité de 0.05 [mm], on remarque que :

- Pour $Re_h=3410$

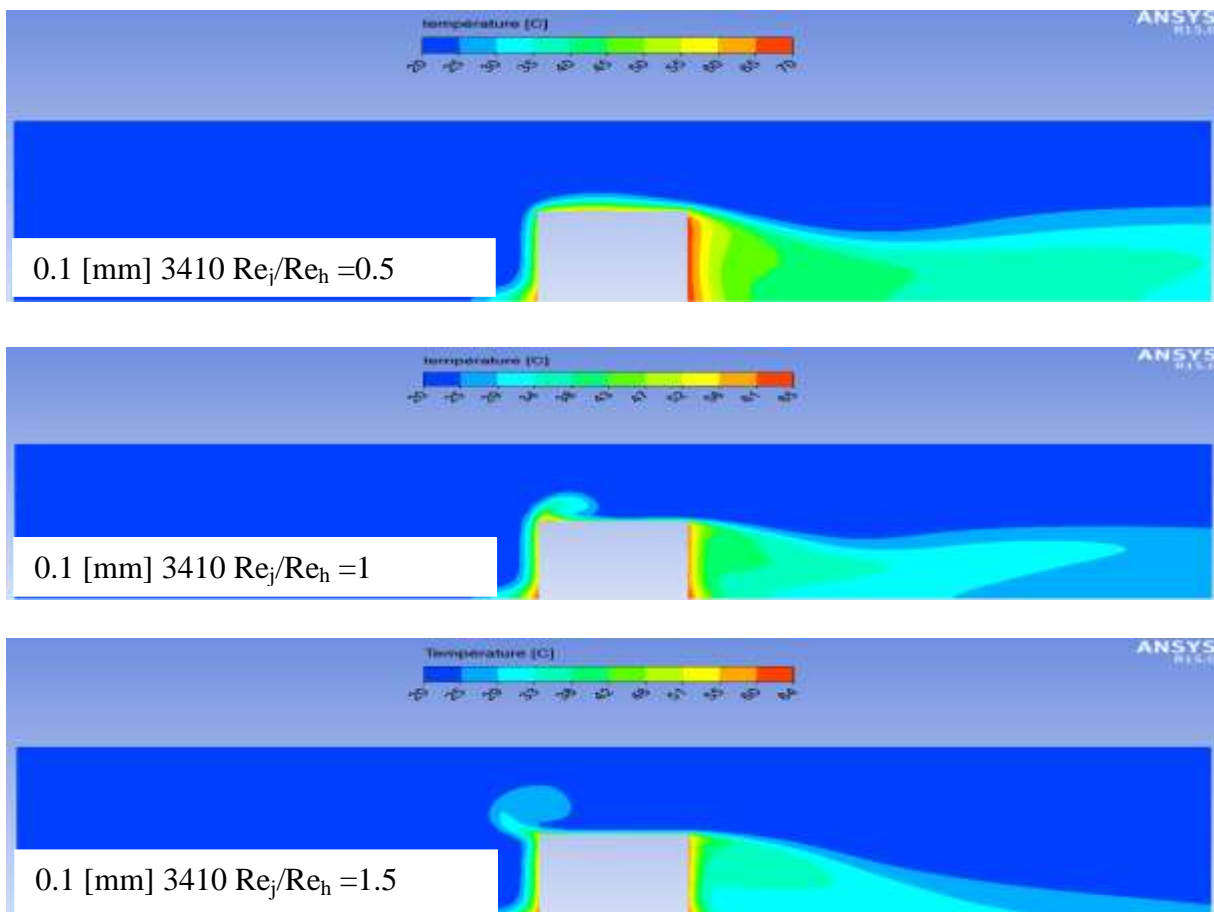
Lorsque α varie de 0.5 à 1.5 on n'a pas une variation de la température suivant la face avant du cube, par contre pour la face arrière le refroidissement est plus important.

- pour $Re_h=8880$ $Re_j/Re_h=1.5$

On remarque que le refroidissement est beaucoup plus important que dans les cas du $Re_h=3410$.

Concernant la face arrière du cube on note que lorsqu'on augmente le nombre de Reynolds on a un meilleur refroidissement.

- Pour le cas de rugosité 0.1 [mm] et $Re_h=3410,8880$ pour les cas $x/h=-0.75,-0.5, 0.0, 0.5$ et 1 on a les contours de température suivants :
 - **La Figure IV.17** représente le Cas du plan $(x ; y) z/h=0 : 0.1$ [mm]



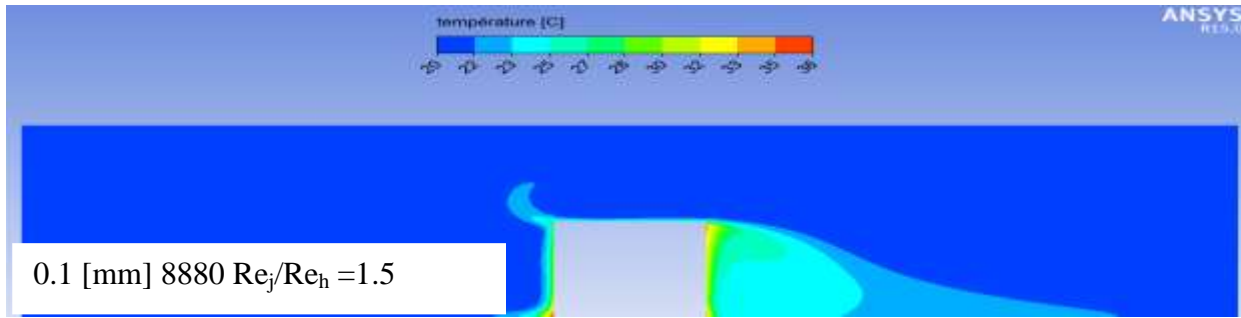
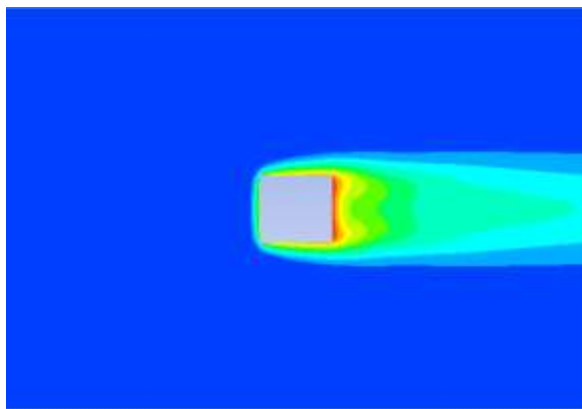
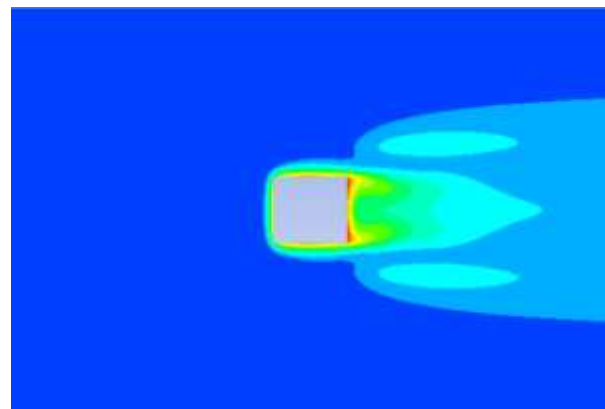


Figure IV.17 : représente le contour de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan $(x ; y)$ et $z/h=0$ pour rugosité de 0.1 [mm]

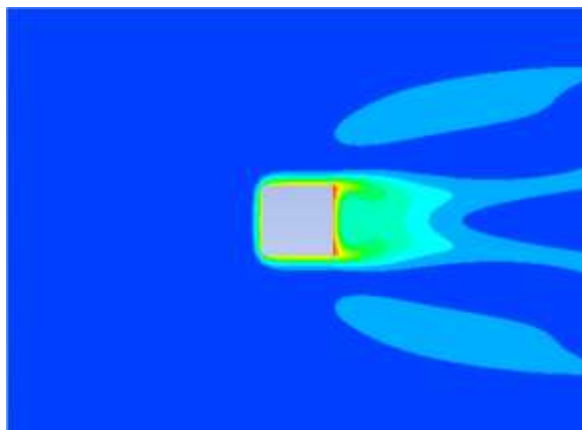
- La **Figure IV.18** représente Cas du plan $(x ; z)$ $y/h=0.5$:



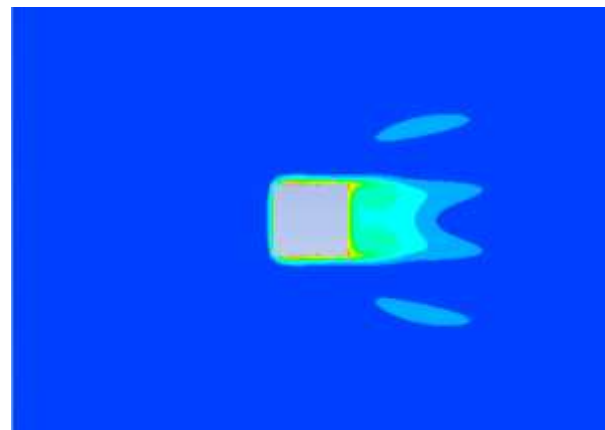
0.1 [mm] 3410 $Re_j/Re_h = 0.5$



0.1 [mm] 3410 $Re_j/Re_h = 1$



0.1 [mm] 3410 $Re_j/Re_h = 1.5$



0.1 [mm] 8880 $Re_j/Re_h = 1.5$

Figure IV.18 : Le contour de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=0.5, 1$ et 1.5 dans le plan $(x ; z)$ et $y/h=0.5$ pour rugosité de 0.1 [mm]

On remarque que la dissipation de la chaleur diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

- Les courbes des températures suivant les positions x/h pour les cas des deux nombre de Reynolds $Re_h = 3410$ et 8880 pour $Re_j/Re_h = 0.5, 1$ et 1.5 .

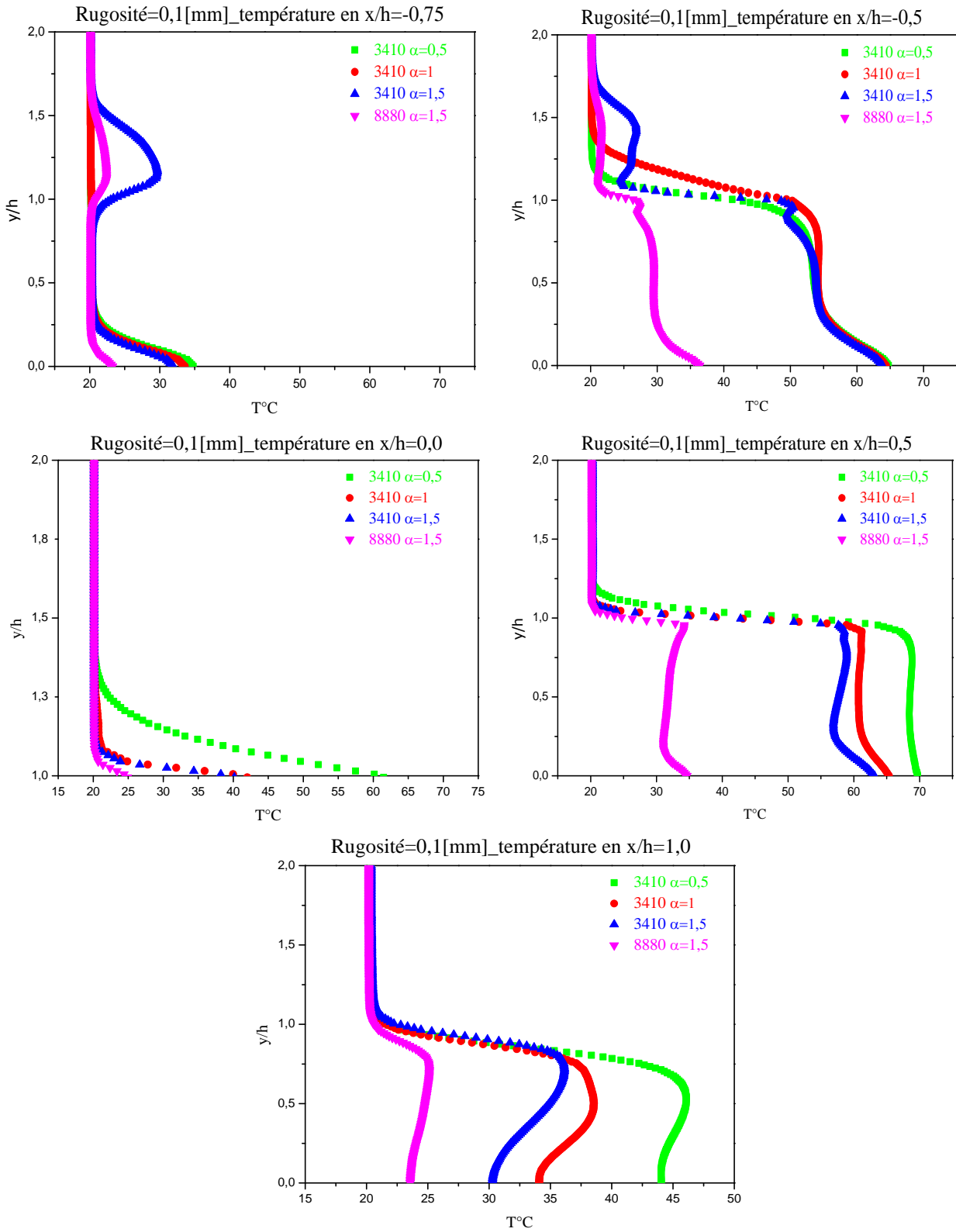


Figure IV.19 : les courbes de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h = 0.5, 1$ et 1.5 dans les points x/h pour rugosité de 0.1 [mm]

