

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie mécanique



# THÈSE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

## DOCTORAT LMD

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par

**FELLAGUE CHEBRA ABDELHAK**

Thème :

*Etude expérimentale et numérique d'un écoulement turbulent autour d'un obstacle à géométries variables soumis à un écoulement transversal et d'un jet impactant soufflé d'un système de plusieurs diffuseurs*

Soutenue le 29/06/2024, devant le jury composé de :

Mr. HOCINE Abdelkader	Professeur	UHB-Chlef	Président
Mr. BENNIA Abderazak	MCA	UMEBEI-Bordj Bou Arreridj	Examinateur
Mr. NATECHE Tahar	MCA	UST-Oran	Examinateur
Mr. ZERROUT Amar	MCA	UHB-Chlef	Examinateur
Mr. KHELIL Ali	Professeur	UHB-Chlef	Encadreur
Mr. BRAIKIA Mohamed	MCA	UHB-Chlef	Co- Encadreur

## **Remerciements**

*En premier lieu, je tiens à remercier Dieu, mon créateur, de m'avoir donné la force nécessaire pour accomplir ce travail.*

*Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude envers mon directeur de thèse, le Professeur **KHELIL Ali**, et mon Co-encadreur, le Dr **BRAIKIA Mohamed**, pour leur accompagnement patient, leurs encouragements, leur compréhension et leurs excellents conseils tout au long de cette thèse. Le niveau atteint dans cette recherche est attribuable à leurs encouragements et à leurs efforts ; sans eux, cette thèse n'aurait ni n'été achevée ni écrite.*

*Je souhaite exprimer ma reconnaissance envers Dr **BEDROUNI Mohammed** pour son précieux soutien dans l'avancement de mes travaux de recherche.*

*Un grand merci à Monsieur **DRISS Zied** professeur à l'Université de Sfax, Tunisie, pour m'avoir donné l'opportunité de travailler au sein de son laboratoire et pour son soutien significatif dans mes travaux de recherche.*

*Mes remerciements vont également au Président, Monsieur **HOCINE Abdelkader**, Professeur à l'Université de Chlef, ainsi qu'aux Examineurs, à savoir Monsieur **BENNIA Abderazak**, Maître de Conférences à l'Université de Bordj Bou Arreridj, Monsieur **NATECHE Tahar**, Maître de Conférences à l'Université d'Oran, et Monsieur **ZERROUT Amar**, Maître de Conférences à l'Université de Chlef, pour avoir accepté d'évaluer mes travaux de thèse.*

*Je tiens à exprimer ma gratitude envers tous les enseignants du Département de Génie Mécanique de l'Université Hassiba Benbouali à Chlef.*

*Les remerciements les plus importants vont à ma famille, qui a joué un rôle essentiel dans la réalisation de tous mes objectifs.*

*Enfin, un merci tout particulier à mes amis, qui ont contribué à rendre mon séjour agréable et mémorable.*

**FELLAGUE CHEBRA Abdelhak**

## *Dédicaces*

*Je dédie ce travail de thèse à mes parents, à mon frère et à ma sœur.*

*Ainsi qu'à tous mes amis et à ma famille.*

*À tous mes camarades de la promotion en génie mécanique.*

## Résumé

Cette thèse se concentre une étude numérique et une étude expérimentale visant à évaluer comment la géométrie des diffuseurs d'air et les variations des coins supérieurs des composants électroniques influencent leur efficacité de refroidissement.

La première étude concerne la prédiction numérique des champs dynamiques et thermiques d'un obstacle cubique placé au centre d'un canal carré soumis à un écoulement transversal et à un jet d'impact perpendiculaire. Les calculs ont été réalisés à un nombre Reynolds de 3410, en analysant trois jets d'impact perpendiculaires avec des rapports de Reynolds de  $\alpha = 0.5, 1$  et  $1.5$ . Le modèle de turbulence  $k-\omega$  SST a été utilisé dans cette recherche. L'efficacité du modèle appliqué a été évaluée en comparant les résultats numériques avec les résultats expérimentaux réalisés par Massip et al. Une fois les résultats numériques validés, nous avons étudié l'effet de la modification de la géométrie des diffuseurs de jet sur l'efficacité de refroidissement. Trois types de diffuseurs ont été testés (circulaire, tourbillonnaire et lobée). Nous avons trouvé une relation directe entre la forme du diffuseur et l'efficacité de refroidissement. L'effet du rapport de Reynolds a également été analysé, et il a été constaté qu'il avait un impact significatif sur l'efficacité de refroidissement. Avec une augmentation du rapport  $Re_j/Re_H$ , le transfert de chaleur augmente dans tous les cas des diffuseurs de jet. Pour ce qui est des diffuseurs d'air lobés, une valeur de Nusselt plus élevée a été observée par rapport aux autres cas de diffuseurs de jet. De plus, il a été remarqué que le diffuseur de jet lobé peut améliorer le transfert de chaleur pour  $\alpha = 1.5$  de plus de 16.3% par rapport au diffuseur de jet circulaire.

Dans la deuxième partie qui suit la première, nous avons également mené une étude numérique dynamique et thermique pour analyser l'effet de la modification des coins supérieurs des composants électroniques sur l'efficacité de refroidissement, en utilisant le diffuseur lobé qui a donné les meilleures performances. Nous avons comparé le diffuseur lobé avec le diffuseur circulaire en modifiant les bords des composants électroniques. Les simulations numériques ont été réalisées en utilisant le même modèle de turbulence ( $k-\omega$  SST) et les mêmes conditions aux limites et plages de calcul que dans la première partie. Les résultats ont montré une relation claire entre la structure des composants électroniques et l'efficacité de refroidissement. À  $\alpha = 0.5$ , les cubes avec des bords arrondis et chanfreinés ont une efficacité de refroidissement inférieure par rapport au cube régulier. À  $\alpha = 1.0$ , le cube chanfreiné montre une amélioration de l'efficacité de refroidissement (augmentation de 4.7%). À  $\alpha = 1.5$ , le cube arrondi présente une performance de refroidissement supérieure (augmentation de 3.7%). La configuration du diffuseur lobé offre une efficacité de refroidissement exceptionnelle, avec un indice de Nusselt supérieur de 15% par rapport au diffuseur de jet circulaire. Ces résultats fournissent des informations précieuses pour améliorer l'efficacité de refroidissement des composants électroniques dans des conditions d'écoulement transversal et à un jet impactant.

Enfin, la troisième partie de la thèse présente une étude expérimentale menée au sein du laboratoire LASEM. L'objectif de cette étude est d'analyser les résultats dynamiques et thermiques résultant des modifications apportées à la forme du diffuseur d'air lors du chauffage d'un composant cubique exposé à un écoulement transversal et à un jet d'impact. Les résultats

obtenus ont révélé l'impact de la vitesse d'écoulement transversal et de la configuration spécifique du diffuseur sur le chauffage du composant. Cette expérience intègre des tests comprenant trois formes différentes de géométrie du diffuseur d'air, à savoir circulaire, tourbillonnaire et lobée, fournissant ainsi une évaluation comparative de leur impact sur les performances thermiques du composant. Le diffuseur lobé se distingue comme le choix optimal pour chauffer le composant, confirmant ainsi les conclusions des parties précédentes de la thèse.

**Mots-clés :** Refroidissement des composants électroniques, jet impactant, jet circulaire, jet lobé, jet tourbillonnaire, cube chanfreiné, cube arrondi.

## Abstract

This thesis focuses on a numerical and experimental study aimed at evaluating how the geometry of air diffusers and variations in the upper corners of electronic components influence their cooling efficiency.

The first study concerns the numerical prediction of the dynamic and thermal fields of a cubic obstacle placed at the center of a square channel subjected to cross-flow and a perpendicular impinging jet. The calculations were performed at a Reynolds number of 3410, analyzing three perpendicular impinging jets with Reynolds number ratios of  $\alpha = 0.5, 1,$  and  $1.5$ . The  $k-\omega$  SST turbulence model was used in this research. The efficiency of the applied model was evaluated by comparing the numerical results with the experimental results conducted by Massip et al. Once the numerical results were validated, we studied the effect of modifying the geometry of the jet diffusers on the cooling efficiency. Three types of diffusers were tested (circular, swirling, and lobed). We found a direct relationship between the shape of the diffuser and the cooling efficiency. The effect of the Reynolds ratio was also analyzed, and it was found to have a significant impact on the cooling efficiency. With an increase in the  $Re_j/Re_H$  ratio, heat transfer increases in all cases of jet diffusers. Regarding the lobed air diffusers, a higher Nusselt value was observed compared to the other cases of jet diffusers. Additionally, it was noted that the lobed jet diffuser can improve heat transfer for  $\alpha = 1.5$  by more than 16.3% compared to the circular jet diffuser.

In the second part following the first, a dynamic and thermal numerical study was also conducted to analyze the effect of modifying the upper corners of electronic components on cooling efficiency, using the lobed diffuser which performed the best. We compared the lobed diffuser with the circular diffuser by modifying the edges of the electronic components. Numerical simulations were conducted using the same turbulence model ( $k-\omega$  SST) and the same boundary conditions and calculation ranges as in the first part. The results showed a clear relationship between the structure of the electronic components and cooling efficiency. At  $\alpha = 0.5$ , cubes with rounded and chamfered edges had lower cooling efficiency compared to the regular cube. At  $\alpha = 1.0$ , the chamfered cube showed an improvement in cooling efficiency (increase of 4.7%). At  $\alpha = 1.5$ , the rounded cube showed superior cooling performance (increase of 3.7%). The lobed diffuser configuration offers exceptional cooling efficiency, with a higher Nusselt index by 15% compared to the circular jet diffuser. These results provide valuable information for improving the cooling efficiency of electronic components under conditions of transverse flow and impacting jet.

Finally, the third part of the thesis presents an experimental study conducted at the LASEM laboratory. The objective of this study is to analyze the dynamic and thermal results resulting from modifications to the shape of the air diffuser when heating a cubic component exposed to transverse flow and an impact jet. The obtained results revealed the impact of transverse flow velocity and the specific configuration of the diffuser on component heating. This experiment integrates tests comprising three different shapes of air diffuser geometry, namely circular, swirling, and lobed, thus providing a comparative evaluation of their impact on the thermal performance of the component. The lobed diffuser stands out as the optimal

choice for heating the component, thus confirming the conclusions of the previous parts of the thesis.

**Keywords:** Electronic component cooling, impacting jet, circular jet, lobed jet, swirling jet, chamfered cube, rounded cube.

## ملخص

تركز هذه الأطروحة على دراسة عددية وتجريبية تهدف إلى تقييم كيفية تأثير هندسة ناشرات الهواء وتغيرات الزوايا العليا للمكونات الإلكترونية على كفاءة التبريد.

الدراسة الأولى تتعلق بالتنبؤ العددي للمجالات الديناميكية والحرارية لعائق مكعب موضوع في مركز قناة مربعة معرضة لتدفق عرضي ونفاثة متعامدة. تم إجراء الحسابات عند عدد رينولدز قدره 3410، من خلال تحليل ثلاث نفاثات متعامدة بنسب رينولدز قدرها  $\alpha = 0.5$  و 1 و 1.5. تم استخدام نموذج الاضطراب  $k-\omega$  SST في هذا البحث. تم تقييم فعالية النموذج المستخدم من خلال مقارنة النتائج العددية مع النتائج التجريبية التي أجراها ماسيب وآخرون. بعد التحقق من صحة النتائج العددية، قمنا بدراسة تأثير تعديل هندسة ناشرات النفاثة على كفاءة التبريد. تم اختبار ثلاثة أنواع من الناشرات (دائرية، دوامية، مفصصة). وجدنا علاقة مباشرة بين شكل الناشر وكفاءة التبريد. تم أيضاً تحليل تأثير نسبة رينولدز، وتبين أن لها تأثيراً كبيراً على كفاءة التبريد. مع زيادة نسبة  $Re/Re_H$ ، يزداد انتقال الحرارة في جميع حالات ناشرات النفاثة. فيما يتعلق بناشرات الهواء المفصصة، لوحظت قيمة نوسلت أعلى مقارنة بالحالات الأخرى لناشرات النفاثة. بالإضافة إلى ذلك، تم ملاحظة أن الناشر النفاث المفصص يمكن أن يحسن انتقال الحرارة بنسبة تزيد عن 16.3% عند  $\alpha = 1.5$  مقارنة بالناشر النفاث الدائري.

وفي الجزء الثاني الذي يشكل تكملة للجزء الأول، قمنا أيضاً بإجراء دراسة عددية ديناميكية وحرارية لتحليل تأثير تعديل الزوايا العليا للمكونات الإلكترونية على كفاءة التبريد، وذلك باستخدام الناشر الفصوص الذي أعطى نتائج قيمة في الدراسة الأولى. قمنا بمقارنة الناشر الفصوص مع الناشر الدائري من خلال تعديل حواف المكونات الإلكترونية. تم إجراء عمليات المحاكاة العددية باستخدام نفس نموذج الاضطراب ( $k-\omega$  SST) ونفس الشروط الحدودية ونطاقات الحساب كما في الجزء الأول. وأظهرت النتائج وجود علاقة واضحة بين بنية المكونات الإلكترونية وكفاءة التبريد. عند النسبة  $\alpha = 0.5$ ، تتمتع المكعبات ذات الحواف المستديرة والمشطوبة بكفاءة تبريد أقل مقارنة بالمكعب العادي. عند  $\alpha = 1.0$ ، يُظهر المكعب المشطوف تحسناً في كفاءة التبريد (زيادة بنسبة 4.7%). عند  $\alpha = 1.5$ ، يقدم المكعب المستدير أداء تبريد فائقاً (زيادة بنسبة 3.7%). يوفر تكوين الناشر المفصص كفاءة تبريد استثنائية، مع مؤشر Nusselt أعلى بنسبة 15% مقارنة بالناشر النفاث الدائري. توفر هذه النتائج معلومات قيمة لتحسين كفاءة تبريد المكونات الإلكترونية في ظل التدفق المتقاطع والظروف النفاثة المؤثرة.

وأخيراً، يعرض الجزء الثالث من الرسالة دراسة تجريبية تم إجراؤها داخل مختبر LASEM. الهدف من هذه الدراسة هو تحليل النتائج الديناميكية والحرارية الناتجة عن التغيرات في شكل موزع الهواء عند تسخين مكون مكعب معرض للتدفق المتقاطع والنفث الصادم. كشفت النتائج التي تم الحصول عليها عن تأثير سرعة التدفق المتقاطع وتكوين الناشر المحدد على تسخين المكون. تتضمن هذه التجربة ثلاثة أشكال مختلفة لهندسة موزع الهواء، وهي دائرية ودوامة ومفصصة، وبالتالي توفر تقييماً مقارناً لتأثيرها على الأداء الحراري للمكون. يبرز الناشر الفصوص باعتباره الخيار الأمثل لتسخين المكون، وبالتالي تأكيد استنتاجات الأجزاء السابقة من الأطروحة.

**الكلمات المفتاحية:** تبريد المكونات الإلكترونية، النفاث التصادمي، النفاث الدائري، النفث المفصص، النفاث الدوامي، المكعب المشطوب، المكعب المدور.

# TABLES DES MATIERES

Résumé.....	I
Abstract.....	III
ملخص.....	V
Tables des matières.....	VI
Liste des figures.....	IX
Liste des tableaux.....	XII
Nomenclature.....	XIII
Introduction générale.....	1

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction.....	4
I.2 Généralité sur les jets.....	5
1.2.1 Jet libre axisymétrique.....	6
I.2.1.1 Zones du jet libre.....	7
I.2.2 Jet impactant.....	8
I.2.2.1 Types de jets impactant.....	9
I.2.3 Description du jet tourbillonnaire.....	9
I.2.3.1 Classification des écoulements tourbillonnaires.....	10
I.2.3.2 Quelques travaux récents sur les jets tourbillonnaires.....	12
I.2.4 Description du jet lobé.....	15
I.2.4.1 Quelques travaux récents sur les jets lobés.....	18
I.3 Refroidissement des composants électroniques.....	20
I.3.1 Refroidissement par solide-solide.....	21
I.3.2 Refroidissement par liquide.....	22
I.3.3 Refroidissement par air.....	22
I.3.3.1 Refroidissement par convection naturelle.....	22
I.3.3.2 Refroidissement par convection forcée.....	23
I.3.4 Refroidissement par la technique de vibration.....	24
I.3.5 Refroidissement par les caloducs et les thermosiphons.....	25
I.3.6 Refroidissement par jet impactant.....	26
I.3.7 Quelques travaux récents sur le refroidissement des composants électroniques...27	
I.4 Conclusion.....	31

## TABLES DES MATIERES

### CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

II.1 Introduction.....	32
II.2 Équations fondamentales de l'écoulement des fluides.....	32
II.2.1 Conservation de la masse.....	32
II.2.2 Conservation de la quantité de mouvement.....	33
II.2.3 Principe de conservation de l'énergie.....	34
II.3 Introduction sur la turbulence.....	35
II.3.1 Modélisation de la turbulence.....	35
II.3.1.1 Méthodologies statistiques.....	37
II.3.1.1.1 Modèle à zéro équation.....	41
II.3.1.1.2 Modèle à une équation de Prandtl.....	41
II.3.1.1.3 Modèles à deux équations.....	42
II.3.1.1.4 Modèle Standard $k-\varepsilon$ (SKE).....	42
II.3.1.1.5 Modèle k- $\omega$ Standard.....	43
II.3.1.1.6 Modèle de turbulence k- $\omega$ SST (Shear-Stress Transport).....	44
II.3.1.2 Approches non statistiques.....	45
II.3.1.2.1 Simulation Numérique Directe (DNS).....	45
II.3.1.2.2 Simulation des grandes échelles (LES).....	45
II.4 Nombres adimensionnels.....	46
II.4.1 Nombre de Reynolds.....	46
II.4.2 Nombre de Prandtl.....	46
II.4.3 Nombre de Nusselt.....	46
II.5 Présentation du logiciel de calcul.....	47
II.6 Conclusion.....	49

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

III.1 Introduction.....	50
III.2 Partie I : Etude numérique des écoulements turbulents autour d'un obstacle cubique soufflé depuis un diffuseur de jets à géométrie variable.....	50
III.2.1 Objectif de cette étude.....	50
III.2.2 Description du problème.....	50
III.2.2.1 Géométrie du diffuseur circulaire.....	51
III.2.2.2 Géométrie du diffuseur lobé.....	52
III.2.2.3 Géométrie du diffuseur tourbillonnaire.....	53

## **TABLES DES MATIERES**

III.2.3	Caractérisation de l'écoulement turbulent.....	55
III.2.4	Implémentation du maillage.....	57
III.2.4.1	Calcul de l'erreur quadratique moyenne (RMS).....	59
III.2.5	Résultats et discussions.....	61
III.2.5.1	Comportement dynamique.....	61
III.2.5.1.1	Validation de la simulation numérique.....	62
III.2.5.1.2	Calcul les profils de vitesse.....	64
III.2.5.2	Comportement thermique.....	70
III.2.5.2.1	Température.....	71
III.2.5.2.2	Nombre de Nusselt.....	71
III.2.6	Conclusion.....	77
III.3	Partie II: Analyse de l'influence de la modification des coins supérieurs des composants électroniques sur leur efficacité de refroidissement.....	78
III.3.1	Objectif.....	78
III.3.2	Implémentation du Maillage.....	79
III.3.3	Résultats et discussions.....	83
III.3.3.1	Calcul la vitesse.....	83
III.3.3.2	Calcul le nombre de Nusselt.....	85
III.3.4	Comparaison entre le diffuseur lobé et circulaire.....	89
III.3.5	Conclusion.....	90
<b>CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL</b>		
VI.1	Introduction.....	92
VI.2	Configuration expérimentale et procédures de diagnostic.....	92
VI.2.1	Méthode de calcul de la vitesse d'entrée.....	96
VI.2.2	Méthode de calcul de la température.....	97
VI.3	Résultats et discussion.....	98
VI.3.1	Calcule des profils de température.....	99
VI.3.1.1	Selon l'axe Z.....	99
VI.3.1.2	Selon l'axe X.....	100
VI.4	Conclusion.....	101
Conclusion générale.....		102
Références.....		106

# LISTE DES FIGURES

## Liste des figures

Figure I. 1: Refroidissement des composants électroniques .....	4
Figure I. 2: Plan de symétrie d'un jet circulaire turbulent à $Re=10000$ [2].....	5
Figure I. 3: Schéma représentative de la structure du jet libre [3].....	6
Figure I. 4: Structure du jet impactant [9].....	8
Figure I. 5: Différents jets impactant, (a) impact du noyau potentiel; (b) impact du jet transitionnel.....	9
Figure I. 6: Représentation du jet tourbillonnaire [10].....	9
Figure I. 7: Représentation d'un jet tourbillonnaire en coordonnées cylindriques [6].....	10
Figure I. 8: Schéma du dispositif générateur tourbillonnant [19].....	13
Figure I. 9: Configuration expérimentale des jets tourbillonnants [22].....	14
Figure I. 10: Exemples d'utilisations des géométries lobées dans les domaines de combustion et d'aéronautique [31].....	15
Figure I. 11: Comparaison entre une buse lobée et une buse circulaire de référence ; (a) Buse circulaire, (b) Buse en forme de marguerite [32].....	16
Figure I. 12: Les orifices examinés par Nastase: (a) Orifice en croix, (b) Orifice en croix fermée, (c) Orifice en forme de marguerite, (d) Débits entraînés normalisés, (e) Décroissance de la vitesse axiale [32].....	17
Figure I. 13: Photographie d'une buse lobée [43].....	19
Figure I. 14: Refroidissement des composants électronique par des liquides [49] .....	22
Figure I. 15: Analyse en dynamique des fluides numérique (CFD) du refroidissement par air d'un composant électrique [50].....	22
Figure I. 16: Illustration d'une ailette de refroidissement pour augmenter la surface d'échange convective [49].....	23
Figure I- 17: Système de refroidissement à air forcé (ventilateur) [49].....	23
Figure I- 18: Caloducs installés dans le dissipateur thermique pour le refroidissement de l'unité centrale de traitement (CPU) [50].....	24
Figure I. 19: Cycle du fluide de refroidissement dans un thermosiphon ou un caloduc [50]...24	
Figure I. 20: Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet impactant [53].....	25
Figure I. 21: Espace de calcul [54].....	26
Figure I. 22: Domaine de calcul [55] .....	26
Figure I. 23: Représentation schématique du montage expérimental [68].....	30
Figure I. 24: Schéma des paramètres considérés pour l'étude paramétrique [70].....	31
Figure II. 1: Forces sur une particule de fluide.....	33
Figure II. 2: Vue conceptuelle de l'écoulement laminaire et turbulent.....	36
Figure II. 3: Classification des modèles de turbulence.....	37
Figure II. 4: Les étapes du processus de résolution avec Ansys Fluent [82].....	48
Figure III. 1: Un schéma illustrant l'espace de calcul avec les conditions aux limites.....	51
Figure III. 1. 1: Géométrie du diffuseur circulaire.....	52
Figure III. 1. 2: Géométrie du diffuseur à jet lobé.....	53
Figure III. 1. 3: Géométrie du diffuseur tourbillonnaire.....	54
Figure III. 2: Topologie du maillage : (a) Grille du domaine, (b) Maillage près de diffuseur, (c) Maillage près du cube.....	58

## LISTE DES FIGURES

Figure III. 3: Valeurs de $y^+$ pour une cellule au-dessus de la surface du cube.....	59
Figure III. 4: Profils de vitesse transversale dans la direction de l'écoulement pour différentes tailles de maillage comparées aux données expérimentales à des emplacements axiaux sélectionnés et $z = 0$ , $\alpha=0.5$ .....	60
Figure III. 5: Représentation schématique des motifs moyens d'écoulement entourant un composant refroidi par l'impact d'un jet dans un écoulement transversal [85].....	61
Figure III. 6: Emplacement des stations de calcul.....	62
Figure III. 7: Lignes de courants colorés par la magnitude de la vitesse dans le plan $z = 0$ ....	64
Figure III. 8.1: Profils de vitesse radiale pour les trois géométries aux emplacements axiaux sélectionnés avec $z = 0$ et $\alpha = 0.5$ .....	65
Figure III. 8. 1: Profils de vitesse radiale pour les trois géométries aux emplacements axiaux sélectionnés avec $z = 0$ et $\alpha = 1.0$ .....	67
Figure III. 8. 2: Profils de vitesse radiale pour les trois géométries aux emplacements axiaux sélectionnés avec $z = 0$ et $\alpha = 1.5$ .....	68
Figure III. 9: Affiche des structures tourbillonnaires tridimensionnelles, visualisées à travers l'iso-surface du critère $Q$ (avec $Q = 104 \text{ s}^{-2}$ ), qui sont codées en couleur en fonction de leur magnitude de vitesse.....	70
Figure III. 10: Contours de température dans le plan $z = 0$ .....	71
Figure III. 11: Contours du nombre local de Nusselt sur les faces du cube pour les trois géométries de diffuseur.....	72
Figure III. 12: La disposition des valeurs du nombre de Nusselt le long de différentes lignes.....	73
Figure III. 13: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire ABCD.....	73
Figure III. 14.1: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire EFGHE avec $\alpha = 0.5$ .	75
Figure III. 14.2: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire EFGHE avec $\alpha = 1.0$ .	75
Figure III. 14.3: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire EFGHE avec $\alpha = 1.5$ .	76
Figure III. 15: Nombre moyen de Nusselt en fonction des rapports de Reynolds.....	76
Figure III. 16: Schéma illustrant le domaine de calcul intégrant les conditions aux limites....	78
Figure III. 17: Géométrie du diffuseur à jet lobé.....	79
Figure III. 18: Différents types de configurations de cubes .....	80
Figure III. 19: (a) Maillage adjacent au cube, (b) Maillage à proximité du diffuseur, (c) Grille computationnelle.....	81
Figure III. 20: Évaluation des valeurs de $y^+$ sur les surfaces du composant électronique.....	81
Figure III. 21: Variation de $y^+$ avec différents maillages.....	82
Figure III. 22: Comparaison des profils de vitesse transversale à des emplacements axiaux sélectionnés à $z = 0$ pour différentes tailles de maillage avec des données expérimentales....	83
Figure III. 23: Qualité orthogonale pour le domaine à $z = 0$ .....	83
Figure III. 24: Les emplacements des stations.....	83
Figure III. 25: Comparaison entre les profils de vitesse adimensionnels ( $U/U_j$ ) et les données expérimentales à des positions axiales à $z = 0$ .....	84
Figure III. 26: Lignes de courant visualisées à l'aide d'une cartographie des couleurs de la magnitude de la vitesse à $z/h = 0$ .....	85
Figure III. 27: Contours de nombre de Nusselt sur les surfaces du composant électronique dans différentes géométries de cube.....	87

## LISTE DES FIGURES

Figure III. 28: Formations verticales tridimensionnelles représentées par l'iso-surface du critère $Q$ ( $Q = 10^{-2} \text{ s}^{-2}$ ), avec la coloration indiquant la magnitude de la vitesse.....	88
Figure III. 29: Nombre moyen de Nusselt correspondant à différents ratios de nombres de Reynolds.....	89
Figure III. 30: Comparaison entre le jet lobé étudié dans la présente étude et le jet circulaire étudié par Bedrouni et Khelil. Le nombre moyen de Nusselt en fonction des ratios de nombres de Reynolds.....	90
Figure VI. 1: Soufflerie aérodynamique située dans le laboratoire LASEM.....	92
Figure VI. 2: Configuration expérimentale et diagnostics.....	93
Figure VI. 3: Représentation schématique de la configuration expérimentale.....	94
Figure VI. 4: Géométrie du diffuseur à tourbillonnement.....	94
Figure VI. 5: Géométrie du diffuseur circulaire.....	94
Figure VI. 6: Géométrie du diffuseur à jet lobé.....	95
Figure VI. 7: Anémomètre AM4204.....	96
Figure VI. 8: Thermocouple numérique NI-T UT320A.....	98
Figure VI. 9: Emplacements des points axiaux et radiaux sur la face supérieure du cube ....	98
Figure VI. 10: Profils de température en fonction des fréquences de vitesse et de la configuration du diffuseur, observés à des points variables le long de l'axe $Z$ .....	100
Figure VI. 11: Profils de température en fonction des fréquences de vitesse et de la configuration du diffuseur, observés à des points variables le long de l'axe $X$ .....	101

## LISTE DES TABLEAUX

### Liste des tableaux

Tableau III. 1: Paramètres et conditions utilisés pour simuler le phénomène concernant ses limites.....	54
Tableau III. 2: Caractéristiques des différents maillages pour la configuration choisie.....	58
Tableau III. 3: Erreur quadratique moyenne (RMS) entre les résultats des différents maillages.....	59
Tableau III. 4: Propriétés des différents maillages pour la configuration sélectionnée.....	81
Tableau III. 5: Analyse de corrélation du nombre moyen de Nusselt par rapport aux ratios des nombres de Reynolds pour différentes configurations de cubes.....	88
Tableau VI. 1: Caractéristiques de l'anémomètre.....	97

# NOMENCLATURE

## Nomenclature

D	Diamètre de la buse du jet, [m]
F	Fréquence, [Hz]
H	Hauteur du canal, [m]
h	Hauteur du cube, [m]
k	Énergie cinétique turbulente, [ $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$ ]
Nu	Nombre de Nusselt, [-]
P	Pression, [Pa]
$P_k, P_\omega$	Terme de production de k et $\omega$ respectivement, [ $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-3}$ ]
$Pr_t$	Nombre de Prandtl turbulent, [-]
q	Flux de chaleur, [W]
$Re_H$	Nombre de Reynolds en écoulement, [-]
$Re_j$	Nombre de Reynolds en écoulement de jet d'impact, [-]
S	Nombre de swirl
$S_{ij}$	Tenseur de taux de déformation, [ $\text{s}^{-1}$ ]
Ma	Nombre de Mach, [-]
T	Température, [K]
$T_{\max}$	Température du flux de jet d'impact, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$U_H$	Vitesse d'écoulement transversal à l'entrée, [m/s]
$U_j$	Vitesse d'écoulement du jet à l'entrée, [m/s]
x, y, z	Système de coordonnées cartésiennes, [m]
$y^+$	Coordonnée d'unités de paroi, [-]

## Symboles grecs

$\delta_{ij}$	Tenseur de Kronecker, [-]
$\varepsilon$	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente, [ $\text{m}^2 \text{s}^{-3}$ ]
$\Omega_{ij}$	Tenseur de vortex antisymétrique, [ $\text{s}^{-1}$ ]
$\omega$	Taux de dissipation turbulente, [ $\text{s}^{-1}$ ]
$\mu$	Viscosité dynamique, [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ]
$\mu_t$	Viscosité turbulente, [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ]
$\rho$	Masse volumique, [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\lambda$	Conductivité thermique, [ $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]
$\alpha = Re_j/Re_H$	Rapport des nombres de Reynolds en écoulement de jet d'impact et en écoulement transversal

## Souscrit

i, j, k	Indices d'alternance de coordonnées
t	Turbulent
$(..)^{\prime}$	Quantité fluctuante
$(..)^{+}$	Quantité sans dimension

## NOMENCLATURE

### Abréviations

CFD	Computational Fluid Dynamics
LASEM	Laboratoire d'Analyse et de Synthèse des Énergies et des Matériaux (Laboratoire situé à l'École Nationale d'Ingénieurs de Sfax, Tunisie)
LES	Large Eddy Simulation
LHV	Lower Horseshoe Vortex
PIV	Vélocimétrie par image de particules
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear Stress Transport
SV	Side Vortex
UHV	Upper Horseshoe Vortex
WV	Wake Vortex

# **INTRODUCTION GENERALE**

# INTRODUCTION GENERALE

## Introduction générale

Les jets impactant sont devenus des outils essentiels dans diverses applications industrielles en raison de leur capacité à générer d'importants transferts de chaleur. Cette technique trouve son utilité dans des domaines tels que le séchage du papier et des textiles, le refroidissement des composants électroniques, le refroidissement des aubes de turbines, ainsi que dans la fabrication du verre pour assurer un refroidissement efficace de la nappe de verre.

Cette thèse se concentre sur une étude approfondie du comportement dynamique et thermique des jets d'air utilisés pour le refroidissement des composants électroniques, mettant en lumière l'importance cruciale de maintenir des conditions thermiques optimales pour assurer la fiabilité, la durée de vie, et les performances constantes au fil du temps.

Dans le contexte actuel, où le réchauffement excessif des composants électroniques peut entraîner une dégradation des performances, une réduction de la durée de vie, voire une défaillance, la compréhension approfondie du comportement thermique devient impérative. Face à ce défi, diverses méthodes de refroidissement ont été explorées, parmi lesquelles la méthode de refroidissement par les jets impactant occupe une place prépondérante. Cette méthode est particulièrement privilégiée lorsque l'application ou l'extraction d'un flux de chaleur intense sur une surface donnée est nécessaire, garantissant ainsi le maintien des composants électroniques dans une plage de température compatible avec leurs performances optimales.

Les chercheurs œuvrant dans le domaine du refroidissement des composants électroniques et de la transmission thermique cherchent à comprendre, anticiper et maîtriser l'ensemble de ces phénomènes. Afin d'atteindre cet objectif, deux approches principales sont envisageables : la recherche expérimentale et la modélisation numérique. Face à la complexité du calcul de certains facteurs, la modélisation numérique est devenue un outil d'étude complémentaire, offrant à la fois utilité et fiabilité.

Cette thèse se concentre, à la fois numériquement et expérimentalement, sur l'impact de la géométrie du diffuseur et la configuration des composants électroniques en vue d'améliorer le transfert de chaleur. Les quatre chapitres qui constituent cette thèse abordent progressivement les différentes facettes de cette étude approfondie, contribuant ainsi à l'avancement des connaissances dans le domaine du refroidissement des composants électroniques par jets impactant.

## Les objectifs de la thèse

Dans la première partie, l'accent est mis sur une étude dynamique et thermique utilisant une simulation numérique pour analyser l'impact des modifications de la forme du diffuseur d'un jet d'air sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques. Cette étude vise à prédire numériquement le champ dynamique et thermique d'un obstacle en forme de cube placé au centre d'un canal carré soumis à un écoulement transversal et à un jet impactant orienté perpendiculairement. Nous avons étudié l'effet du changement des géométries des diffuseurs de

## INTRODUCTION GENERALE

jets impactant sur l'efficacité de refroidissement, testant trois géométries de diffuseurs d'air (circulaire, tourbillonnaire et lobée).

Dans la deuxième partie, en tant que suite de la première partie, une étude dynamique et thermique a été réalisée pour analyser l'effet de la modification des angles supérieurs des composants électroniques sur l'efficacité de refroidissement, en comparant le diffuseur lobé avec le diffuseur circulaire. Trois géométries de composants ont été testées (régulière, chanfreinée et arrondie).

La troisième section de la thèse expose une investigation expérimentale réalisée au sein du laboratoire LASEM. L'objectif de cette étude est d'analyser les conséquences dynamiques et thermiques induites par des modifications apportées à la forme du diffuseur d'air sur le chauffage d'un composant cubique soumis à un écoulement transversal et à un jet impactant. Cette expérimentation intègre des essais impliquant trois variations distinctes de la géométrie du diffuseur d'air, à savoir circulaire, tourbillonnaire et lobée, fournissant ainsi une évaluation comparative de leur impact respectif sur les performances thermiques du composant.

### Structure de la thèse

Le contenu de la thèse est organisé en quatre chapitres, avec une introduction générale et une conclusion générale.

Le premier chapitre établit le contexte en rappelant brièvement l'état de l'art à travers une étude bibliographique sur les jets libres, les jets tourbillonnaires et les jets impactant. Il souligne la problématique de l'échauffement excessif des composants électroniques lié à leur développement et à la miniaturisation croissante, tout en présentant diverses techniques de refroidissement. Les travaux antérieurs, tant numériques qu'expérimentaux, sont également résumés.

Le deuxième chapitre explore le contexte théorique en décrivant les équations de base du mouvement des fluides et explique comment la méthode de la Dynamique des Fluides Numérique (CFD) formule ces équations. Il aborde les principes du CFD et discute de la définition de la turbulence ainsi que des différents modèles associés.

Le troisième chapitre se divise en deux parties. La première partie se penche sur une étude numérique portant sur l'impact des modifications de la forme du diffuseur de jet d'air sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques. La deuxième partie, une extension de la première, analyse de manière dynamique et thermique l'effet de la modification des angles supérieurs des composants électroniques sur l'efficacité de refroidissement.

Le quatrième chapitre présente une étude expérimentale analysant les effets dynamiques et thermiques des modifications de la forme du diffuseur d'air sur le chauffage du composant. Il détaille les conditions expérimentales, les techniques et les appareils de mesure utilisés, et rapporte les résultats obtenus.

En conclusion, la thèse récapitule les principaux résultats des chapitres précédents et offre une synthèse générale des découvertes. L'étude apporte une contribution significative à la

## **INTRODUCTION GENERALE**

compréhension de l'impact de la géométrie du diffuseur et des composants électroniques sur le transfert de chaleur dans les systèmes utilisant des jets impactant.

**CHAPITRE I :**  
**ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE**

## I.1 Introduction

L'industrie des composants électroniques a connu une expansion rapide, entraînant une réduction de la taille des conceptions d'équipements électroniques. Cependant, cette réduction de taille a conduit à une augmentation significative de la quantité de chaleur générée par de tels équipements. Une cause prédominante des défaillances des composants électroniques est couramment attribuée à la surchauffe thermique. Un système de refroidissement optimal est impératif pour garantir un refroidissement efficace et éviter tout dommage matériel potentiel. Dans les paramètres industriels contemporains, l'investigation et l'amélioration des méthodologies de refroidissement pour les composants électroniques revêtent une importance croissante. L'objectif principal du processus de refroidissement est de garantir que les composants électroniques fonctionnent dans un environnement sécurisé par plusieurs approches. Par exemple, l'utilisation d'un caloduc, d'un dissipateur thermique avec des ailettes, ou la mise en œuvre de jets impactant [1].

Un exemple illustratif de l'écoulement autour d'obstacles est évident dans le domaine de l'électronique (voir Figure I.1). Lorsque des composants électroniques tels que les processeurs fonctionnent, ils produisent une quantité substantielle de chaleur, ce qui nécessite une dissipation efficace de la chaleur pour éviter la surchauffe et les dommages matériels. De plus, il est essentiel de veiller à ce que les dispositifs électroniques restent dans une plage de température de fonctionnement fiable pour assurer des performances fiables.

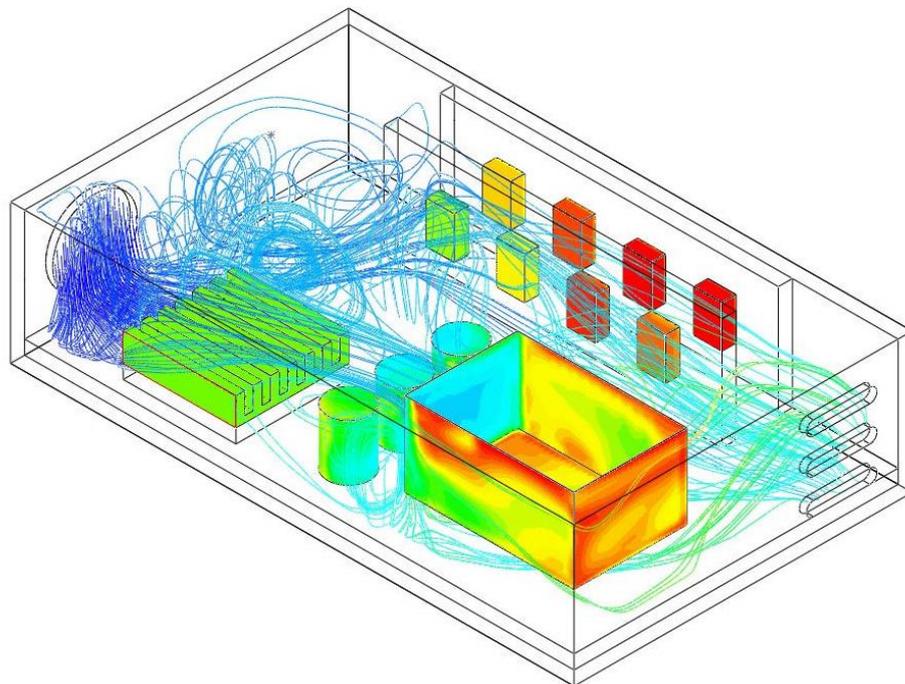


Figure I. 1: Refroidissement des composants électroniques

## I.2 Généralité sur les jets

### 1.2.1 Jet libre axisymétrique

Pour améliorer notre compréhension des caractéristiques spécifiques d'un jet impactant, il est impératif d'examiner d'abord le scénario d'un jet libre. La Figure I.2 illustre la progression d'un jet libre circulaire tel que décrit par DIMOTAKIS [2]. Le fluide coloré (représenté en luminosité) est introduit dans une zone en repos (dans l'obscurité). Initialement, l'écoulement se divise en deux zones distinguables : une couche de cisaillement caractérisée par un mouvement rotationnel, et une région irrotationnelle qui l'entoure. La couche de cisaillement constitue le domaine central soumis à d'importants gradients de vitesse et est identifiée par son expansion radiale (la largeur du jet). Cette expansion provient de deux phénomènes distincts : la diffusion visqueuse d'une part, et l'entraînement par des structures tourbillonnaires cohérentes d'autre part [3].

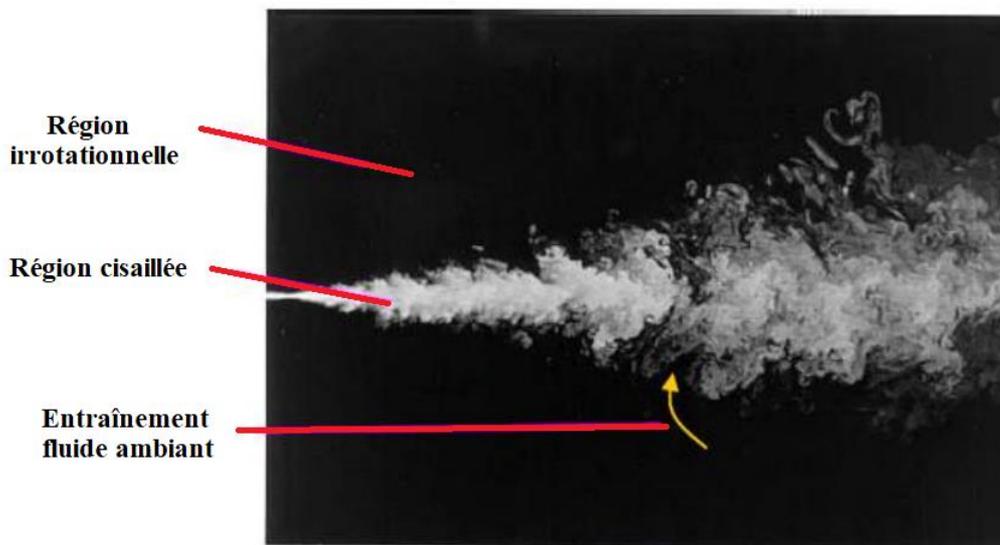


Figure I. 2: Plan de symétrie d'un jet circulaire turbulent à  $Re=10000$  [2]

La zone de la couche de cisaillement du jet contient des motifs tourbillonnaires cohérents qui sont produits par les instabilités de Kelvin-Helmholtz, lesquelles sont causées par une différence de vitesse entre l'intérieur et l'extérieur du jet. L'interface ondule et se tord d'abord en raison de ces instabilités, qui finissent par faire émerger des tourbillons qui favorisent la production d'une couche de mélange[3].

#### I.2.1.1 Zones du jet libre

Une approche classique de décomposition pour le jet libre implique la distinction de trois zones (voir Figure I.3)[4].

- a- La zone de cœur potentiel :** Cette région se caractérise par le maintien de la vitesse de sortie de la buse le long de l'axe central du jet à l'intérieur d'une zone appelée le cœur potentiel.

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

- b- La zone de développement (ou zone de transition) :** Cette région débute lorsque les couches de mélange convergent au centre du jet. Une réduction de la vitesse axiale devient évidente dans cette zone en raison des contraintes de cisaillement élevées qu'elle subit.
- c- La zone de turbulence développée (ou zone d'écoulement établi):** Les profils de vitesse sont devenus auto-similaires, ce qui permet de les déduire à partir des profils en amont en utilisant la similitude. Divers auteurs situent le début de cette région à des distances allant de 8 à 20 fois le diamètre du diffuseur.

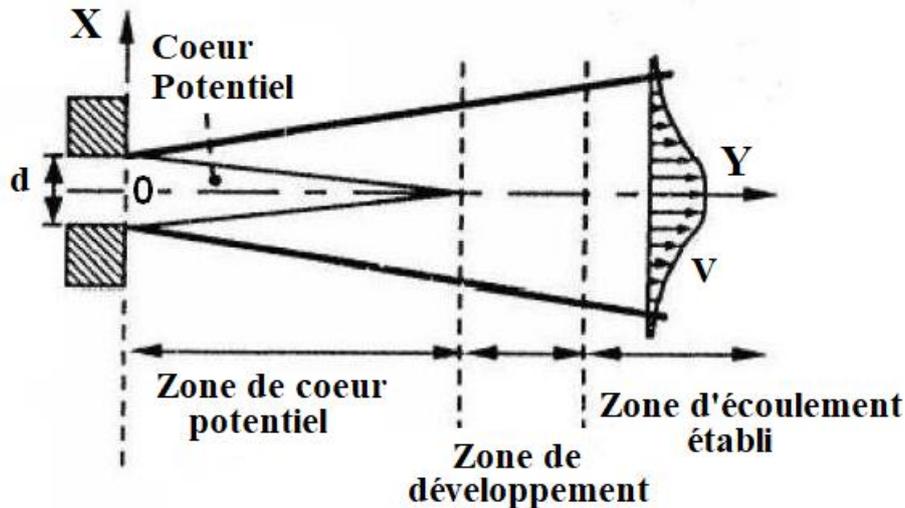


Figure I. 3: Schéma représentative de la structure du jet libre [3]

Le système de coordonnées du jet est établi en fonction de la Figure I.3:

Le point O indique la position de départ à partir du centre de la sortie du jet. X et Y désignent respectivement les orientations radiale et axiale. U et V représentent les composantes de vitesse dans le plan Oxy. Dans le cœur potentiel d'un jet principalement orienté le long de l'axe y, la vitesse V reste constante, équivalente à la vitesse de sortie du jet  $V(0)$ . La couche de mélange se forme à la périphérie de la région et la borde de tous côtés.

La longueur du cœur potentiel est déterminée par le point où la vitesse le long de l'axe central est d'au moins 95 % ou 99 % de la vitesse de sortie de l'orifice  $V(0)$ . Néanmoins, il est crucial de souligner que de nombreuses variables initiales, telles que le profil de vitesse initial, la turbulence à l'entrée et le type de diffuseur, ont un impact significatif sur la longueur du cœur potentiel [5]. On observe une baisse significative de la vitesse axiale dans la région de développement, parallèlement à la croissance du jet. La turbulence est également provoquée par les fortes contraintes de cisaillement à la frontière du jet, ce qui facilite le mélange avec le fluide environnant. Des tourbillons primaires de Kelvin-Helmholtz se forment dans cette zone, donnant naissance à un écoulement tridimensionnel [3].

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

Au sein de la zone d'écoulement établi (Zone of Established Flow, **ZEF**), le profil de vitesse est pleinement développé, et le fluide englobe une plage ininterrompue de grandeurs de tourbillons. D'importants tourbillons coexistent avec de petites structures, la plus petite mesure étant déterminée par la dimension de Kolmogorov.

### I.2.2 Jet impactant

Afin de transformer un écoulement de jet libre en un écoulement de jet impactant, il est nécessaire de positionner une surface rigide en opposition au jet. Cette action engendre une transformation totale de la configuration de l'écoulement.

De manière générale, le champ d'écoulement d'un jet impactant peut être subdivisé en trois régions distinctes, illustrées dans la Figure I.4[6] :

#### A. Région de jet libre

Un noyau potentiel, une zone de transition et une zone d'écoulement établi constituent la région du jet libre. Ces zones supplémentaires n'apparaissent que lorsque la distance de collision ( $h$ ) est suffisamment grande pour permettre le développement complet du jet.

#### B. Région d'impact

Un changement de direction du jet avec une transition vers un jet de paroi, souvent appelé zone de déviation, et une région de stagnation, où le point de fixation se trouve sur la paroi en ligne avec l'axe du jet, sont des caractéristiques de la région d'impact. Lorsque le jet atteint la paroi, les résultats de DING et al. [7] montrent la formation d'une structure hélicoïdale ; cependant, la description de ZHENG [8] indique que le point de fixation est bien défini et maintenu par la paroi d'impact. Les propriétés moyennes de l'écoulement sont similaires à celles d'un jet libre dans la zone de déviation. Dans cette zone, à mesure que le flux se rapproche du point de stagnation, la vitesse sur l'axe central du jet diminue progressivement jusqu'à atteindre zéro au niveau de la paroi.

#### C. Région du jet de paroi

La zone du jet de paroi est définie par son écoulement radial. En raison de la déviation du flux au niveau de la paroi, un jet se forme le long de sa longueur. DING et al. [7] ont montré que les changements de pression deviennent indépendants de la position de la paroi lorsque la distance depuis le point de stagnation dépasse  $x/d = 3$ . Les effets de paroi ont le plus grand impact sur l'écoulement dans cette zone en raison des forces de viscosité. Pour une distance d'impact donnée, l'épaisseur de la couche limite de l'injecteur est inversement proportionnelle au nombre de Reynolds.

Le flux de paroi transfère de l'énergie au fluide environnant, ce qui le fait accélérer d'abord, puis décélérer plus tard. Par conséquent, la composante radiale de la vitesse augmente de manière linéaire et atteint son maximum à une certaine distance du point de stagnation. Lorsque le rapport d'impact ( $h/d$ ) est compris entre 0 et 12, la vitesse maximale est obtenue à une distance d'environ un diamètre.

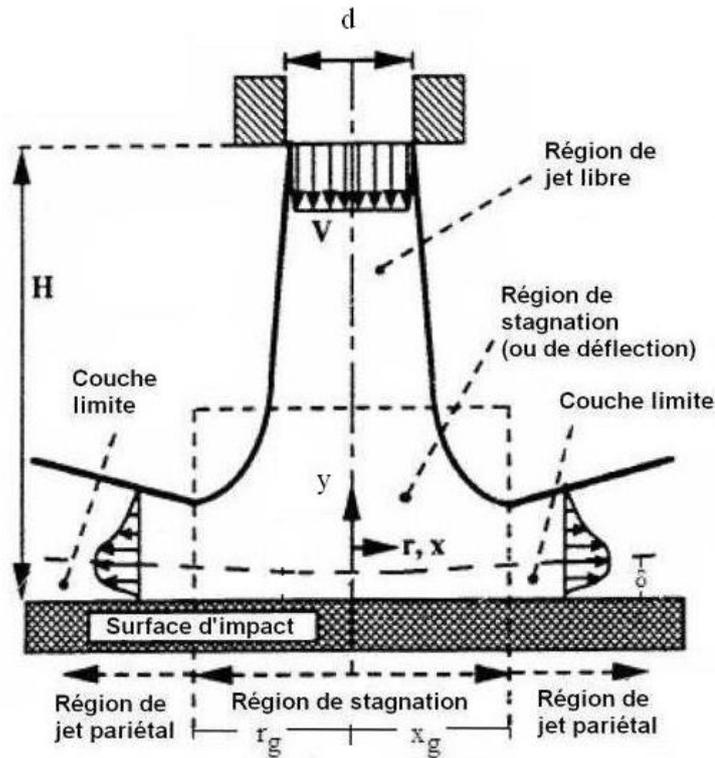


Figure I. 4: Structure du jet impactant [9]

### I.2.2.1 Types de jets impactant

Les jets impactant peuvent être regroupés en trois types en fonction de la distance d'impact ( $h$ ). On identifie l'impact du noyau potentiel lorsque ( $h/d < 3$ ), l'impact du jet en transition et l'impact du jet développé. La majorité des recherches, ainsi que toutes les études relatives au mélange, se concentrent sur les jets de noyau potentiel ou de transition, mettant en évidence le manque de données expérimentales disponibles pour les jets développés.

La Figure I.5 illustre un schéma décrivant le jet dans les situations d'impact connues sous les noms de cœur potentiel et de jet transitionnel.

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

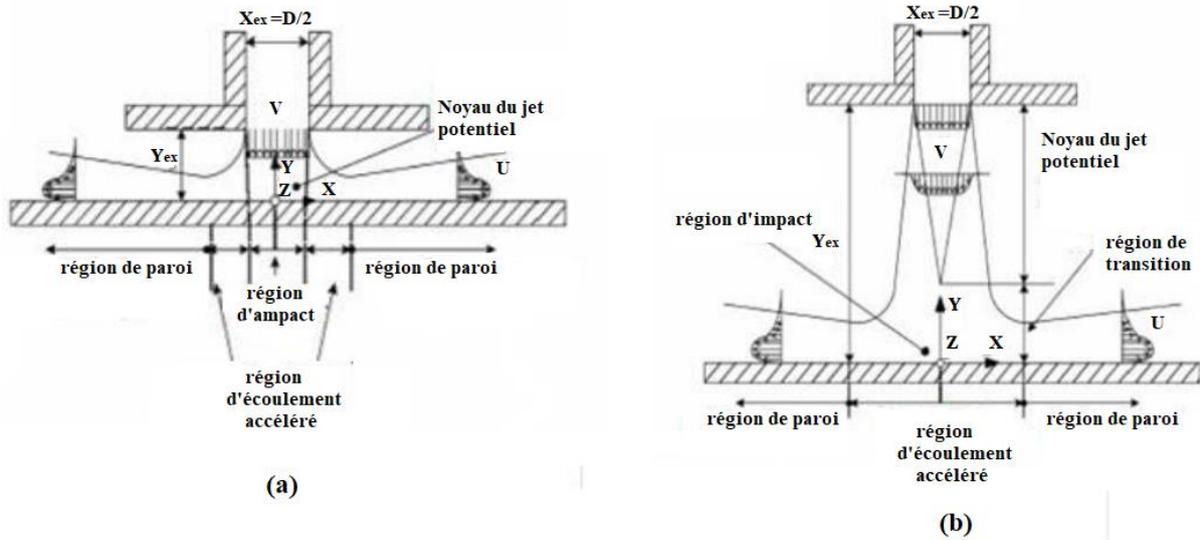


Figure I. 5: Différents jets impactant, (a) impact du noyau potentiel; (b) impact du jet transitionnel [9]

### I.2.3 Description du jet tourbillonnaire

D'après PRATTE et KEFFER [10], la représentation d'un jet tourbillonnaire (Swirling jet) est illustrée dans les Figures I.6 et I.7.

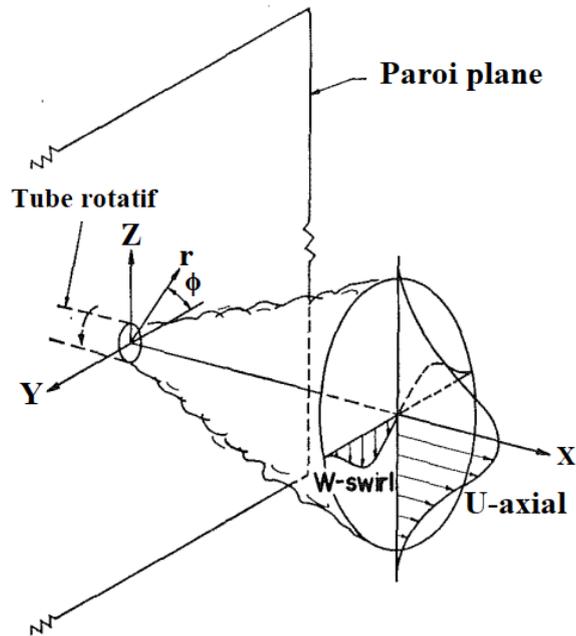


Figure I. 6: Représentation du jet tourbillonnaire [10]

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

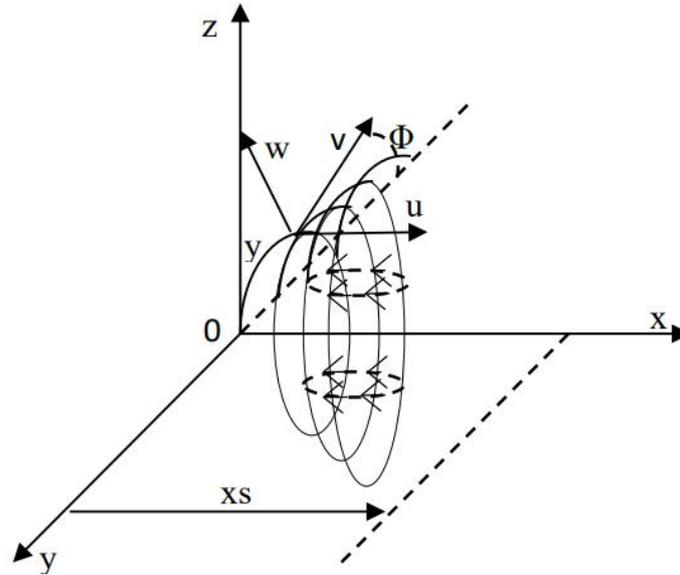


Figure I. 7: Représentation d'un jet tourbillonnaire en coordonnées cylindriques [6]

### Les coordonnées cylindriques ( $x, r, \phi$ ):

$x$  : représente la coordonnée axiale ;

$r$  : représente la coordonnée radiale ;

$\phi$  : représente la coordonnée tangentielle.

### Les composantes de vitesse sont :

$U$  : la vitesse axiale ;

$V$  : la vitesse radiale ;

$W$  : la vitesse tangentielle.

### I.2.3.1 Classification des écoulements tourbillonnaires

#### I.2.3.1.1 Nombre de tourbillonnement (swirl)

Le tourbillonnement consiste à introduire un élément azimuthal dans le schéma de vitesse de l'écoulement. Dans un écoulement confiné, cela entraîne un équilibre entre les forces centrifuges agissant sur les particules de fluide. Les forces de pression introduisent un effet de courbure à l'écoulement dans la zone de mélange. L'acte de tourbillonnement confère un haut niveau d'organisation aux structures cohérentes. Lorsqu'il s'agit d'un jet non confiné, elles deviennent moins robustes en raison de la perturbation des paires de vortex. À mesure que la turbulence augmente, il a été observé qu'une fois qu'un certain seuil d'intensité de tourbillonnement est dépassé, une région de recirculation émerge dans l'écoulement principal. La taille et l'emplacement de cette zone de recirculation varient en fonction de l'intensité du tourbillonnement [3].

Le tourbillonnement induit a pour effet de rendre la turbulence non uniforme et agit comme un inhibiteur dans le processus de transfert d'énergie des grandes structures vers les plus petites. Le tourbillonnement est identifié par un paramètre adimensionnel qui quantifie la

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

relation entre le flux d'impulsion angulaire axial et la poussée axiale, tel que décrit par Gupta et al. [11].

$$S = \frac{\int_0^R r^2 U W dr}{R \int_0^R r \left( U^2 - \frac{W^2}{2} \right) dr} \quad (I.1)$$

Le nombre de swirl (S) peut être déterminé à n'importe quel point du jet, car ces deux valeurs sont calculables. Le tourbillonnement favorise et améliore le processus de mélange et de transfert. De plus, le jet a l'avantage de se développer plus rapidement que le jet non confiné.

Une autre formule empirique est utilisée pour calculer le nombre de swirl, en se basant sur les caractéristiques géométriques du générateur de swirl. Ce paramètre S peut être exprimé selon l'équation suivante, comme indiqué par Hung. Y et al.[12]

$$S = \frac{2}{3} \left[ \frac{1 - \left( \frac{R_h}{R_n} \right)^3}{1 - \left( \frac{R_h}{R_n} \right)^2} \right] .tg\alpha \quad (I.2)$$

Avec :

$\alpha$  : l'inclinaison des ailettes constituant le générateur de tourbillon ;

$R_h$  : le rayon du support de la vanne du diffuseur ;

$R_n$  : le rayon du diffuseur.

Il est à noter qu'en cas d'absence de moyeu dans le dispositif de tourbillonnement ( $R_h = 0$ ), l'expression se simplifie comme décrit par Sato. H et al. [13] à :

$$S = \frac{2}{3} .tg\alpha \quad (I.3)$$

### I.2.3.1.2 Écoulements à faible tourbillonnement ( $S < 0.6$ )

Dans le cas des écoulements de fluides caractérisés par un faible nombre de tourbillons, l'existence d'une zone de recirculation est absente. Une diminution de la vitesse axiale de l'écoulement et une augmentation de l'assimilation du fluide ambiant stagnant sont les résultats du mouvement de tourbillonnement. La distribution gaussienne est maintenue par les profils de vitesse dans un écoulement légèrement tourbillonnant jusqu'à environ  $S < 0,5$  [14]. À mesure que le nombre de tourbillons augmente, l'angle d'ouverture du jet et le débit massique augmentent progressivement [6].

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

### I.2.3.1.3 Écoulement fortement tourbillonnaire ( $S > 0.6$ )

Une zone de recirculation toroïdale se forme à l'intérieur de l'écoulement lorsque les gradients de pression longitudinaux sont incapables d'équilibrer l'énergie cinétique des particules de fluide, généralement lorsque  $S = 0,6$ . En établissant des comparaisons avec les ondes de choc ou les sauts hydrauliques, Benjamin [15] soutient que cette zone de recirculation indique un changement d'écoulement de supercritique à subcritique. Cette notion est confirmée par Sarpkaya [16] et ensuite par Escudier et Keller [17]. Son centre se rapproche de l'extrémité de la buse (ou de l'injecteur), et sa taille augmente à mesure que le nombre de tourbillons de l'écoulement augmente. Ce sont deux caractéristiques remarquables de cette zone de recirculation.

### I.2.3.2 Quelques travaux récents sur les jets tourbillonnaires

Khelil et al. [18] ont mené une étude numérique pour explorer les interactions entre plusieurs jets tourbillonnants placés à des positions inégales. La formulation était basée sur les équations de Navier-Stokes moyennées dans le temps. Dans cette recherche, la turbulence a été simulée en utilisant divers modèles de turbulence, y compris le modèle  $k-\varepsilon$  standard et le modèle de contrainte de Reynolds (RSM), ce qui a permis des comparaisons. L'étude a été réalisée dans des conditions thermiques uniformes pour chaque configuration, en utilisant l'air comme fluide de travail. Le nombre de Reynolds est resté constant à  $Re = 30000$ , et le nombre de tourbillon, calculé à partir des données de vitesse mesurées, était de 1,33. Pour la majorité des configurations analysées, les résultats obtenus avec le modèle RSM ont montré une meilleure concordance avec les données expérimentales par rapport au modèle de turbulence standard. L'analyse des caractéristiques de l'écoulement avec un maillage modérément raffiné a révélé que les interactions entre les jets tourbillonnants entraînaient une redistribution de la température dans la zone de mélange et amélioraient la propagation radiale du jet résultant. Comme prévu, le développement du jet central a contribué à une meilleure homogénéisation thermique. Les résultats ont mis en évidence que le fait de modifier la position relative entre les jets centraux et périphériques avait un impact significatif sur la qualité de l'homogénéisation thermique dans l'environnement.

Dans la deuxième étude de Khelil et al. [19] une méthodologie des volumes finis a été utilisée pour effectuer une analyse numérique de plusieurs jets tourbillonnants. La turbulence a été simulée en appliquant deux techniques de modélisation distinctes, à savoir le modèle standard  $k-\varepsilon$  et le modèle de contrainte de Reynolds (RSM). Il a été rapporté que la cohérence fonctionnelle des résultats numériques du modèle RSM avec les données empiriques était supérieure. Des conclusions supplémentaires montrent que l'angle optimal des ailettes du diffuseur, ainsi que la régulation précise de la température entre les jets centraux et périphériques, affectent significativement l'efficacité de l'homogénéisation thermique, en particulier en ce qui concerne les angles de tourbillon.

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

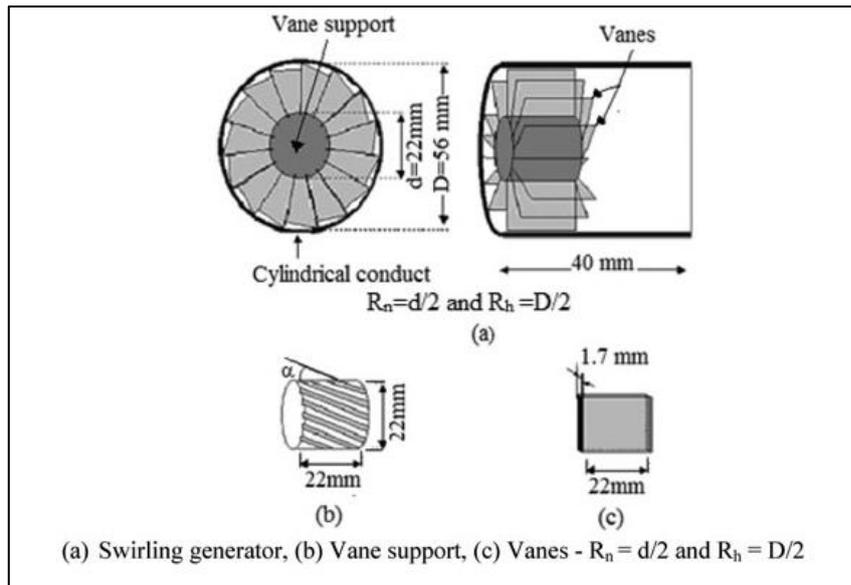


Figure I. 8: Schéma du dispositif générateur tourbillonnant [19]

En ce qui concerne les angles de tourbillonnement, Lee [20] a comparé les caractéristiques de désintégration de buses pneumatiques à mélange interne dans différentes conditions de fonctionnement. Pour améliorer le mélange par les jets pneumatiques, quatre buses de mélange interne tourbillonnant avec des trous axisymétriques à des angles de tourbillonnement de  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $60^\circ$  par rapport à l'axe central ont été examinées. Ils ont souligné que les caractéristiques d'atomisation étaient bonnes avec un angle de vortex de  $30^\circ$ , et que l'intensité de turbulence se détériorait progressivement à mesure que la distance azimutale augmentait. Il a été démontré, en particulier, que la configuration de la buse est un paramètre géométrique important qui influence la trajectoire du jet.

M. Roudana et al. [21] ont mené une étude approfondie sur l'utilisation des jets tourbillonnants pour la climatisation et le chauffage intérieur. Ils ont réalisé à la fois des investigations expérimentales et numériques. Leur dispositif expérimental comprenait cinq dispositifs de soufflage d'air avec des aubes réglables, créant plusieurs jets tourbillonnants caractérisés par un nombre de tourbillon ( $S$ ) de 0,4. Ces jets étaient dirigés uniformément avec un espacement constant. Le principal objectif de leur étude était de simuler numériquement le mélange thermique de ces jets tourbillonnants multi-confines et d'analyser l'impact des paramètres clés sur les performances d'un système de diffuseur tourbillonnant. Pour leurs simulations, ils ont utilisé la méthode des volumes finis et le solveur FLUENT, en utilisant différents modèles de turbulence, notamment le modèle  $k-\varepsilon$  standard, le modèle  $k-\varepsilon$  réaliste, le modèle  $k-\varepsilon$  RNG et le modèle de turbulence RSM. Leur validation a indiqué que le modèle  $k-\varepsilon$  RNG était adapté pour une simulation réussie.

A. Zerrouk et al. [22] cette étude comprend à la fois des études expérimentales et numériques d'un système de jets tourbillonnants percutant un mur plat. La configuration expérimentale se compose de trois diffuseurs avec des diamètres  $D$ , espacés de  $2D$  le long de leurs axes, percutant une plaque perpendiculaire à une hauteur  $H = 4D$  (voir Figure I.9). Le mouvement tourbillonnant est induit à l'aide d'un générateur de tourbillon composé de 12

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

ailettes positionnées à un angle de  $60^\circ$  par rapport à l'axe vertical, situé juste à la sortie du diffuseur. Les résultats de cette étude révèlent que le comportement global du jet ressemble à celui d'un jet libre. Cependant, à proximité immédiate de l'obstacle, il subit d'importantes déviations caractérisées par des réductions de température et de vitesse, suivies d'une expansion du jet. Les variations de température diminuent à mesure que la plaque est approchée, tandis que les profils de vitesse indiquent un changement de direction et une accélération radiale. De plus, des simulations numériques du système ont été effectuées à l'aide du programme Fluent, en utilisant le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$ . Les simulations numériques ont produit des résultats de champ de température et de vitesse qui correspondent étroitement aux conclusions expérimentales.

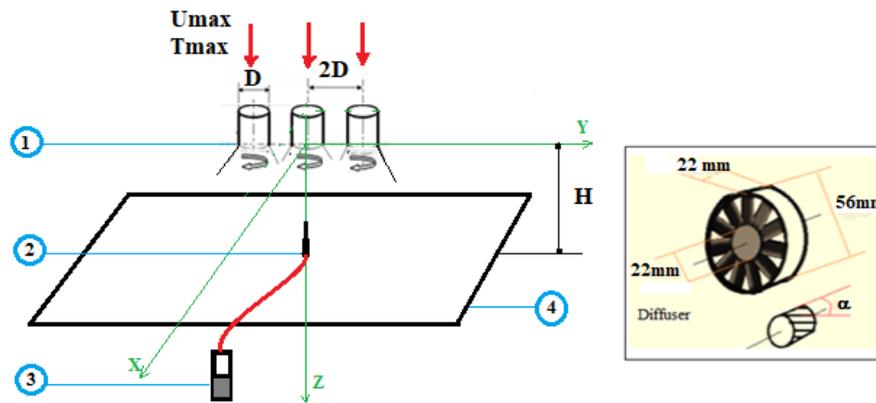


Figure I. 9: Configuration expérimentale des jets tourbillonnants [22]

Raj et Ganesan [23] ont mis en évidence les principales caractéristiques du champ d'écoulement produit par le jet tourbillonnant. L'originalité de la recherche réside dans l'identification de l'angle optimal des ailettes du diffuseur grâce à l'utilisation de modèles de turbulence pertinents pour les tourbillons faibles et forts. Cela constituera une contribution unique aux informations existantes, qui sera une contribution précieuse. Il a été établi que le modèle standard  $k-\varepsilon$  est approprié pour traiter les situations impliquant des tourbillons faibles. Dans les situations où il y a des tourbillons puissants, l'utilisation du modèle de contrainte de Reynolds est jugée nécessaire. Les résultats de l'enquête actuelle ont confirmé que, dans la gamme des angles de pale évalués, l'angle de pale optimal est de  $45^\circ$ .

Prashant Singh et al. [24] décrivent les applications des écoulements tourbillonnants, notamment dans le transfert de chaleur et la combustion, où des jets tourbillonnants entrent en contact avec une surface cible soit orthogonalement soit à un angle. L'étude compare les propriétés de transfert de chaleur des jets tourbillonnants entrant en collision orthogonalement avec des jets cylindriques géométriquement identiques en examinant l'effet de la distance jet-cible ( $z/d$  -0,5 à 4). À une distance spécifique ( $z/d = 4$ ), des jets entrant en collision obliquement avec un tourbillon dans le sens antihoraire sont également étudiés. Des expériences utilisant la thermographie par cristaux liquides transitoires sont réalisées à divers nombres de Reynolds. Les résultats indiquent que les jets tourbillonnants transfèrent plus de chaleur que les jets cylindriques standard à faible  $z/d$ , tout en ayant une zone de couverture plus petite. Le transfert de chaleur des jets tourbillonnants diminue avec l'augmentation de  $z/d$  (malgré une plus grande

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

couverture), mais le transfert de chaleur des jets cylindriques reste moins sensible. Ceci est attribué à l'extension du jet tourbillonnant à des valeurs plus élevées de  $z/d$ , par opposition au noyau potentiel stable du jet cylindrique.

### I.2.4 Description du jet lobé

Un jet lobé est produit par une buse ayant une bordure ondulée, ce qui favorise un cisaillement plus élevé au point de naissance du jet, ou au contact entre le jet et l'environnement. Cela conduit à la création de structures longitudinales à grande échelle, qui sont importantes pour améliorer l'entraînement du fluide ambiant dans les jets. Ces configurations ont également des applications dans les domaines de l'aéronautique et de la combustion. Par exemple, Mitchell et al. [25], [26] se sont concentrés sur l'augmentation de l'efficacité et la réduction des émissions polluantes dans le domaine de la combustion en adoptant des prémélangeurs de carburant/oxydant lobés (Figure I.10a).

Hunter et al. [27] et Shan et al. [28] ont mené des recherches dans l'industrie aéronautique, notamment sur les buses d'échappement des gaz brûlés placées à la sortie des turbines des moteurs d'avions, dans le but d'augmenter la poussée des moteurs, tandis que Lieber et Weir [29] cherchaient à réduire le bruit des moteurs. De plus, Zhang et al. [30] ont travaillé sur la diminution de la signature thermique des moteurs à des fins militaires. L'hélicoptère européen Tigre est équipé de buses d'échappement des gaz brûlés lobées pour réduire sa signature infrarouge (Figure I.10c).

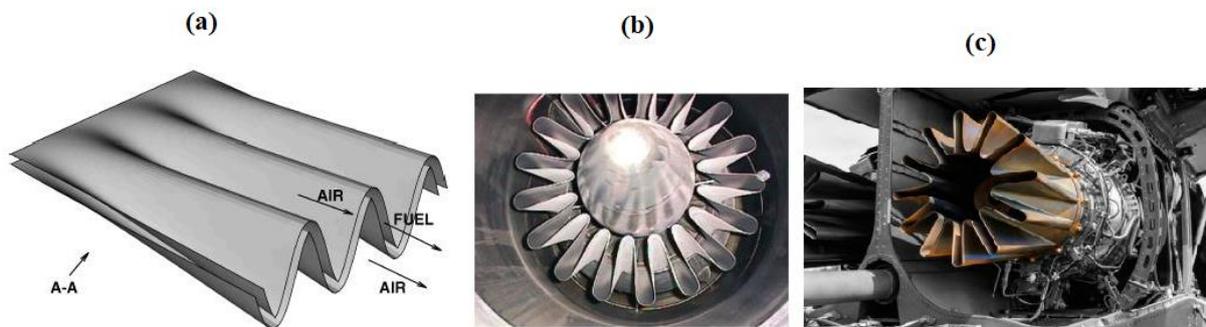


Figure I. 10: Exemples d'utilisations des géométries lobées dans les domaines de combustion et d'aéronautique [31]

En matière de traitement de l'air par mélange pour les structures, l'idée d'intégrer les formes lobées dans la conception des diffuseurs d'air a été pionnière grâce à Amina Meslem [32]. Cette approche a été examinée dans la thèse de sa première étudiante diplômée, Ilinca Nastase [33]. Des recherches préliminaires ont été menées pour étudier ces types de jets, afin de comprendre les facteurs déterminants de leur efficacité de mélange par rapport au jet circulaire conventionnel [34]–[37]. Dans ses travaux de recherche, Nastase [33] a exploré diverses configurations de buses et d'orifices lobés. Ces conceptions ont été influencées par les études antérieures de Yuan [38] et de Hu et al. [39] dans le domaine de la combustion. L'étude différencie les buses lobées des orifices lobés [33]. Tandis que les buses et les orifices lobés peuvent présenter une géométrie similaire (ondulée) dans le plan de l'émission d'air, la

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

différence réside dans leur structure physique. L'orifice lobé constitue un trou lobé pratiqué dans une fine plaque, de l'ordre du millimètre (voir Figure I.12) tandis que la buse lobée se présente comme un conduit circulaire se terminant par un col ondulé (voir Figure I.11) [35].

Concernant les jets de buses lobées, Nastase [33] a initialement examiné l'impact des angles interne et externe des lobes sur une buse à 6 lobes, des angles interne et externe des lobes et des creux, avec une configuration dite en forme de "marguerite". Trois buses spécifiques ont été sélectionnées, et leurs jets correspondants ont été analysés en termes de dynamique tourbillonnaire, tant dans les zones initiales que intermédiaires, à un nombre de Reynolds de 15000, basé sur la vitesse moyenne de sortie de l'air. Il convient de noter que pour tous les jets examinés, le débit d'air éjecté ainsi que le diamètre équivalent de la buse sont maintenus constants. L'auteure a déterminé la buse présentant la meilleure efficacité de mélange (Figure I.11b) par rapport au jet circulaire conventionnel de référence (Figure I.11a) et a ensuite étudié en détail ses caractéristiques globales sur une distance de 32 diamètres équivalents  $D_e$  de la buse.

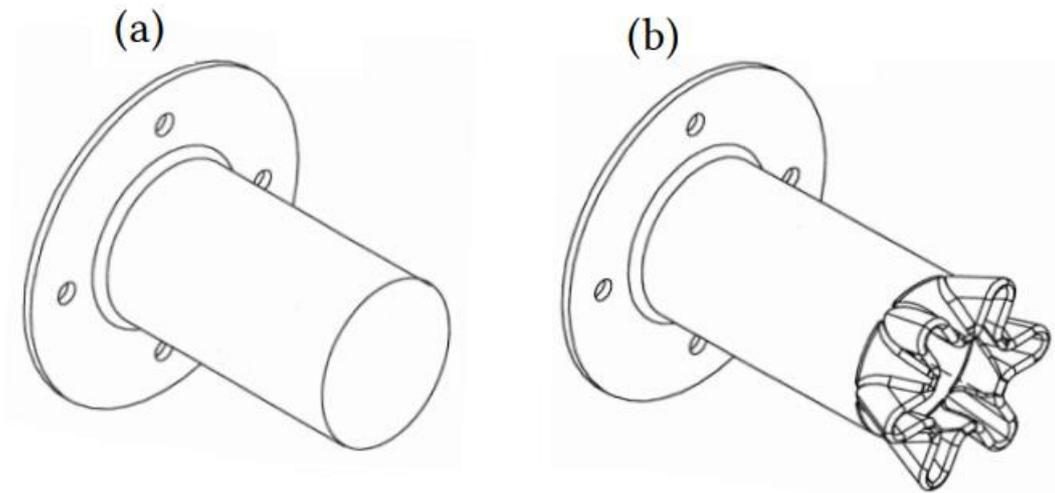


Figure I. 11: Comparaison entre une buse lobée et une buse circulaire de référence ; (a) Buse circulaire, (b) Buse en forme de marguerite [33]

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

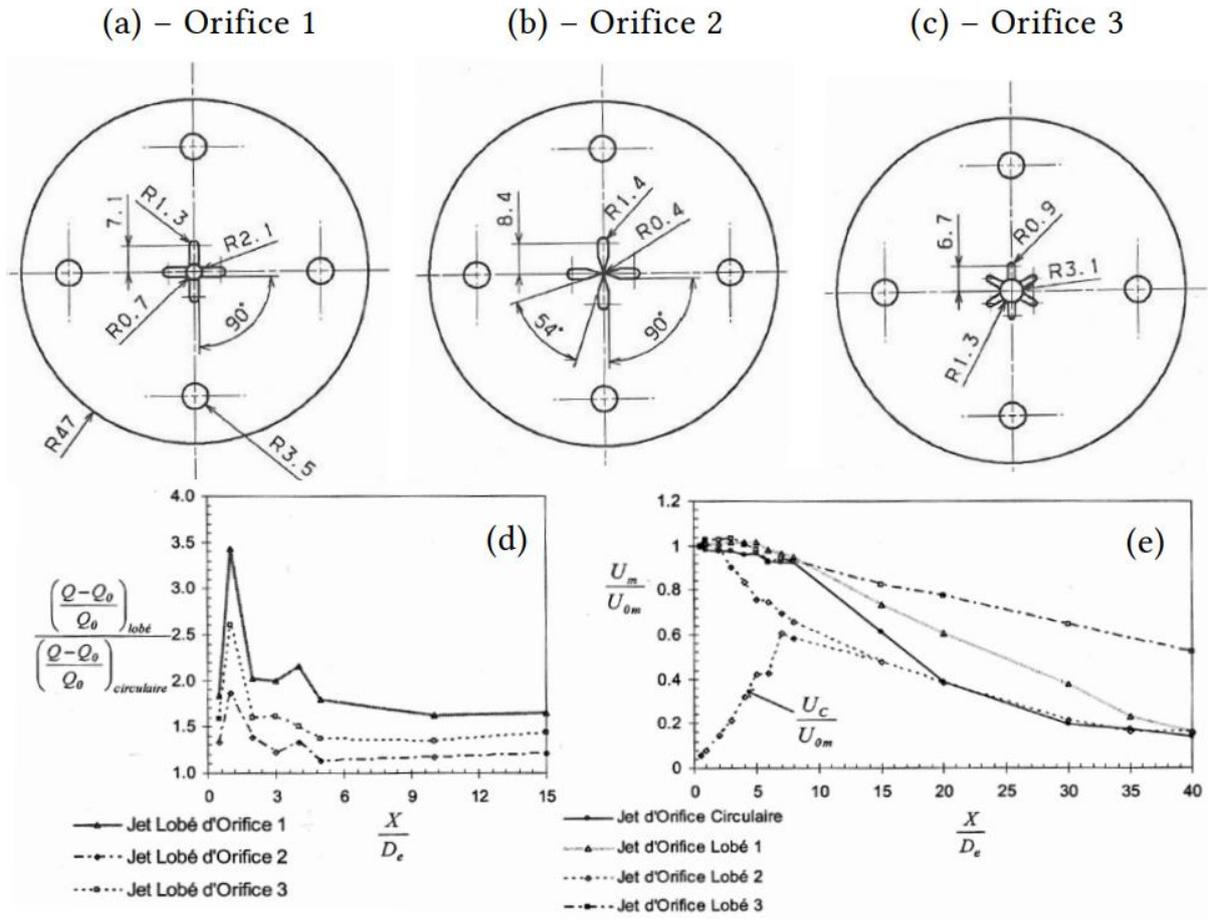


Figure I. 12: Orifices examinés par Nastase: (a) Orifice en croix, (b) Orifice en croix fermée, (c) Orifice en forme de marguerite, (d) Débits entraînés normalisés, (e) Décroissance de la vitesse axiale [33]

Pour étudier les jets d'orifices, Nastase [33] a examiné trois structures différentes : un orifice en croix à 4 lobes (voir Figure I.12a), un orifice en croix avec son centre obstrué (voir Figure I.12b), et un orifice en forme de marguerite à 6 lobes (voir Figure I.12c). Le débit de soufflage reste constant, et le nombre de Reynolds, calculé sur la base de la vitesse moyenne de soufflage, est maintenu à 800.

L'analyse des paramètres montre que l'orifice en forme de croix performe le mieux en termes d'induction sur toute la zone étudiée. L'induction est maximale au début du jet et diminue progressivement vers les bords, stabilisant à environ 65%. Les autres orifices présentent des améliorations d'induction de 40% et 20%. En termes de décroissance de la vitesse axiale, l'orifice en forme de marguerite a la décroissance la plus lente, conservant 60% de sa vitesse initiale aux bords, comparé à 20% pour les autres. Ainsi, l'orifice en forme de marguerite offre la portée la plus étendue[31].

### I.2.4.1 Quelques travaux récents sur les jets lobés

La buse lobée vise à améliorer la génération de formations allongées lors du processus de soufflage, comme indiqué dans les références [37], [40], [41]. Les récentes découvertes de la recherche suggèrent qu'un jet en forme de marguerite à six lobes, avec une limite inclinée,

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

fonctionne comme un outil de mélange exceptionnel dans la zone du noyau potentiel. Il a été déterminé que le phénomène d'induction est principalement influencé par la présence de six paires de structures allongées en contre-rotation aux sommets des encoches de la buse, avec des dimensions similaires à celles du lobe lui-même. De substantielles formations secondaires se développent à l'intérieur des cavités de la buse à encoches. Le phénomène de croisement des axes contribue à améliorer les performances d'induction du jet à encoches. De plus, il existe un potentiel d'optimisation de la géométrie de perforation de la base du diffuseur à encoches, toujours dans le but d'améliorer son efficacité globale [10–12].

Meslem et al. [32] ont mené une étude numérique pour examiner l'efficacité de trois modèles de turbulence, à savoir le modèle standard  $k-\epsilon$ , le modèle  $k-\omega$  SST et le modèle de contrainte de Reynolds (RSM). Les chercheurs ont noté qu'aucun modèle de turbulence n'a démontré une précision optimale dans la prédiction de toutes les caractéristiques de l'écoulement. Les recherches récentes ont montré que, dans le cadre des modèles visqueux étudiés, le modèle de turbulence  $k-\omega$  SST est capable de prédire avec précision l'interaction du jet, l'expansion dynamique globale et l'entraînement de l'air ambiant pour le débit volumique émis par un diffuseur lobé. Dans le domaine de la dynamique des fluides, Meslem et Nastase [42] ont mené une enquête sur un jet d'air turbulent isotherme produit au moyen d'une buse à lobes. Les résultats expérimentaux ont été comparés à ceux d'un jet circulaire présentant des caractéristiques axisymétriques équivalentes et des paramètres initiaux. Les auteurs ont révélé que le taux élevé d'entraînement est attribuable aux structures tourbillonnaires générées par les lobes en conjonction avec la géométrie de buse asymétrique qui provoque une convection vigoureuse.

Bennia et al. [43] ont comparé les performances de différentes géométries de buses lobées. Les chercheurs ont examiné le jet à lobes en utilisant différentes géométries de lobes et ont effectué une analyse des profils de vitesse axiale du jet. Les résultats révèlent qu'un diffuseur à lobes incliné facilite une meilleure homogénéisation de l'écoulement d'air dans l'espace expérimental par rapport à un diffuseur à lobes comportant une section droite uniforme.

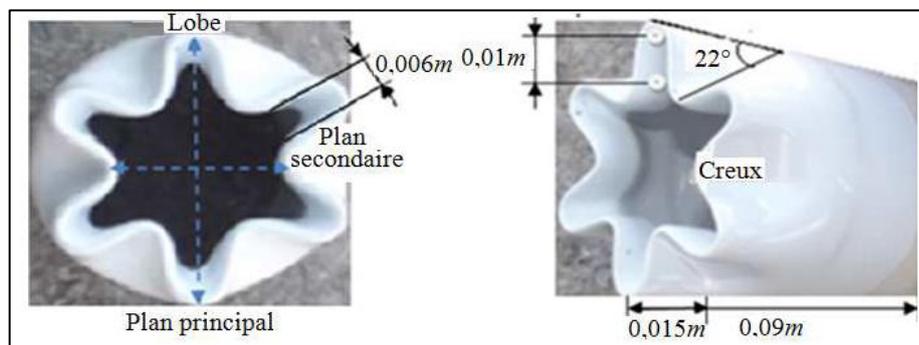


Figure I. 13: Photographie d'une buse lobée [43]

I. Nastase et al. [44] cette étude a révélé que l'utilisation d'une buse lobée sans inclinaison des lobes améliore le mélange du flux par rapport à un jet circulaire conventionnel. De manière

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

surprenante, l'incorporation de lobes inclinés dans une seconde buse lobée, caractérisée par la même géométrie de sortie, a encore accru l'efficacité du mélange. Une analyse de la dynamique tourbillonnaire au sein des jets lobés a mis en évidence des structures azimutales distinctes, différentes des motifs annulaires généralement observés dans les jets circulaires. Ces structures présentent un caractère discontinu, influencé par les forces de cisaillement résultant des variations de courbure au niveau du plan de sortie.

F. Bode et al. [45] ont examiné divers modèles de turbulence développés au cours des dernières années, dont beaucoup sont utilisés pour prédire les écoulements, la turbulence, le transfert de masse et le transfert de chaleur. Le cas spécifique étudié concerne un jet d'impact, englobant tous ces aspects. L'étude évalue les performances de huit modèles de turbulence largement utilisés de Navier-Stokes moyennés dans le temps pour simuler un jet d'impact lobé fortement cisailé. L'investigation se concentre sur un jet lobé orthogonal percutant une surface plane provenant d'une buse ayant une section transversale cruciforme à un nombre de Reynolds de 5620. Deux approches expérimentales ont été utilisées pour la comparaison avec les résultats numériques. Une méthode d'électro-diffusion a été employée pour mesurer le taux de cisaillement sur la paroi, tandis que la vélocimétrie par imagerie de particules a été utilisée pour mesurer les champs de vitesse. L'étude offre une analyse comparative des points forts et des limites de huit modèles de turbulence : SST  $k-\omega$ ,  $k-\omega$ , TransSST,  $k-\varepsilon$  réalisable, RNG  $k-\varepsilon$ ,  $k-k1-\omega$  et RSM.

P. Sharma et al. [46] ont étudié les propriétés d'écoulement et de transfert de chaleur des jets synthétiques émanant d'orifices en forme d'étoile avec un nombre variable de lobes (3-10). Ils ont exploré des nombres de Reynolds allant de 8692 à 10746. L'anémométrie à fil chaud et une caméra infrarouge ont été utilisées pour analyser les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur. Des pics de turbulence distincts ont été observés pour les orifices à 3-6 lobes, probablement en raison de la fusion de deux couches de cisaillement en une seule pour les orifices à 8-10 lobes. L'orifice à 6 lobes a montré la meilleure performance en transfert de chaleur à  $z/dz/d$  de 2 à 14. À  $z/d=2z/d=2$ , il a surpassé les orifices circulaires et à 10 lobes de 7,6 % et 10,1 %, probablement en raison de structures de vortex et d'un changement d'axe. La densité spectrale de puissance a analysé l'énergie émise par les vortex, et une corrélation unifiée du nombre de Nusselt a été développée pour tous les orifices en forme d'étoile.

Hou Rio et al. [47] ont étudié les caractéristiques thermiques et d'écoulement d'un mélangeur à lobes, avec ou sans structure en dentelure, couramment utilisé dans les échappements d'hélicoptères militaires pour améliorer leur survie. Ils ont utilisé une simulation numérique. Les résultats ont montré que la structure en dentelure améliore considérablement les performances de mélange près de  $Z/D = 0.75$ , avec une efficacité de mélange augmentée d'environ 13.5% à  $Z/D = 1$ . Les caractéristiques de mélange sont liées aux tourbillons dans le sens de l'écoulement, avec une plus grande échelle spatiale et une intensité accrue dans le champ moyen temporel en aval. En ce qui concerne l'écoulement instationnaire, différentes structures cohérentes ont été identifiées, notamment le vortex K-H, le vortex en épingle à cheveux, le vortex dans le sens de l'écoulement, le vortex normal et le vortex de décollement, avec un

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

impact significatif du vortex de décollement sur l'intensité et l'échelle spatiale des tourbillons dans le sens de l'écoulement.

Zhiqiang Sheng et al. [48] ont conçu trois types de mélangeurs lobés, à savoir les mélangeurs lobés bilinéaires (BLMs), les mélangeurs lobés rectangulaires (RLMs) et les mélangeurs lobés circulaires (CLMs). Ces configurations ont maintenu constants l'angle de lobe, la hauteur de lobe, la longueur de la buse lobée, la longueur du conduit de mélange et la section centrale du noyau, tout en variant les rapports de section entre le canal de dérivation et le canal central. Afin d'étudier le mélange des jets dans ces mélangeurs lobés, des simulations numériques ont été réalisées en utilisant les équations de Navier-Stokes tridimensionnelles stationnaires et le modèle de turbulence SST  $k-\omega$ , en considérant trois rapports de vitesse entre le flux de dérivation et le flux central. À travers une analyse approfondie des champs d'écoulement de mélange des jets, l'étude visait à comprendre les caractéristiques de mélange et les performances des trois types de mélangeurs lobés. Les résultats ont révélé des mécanismes plus généraux de mélange des jets lobés, débouchant sur des conclusions systématiques et pertinentes concernant le développement et l'évolution du flux croisé, des tourbillons longitudinaux, de la convection thermique et massique, ainsi que de la bande de vortex orthogonal. Ces résultats revêtent une importance significative pour le développement des mélangeurs lobés et l'exploration des mécanismes de mélange des jets lobés.

### I.3 Refroidissement des composants électroniques

Les technologies visant à améliorer le transfert de chaleur jouent un rôle crucial à la fois dans le domaine de la recherche et de l'industrie, avec des applications étendues, notamment dans le refroidissement des composants électroniques. Par exemple, l'amélioration active ou passive du transfert de chaleur peut être réalisée à travers des méthodes telles que l'augmentation de la conductivité thermique des fluides de travail, l'utilisation de nanofluides, ou le recours à des jets impactant.

Il existe plusieurs technologies de systèmes de refroidissement, qui peuvent être classées en deux grandes catégories :

- Les systèmes de refroidissement **actifs** reposent sur la transmission de chaleur par convection forcée et nécessitent l'installation d'une pompe mécanique pour faire circuler le fluide de transfert de chaleur. De plus, un circuit externe est utilisé pour disperser la chaleur générée par le système dans l'environnement environnant [49].
- Les systèmes de refroidissement **passifs** fonctionnent de manière autonome, entraînant des dépenses énergétiques réduites. Le refroidissement passif est ensuite classé en deux types : direct et indirect, en fonction de la présence ou de l'absence de contact direct entre le fluide de transfert de chaleur et les composants électroniques [49].

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

Les techniques de refroidissement des composants électroniques peuvent être brièvement résumées comme suit :

### I.3.1 Refroidissement par solide-solide

La conduction thermique, qui est le déplacement de la chaleur à travers différents matériaux et surfaces empilés, fixés et liés ensemble, est la principale source de transmission de chaleur à l'intérieur d'un composant. Les composants qui dépendent de la conduction pour le refroidissement sont souvent montés à l'aide de cartes de circuits imprimés et de dissipateurs de chaleur. La chaleur se déplace à travers ces interfaces et crée un gradient de température. La résistance thermique de ces interfaces est une fonction complexe qui dépend de plusieurs facteurs. La rugosité et la texture de la surface, la pression de contact, les matériaux de remplissage, ainsi que les propriétés mécaniques et thermiques des solides en contact, comme la dureté et la conductivité thermique, sont des variables importantes qui affectent la résistance thermique de contact [50].