Interprétation des graphes

La distribution de la température est représentée dans la **figure IV.19** suivants les positions x/h pour une rugosité de 0.1 [mm] on remarque que :

- Pour $Re_h=3410$

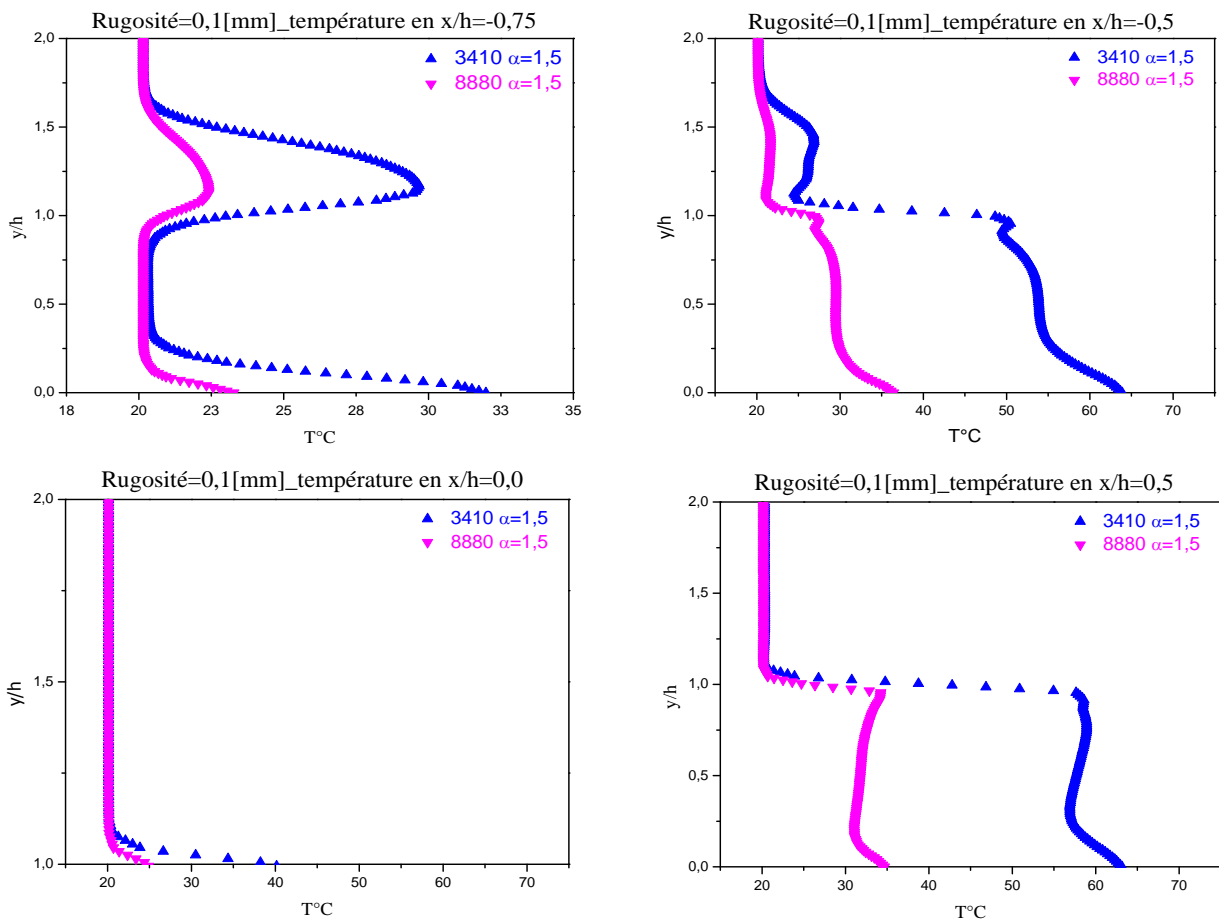
Lorsque alpha varie de 0.5 à 1.5 on n'a pas une variation de la température pour la face avant du cube, par contre pour la face arrière le refroidissement est plus important.

- pour $Re_h=8880$

On remarque que le refroidissement est beaucoup plus important que dans les cas du $Re_h=3410$.

Concernant la face arrière du cube on note que lorsqu'on augmente le nombre de Reynolds on a un meilleur refroidissement.

- Une autre comparaison **Figure IV.20** entre les nombre de Reynolds 3410 et 8880 pour le rapport $Re_j/Re_h=1.5$ résulte que la température baisse plus pour le nombre de Reynolds $Re_h=8880$ suivants les différences position x/h par rapport a $Re_h=3410$ pour un $Re_j/Re_h=1.5$.



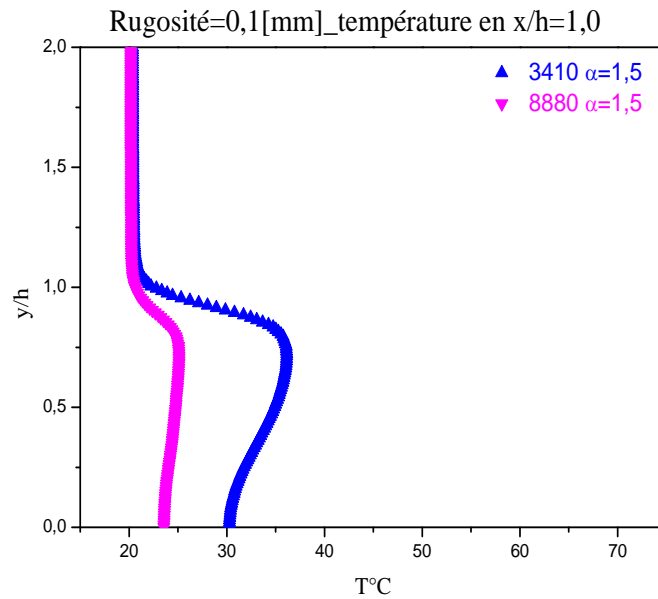


Figure IV.20 : comparaison de température pour $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=1.5$ dans les points x/h pour rugosité de 0.1 [mm]

Discussion des cas de 0.05 et 0.1 [mm]

Pour $Re_h=3410$ $Re_j/Re_h=0.5, 1, 1.5$ il n'y a pas de changement dans les courbes de la température, par contre lorsque l'on augmente la valeur du nombre de Reynolds $Re_h=8880$ $Re_j/Re_h=1.5$ on remarque que l'on a une nette amélioration du refroidissement en générale et plus spécialement suivant la face arrière du cube ($x/h=0.5$).

- **Efficacité de refroidissement sur la ligne centrale de la facette arrière ($X/h=0.5$)**

L'efficacité du refroidissement η est donnée par l'équation suivante :

$$\eta = \frac{T_{\text{cube}} - \text{Température}}{T_{\text{cube}} - T_{\text{inle}}}$$

On a tracé les courbes de l'efficacité pour $Re_h=3410$ sans rugosité et avec la rugosité pour les cas de $Re_h=3410$ et 8880 avec le rapport $Re_j/Re_h=1; 1.5$ et 0.5 dans la position $x/h=0.5$ a la face arrière du cube.

- La **Figure IV.19** Montre les courbes de l'efficacité du refroidissement pour faire une comparaison entre la valeur de l'efficacité.

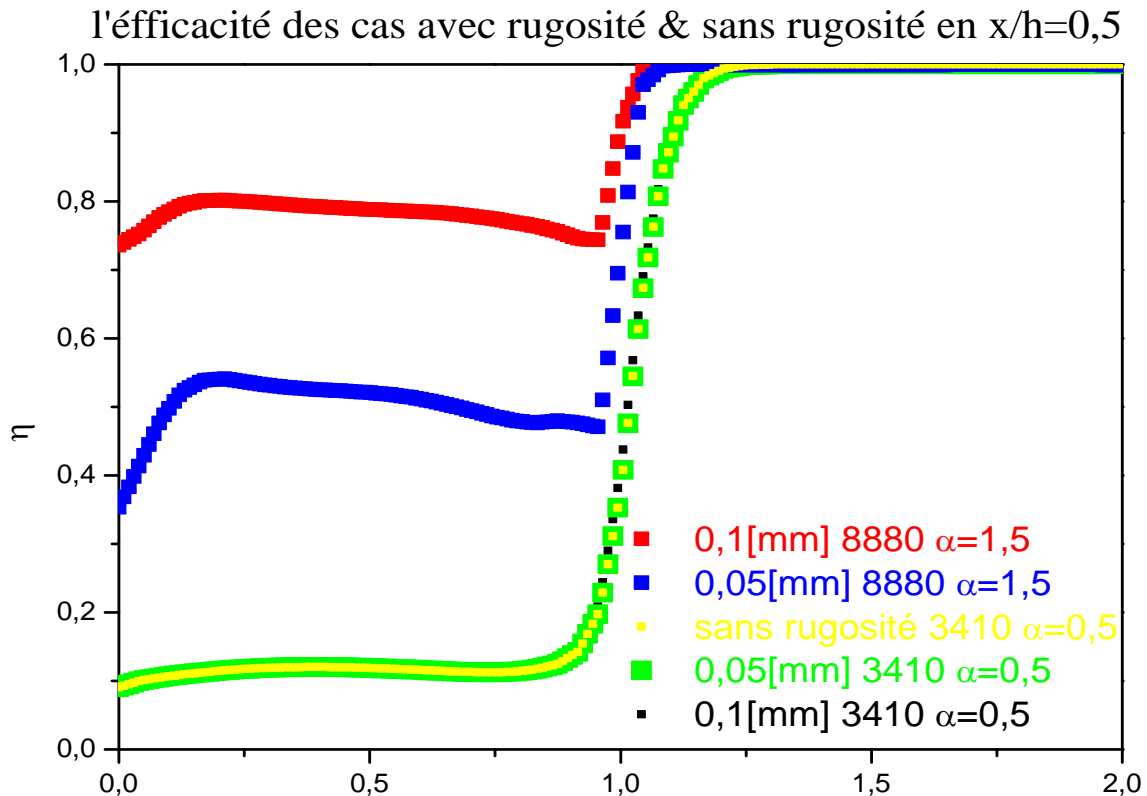


Figure IV.21 : comparaison d'efficacité du refroidissement sur la face arrière du cube pour les cas avec rugosité et $Re_j/Re_h=0.5$ et 1.5 et le cas sans rugosité pour $Re_j/Re_h=0.5$

On remarque dans la **Figure IV.21** que :

- Pour un nombre de Reynolds faible sans rugosité et avec rugosité de 0.05 et 0.1 [mm] pour un rapport $Re_j/Re_h=0.5$ l'efficacité atteint le 10% seulement.
- Pour un nombre de Reynolds élevé $Re_h=8880$ et $Re_j/Re_h=1.5$ pour une rugosité de 0.05 [mm] l'efficacité atteint les 38%.
- Par contre, si l'on augmente la rugosité pour le $Re_h=8880$ et $Re_j/Re_h=1.5$ on obtient une valeur d'efficacité de 73%.

- **Le profil de température pour les lignes EF, FG et GH du cube**

- La **Figure IV.22** est représenté les lignes EF FG GH pour trace le profile de température des deux cas $Re_h=3410$ et 8880 avec une rugosité de 0.1 [mm].

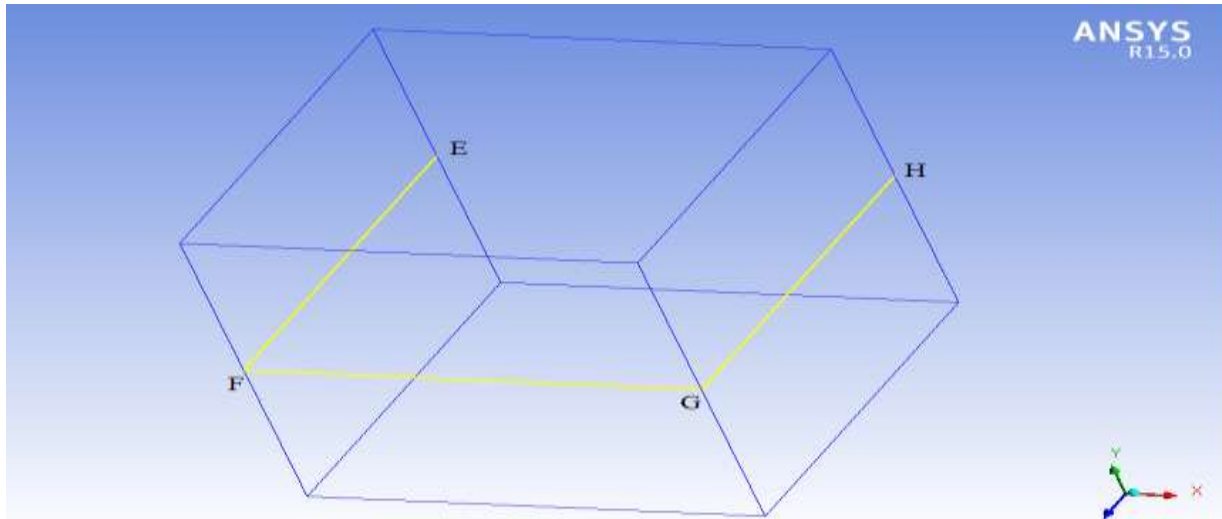


Figure IV.22 : Les lignes EF FG GH dans le cube

- Les profiles de température ont présenté dans la **Figure IV.23** pour les lignes EF, FG, GH, avec les deux nombre de Reynolds $Re_h=3410$ et 8880 avec une rugosité 0.1 [mm]

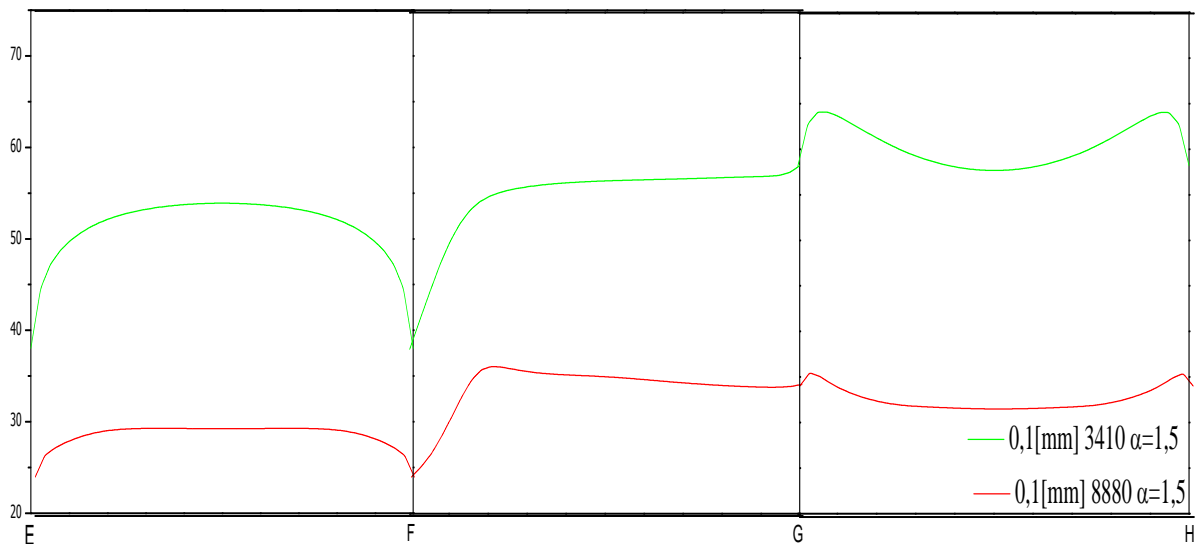
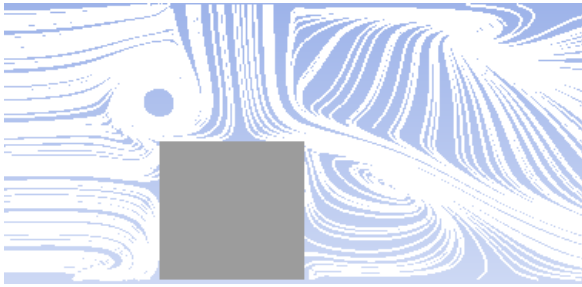
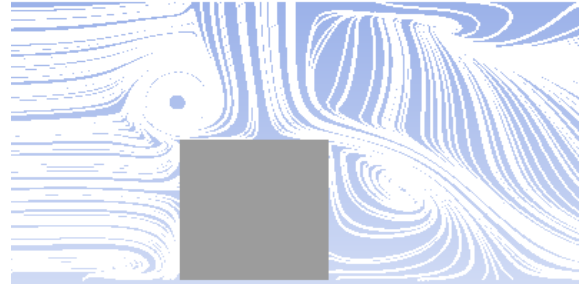


Figure IV.23 : comparaison de profile de température pour rugosité 0.1 [mm] cas de $Re_h=3410$ et 8880 et $Re_j/Re_h=1.5$

- La **Figure IV.24** est contiennent les turbulences autour du cube pour $Re_h=3410$ et 8880 avec $Re_j/Re_h=1.5$



0.1 [mm] 3410 alpha=1.5



0.1 [mm] 8880 alpha=1.5

Figure IV.24 : Les turbulences autour du cube pour $Re_h=3410$ et 8880 avec $Re_j/Re_h=1.5$ sur le plan $(x ; y)$ et $z/h=0$

Interprétation

On remarque que le cube est mieux refroidie avec $Re_h=8880$ $Re_j/Re_h=1.5$ par rapport au $Re_h=3410$ $Re_j/Re_h=1.5$.

Pour la température dans chaque cas en a :

- La face avant du cube ligne (EF) est la plus basse par rapport à la ligne (GH)
- La face arrière du cube ligne (GH) est plus élève par rapport à la ligne (EF)

Ce changement de la température est causé par la naissance des turbulences autour du cube exacte la face arrière **Figure IV.24**

References bibliographiques:

- [1] **Ortega, A et Moffat, R.J 1985**, heat transfer from an array of simulated electronic component: experimental results for free convection with and without a shrouding wall heat transfer in electronic equipment ASME HTD, VOL .48,5-15
- [2] **Davalath et Bayazitoglu 1987, forced** convection cooling across rectangular blocks journal of heat transfer, vol.109, pp.321-328.
- [3] **T.J young, K.vafai 1998:** convective flow and heat flow in a channel containing multiple heated obstacles “international journal of theoretical and applied mechanics, vol 41 3279-3298”
- [4] **Kim et al, (1998):** forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow.
- [5] **Kim, S.H. et Anand, N.K. (2000)**, “Use of slots to enhance forced convective cooling between channels with surface- mounted heat sources” Numerical HeatTransfer, Part A,vol 38: pp 1-21.
- [6] **Niceno, B., Dronkers, A.D. et Hanjalic, K. (2002).** “Turbulent heat transfer from a multilayered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation”, International Journal of Heat and Fluid Flow vol 23: pp. 173- 185.
- [7] **M.C.D’Orazio, C. Cianfrini, M.Corcione.** (2004) “Rayleigh - Bénard convection in a tall rectangular enclosure “, International Journal of Thermal Sciences vol 43 pp 135 – 144
- [8] **Furukawa et Yang (2003):** thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs” international journal of heat and mass transfer, vol 46 pp 5005-5015
- [9] **Shung et Tonc (2004)** pathogenesis related gene expression by epecific calmoddulin isoforms is dependent on NIMI a key regalator of systemie acquired resistance. MOLcells 18;207-213
- [10] **Bhowmik et Tou (2005)** convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel, applied thermal engineering vol 25 pp 2522-2531.
- [11] **Tummers, M.J., Flikweert, M.A., Hanjalic’, K., Rodink, R., Moshfegh, B., (2005)** “Impinging jet cooling of wall-mounted cubes”. In: Proc. of ERCOFTAC, International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Experiments – ETMM6, Sardinia, Italy. pp. 773–791
- [12] **Icoz et Jaluria (2005)** “Numerical simulation of bondary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel” numerical heat transfer, part A, vol 30:pp.831-847
- [13] **Rundström, D. Moshfegh, B. (2006)**, “Investigation of flow and heat transfer of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube”, ASME J. Electron.Pack. 128 150–156.

- [14] **Rundström D, Moshfegh B, Ooi A. (2007)**, “Rsm and v2-f predictions of an impinging jet in a cross flow on a heated surface and on pedestral”. In: 16th Australasian fluid mechanics conference crown plaza, 2–7 December 2007, Gold Coast, Australia.
- [15] **Rundström, D., Moshfegh, B., (2008)**. “Investigation of heat transfer and pressure drop of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube”. ASME J. Heat Transfer 130, 121401-1–121401-13.
- [16] **Hamouche et Bessaih (2008)** mixed convection air cooling of electronic components mounted in a horizontal channel “ international journal of theoretical and applied mechanics, vol 3 n1: pp 53-64
- [17] **Ratnam, G.S. et Vengadesan, S. (2008)**. “Performance of two equation turbulence models for prediction of flow and heat transfer over a wall mounted cube”, International Journal of Heat and Mass transfer, vol 51 : pp. 2834- 2846.
- [18] **Hemida. H. et al (2008)**, “Local heat transfer enhancement around a matrix of wall-mounted cubes using passive flow control”: Large-eddy simulations International Journal of Heat and Fluid Flow 29 1258–1267
- [19] **Popovac, M., Hanjalic´ , K., (2009)**, “Vortices and heat flux around a wall-mounted cube cooled simultaneously by a jet and a cross flow”. Int. J. Heat Mass Transfer 52.
- [20] **Rundström, D. Moshfegh, B. (2009)**, “Large-eddy simulation of an impinging jet in a cross flow on a heated wall-mounted cube”, International Journal of Heat and Mass Transfer 52 921–931.
- [21] **Masip Yunesky, Alejandro Rivas, Gorka S. Larraona, Raúl Anton, Juan Carlos Ramos & Bahram Moshfegh, (2012)**, “Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet”, International Journal of Heat and Fluid Flow, 38, pp. 50–71
- [22] **Ahlem BOUDIAF fetta denane 2013**, heat transfer convection of a power law fluid flow within a parallel plate channel provided with two generating obstacles .Mechanics and industry
- [23] **Nemdili saliha 2014 – 2015**, Thèse de doctorat « investigation numérique de l’écoulement turbulent et du transfert de chaleur autour d’un élément cubique avec jet impactant »
Département de Génie-Maritime,
Faculté de Génie-Mécanique, USTO 2014 – 2015
- [24] **A. Curley et M. Uddin 2015**, Simulation numérique directe de l’écoulement turbulent Autour d’un cube monté en surface, Centre de recherche automobile et automobile de Caroline du Nord.
L’Université de Caroline du Nord à Charlotte, Caroline du Nord, 28223, États-Unis

- [25] **Mansour Tawk 2011**, Thèse de doctorat Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un guide conducteur électrique Génie Electrique de Grenoble (G2Elab) L'École Doctorale Electrotechnique Electronique Automatique et traitement di Signal (EEATS)
- [26] **Etude financée par Normandie AeroEspace 2015** Réalisation par AREELIS Technologies & LUSAC (Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg)
«Dissipation thermique dans les composants/systèmes électroniques »
- [27] **Azouz Amin 2015** thèse master 2 étude numérique du refroidissement des composants électroniques université d'Oran 2 IMSI
- [28] **HAMOUCHE Adel 2012** thèse de magister Refroidissement A Air Des Composants Electroniques Par Convection Mixte
- [29] **Bejan1993** heat transfer. Wiley ET sons
- [30] **TABET sara 2017** thèse de doctorat « Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte fermée partiellement chauffée » université d'Oran 2 IMSI
- [31] **ivanova, M 2005**, conception et réalisation de fonctions thermique intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermique par des minis et micro caloducs. Thèse de doctorat INP Grenoble.
- [32] **M.sebki abdessalam et Mmimon med yassin 2017**, mémoire master 2 étude numérique du refroidissement des composants électroniques université d'Oran 2 IMSI

References bibliographiques:

- [1] **Ortega, A et Moffat, R.J 1985**, heat transfer from an array of simulated electronic component: experimental results for free convection with and without a shrouding wall heat transfer in electronic equipment ASME HTD, VOL .48,5-15
- [2] **Davalath et Bayazitoglu 1987, forced** convection cooling across rectangular blocks journal of heat transfer, vol.109, pp.321-328.
- [3] **T.J young, K.vafai 1998:** convective flow and heat flow in a channel containing multiple heated obstacles “international journal of theoretical and applied mechanics, vol 41 3279-3298”
- [4] **Kim et al, (1998):** forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow.
- [5] **Kim, S.H. et Anand, N.K. (2000)**, “Use of slots to enhance forced convective cooling between channels with surface- mounted heat sources” Numerical HeatTransfer, Part A,vol 38: pp 1-21.
- [6] **Niceno, B., Dronkers, A.D. et Hanjalic, K. (2002).** “Turbulent heat transfer from a multilayered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation”, International Journal of Heat and Fluid Flow vol 23: pp. 173- 185.
- [7] **M.C.D’Orazio, C. Cianfrini, M.Corcione.** (2004) “Rayleigh - Bénard convection in a tall rectangular enclosure “, International Journal of Thermal Sciences vol 43 pp 135 – 144
- [8] **Furukawa et Yang (2003):** thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs” international journal of heat and mass transfer, vol 46 pp 5005-5015
- [9] **Shung et Tonc (2004)** pathogenesis related gene expression by epecific calmoddulin isoforms is dependent on NIMI a key regalator of systemie acquired resistance. MOLcells 18;207-213
- [10] **Bhowmik et Tou (2005)** convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel, applied thermal engineering vol 25 pp 2522-2531.
- [11] **Tummers, M.J., Flikweert, M.A., Hanjalic’, K., Rodink, R., Moshfegh, B., (2005)** “Impinging jet cooling of wall-mounted cubes”. In: Proc. of ERCOFTAC, International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Experiments – ETMM6, Sardinia, Italy. pp. 773–791
- [12] **Icoz et Jaluria (2005)** “Numerical simulation of bondary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel” numerical heat transfer, part A, vol 30:pp.831-847
- [13] **Rundström, D. Moshfegh, B. (2006)**, “Investigation of flow and heat transfer of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube”, ASME J. Electron.Pack. 128 150–156.