### I.3.2 Refroidissement par liquide

La chaleur peut être extraite des composants chauffés de deux manières grâce au refroidissement par liquide (voir Figure I.14) : directement, en plaçant le liquide de refroidissement en contact direct avec les composants électroniques, ou indirectement, en pompant le liquide de refroidissement à travers un échangeur de chaleur. Dans le système de refroidissement par liquide direct, une phase d'ébullition peut se produire à mesure que la dissipation de chaleur augmente. Connu sous le nom de point de basculement de la convection naturelle, ce passage de la convection naturelle à l'ébullition n'est pas toujours précisément régulé. Il est possible d'observer un dépassement excessif de la température ou une surchauffe de la paroi en association avec le début de l'ébullition nucléée. Cela est lié à la formation de bulles, qui est influencée par les propriétés des surfaces chaudes et la tension superficielle des liquides. Le point de basculement de l'ébullition nucléée, qui est un autre événement important, est le point où la zone de transfert de chaleur due à l'ébullition nucléée devient sensiblement plus faible et parfois instable en raison de l'ébullition en film, à partir d'une zone de transmission de chaleur très efficace [50].

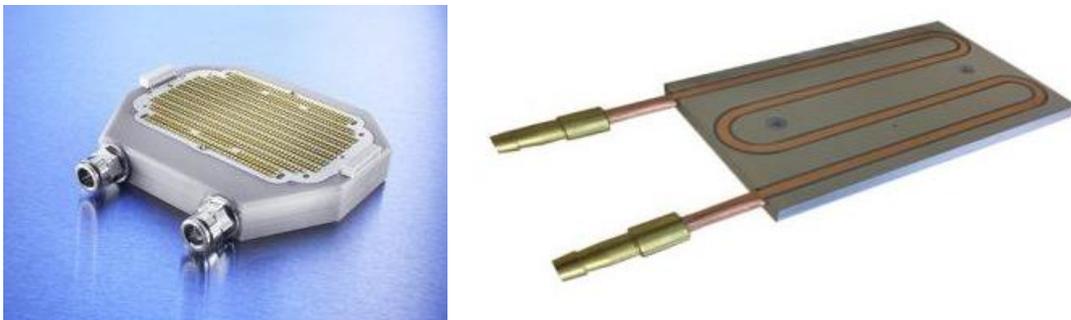


Figure I. 14: Refroidissement des composants électronique par des liquides [49]

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

### I.3.3 Refroidissement par air

Le refroidissement à l'air reste une approche fréquemment privilégiée et courante dans le domaine de l'électronique, en raison de sa simplicité, de sa facilité d'entretien et de son coût réduit. L'étude du transfert de chaleur devient particulièrement complexe en raison des modèles de flux, ce qui rend nécessaire l'utilisation d'un logiciel de simulation de dynamique des fluides (CFD) pour mener une analyse approfondie (comme illustré dans la Figure I.15)[50].

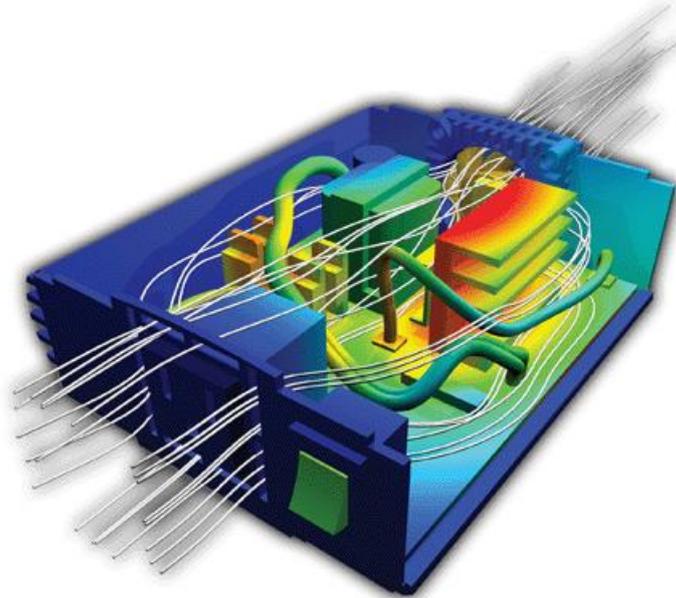


Figure I. 15: Analyse en dynamique des fluides numérique (CFD) du refroidissement par air d'un composant électrique [50]

Il existe deux catégories de refroidissement par air :

#### I.3.3.1 Refroidissement par convection naturelle

Le composant électronique est positionné à l'intérieur de l'air ambiant immobile, où la différence de température entre l'environnement environnant et le composant électronique facilite un échange thermique caractérisé par un coefficient de convection désigné. Afin d'exploiter le transfert de chaleur par convection pour gérer des niveaux plus élevés de dissipation de chaleur, les systèmes de refroidissement par air nécessitent l'intégration d'ailettes, augmentant ainsi la surface d'échange de chaleur entre l'élément nécessitant le refroidissement et l'environnement environnant (voir Figure I.16) [51].



Figure I. 16: Illustration d'une ailette de refroidissement pour augmenter la surface d'échange convective [49]

### I.3.3.2 Refroidissement par convection forcée

L'utilisation de ventilateurs pour forcer le flux d'air est la technique prédominante pour refroidir les éléments électroniques en raison de sa facilité d'utilisation, de son prix abordable et de sa fiabilité. Le flux d'air est induit à l'aide d'un producteur de flux (ventilateur), comme le montre la Figure I.17.



Figure I. 17: Système de refroidissement à air forcé (ventilateur) [49]

### I.3.4 Refroidissement par la technique de vibration

L'écoulement à travers des obstacles revêt une grande importance dans de nombreuses applications en ingénierie. Ces obstacles sont employés comme des perturbateurs du flux de fluide, générant ainsi un écoulement oscillatoire. Ils peuvent également servir à diriger le fluide vers des zones spécifiques. Les caractéristiques de l'écoulement oscillatoire sont directement influencées par les dimensions, la configuration et la vibration des obstacles. Cette méthode trouve une utilisation étendue dans l'amélioration du transfert de chaleur dans divers domaines tels que les dispositifs électroniques, les piles à combustible, les échangeurs de chaleur, etc.[50].

### I.3.5 Refroidissement par les caloducs et les thermosiphons

Les thermosiphons et les caloducs (Figures I.18 et I.19) sont des exemples de systèmes fermés à deux phases. L'évaporateur, le condenseur et la section adiabatique sont généralement leurs trois composants de base. Ce qui distingue un caloduc d'un thermosiphon est le mécanisme utilisé par chaque dispositif pour ramener le liquide condensé à l'évaporateur. Le fluide de travail d'un caloduc est l'action capillaire de la mèche interne, tandis qu'un thermosiphon dépend

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

d'un champ de force externe tel que la force centrifuge, la gravité et d'autres facteurs. Il est important de se rappeler que le thermosiphon et le caloduc sont essentiellement des instruments conçus pour déplacer la chaleur d'un endroit à un autre [50].



Figure I. 18: Caloducs installés dans le dissipateur thermique pour le refroidissement de l'unité centrale de traitement (CPU) [50]

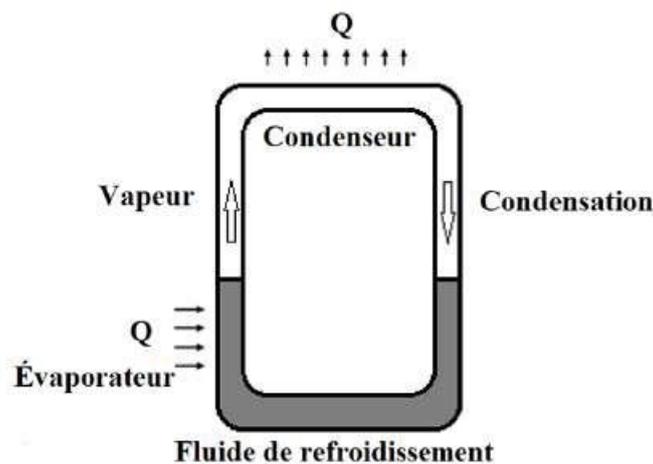


Figure I. 19: Cycle du fluide de refroidissement dans un thermosiphon ou un caloduc [50]

### I.3.6 Refroidissement par jet impactant

Récemment, la recherche sur le refroidissement des composants électroniques par jets d'impact a connu une forte croissance (voir Figure I.20). Les atouts de cette technique comprennent : une interaction directe avec les zones chaudes et la capacité d'obtenir des taux de transfert de chaleur élevés. Les fluides de refroidissement peuvent être des gaz ou des liquides.

L'efficacité de ce système de refroidissement repose sur divers facteurs, tels que le nombre de jets, le diamètre des jets, le choix du fluide et le débit de liquide. Cette méthode de refroidissement actif exige la mise en place d'un système hydraulique complet, ainsi qu'un mécanisme de pressurisation des fluides. Tout comme dans le refroidissement par pulvérisation,

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

le réglage du débit de jet, de la zone d'impact et de la distance de jet constitue des paramètres essentiels nécessitant une préparation minutieuse avant l'installation du système [52].

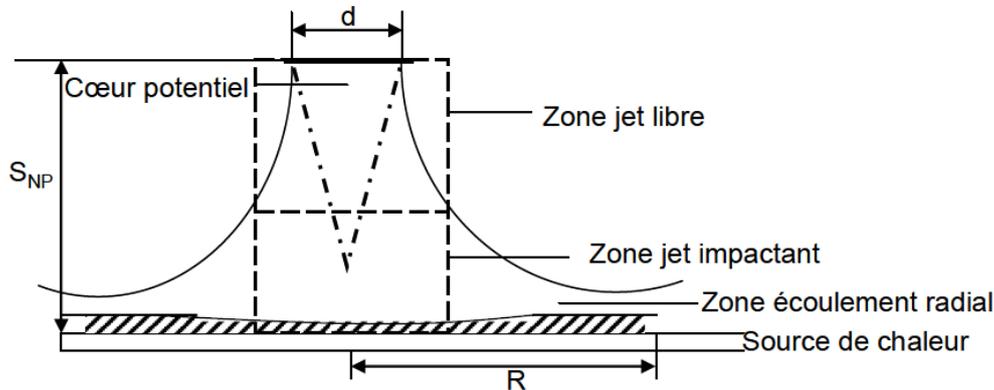


Figure I. 20: Principe de fonctionnement du refroidissement par Jet impactant [53]

### I.3.7 Quelques travaux récents sur le refroidissement des composants électroniques

La conception d'un processus de refroidissement pour les composants électroniques est très difficile en raison des phénomènes physiques complexes qui se produisent. Par conséquent, plusieurs chercheurs ont développé des algorithmes qui peuvent être utilisés comme approche et méthodologie alternatives pour optimiser la conception des systèmes de refroidissement des composants électroniques. Les principaux objectifs de l'analyse de tels écoulements sont d'augmenter le transfert de chaleur entre le fluide et les obstacles et d'assurer la stabilité du matériau.

De nombreuses études expérimentales et numériques portant sur les jets impactant ont été présentées dans la littérature. En général, ces études se concentrent sur l'impact de paramètres spécifiques, tels que le choix du fluide, la géométrie du diffuseur, les modèles de turbulence sélectionnés, le nombre de Reynolds et la géométrie des éléments électroniques, sur l'amélioration du transfert de chaleur. Certaines des études connexes sont les présentées.

Tummers et al [54] ont mené une étude expérimentale sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température autour des parois d'un cube. Les cubes ont été disposés en une rangée de cinq cubes intégrés dans la paroi inférieure du canal avec un jet perpendiculaire (voir la Figure I.21). L'outil de vélocimétrie par imagerie de particules (PIV) est utilisé pour mesurer l'écoulement turbulent autour du cube et la distribution de température est évaluée par un système d'imagerie infrarouge. Avec deux positions différentes du jet d'impact, les résultats ont révélé que la structure de l'écoulement est très complexe : création de tourbillons, de zones de recirculation, de zones de ralentissement, de points de stagnation, de séparations et d'effets de courbure. Tous ces phénomènes ont marqué une influence sur la distribution de température sur les parois du cube.

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

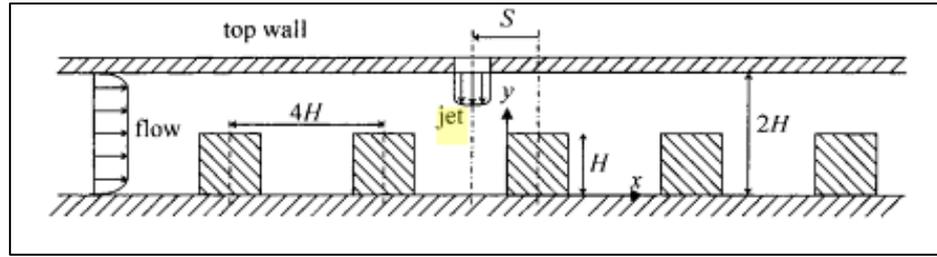


Figure I. 21: Espace de calcul [54]

Rundströmet et Moshfegh [55] ont mené une étude numérique de l'interaction entre un jet d'impact et un écoulement de canal à faible vitesse. Cette étude concerne l'analyse d'une configuration de canal comprenant un cube positionné au centre chauffé sur la plaque de base, ainsi que deux entrées séparées (voir la Figure I.22). Une entrée permet un écoulement de canal horizontal, tandis que l'autre facilite un écoulement de jet d'impact vertical. Leur étude vise à évaluer l'efficacité du modèle de contrainte de Reynolds (RSM) en tant que modèle de turbulence au moyen de simulations numériques. Ils ont étudié l'influence du nombre de Reynolds du jet et du rapport de vitesse sur les caractéristiques aérodynamiques et la température de surface d'un cube. De plus, leur étude vise à analyser les valeurs moyennes et les distributions localisées du coefficient de transfert de chaleur.

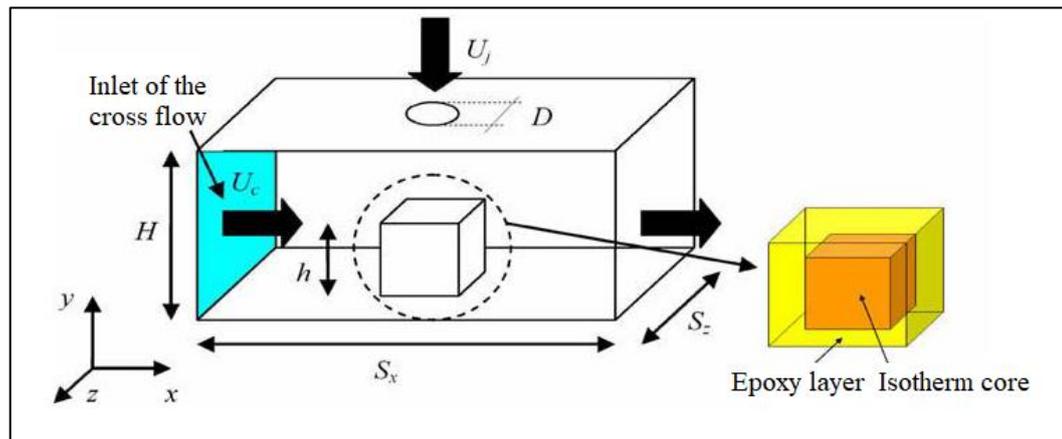


Figure I. 22: Domaine de calcul [55]

Wang et al. [56] ont enquêté sur l'influence des générateurs de vortex sur un jet d'écoulement transversal à l'aide de techniques expérimentales. Une attention particulière a été portée à l'exploration des fluctuations du nombre de Reynolds dans des conditions diverses. Les auteurs ont maintenu un nombre de Reynolds constant de 15000 pour le jet tout en examinant le nombre de Reynolds de l'écoulement transversal, qui variait entre 40000 et 64000. Il a été déterminé que l'augmentation du transfert de chaleur dépend de la configuration et de l'altitude des générateurs de vortex, ainsi que du nombre de Reynolds de l'écoulement transversal.

Ajmi et al. [57] ont réalisé des prédictions numériques. Ils ont utilisé le modèle de turbulence  $k-\omega$  SST pour examiner un jet chauffé à la fois incliné et décalé. Les auteurs ont présenté l'évolution de Nusselt au niveau local pour différentes combinaisons de nombre de Reynolds (Re), de rapport de décalage et d'angle d'inclinaison ( $\alpha$ ), afin d'élucider leur influence

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

collective sur le transfert de chaleur par convection. L'utilisation de telles corrélations comporte le potentiel d'augmenter la compréhension scientifique actuelle et d'améliorer le transfert de chaleur dans divers domaines de l'ingénierie, notamment les systèmes d'échange de chaleur utilisés dans le refroidissement électronique.

Popovac et Hanjalic [58] utilisent la méthode LES pour une procédure de calcul. Cette étude repose sur l'utilisation d'un cube activé thermiquement, situé dans un tuyau avec un jet orthogonal dirigé verticalement. La température du cube chauffé subit un processus de refroidissement qui implique une combinaison d'air, d'un écoulement de canal caractérisé par un nombre de Reynolds de 4800, et d'un jet circulaire doté d'un nombre de Reynolds de 5200. L'objectif principal de cette étude était d'analyser les différentes structures d'écoulement et les statistiques de turbulence, tout en examinant également les propriétés de transfert de chaleur sur la surface d'une structure cubique. Les résultats obtenus par simulation ont été comparés à des mesures expérimentales, révélant un degré de correspondance qualitative tempéré par l'observation de déviations substantielles dans les conditions d'écoulement.

Massip et al. [59] ont réalisé une étude expérimentale de l'écoulement turbulent le long d'un cube fixé à une paroi et placé au centre d'un canal. Le cube était exposé à un écoulement transverse et un jet impactant. L'expérience a été menée pour trois nombres de Reynolds de l'écoulement transverse ( $Re_H = 3410, 5752$  et  $8880$ ) et trois valeurs du rapport entre le nombre de Reynolds du jet incident et celui de l'écoulement transverse ( $Re_j/Re_H$ ). Au total, neuf cas ont été étudiés. En utilisant la vélocimétrie par imagerie de particules (PIV), les auteurs ont mesuré la vitesse instantanée de l'écoulement dans plusieurs plans, et ont ainsi obtenu la vitesse moyenne et les contraintes de Reynolds. Ils ont constaté que le rapport de nombres de Reynolds ( $Re_j/Re_H$ ) a une plus grande influence sur l'écoulement autour du composant que le nombre de Reynolds de l'écoulement transverse ( $Re_H$ ). Pour le rapport le plus petit, ils ont constaté que le jet était entraîné et n'avait aucun impact sur le composant. Les auteurs ont décrit et discuté la morphologie de l'écoulement en termes de tourbillons, de bulles de recirculation, de zones de détachement et de rattachement pour l'ensemble des neuf cas.

Hearst et al. [60] ont réalisé une étude expérimentale pour examiner l'impact de la turbulence sur le sillage d'un cube fixé à une paroi en générant des couches limites turbulentes avec différentes intensités de turbulence et des profils de cisaillement similaires. Cette étude a été menée à un nombre de Reynolds de 18105 et un rapport de hauteur du cube sur l'épaisseur de la couche limite de 0,47. Les chercheurs ont observé que le point moyen de stagnation sur la face amont et le point d'attachement dans le sillage du cube demeurent indépendants du profil d'écoulement entrant. De plus, ils ont noté que la longueur du sillage diminue à mesure que l'intensité de la turbulence augmente tout en maintenant le cisaillement normalisé constant.

Saleha et al. [61] ont mené une étude numérique pour explorer l'impact de la modification géométrique d'un composant sur son efficacité de refroidissement. Cette modification impliquait l'ajout de chanfreins sur les bords supérieurs du cube. Les calculs ont été réalisés en utilisant le modèle  $k-\omega$  SST (Shear Stress Transport) à un nombre de Reynolds de 3410, basé sur la vitesse globale et la hauteur du canal. Trois rapports entre le nombre de Reynolds de l'impact et celui de l'écoulement transversal ont été examinés ( $Re_j/Re_H = 0,5, 1$  et  $1,5$ ). Pour les deux premiers rapports de Reynolds ( $Re_j/Re_H = 0,5$  et  $1$ ), aucune amélioration significative de l'efficacité de refroidissement n'a été observée en modifiant la géométrie. Cependant, pour le

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

rapport le plus élevé ( $Re_j/Re_H = 1,5$ ), ils ont rapporté qu'un cube avec une hauteur de chanfrein de 4 mm présentait une amélioration de 26 % de l'efficacité de refroidissement par rapport à un cube standard.

Bedrouni et Khelil [62] ont mené une étude numérique pour examiner l'influence de l'arrondissement des angles supérieurs des composants électroniques soumis à un écoulement transversal et à un jet d'impact perpendiculaire sur leur efficacité de refroidissement. La simulation a été réalisée pour trois valeurs différentes des rapports des nombres de Reynolds entre les jets d'impact et l'écoulement transversal ( $\alpha = 0,5, 1$  et  $1,5$ ). Les simulations ont été effectuées en utilisant les équations RANS avec le modèle  $k-\omega$  SST sélectionné. Les chercheurs ont noté que le modèle de turbulence utilisé dans la simulation a produit des prévisions cohérentes des vitesses moyennes de l'écoulement longitudinal par rapport aux données expérimentales. De plus, ils ont signalé que pour toutes les configurations de cubes, l'augmentation du rapport des nombres de Reynolds entre l'impact et l'écoulement transversal améliore le transfert de chaleur, et l'arrondissement des angles supérieurs du cube peut accroître l'efficacité de refroidissement de plus de 6 % et 23 % respectivement pour  $\alpha = 1$  et  $1,5$ , par rapport à un cube ordinaire.

Xu et al. [63] ont mené une étude numérique sur les caractéristiques de l'écoulement qui se produisent dans les pompes à jet utilisant des sections transversales de buses distinctes. Les chercheurs ont utilisé le modèle  $k-\varepsilon$  réalisable et la fonction de paroi, basée sur la méthode des volumes finis, pour effectuer leur étude numérique. Les résultats de la recherche indiquent que la forme géométrique carrée du diffuseur présente une efficacité maximale dépassant celle des diffuseurs circulaire et triangulaire de 3 % et 4,1 %, respectivement. Les auteurs ont observé que l'utilisation de buses non circulaires entraîne une réduction de la zone de recirculation et de la perte de friction par rapport aux buses circulaires couramment utilisées, ainsi qu'une amélioration de l'effet de mélange.

Albayrak et al. [64] ont étudié comment le rapport de vitesse du jet affecte les motifs d'écoulement et le transfert de chaleur dans un canal chauffé similaire à des composants électroniques. L'étude utilise des simulations numériques pour comparer différents rapports de vitesse et leur impact sur le transfert de chaleur. Une fois que la quantité de mouvement du jet dépasse celle de l'écoulement transversal, il y a une augmentation notable du transfert de chaleur par convection, ce qui entraîne une hausse du facteur d'amélioration de la chaleur. Ce facteur dépend du rapport de vitesse du jet et des écoulements transversaux, illustrant leur impact sur le transfert de chaleur par convection. Une plus grande vitesse du jet entraîne une amélioration des performances thermiques.

Boudraa et Bassaih [65] ont mené une exploration numérique impliquant la dynamique complexe de l'écoulement de convection forcée tridimensionnelle turbulente entourant un obstacle cubique thermiquement stimulé exposé à un écoulement transversal et à un jet en collision. L'objectif principal de l'étude était d'évaluer l'influence du rapport de nombre de Reynolds sur la dynamique de l'écoulement et le transfert de chaleur, en utilisant le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  conventionnel. De plus, l'enquête visait à examiner les conséquences de la hauteur du canal et du positionnement de l'axe du jet. Les résultats révèlent une corrélation

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

notable entre une augmentation du rapport de nombre de Reynolds et une amélioration significative du transfert de chaleur. De plus, une augmentation de la vitesse du jet percutant a été identifiée comme un moyen d'augmenter l'efficacité du refroidissement dans la région supérieure du bloc cubique. Réduire la hauteur du canal et déplacer l'axe du jet vers l'entrée du canal a eu un impact favorable sur les performances de transfert de chaleur.

Basheer et Arun [66] ont étudié l'effet de l'impact du jet sur la turbulence et le transfert de chaleur dans un cube chauffant disposé en écoulement transversal. Il a été montré que, dans le cas de base, le transfert de chaleur est faible sur le dessus et les côtés du cube, ce qui en fait des cibles potentielles pour le refroidissement par impact de jet. Les chercheurs ont utilisé des techniques de volume fini et un modèle de Smagorinsky amélioré par le cisaillement pour résoudre les équations de Navier-Stokes et d'énergie. Dans l'ensemble, cette étude fournit des informations sur la structure turbulente et les propriétés de transfert de chaleur affectées par l'impact du jet sur la surface du cube.

Rakhsha et al. [67] ont étudié l'impact de la configuration de la buse sur la dynamique des fluides et le transport thermique lors de la projection de jets pulsés sur une surface concave. Des expériences et des simulations numériques ont été réalisées pour étudier les caractéristiques de l'écoulement dans des buses de géométries distinctes, notamment circulaires, elliptiques, rectangulaires et carrées. Une méthode a été utilisée pour simuler un jet avec un nombre de Reynolds de 7000 et différentes distances de la buse par rapport aux surfaces concaves, fréquences et rapports de forme. Les résultats montrent que la géométrie de la buse affecte l'entraînement d'air et diminue le nombre de Nusselt moyen avec des rapports de forme plus élevés. Le fait de pulser le jet d'entrée à 100 Hz a augmenté le nombre de Nusselt de 22 % pour les jets circulaires et carrés, et de 15 % pour les jets elliptiques et rectangulaires.

Massip et al. [68] présentent des résultats expérimentaux de l'analyse thermique d'un composant électronique positionné dans un canal rectangulaire refroidi par une combinaison d'écoulement transversal et d'un jet impactant (voir la Figure I.23). La thermographie infrarouge a été utilisée pour évaluer les distributions de température de surface, permettant le calcul des coefficients de transfert de chaleur, des taux de flux de chaleur et des nombres de Nusselt. Ces résultats ont été utilisés pour établir des liens entre les principales structures de l'écoulement et les processus de transfert de chaleur locaux en utilisant diverses corrélations déterminées. La recherche a examiné l'influence de deux paramètres : le nombre de Reynolds du canal et le rapport du nombre de Reynolds du jet au nombre de Reynolds du canal ( $\alpha$ ), en considérant trois valeurs différentes du nombre de Reynolds du canal (3410, 5752 et 8880) et trois rapports  $\alpha$  (0,5, 1,0 et 1,5). Les résultats indiquent que les rapports  $\alpha$  de 1,0 et 1,5 entraînent l'impact du jet impactant sur la surface supérieure du composant, provoquant une élimination substantielle du flux de chaleur. De plus, pour les cas de faibles pertes de charge, la performance du processus de refroidissement dans la configuration d'écoulement (écoulement transversal et jet impactant) dépasse celle d'un canal sans jet impactant.

## CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

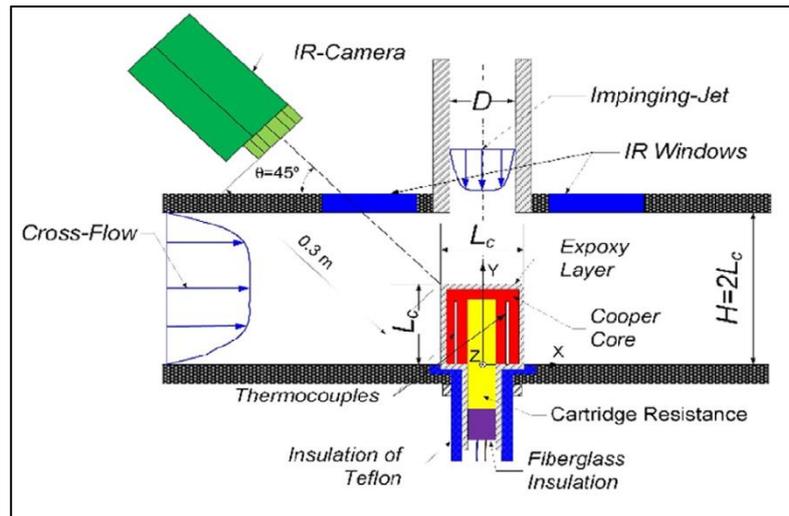


Figure I. 23: Représentation schématique du montage expérimental [68]

Koray Karabulut [69] examine les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement dans des canaux avec un écoulement croisé par jet impactant, en se concentrant sur des modèles creux cubiques et circulaires utilisant de l'eau et un nanofluide d'eau à 2 % de CuO. Les simulations numériques comprennent des ajouts d'ailettes avec des angles de  $45^\circ$  et  $90^\circ$  à des longueurs variables sur la surface supérieure du canal, réalisées avec ANSYS-FLUENT et le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$ . Un flux de chaleur constant de  $1000\text{ W/m}^2$  est appliqué, et la hauteur du canal 3D reste fixe. Les nombres de Reynolds varient de 5000 à 15000. Les résultats numériques de l'étude concordent bien avec les données expérimentales. Les paramètres d'évaluation comprennent la variation du nombre de Nusselt moyen, de la température de surface et du coefficient de performance. Plus précisément, le nombre de Nusselt moyen a augmenté de 32,55 % et de 26,11 % pour le nanofluide CuO-eau à  $Re = 15000$ ,  $K = D$ , et un angle d'ailette de  $90^\circ$ , respectivement, par rapport aux modèles creux cubiques et circulaires sans ailettes et avec de l'eau comme fluide.

MASIP MACÍA et al. [70] exposent les résultats d'une étude expérimentale qui se penche sur les effets de divers paramètres sur le refroidissement des composants électroniques. Leur approche novatrice marie un jet d'impact avec une configuration d'écoulement en canal. Cette étude a investigué cinq paramètres clés en recourant à des méthodes statistiques pour optimiser le processus de refroidissement. En outre, elle a comparé cette approche aux méthodes traditionnelles de refroidissement qui dépendent exclusivement de l'écoulement en canal. Parmi les paramètres étudiés, trois sont liés à la configuration géométrique (hauteur du composant électronique  $h/H = 1/6, 1/3, 1/2$  ; diamètre du jet  $D/H = 0,3, 0,4, 0,5$  ; excentricité du jet par rapport au composant  $S/H = 0, 1/8, 1/4$ ), tandis que les deux autres sont associés à l'écoulement du fluide (nombre de Reynolds basé sur la hauteur du canal et la vitesse moyenne de l'écoulement  $Re_H = 3410, 4205, 5000$  ; rapport entre les vitesses moyennes du jet et du canal  $U_j/U_m = 2,5, 3,75, 5$ ). Les résultats démontrent que certains paramètres, notamment  $Re_H$ ,  $U_j/U_m$  et  $h/H$ , ont un impact significatif sur le transfert de chaleur, entraînant une augmentation d'environ 60 % du nombre de Nusselt.

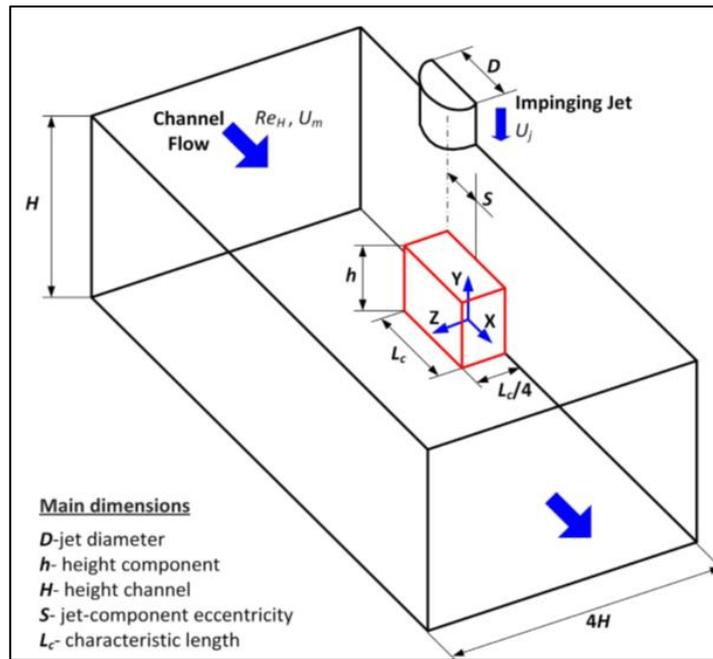


Figure I. 24: Schéma des paramètres considérés pour l'étude paramétrique [70]

## I.4 Conclusion

Pour comprendre les jets impactant, il est crucial d'examiner d'abord un jet libre, qui comporte une couche de cisaillement s'élargissant à cause de la diffusion visqueuse et des structures tourbillonnaires. Un jet libre comporte trois zones : le noyau potentiel, la zone de développement et la zone d'écoulement établi, chacune ayant des caractéristiques de vitesse distinctes. Lorsqu'un jet libre frappe une surface rigide, il se transforme en jet impactant avec des régions de jet libre, d'impact et de jet mural. Les jets tourbillonnants et lobés, avec leurs caractéristiques spécifiques, améliorent le mélange et le transfert d'énergie. Dans le contexte du refroidissement électronique, les jets impactant offrent des taux élevés de transfert de chaleur, devenant une méthode prometteuse. Cependant, une lacune se dessine dans l'étude de la configuration du jet d'impact et de son interaction avec la surface d'un cube pour l'efficacité de refroidissement. Cette recherche explore donc les effets des modifications de la géométrie du diffuseur de jet (circulaire, lobé, tourbillonnaire) et des ajustements de la surface supérieure du cube (arêtes arrondies, coins chanfreinés) sur l'efficacité du refroidissement des composants électroniques.

**CHAPITRE II :**  
**MODELISATION DE LA TURBULENCE EN**  
**DYNAMIQUE DES FLUIDES**

# CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

## II.1 Introduction

La dynamique des fluides est l'étude du mouvement des fluides, et avec les progrès des technologies informatiques au cours des dernières décennies, la dynamique des fluides computationnelle (CFD), est devenue un outil formidable et prometteur pour relever les défis d'ingénierie associés à l'écoulement des fluides. De nombreux problèmes en mécanique des fluides nécessitent l'application de méthodes numériques pour leur résolution, car la conduite d'expériences peut s'avérer peu pratique en raison de diverses contraintes telles que des considérations financières, des restrictions physiques, des préoccupations environnementales, des exigences de sécurité et des limitations de temps [71]. De plus, la CFD fournit aux ingénieurs une richesse de données allant au-delà de ce que les expériences peuvent offrir, y compris des informations qui échappent actuellement aux mesures avec les instruments existants.

## II.2 Equations fondamentales de l'écoulement des fluides

Au 18<sup>ème</sup> siècle, l'ingénieur français Claude Navier et le mathématicien irlandais George Stokes ont formulé les célèbres équations qui régissent le mouvement des fluides, communément appelées les équations de Navier-Stokes. Ces équations trouvent leur origine dans les équations qui gouvernent essentiellement la dynamique des fluides, à savoir les équations de continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie, qui incarnent les lois fondamentales de la physique. Ces principes sont ancrés dans le concept de conservation, affirmant que la préservation d'une quantité donnée ne signifie ni sa destruction ni sa création, mais plutôt sa transformation d'un état à un autre. Le principe de conservation s'applique à la masse, à la quantité de mouvement et à l'énergie[1].

### II.2.1 Conservation de la masse

Pour dériver l'équation de conservation de la masse, l'objectif est d'établir un équilibre de masse pour un composant de masse discret :

Taux d'augmentation de la masse à l'intérieur du composant de fluide = Taux net d'entrée de masse - Taux net de sortie de masse

En appliquant le principe énoncé ci-dessus, l'équation de continuité peut être formulée comme suit [71]:

$$\frac{d\rho}{dt} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Où  $\rho$  représente la densité du fluide, et  $\vec{V}$  désigne la vectrice vitesse, qui peut être représenté en coordonnées cartésiennes en fonction à la fois des coordonnées  $x$ ,  $y$  et  $z$  et du temps, de la manière suivante :

$$\vec{V} = \vec{V}(x, y, z, t) = u \vec{i} + v \vec{j} + w \vec{k} \quad (\text{II.2})$$

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

Avec :

$u$  : la vitesse le long de l'axe  $x$ , définie comme  $u(x, y, z, t)$ .

$v$  : la vitesse le long de l'axe  $y$ , définie comme  $v(x, y, z, t)$ .

$w$  : la vitesse le long de l'axe  $z$ , définie comme  $w(x, y, z, t)$ .

### II.2.2 Conservation de la quantité de mouvement

Le concept fondamental derrière la conservation de la quantité de mouvement est qu'elle ne subit ni destruction ni création ; au lieu de cela, elle subit une transformation d'une forme de quantité de mouvement à une autre. Essentiellement, il s'agit d'une application de la deuxième loi de Newton à un fluide [71]:

$$\vec{F} = m \vec{a} \quad (\text{II.3})$$

Où :

$F$  : représente la force ;  $m$  : désigne la masse ;  $a$  : indique l'accélération.

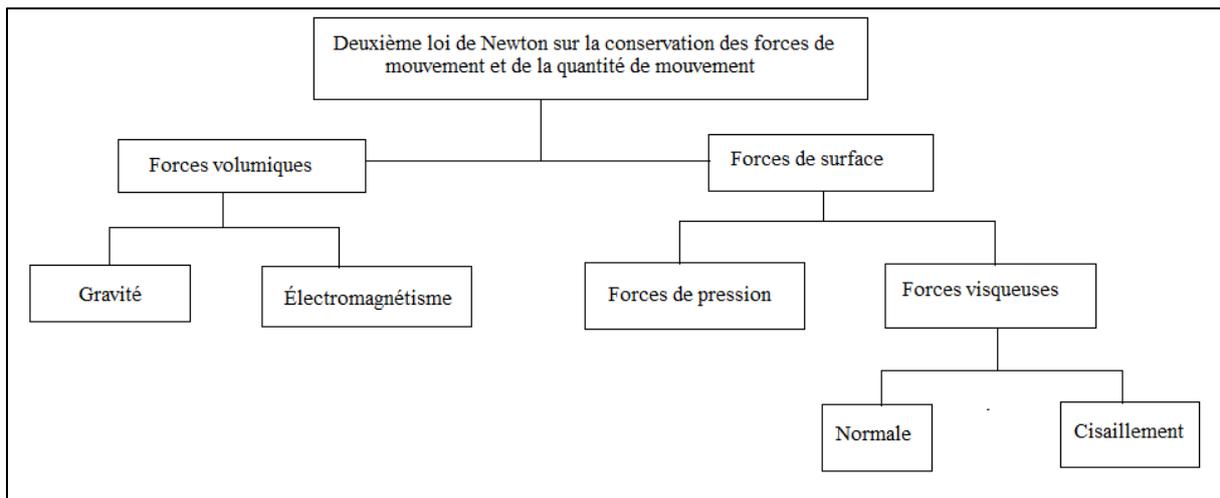


Figure II. 1: Forces sur une particule de fluide

Les forces agissant sur les particules de fluide peuvent être classées en deux groupes distincts : les forces volumiques et les forces de surface (voir Figure II.1). Les forces volumiques concernent celles qui exercent leur influence de manière uniforme sur l'ensemble de la masse contenue dans le volume, par exemple la gravité et les forces électromagnétiques.

En revanche, les forces de surface font référence à celles qui opèrent exclusivement à la surface du volume. Ces forces de surface comprennent deux classifications principales : la pression résultant des interactions avec le fluide environnant et les contraintes visqueuses de cisaillement/pression normale résultant des forces de frottement [1].

En tenant compte des forces volumiques ainsi que des forces de surface, l'équation de la quantité de mouvement peut être exprimée comme suit [71]:

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\nabla \vec{\tau} - \nabla P + \rho \vec{g} \quad (\text{II.4})$$

Où : P : Pression,  $\tau$  : Contrainte de cisaillement et g : Gravité.

Le comportement des fluides peut être représenté une fois qu'une fonction de cisaillement newtonienne ou non newtonienne est spécifiée. Dans le cas des fluides newtoniens, la pression présente une relation linéaire avec les gradients de vitesse :

$$\tau_{ij} = \begin{vmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{vmatrix} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \vec{V})\delta_{ij} \quad (\text{II.5})$$

Où :  $S_{ij}$  est le cisaillement laminaire.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.6})$$

À l'exception de quelques cas, un fluide est considéré comme compressible lorsque sa vitesse atteint ou dépasse 30% de la vitesse du son. Le nombre de Mach (Ma) est défini comme le rapport entre la vitesse d'un fluide et la vitesse du son dans le même fluide. Mathématiquement, cela s'exprime par [72].

$$Ma = \frac{u_{\text{fluide}}}{u_{\text{son}}} \quad (\text{II.7})$$

Où  $U_{\text{fluide}}$  est la vitesse du fluide et  $U_{\text{son}}$  est la vitesse du son dans ce fluide.

Si ce ratio est inférieur à 0,3, alors le fluide peut être considéré comme incompressible [72].

### II.2.3 Principe de conservation de l'énergie

Tout comme les principes de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, la loi de conservation de l'énergie affirme que l'altération du taux d'énergie au sein d'un système spécifique équivaut à la somme des flux de chaleur, ainsi que la vitesse du travail effectué sur le système en raison des forces internes et de surface.

$$\dot{E} = \sum_i \dot{Q}_i - \sum_i \dot{W}_i \quad (\text{II.8})$$

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

La forme générale de l'équation de l'énergie peut être exprimée comme suit [72] :

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{\vec{\nabla} \cdot (\rho E \vec{V})}_{(2)} = \underbrace{\rho \dot{Q}}_{(3)} + \underbrace{\vec{\nabla} \cdot (k \nabla T)}_{(4)} - \underbrace{\left[ \frac{\partial(uP)}{\partial x} + \frac{\partial(vP)}{\partial y} + \frac{\partial(wP)}{\partial z} \right]}_{(5)} + \underbrace{\left[ \begin{aligned} & \left( \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} \right) \\ & + \left( \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} \right) \\ & + \left( \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right) \end{aligned} \right]}_{(6)} + \underbrace{\rho \vec{F} \cdot \vec{V}}_{(7)}
 \end{aligned}
 \tag{II.9}$$

Où :

- (1)- Changement du taux d'énergie totale dans le fluide ;
- (2)- Changement d'énergie totale dû à la convection du fluide ;
- (3)- Source de chaleur volumétrique ;
- (4)- Taux de changement d'énergie dû à la conduction ;
- (5)- Travail effectué sur le fluide par les forces de pression ;
- (6)- Taux de travail effectué sur le fluide par les forces visqueuses ;
- (7)- Taux de travail effectué sur le fluide par les forces internes.

### II.3 Introduction sur la turbulence

La question de comment contrôler les tourbillons et leurs effets sur la rivière Arno reste ouverte cinq siècles après les recherches initiales de Leonardo da Vinci. Tout au long du XXe siècle, les progrès ont été principalement motivés par les innombrables applications pratiques, notamment dans le domaine de l'aéronautique, qui se sont manifestées sous la forme du développement de modèles empiriques plutôt que de véritables découvertes fondamentales. Ce n'est qu'à partir des années 1940, principalement grâce aux travaux du mathématicien russe Andrei Nikolaevich Kolmogorov, qu'une véritable théorie a été élaborée [73].

#### II.3.1 Modélisation de la turbulence

Il existe trois méthodes principales pour prédire les écoulements turbulents en fonction du niveau de détail dans la résolution de la structure de la turbulence. Dans l'approche de la simulation numérique directe (DNS), les équations de Navier-Stokes instationnaires sont résolues méticuleusement à l'aide de techniques numériques hautement précises sur une grille

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

spatiale fine, garantissant la résolution de toutes les échelles de temps et de longueur caractéristiques. Bien que fondamentalement précise, les exigences de calcul associées à cette approche et les limitations liées à la géométrie du domaine d'écoulement et aux conditions aux limites en restreignent principalement l'applicabilité à la recherche académique.

L'approche de la simulation des grandes échelles (LES) résout et calcule pleinement les structures de turbulence à grande échelle tout en s'appuyant sur des relations de fermeture de sous-grille pour modéliser les structures à l'échelle de Kolmogorov. Contrairement au DNS, LES utilise des grilles relativement plus grossières car elle se concentre sur les grands tourbillons. Néanmoins, elle partage l'inconvénient de nécessiter des calculs tridimensionnels instationnaires même lorsqu'ils ne sont pas essentiels pour des applications pratiques.

L'approche des équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds (RANS), ou son équivalent pour les écoulements compressibles selon l'approche des équations de Navier-Stokes moyennées de Favre, est la plus largement utilisée parmi ces trois méthodes lorsqu'il s'agit de traiter les problèmes d'écoulement industriel[1].

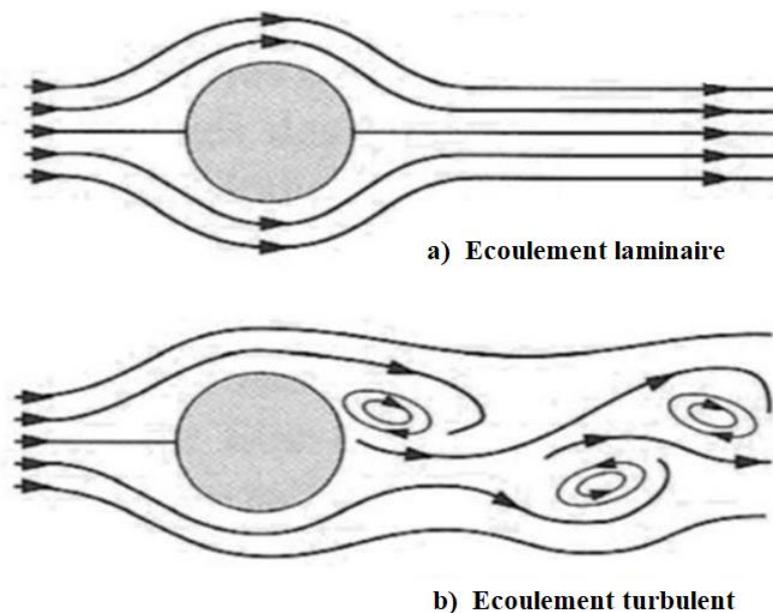


Figure II. 2: Vue conceptuelle de l'écoulement laminaire et turbulent

Dans la prévision des écoulements turbulents, il existe deux méthodes distinctes : l'approche statistique et les méthodes non statistiques. Dans le cadre de l'approche statistique, la moyenne d'ensemble est utilisée pour distinguer les valeurs moyennes des composantes fluctuantes. Lors de la moyenne des équations fondamentales du mouvement, des corrélations impliquant des vitesses fluctuantes émergent. Ces corrélations présentent des inconnues supplémentaires pour lesquelles aucune équation ne peut être formulée sans introduire d'autres inconnues. Cela donne lieu au problème de fermeture des turbulences. Des modèles de fermeture sont utilisés pour résoudre ce problème, en établissant des relations supplémentaires entre les corrélations et les valeurs moyennes. Bien que ces modèles de fermeture soient efficaces pour les écoulements simples, leur précision diminue à mesure que la complexité de la géométrie de l'écoulement

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

augmente. Malgré cet inconvénient, ils restent largement utilisés dans l'industrie en raison de leur moindre demande en ressources informatiques. Les modèles de turbulence courants disponibles en dynamique des fluides computationnelle (CFD) sont présentés dans la figure II.3[1].