- [14] **Rundström D, Moshfegh B, Ooi A. (2007)**, “Rsm and v2-f predictions of an impinging jet in a cross flow on a heated surface and on pedestral”. In: 16th Australasian fluid mechanics conference crown plaza, 2–7 December 2007, Gold Coast, Australia.
- [15] **Rundström, D., Moshfegh, B., (2008)**. “Investigation of heat transfer and pressure drop of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube”. ASME J. Heat Transfer 130, 121401-1–121401-13.
- [16] **Hamouche et Bessaih (2008)** mixed convection air cooling of electronic components mounted in a horizontal channel “ international journal of theoretical and applied mechanics, vol 3 n1: pp 53-64
- [17] **Ratnam, G.S. et Vengadesan, S. (2008)**. “Performance of two equation turbulence models for prediction of flow and heat transfer over a wall mounted cube”, International Journal of Heat and Mass transfer, vol 51 : pp. 2834- 2846.
- [18] **Hemida. H. et al (2008)**, “Local heat transfer enhancement around a matrix of wall-mounted cubes using passive flow control”: Large-eddy simulations International Journal of Heat and Fluid Flow 29 1258–1267
- [19] **Popovac, M., Hanjalic´ , K., (2009)**, “Vortices and heat flux around a wall-mounted cube cooled simultaneously by a jet and a cross flow”. Int. J. Heat Mass Transfer 52.
- [20] **Rundström, D. Moshfegh, B. (2009)**, “Large-eddy simulation of an impinging jet in a cross flow on a heated wall-mounted cube”, International Journal of Heat and Mass Transfer 52 921–931.
- [21] **Masip Yunesky, Alejandro Rivas, Gorka S. Larraona, Raúl Anton, Juan Carlos Ramos & Bahram Moshfegh, (2012)**, “Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet”, International Journal of Heat and Fluid Flow, 38, pp. 50–71
- [22] **Ahlem BOUDIAF fetta denane 2013**, heat transfer convection of a power law fluid flow within a parallel plate channel provided with two generating obstacles .Mechanics and industry
- [23] **Nemdili saliha 2014 – 2015**, Thèse de doctorat « investigation numérique de l’écoulement turbulent et du transfert de chaleur autour d’un élément cubique avec jet impactant »
Département de Génie-Maritime,
Faculté de Génie-Mécanique, USTO 2014 – 2015
- [24] **A. Curley et M. Uddin 2015**, Simulation numérique directe de l’écoulement turbulent Autour d’un cube monté en surface, Centre de recherche automobile et automobile de Caroline du Nord.
L’Université de Caroline du Nord à Charlotte, Caroline du Nord, 28223, États-Unis

- [25] **Mansour Tawk 2011**, Thèse de doctorat Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un guide conducteur électrique Génie Electrique de Grenoble (G2Elab) L'École Doctorale Electrotechnique Electronique Automatique et traitement di Signal (EEATS)
- [26] **Etude financée par Normandie AeroEspace 2015** Réalisation par AREELIS Technologies & LUSAC (Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg)
«Dissipation thermique dans les composants/systèmes électroniques »
- [27] **Azouz Amin 2015** thèse master 2 étude numérique du refroidissement des composants électroniques université d'Oran 2 IMSI
- [28] **HAMOUCHE Adel 2012** thèse de magister Refroidissement A Air Des Composants Electroniques Par Convection Mixte
- [29] **Bejan1993** heat transfer. Wiley ET sons
- [30] **TABET sara 2017** thèse de doctorat « Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte fermée partiellement chauffée » université d'Oran 2 IMSI
- [31] **ivanova, M 2005**, conception et réalisation de fonctions thermique intégrées dans le substrat de composants électroniques de puissance. Apport de la gestion des flux thermique par des minis et micro caloducs. Thèse de doctorat INP Grenoble.
- [32] **M.sebki abdessalam et Mmimon med yassin 2017**, mémoire master 2 étude numérique du refroidissement des composants électroniques université d'Oran 2 IMSI

Conclusion Générale

Ce présent mémoire nous a permis de comprendre le rôle de différentes machines-outils destinées à la fabrication mécanique ; d'après l'étude bibliographique que nous avons effectuée, et avec l'avènement de nouvelles disciplines telles que l'automatisme, la commande de moteurs asynchrones, les machines-outils sont automatisées dans un but de précision ainsi que le côté qualitatif et quantitatif quant à la conception de pièces plus précises.

Nous avons fixé pour objectif l'automatisation d'une fraiseuse universelle qui présentait un défaut au niveau de la variation de vitesse de la fraise. Comme notre machine était dans un état avancé de dégradation, il fallait revoir toutes ses composantes de deux points de vue : mécanique et électrique.

Les variateurs électroniques de vitesse sont apparus pour remplacer les boîtes de vitesse des moteurs, généralement connus sous le nom de motoréducteurs, qui jusque-là demandaient beaucoup d'entretien. Outre les applications où pour régler le processus la vitesse variable est indispensable, l'utilisation de la variation électronique permet :

- de limiter le couple moteur à une valeur prédéterminée
- de supprimer les risques de casse de matériel.
- D'autoriser un appareillage de moindre calibre par la réduction de l'intensité de démarrage.

L'électronique permet de travailler sur toute la gamme de vitesse avec un bon rendement énergétique.

Le choix du variateur, lui-même, demande une grande attention. Il dépendra notamment de l'application à commander. Il faudra définir les fonctionnalités de commande souhaitées.

Dans l'étude détaillée de différents appareillages électriques, La machine asynchrone est la machine électrique la plus utilisée car elle offre un bon rapport qualité prix. Surtout depuis l'apparition dans les années 1980 de variateurs permettant de faire varier la fréquence de rotation du moteur dans une large gamme. Bien que réversible, la machine asynchrone est principalement (mais pas exclusivement) utilisée en moteur.

Notre étude est couronnée par un travail expérimental qui est le paramétrage d'une armoire de commande électrique de la fraiseuse, avec un calcul au préalable de différents appareillages qui y sont destinés.

CONCLUSION

Dans ce travail, on a fait une configuration qui ressemble à l'étude expérimentale de **Masip 2012**, concernant un cube chauffé à 75°C soumis à un écoulement principal à 20°C et à un jet impactant perpendiculaire au cube. L'écoulement principal est maintenu à des nombres de Reynolds $Re_h = 3410$ avec un rapport $\alpha = Re_j/Re_h = 0.5$ pour la validation de l'étude suivant des positions $x/h = -0.75$ et 0.5 dans le plan XY.

Notre travail personnel a fait varier la rugosité du cube 0.05 et 0.1 [mm] avec deux nombres de Reynolds du flux principal $Re_h = 3410$ et 8880 et pour les écoulements du jet impactant nous avons pris les valeurs du nombre de Reynolds à partir d'un coefficient $\alpha = Re_j/Re_h$ que l'on a fait varier comme suit 0.5, 1, 1.5.

Les résultats sont présentés sous forme de graphes dynamiques et thermiques. Par la suite on a calculé l'efficacité du refroidissement du cube et on a conclu que :

Lorsqu'on augmente le nombre de Reynolds en passant de la valeur de 3410 à 8880 avec un $\alpha = 1.5$ et une rugosité de 0.05 mm on améliore le refroidissement du cube sensiblement comparativement aux cas où $Re_h = 3410$ et $\alpha = 0.5$ ou 1.

Ce refroidissement est encore meilleur lorsque l'on augmente à la fois le nombre de Reynolds à 8880 avec un $\alpha = 1.5$ et une rugosité $Ra = 0.1$ mm car on atteint une efficacité de refroidissement de l'ordre de 73% ce qui n'est pas du tout négligeable.

Dans cette étude nous avons montré que l'effet combiné du nombre de Reynolds du flux d'air du canal, du rapport α et de la rugosité donnait de très bons résultats concernant le refroidissement des composants électroniques.

sommaire

Remerciement	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Résumé	vi
Liste de tableaux.....	vii
Liste de figures	viii
Nomenclature	xi
Introduction générale.....	xiii
Chapitre I : Recherche bibliographie	
I.1.introduction	1
I.2.Etude bibliographie	1
Chapitre II : Systèmes de refroidissement dans les composants électroniques	
II.1. Introduction	16
II.2. Echauffement d'un composant électronique.....	16
II.3. Principaux mécanismes de transfert de chaleur dans les composants les électroniques.....	17
II.3.1. Les modes de transfert de chaleur.....	17
II.3.1.1. La conduction	17
II.3.1.2. La convection.....	18
II.3.1.3. Le rayonnement	21
II.4. Les principes techniques de refroidissements utilisés en électronique	23
II.4.1. Refroidissement à air	23
II.4.1.1. Convection naturelle dans l'air	23
II.4.1.2. Convection forcée dans l'air	24
II.4.2. Refroidissement avec un liquide.....	25
II.4.3. Refroidissement par spray cooling	27
II.4.4.refroidissement par caloducs	28
II.4.5. Refroidissement par jets.....	29
II.5.Synthèse des systèmes de refroidissement :	30
II.6.Conclusion	33
Chapitre III : Modélisation numérique	
III.1. introduction	34
III.2. les résolutions numériques	34
III.2.1. La méthode des différences finies	34

III.2.2. La méthode des éléments finis	34
III.2.3. La méthode des volumes finis	35
III.3. Eléments mathématiques de base équations gouvernantes.....	35
III.3.1. la loi de conservation de masse (équation de continuité)	36
III.3.2. la loi de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) (Béja, 1993) [29].....	36
III.3.3. la loi de conservation d'énergie (équation de l'énergie) [29].....	36
III.4. l'écoulement de fluide	36
III.4.1. définitions	36
III.4.2. le régime d'écoulement	37
III.4.3. principe de la couche limite.....	38
III.4.3.1. Couche limite hydrodynamique	38
III.4.3.2. Couche limite thermique	38
III.5. Les principales modélisations de la turbulence	38
III.5.1. Modèles à viscosité turbulente (modèle du 1 ^{er} ordre) (Eddy viscosité turbulence models)..	39
III.5.2. Modèle du 1 ^{er} ordre (Reynolds stress turbulence models).....	39
III.5.3. la viscosité turbulente	39
III.5.4. Modèle k- ϵ	40
III.5.4.1. Equation de l'énergie cinétique	41
III.5.4.2. L'équation de transport de taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	41
III.5.5. Model de turbulence SST (shear stress transport) [32]	41
III.6. conclusion.....	42
Chapitre IV: Simulation numérique, résultats et discussions	
IV.1 Présentation du code CFX.....	44
IV.1.1 Introduction	44
IV.2. Description du code de calcul CFX-15.0	44
IV.2.1. ICEM CFD	44
IV.2.2. CFX-Pre	45
IV.2.3. CFX-Solver	46
IV.3. Modèle de turbulence	47
IV.4. Méthodologie de travail	47
IV.4.1. Introduction	47
IV.4.2. Création de la géométrie	48
IV.4.3. Création du maillage	50
IV.4.4. Choix du maillage	50
IV.4.5. maillage hexaédrique et le domaine de calcul	51

IV.5.Validation du model.....	51
IV.6 Travail personnel.....	54
IV.7.Résultats et discussions.....	55
CONCLUSION.....	66
References bibliographiques.....	67



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

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

معهد الصيانة و الأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique industrielle

Thème

Contribution à l'automatisation d'une fraiseuse universelle

Présenté et soutenu publiquement par :

- **Nom :** Rezai - **Prénom :** Mohamed amine
- **Nom :** Mebarek - **Prénom :** Aboubakr

Devant le jury composé de :

<u>Nom et Prénom</u>	<u>Grade</u>	<u>Etablissement</u>	<u>Qualité</u>
Bouhafs Mohamed	MCB	IMSI-Univ d'oran 2	Président
Belkacem Belkacem	MCB	IMSI-Univ d'oran 2	Encadreur
Belkadi Abdelkadeur		IMSI-Univ d'oran 2	Co-encadreur
Bouhamri Noureddine	MCB	IMSI-Univ d'oran 2	Examineur

Juin 2018

Remerciement

Premièrement et avant tous nous remercions ALLAH, qui nous a donné la force et la patience pour réaliser ce modeste travail.

Ce n'était pas facile pour nous de réaliser ce présent travail sans aides ni conseils.

Pour cela nous tenons à exprimer nos gratitudes et nos plus vifs remerciements à notre encadreur et Co-encadreur Mr Belkacem et Mr Belkadi pour son soutien, sa patience conseils judicieux et pertinents.

Nos chaleureux remerciements vont également à notre jury pour le temps qu'il vont consacrer à évaluer ce modeste travail.

*Nous tenons à présenter nos vifs remerciements à tous les professeurs et étudiant(es) du département
MAINTENANCE EN ELECTROMECANIQUE*

Nos parents, nos oncles et tantes, nos cousins(es) et à tous nos amis(es)

Enfin à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin pour ce travail

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

*Mes chers parents pour leur soutien et leur
Encouragement durant toute ma carrière d'étude*

Mes frères,

Toute ma grande famille,

A tous les étudiants de IMSI,

*Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me
Connaissent.*

Aboubakr Mebarek

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :
Mes chers parents pour leur soutien et leur
Encouragement durant toute ma carrière d'étude
Mes frères,
Toute ma grande famille,
A tous les étudiants de IMSI,
Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me
Connaissent

Rezai Mohamed

Abstract

The choice of cutting parameters and their influence on obtaining the machined part are still the subject of much research.

Today, advanced technology has turned machine tools into robots almost, scanning them and automating them to the odds, surface finishing and finishing of the almost perfect piece.

In this current work of memory, we strive to give the maximum of knowledge that we will make available to the student and that the teacher uses a more family style.

Sommaire

Introduction générale

I. Partie mécanique

Introduction.....	1
I. Obtention de la pièce métallique par moulage.....	2
II. Obtention de la pièce métallique par rabotage.....	2
III. Obtention de la pièce métallique par tournage.....	4
III.1) Les principales caractéristiques d'un tour sont :.....	5
III.2) Constitution d'un tour.....	5
III.3) Commande des machines.....	8
III.4) Commande du mouvement de coupe.....	8
III.5) Commande des avances.....	8
III.6) Commande de réception du mouvement d'avance.....	9
IV. Obtention de la pièce métallique par fraisage.....	9
IV.1) Généralité sur l'outil de fraisage :.....	9
IV.2) Mode d'action des fraises.....	10
IV.3) Classification des fraises.....	11
IV.4) vitesse de coupe.....	11
IV.5) Machine à fraiser.....	11
IV.6) Commande des avances.....	12
IV.7) Accessoire des fraiseuses.....	12

II. Partie électrique

I.GENERALITES SUR L'APPAREILAGE INDUSTRIEL	13
I.1.INTRODUCTION.....	13
I.2.CIRCUIT DECOMMANDE.....	13
I.3.CIRCUIT DEPUISSANCE.....	13
I.4.APPAREILS DE COMMANDEDESIGNALISATIONETDE PROTECTION	13
I.4.1. Disjoncteur.....	13
I.4.2. Sectionneur.....	14
I.4.3. Interrupteur sectionneur.....	14
I.4.4. Relais Thermique.....	15
I.4.5. Contacteur.....	15

I.4.6. Bloc auxiliaire temporisé (ou temporisateur)	16
I.4.7. Bloc de contacts auxiliaires.....	17
I.4.8. Contacteur auxiliaire.....	18
I.4.9. Les capteurs de fin de course (ou butée de fin de course).....	18
I.4.10. Fusible.....	19
I.4.11. Lampes de signalisation ou voyants.....	20
I.4.12. Boutons poussoirs.....	20
II.PROCEDES DE DEMARRAGE DES MOTEURS ASYNCHRONES.....	21
II.1. DEMARRAGEDIRECT.....	21
II.1.1. Principe.....	21
II.1.2. Démarrage directe semi-automatique à un seul sens de marche.....	21
II.1.3. Démarrage directe semi-automatique à deux sens de marche.....	22
II.2.1. Démarrage par élimination de résistances statoriques à un seul sens de Marche.....	24
II.2.2. Démarrage par élimination de résistances statoriques à deux sens de marche.....	25
II.3.1. Démarrage par élimination de résistances rotoriques à un seul sens de marche.....	27
II.3.2. Démarrage par élimination de résistances rotoriques à deux sens de marche.....	29
II.4. Démarrage étoile-triangle.....	30
II.4.1. Démarrage étoile-triangle semi-automatique à un sens de marche	30
III. ENTRAINEMENT DES MACHINES OUTILS : LE MOTEUR ASYNCHRONE...32	
III.1. Introduction.....	32
II.2Constitution.....	32
III.1.1. Stator.....	33
III.1.2. Rotor.....	33
III.2.2.1. Rotor à cage d'écureuil	34
III.2.2.2. Rotor bobiné à bagues	34
III.3Principe de fonctionnement.....	34
III.4. Vitesse de glissement.....	34
III.5. Bilan de puissance d'un moteur asynchrone.....	35
III.5.1. Pertes joules au rotor	35
III.5.2. Puissance	35
III.5.3. Rendement	36
III.6. Décodage d'une plaque signalétique	36
III.7. Choix de couplage.....	37
IV. VARIATION DEVITESSE DES MACHINES INDUSTRIELLES.....	38
IV.1. Intérêt du variateur de vitesse	38
IV.2. Variateur de vitesse mecanique.....	38
IV.3. Variateurs de vitesse electroniques.....	39
IV.4. Différents types de convertisseurs	41
IV.4.Variateurs de vitesse pour moteurs asynchrones.....	41

III. Partie expérimentale

I. Introduction	
II. Présentation du machine.....	43
II. Description :.....	43
II.2. Position de la broche.....	43
II.3. Embrayage des commandes.....	44
III. Plan de travail.....	44
III.1. Démontage.....	45
III.2. Usinage :.....	46
IV. Equipement de protection et de commande.....	46
IV.1. Choix des composants du départ moteur.....	46
IV.2. Identification de l'appareillage de la fraise.....	48
IV.3. Identification de l'appareillage du moteur de déplacement.....	49
Annexe.....	50

Conclusion générale

Liste des figures

I. Partie mécanique

Fig.I.1 : le moulage.

Fig.I.2 : raboteuse.

Fig. I.3 : constitution d'un tour.

Fig.I.4 : porte outil a tourelle carrée.

Fig.I.5 : vue d'ensemble des chariots.

Fig.I.6 : les principaux plateaux.

Fig.I.7 : lunette.

Fig.I.8 : Trainard.

Fig.I.9 : tablier de trainard.

Fig.I.10 : définition de fraisage.

Fig.I.11 : type de frassage.

Fig.I.12 : les fonctions des fraiseuses.

Fig.I.13 : la vitesse de coupe.

II. Partie électrique

Figure II.1. Disjoncteur.

Figure II.2. Sectionneur

Figure. II.3. Interrupteur Sectionneur.

Figure. II.4. Relais Thermique

Figure. II.5. Contacteur

Figure. II.6. Bloc auxiliaire temporisé

Figure. II.7. Autre bloc auxiliaire temporisé

Figure. II.8. Bloc de contacts auxiliaires

Figure. II.9. Différentes configurations de contacts auxiliaires

Figure. II.10. Contacteur auxiliaire

Figure. II.11. Capteurs de fin de course

Figure. II.12. Fusibles

Figure. II.13. Voyants

Figure. II.14. Le corps d'un bouton poussoir

Figure. II.15. Boutons poussoirs

Figure.16. Circuit de commande de démarrage directe semi-automatique à un seul sens de marche

Figure. II.17. Circuit de puissance de Démarrage directe semi-automatique à un seul sens de marche

Figure. II.18. Circuit de commande de démarrage directe semi-automatique à deux sens de marche

Figure. II.18. Circuit de commande de démarrage directe semi-automatique à deux sens de marche

Figure. II.19. Circuit de commande de Démarrage par élimination de résistances statoriques à un seul sens de marche

Figure. II.20. Circuit de puissance de Démarrage par élimination de résistances statoriques à un seul sens de marche

Figure. II.21. Circuit de commande de démarrage par élimination de résistances statoriques à deux sens de marche

Figure. II.22. Circuit de puissance de démarrage par élimination de résistances statoriques à deux sens de marche

Figure. II.23. Démarrage par élimination de résistances rotoriques à un seul sens de marche.

Figure. II.24. Circuit de commande Démarrage par élimination de résistances rotoriques à un seul sens de marche

Figure. II.25. Circuit de puissance Démarrage par élimination de résistances rotoriques à un seul sens de marche

Figure. II.26. Circuit de commande Démarrage par élimination de résistances rotoriques à deux sens de marche

Figure. II.27. Circuit de puissance Démarrage par élimination de résistances rotoriques à deux sens de marche

Figure. II.28. Circuit de commande de démarrage étoile-triangle semi-automatique à un sens de marche

Figure. II.29. Circuit de commande de démarrage étoile-triangle semi-automatique à un sens de marche

Figure. II.29. Circuit de puissance Démarrage étoile-triangle semi-automatique à un sens de marche

Figure. II.30. Rotor à cage d'écureuil.

Figure. II.31. Rotor bobiné à bague

Figure. II.32. Bilan de puissance d'un moteur asynchrone

Figure. II.33. Exemple de plaque signalétique

Figure. II.34. Autre type de plaque signalétique

Figure. II.35. Couplage dans la boîte à bornes du moteur

Figure. II.36. Les différents types d'accouplement

Figure. II.37. Variateur électronique

Figure. II.38. Synoptique des variateurs pour moteurs asynchrones

Figure. II.39. : Onduleur

Figure. II.40. Principe de découpage de la tension continue pour obtenir une tension sinusoïdale.

Figure. II.41. Allure du courant de sortie

III. Partie expérimentale

Fig.III.1 : broche en position horizontale

Fig.III.2 : broche en position verticale

Fig.III.3 : inverseur

Fig.III.4 : embrayage

Fig.III.5 : positions extrêmes du baladeur

Figure III.6.les balais(fourche)

Figure III.7. Solution de protection 4 produits

Figure III.8. Solution de protection 3 produits

Figure III.9. Solution de protection 4 produits

Figure. III.10. Plaque signalétique du moteur de la fraise

Figure. III.11. Plaque signalétique du moteur de déplacement

Liste des tableaux

Table.1. Les vitesses synchrones possibles en fonction du nombre de Paires de pôles

Table.2. Tableau récapitulatif sur les couplages

Introduction Générale

Introduction Générale

Dans la mise en forme des métaux par la coupe, le procédé de tournage représente à lui seul, dans l'industrie, plus du tiers de l'usinage par enlèvement de copeaux. L'optimisation des processus de fabrication prend une place importante au niveau de la recherche scientifique industrielle dans un but de répondre à un double objectif visant l'amélioration de la qualité des produits fabriqués et la réduction des coûts de production. [1].

Le travail réalisé au cours de ce mémoire a pour but de proposer une méthode d'automatisation d'un outil de travail très utilisé en fabrication mécanique ; c'est en effet une fraiseuse universelle au niveau de l'atelier de mécanique de notre institut. Le travail présenté dans ce mémoire s'articule de la façon suivante :

Le chapitre I : porte sur une recherche bibliographique sur le procédé de fabrication mécanique, dans un premier temps on cite les principales notions de base de tournage, fraisage ...etc. ensuite les différents phénomènes liés au procédé, ainsi que les paramètres technico-économiques.

Dans le chapitre II on présente une étude de différents appareillages électriques liés à la mise en service des machines-outils ; on donnera de brefs définitions du moteur asynchrone, organe essentiel qui est omniprésent sur les différents équipements de fabrication mécanique ; ce chapitre se termine par une étude bibliographique de l'appareillage de commande de ces moteurs.

Dans le chapitre III, on détaillera l'aspect expérimental. De notre travail qui consistera à éliminer le procédé mécanique de variation de vitesse du moteur de la fraise par un variateur électronique.

Une conclusion générale clôtura notre travail.

Introduction

En industrie la fabrication d'une pièce requiert la mise en œuvre d'un ensemble de techniques, par lesquelles l'obtention d'une pièce ou série de pièce par moulage, on tout simplement la fabrication à partir d'une matière semi finie (tôle, barre.). L'usinage de celle –ces s'obtient d'une succession et l'opération définie par la gamme d'usinage établie par un bureau de méthodes ou d'étude, suivie par un dessin de définition.

L'usinage s'effectue à partir d'une procède effectuée par des machines appelées machine outille tels que : Tournage, fraisage, en respectant les règles de coupe, ces machines peuvent être semi-automatique ou numérique.

I. Obtention de la pièce métallique par moulage

L'industrie de la fonderie fabrique des pièces métalliques par moulage, c'est à dire par coulée à l'intérieure de moule, de métaux ou alliages fondus [1].

Moyen de production souvent économique, le moulage de fonderie permet tout aussi bien de fabriquer des pièces de forme simple ou complexes, de dimensions et masses divers.