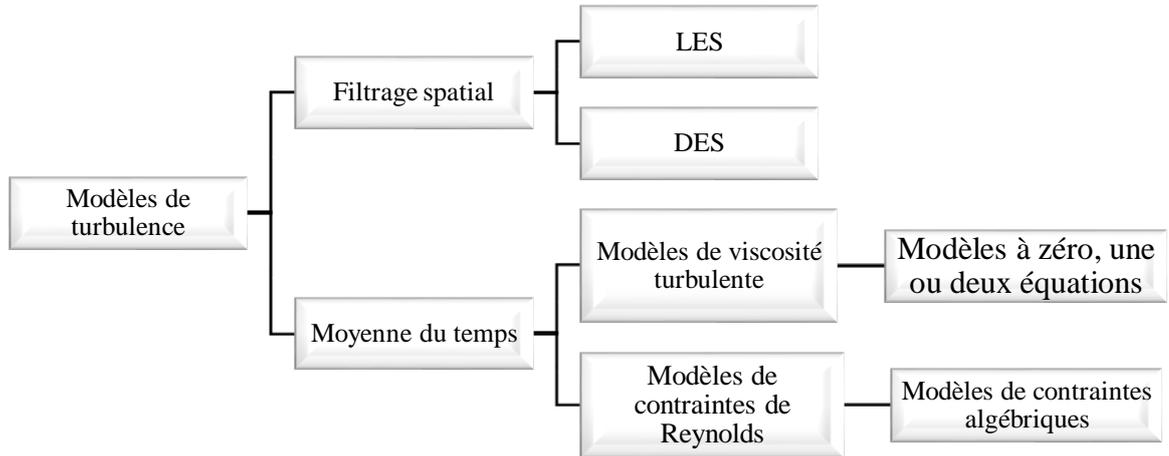


Figure II. 3: Classification des modèles de turbulence

### II.3.1.1 Méthodologies statistiques

La première tentative pour résoudre un problème apparemment insurmontable consistait à observer le comportement des tourbillons sur une période de temps étendue. Cette technique permet de moyenniser leur comportement dans le temps, simplifiant considérablement sa représentation mathématique (Reynolds 1895). Selon la complexité désirée de la modélisation de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS), il existe des modèles à zéro, un et deux équations, ainsi que ce que l'on appelle des modèles de fermeture du second ordre. Ces derniers sont également désignés comme des modèles de fermeture du second moment, des modèles de transport de contraintes, des modèles de contraintes de Reynolds (RSM) et des modèles de transport de contraintes de Reynolds (RST). Cela est particulièrement essentiel pour le tenseur de contrainte de Reynolds  $R_{ij}$ , afin d'identifier les composants nécessaires pour établir un ensemble complet de  $n$  équations indépendantes pour résoudre  $n$  inconnues liées à la turbulence. Par conséquent, il est démontré que se fier uniquement à l'approximation de Boussinesq est insuffisant pour la fermeture ; donc, la démarche ultérieure implique la mise en œuvre d'une série de procédures mathématiques qui génèrent des équations indépendantes supplémentaires. L'objectif est de résoudre finalement le problème de turbulence. Plus spécifiquement, le tenseur  $R_{ij}$  est dérivé mathématiquement dans sa forme précise à partir de l'équation de la quantité de mouvement de Navier-Stokes inchangée en considérant son premier moment basé sur la vitesse fluctuante, suivi d'une moyenne temporelle subséquente. Le tenseur  $R_{ij}$  résultant est utilisé dans les modèles RSM et est donc un moteur clé. Cependant, d'une importance capitale, l'équation

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

aux dérivées partielles k PDE est dérivée de R en calculant sa trace, et c'est cette k PDE qui sert de base dans la majorité des modèles RANS à zéro, un et deux équations (par exemple, Prandtl, k-ε, k-ω, SST, etc.)([1]).

La décomposition de Reynolds consiste à diviser l'écoulement instantané en une valeur moyenne et en sa valeur fluctuante correspondante.

La forme générale de l'équation de l'énergie peut être exprimée comme suit [72]:

$$u = \bar{u} + u' \quad (\text{II.10})$$

Où:

$u$  : est la composante instantanée.

$\bar{u}$  : est la composante moyenne.

$u'$  : est la composante fluctuante.

Pour un fluide incompressible, l'équation de conservation de la masse peut être formulée comme suit [72]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.11})$$

Au moyen de la décomposition de Reynolds :

$$\begin{cases} u = \bar{u} + u' \\ v = \bar{v} + v' \\ w = \bar{w} + w' \end{cases}$$

Suite au remplacement des vitesses décomposées dans l'équation de conservation de la masse, nous obtenons :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.12})$$

En effectuant la moyenne temporelle sur l'équation de conservation de la masse, nous acquérons :

$$\overline{u'} = 0 \text{ and } \overline{\bar{u}} = \bar{u}$$

Par conséquent, l'équation de conservation de la masse pour l'écoulement turbulent se transforme en :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.13})$$

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

En se basant sur l'équation ci-dessus, nous déduisons que la conservation de la masse dépend exclusivement des vitesses moyennées dans le temps. Cette approche peut également être appliquée dans le contexte des équations de la quantité de mouvement.

Pour un fluide newtonien, incompressible et adiabatique, les équations de la quantité de mouvement pour l'écoulement turbulent dans la direction x peuvent être exprimées comme suit [1], [72] :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (\text{II.14})$$

En utilisant la décomposition de Reynolds, l'équation (II-14) se transforme en :

$$\rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \rho \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) + \rho \left( \frac{\partial \bar{u}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial x} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} \quad (\text{II.15})$$

Étant donné l'incompressibilité du fluide, l'équation II.15 peut être modifiée en :

$$\rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \rho \left( \frac{\partial \bar{u}u}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}v}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}w}{\partial z} \right) + \rho \left( \frac{\partial \bar{u}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial x} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} \quad (\text{II.16})$$

Après avoir effectué des opérations identiques sur les équations de la quantité de mouvement selon y et z, nous obtenons :

$$\rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \rho \left( \frac{\partial \bar{v}u}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}v}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}w}{\partial z} \right) + \rho \left( \frac{\partial \bar{v}'u'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}'w'}{\partial y} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} \quad (\text{II.17})$$

$$\rho \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \rho \left( \frac{\partial \bar{w}u}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}v}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}w}{\partial z} \right) + \rho \left( \frac{\partial \bar{w}'u'}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}'v'}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}'w'}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} \quad (\text{II.18})$$

Dans une représentation vecteur-tenseur, les équations mentionnées peuvent être exprimées de manière concise comme suit :

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla \cdot \vec{V} = -\nabla \cdot \bar{P} - \nabla \cdot \left( \vec{\tau} + \vec{R} \right) \quad (\text{II.19})$$

$$\text{Avec : } \bar{\tau}_{ij} = \begin{vmatrix} \bar{\tau}_{xx} & \bar{\tau}_{xy} & \bar{\tau}_{xz} \\ \bar{\tau}_{yx} & \bar{\tau}_{yy} & \bar{\tau}_{yz} \\ \bar{\tau}_{zx} & \bar{\tau}_{zy} & \bar{\tau}_{zz} \end{vmatrix} \quad \text{et} \quad \vec{R}_{ij} = \begin{vmatrix} \bar{u}'u' & \bar{u}'v' & \bar{u}'w' \\ \bar{v}'u' & \bar{v}'v' & \bar{v}'w' \\ \bar{w}'u' & \bar{w}'v' & \bar{w}'w' \end{vmatrix}$$

Où,  $\bar{\tau}_{ij}$  représente le tenseur de cisaillement, et  $\vec{R}_{ij}$  signifie le tenseur des contraintes de Reynolds.

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

Le tenseur représentant le taux moyen de déformation est défini comme suit :

$$\overline{\overline{S}}_{ij} = \frac{1}{2\mu} \overline{\tau} \quad (\text{II.20})$$

En raison de l'existence de six quantités inconnues, six variables indépendantes supplémentaires sont encore nécessaires. Ces éléments non spécifiés, appelés variables de contrainte de Reynolds, sont interconnectés non seulement avec les caractéristiques physiques du fluide mais également avec les circonstances immédiates de son écoulement. Néanmoins, il n'existe aucun autre principe scientifique établi pour résoudre ces variables. Cette situation difficile est connue sous le nom de « problème de fermeture », un défi permanent dans la modélisation de la turbulence depuis 1895 qui ne montre aucun signe de résolution dans un avenir proche. Pour résoudre ce problème, des modèles de fermeture sont utilisés afin d'obtenir des relations supplémentaires entre les quantités fluctuantes et moyennes. Bien que ces modèles fonctionnent généralement de manière satisfaisante dans des écoulements simples, leur précision diminue avec la complexité croissante des modèles d'écoulement. Malgré cette limitation, ils restent largement utilisés dans diverses industries en raison de leur demande réduite en ressources informatiques[1].

Un nouveau paramètre, désigné sous le nom de "viscosité cinématique turbulente", a été introduit pour établir un lien entre les propriétés fluctuantes et les quantités moyennes.

$$-\overline{u'_i \phi'} = \nu_t \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_i} \quad (\text{II.21})$$

Où :  $\phi$  représente n'importe quelle variable primitive, par exemple  $u, v, w, T, P, \rho$ , etc.

La viscosité cinématique se fonde sur les caractéristiques du fluide, la pression et la température. À l'inverse, la viscosité cinématique turbulente dépend du nombre de Reynolds (Re) : plus le Re est élevé, plus la viscosité cinématique turbulente est élevée. Ainsi, la viscosité turbulente mesure le niveau de turbulence rencontrée par le fluide, et des valeurs de viscosité turbulente plus élevées correspondent à un degré de turbulence plus important.

Ainsi, nous pouvons estimer les contraintes de Reynolds en utilisant l'hypothèse précédente :

$$R_{ij} \equiv - \begin{vmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'w'} \end{vmatrix} \approx \nu_t \begin{vmatrix} \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} & \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} & \frac{\partial \overline{u}}{\partial z} \\ \frac{\partial \overline{v}}{\partial x} & \frac{\partial \overline{v}}{\partial y} & \frac{\partial \overline{v}}{\partial z} \\ \frac{\partial \overline{w}}{\partial x} & \frac{\partial \overline{w}}{\partial y} & \frac{\partial \overline{w}}{\partial z} \end{vmatrix} \quad (\text{II.22})$$

L'approche décrite dans l'équation (II-21) s'inspire du tenseur des contraintes newtoniennes.

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

### Approximation de la turbulence de Boussinesq

L'approximation de turbulence de Boussinesq postule une forme correspondante au tenseur de contraintes newtonien laminaire, affirmant ainsi que :

$$\overline{\overline{R_{ij}}} \equiv 2\nu_t \overline{\overline{S}} - \frac{2}{3} k \overline{\overline{I}} = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \overline{\overline{I}}$$

(II.23)

Où :  $k$  est l'énergie cinétique de la turbulence.

L'approximation affirme que le tenseur de contrainte de Reynolds  $R$  est directement proportionnel au tenseur de taux de déformation moyen  $S_{ij}$ , le facteur de proportionnalité étant deux fois la viscosité cinématique turbulente. La grande majorité des modèles de turbulence basés sur les équations de Navier-Stokes moyennées dans le temps (RANS) utilisent cette relation constitutive linéaire pour prédire les contraintes de Reynolds, constituant le principe fondamental pour de nombreux modèles RANS contemporains à une ou deux équations. Néanmoins, à travers l'analyse dimensionnelle et l'analogie newtonienne, Boussinesq a établi une connexion entre les neuf contraintes de Reynolds (avec leurs quantités primées) et les quantités moyennées.

Les trois équations de mouvement RANS peuvent être résolues numériquement pour les vitesses de turbulence moyennes dans le temps,  $u$ ,  $v$  et  $w$ . Deux quantités sont nécessaires pour la fermeture à cette étape : (1) la dérivation d'une expression pour  $k$ , spécifiquement pour les grandes structures tourbillonnaires porteuses d'énergie, et (2) la détermination d'une relation pour  $\nu_t$ . Cette dernière est généralement obtenue par des arguments dimensionnels en fonction de  $k$  et d'une longueur caractéristique ou de son équivalent.

#### II.3.1.1.1 Modèle à zéro équation

Dans ce modèle, comme son nom l'indique, il n'est pas nécessaire d'avoir recours à des équations de fermeture supplémentaires liées au transport. Au lieu de cela, une relation algébrique simple est utilisée pour résoudre le problème. Par analogie directe avec le transport moléculaire de l'impulsion, le modèle de longueur de mélange de Prandtl postule que la viscosité turbulente cinématique peut être représentée comme suit:

$$\nu_t = 2\ell_m \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \tag{II.24}$$

Avec :  $\ell_m$  est la longueur de mélange.

#### II.3.1.1.2 Modèle à une équation de Prandtl

Dans le cas des modèles à une équation, une variable de transport de turbulence est utilisée, avec l'énergie cinétique turbulente  $k$  comme variable principale en conjonction avec des expressions de fermeture auxiliaires. Ludwig Prandtl a été le pionnier du premier modèle

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

complet de transport de turbulence à une équation en 1945. L'équation aux dérivées partielles (PDE) régissant l'énergie cinétique turbulente est formulée comme suit [60]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = R_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{II.25})$$

Prandtl a défini la dissipation, la viscosité cinématique turbulente et l'échelle de longueur de tourbillon pour établir la fermeture comme suit :

$$\text{Avec : } \varepsilon = \frac{C_D k^{3/2}}{\ell}, \quad \nu_t = \ell k^{1/2} \quad \text{et} \quad \ell = \kappa y.$$

Les coefficients de fermeture sont les suivants :

La constante de Kolmogorov :  $\kappa = 0.41$ ,  $C_D = 0.3$  (pour les écoulements cisailés), et  $C_D \approx C_\mu = 0.085$  (en général).

Bien que les modèles à une équation présentent un historique relativement amélioré dans la prédiction des écoulements séparés, ils rencontrent encore bon nombre des lacunes inhérentes au modèle de longueur de mélange. La détermination de la longueur de mélange par une formule algébrique reste largement dépendante de données empiriques et a souvent du mal à prendre en compte les effets de transport sur l'échelle de longueur [74].

### II.3.1.1.3 Modèles à deux équations

Les modèles à deux équations ont gagné en popularité dans diverses analyses techniques et recherches scientifiques. Ils ont acquis une large reconnaissance et ont jeté les bases d'une partie importante des simulations de turbulence au cours des quatre dernières décennies. Comme leur nomenclature le suggère, ces modèles impliquent le développement de deux équations aux dérivées partielles (PDE) : l'une dédiée à l'énergie cinétique turbulente et l'autre dépendante du type spécifique de modèle à double équation utilisé. Les sélections populaires incluent la dissipation turbulente  $\varepsilon$  ou la dissipation spécifique  $\omega$ .

#### II.3.1.1.4 Modèle Standard $k - \varepsilon$ (SKE)

Initialement présenté par Launder et Spalding en 1972, le Modèle Standard (SKE) a connu de nombreuses adaptations [75]. Ce modèle implique la résolution d'équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) et le taux de dissipation turbulent ( $\varepsilon$ ). L'équation de transport spécifique pour l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) est exprimée comme suit :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial (k \bar{u}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (\text{II.26})$$

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

Et l'équation de transport pour  $\varepsilon$  est donnée par :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\varepsilon \bar{u}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.27})$$

Où  $P_k$  représente le terme de production et est défini comme suit :

$$P_k = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.28})$$

En utilisant l'approximation de Boussinesq, l'équation (II-28) devient :

$$P_k = 2\nu_t S_{ij} S_{ij} \quad (\text{II.29})$$

La viscosité turbulente pour ce modèle est approximée comme suit :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.30})$$

Les paramètres constants utilisés dans les équations ci-dessus prennent les valeurs suivantes :

$$C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.00; \sigma_\varepsilon = 1.30; C_{1\varepsilon} = 1.44 \text{ and } C_{2\varepsilon} = 1.92$$

### II.3.1.1.5 Modèle k- $\omega$ Standard

Wilcox (1988) a développé le modèle standard  $k$ - $\omega$ , qui est devenu largement populaire au fil des années. Ce modèle présente une ressemblance structurelle étroite avec le modèle  $k$ - $\varepsilon$ , à la différence que la variable  $\varepsilon$  est remplacé par le taux de dissipation par unité d'énergie cinétique  $\omega$ . Le modèle englobe une équation de transport pour  $k$  comme suit :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial (k \bar{u}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (\text{II.31})$$

L'équation de transport pour  $\omega$  est exprimée par :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial (\omega \bar{u}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\alpha}{\nu_t} P_k - \beta \omega^2 \quad (\text{II.32})$$

La viscosité turbulente et le taux de dissipation de  $k$  sont maintenant définis comme suit :

$$\nu_t = \alpha^* \frac{k}{\omega} \quad \text{and} \quad \varepsilon = \beta^* k \omega$$

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

Les valeurs attribuées aux coefficients du modèle sont les suivantes :

$$\sigma_k = 2.0, \sigma_\varepsilon = 2.0, \alpha = 5/9, \alpha^* = 1.0, \beta = 0.075 \text{ and } \beta^* = 0.09$$

### II.3.1.1.6 Modèle de turbulence $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport)

Le modèle de turbulence  $k-\omega$  SST, formulé par Menter (1994) [76], combine les avantages du modèle  $k-\varepsilon$  original et du modèle  $k-\omega$  standard. Son utilisation généralisée est attribuée à sa description précise de la physique de l'écoulement et à sa stabilité numérique. Le modèle peut être exprimé comme suit [77]–[80] :

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - B^* \rho \omega k \quad (\text{II.33})$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_j \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - f_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{II.34})$$

Où :  $P_k$  et  $P_\omega$  représentent les termes de production pour les termes  $k$  et  $\omega$ , respectivement, et  $\mu_t$  est la viscosité turbulente.

Avec :  $P_k = \mu_t \Omega^2$  and  $P_\omega = C_\omega \rho \Omega^2$  et  $\Omega$  représente la magnitude de la vorticité.

La viscosité turbulente  $\mu_t$  est définie comme suit :

$$\mu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, f_2 \|\Omega\|)} \quad (\text{II.35})$$

Où :  $a_1$  représente la constante expérimentale avec une valeur de 0,31,  $k$  est l'énergie cinétique turbulente,  $\omega$  représente le taux de dissipation spécifique et  $f_2$  est la fonction de mélange, caractérisée par l'équation suivant :

$$f_2 = \tanh(\Gamma_2^4) \quad (\text{II.36})$$

Le calcul de l'équation de mélange ( $f_1$ ) est effectué à l'aide de l'expression suivante :

$$f_1 = \tanh(\Gamma_1^4) \quad (\text{II.37})$$

L'efficacité de la diffusivité,  $\Gamma_2$  et  $\Gamma_1$ , peut être exprimée par les équations suivantes :

$$\Gamma_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega d}, \frac{500\mu}{\omega d^2}\right) \quad (\text{II.38})$$

$$\Gamma_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega d}, \frac{500\mu}{\omega d^2}\right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{K\omega}d^2}\right] \quad (\text{II.39})$$

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

Où :  $d$  est la distance par rapport au mur le plus proche et  $CD_{k\omega}$  représente la partie positive du terme de cross-diffusion, qui est dérivée de l'équation donnée par l'équation (II.40) :

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-20}\right) \quad (\text{II.40})$$

Les constantes  $\phi$  dans le nouveau modèle sont déterminées par le calcul suivant basé sur les constantes  $\phi_1$  et  $\phi_2$  :  $\phi = f_1 \phi_1 + (1 - f_1) \phi_2$

Les constantes sont les suivantes [81]:

$$\beta^* = 0.09, \phi_1 = \frac{5}{9}, \beta_1 = 0.075, \sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \\ \phi_2 = 0.44, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = 0.856, a_1 = 0.31.$$

### II.3.1.2 Approches non statistiques

#### II.3.1.2.1 Simulation Numérique Directe (DNS)

Le DNS (Direct Numerical Simulation), en tant que méthode de gestion des turbulences, résout les équations instationnaires de Navier-Stokes sans s'appuyer sur des hypothèses de modélisation. Réputé pour sa simplicité, le DNS apparaît comme l'approche la plus directe pour résoudre les problèmes d'écoulement turbulent. La mise en œuvre du DNS nécessite une résolution de maillage élevée, allant de dizaines de millions à des milliards de nœuds de calcul. La taille du maillage est intimement liée au nombre de Reynolds ; à mesure que  $Re$  augmente, le nombre de nœuds requis augmente également en raison de la réduction de la taille des tourbillons.

Notamment, les résultats DNS s'alignent bien avec les données expérimentales lors de l'utilisation d'un maillage finement réglé et de schémas numériques précis d'ordre supérieur. De plus, le DNS fournit des données exceptionnellement détaillées, dépassant parfois les contraintes de mesurabilité des méthodes expérimentales. Malgré ses mérites, le DNS est confronté à des limites importantes, principalement en termes de coûts de calcul élevés et de nécessité de techniques de discrétisation avancées et précises. Avec l'amélioration continue de la puissance de calcul, le DNS est sur le point d'étendre son application au-delà de la recherche sur la turbulence et des petits systèmes, trouvant ainsi son utilité dans les conceptions techniques à plus grande échelle [1].

#### II.3.1.2.2 Simulation des grandes échelles (LES)

En résolvant numériquement les équations de Navier-Stokes, cette méthode utilise une approche de simulation tridimensionnelle pour fournir une description approfondie des écoulements turbulents instables. La méthode LES (Large Eddy Simulation) intègre une paramétrisation statistique de l'effet des petites structures et se concentre sur la reproduction des échelles turbulentes les plus importantes dans l'écoulement. La résolution spatiale du maillage agit comme un filtre, permettant la modélisation des tourbillons ayant des diamètres

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

supérieurs aux dimensions du maillage. Sous une hypothèse de longueur de mélange, un modèle sous maille basé sur celui présenté par Smagorinsky (1963) est utilisé pour prendre en compte la contribution des structures de petite taille non résolues. Malgré le coût de calcul substantiel, cette méthode se révèle être plus économique que la DNS. L'utilisation de méthodes numériques très précises est nécessaire pour l'approche LES afin d'éviter la viscosité numérique et la dissipation [6].

### II.4 Nombres adimensionnels

Ci-dessous se trouve une liste des nombres adimensionnels utilisés dans cette thèse :

#### II.4.1 Nombre de Reynolds

Lorsqu'il s'agit de décrire le régime d'écoulement d'un fluide autour d'un objet ou à l'intérieur d'une conduite, la mécanique des fluides utilise le nombre de Reynolds sans dimension. Ce dernier caractérise les rapports entre les forces inertielles et les forces visqueuses à l'intérieur du fluide. Le nombre de Reynolds indique quelle est la force dominante dans l'écoulement, qu'il s'agisse des forces visqueuses (régime laminaire) ou des forces inertielles (régime turbulent). Il est décrit comme suit :

$$\text{Re} = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (\text{II.41})$$

Où :  $L$  représente la longueur caractéristique [ $m$ ].

#### II.4.2 Nombre de Prandtl

En mécanique des fluides, le nombre de Prandtl sans dimension est utilisé pour décrire la transmission de chaleur à l'intérieur d'un fluide. Il peut être défini comme la diffusivité thermique divisée par la viscosité cinématique du fluide. La relation entre la conduction thermique et la convection dans l'écoulement d'un fluide est en partie déterminée par ce paramètre. Lorsque le nombre de Prandtl est élevé, la conduction thermique prévaut sur la convection, et lorsqu'il est faible, la convection est plus importante dans la transmission de chaleur. Voici une expression pour le nombre de Prandtl :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (\text{II.42})$$

#### II.4.3 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt, un paramètre adimensionnel, sert à caractériser la nature du transfert de chaleur entre un fluide et une paroi. Il établit une relation entre le transfert de chaleur par convection et le transfert de chaleur par conduction, avec des valeurs plus élevées indiquant une prédominance de la convection par rapport à la conduction :

$$\text{Nu} = \frac{h q}{\lambda (T_w - T_b)} \quad (\text{II.43})$$

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

Dans cette équation,  $T_w$  et  $T_b$  représentent respectivement la température locale du cube chauffé, la température locale en vrac du fluide, tandis que  $q$  désigne le flux de chaleur et  $h$  représente la hauteur du cube [62].

### II.5 Présentation du logiciel de calcul

Ansys Fluent se distingue en tant qu'outil de simulation des fluides, célèbre pour ses capacités avancées de modélisation des phénomènes physiques et sa gestion précise de la dynamique des fluides numériques (CFD). Ce logiciel reproduit habilement divers scénarios de dynamique des fluides, y compris les écoulements compressibles et incompressibles, en traitant des processus physiques complexes tels que la turbulence, le transfert de chaleur, les réactions chimiques et les écoulements polyphasiques, à travers des configurations de complexité variée [82].

#### II.5.1 Simulation de l'écoulement turbulent avec Ansys Fluent

Avant d'utiliser directement Ansys Fluent, nous avons utilisé l'outil Ansys Workbench. Cette interface se révèle très utile pour mener une ou plusieurs simulations, offrant un guide étape par étape et détaillant les logiciels spécifiques d'Ansys nécessaires pour une modélisation complète, à partir d'une page vierge.

Pour simuler un écoulement turbulent avec Ansys Fluent, les cinq étapes suivantes doivent être suivies :

- **Création de la géométrie** : À cette étape initiale, la géométrie tridimensionnelle du problème est élaborée à l'aide d'un programme appelé Ansys Design Modeler. Alternativement, des géométries peuvent être importées depuis des logiciels de Conception Assistée par Ordinateur (CAO) tels que SolidWorks ou Catia.
- **Génération du maillage** : À l'aide de ICM, un maillage est généré en fonction de la géométrie établie. Trouver le bon équilibre est crucial : un maillage fin produit des résultats plus précis mais augmente le temps de calcul, tandis qu'un maillage grossier fournit des résultats plus rapides au risque d'une précision réduite.
- **Configuration d'Ansys Fluent** : La phase de configuration consiste à définir précisément la simulation dans Ansys Fluent. Cela implique de régler les paramètres pour garantir une modélisation cohérente et représentative du comportement réel du fluide. Les actions incluent l'ajustement des conditions aux limites, la sélection des échelles, des unités, des modèles d'écoulement et des matériaux. Suit une phase d'initialisation, et pour conclure la configuration, un intervalle de simulation est établi, déterminant le nombre d'itérations à exécuter.
- **Solveur (Résolution numérique)** : L'ordinateur exécute la simulation spécifiée et présente sa solution. Ce résultat facilite l'identification d'éventuelles erreurs, permettant des ajustements de la configuration si nécessaire avant de relancer la simulation.
- **Post-processeur (Affichage et visualisation des résultats)** : Une fois que la simulation est satisfaisante, les résultats sont présentés dans CFD-Post ou peuvent être visualisés sur des plates-formes alternatives comme Tecplot. Cela inclut des graphiques, des

## CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES

rendus en 2D ou 3D, des champs colorés et des valeurs à des points spécifiques, parmi d'autres représentations visuelles.

Le diagramme illustré dans la Figure II.4 récapitule les étapes du processus de résolution effectué par Ansys Fluent.

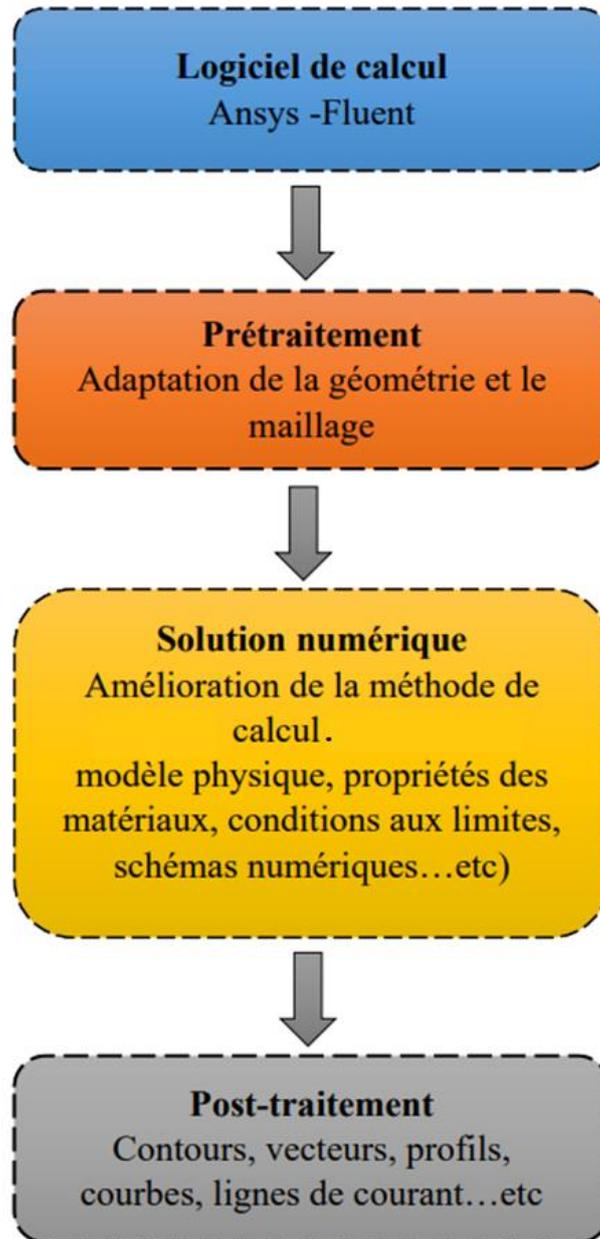


Figure II. 4: Les étapes du processus de résolution avec Ansys Fluent

## **CHAPITRE II : MODELISATION DE LA TURBULENCE EN DYNAMIQUE DES FLUIDES**

### **II.6 Conclusion**

Ce chapitre a exploré le contexte théorique des écoulements turbulents en décrivant les équations de base du mouvement des fluides et leur formulation en CFD. Deux approches pour la prévision des écoulements turbulents ont été discutées : l'approche statistique et les méthodes non statistiques. Le problème de fermeture des turbulences et l'utilisation de modèles de fermeture pour le résoudre ont été expliqués. Malgré leur efficacité pour les écoulements simples, la précision de ces modèles diminue avec la complexité de la géométrie de l'écoulement, mais ils restent largement utilisés en raison de leur faible demande en ressources informatiques. Les principaux modèles de turbulence disponibles en CFD et la décomposition de Reynolds ont été présentés. Enfin, toutes les équations régissant les systèmes étudiés, les conditions d'écoulement turbulent, les nombres adimensionnels pertinents et le logiciel de calcul utilisé ont été inclus.

**CHAPITRE III :**  
**ETUDE NUMERIQUE**

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

### III.1 Introduction

L'objectif principal de ce chapitre consiste à mener des études numériques tridimensionnelles sur les jets d'impact afin d'améliorer le refroidissement des composants électroniques.

Ce chapitre est structuré en deux parties qui représentent une étude intégrée et exposent les résultats que nous avons déjà publiés. La première partie se concentre sur l'influence des modifications apportées à la structure du diffuseur de jet sur l'efficacité du refroidissement des composants électroniques. Dans la deuxième partie, nous examinons l'impact de la modification des coins supérieurs des composants électroniques sur l'efficacité du refroidissement. Chaque partie commence par définir l'objectif poursuivi, spécifiant le système sur lequel la simulation a été réalisée, puis présentant les méthodes utilisées. Les résultats sont ensuite présentés et discutés, suivis d'une conclusion pour chaque partie qui résume les principales observations et conclusions obtenues.

**III.2 Partie I :** Etude numérique des écoulements turbulents autour d'un obstacle cubique soufflé depuis un diffuseur de jets à géométrie variable.

#### III.2.1 Objective de cette étude

L'amélioration de l'efficacité du refroidissement demeure un défi majeur dans divers systèmes électroniques et divers dispositifs compacts dissipant la chaleur. Dans ce contexte, la présente étude se concentre sur l'exploration des conséquences découlant des modifications apportées à la structure du diffuseur de jet (composé de trois variantes : circulaire, lobé et tourbillonnant) en ce qui concerne l'efficacité du refroidissement des composants électroniques. Le composant, positionné au cœur d'un conduit carré, est exposé à deux écoulements : un écoulement transversal et un écoulement perpendiculaire de jet impactant.

#### III.2.2 Description du problème

Cette étude concerne un composant électronique ayant la forme d'un cube, placé au centre d'un canal carré et exposé aux effets d'un écoulement transversal et d'un jet impactant perpendiculaire. La Figure III.1 illustre le domaine de calcul, incluant les conditions aux limites pertinentes. La hauteur du composant est de  $h = 15$  mm et la longueur totale du canal (axe  $x$ ) est fixée à  $20h$ , où  $h$  est la hauteur du cube. La largeur du canal est de  $15h$ , tandis que la hauteur du domaine, représentée sur l'axe  $y$ , mesure  $2h$ . De l'air incompressible est utilisé comme fluide de refroidissement avec une température de 293 K. L'étude actuelle a été menée à un nombre de Reynolds correspondant à l'écoulement transversal de  $Re_H = 3410$ , calculé par rapport à la vitesse d'entrée ( $U_H = 1.705$  m/s) et la hauteur du canal est  $H = 2h$ . De plus, le composant a été exposé à un jet d'impactant perpendiculaire, caractérisé par trois vitesses distinctes ( $U_j = 2,131, 4,263$  et  $6,394$  m/s) et des nombres de Reynolds correspondants ( $Re_j = 1705, 3410$  et  $5115$ ). Le jet d'impact peut prendre différentes formes, telles qu'un jet circulaire, un jet lobé et un jet tourbillonnaire. L'étude explore trois rapports distincts de nombres de Reynolds entre l'écoulement du jet d'impactant et l'écoulement transversal ( $\alpha = Re_j / Re_H = 0,5, 1$  et  $1,5$ ). Des conditions aux limites d'entrée comprenant un écoulement de canal et un jet impactant sont

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

appliquées, avec une entrée thermique de 293 K. À la sortie du système, une condition aux limites de pression relative est appliquée, où la pression de sortie est maintenue à la pression atmosphérique. La présente étude considère des parois lisses et sans glissement avec une température uniforme égale à la température du fluide (293 K), sauf dans le cas du cube chauffé où la température a été établie à 348 K. L'obstacle a une forme géométrique cubique avec des dimensions de 15x15x15 mm. La distance entre le diffuseur et l'obstacle est fixée à  $h = 15$  mm. Le tableau III.1 présente un aperçu complet des informations supplémentaires.

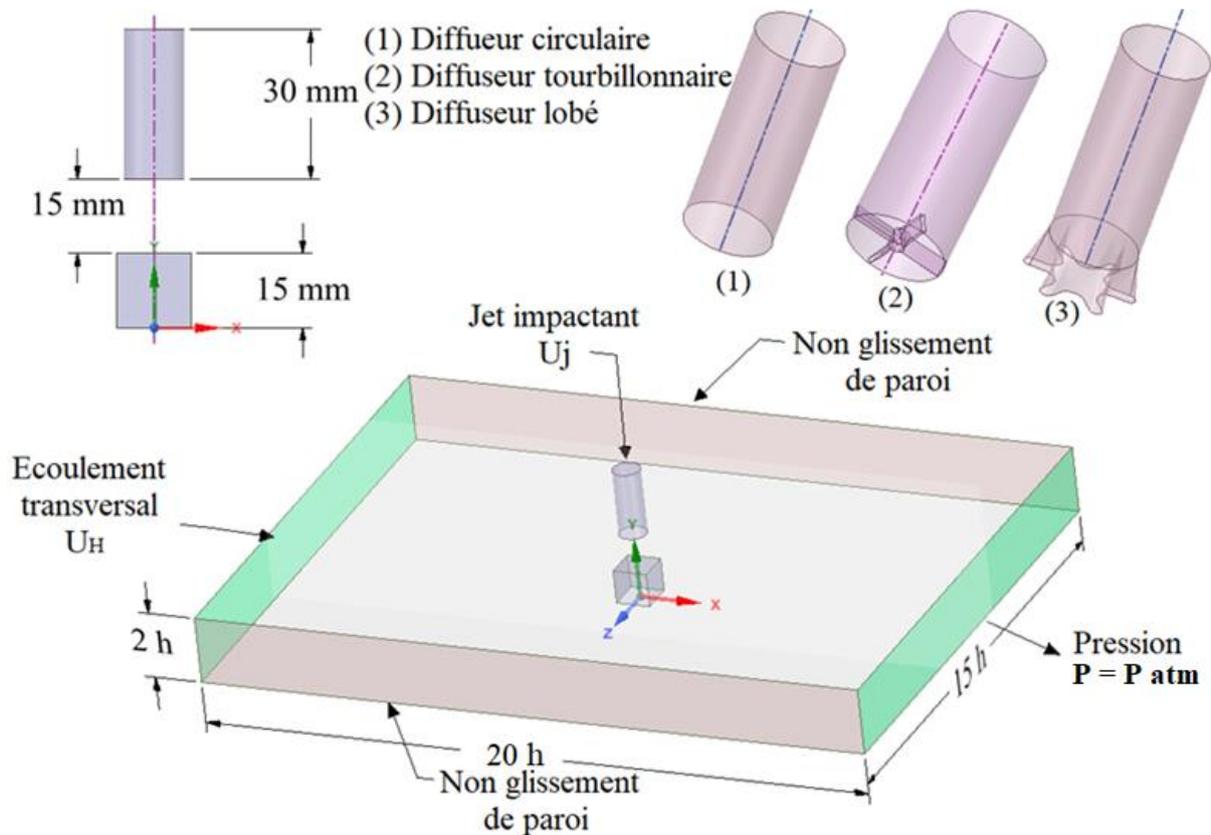


Figure III. 1: Un schéma illustrant l'espace de calcul avec les conditions aux limites

### III.2.2.1 Géométrie du diffuseur circulaire

La Figure III.1.1 représenté la configuration géométrique des diffuseurs circulaires utilisée dans la présente étude. Le diffuseur comprend un tube circulaire de 12 mm de diamètre et d'une longueur de 30 mm.

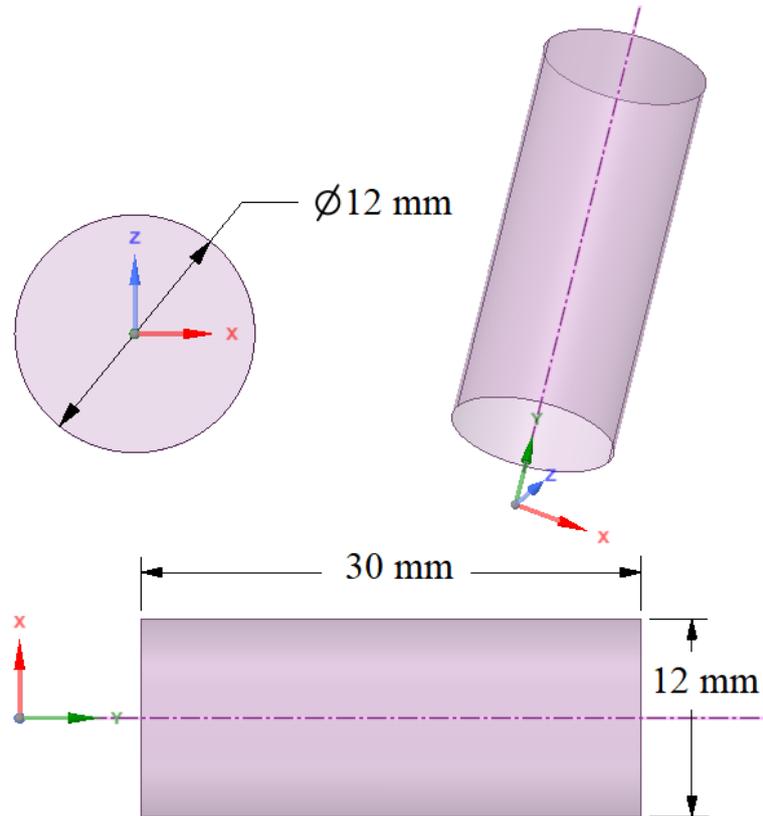


Figure III. 1.1: Géométrie du diffuseur circulaire

### III.2.2.2 Géométrie du diffuseur lobé

La géométrie de diffuseur lobé utilisée dans cette étude est présentée dans la Figure III.1.2. Le diffuseur est constitué d'un tube circulaire d'un diamètre de  $D = 12$  mm et est équipée d'une configuration en forme de marguerite à sa sortie. Six lobes inclinés à un angle et présentant des côtés parallèles, ainsi que six creux sinusoïdaux caractérisent le plan de sortie. Les angles de pénétration interne et externe, notés respectivement  $\theta_{in} = 22^\circ$  et  $\theta_{out} = 14^\circ$ , ont été évalués. Les mesures de chaque lobe comprennent une hauteur de 6 mm et une largeur de 1,8 mm.

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

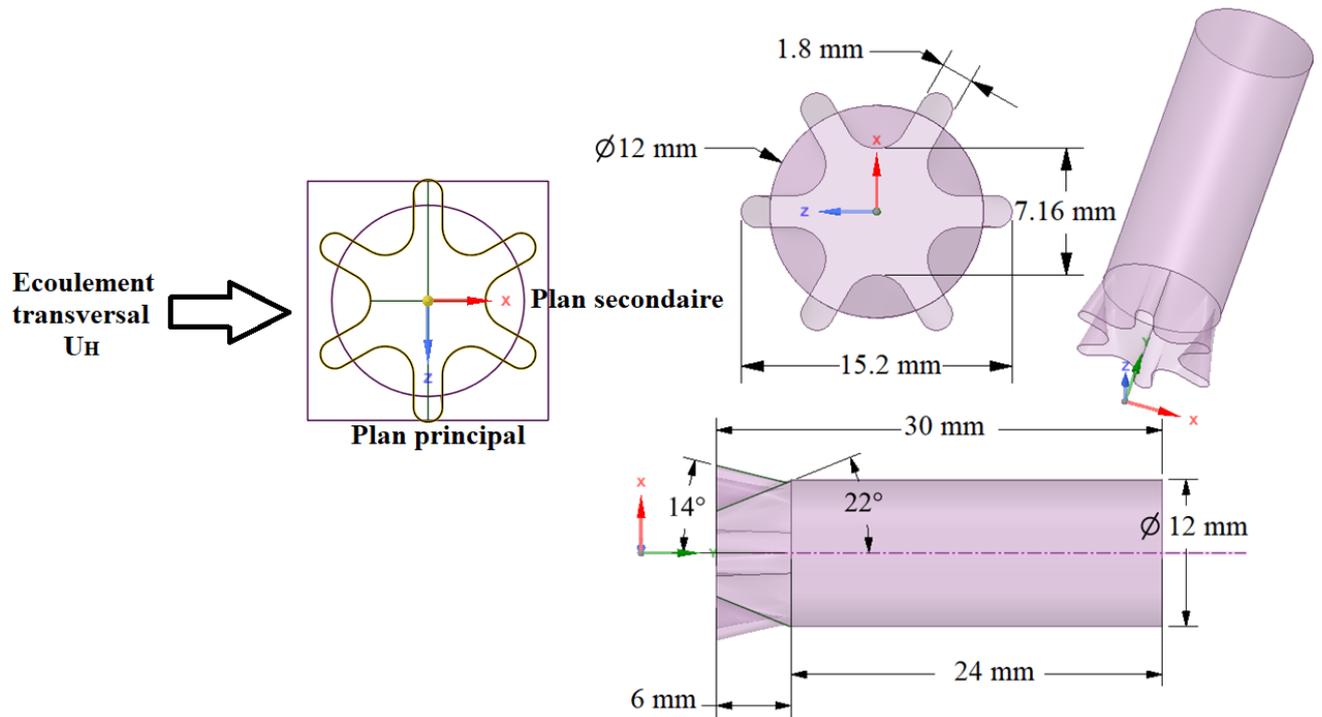


Figure III. 1.2: Géométrie du diffuseur à jet lobé

### III.2.2.3 Géométrie du diffuseur tourbillonnaire

La configuration géométrique de diffuseur tourbillonnaire utilisée dans cette étude est illustrée dans la Figure III.1.3. Le diffuseur se compose d'un tube circulaire d'un diamètre de  $D = 12 \text{ mm}$  et est équipée de quatre ailettes inclinées à un angle de  $60^\circ$  degrés par rapport à l'axe central.

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

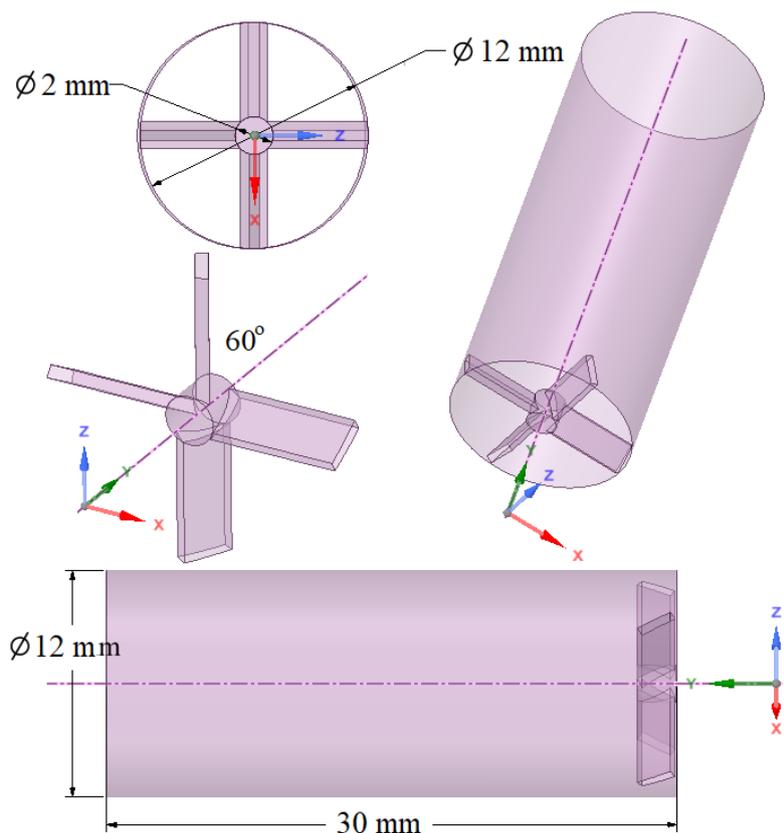


Figure III. 1.3: Géométrie du diffuseur tourbillonnaire

Tableau III. 1: Paramètres et conditions utilisés pour simuler le phénomène concernant ses limites

Type de simulation	Stationnaire tridimensionnel
Modèle de turbulence	<i>SST k-<math>\omega</math></i>
Critère de convergence	$10^{-5}$
Code CFD	Ansys Fluent
Hauteur du cube	$h = 15 \text{ mm}$
Nombre de Reynolds à flux transversal	$Re_H = 3410$
$Re_j/Re_H$	( $\alpha = Re_j/Re_H = 0,5, 1 \text{ et } 1,5$ )
Diamètre du cylindre	$D = 12 \text{ mm}$
Entrée Flux transversal	$U_H = 1.705 \text{ m/s}$ et $T = 293 \text{ K}$
Sortie	$P = P_{atm}$
Tous les murs	Non glissement : $U = 0 \text{ m s}^{-1}$
Température des parois du canal	$T = 293 \text{ K}$
Température des parois du cube	$T = 348 \text{ K}$
Viscosité dynamique	$\mu = 1.8375 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m s}$
Masse volumique du fluide	$\rho_{air} = 1.225 \text{ kg / m}^3$
Conductivité thermique	$\lambda = 0.0242 \text{ W/m K}$
Capacité thermique spécifique	$C_{p_{air}} = 1006.43 \text{ J/kg K}$

### III.2.3 Caractérisation de l'écoulement turbulent

La présente étude suppose que le fluide est incompressible et que l'écoulement est dans un état statistiquement stationnaire. Les équations de continuité et de quantité de mouvement, également connues sous le nom d'équations RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), sont exprimées sous forme différentielle et peuvent être représentées en utilisant la notation tensorielle, comme décrit dans les références [77]–[80] :

➤ **Equation de continuité**

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.1})$$

➤ **Equation de quantité de mouvement**

$$\rho \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (\text{III.2})$$

➤ **Equation d'énergie**

$$\rho C_p U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho C_p \overline{u'_i T'} \right] \quad (\text{III.3})$$

La vitesse moyenne et la température sont représentées respectivement par  $U_i$  et  $T$ , tandis que d'autres paramètres comprennent  $\mu$  pour la viscosité dynamique,  $\rho$  pour la densité du fluide,  $P$  pour la pression,  $C_p$  pour la capacité calorifique à pression constante,  $\lambda$  pour la conductivité thermique,  $u'_i, u'_j$  et  $T'$  pour les composantes de fluctuation correspondantes,  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  et  $-\rho C_p \overline{u'_i T'}$  pour les contraintes de Reynolds moyennes et les flux de chaleur turbulents. Pour obtenir un ensemble complet d'équations, des modèles pour  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  et  $-\rho C_p \overline{u'_i T'}$  sont nécessaires pour fermer les équations, comme discuté dans [62].