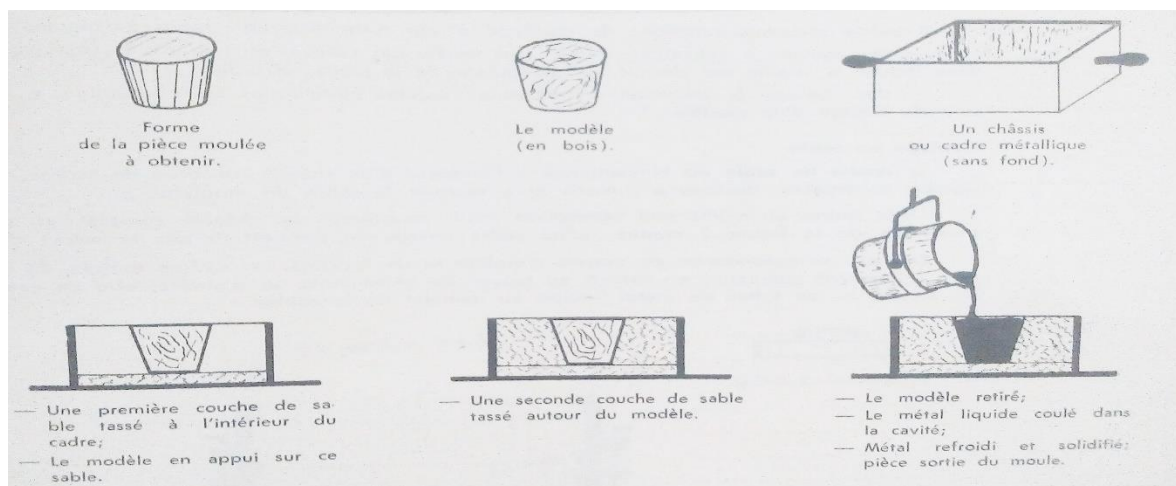


Fig.I.1 : le moulage.

❖ I.1) Il existe plusieurs procédés de moulage et notamment :

-Le moulage en sable : qui nécessite la confection d'un moule par pièce (moule détruit), après refroidissement par retrait de la pièce.

-le moulage en moule métallique ou moulage en coquille a usage permanent.

❖ I.2) Les étapes principales d'une fabrication de pièces sont [2] :

Dans le cas d'un moulage en sable.

*établissement est un modèle ou forme des pièces à obtenir, mais de cotés légèrement supérieure, pour compenser le retrait du métal ou refroidissement.

Le moulage en coquille dispense de la fabrication d'un modèle, les coquilles au parties du moule mécanique sont usinées mécaniquement et avec une précision qui assure des moulages de qualité (formes, état de surface, dimensions).

A la coulée le métal liquide remplit les cavités du moule et les conduits ou événements en chassons les gaz brules, le métal qui se trouve dans le trou de coulée et les événements constitue des réserves ou masselottes qu'on élimine à l'ébarbage.

II. Obtention de la pièce métallique par rabotage

L'étai limeur ne convient que pour les pièces de petite et moyenne dimensions. Lorsque la pièce à raboter est longue on utilise une raboteuse [1].

Une raboteuse comprend essentiellement :

- 1- Un bâti robuste solidement fixe au sol.
- 2- Deux (2) montants verticaux.
- 3- Une traverse horizontale, mobile verticalement.
- 4- Une table porte pièce couissant sur des glissières du bâti.
- 5- Un ensemble d'organes destiné a assuré les différents mouvements.

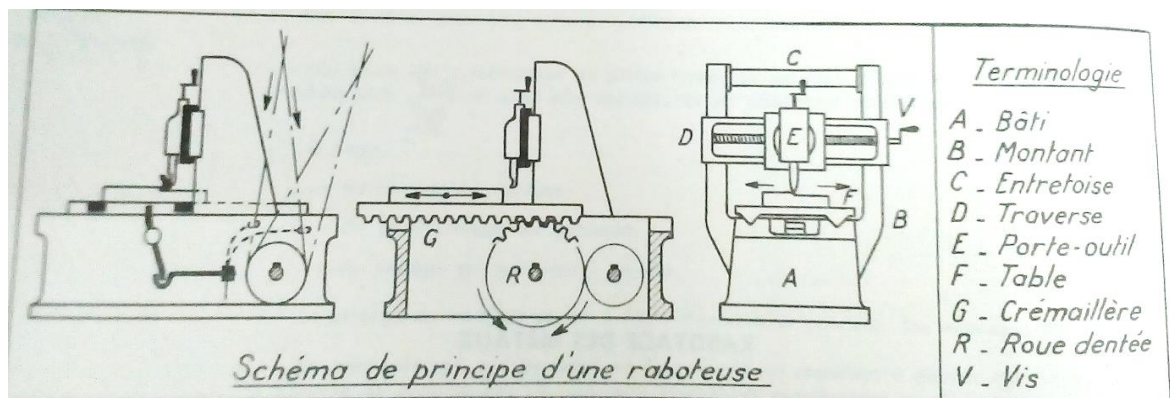


Fig.I.2 : raboteuse.

II.1) Commande du mouvement de coupe.

La table de la raboteuse est entraînée par une crémaillère (fixe sur la table) sur laquelle engraine une roue d'entrée tournant tantôt dans un sens tantôt dans l'autre la commande du mouvement peut s'effectuer.

-Par double courroie (droite encroisée) au moyen d'un système de poulie.

La machine est commandée alternativement par une courroie droite, et par une courroie croisée ce qui détermine le changement du sens de mouvement de la table.

-par courroie unique : au moyen de trois (3) poulies tournants dans le même sens et d'un groupe de pignons coniques.

-par une fourche double assure le déplacement des courroies sur les poulies.

❖ Inversion des sens de marche

Le déplacement des fourches assurent le changement des sens de marche peut s'effectuer :

*au moyen d'une plaque rainurée qui se déplace en entraînant la fourche à chaque changement de sens de la table.

*au moyen d'un levier oscillant qui bascule à chaque changement de sens de la table.

- l'action de la plaque rainurée ou du levier oscillant est provoquée par deux taquets réglables fixes sur la table de la raboteuse.

La position des taquets fixe la valeur de la course et sa position par rapport à l'outil de coupe.

❖ Retour rapide :

Le retour rapide de la table est assuré par les différences de diamètre des poulies ou des engrenages coniques assurant le mouvement d'aller ou de retour de la table.

II.2) Commande des avances d'une raboteuse

La plupart des machines modernes sont munies d'un porte outil universel comportant plusieurs chariots.

La commande de la descente de l'outil s'effectue au moyen d'une tringle rainurée commandant la rotation d'une vis verticale à l'intérieur du porte outil.

La commande de l'avance s'effectue par la rotation d'une vis horizontale sur laquelle se trouve un écrou solidaire du chariot porte outil. Celui-ci se déplace le long de la traverse.

Ces diverses commandes sont réalisées à la main ou automatiquement.

La commande automatique des avances est réalisée par l'intermédiaire soit d'un cliquet réversible commandée par le mouvement de la table et anime d'un mouvement intermittent à chaque course allée de table d'un système de crémière produisant le même effet. L'amplitude des avances est réglable.

II.3) Commande de la traverse

La montée ou la descente de la traverse horizontale supporte du porte outil est déterminée par la rotation de deux (2) vis verticales.

Un écrou solidaire de la traverse est montée sur chaque vis. Lorsque les vis tournantes, la traverse s'élève ou s'abaisse.

La rotation de vis peut-être manuellement ou automatiquement commandée.

Certaines raboteuses spéciales comportent deux portes outils sur la traverse, parfois encore deux (2) porte outil latéraux.

D'autres raboteuses n'ont qu'un seul montant, elles sont réservées à l'usinage des pièces en comburantes.

III. Obtention de la pièce métallique par tournage

Le tournage consiste à effectuer dans travaux d'usinage sur des pièces animées d'un mouvement de rotation [3].

Il s'effectue sur des machines appelées Tours.

Il existe de nombreuses sortes de tours différents selon leur construction et l'usinage au quelle ils sont destinés.

En appelle tour parallèle (//) une tour sur le quelle l'outil se déplace suivant une direction parallèle (//), \perp ou oblique à l'axe du tour.

III.1) Principales caractéristiques d'un tour :

- La hauteur de points
- La longueur entre points
- Le diamètre (Φ) de l'alésage de la broche
- Les valeurs extrêmes des vitesses de la broche
- Les valeurs extrêmes des avances
- Le pas de vis mère

Les outils utilisés sont en acier rapides ou a pastille rapporté en carbure fritté.

III.2) Constitution d'un tour [3]

Un tour comporte les organes ou groupe d'organes suivants :

- Le bâti comprenant : le banc (droite ou rampe) et la table.
- Les organes supports de pièces
- Les organes accessoires des tours
- Les organes de commande de tour
- Les organes de commande de mouvement de coupe
- Les organes de commande de mouvement d'avance

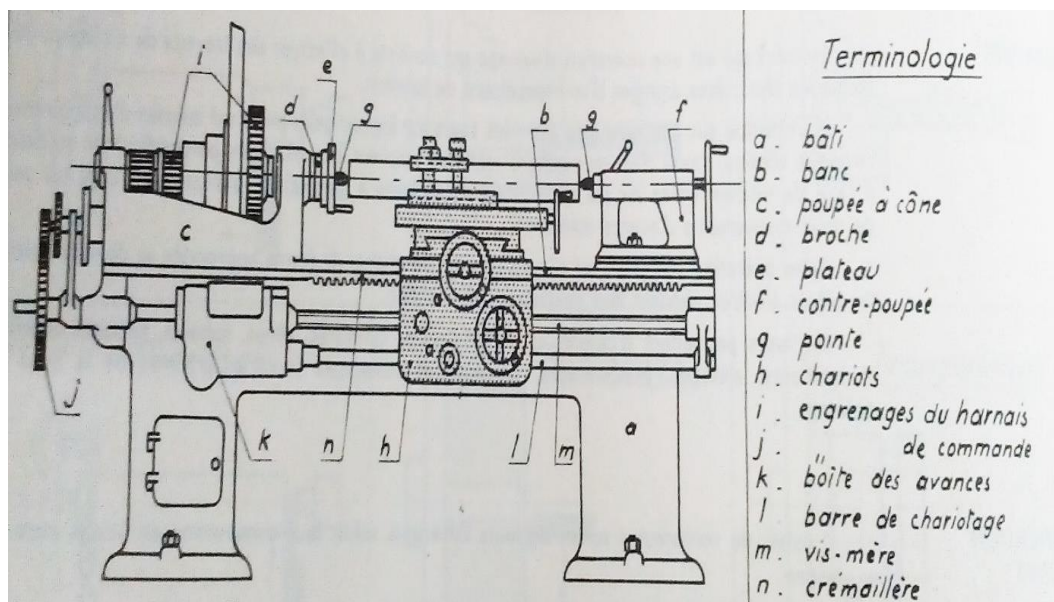


Fig. I.3 : constitution d'un tour.

❖ Organes support de pièces

Les organes sont constitués par :

- une poupée fixe comprenant un corps en fonte qui repose sur la table, du banc et supporte un arbre creux ou broche, la poupée comporte un filetage extérieur (nez de la broche sur laquelle se visse un Mondrian ou un plateau d'entraînement).
- Une contre-poupée dans le corps en fonte est fixée sur le banc par un ou plusieurs boulons et qui comporte un fourreau coulissant cylindrique manœuvrée par un visé par un volant.

Les deux poupées sont alésées intérieurement au cône morse pour recevoir chacun une pointe destinée au montage des pièces entre pointe.

- Organes supports d'outils : l'outil est fixé sur une tourelle monte sur plusieurs chariots.

L'ensemble des chariots comprend :

- Un chariot longitudinal qui coulisse sur le banc du tour reçoit le mécanisme d'entraînement et se déplace au marin ou automatiquement, un chariot transversal se déplace dans des glissières porte par le chariot longitudinal \perp suivant l'axe du tour.
- Une semelle orientable porte par le chariot transversal, qui peut-être incliné d'un angle quelconque.
- Un petit chariot longitudinale supportée par la semelle orientale et se déplace par une commande manuelle, il sert de support à la tourelle sur laquelle se fixe l'outil.
- Tourelles : tourelle carré peut pivoter autour d'un axe central, elle peut recevoir quatre (4) outillés déférentes, fixes par des vises.

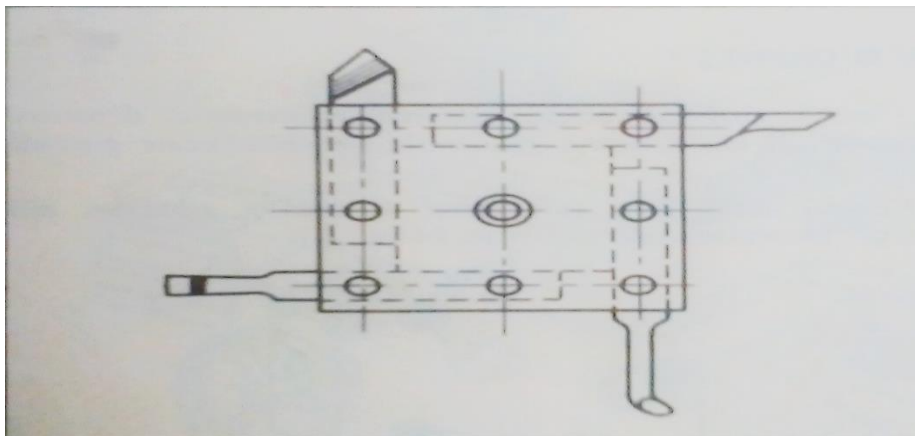


Fig.I.4. : porte outil a tourelle carrée.

- Support d'entraînement des pièces : les pièces à tourner peuvent être :
-montés entre pointe après avoir pratiqué un centre à chaque extrémité de la pièce au moyen d'un foret spécial.

Elles sont alors entraînées par une pousse toc et un toc.

- serrées sur des plateaux ou mandrin vissée sur le nez de la broche.

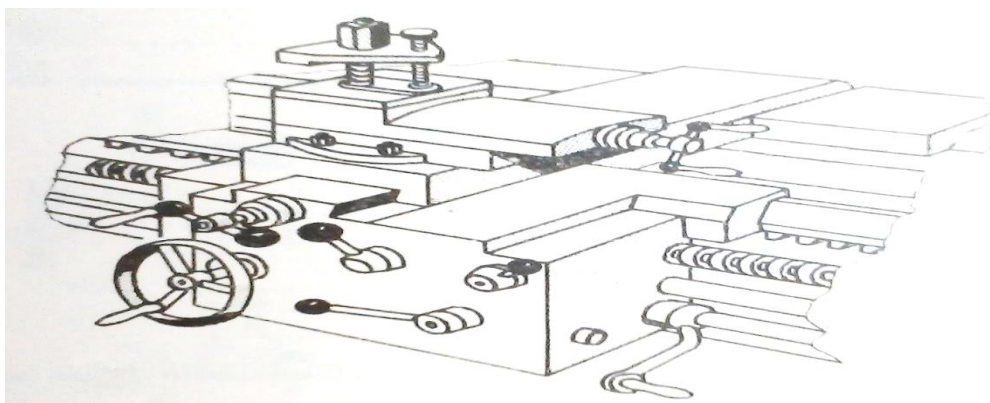


Fig.I.5. : vue d'ensemble des chariots [4].

❖ *Les principaux plateaux utilisés sont :

- plateaux à quatre mors réversibles et serrage indépendants.
- plateaux dit mandrin, a 3 mors a serrage concentrique.
- plateaux ou mandrin a serrage concentrique et a 3 ou 4 mors indépendant.
- mandrin universelle.

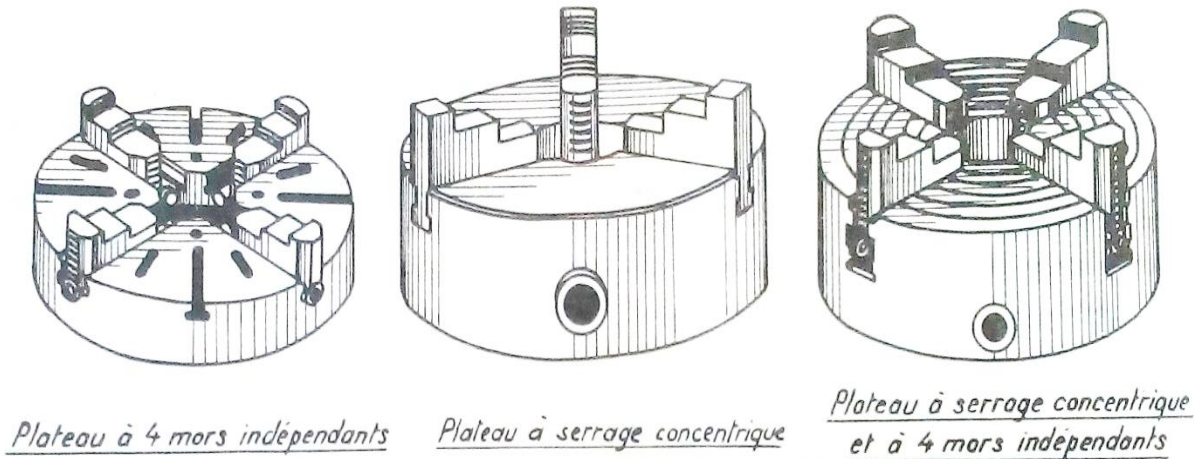


Fig.I.6. Les principaux plateaux.

- **Lunettes** : pour éviter la flexion des pièces longues, on les supporte par un ou plusieurs supports intermédiaire appelée lunettes.
- La lunette à suivre 2 pointes comporte un support muni de 3 doigts réglables entourant la pièce à tourner. Elle se fixe sur la table et se déplace avec lui.
- La lunette fixe remplit le même rôle que la lunette à suivre, mais elle se fixe sur le banc et n'accompagne pas l'outil.

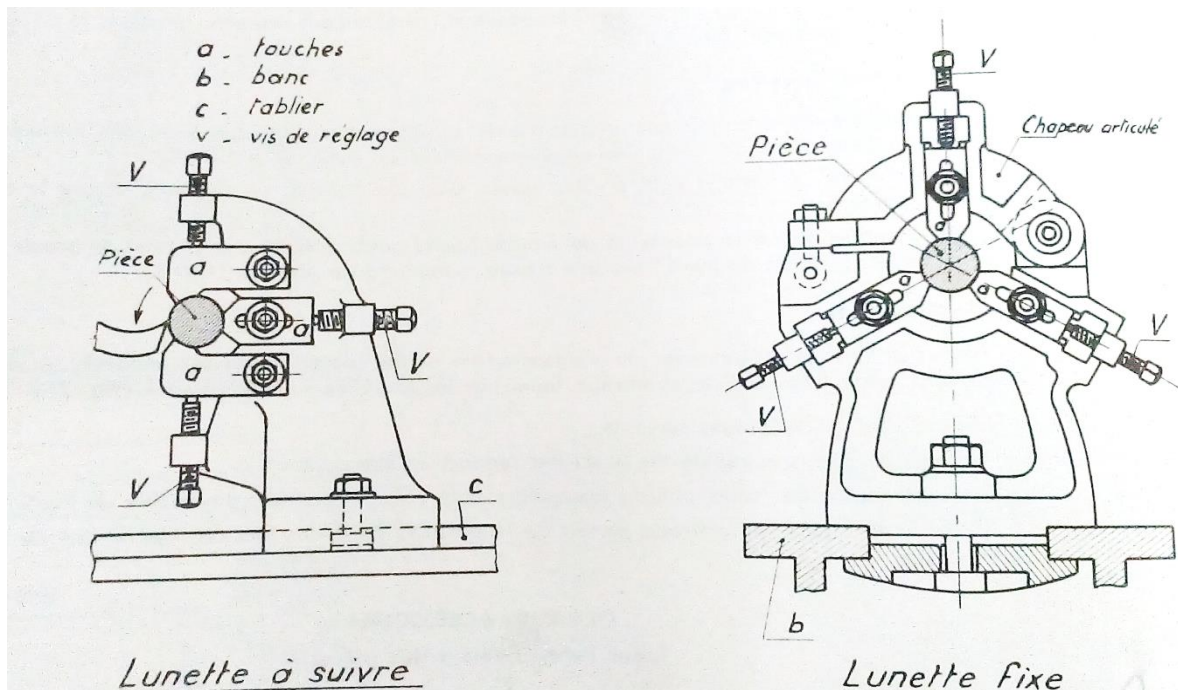


Fig.I.7. Lunette.

III.3) Commande des machines

L'entraînement des machines peut s'effectuer de plusieurs manières [6]:

-par support tendeur, comportant une colonne support, un groupe moteur et un système tendeur et de tendeur de courroie.

-par commande direct ou par mono poulie, la transmission collective n'est pratiquement plus utilisée.

III.4) Commande du mouvement de coupe

La commande du mouvement de la broche s'effectue soit :

- Par l'intermédiaire de boîte vitesse.
- Par l'intermédiaire de cône à gradin et d'un harnais.

➤ Dans la marche directe :

Le cône à gradin est relié directement par un doigt d'entraînement à un engrenage clavetté sur la broche qui est ainsi entraîné directement.

➤ Dans la marche au harnais :

Le mouvement est transmis à la broche par l'intermédiaire d'un groupe d'engrenage réducteur.

III.5) Commande des avances

L'avance de l'outil s'effectue par le déplacement des chariots. La commande automatique des avances s'effectue au moyen d'un ensemble d'organes qui sont :

- a) Les organes de commande comprenant le pignon de la broche, l'inverseur des avances, la lyre, la boîte de vitesse des avances
- b) Les organes de réception comprenant le chariot longitudinale ou trainard, le chariot transversal et leur dispositif d'embrayage.

Les organes de commande ont pour but de communiquer un mouvement de rotation à la vis mère et à la barre de chariotage.

L'inverseur des avances permet de réaliser le changement du sens des avances et peut avoir 3 positions.

➤ La Lyre :

Après l'inverseur de mouvement de rotation et transmis à la vis mère par l'intermédiaire d'un groupe d'engrenage amovible sur un support constituent la lyre.

On peut modifier par ces engrenages le support des roues dentées qui commandent l'arbre des avances et en fait ainsi varie sa vitesse.

➤ Boîte des avances

La boîte de vitesse d'avances permet de communiqué des vitesses déférentes à la vis mère ou à la barre de chariotage conjointement avec la lyre.

Exemple : boîte d'avance à baladeur.

➤ Organe de transmission du mouvement d'avance

La vis mère est une barre longue situé dans des supporte sur le côté du tour, elle transmet le mouvement au trainard pour la réalisation des filetages.

La barre de chariotage est une barre longue non fileté parallèle (//) a les vis mères, elle comporte une rainure de clavetage et permet de réaliser le déplacement automatique du trainard et du chariot transversal.

III.6) Commande de réception du mouvement d'avance [5]

La commande de trainard par la vis mère s'effectue au moyens de deux demi écroues mobiles, fileté ou pas de la vis mère et solidaire des trainards.

La commande du chariot par la barre de chariotage s'effectue par un système de de vis sans fin et redentée.

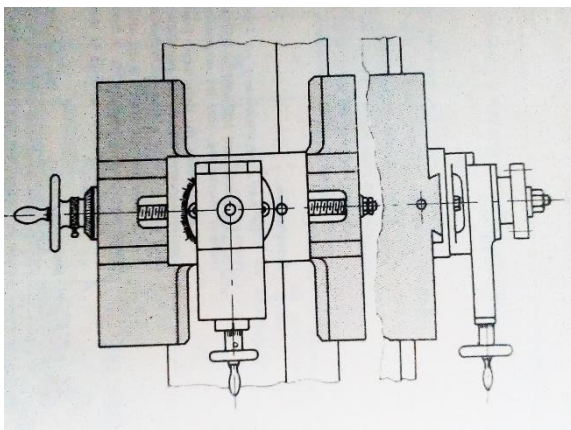


Fig.I.8 : Trainard.

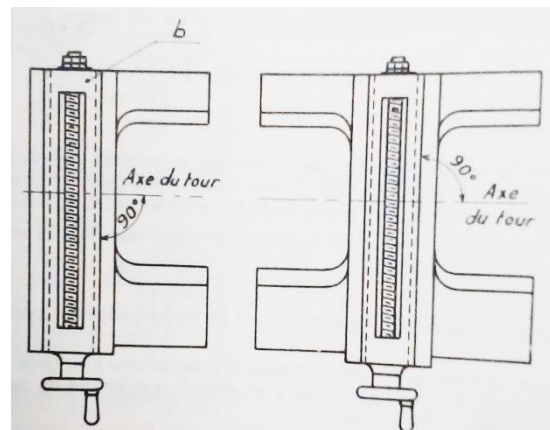


Fig.I.9 : tablier de trainard.

IV. Obtention de la pièce métallique par fraisage

IV.1) Généralités sur l'outil de fraisage [3], [5]:

L'usinage par fraisage se pratique à l'aide d'outil tournant à arête de coupe multiple, les fraises sont fabriquées soit en taillant mécaniquement des dents à la périphérie d'un cylindre ou d'un tronc de cône, soit en rapportant des dents (lames rapportés, outils rapportés) sur un corps d'outil.

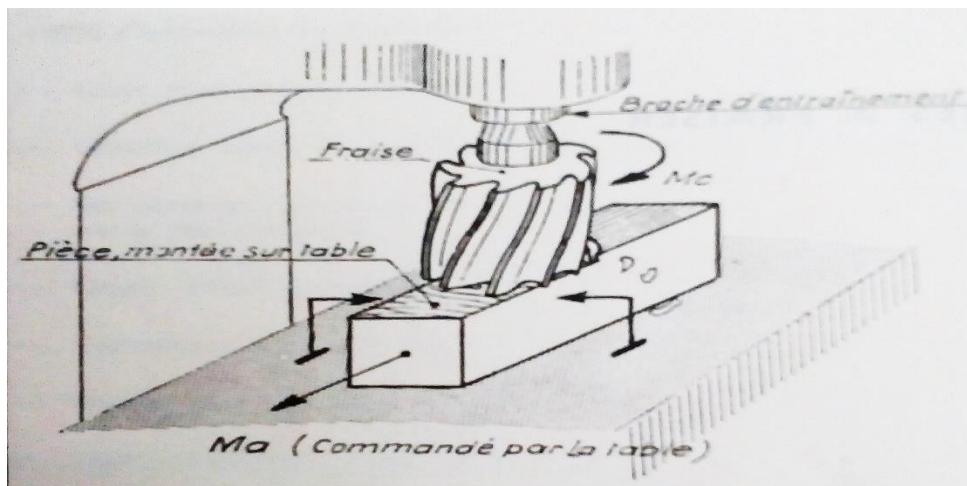


Fig.I.10. : définition de fraisage.