Les parois du canal et les faces du cube sont supposées respecter une condition d'absence de glissement (no-slip wall).

$$U = 0_{|_{\text{walls}}} \quad (\text{III.4})$$

Ce travail utilise le modèle *SST k- $\omega$* , basé sur l'hypothèse de viscosité turbulente de Boussinesq, pour dériver les contraintes de Reynolds [19].

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (\text{III.5})$$

Ici, la viscosité turbulente est représentée par  $\mu_t$ , l'énergie cinétique turbulente par  $k$ , et le tenseur de taux de déformation par  $\delta_{ij}$ . En utilisant l'approximation de Boussinesq, qui suppose que le flux de chaleur est proportionnel à la viscosité turbulente, les flux de chaleur turbulents peuvent être décrits à l'aide des équations [62].

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

$$-\overline{\rho u_i T'} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{III.6})$$

Le nombre de Prandtl turbulent, noté  $Pr_t$ , est un paramètre utilisé pour évaluer l'efficacité de mélange de la turbulence et est fixé à  $Pr_t = 0.85$  pour cette étude. Le modèle de turbulence *SST*  $k-\omega$ , développé par Menter [83], est largement utilisé en raison de sa représentation précise de la physique de l'écoulement et de sa stabilité numérique. Ce modèle est une combinaison des modèles  $k-\varepsilon$  et  $k-\omega$  standard, et sa formulation peut être trouvée dans [84][83].

$$\frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega k \quad (\text{III.7})$$

$$\frac{\partial \rho U_j \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - f_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{III.8})$$

Où :  $k$  représenter l'énergie cinétique turbulente,  $\omega$  représenter le taux de dissipation turbulente,  $P_k$  et  $P_\omega$  représentent les termes de production pour les termes  $k$  et  $\omega$  respectivement.

$P_k$  et  $P_\omega$  peuvent être exprimés comme suit :

$$P_k = \mu_t \Omega^2 \text{ and } P_\omega = C_\omega \rho \Omega^2 \quad (\text{III.9})$$

$\Omega$  représente la magnitude de la vorticité. La viscosité turbulente  $\mu_t$  est définie comme suit :

$$\mu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, f_2 \|\Omega\|)} \quad (\text{III.10})$$

O  :  $a_1$  représente la constante expérimentale avec une valeur de 0,31,  $\omega$  représente le taux de dissipation spécifique, et  $f_2$  est la fonction de mélange, caractérisée par l'équation (3.11) :

$$f_2 = \tanh\left(\Gamma_2^4\right) \quad (\text{III.11})$$

Le calcul de l'équation de mélange ( $f_1$ ) est effectué à l'aide de l'expression suivante :

$$f_1 = \tanh\left(\Gamma_1^4\right) \quad (\text{III.12})$$

L'efficacité de la diffusivité,  $\Gamma_2$  et  $\Gamma_1$ , peut être exprimée à travers les équations (III.13) et (III.14) comme suit :

$$\Gamma_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega d}, \frac{500\mu}{\omega d^2}\right) \quad (\text{III.13})$$

$$\Gamma_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega d}, \frac{500\mu}{\omega d^2}\right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{K\omega}d^2}\right] \quad (\text{III.14})$$

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

Où :  $d$  est la distance jusqu'à la paroi la plus proche et  $CD_{k\omega}$  représente la partie positive du terme de diffusion croisée, qui est dérivé de l'équation donnée par l'équation (III.15).

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-20} \right) \quad (\text{III.15})$$

Les constantes  $\phi$  dans le nouveau modèle sont déterminées par le biais du calcul suivant, basé sur les constantes  $\phi_1$  et  $\phi_2$  :

$$\phi = f_1 \phi_1 + (1 - f_1) \phi_2 \quad (\text{III.16})$$

Les constantes utilisées dans cette étude sont les suivantes [83]:

$$\beta^* = 0.09, \phi_1 = \frac{5}{9}, \beta_1 = 0.075, \sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \\ \phi_2 = 0.44, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = 0.856, a_1 = 0.31.$$

### III.2.4 Implémentation du maillage

La convergence des simulations est significativement affectée par la mise en place du maillage. Afin d'atteindre une convergence de simulation rapide et précise, une attention considérable devrait être accordée au processus de génération du maillage. Les simulations réalisées ont utilisé un maillage hexaédrique non structuré, généré à l'aide d'ANSYS ICEM.

La génération du maillage dans le domaine de calcul est illustrée dans la Figure III.2a. Selon la Figure III.2b, le maillage à proximité de diffuseur est affiché. La Figure III.2c montre le maillage à proximité de la surface cubique du domaine.

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

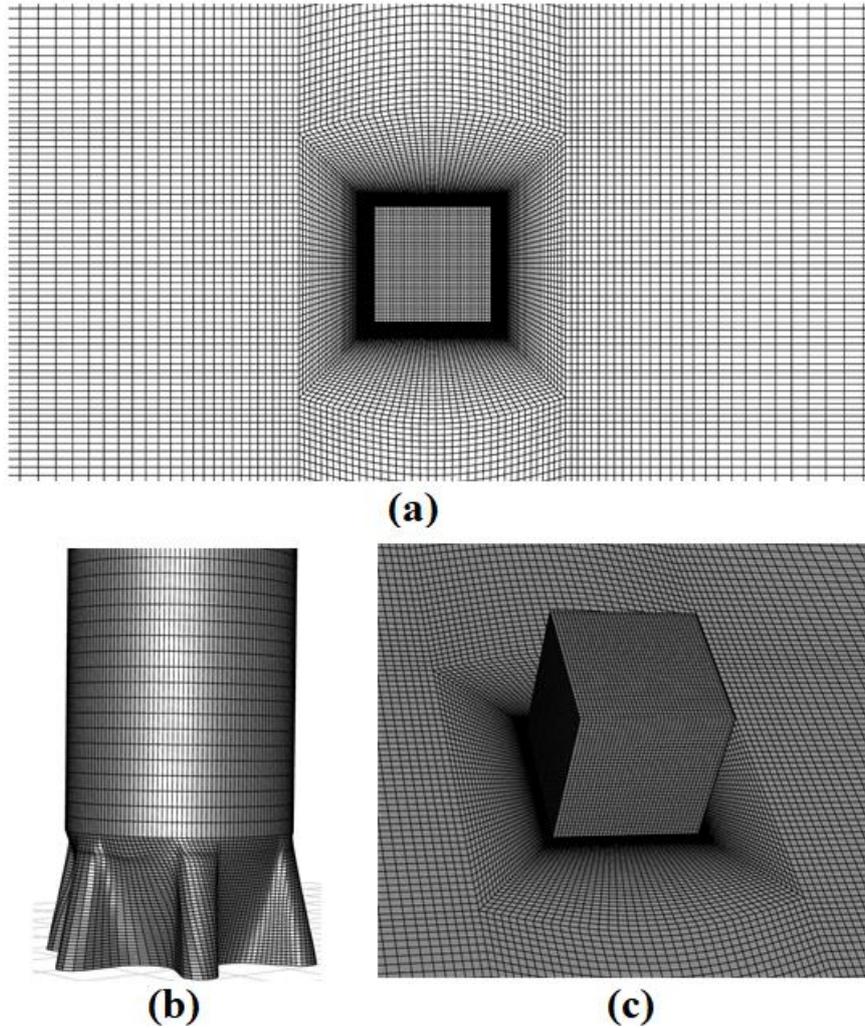


Figure III. 2: Topologie du maillage : (a) Grille du domaine, (b) Maillage près de diffuseur, (c) Maillage près du cube

Tableau III. 2: Caractéristiques des différents maillages pour la configuration choisie

Maillages	Taille cellulaire	$Y^+$ moyenne	Nombre moyen de Nusselt
Maillage 1	527006	2.708	26.42
Maillage 2	1229446	0.500	25.76
Maillage 3	2629436	0.301	25.50
Maillage 4	3410021	0.292	25.49

Dans cette étude, quatre maillages distincts caractérisés par différentes tailles de maillage sont analysés afin de déterminer le degré d'indépendance de la solution par rapport à la qualité du maillage et à la taille des cellules. Les simulations du jet circulaire ont été effectuées. Le Tableau III.2 offre une exposition exhaustive sur les particularités de ces structures, toutes caractérisées par une forme hexaédrique.

Il est à noter que le nombre de Nusselt moyen dépend des dimensions du maillage dans les cas 1, 2, 3 et 4. Cependant, tant le paramètre  $y^+$  que le nombre de Nusselt moyen présentent des changements minimes à mesure que la taille du maillage augmente. La présente étude utilise le maillage 4 dans le but de capturer efficacement les couches limites laminaires et transitoires.

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

Cet affinement près des parois a résulté en une valeur maximale de  $y^+ = 0,2$  pour le cube et  $y^+ = 0,8$  pour les parois, comme indiqué dans la Figure III.3.

Ici,  $y^+ = u_t y / \nu$  est l'espace entre la cellule adimensionnelle et la paroi ;  $u_t$  est la vitesse de frottement ;  $y$  est la distance jusqu'à la paroi la plus proche mesurée dans la direction normale ;  $\nu$  est la viscosité cinématique du fluide[81].

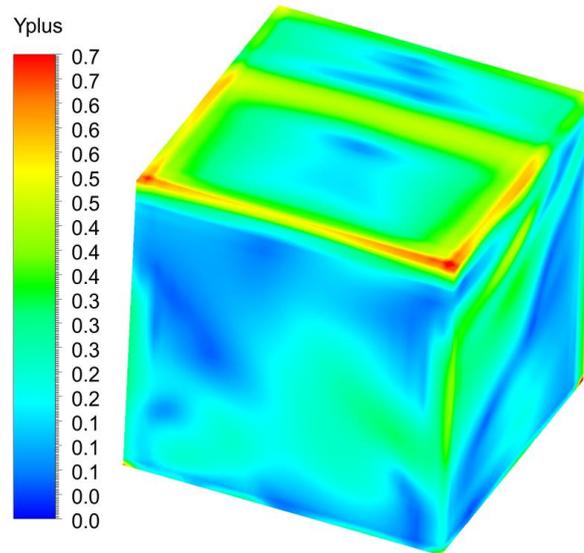


Figure III. 3: Valeurs de  $y^+$  pour une cellule au-dessus de la surface du cube

### III.2.4.1 Calcul de l'erreur quadratique moyenne (RMS)

- Pour  $\alpha = Re_j / Re_H = 0.5$

Tableau III. 3: Erreur quadratique moyenne (RMS) entre les résultats des différents maillages

	Erreur RMS Grille1	Erreur RMS Grille2	Erreur RMS Grille3	Erreur RMS Grille4
$x/h = -0.25$	16.872 %	14.485 %	15.274 %	12.967 %
$x/h = 0$	10.211 %	8.802 %	6.327 %	3.341 %
$x/h = 0.5$	7.6361 %	7.2303 %	6.8134 %	4.246 %
$x/h = 1.0$	8.1952 %	7.2873 %	7.8021 %	2.0449 %

Le Tableau III.3 expose l'erreur quadratique moyenne (RMS) entre les résultats des différents maillages. Il est manifeste que le maillage 4 présente la plus faible erreur RMS parmi tous les maillages considérés. Par conséquent, cela indique une meilleure concordance entre les résultats de simulation et les valeurs expérimentales. Ce maillage a donc été utilisé dans cette étude.

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

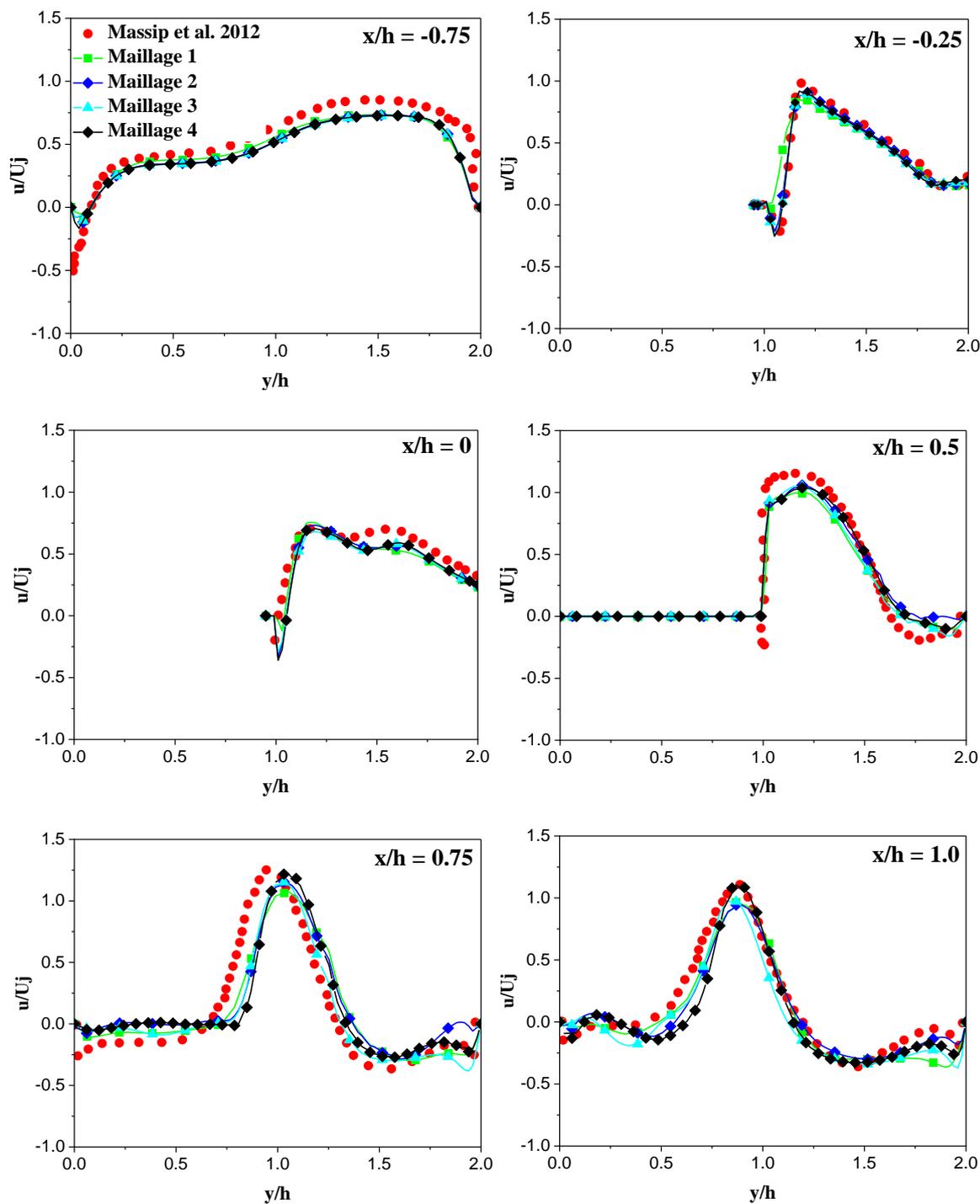


Figure III. 4: Profils de vitesse transversale dans la direction de l'écoulement pour différentes tailles de maillage comparées aux données expérimentales à des emplacements axiaux sélectionnés et  $z = 0$ ,  $\alpha = 0.5$

La Figure III.4 présente les profils de vitesse transversale dans la direction de l'écoulement pour différentes tailles de maillage comparées aux données expérimentales à des emplacements axiaux sélectionnés. Dans l'ensemble, on peut constater que les profils de vitesse transversale calculés sont en bon accord avec les données expérimentales à presque tous les emplacements, en particulier le maillage 4 qui montre une meilleure concordance par rapport aux autres maillages.

### III.2.5 Résultats et discussions

#### III.2.5.1 Comportement dynamique

Afin d'obtenir une compréhension approfondie de l'influence que les structures cohérentes ont sur l'efficacité du transfert de chaleur, il est crucial d'entreprendre un examen méticuleux du comportement dynamique manifesté par l'écoulement à travers une gamme diversifiée de géométries, englobant divers rapports de nombres de Reynolds. L'identification précise des lignes de courant, des paramètres turbulents et des caractéristiques de l'écoulement est cruciale pour établir une corrélation fiable entre les propriétés dynamiques et thermiques du champ. L'étude actuelle a utilisé des simulations tridimensionnelles et stationnaires de trois géométries de jets percutants en utilisant le modèle de turbulence SST  $k-\omega$  (Shear Stress Transport), largement reconnu pour sa précision dans la production de résultats précis. ANSYS-Fluent a été utilisé pour résoudre les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Les équations de quantité de mouvement et de continuité étaient interdépendantes grâce à l'utilisation de l'algorithme SIMPLEC. La méthodologie PRESTO a été utilisée pour évaluer les valeurs de face des termes de pression.

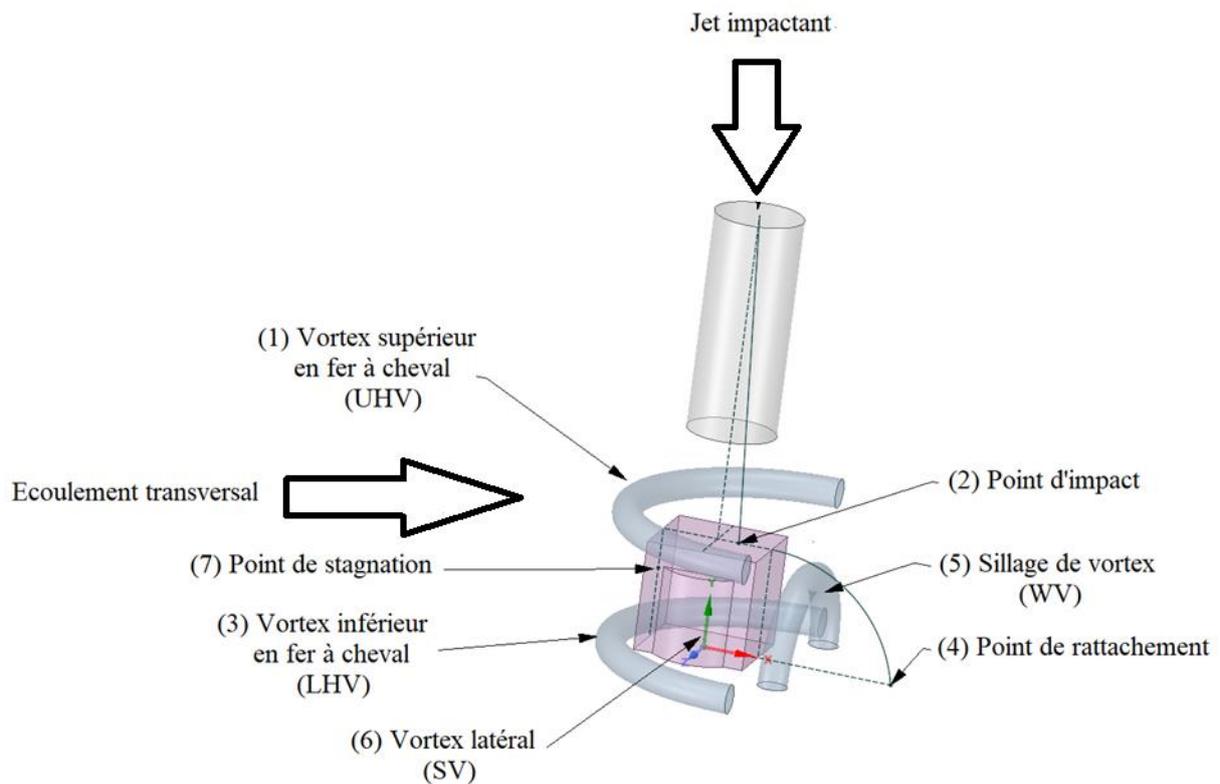


Figure III. 5: Représentation schématique des motifs moyens d'écoulement entourant un composant refroidi par l'impact d'un jet dans un écoulement transversal [85]

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

### III.2.5.1.1 Validation de la simulation numérique

Afin de garantir l'exactitude et la fiabilité du modèle numérique pour le diffuseur circulaire, une comparaison a été réalisée entre les résultats numériques et les données expérimentales de Massip et al. [85], servant de phase cruciale de validation. Six emplacements ont été choisis pour évaluer le modèle mis en œuvre, à savoir  $x/h = -0,75, -0,25, 0, 0,5, 0,75$  et 1 (voir Figure III.6). À l'emplacement axial choisi, la Figure III.4 illustre les profils de vitesse sans dimension pour les résultats numériques calculés et les données expérimentales. Dans l'ensemble, les profils de vitesse transversale calculés (obtenus) numériquement montrent une excellente concordance avec les données expérimentales, avec une bonne correspondance observée à presque tous les emplacements. Il est à noter que le profil de vitesse présente des valeurs négatives, indiquant la présence d'un écoulement inverse.

La station initiale ( $x/h = -0,75$ ), positionnée en amont de l'obstacle cubique, montre une accélération de l'écoulement dans la partie supérieure du canal en raison de la présence de l'obstruction dans la partie inférieure. Le sommet de l'accélération est observé à  $y/h = 1,5$ .

Néanmoins, pour les deuxième, troisième et quatrième stations respectives, la vitesse du fluide décélère à mesure qu'il se rapproche de la buse du jet. En traversant le cube, on observe une augmentation perceptible de la vitesse de l'écoulement liquide au centre du canal. Il convient de noter que cette augmentation atteint ses valeurs maximales par rapport à  $y/h$  à une valeur de 1. Le modèle SST  $k-\omega$  a montré une conformité avec le motif anticipé. Cependant, les résultats obtenus pour les stations restantes sont en accord avec les données empiriques, étayant la solidité du modèle adopté, du maillage et des paramètres.

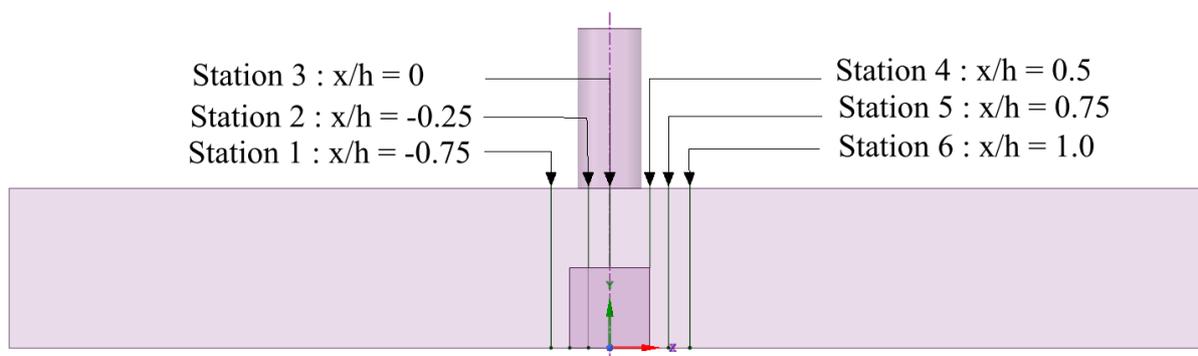


Figure III. 6: Emplacement des stations de calcul

Figure III.5 met en évidence le schéma d'écoulement entourant un cube refroidi par un jet impactant. Elle met spécifiquement en lumière les structures verticales distinctes présentes dans chacune des quatre zones entourant le composant, à savoir les zones Supérieure, Frontale, de Sillage et Latérale. Selon Massip et al. [85], un cube exposé à un écoulement transversal et à un jet d'impact peut générer des motifs cohérents connus sous le nom de structures cohérentes. Un vortex UHV en forme de fer à cheval supérieur (1) se forme dans la zone supérieure en raison de l'interaction entre un écoulement transversal et un jet d'impact radial émanant d'un point d'impact du jet (2). Un phénomène d'écoulement rétrograde est observable à proximité de la section aval de la surface arrière, culminant ainsi au point de rattachement (4) et déclenchant la formation d'une structure de vortex complexe et incurvée (5). L'interaction entre l'écoulement

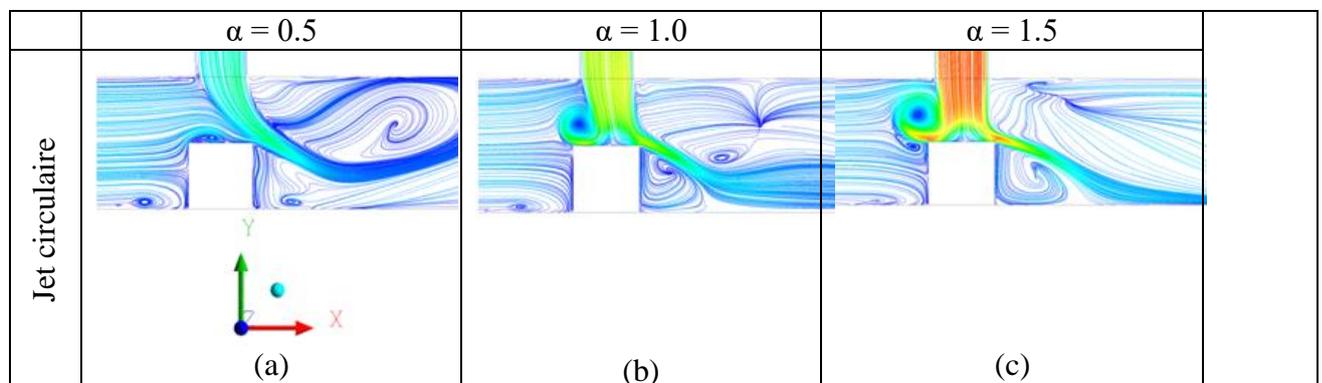
### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

du canal et les faces latérales du composant entraîne la génération d'un vortex latéral (6) à proximité de chaque face latérale. Un vortex inférieur LHV en forme de fer à cheval (3) positionné à l'extrémité inférieure du canal et précédant la surface frontale est généré en raison de l'interaction entre l'écoulement transversal et le composant.

La Figure III.7 présente les contours des lignes de courant dans un plan  $xy$  à  $z = 0$ , qui ont été colorées de manière unique en fonction de leur magnitude de vitesse. Cette étude révèle que le développement de champs d'écoulement divers dépend de la géométrie du diffuseur et du rapport de nombre de Reynolds ( $\alpha$ ).

Lorsque  $\alpha = 0.5$ , dans les trois cas de diffuseur, le jet impactant n'atteint pas la face supérieure du cube car il est entraîné par l'écoulement transversal et dévié en aval du cube. La couche de cisaillement se sépare et se rattache en aval du cube, créant une zone de recirculation derrière, en particulier dans le jet lobé (Fig.III. 7-a et d). Il convient de noter que cette zone est absente dans le cas du jet tourbillonnaire, ce qui est dû à la direction des pales du diffuseur tourbillonnant, qui ont la même direction que l'écoulement transversal, favorisant l'entraînement du jet impactant par l'écoulement transversal (voir Fig.III. 7-g).

Lorsque le rapport des nombres de Reynolds est égal à un ( $\alpha = 1$ ), une zone d'impact apparaît sur la face supérieure du cube, due au jet impactant principal lié à l'écoulement transversal. Dans ce cas, une zone de recirculation UHV se développe sur la face supérieure du cube (voir Fig.III. 7-e). En aval du cube, la séparation de l'écoulement conduit à la formation d'une zone de recirculation WV dans la région de sillage (marqué comme 5 dans la Figure III.5). Pour  $\alpha = 1.5$ , les mêmes zones de recirculation marquées comme 1 et 5 sont observées dans les cas précédents mais avec des tailles plus importantes. Le profil de vitesse montre une augmentation significative près de la face supérieure du cube pour le cas du jet lobé, comme illustré dans la Figure III.7-f. En revanche, l'augmentation de la vitesse est faible pour les cas de jet circulaire et tourbillonnaire, comme indiqué dans la Figure III.7-c et i, respectivement. Il est à noter que l'augmentation maximale de la vitesse se produit à proximité de la face supérieure du cube pour toutes les configurations de jet. La zone de recirculation (WV) située dans la région de sillage est plus proche de la face aval du cube pour le cas du jet lobé que pour les autres, assurant ainsi un refroidissement approprié du cube.



## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

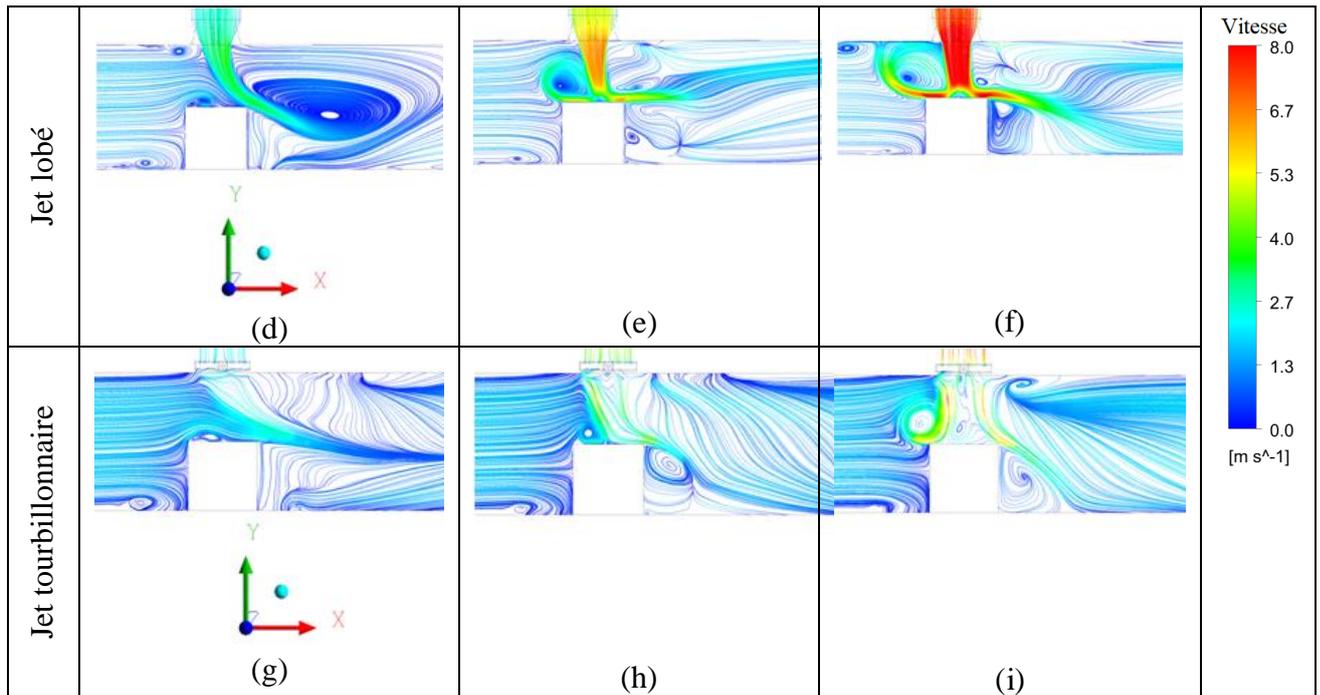


Figure III. 7: Lignes de courants colorés par la magnitude de la vitesse dans le plan  $z = 0$

### III.2.5.1.2 Calcul les profils de vitesse

#### ❖ Pour $\alpha = Re_j/Re_H = 0.5$ :

Les Figures III.8 (1, 2 et 3) montrent des profils de vitesse radiale sans dimension ( $u/U_j$ ) pour les résultats numériques calculés pour les trois géométries (jet circulaire, jet lobé et jet tourbillonnaire) à l'emplacement axial sélectionné. Chaque figure représente différentes stations par rapport au centre du cube dans la direction de l'écoulement. Ces stations (voir Figure III.6) sont utilisées pour montrer certaines caractéristiques dynamiques de l'écoulement dans chaque zone autour du cube.

Pour le cas  $\alpha = Re_j/Re_H = 0.5$ , à la première station,  $x/h = -0.75$ , qui est située en amont du cube, les profils de vitesse radiale à la position  $y/h = 0.2$  présentent des vitesses négatives pour former une petite zone de recirculation appelée LHV. Pour les trois géométries à cette station, la vitesse dans la direction du courant augmente pour atteindre sa valeur maximale à  $y/h = 1.5$ . À la position  $y/h = 1.8$ , l'effet de la zone de recirculation UHV sur l'écoulement transversal est plus significatif dans le cas du jet lobé.

Aux stations 2 et 3 ( $x/h = -0.25$  et  $x/h = 0$ ), les valeurs négatives de la vitesse correspondent à la région dominée par le vortex UHV (voir Fig.III.7 a, d et g). Cependant, si l'on considère les stations 2, 3 et 4, les vitesses augmentent dans la direction de l'écoulement pour atteindre leur valeur maximale à  $y/h = 1.2$  pour les trois configurations de diffuseur. Pour les dernières stations 5 et 6, l'écoulement s'accélère dans la partie centrale du canal avec des valeurs maximales rapportées à la position  $y/h = 1$ , plus visiblement pour le jet lobé, favorisant l'échange thermique. D'autre part, pour le jet tourbillonnaire, il y a un changement radical de sa

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

valeur maximale sous l'influence des ailettes fixées au niveau du diffuseur, qui ont la même direction de rotation que l'écoulement transversal.

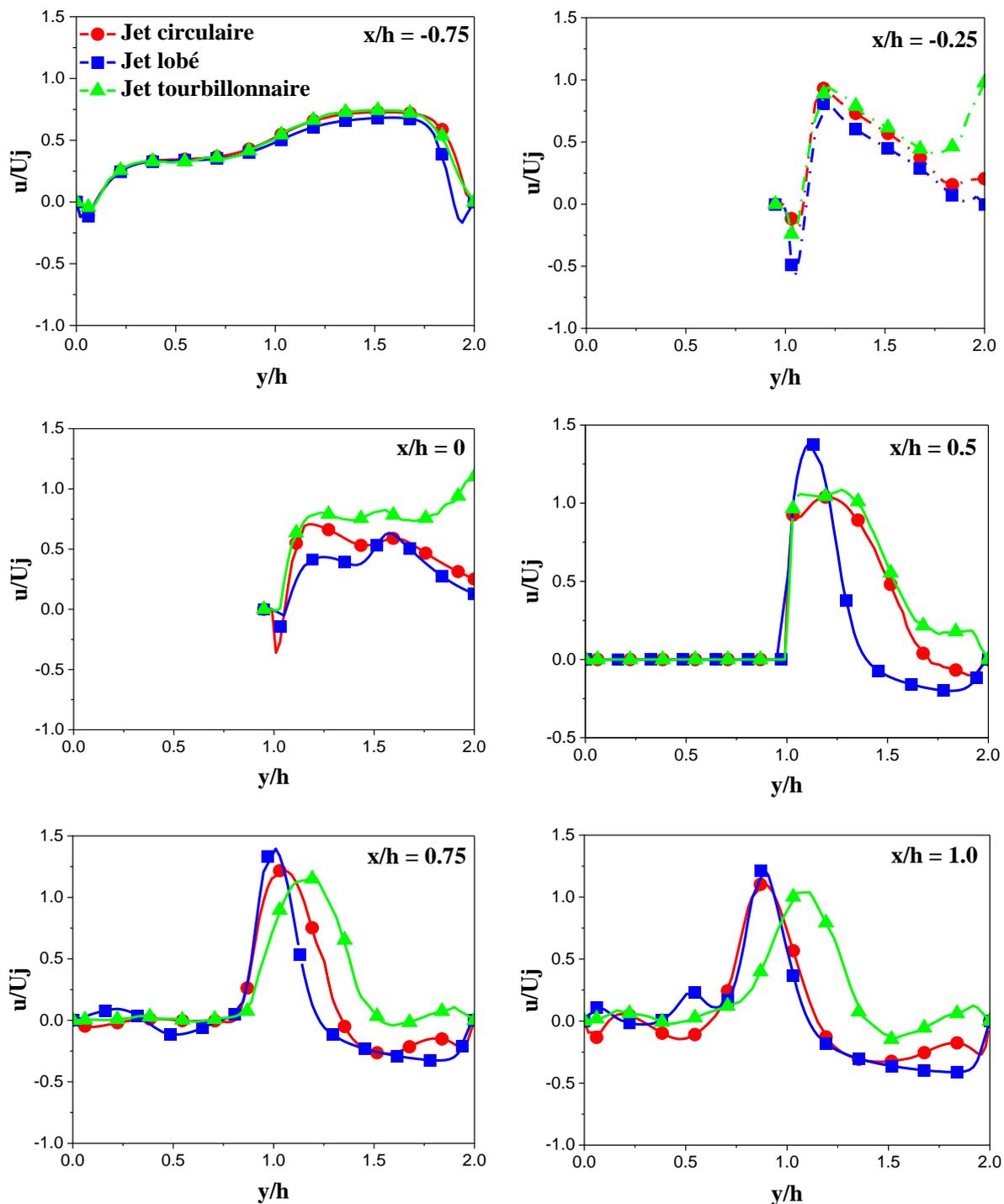


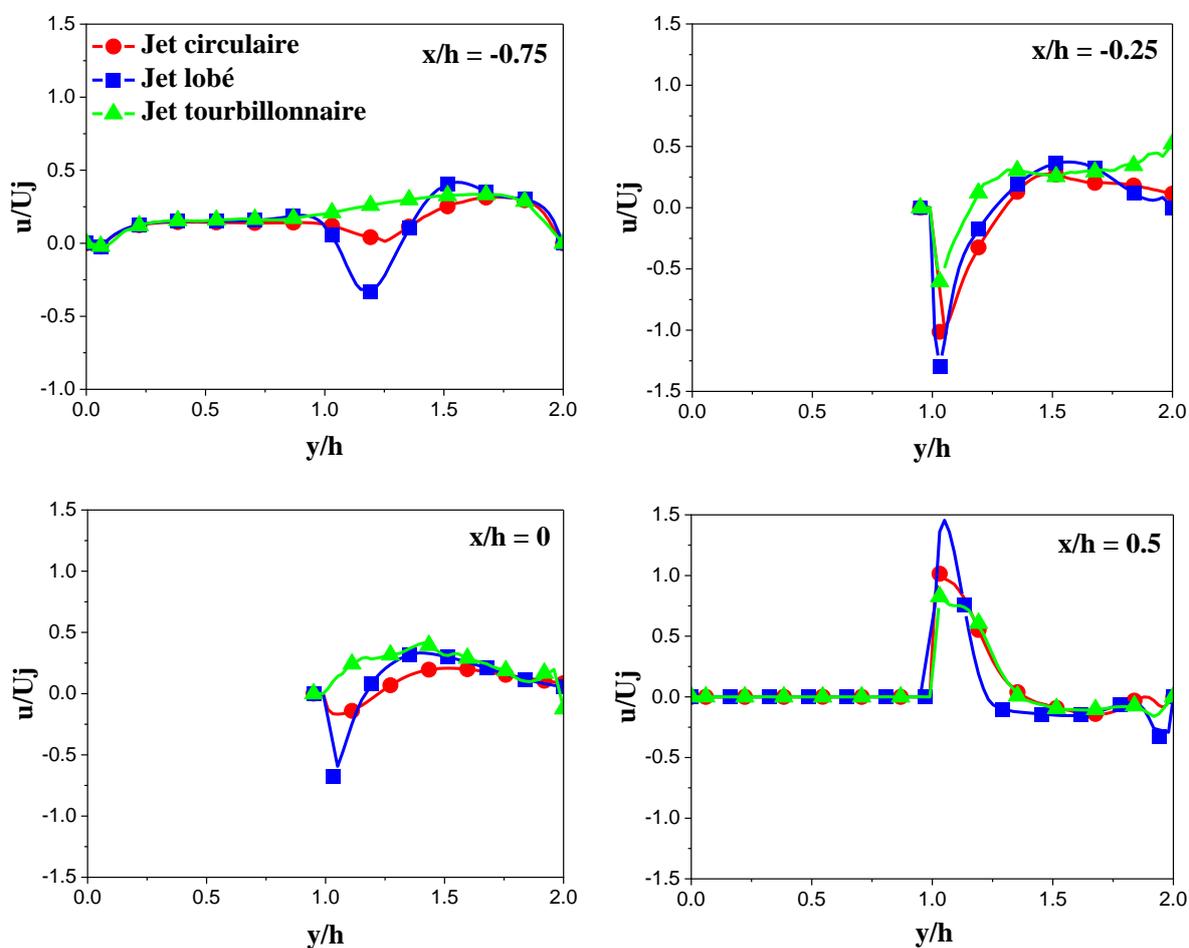
Figure III. 8.1: Profils de vitesse radiale pour les trois géométries aux emplacements axiaux sélectionnés avec  $z = 0$  et  $\alpha = 0.5$

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

### ❖ Pour $\alpha = Re_j/Re_H = 1.0$ :

Pour le cas  $\alpha = 1$ , une zone d'impact apparaît sur la face supérieure du cube en raison du jet impactant dominant par rapport à l'écoulement transversal, située à la position  $y/h = 1.25$ . Dans ce cas, une zone de recirculation UHV est plus visible dans le cas du jet lobé (voir Figure 8.2 avec les stations  $x/h = -0.75, -0.25$  et  $0$ ). Derrière le cube, la séparation de l'écoulement conduit à la formation d'une zone de recirculation dans la région de sillage (WV) pour tous les diffuseurs (voir Figure III.8b, stations  $x/h = 0.75$  et  $1.0$  aux positions  $y/h = 0$  à  $0.5$ ).

Aux stations  $x/h = 0.5, 0.75$  et  $1.0$ , l'écoulement s'accélère à la position  $y/h = 1$  avec des valeurs maximales en raison du changement de section du canal par l'effet du cube favorisant l'échange thermique entre l'écoulement et le cube. Ce phénomène est visible pour le cas du jet lobé (voir Figure III.8.2).



## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

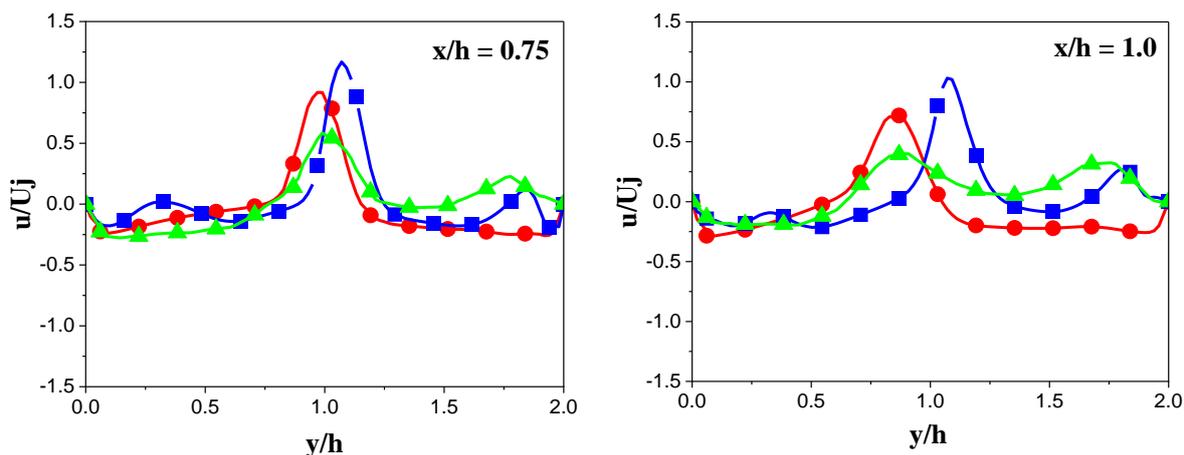
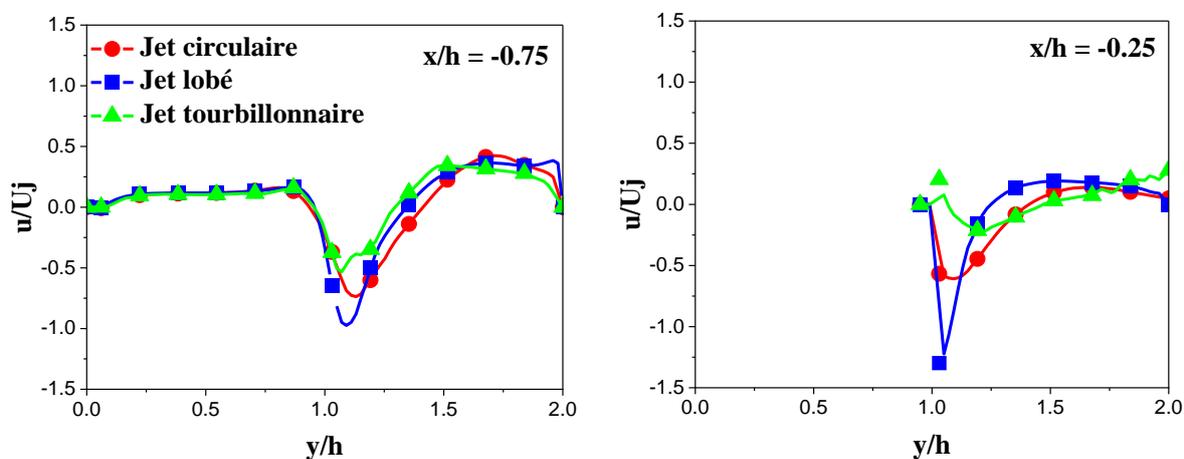


Figure III. 8. 1: Profils de vitesse radiale pour les trois géométries aux emplacements axiaux sélectionnés avec  $z = 0$  et  $\alpha = 1.0$

### ❖ Pour $\alpha = Re_j/Re_H = 1.5$ :

Aux stations  $x/h = -0.75$  et  $-0.25$  pour le cas où  $\alpha = 1.5$ , les vitesses deviennent négatives à la position  $y/h = 1$ , indiquant l'existence d'une zone de recirculation UHV, qui est plus visible dans le cas du jet lobé (voir Figure III.8.3). Pour la station  $x/h = 0$ , cette zone est absente pour toutes les configurations de diffuseur. Aux stations  $x/h = 0.5, 0.75$  et  $1.0$ , l'écoulement s'accélère à la position  $y/h = 1$ , avec des valeurs maximales en raison du changement de section du canal provoqué par l'effet du cube, favorisant l'échange thermique entre l'écoulement et le cube. Ce phénomène est visible pour le cas du jet lobé (voir Figure III.8.3).



## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

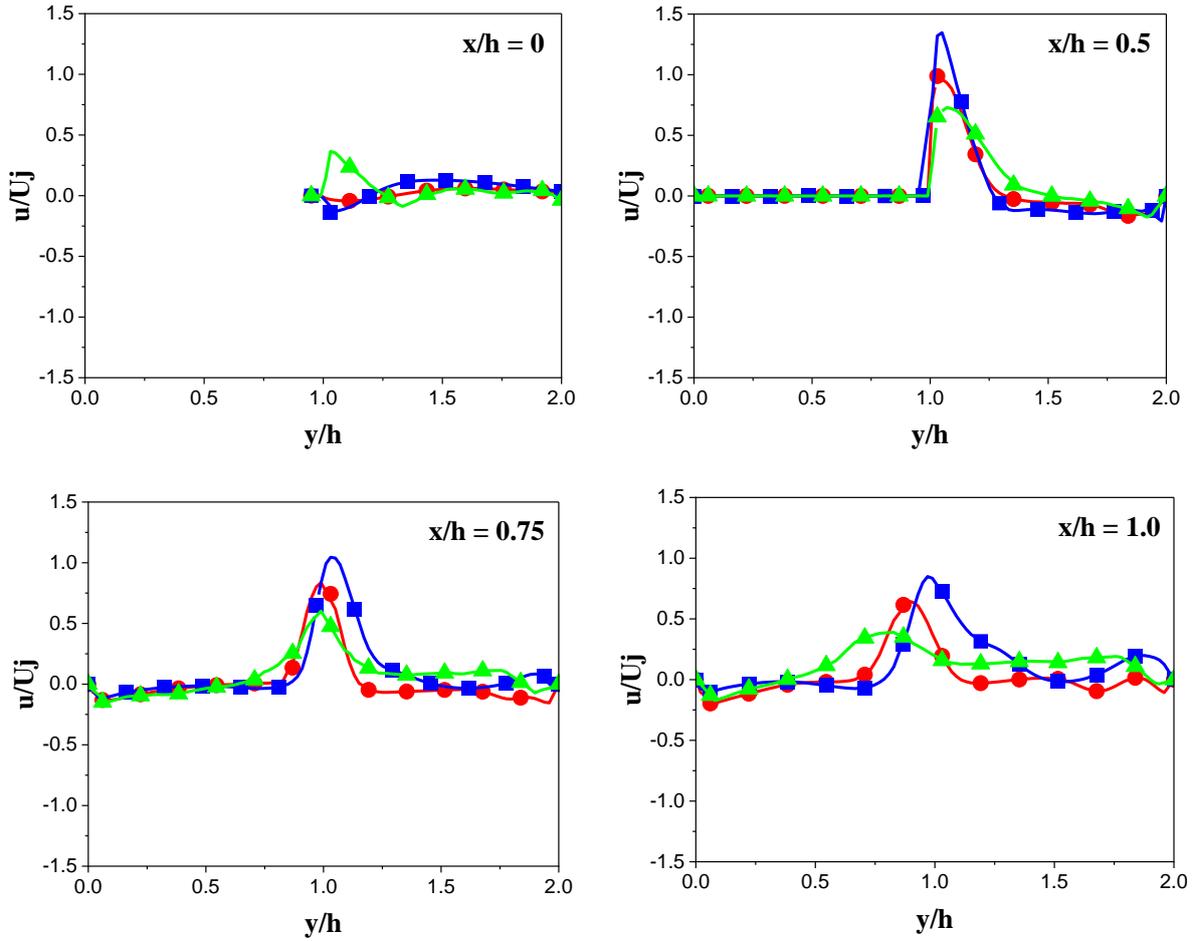


Figure III. 8. 2: Profils de vitesse radiale pour les trois géométries aux emplacements axiaux sélectionnés avec  $z = 0$  et  $\alpha = 1.5$

Dans la Figure III.9, les structures verticales tridimensionnelles pour neuf cas sont affichées en utilisant l'iso-surface du critère  $Q$ , qui est colorée en fonction de la magnitude de la vitesse. Le critère  $Q$ , introduit par Hunt [86], est utilisé pour identifier les tourbillons et est défini comme suit:

$$Q = \frac{1}{2} \left( \|\Omega\|^2 - \|S\|^2 \right) \quad (\text{III.17})$$

Où :  $\Omega$  Il s'agit du tenseur de tourbillon antisymétrique, défini comme suit :

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad (\text{III.18})$$

Le tenseur de taux de déformation symétrique, noté  $S$ , est défini comme suit :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad (\text{III.19})$$

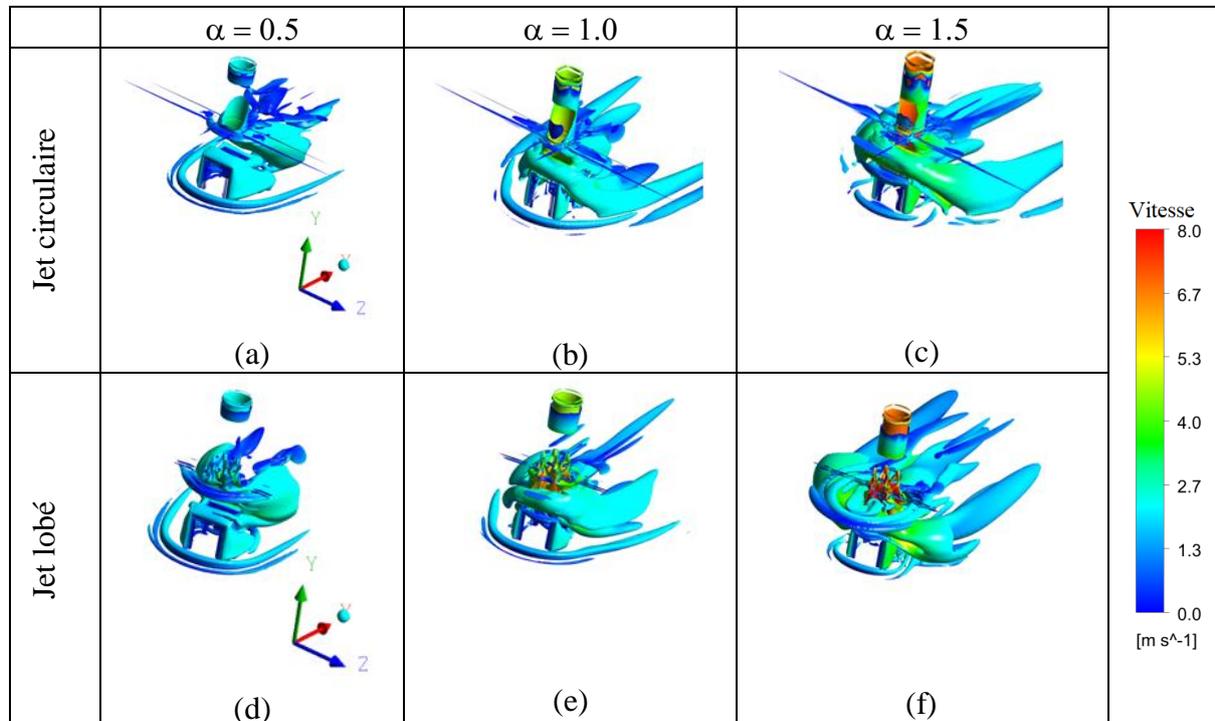
### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

Si  $Q > 0$ , alors un tourbillon est présent, car le tenseur de tourbillon domine le tenseur de taux de déformation. L'énergie du tourbillon peut être mesurée par la magnitude de  $Q$ . Le développement de quatre tourbillons autour des cubes est démontré par le tracé de l'iso-surface de critère  $Q$ .

En effet, pour  $\alpha = 0.5$ , les structures de cohérence sont presque identiques pour les trois configurations de diffuseur. Plus précisément, un vortex en fer à cheval supérieur (UHV) est produit en raison de l'interaction entre l'écoulement transversal et le fluide se déplaçant radialement depuis le jet. Dans les cas des diffuseurs circulaire et tourbillonnant, la taille de l'UHV est presque la même, sauf pour le cas du diffuseur lobé où elle est plus grande en raison du balayage du jet impactant sur la surface supérieure de la structure cubique, favorisant un bon refroidissement.

De plus, la taille de l'UHV s'étend proportionnellement à l'augmentation du rapport des nombres de Reynolds. À proximité immédiate de la paroi inférieure du conduit, un vortex en forme de fer à cheval LHV, se forme et continue de se propager en aval des deux côtés. Dans toutes les configurations de diffuseur, la taille du LHV est presque la même.

De plus, pour  $\alpha = 1.5$ , il y a une interférence entre le vortex en fer à cheval supérieur (UHV) et le vortex en fer à cheval inférieur (LHV), plus remarquablement pour le jet lobé, accélérant le refroidissement du cube. Le motif d'écoulement dans la région de recirculation de sillage est dominé par un vortex en forme d'arc appelé WV causé par la séparation de l'écoulement derrière le cube. Un autre vortex SV, apparaît à proximité des faces latérales du cube, jouant un rôle important dans l'amélioration du refroidissement de ces faces, en particulier dans le cas du diffuseur lobé (voir Figure III.9 f).



## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

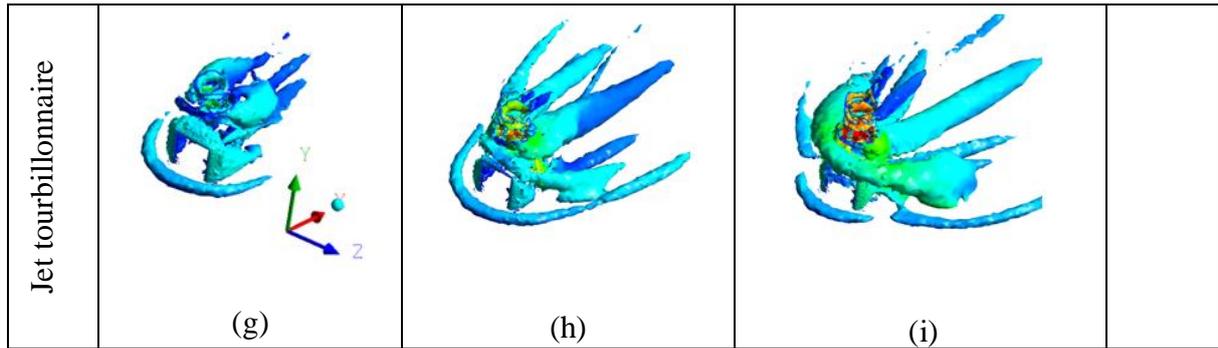
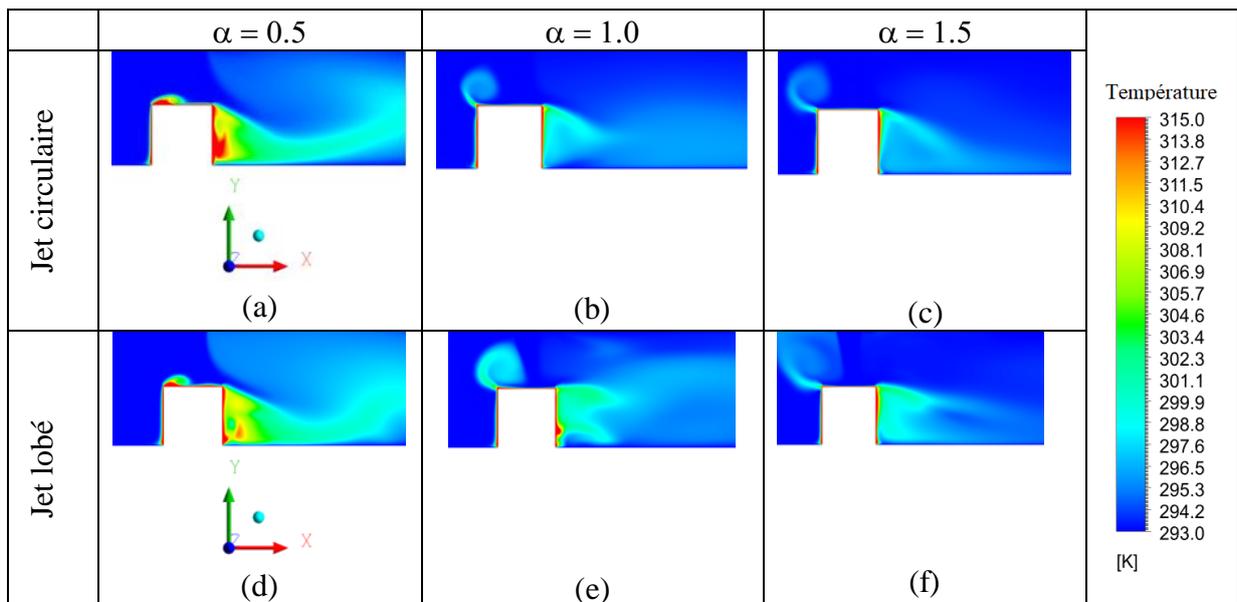


Figure III. 9: Affiche des structures tourbillonnaires tridimensionnelles, visualisées à travers l'iso-surface du critère Q (avec  $Q = 10^4 \text{ s}^{-2}$ ), qui sont codées en couleur en fonction de leur magnitude de vitesse.

### III.2.5.2 Comportement thermique

#### III.2.5.2.1 Température

La distribution du champ de température est montrée dans la Figure III.10 au plan ( $z = 0$ ). On peut observer à partir de ces figures que la distribution de la température s'étend dans la région de sillage du cube pour le cas de  $Re_j/Re_H = 0.5$ . Une augmentation significative de la température est clairement visible à proximité des parois chauffées du cube pour le cas du plus bas ratio ( $Re_j/Re_H = 0.5$ ), et une température moins visible est observée près des parois latérales pour les cas de ratio élevé ( $Re_j/Re_H = 1.0$  et  $1.5$ ). Il est à noter que, pour le cas du jet lobé à  $\alpha = 0.5$  et  $\alpha = 1.5$ , il y a une température plus basse près des parois latérales du cube par rapport aux cas du jet circulaire et du jet tourbillonnaire, assurant ainsi un bon refroidissement du cube (voir Figure III.10-d). Il a été observé que l'amplitude de la couche limite thermique a tendance à diminuer avec l'augmentation du ratio des nombres de Reynolds ( $Re_j/Re_H$ ).



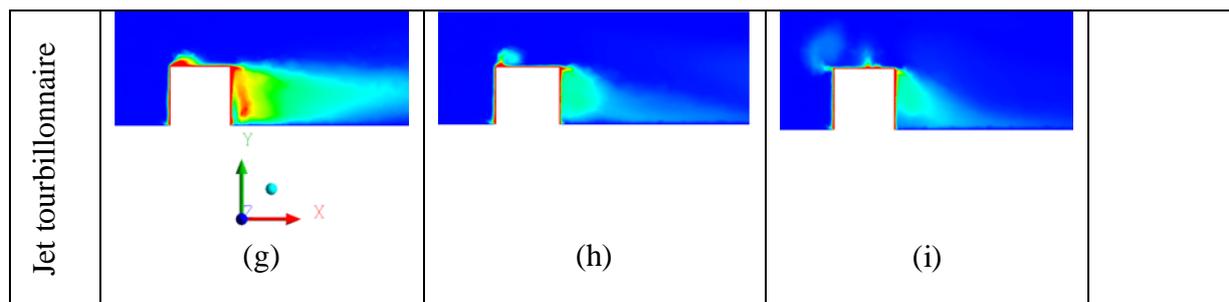


Figure III. 10: Contours de température dans le plan  $z = 0$

### III.2.5.2.2 Nombre de Nusselt

Les contours du nombre de Nusselt sur les faces du cube, dépliés et projetés sur le plan, sont montrés dans la Figure III.11. On peut clairement voir que le nombre de Nusselt augmente à mesure que le rapport du nombre de Reynolds augmente pour toutes les géométries.

Pour  $\alpha = 0.5$ , on observe presque les mêmes contours du nombre de Nusselt dans les géométries des jets circulaire et tourbillonnaire, cependant, une amélioration appréciable de l'efficacité de refroidissement est notée dans le cas d'un jet lobé dirigé vers la face supérieure du cube. Sur les faces avant et supérieure du cube, des valeurs élevées du nombre de Nusselt sont obtenues, impliquant un bon transfert de chaleur sur ces faces.

Lorsque  $\alpha = 1$ , la performance de refroidissement est améliorée, en particulier sur les faces supérieure, latérale et arrière du cube pour les trois géométries. Une amélioration significative du flux de chaleur est observée sur la face supérieure pour le jet lobé et le jet tourbillonnaire en raison de l'effet du vortex UHV développé sur cette face du cube.

Dans le cas du  $\alpha = 1.5$ , les niveaux du nombre de Nusselt sont plus élevés que dans les cas  $\alpha = 0.5$  et  $1.0$ , améliorant ainsi l'échange thermique sur toutes les faces du cube. La partie supérieure du cube est la zone la plus améliorée en modifiant la géométrie du diffuseur. De plus, en utilisant un diffuseur lobé, l'efficacité du transfert de chaleur a été significativement améliorée pour la face latérale. Sur la base de cette constatation, on peut conclure que le jet lobé a amélioré l'efficacité de refroidissement pour les trois rapports des nombres de Reynolds, et on peut affirmer qu'il existe une relation directe entre le type de diffuseur et l'efficacité du flux de chaleur.

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

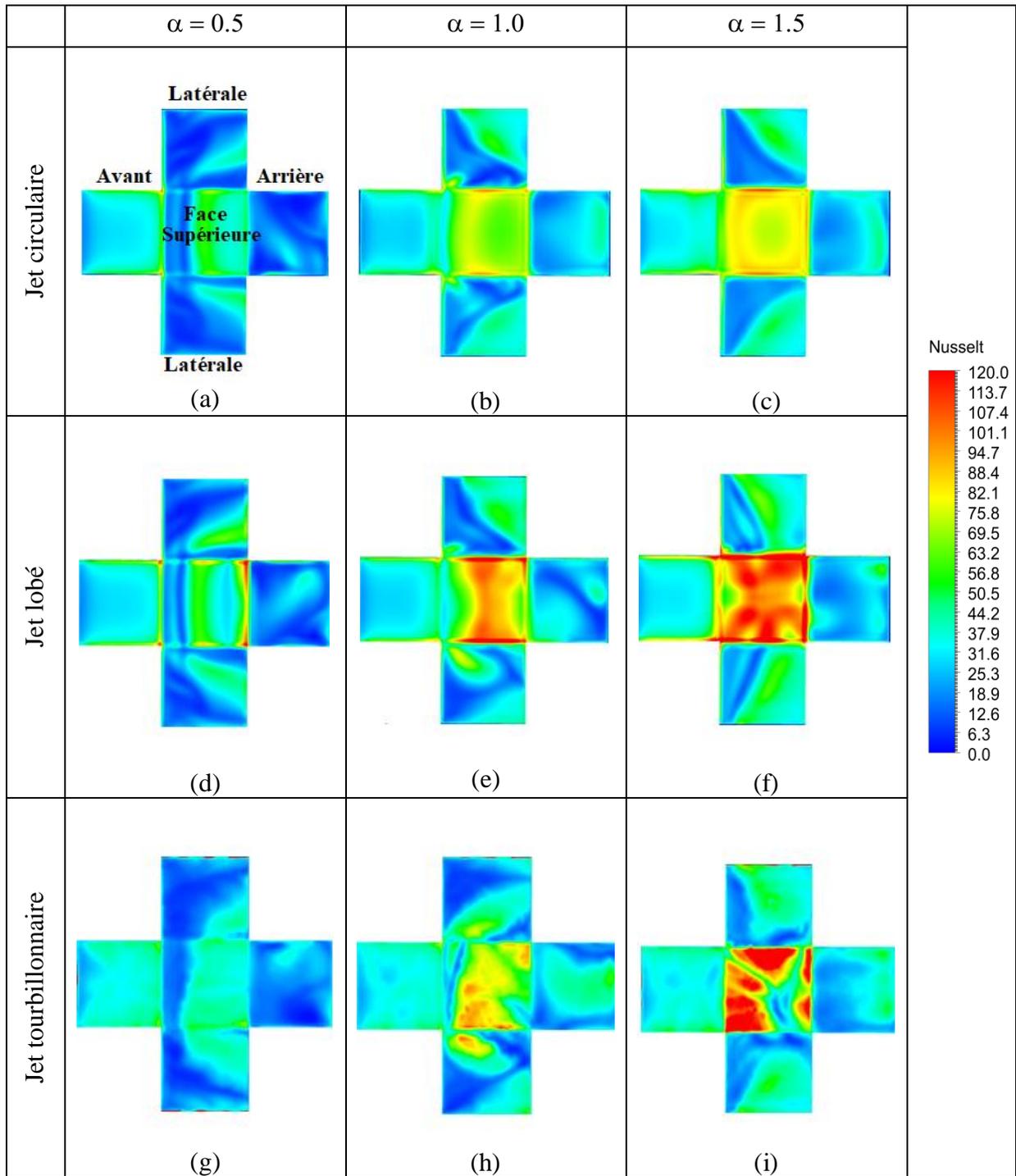


Figure III. 11: Contours du nombre local de Nusselt sur les faces du cube pour les trois géométries de diffuseur

La distribution du nombre de Nusselt le long de la trajectoire ABCD, mise en évidence dans la Figure III.12, est affichée dans la Figure III.13. Pour tous les rapports de Reynolds, le profil du nombre de Nusselt est presque similaire pour les trois géométries le long de la ligne [AB] située sur la face avant du cube, avec une légère amélioration du transfert de chaleur par convection observée dans la partie supérieure de cette face, et plus visiblement pour le jet lobé. Cette amélioration du transfert de chaleur résulte du balayage de l'air froid sur la face avant du cube, comme le montre la Figure III.7.

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

Pour la face supérieure du cube (ligne [BC]), pour toutes les géométries, une amélioration significative du transfert de chaleur est obtenue lorsque  $\alpha = 1.0$  et  $1.5$ , ce qui peut s'expliquer par la production de l'UHV. Cette amélioration est plus remarquable pour le jet lobé, surtout à  $\alpha = 1.5$ . Une diminution de l'efficacité de refroidissement est également observée à  $x/h = 0.1$  à  $0.3$  sur cette face pour la géométrie du jet tourbillonnaire.

Pour la ligne [CD], lorsque  $\alpha = 0.5$ , une légère amélioration du transfert de chaleur est observée dans la première partie de cette face pour le jet lobé. Lorsque  $\alpha = 1$ , le jet tourbillonnaire conduit à une meilleure amélioration de l'efficacité de refroidissement le long de cette face. Avec l'augmentation du rapport  $= 1.5$ , l'effet du changement de type de diffuseur sur l'efficacité du transfert de chaleur n'est pas significatif le long de cette ligne.

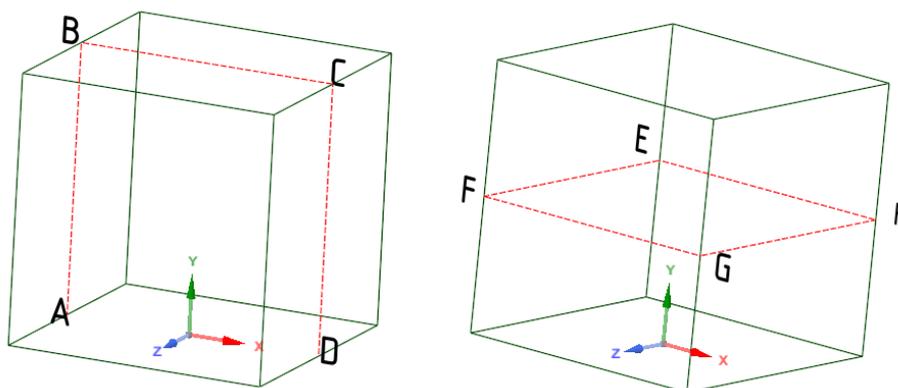
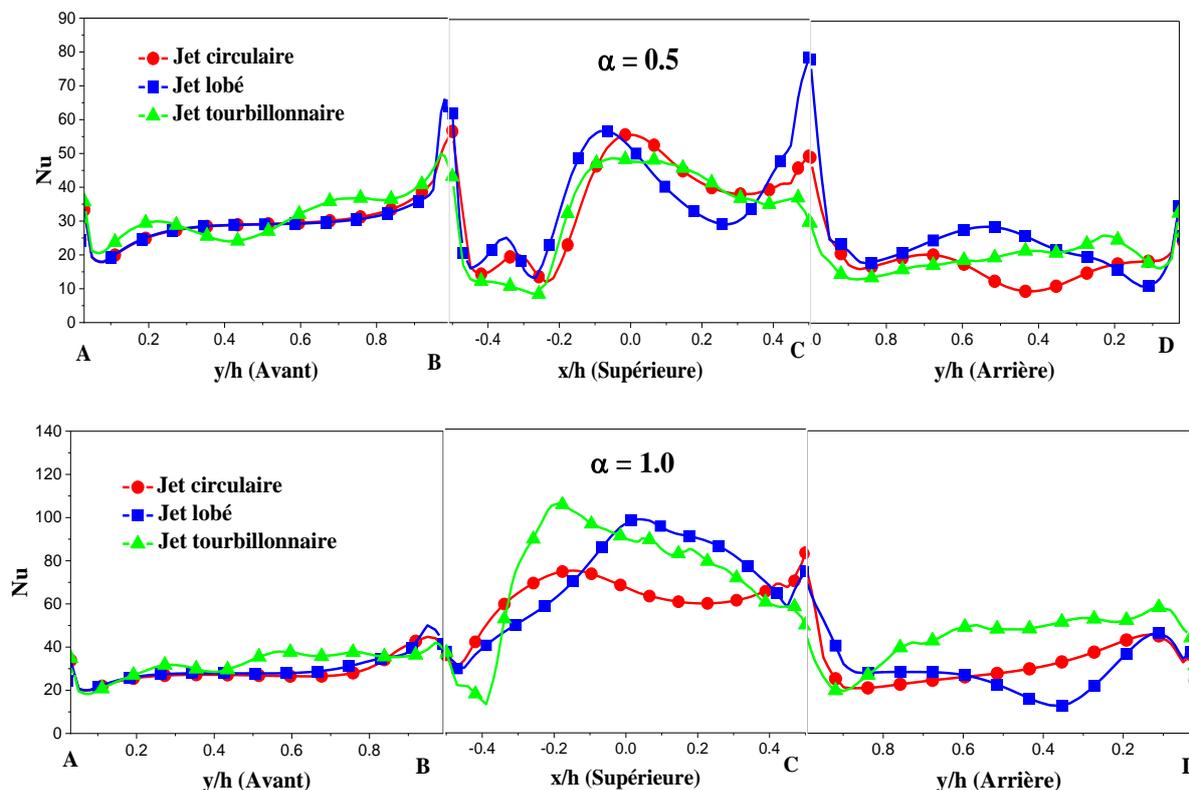


Figure III. 12: La disposition des valeurs du nombre de Nusselt le long de différentes lignes



### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

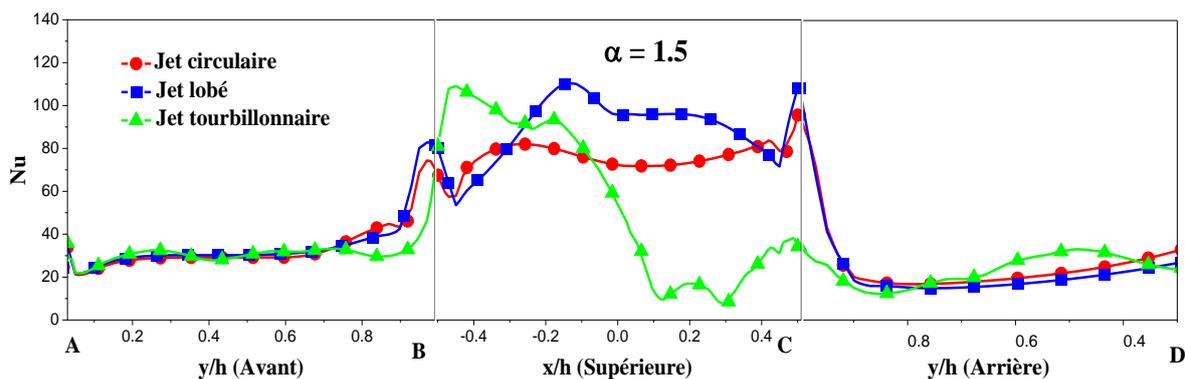


Figure III. 13: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire ABCD

Les Figures III.14.1, 14.2, et 14.3, indiquent la variation du nombre de Nusselt le long de la trajectoire EFGHE présentée dans la Figure III.12. La tendance du nombre de Nusselt le long de la ligne [EF] pour les trois géométries est similaire le long de la face avant du cube, avec une légère amélioration du transfert de chaleur observée pour le diffuseur de jet tourbillonnaire. Comme on peut le voir, le taux de transfert de chaleur augmente près des bords et diminue au centre du point de stagnation sur les faces. Pour  $\alpha = 1.0$  et  $1.5$ , la géométrie du jet tourbillonnaire entraîne une légère amélioration de l'efficacité de refroidissement dans la partie centrale de cette face.

Pour la face latérale [FG], dans le cas de  $\alpha = 0.5$ , une meilleure amélioration du refroidissement est obtenue avec la géométrie du diffuseur lobé. Pour le rapport  $\alpha = 1.0$ , le taux d'échange thermique est augmenté pour la géométrie du jet circulaire, surtout dans la partie centrale de cette face. Dans le cas du rapport le plus élevé ( $\alpha = 1.5$ ), le nombre de Nusselt maximal est observé dans le cas du jet lobé, assurant ainsi un bon refroidissement de cette face.

Le long de la ligne [GH], qui correspond à la face arrière du cube, pour  $\alpha = 0.5$ , le transfert de chaleur est augmenté dans la partie centrale de cette face et plus particulièrement pour le jet lobé. Pour le rapport  $\alpha = 1.0$ , le flux de chaleur est accru pour la géométrie du jet tourbillonnaire, surtout dans la partie centrale de cette face.

Pour la face latérale [EH], l'efficacité du refroidissement varie en fonction de la géométrie du diffuseur et des caractéristiques du jet. Lorsque  $\alpha = 0,5$ , la géométrie du diffuseur lobé présente une performance de refroidissement supérieure. Cependant, à  $\alpha = 1,0$ , les diffuseurs circulaire et lobé montrent des taux d'échange thermique comparables sur cette face, avec une légère amélioration du transfert de chaleur notée pour le diffuseur à jet tourbillonnaire, en particulier dans la région  $x/h = [-0,5, -0,1]$ . Dans le cas du ratio  $\alpha = 1,5$ , le diffuseur à jet lobé se distingue avec le nombre de Nusselt maximum, signifiant un excellent transfert de chaleur. De plus, le diffuseur à jet tourbillonnaire dépasse le jet circulaire, assurant une efficacité de refroidissement louable pour la face latérale [EH].

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

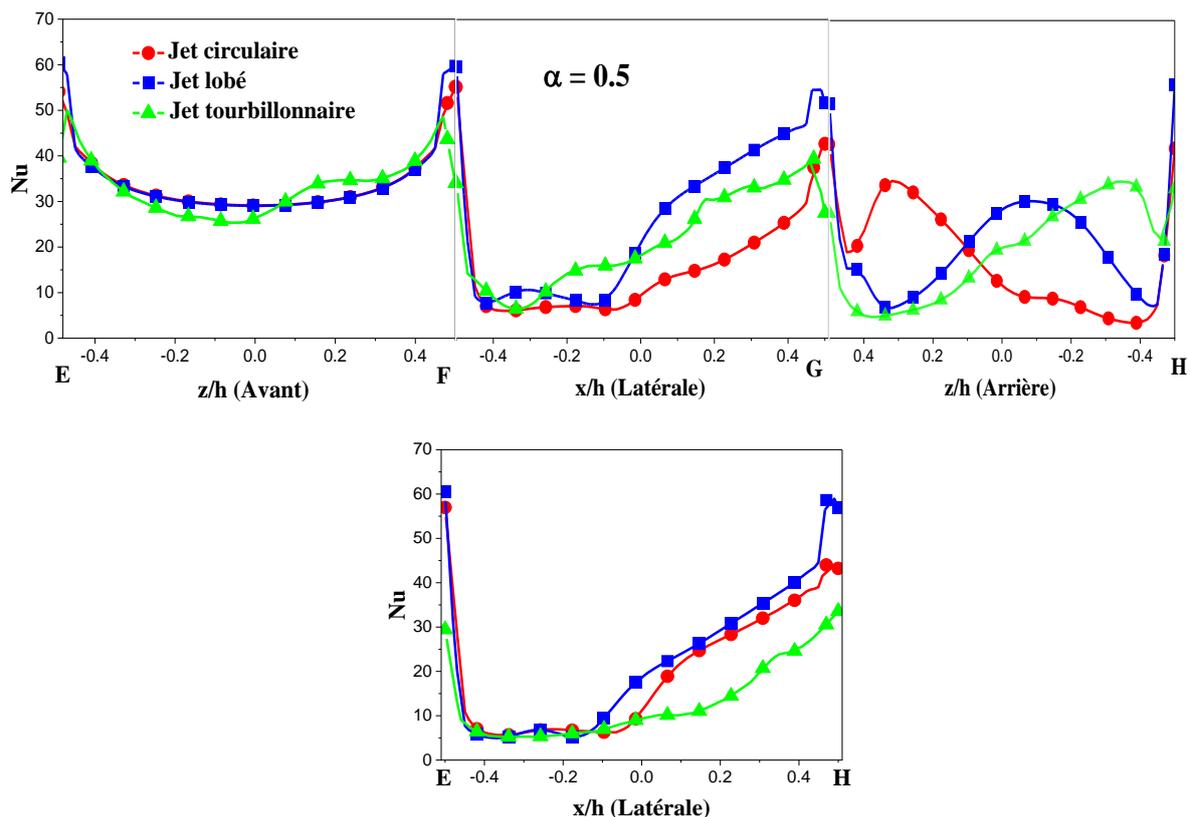


Figure III. 14.1: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire EFGHE avec  $\alpha = 0.5$

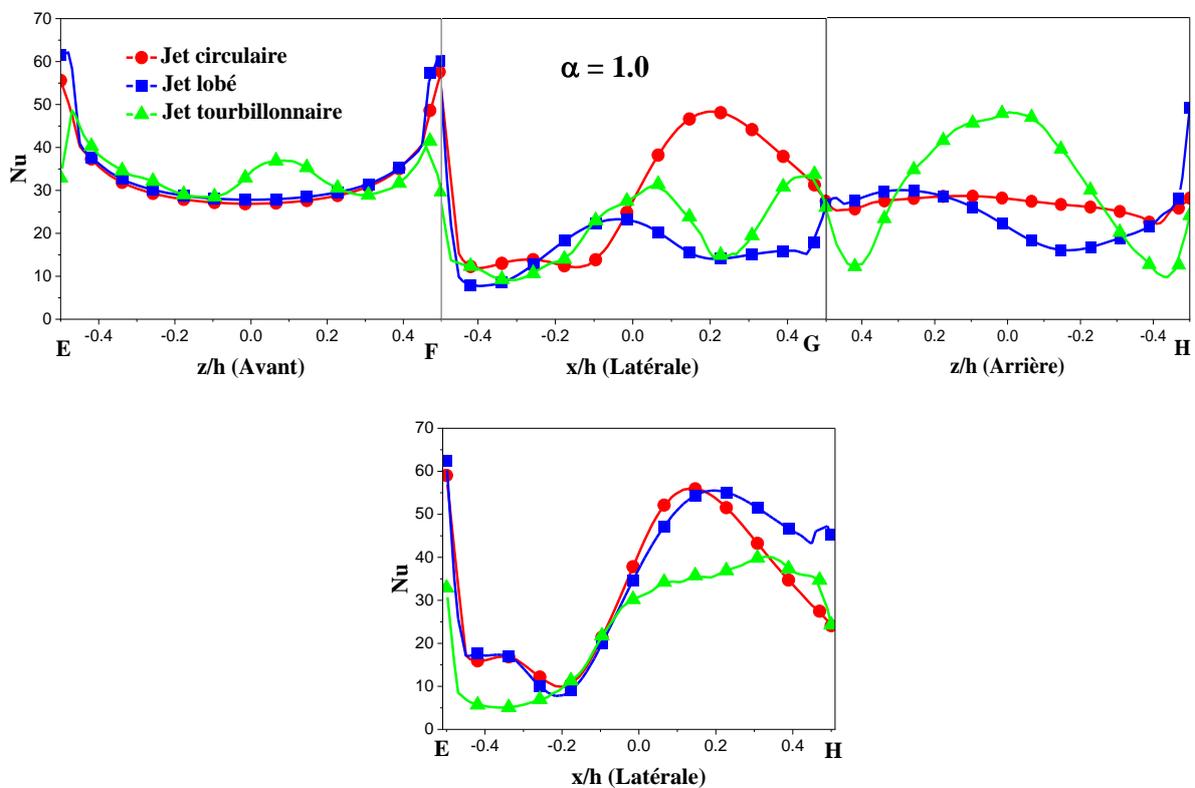


Figure III. 14. 2: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire EFGHE avec  $\alpha = 1.0$

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

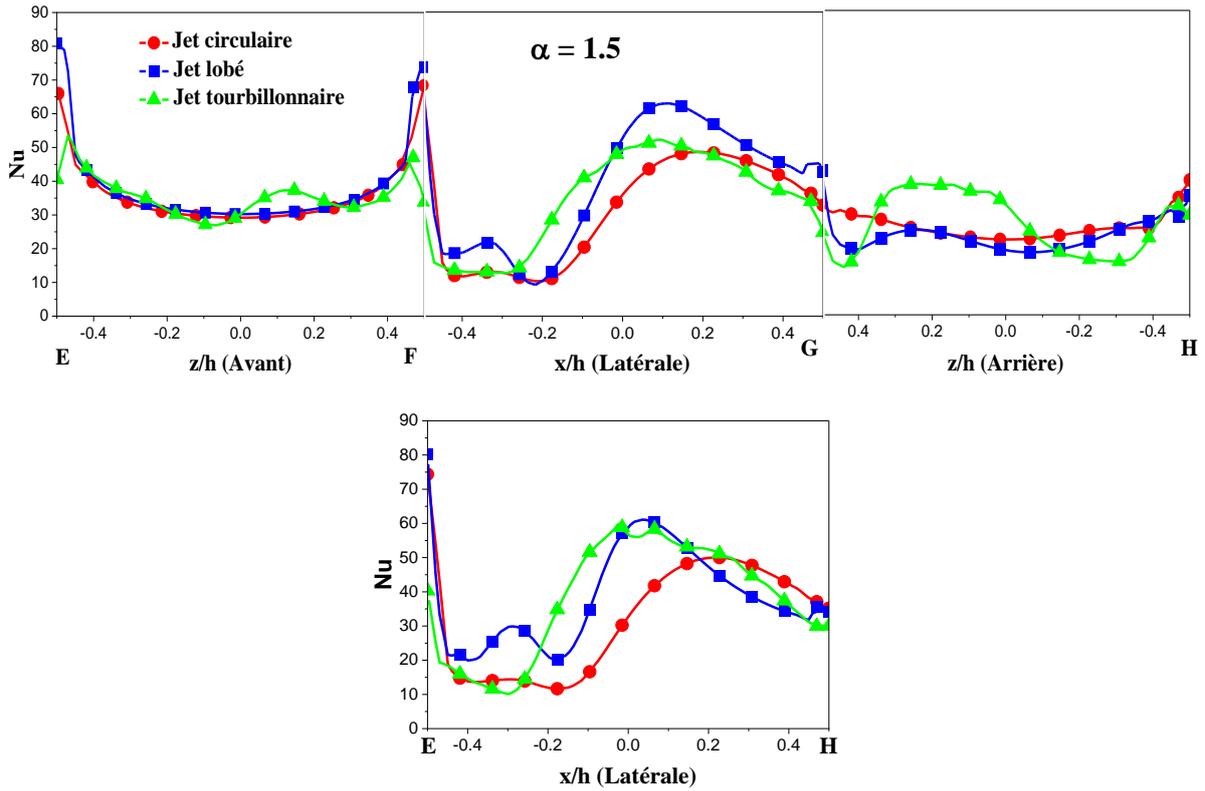


Figure III. 14. 3: Profils du nombre de Nusselt le long de la trajectoire EFGHE avec  $\alpha = 1.5$

La moyenne du nombre de Nusselt en fonction des rapports de Reynolds est présentée dans la Figure III.15. Les résultats montrent clairement que le nombre de Nusselt global augmente avec l'augmentation du rapport de Reynolds ( $\alpha$ ). Pour  $\alpha = 0.5$ , les configurations de jet tourbillonnaire et de jet lobé présentent une légère amélioration du flux de chaleur par rapport au jet circulaire, avec des valeurs de 27 et 29 respectivement. Cependant, pour  $\alpha = 1.0$ , seule la configuration lobée conduit à une amélioration de l'efficacité de refroidissement, avec un nombre de Nusselt moyen de 41 représentant une amélioration de 7,3% par rapport au jet circulaire. À  $\alpha = 1.5$ , le diffuseur lobé présente la meilleure performance de refroidissement, avec un nombre de Nusselt de 51, soit plus de 16,3% par rapport au jet circulaire.

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

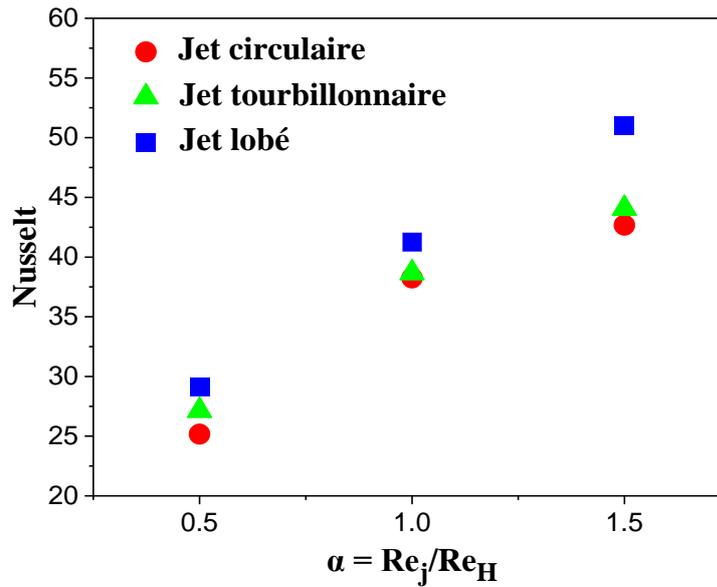


Figure III. 15: Nusselt moyen en fonction des rapports de Reynolds

### III.2.6 Conclusion

L'impact de la modification de la géométrie du diffuseur de jet sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques soumis à un écoulement transversal et à un jet impactant a été étudié à travers une étude numérique utilisant le modèle SST  $k-\omega$ . Les résultats ont montré que le modèle SST  $k-\omega$  adopté prédisait raisonnablement les vitesses moyennes dans la direction du flux lorsqu'il était comparé aux données expérimentales. De plus, il a été démontré que l'augmentation des rapports de Reynolds améliorait le flux de chaleur pour toutes les géométries de diffuseur, tandis que les caractéristiques d'écoulement et les structures cohérentes développées plus près des composants avaient un impact significatif sur le transfert de chaleur.

Pour le rapport  $\alpha = 0.5$ , le jet impactant n'atteignait pas la face supérieure du cube car il était entraîné par l'écoulement transversal et dévié vers l'aval, créant une zone de recirculation juste derrière le cube. Pour des rapports de Reynolds plus élevés  $\alpha = 1.0$  et  $1.5$ , le transfert de chaleur est amélioré sur toutes les faces du cube. Pour le diffuseur tourbillonnaire, une légère amélioration du transfert de chaleur de 7,2% et 3,2% est observée dans le cas des rapports de Reynolds  $\alpha = 0.5$  et  $\alpha = 1.5$ , respectivement. L'adoption d'un diffuseur lobé a conduit à une amélioration substantielle de l'efficacité de refroidissement pour tous les rapports de Reynolds. Plus précisément, l'efficacité thermique a été améliorée de plus de 13,8% pour  $\alpha = 0.5$ , de 7,3% pour  $\alpha = 1.0$ , et de 16,3% pour  $\alpha = 1.5$ , par rapport au diffuseur circulaire. En conclusion, le jet lobé s'est avéré être le plus efficace en termes d'efficacité de refroidissement pour les composants électroniques.

**III.3 Partie II : Analyse de l'influence de la modification des coins supérieurs des composants électroniques sur leur efficacité de refroidissement.**

**III.3.1 Objectif**

Cette étude constitue une continuation de la première, partageant ainsi le même domaine de calcul et les mêmes conditions aux limites. Cependant, dans ce cas, nous utilisons le diffuseur lobé qui, dans l'étude précédente, a démontré une efficacité de refroidissement supérieure par rapport aux autres diffuseurs. La modification principale réside dans la forme cubique du composant électronique. Trois configurations sont considérées : un cube régulier (étiqueté comme 1), un cube chanfreiné d'une hauteur de 2 mm (étiqueté comme 2), et un cube arrondi avec des bords ayant un rayon de 2 mm (étiqueté comme 3) (voir Figures III.16 et 18). Ces cubes sont positionnés au centre d'un canal carré et sont soumis à un écoulement transversal ainsi qu'à un jet impactant perpendiculaire. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'influence de la modification des coins supérieurs des composants électroniques sur l'efficacité du refroidissement, en mettant en évidence les avantages potentiels du diffuseur lobé dans ces nouvelles configurations géométriques.

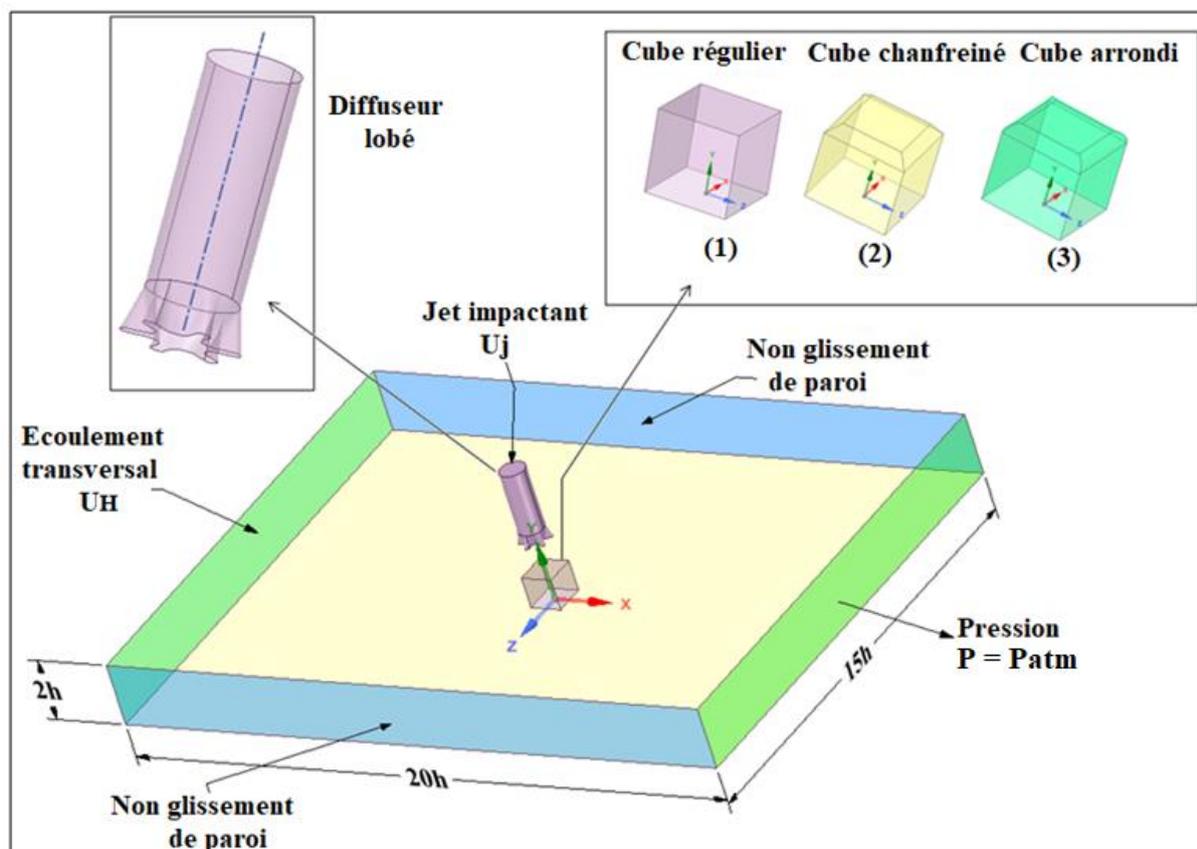


Figure III. 16: Schéma illustrant le domaine de calcul intégrant les conditions aux limites

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

### Géométrie du diffuseur lobé

La Figure III.17 illustre la configuration de diffuseur lobé utilisés dans cette étude. Le diffuseur comprend un conduit circulaire d'un diamètre  $D = 12 \text{ mm}$ , avec un design floral à la sortie. La section de sortie présente six lobes inclinés avec des bords parallèles et creux. Les angles de pénétration intérieure et extérieure sont notés  $\theta_{in} = 22^\circ$  et  $\theta_{out} = 14^\circ$ , respectivement. Chaque lobe mesure  $6 \text{ mm}$  de long et  $1,8 \text{ mm}$  de hauteur.