Les dents de fraises sont de longueur, forme la disposition diverse, elles présentent généralement les trois (3) angles caractéristiques.

\hat{A} : angle de dépouille

b^\wedge : angle de pente d'affutage

d^\wedge : angle de tranchant $=90^\circ - (\hat{a} + b^\wedge)$

Les fraises mono bloque sont fabriqués avec des aciers rapides et les dents des fraises à denture rapportée sont faites avec des carbures frittés.

IV.2) Mode d'action des fraises

Les surfaces fraisées peuvent être produites par fraisage de profil ou par fraisage de fasse.

-Il y a fraisage de profil lorsque l'axe de fraise est parallèle // ou oblique à la surface usinée.

La fraise travaille alors avec les dents taillées sur sa surface de révolution.

-Il y a fraisage de fasse lorsque l'axe de la fraise est perpendiculaire \perp à la surface travaillée.

La fraise employée possède une denture périphérique et une denture en bout.

Dans certain opération, fraisage de force et fraisage de profil sont simultanés.

IV.2.1) Fraisage en opposition – en concordance

Le fraisage de profil peut s'effectue-t-on position ou bien en concordance.

- En opposition ; le sens du mouvement de coupe de la fraise et le sens de déplacement de la pièce s'opposent.
- En concordance ; le sens de mouvement de coupe est le même que celui du mouvement d'avance de la pièce.

Remarque : Ce mode d'action en peut s'effectuer dans de bonne condition que sur des machines spéciales.

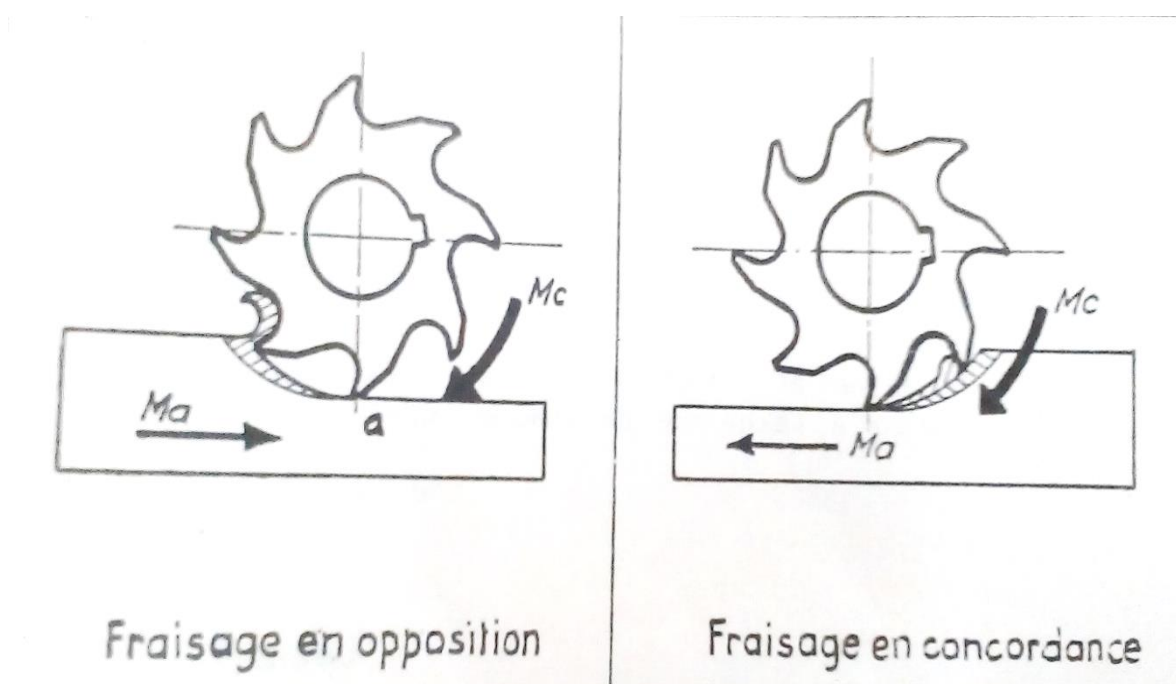


Fig.I.11 : type de frassage.

IV.3) Classification des fraises [6]

On peut classer les fraises :

- D'après le mode d'obtention de leur denture.

On distingue alors les fraises monoblocs à denture « taillée ou fraisée » ; à denture « détalonnée » et les fraises à dents rapportée (lames, outils rangs).

- Suivant le nombre de taille a 1, 2,3 tailles.
- Suivant la disposition des arêtes tranchantes fraises à denture droite, fraises à denture hélicoïdale, à droite ou à gauche.
- Selon leur forme : ou la nature du fraisage à effectuer : fraise cylindrique à surfacer, fraise conique, fraise scie.
- Selon le mode d'entraînement : fraise a trou (lisse, taraudé), fraise à queue (cylindrique, conique).

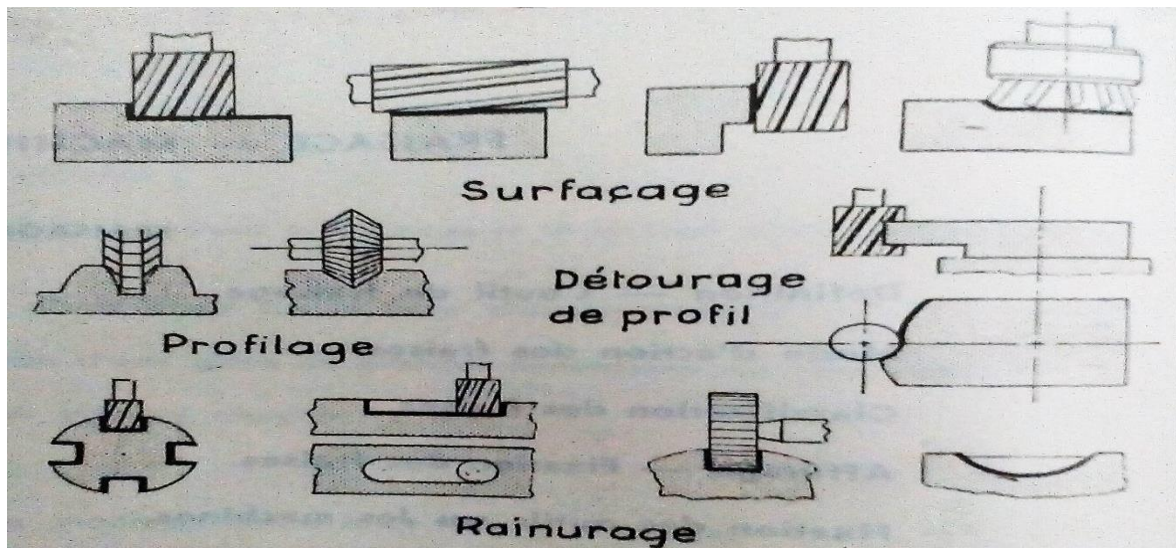


Fig.I.12. Les fonctions des fraiseuses.

IV.4) Vitesse de coupe

La vitesse de coupe et la vitesse circonférentiel de la fraise calculée en fonction de son diamètre (D (mm)) et de sa vitesse de rotation (n, en tours par min).

$$V_{m/min} = \frac{\pi D n}{1000}$$

Dans le choix des conditions de coupe on peut avoir a considéré :

- 1- L'avance par tour (a) (mm)
- 2- L'avance par dents (a/N), N : le nombre de dent de la fraise
- 3- L'avance par minute A, déplacement de la pièce par minute (A=a*n).

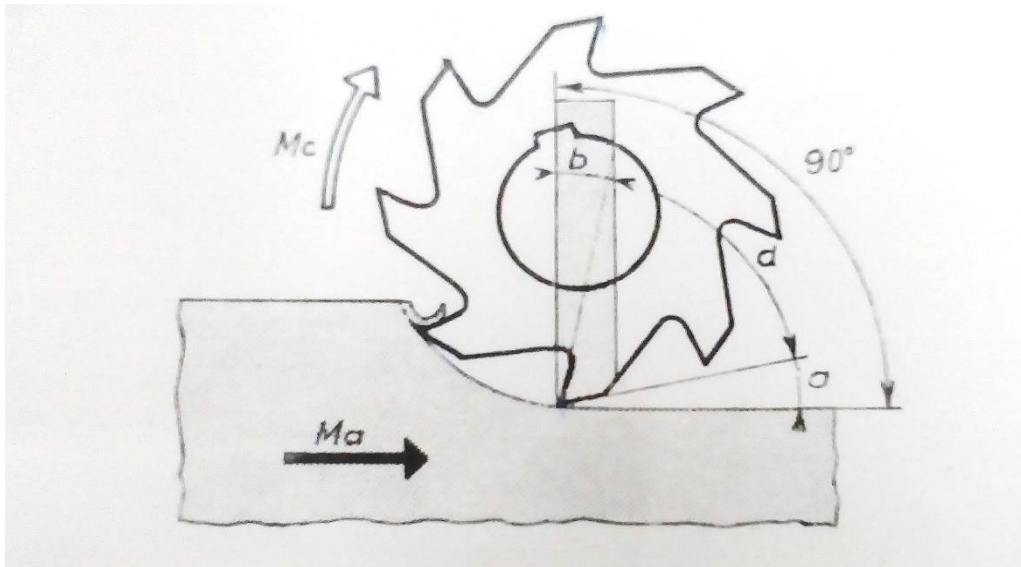


Fig.I.13. La vitesse de coupe.

IV.5) Machine à fraiser [6]

Il existe trois (3) types courants de machine à fraiser, destinés par les positions de leur axe de broche par rapport à la table.

-les fraiseuses horizontales à axe broche parallèle ($//$) à la table.

-des fraiseuses universelles, dont l'axe de broche peut se situer dans une position quelconque par rapport à la table.

-des fraiseuses verticales à axe de broche situé dans un plan perpendiculaire (\perp) à la table.

Les organes communs essentiels de ses machines sont :

- Le bâti
- La broche d'entraînement
- La table (porte pièce)
- Les organes de commande et de transmission

IV.6) Commande des avances

Les déplacements de table, chariot transversale se font manuellement ou automatiquement.

La commande automatique des avances s'effectue, depuis les boîtes des avances, au moyen d'un arbre télescopique à cadrons, de renvoi de pignon et du système vis-écrou.

L'organe à déplacer (table par exemple) est mis en mouvement par un système d'embrayage à crabot.

IV.7) Accessoires des fraiseuses

Les principaux sont :

Les étaux, les accessoires d'ablocage, le plateau circulaire et les appareils diviseur.

Résumé :

Dans le but d'étudier le refroidissement d'un composant électronique nous présentons ici une étude numérique basée sur le code résolvant les équations de Navier-stockes en CFX .15.0 du transfert convectif forcé d'un écoulement d'air principale et un jet impactant perpendiculaire au composant (source de chaleur), ce travail est valide avec l'étude expérimentale de **masip yunesky 2012**.

La configuration géométrique représentée sous forme d'un cube chauffé à 75° C placée dans la paroi inférieure d'un canal horizontale soumise à un écoulement principal et un jet perpendiculaire à 20° C. L'écoulement principal est maintenu à deux nombres de Reynolds de 3410 et 8880 et du côté jet impactant, les nombres de Reynolds sont calculés à partir des rapports $\alpha = Re_j/Re_h = 0.5; 1.0$ et 1.5.

La simulation est reproduite pour des valeurs différentes de rugosité du cube 0.05 et 0.1 (mm) dans le but est de vérifier si le changement de rugosité de composant améliore l'efficacité du refroidissement ou non. Les résultats obtenus ont montré que pour une rugosité de 0.1 (mm) et un Reynolds de 8880 le composant est mieux refroidit.

Mots-clés : composant électronique, jet impactant, rugosité, SST (shear stress transport).

Summary:

In order to study the cooling of an electronic component we present here a numerical study based on the code CFX .15.0 solving the Navier-stored equations of forced convective transfer of a main airflow and an impinging jet perpendicular to the component (heat source). This work is validated with the experimental study of **Masip Yunesky 2012**.

The geometric configuration is represented by a cube heated to 75 ° C placed in the lower wall of a horizontal channel subjected to a main flow and an impinging jet perpendicular to the cube. Both flows are at the temperature of 20 ° C.

The main flow is maintained at two Reynolds numbers of 3410 and 8880 and the impinging jet Reynolds numbers are calculated from the ratios $\alpha = Re_j/Re_h = 0.5; 1.0$ and 1.5.

The simulation is reproduced for different roughness values of the cube [0.05 and 0.1 (mm)] in order to check whether the change in component roughness improves cooling efficiency or not. The results obtained showed that for a roughness of 0.1 (mm) and a Reynolds of 8880 the component is the best cooled.

Key-Words: - electronic component, wall mounted cube, impinging jet, Shear Stress Transport (SST) turbulence model.