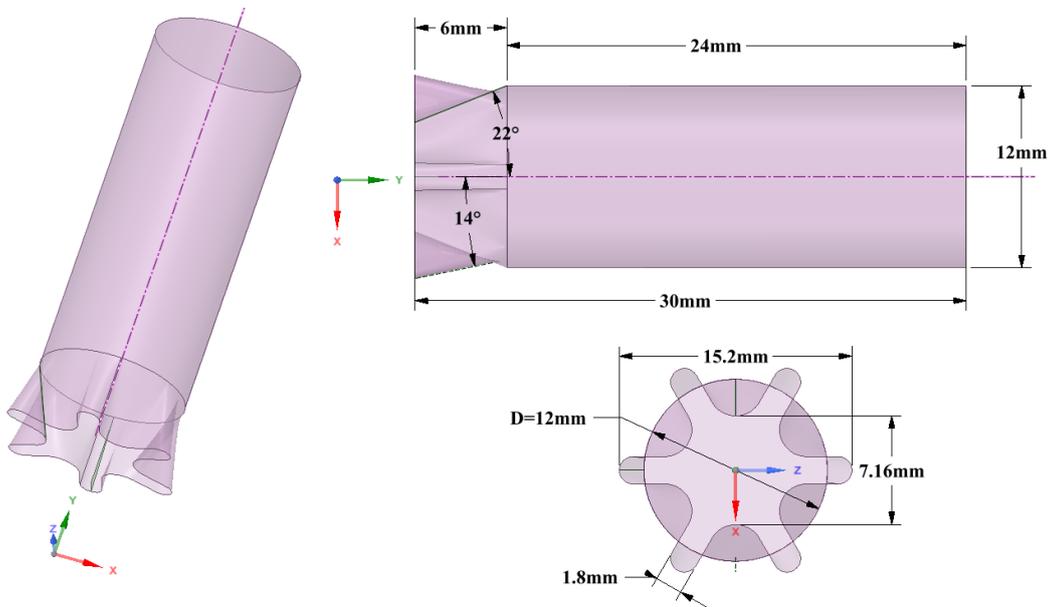


Figure III. 17: Géométrie du diffuseur à jet lobé

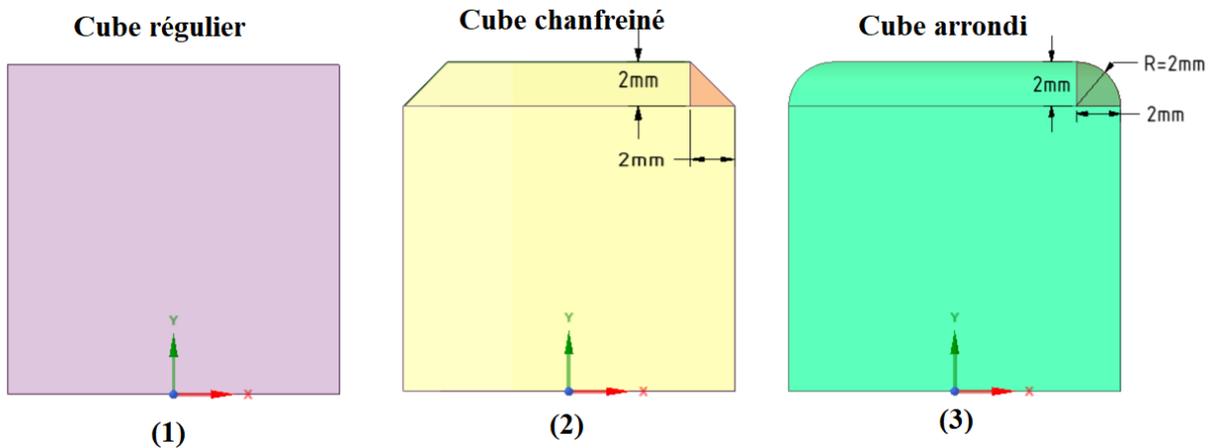


Figure III. 18: Différents types de configurations de cubes

### III.3.2 Implémentation du Maillage

La convergence des simulations est significativement influencée par l'exécution du maillage. Afin d'atteindre une convergence de simulation rapide et précise, une attention considérable doit être accordée au processus de génération du maillage. Les simulations effectuées ont utilisé un maillage hexaédrique non structuré, généré à l'aide d'ANSYS ICEM. La Figure III.19.a représenté la structure du maillage à proximité du composant électronique

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

dans le domaine désigné. La Figure III.19.b montre le maillage situé à proximité des diffuseurs. La Figure III.19.c illustre le processus de génération du maillage dans le domaine de calcul.

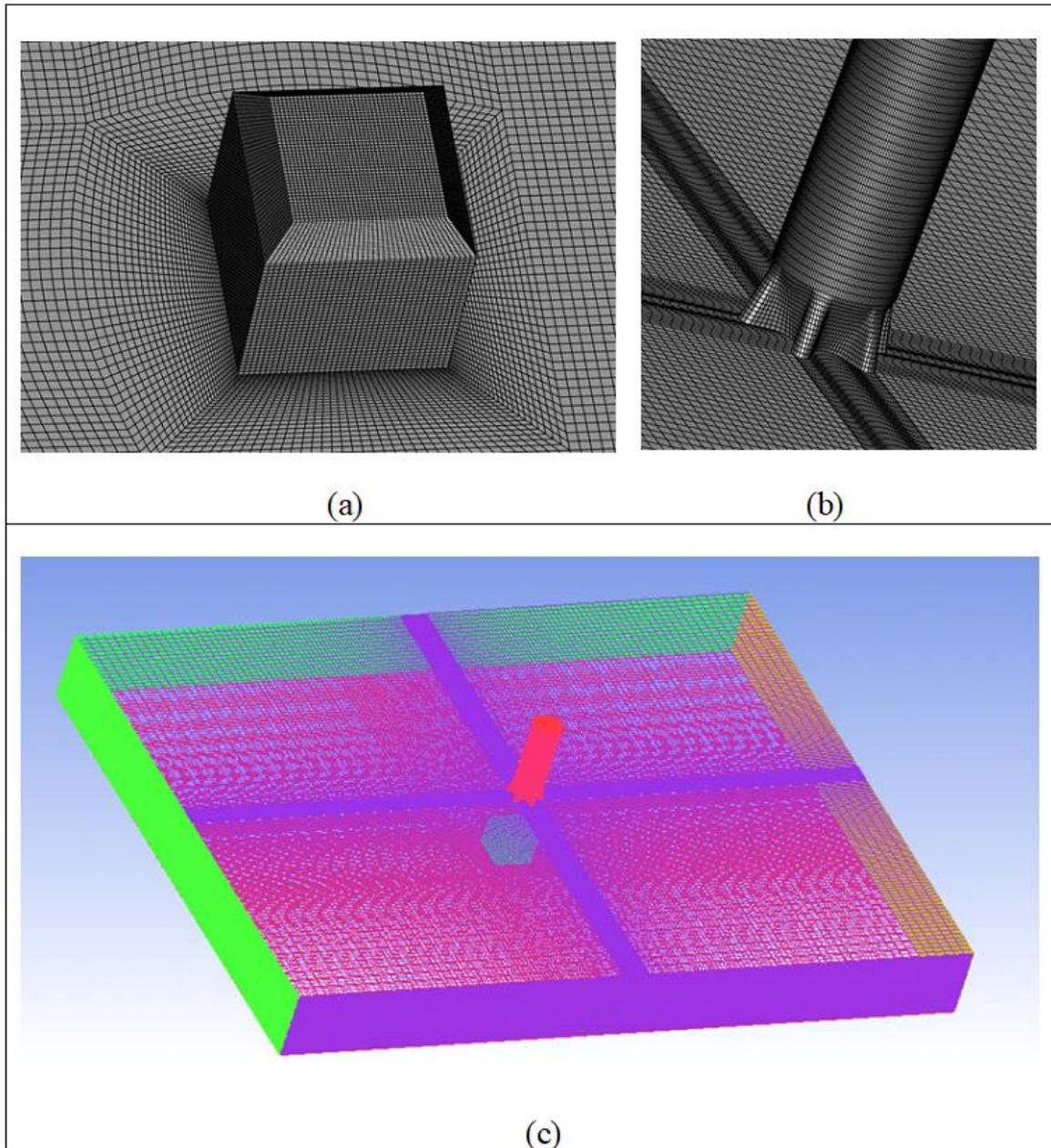


Figure III. 19: (a) Maillage adjacent au cube, (b) Maillage à proximité du diffuseur, (c) Grille computationnelle

Afin d'atteindre un équilibre entre la précision et les ressources informatiques, nous avons utilisé quatre tailles de maillage différentes pour évaluer la dépendance de la solution à la qualité du maillage et aux dimensions des cellules. Le cube régulier a servi de structure fondamentale pour nos simulations. Les spécifications et les caractéristiques de ces maillages, tous présentant une configuration hexaédrique, sont présentées dans le Tableau III.4.

En ajustant finement près des frontières, nous avons réussi à atteindre une valeur maximale de 0,2 pour le paramètre  $y^+$  sur les surfaces avant, latérale et arrière, tandis que la

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

surface supérieure présentait une valeur de  $y^+$  de 0,6, comme illustré dans les Figures III.20 et III.21. Le  $y^+$  et le nombre moyen de Nusselt restent presque constants avec l'augmentation de la taille de la grille 3 à la grille 4 sans changement significatif. Donc, pour cette étude spécifique englobant toutes les géométries de cubes, le maillage 3 a été utilisé, comprenant un total de 4526300 nœuds.

Tableau III. 4: Propriétés des différents maillages pour la configuration sélectionnée

Maillage	Taille de cellule	$Y^+$	Nombre de Nusselt
Maillage 1	1514014	3.708	29.76
Maillage 2	2129400	1.500	29.86
<b>Maillage 3</b>	<b>4526300</b>	0.218	28.59
Maillage 4	5410068	0.215	28.52

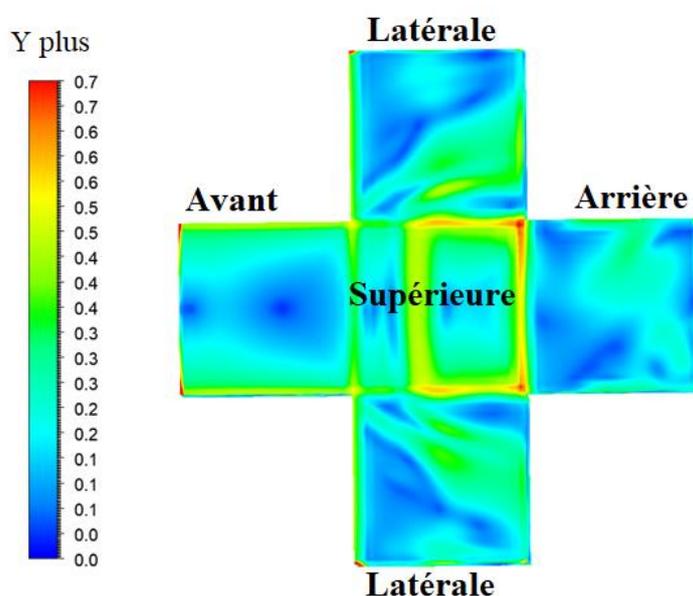


Figure III. 20: Évaluation des valeurs de  $y^+$  sur les surfaces du composant électronique

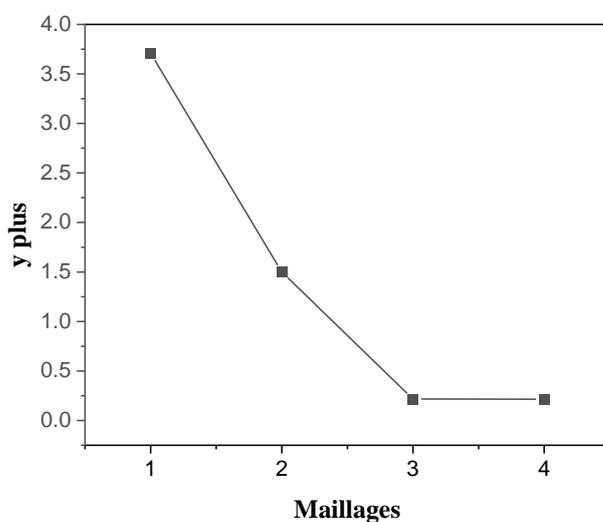


Figure III. 21: Variation de  $y^+$  avec différents maillages

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

La Figure III.22 montre les profils de vitesse adimensionnels pour les résultats numériques calculés et les données expérimentales à l'emplacement axial sélectionné. Dans l'ensemble, on peut voir que les profils de vitesse transversale calculés sont en bon accord avec les données expérimentales à presque tous les emplacements.

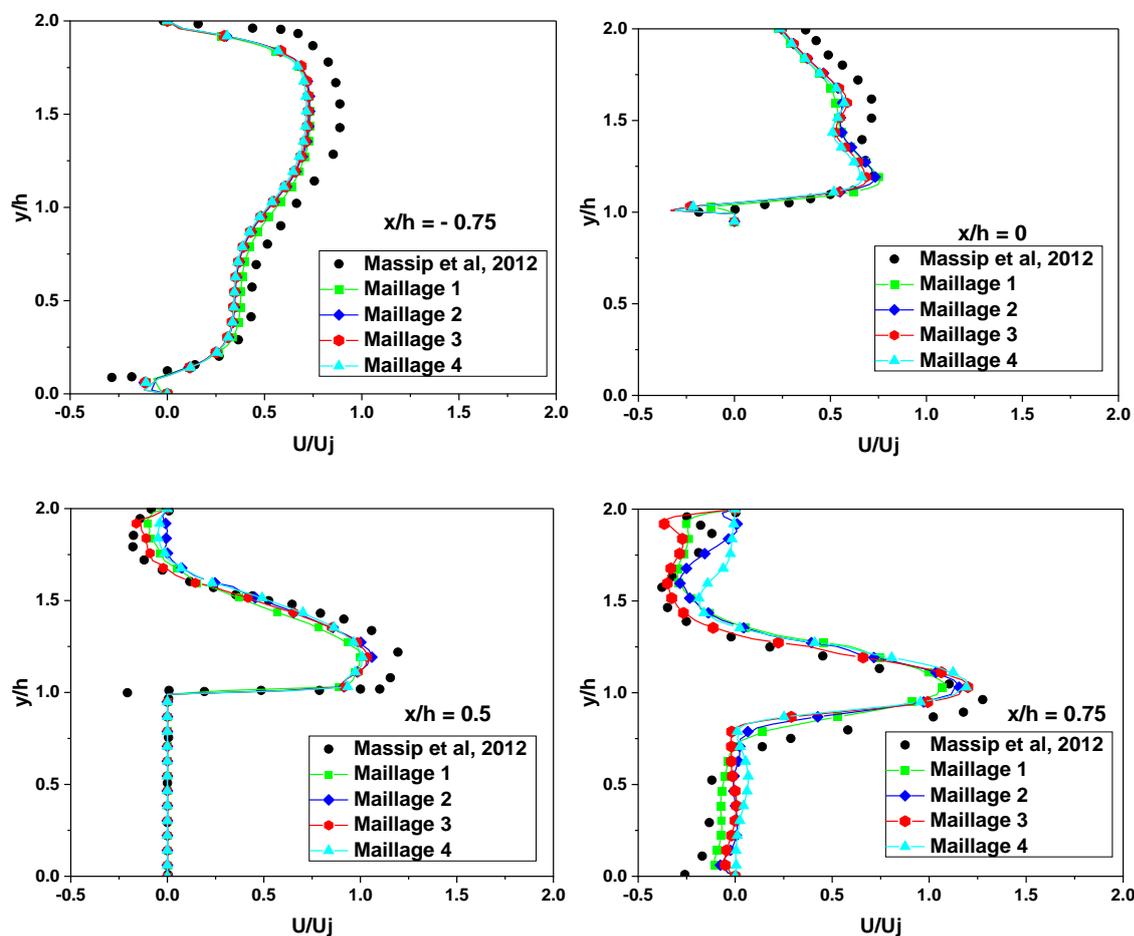


Figure III. 22: Comparaison des profils de vitesse transversale à des emplacements axiaux sélectionnés à  $z = 0$  pour différentes tailles de maillage avec des données expérimentales

La métrique de qualité orthogonale, résultant de l'analyse, est calibrée dans une plage allant de zéro à un. Les valeurs approchant zéro signifient une diminution de la qualité, contrairement aux valeurs approchant un, qui indiquent une amélioration de la qualité [87]. Comme illustré dans la Figure III.23, il est évident que la qualité orthogonale au-dessus du cube indique une valeur de 0,6 ou plus. De plus, la section résiduelle du domaine de calcul présente une amélioration de qualité qui approche l'unité 1.

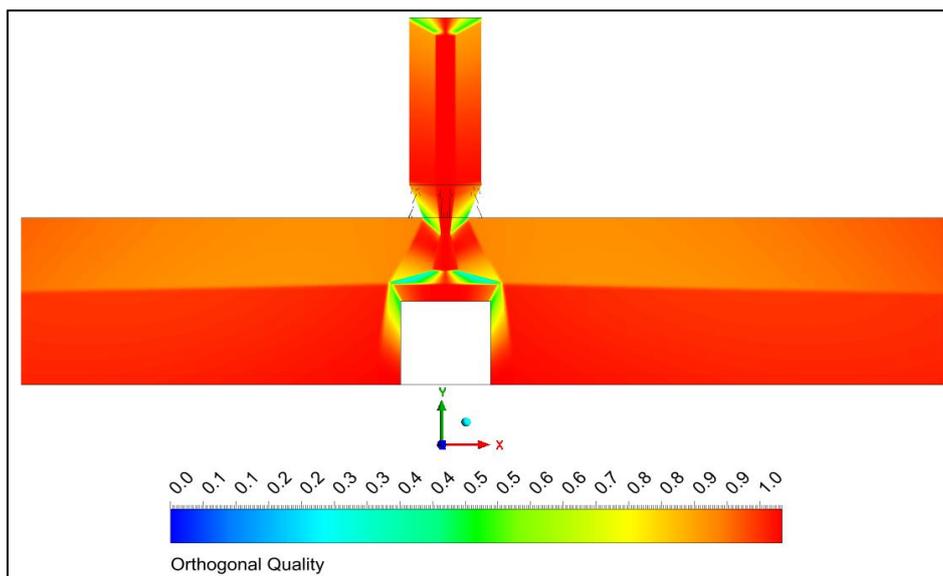


Figure III. 23: Qualité orthogonale pour le domaine à  $z = 0$

### III.3.3 Résultats et discussions

#### III.3.3.1 Calcul la vitesse

La Figure III.24 présente une analyse quantitative de la vitesse longitudinale enregistrée à des emplacements distincts avant et après le cube.

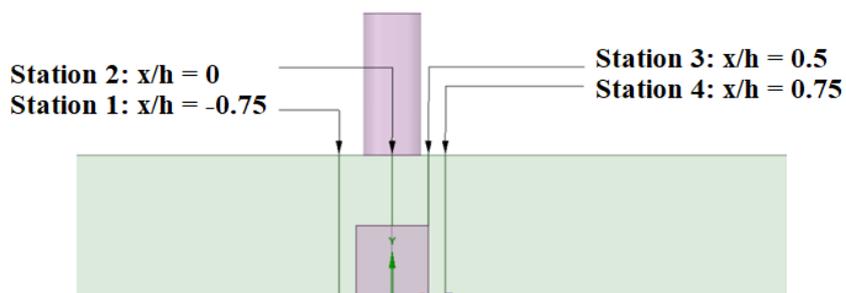


Figure III. 24: Les emplacements des stations

La Figure III.25 présente une représentation visuelle de l'analyse comparative entre nos résultats numériques et les données expérimentales correspondantes à différents emplacements. Les profils de vitesse longitudinale démontrent un accord significatif avec les profils empiriques à pratiquement tous les emplacements. En tirant parti des résultats découverts, on peut affirmer avec confiance que le modèle SST  $k-\omega$ , le maillage et les paramètres utilisés ont réussi avec succès le processus de validation.

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

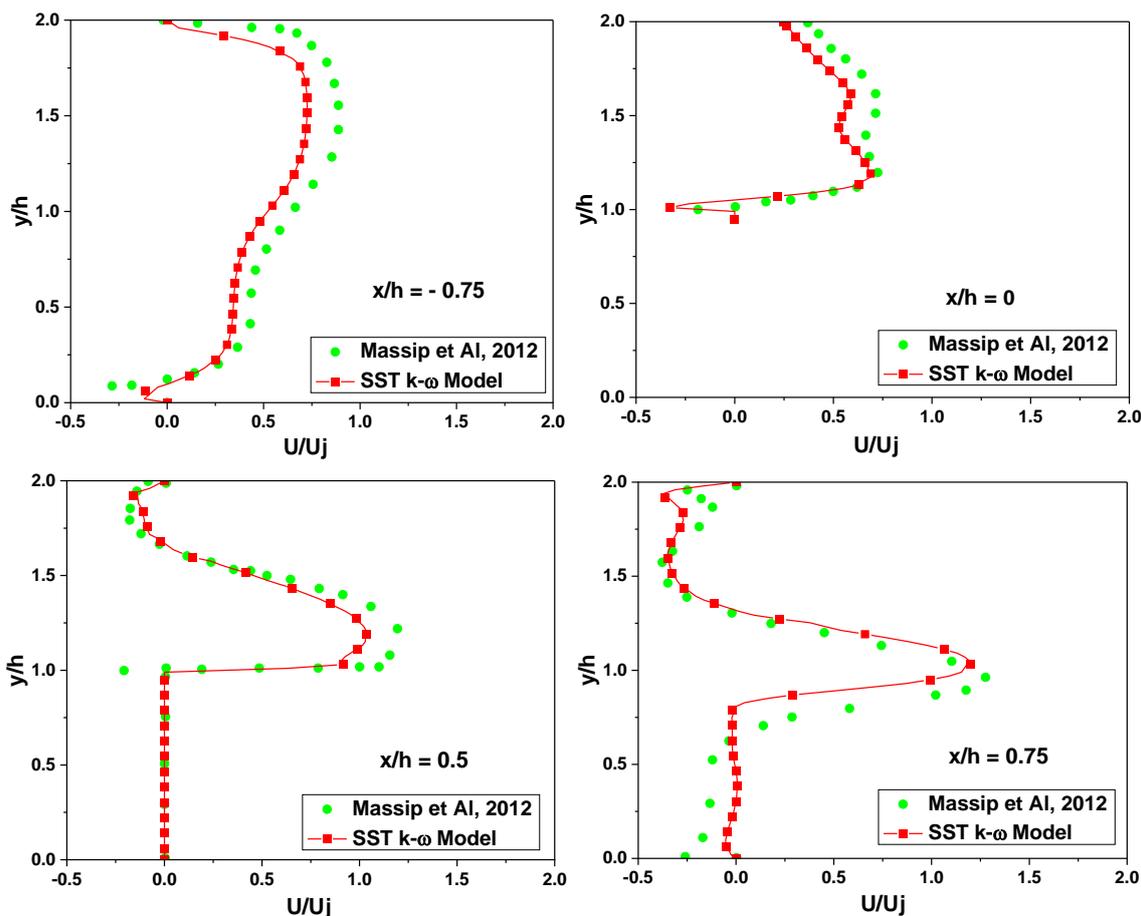


Figure III. 25: Comparaison entre les profils de vitesse adimensionnels ( $U/U_j$ ) et les données expérimentales à des positions axiales à  $z = 0$

La Figure III.26 illustre les contours des lignes de courant à  $z = 0$ , à travers l'utilisation d'une cartographie des couleurs de la magnitude de la vitesse. Cette étude élucide l'émergence de différents motifs d'écoulement de fluide qui dépendent de la géométrie spécifique du cube et du rapport de magnitude du nombre de Reynolds ( $Re_j/Re_H$ ).

Avec  $\alpha = Re_j/Re_H = 0.5$ , une séparation de l'écoulement conduit à la formation d'un vortex lié au sommet du cube. Cependant, la présence de bords chanfreinés et arrondis réduit la taille de ce vortex. Un vortex supérieur UHV émerge en raison de l'interaction entre l'écoulement transversal et l'écoulement du jet. Ce vortex supérieur est absent lors de l'utilisation de cubes chanfreinés et arrondis. De même, un vortex inférieur LHV est généré dans la partie inférieure de tous les cubes. Il provient de l'interaction entre l'écoulement transversal et la section inférieure de la face avant, positionnée près de la paroi inférieure du canal et en amont de la face avant.

Pour  $\alpha = Re_j/Re_H$  égal à 1, l'émergence d'une zone de recirculation dans la région de sillage résultant de la séparation de l'écoulement derrière le composant est l'une des caractéristiques de l'écoulement. Cette zone rejoint la paroi inférieure en aval de la face arrière. Pour toutes les situations de cube, la taille de ce vortex contraint augmente.

À  $\alpha = 1.5$ , les vortex identiques observés dans les scénarios précédents se manifestent avec des dimensions accrues dans les observations actuelles. De plus, l'utilisation de bords

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

arrondis et de surfaces chanfreinées entraîne un balayage plus important de l'écoulement du jet à travers les faces avant et arrière. Ce phénomène améliore l'efficacité de refroidissement, particulièrement notable dans le cas du cube arrondi.

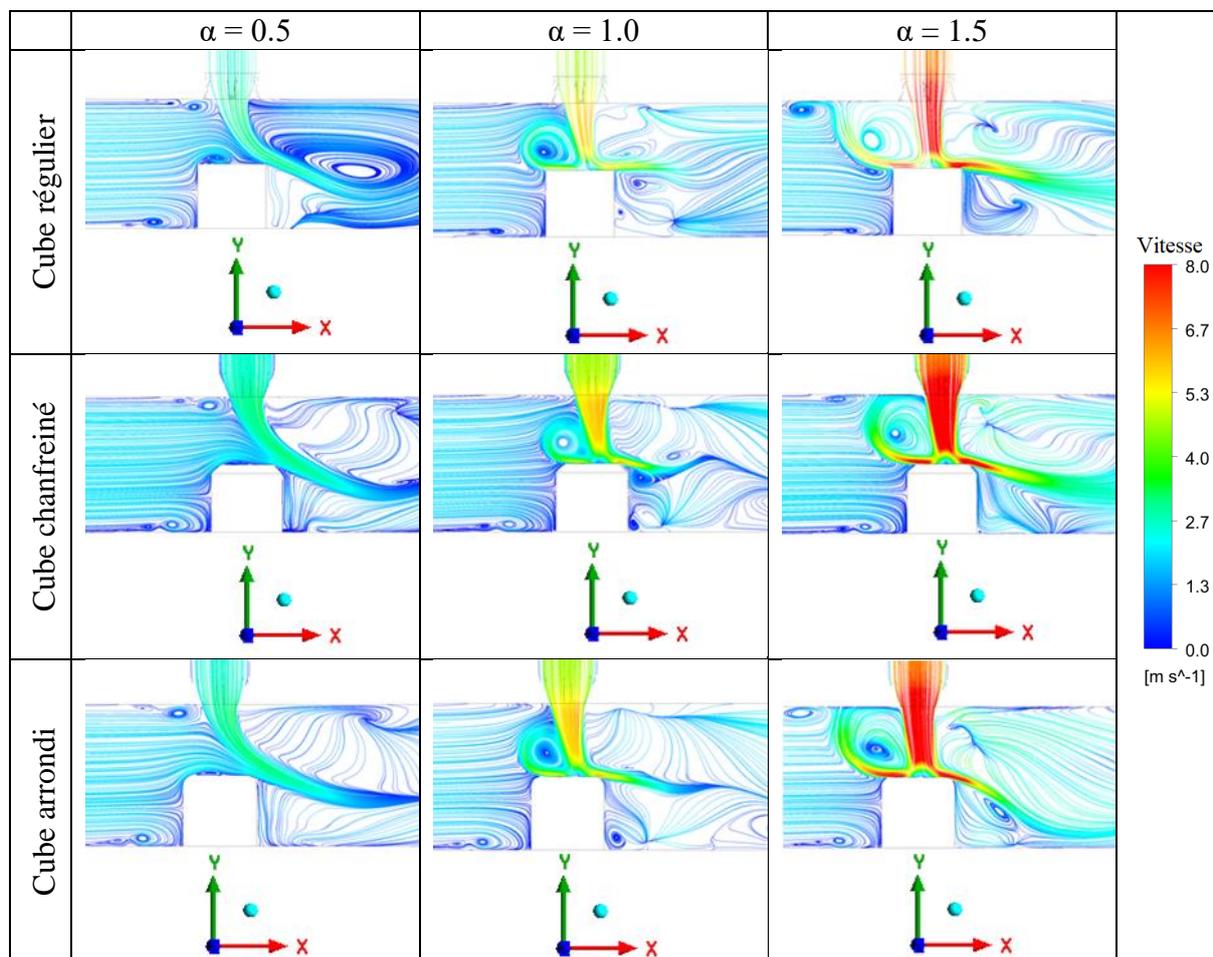


Figure III. 26: Lignes de courant visualisées à l'aide d'une cartographie des couleurs de la magnitude de la vitesse à  $z/h = 0$

### III.3.3.2 Calcul le nombre de Nusselt

Les distributions du nombre de Nusselt sur les faces du cube, lorsqu'elles sont dépliées et projetées sur un plan, sont représentées dans la Figure III.27. Il est évident que l'augmentation du rapport entre le jet d'impact et l'écoulement transversal entraîne une hausse claire du nombre de Nusselt pour toutes les géométries de cube.

Pour  $\alpha = 0.5$ , les contours du nombre de Nusselt semblent similaires dans les géométries de cube chanfreiné et arrondi. Cependant, on observe une amélioration notable de l'efficacité de refroidissement sur la face supérieure du cube régulier. Les faces avant et supérieure du cube présentent des valeurs élevées du nombre de Nusselt, indiquant un transfert de chaleur efficace. Cependant, il faut faire preuve de prudence car il existe des points chauds localisés sur les faces latérales et arrière, ce qui pourrait entraîner des contraintes thermiques et des dommages aux composants électroniques.

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

À  $\alpha = 1$ , la performance de refroidissement s'améliore, en particulier sur les faces supérieure, latérale et arrière du cube pour les trois géométries. Les cubes chanfreiné et arrondi montrent une augmentation significative du flux de chaleur sur la face supérieure, le cube chanfreiné bénéficiant davantage du vortex en fer à cheval supérieur UHV développé sur cette surface.

À  $\alpha = 1.5$ , les niveaux de nombre de Nusselt dépassent ceux à  $\alpha = 0.5$  et  $1.0$ , indiquant un transfert de chaleur amélioré sur toutes les faces du cube. De plus, les bords arrondis et chanfreinés contribuent à augmenter le flux de chaleur, le cube arrondi montrant un effet plus prononcé, ce qui se traduit par un refroidissement amélioré des composants électroniques. À partir de ces résultats, il existe une relation directe entre la géométrie du composant électronique et l'efficacité du flux de chaleur.

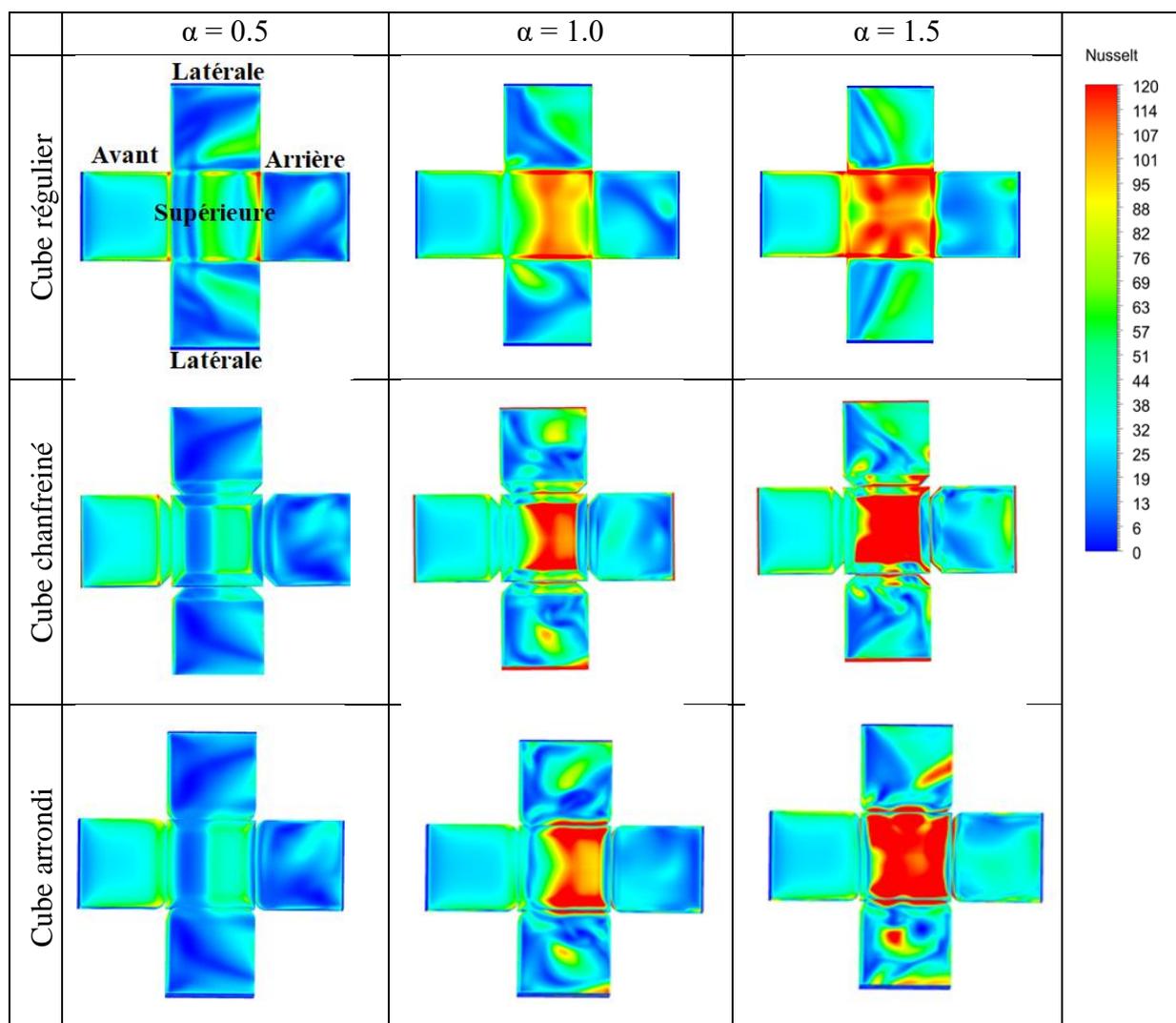


Figure III. 27: Contours de nombre de Nusselt sur les surfaces du composant électronique dans différentes géométries de cube

La Figure III.28 présente l'arrangement architectural tridimensionnel de neuf instances, représenté à l'aide de l'iso-surface du critère Q et différencié chromatiquement par la magnitude de la vitesse. À la valeur de  $\alpha = 0.5$ , les structures cohérentes présentent une ressemblance

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

remarquable parmi les trois configurations du cube. L'interaction entre le champ de vitesse transversal et le fluide émanant radialement du jet provoque la formation d'un vortex en fer à cheval supérieur (UHV) discernable. De plus, la magnitude du vortex UHV augmente de concert avec l'escalade du rapport des nombres de Reynolds. Un vortex LHV émerge à côté de la paroi inférieure du canal en raison de l'interaction entre l'écoulement transversal et la face avant du bloc, et s'étend plus en aval des deux côtés. Les résultats indiquent que les formes de cube chanfreiné et arrondi présentent des dimensions LHV comparables qui surpassent celles du cube régulier, facilitant ainsi un refroidissement optimal. De plus, lorsque  $\alpha = 1.5$ , une interférence significative est observée entre le vortex en fer à cheval supérieur et le vortex en fer à cheval inférieur (LHV).

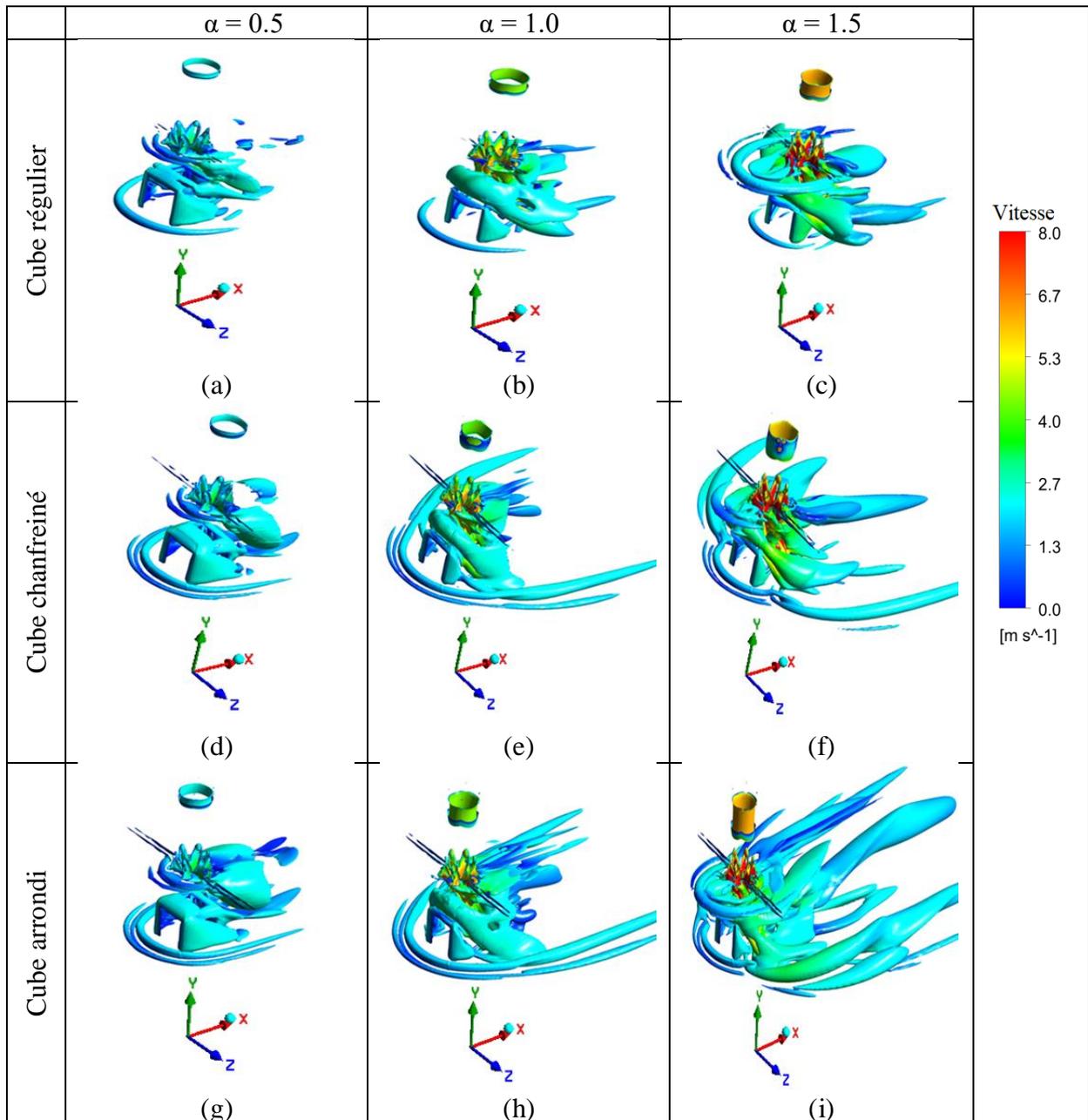


Figure III. 28: Formations verticales tridimensionnelles représentées par l'iso-surface du critère Q ( $Q = 10^{-2} \text{ s}^{-2}$ ), avec la coloration indiquant la magnitude de la vitesse

### CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

Figure III.29 montre la relation entre le nombre de Nusselt moyen et le ratio des nombres de Reynolds ( $\alpha$ ). Les résultats révèlent une corrélation positive entre les ratios du nombre de Nusselt moyen et du nombre de Reynolds dans diverses configurations de cube, indiquant un transfert de chaleur amélioré avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Chaque configuration étudiée représente des corrélations positives parfaites, et les coefficients de corrélation approchent la valeur 1. Présentés dans le tableau III.5 comme suit :

Tableau III. 5: Analyse de corrélation du nombre moyen de Nusselt par rapport aux ratios des nombres de Reynolds pour différentes configurations de cubes

Configurations	Coefficients de corrélation	Nu corrélation
Cube régulier	0.99918974	$Nu = 21,5 \alpha + 19$
Cube chanfreiné	0.980608572	$Nu = 26 \alpha + 14$
Cube arrondi	0.999260081	$Nu = 30 \alpha + 9.333333$

Il semble que la corrélation entre le nombre moyen de Nusselt et le rapport du nombre de Reynolds ( $\alpha$ ) soit positive, ce qui semble être la relation correcte. À mesure que le rapport du nombre de Reynolds ( $\alpha$ ) augmente, le nombre moyen de Nusselt augmente, ce qui signifie qu'ils ont tendance à évoluer dans la même direction, et on peut voir d'après les résultats ci-dessus que la relation est linéaire. Plusieurs corrélations du nombre de Nusselt en fonction du ratio du nombre de Reynolds ( $\alpha$ ) sont présentées dans le tableau III.5. Il existe une relation significative et forte entre le nombre moyen de Nusselt et le ratio du nombre de Reynolds  $\alpha$ .

A partir de la Figure III.29, pour  $\alpha = 0.5$ , les cubes avec des bords arrondis et des coins chanfreinés montrent une diminution de l'efficacité de refroidissement. Cependant, parmi les configurations de cubes examinées, le cube régulier présente une efficacité de refroidissement supérieure, avec un nombre de Nusselt de 28.

À  $\alpha = 1.0$ , seul le cube chanfreiné présente une amélioration de l'efficacité de refroidissement, atteignant un nombre de Nusselt moyen de 43, une augmentation de 4,7% par rapport au cube régulier.

Avec  $\alpha = 1.5$ , le cube arrondi à la meilleure performance de refroidissement, avec un nombre de Nusselt de 53, dépassant le cube régulier de plus de 3,7%.

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

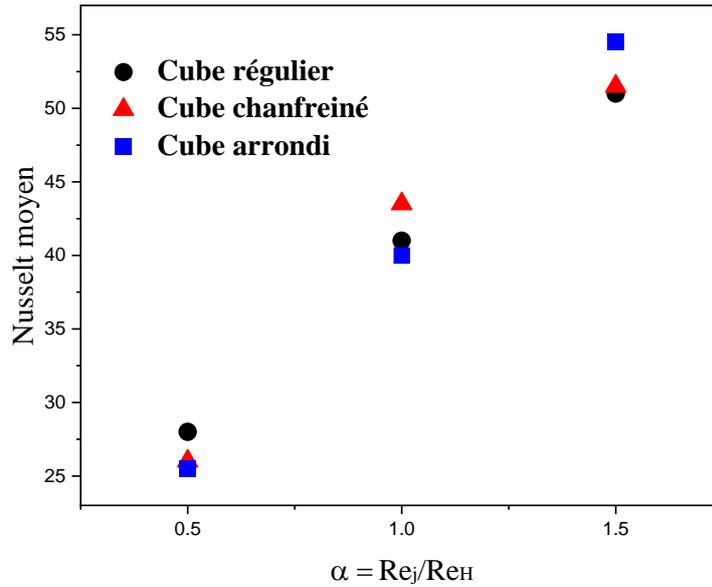


Figure III. 29: Nombre de Nusselt moyen correspondant à différents ratios de nombres de Reynolds

### III.3.4 Comparaison entre le diffuseur lobé et circulaire

Une comparaison entre le jet lobé utilisé dans la présente étude et le jet circulaire résultant de l'investigation numérique réalisée par Bedrouni et Khelil [62] est présentée dans la Figure III.30. L'analyse se concentre sur un cube avec des bords arrondis de  $R = 2$  mm, examinant le nombre moyen de Nusselt en fonction des ratios de nombres de Reynolds.

Pour  $\alpha = 0.5$ , le nombre moyen de Nusselt reste similaire pour les jets circulaire et lobé, indiquant une performance de transfert de chaleur comparable. Lorsque  $\alpha = 1.0$ , les motifs de jet lobé démontrent une légère amélioration du flux de chaleur par rapport au jet circulaire, avec un nombre moyen de Nusselt de 40, représentant une amélioration de 5% par rapport au jet circulaire. Cependant, pour  $\alpha = 1.5$ , le diffuseur lobé montre une performance de refroidissement supérieure, exhibant un nombre de Nusselt de 53. Cette valeur est de plus de 15% plus élevée que celle du jet circulaire, indiquant une amélioration significative de l'efficacité de transfert de chaleur pour la configuration à lobes par rapport à la configuration circulaire.

## CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE

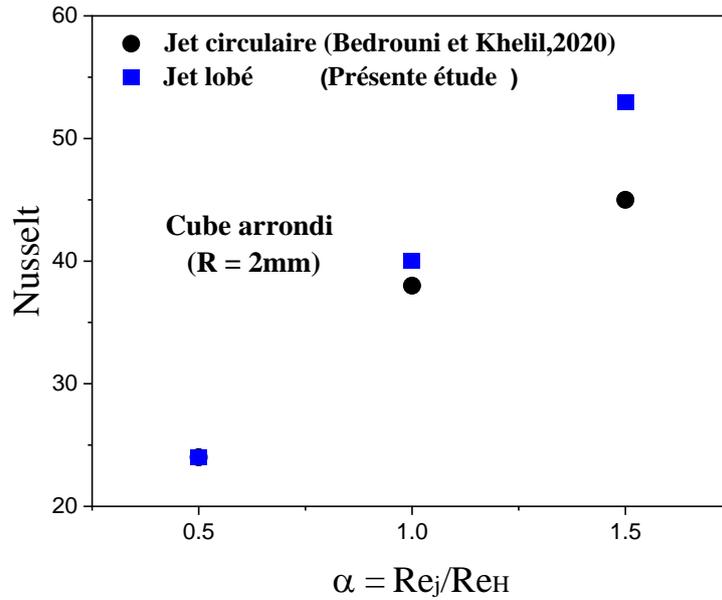


Figure III. 30: Comparaison entre le jet lobé étudié dans la présente étude et le jet circulaire étudié par Bedrouni et Khelil [62]. Le nombre moyen de Nusselt en fonction des ratios de nombres de Reynolds

### III.3.5 Conclusion

Cette étude a examiné les effets résultant des modifications de la géométrie du diffuseur à jet et des ajustements subtils apportés à la face supérieure du cube, comprenant des caractéristiques telles que des bords arrondis et des coins chanfreinés, sur l'efficacité du refroidissement des composants électroniques. Plusieurs corrélations du nombre de Nusselt en fonction du ratio de nombre de Reynolds ( $\alpha$ ) sont présentées. Il existe une relation significative entre le nombre moyen de Nusselt et le ratio de nombre de Reynolds  $\alpha$ , car la pente est très forte pour la configuration du cube arrondi.

Dans toutes les géométries de cube, une augmentation du ratio de Reynolds du jet impactant par rapport au flux transversal a entraîné une amélioration du flux thermique. Cependant, à  $\alpha = 0,5$ , les cubes avec des bords arrondis et des coins chanfreinés présentaient une efficacité de refroidissement inférieure par rapport au cube régulier. Ainsi, il est recommandé de privilégier l'utilisation de cube régulier pour améliorer l'efficacité du refroidissement dans ce cas.

À  $\alpha = 1,0$ , l'efficacité de refroidissement a été améliorée exclusivement dans le cas du cube chanfreiné, dépassant les autres conceptions de cube avec un nombre moyen de Nusselt montrant une augmentation de 4,7% par rapport au cube régulier. De plus, les configurations de jet lobé ont démontré une légère amélioration du flux thermique par rapport au jet circulaire, avec un nombre moyen de Nusselt reflétant une amélioration de 5%.

De plus, à  $\alpha = 1,5$ , le cube arrondi a montré une performance de refroidissement supérieure, dépassant le cube régulier de plus de 3,7% en fonction du nombre de Nusselt. Notamment, le diffuseur lobé a présenté une efficacité de refroidissement exceptionnelle, avec

### **CHAPITRE III : ETUDE NUMERIQUE**

un nombre de Nusselt de 53, dépassant le jet circulaire de plus de 15%. Cette amélioration significative souligne l'efficacité de la configuration à lobes pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur.

En conclusion, ces résultats fournissent des informations précieuses sur les effets des modifications de la géométrie du diffuseur et des configurations de cube sur l'efficacité du refroidissement des composants électroniques. Ils permettent de prendre des décisions éclairées pour optimiser les stratégies de refroidissement, offrant des améliorations potentielles dans le refroidissement des composants électroniques.

**CHAPITRE VI :**  
**ETUDE EXPERIMENTAL**

### VI.1 Introduction

Ce chapitre se focalise sur une étude expérimentale visant à analyser les impacts résultant des modifications apportées à la structure du diffuseur de jet sur le chauffage du composant cubique. Au cours de cette phase de recherche, le composant cubique est exposé à un écoulement transversal et à un écoulement perpendiculaire du jet impactant. Trois variantes distinctes de la structure du diffuseur ont été examinées, à savoir les configurations circulaire, lobée et tourbillonnaire. L'accent principal a été mis sur l'amélioration de l'efficacité du chauffage du composant, en évaluant l'influence de chaque modification apportée à la configuration du diffuseur sur les propriétés thermiques du système.

### VI.2 Configuration expérimentale et procédures de diagnostic

Cette expérience est menée dans les installations de soufflerie situées à l'École Nationale d'Ingénieurs de Sfax, en Tunisie (comme illustré dans la Figure VI.1). Elle vise à examiner et à comprendre les répercussions dynamiques et thermiques résultant des modifications apportées à la forme du diffuseur d'air. Plus précisément, l'objectif est de comprendre comment ces modifications affectent le chauffage du composant cubique lorsqu'il est soumis à un écoulement transversal et à l'impact puissant du jet.



Figure VI. 1: Soufflerie aérodynamique située dans le laboratoire LASEM

Dans cette étude expérimentale, la configuration illustrée dans la Figure VI.2 est utilisée. Un composant cubique est soumis à la fois à un écoulement transversal et à un écoulement vertical provenant d'un jet d'impact. L'écoulement transversal comprend quatre vitesses différentes ( $U_H$ ) variant avec la fréquence ( $F$ ), les fréquences plus élevées correspondant à une vitesse d'écoulement transversal accrue tout en maintenant une température d'air externe constante ( $T_{amb} = 22 \text{ °C}$ ). L'écoulement vertical du jet d'impact est généré par un dispositif de

## CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL

soufflerie d'air chaud, similaire à un sèche-cheveux, avec la température à la sortie du diffuseur ( $T_{max}$ ) réglée à 77 °C.

Trois configurations distinctes du diffuseur sont examinées : circulaire, lobée et tourbillonnante. L'objectif central de l'étude est d'améliorer l'efficacité de chauffage du composant en évaluant l'impact de chaque modification de la configuration du diffuseur sur les propriétés thermiques du système.

Les mesures expérimentales impliquent le suivi des variations de la vitesse d'entrée dans le canal (écoulement transversal) à l'aide d'un anémomètre AM4204, comme illustré dans la Figure VI.7. De plus, la température de la face supérieure du cube est mesurée sur les plans X et Z, avec  $Y = 15$  cm (hauteur du cube), en utilisant un thermocouple numérique NI-T UT320A (Figure VI.8). La pression de sortie du système est maintenue à une valeur de 101325 Pa.

Il est supposé dans l'étude que les parois sont lisses, avec une température uniforme égale à la température du fluide ambiant (22 °C).

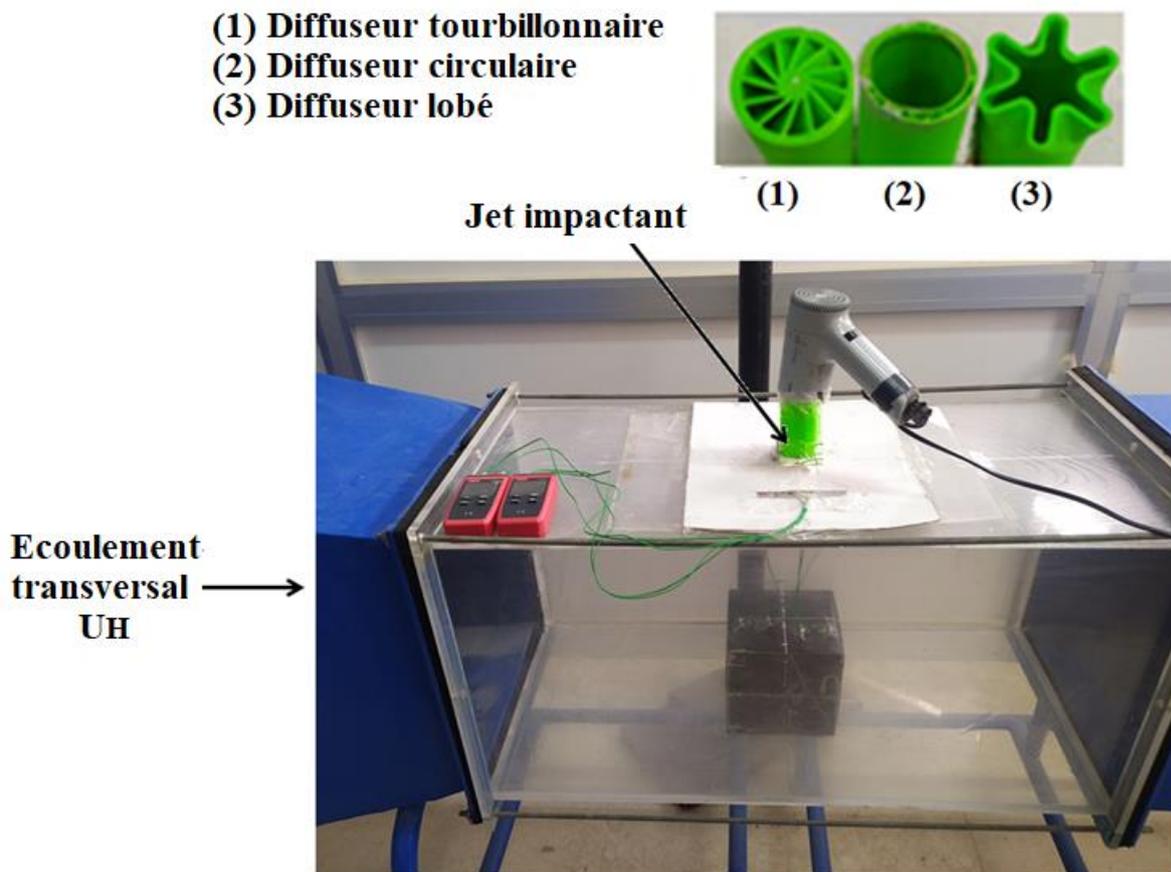


Figure VI. 2: Configuration expérimentale et diagnostics

Le diagramme présenté dans la Figure VI.3 offre un aperçu schématique de la configuration expérimentale, qui comprend un canal rectangulaire avec des dimensions de 77 cm  $\times$  38 cm  $\times$  38 cm. Positionné au niveau supérieur du canal, le diffuseur dirige le flux d'air chaud vers le bas. Trois configurations distinctes du diffuseur ont été étudiées, comprenant des

## CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL

arrangements circulaires, lobés et tourbillonnants. Situé au milieu du canal, un composant cubique mesurant 15 cm × 15 cm × 15 cm a agi comme un obstacle à l'écoulement transversal.

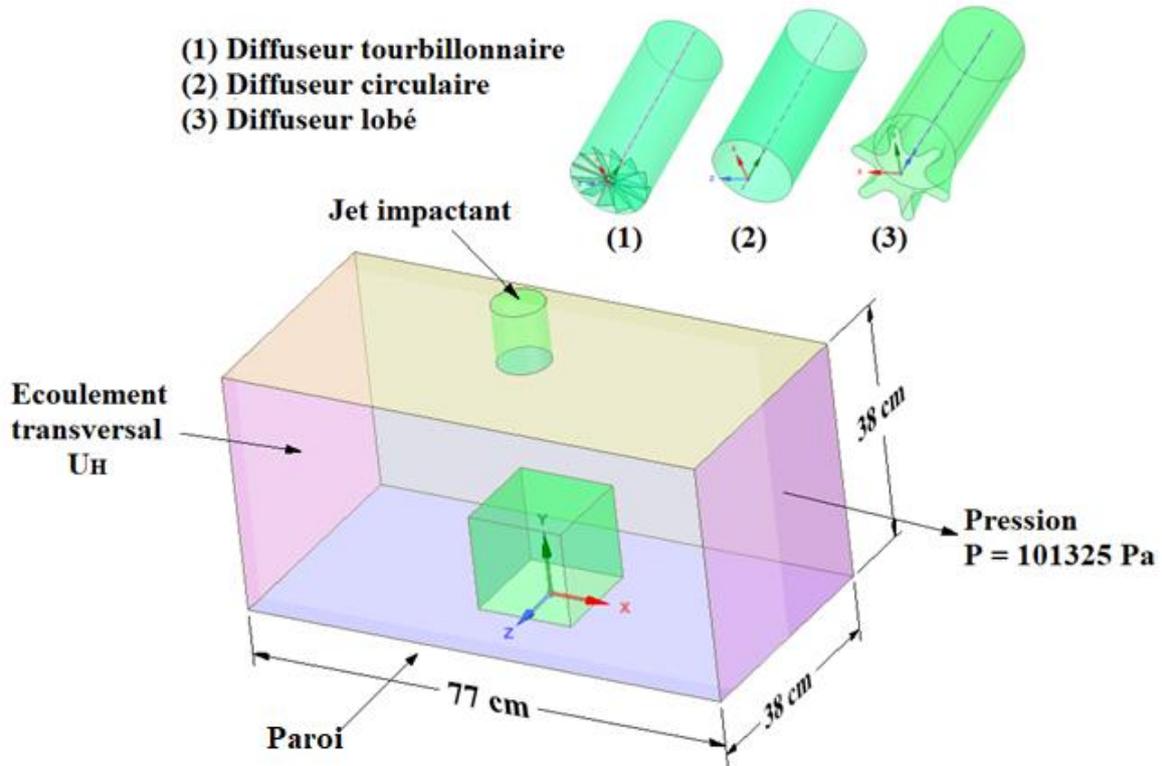


Figure VI. 3: Représentation schématique de la configuration expérimentale

La Figure VI.4 représente l'arrangement géométrique du diffuseur à tourbillonnement utilisé dans cette étude. Le diffuseur se compose d'un tube circulaire avec un diamètre ( $D$ ) de 40 mm et une longueur de 10 cm. Elle est équipée de douze ailettes inclinées à un angle de 60 degrés par rapport à l'axe central.

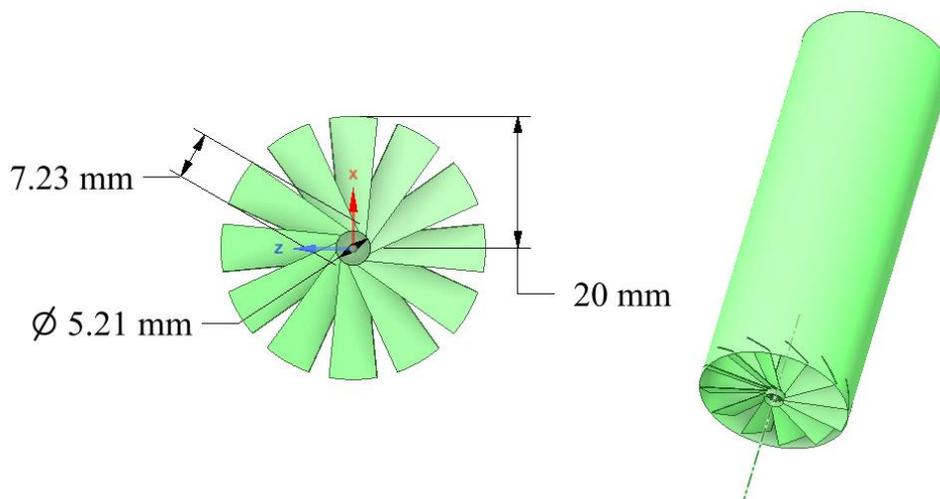


Figure VI. 4: Géométrie du diffuseur à tourbillonnement

## CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL

Figure VI.5 présente la configuration géométrique des diffuseurs circulaires utilisés dans la configuration expérimentale actuelle. Le diffuseur est composé d'un tube circulaire avec un diamètre de 40 mm et une longueur de 10 cm.

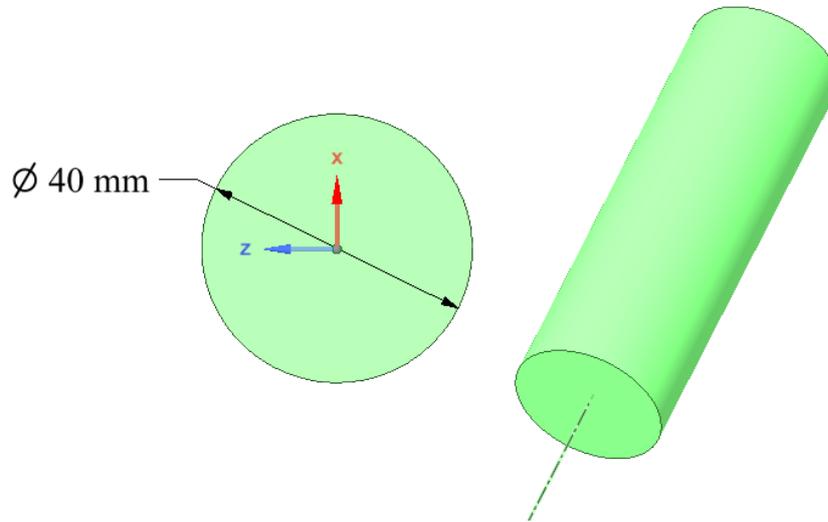


Figure VI. 5: Géométrie du diffuseur circulaire

La Figure VI.6 illustre la structure géométrique des diffuseurs à lobes étudiés dans cette étude. Le diffuseur se compose d'un tube circulaire avec un diamètre ( $D$ ) de 40 mm, présentant une configuration en forme de marguerite distinctive à sa sortie. Au niveau du plan de sortie, six lobes sont disposés à un angle, chacun présentant des côtés parallèles. Les angles de pénétration intérieur et extérieur sont indiqués par  $\theta_{in} = 22^\circ$  et  $\theta_{out} = 14^\circ$  respectivement.

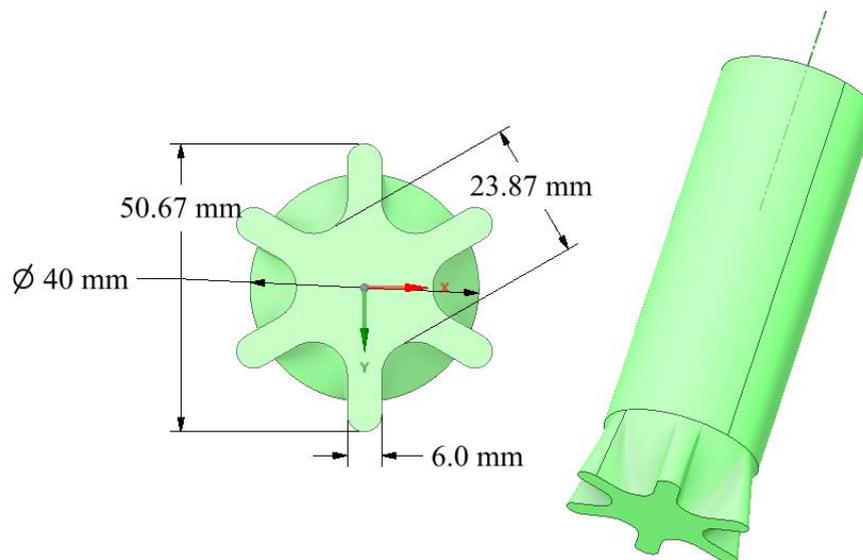


Figure VI. 6: Géométrie du diffuseur à jet lobé

## CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL

### VI.2.1 Méthode de calcul de la vitesse d'entrée

L'anémomètre AM4204 (Figure VI.7), spécifiquement conçu pour mesurer la vitesse de l'air, fournit une solution précise pour évaluer la dynamique du mouvement de l'air. Pour effectuer une mesure de la vitesse d'entrée dans un canal carré, un processus systématique peut être suivi :

- Préparation de l'anémomètre : Avant toute mesure, il est impératif de s'assurer que l'anémomètre est en parfait état de fonctionnement et que sa batterie est suffisamment chargée, garantissant ainsi des résultats fiables.
- Sélection de l'emplacement de mesure : L'emplacement de mesure est crucial. Nous positionnons l'anémomètre à l'entrée d'un canal carré pour capturer directement le flux d'air en cours d'évaluation.
- Activation de l'appareil : L'anémomètre est activé en appuyant sur un bouton d'alimentation, ce qui lance le processus de mesure.
- Sélection de l'unité de mesure : Pour personnaliser les résultats selon nos besoins, nous choisissons l'unité de mesure appropriée parmi celles proposées par l'anémomètre, telles que les mètres par seconde, les kilomètres par heure, etc.
- Orientation de l'anémomètre : L'orientation correcte de l'anémomètre est cruciale pour une mesure précise. Nous plaçons l'anémomètre de manière à ce que son axe de mesure soit perpendiculaire au flux d'air, assurant ainsi une évaluation précise de la vitesse.
- Exécution de la mesure : Maintenir la stabilité de l'anémomètre est essentiel. Attendre que la lecture se stabilise garantit des données cohérentes et précises.
- Enregistrement des résultats : Nous notons la vitesse d'entrée mesurée, qui est clairement affichée sur l'écran de l'anémomètre.



Figure VI. 7: Anémomètre AM4204

## CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL

Les caractéristiques détaillées de l'anémomètre utilisé sont résumées dans le Tableau VI.1:

Tableau VI. 1: Caractéristiques de l'anémomètre

Description	Anémomètre type AM 4204
Fabricant	Lutron
Type de sonde	Télescopique
Paramètres de mesures	Vitesse de l'air, Température, débit gaz
Résolution	Vitesse de l'air 0,1 m.s <sup>-1</sup> Température de 0,1 °C
Précision	Vitesse de l'air 5 % Température ±0,8 °C
Gamme de mesure	Vitesse de 0 à 20 m.s <sup>-1</sup> Température de -20 °C à +70 °C

### VI.2.2. Méthode de calcul de la température

Le thermocouple numérique UT320A (Figure VI.8) est un thermomètre sophistiqué qui utilise un capteur spécialisé pour mesurer la température. Avant de procéder à la mesure, il est essentiel de préparer correctement le thermocouple. Cela implique de vérifier que le thermocouple est correctement connecté à la sonde et inséré dans les points spécifiés (1, 2, 3 et 4 sur les plans X et Z) situés sur la face supérieure du cube (voir Figure VI.9).

Une fois que le thermocouple est prêt, nous suivons ces étapes pour mesurer précisément la température :

- Connectez la sonde du thermocouple aux points spécifiés (1, 2, 3 et 4 sur les plans X et Z) situés sur la face supérieure du cube.
- Allumez le thermomètre en appuyant sur le bouton d'alimentation.
- Sélectionnez l'unité de mesure souhaitée (degrés Celsius).
- Appuyez sur le bouton de mesure pour initier le processus de lecture de la température.



Figure VI. 8: Thermocouple numérique NI-T UT320A

### VI.3 Résultats et discussion

Voici les points spécifiés (1, 2, 3 et 4 sur les plans X et Z), situés sur la face supérieure du cube :

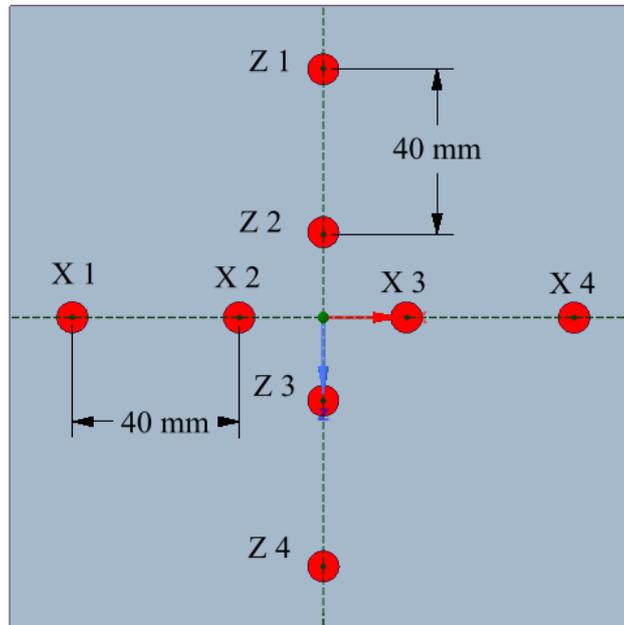


Figure VI. 9: Emplacements des points axiaux et radiaux sur la face supérieure du cube

#### VI.3.1 Calcul des profils de température

##### VI.3.1.1 Selon l'axe Z

La Figure VI.10 affiche graphiquement les profils de température à différents points le long de l'axe Z. La Figure VI.9 identifie les différentes stations de mesure, telles que Z1, Z2, Z3 et Z4.

La température atteint son maximum au point 3 (point de stagnation), à partir duquel elle commence à diminuer pour le jet lobé et circulaire. Pour un jet de tourbillon, la température varie. En ce qui concerne les différentes configurations de diffuseurs, des différences de température importantes sont observées.

À la fréquence  $F = 0$  Hz, la vitesse du canal est nulle ( $U_H = 0$  m/s), car il n'y a pas d'écoulement transversal. De plus, le diffuseur à lobes présente la température la plus élevée parmi les autres diffuseurs. Les températures des diffuseurs circulaire et tourbillonnaire sont approximativement similaires, avec une légère augmentation pour le jet circulaire.

À  $F = 2$  Hz, la vitesse de l'écoulement transversal est relativement faible ( $U_H = 0.1$  m/s), ce qui entraîne une diminution lente de la température du cube. La température des diffuseurs lobé et circulaire est presque la même, tandis que le diffuseur à tourbillon a la température la plus basse.

## CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL

Pour des fréquences plus élevées, à  $F = 4$  Hz, l'écoulement transversal est plus intense ( $U_H = 0.3$  m/s), ce qui entraîne une chute de température plus rapide. À  $F = 6$  Hz, l'écoulement transversal atteint un maximum ( $U_H = 0.4$  m/s), provoquant une chute de température très rapide du cube. En fait, la température atteint finalement la température ambiante ( $22^\circ\text{C}$ ), indiquant que le jet d'impact n'atteint pas la face supérieure du cube car il est entraîné par l'écoulement transversal et dévié en aval du cube. Cependant, une légère augmentation de la température a été observée pour le diffuseur circulaire par rapport au diffuseur à lobes. Le diffuseur à tourbillon maintient la température la plus basse.

Ces résultats mettent en évidence l'influence significative de la fréquence de la vitesse de l'écoulement transversal ( $U_H$ ) et de la configuration du diffuseur sur les changements de température observés du composant, fournissant des informations importantes sur les performances thermiques dans ces conditions expérimentales spécifiques.

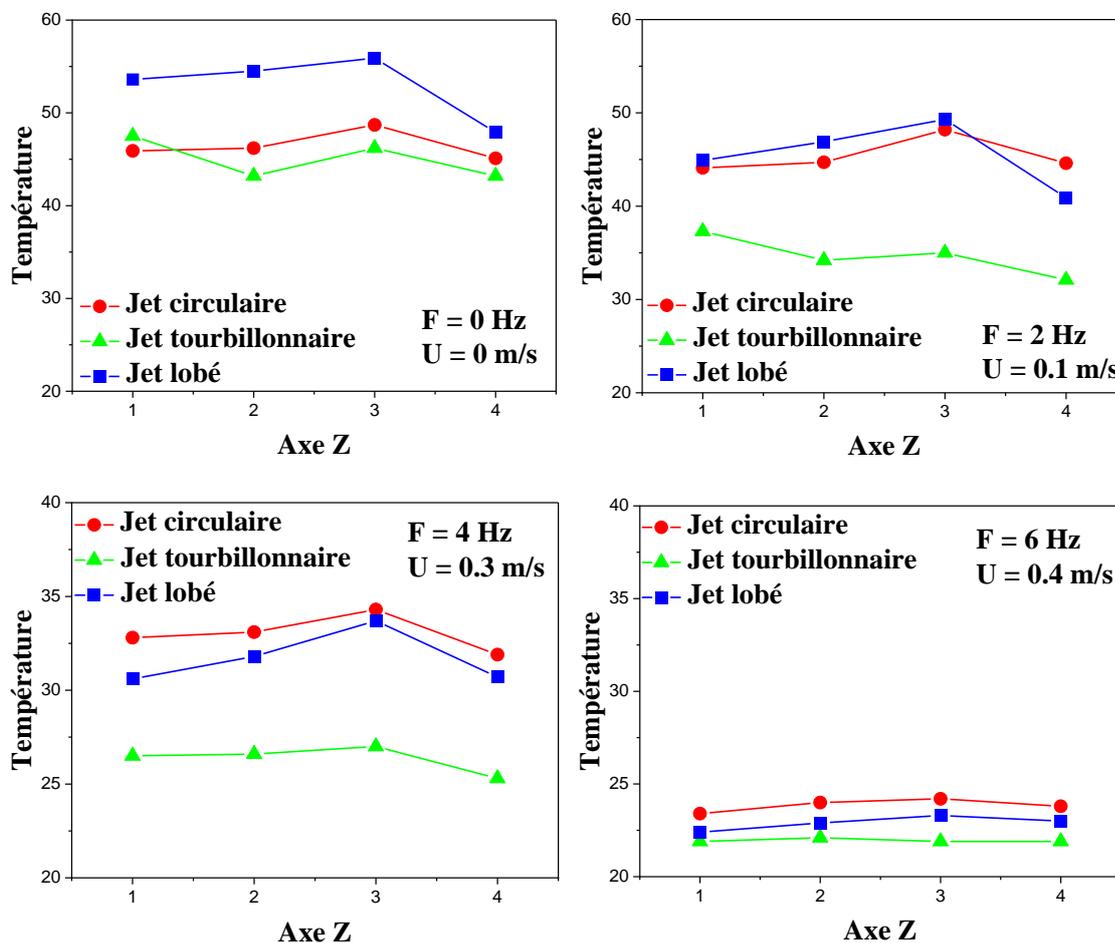


Figure VI. 10: Profils de température en fonction des fréquences de vitesse et de la configuration du diffuseur, observés à des points variables le long de l'axe Z

### VI.3.1.2 Selon l'axe X

La Figure VI.11 présente les profils de température à différents points le long de l'axe X, comme illustré dans la Figure VI.9, avec des stations de mesure désignées X1, X2, X3 et X4. De manière similaire aux observations dans le plan Z, une diminution de la température est

## CHAPITRE VI : ETUDE EXPERIMENTAL

observée avec une augmentation de la fréquence de la vitesse ( $U_H$ ) de l'écoulement transversal pour toutes les configurations de diffuseurs.

Aux fréquences  $F = 0, 2$  et  $6$  Hz, le diffuseur à lobes se distingue en affichant la température la plus élevée parmi les diffuseurs. Cependant, à la fréquence  $F = 4$  Hz, la température du diffuseur à lobes devient presque identique à celle du diffuseur circulaire.

En ce qui concerne le diffuseur à tourbillon, sa température est presque identique à celle du diffuseur circulaire aux fréquences  $F = 0$  et  $6$  Hz. En revanche, à la fréquence  $F = 4$  Hz, le diffuseur à tourbillon présente la température la plus basse parmi les diffuseurs.

En résumé, ces observations mettent en évidence que le diffuseur à lobes s'avère être le choix optimal pour le chauffage parmi les configurations de diffuseurs étudiées, soulignant son efficacité supérieure dans ces conditions expérimentales spécifiques.

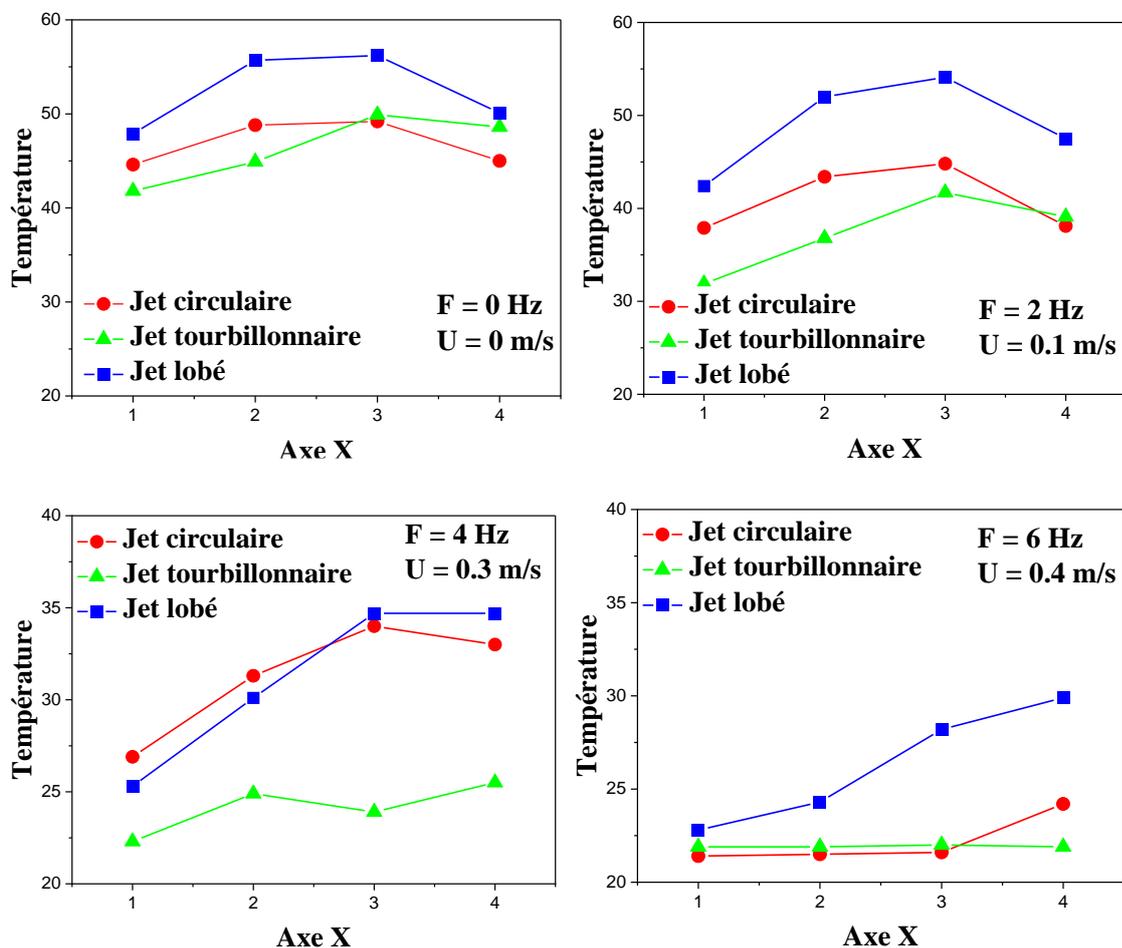


Figure VI. 11: Profils de température en fonction des fréquences de vitesse et de la configuration du diffuseur, observés à des points variables le long de l'axe X

### VI.4 Conclusion

L'impact de la modification de la géométrie du diffuseur de jet sur l'efficacité de chauffage d'un composant cubique exposé à un écoulement transversal et à un jet d'impact a été étudié expérimentalement à l'aide de la soufflerie située à l'École Nationale d'Ingénieurs de Sfax, en Tunisie.

Ces résultats expérimentaux ont mis en évidence l'influence significative de la vitesse de l'écoulement transversal ( $U_H$ ) et des configurations de diffuseurs sur les variations de la température du composant cubique. Cela fournit des informations cruciales pour comprendre les performances thermiques dans des conditions expérimentales spécifiques et offre des informations précieuses pour améliorer le chauffage du composant. Il est essentiel de souligner qu'une augmentation de la vitesse de l'écoulement transversal ( $U_H$ ) entraîne une diminution rapide de la température du cube, en particulier à des vitesses élevées, où la température du cube se rapproche de celle du fluide environnant. Ceci est attribué au fait que le flux chaud émis par le jet d'impact se dévie vers l'écoulement transversal, n'atteignant donc pas la face supérieure du cube.

À travers une comparaison des résultats obtenus, il a été confirmé que le diffuseur à lobes émerge comme le choix optimal pour le chauffage des composants cubiques parmi toutes les configurations de diffuseurs étudiées, à travers toutes les différentes vitesses d'écoulement transversal.

# **CONCLUSION GENERALE**

## CONCLUSION GENERALE

### Conclusion générale

En conclusion, cette thèse a approfondi l'étude des aspects dynamiques et thermiques liés à la modification de la forme du diffuseur de jet d'air et son impact sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques. À travers des simulations numériques et une étude expérimentale, nous avons cherché à comprendre les mécanismes physiques et thermiques à ce processus complexe.

Dans la première partie de cette thèse, l'impact des modifications de la géométrie du diffuseur de jet sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques soumis à un écoulement transversal et à un jet impactant a été étudié à l'aide d'une simulation numérique. Les résultats ont montré que le modèle de turbulence  $k-\omega$  SST utilisé dans cette recherche prédisait de manière raisonnable les vitesses moyennes dans la direction du flux par rapport aux données expérimentales. L'augmentation des rapports de Reynolds a été observée comme améliorant le transfert de chaleur pour toutes les géométries de diffuseur, tandis que les caractéristiques d'écoulement et les structures cohérentes développées près des composants avaient un impact significatif sur le transfert de chaleur. En ce qui concerne le rapport  $\alpha = 0.5$ , le jet impactant n'atteignait pas la face supérieure du cube, car il était entraîné par l'écoulement transversal, créant ainsi une zone de recirculation juste derrière le cube. Pour des rapports de Reynolds plus élevés,  $\alpha = 1.0$  et  $1.5$ , le transfert de chaleur était amélioré sur toutes les faces du cube. Le diffuseur tourbillonnaire a montré une légère amélioration du transfert de chaleur de 7,2% et 3,2% pour les rapports de Reynolds  $\alpha = 0.5$  et  $\alpha = 1.5$ , respectivement. L'utilisation d'un diffuseur lobé a conduit à une amélioration substantielle de l'efficacité de refroidissement pour tous les rapports de Reynolds, avec des améliorations de plus de 13,8% pour  $\alpha = 0.5$ , 7,3% pour  $\alpha = 1.0$ , et 16,3% pour  $\alpha = 1.5$  par rapport au diffuseur circulaire. En conclusion, le jet lobé s'est avéré être le plus efficace en termes d'efficacité de refroidissement pour les composants électroniques.

La deuxième partie de la thèse a examiné les effets des modifications de la géométrie du diffuseur de jet et des ajustements subtils apportés à la face supérieure du cube sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques. Plusieurs corrélations du nombre de Nusselt en fonction du rapport de nombre de Reynolds ( $\alpha$ ) ont été présentées. Il existe une relation significative entre le nombre moyen de Nusselt et le rapport de nombre de Reynolds  $\alpha$ , avec des améliorations notables de l'efficacité thermique observées. À  $\alpha = 0.5$ , les cubes avec des bords arrondis et des coins chanfreinés ont montré une efficacité de refroidissement inférieure par rapport au cube régulier. Cependant, à  $\alpha = 1.0$ , le cube chanfreiné a montré une amélioration exclusive de l'efficacité de refroidissement, dépassant les autres conceptions de cube. À  $\alpha = 1.5$ , le cube arrondi a présenté une performance de refroidissement supérieure, dépassant les cubes régulier et chanfreiné, avec le diffuseur lobé démontrant une efficacité exceptionnelle, dépassant le jet circulaire de plus de 15%. Ces résultats fournissent des informations précieuses sur les effets des modifications de la géométrie du diffuseur et des configurations de cube sur l'efficacité du refroidissement des composants électroniques, permettant des décisions éclairées pour optimiser les stratégies de refroidissement.

## CONCLUSION GENERALE

La troisième partie de la thèse a présenté une étude expérimentale au laboratoire LASEM, analysant les effets dynamiques et thermiques découlant des modifications apportées à la forme du diffuseur d'air sur le chauffage d'un composant cubique exposé simultanément à un écoulement transversal et à un jet impactant. Les résultats soulignent l'influence significative de la vitesse de l'écoulement transversal et de la configuration du diffuseur sur le chauffage du composant. Le diffuseur lobé s'est distingué comme le choix optimal pour le chauffage du composant, confirmant ainsi les conclusions des parties précédentes de la thèse.

En résumé, cette thèse offre des contributions significatives à la compréhension des mécanismes impliqués dans le refroidissement des composants électroniques. Les résultats des simulations numériques et des expériences menées fournissent des informations précieuses pour optimiser les stratégies de refroidissement dans des conditions spécifiques d'écoulement, ouvrant la voie à des améliorations potentielles dans le refroidissement des composants électroniques.

## TRAVAUX SCIENTIFIQUES

### Publications internationales:

1- **A. Fellague Chebra**, M. Braikia, A. Khelil, M. Bedrouni, D. Zied, 'Numerical study of turbulent flows around a cubic obstacle blown from a variable geometry jets diffuser', Journal Applied and Computational Mechanics, <https://doi.org/10.24132/acm.2024.837>.

2- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Braikia, M. Bedrouni, 'Comparative analysis of modified jet diffuser geometry for evaluating the impact of rounded edges and chamfered design on cooling efficiency of electronic components in cross flow and impinging jet', Journal of Thermal Engineering, , 2023.

### Communications internationales:

1- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Bedrouni, M. Braikia, 'Etude numérique d'un écoulement turbulent autour d'un obstacle à géométries variables soumis à un écoulement transversal et d'un jet impactant soufflé d'un système de plusieurs diffuseurs' International Conference on Energy and Material Sciences (EMS'2022), 16-17, 2022, University of Skikda-Algeria.

2- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Braikia, M. Bedrouni, 'Enhancing Electronic Component Cooling Via Examination Of Altered Upper Corner Geometry', Second Arab Conference on Mechanics and Engineering (ARCME'23), 10-12 December, 2023, University of Biskra-Algeria.

### Communications nationales:

1- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Braikia, 'Etude numérique d'un écoulement turbulent autour d'un obstacle', The Second Doctoral Symposium on Technology: Process, Mechanical and Electrical Engineering DST'02-2022, 26- 27 October 2022, Université de Chlef.

2- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Bedrouni, M. Braikia, 'A comparative study of turbulent flow around an obstacle blown by a variable geometry diffuser', The six student's symposium on engineering application of mechanics (SSEAM'6-2022), 2022/11/30, Université de Chlef.

3- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Bedrouni, 'Numerical analysis of the effects of fin angle on flow and heat transfer characteristics for cooling an electronic component', The first national conference in Materials Science and Engineering (NCMSE'1\_2022), 2022/11/27, Université de Khemis Miliana.

4- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, 'Amélioration du refroidissement des composants électroniques grâce à l'analyse de la géométrie des coins supérieurs modifiés', Conférence Nationale en ingénierie (CNI-2023), 05-06 Décembre 2023, Université Ibn Khaldoun de Tiaret.

5- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Braikia, 'Numerical study of the thermal behavior of a cubic-shaped obstacle impacted by both a perpendicular jet and a variable geometry

## TRAVAUX SCIENTIFIQUES

transverse jet', The First National Conference Of Materials Sciences And Renewable Energy CMSRE23, November 22-23, 2023, Université de Relizane.

6- **A. Fellague Chebra**, A. Khelil, M. Braikia, 'Analyse comparative de la géométrie modifiée du diffuseur de jet pour évaluer l'impact des bords arrondis et designs chanfreiné sur l'efficacité de refroidissement des composants électroniques', The third doctoral symposium on technology process, Mechanical and electrical engineering (DST'03-2023), 02 Décembre 2023, Université de Chlef.

## REFERENCES

### Références

- [1] B. Mohammed, “Numerical Simulation of Compressible Fluid Flow Past Staggered Obstacles Using Large Eddy Simulation Method,” Thèse de doctorat, Université Hassiba Benbouali de Chlef, 2020.
- [2] P. E. Dimotakis and G. L. Brown, “The mixing layer at high Reynolds number: large-structure dynamics and entrainment,” *J. Fluid Mech.*, vol. 78, no. 3, pp. 535–560, 1976.
- [3] ZERROUT Amar, “Etude Expérimentale et Numérique d’un Système de Jets Tourbillonnaires Multiples Impactant,” Thèse de doctorat, Université Hassiba Benbouali de Chlef, 2016.
- [4] A. Aouchiche and A. Haddadi, “Etude numérique du refroidissement d’une plaque chauffée par un jet l’impactant dans un canal.” Thèse de doctorat, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2016.
- [5] P. Chassaing, “Turbulence en mécanique des fluides, Analyse du phénomène dans une perspective de modélisation à l’usage de l’ingénieur,” *Inst. Natl. Polytech. Toulouse*, 2000.
- [6] BOUHAMIDI Youcef, “Simulation numérique en vue de l’amélioration du transfert de chaleur par l’interaction des jets tourbillonnaires multiples impactant,” Thèse de doctorat, Université Hassiba Benbouali de Chlef, 2021.
- [7] R. Ding, “LIF study of mixing in circular impinging jets effects of boundary conditions,” *Proc. PSFVIP-4 (Chamonix)*, 2003, 2003.
- [8] Zheng J.An, “Experimental study on a submerged water jet impinging upon a free air water surface,” PHD Dissertation, Kobe University, 2003.
- [9] M. Rady and E. Arquis, “Heat transfer enhancement of multiple impinging slot jets with symmetric exhaust ports and confinement surface protrusions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 11–12, pp. 1310–1319, 2006.
- [10] B. D. Pratte and J. F. Keffer, “The swirling turbulent jet,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 94, no. 4, pp. 739–747, 1972, doi: 10.1115/1.3425538.
- [11] A. K. Gupta and D. G. Lilley, *Flowfield modeling and diagnostics*. Taylor & Francis, 1985.
- [12] Y. Huang and V. Yang, “Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion,” *Prog. energy Combust. Sci.*, vol. 35, no. 4, pp. 293–364, 2009.
- [13] H. Sato, M. Mori, and T. Nakamura, “Development of a dry ultra-low NOx double swirler staged gas turbine combustor,” 1998.
- [14] N. A. Chigier and A. Chervinsky, “Experimental investigation of swirling vortex motion in jets,” 1967.
- [15] T. B. Benjamin, “Theory of the vortex breakdown phenomenon,” *J. Fluid Mech.*, vol. 14, no. 4, pp. 593–629, 1962.
- [16] T. Sarpkaya, “On stationary and travelling vortex breakdowns,” *J. Fluid Mech.*, vol. 45, no. 3, pp. 545–559, 1971.
- [17] M. P. Escudier and J. J. Keller, “Recirculation in swirling flow—a manifestation of vortex breakdown,” *AIAA J.*, vol. 23, no. 1, pp. 111–116, 1985.
- [18] A. Khelil, H. Naji, L. Loukarfi, M. H. Meliani, and M. Braikia, “Numerical simulation of the interactions among multiple turbulent swirling jets mounted in unbalanced positions,” *Appl. Math. Model.*, vol. 40, no. 5–6, pp. 3749–3763, 2016, doi: 10.1016/j.apm.2015.10.047.
- [19] A. Khelil, H. Naji, M. Braikia, and L. Loukarfi, “Comparative investigation on heated swirling jets using experimental and numerical computations,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 36, no. 1, pp. 43–57, 2015, doi: 10.1080/01457632.2014.906279.
- [20] S. G. Lee, “Experimental investigation of mixing-enhanced swirl flows,” *J. Mech. Sci.*

## REFERENCES

- Technol.*, vol. 22, no. 12, pp. 2509–2515, 2008, doi: 10.1007/s12206-008-0910-y.
- [21] M. Roudane, L. Loukarfi, A. Khelil, and M. Hemis, “Numerical investigation of thermal characteristics of confined rotating multi-jet,” *Mech. Ind.*, vol. 14, no. 4, pp. 317–324, 2013, doi: 10.1051/meca/2013071.
- [22] A. Zerrou, A. Khelil, and L. Loukarfi, “Heat Transfer of Swirling Multi Jets Impinging System,” *J. Mech. Eng.*, vol. 17, no. 2, pp. 93–108, 2020, doi: 10.24191/jmeche.v17i2.15303.
- [23] R. Thundil Karuppa Raj and V. Ganesan, “Study on the effect of various parameters on flow development behind vane swirlers,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, no. 9, pp. 1204–1225, 2008, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.019.
- [24] P. Singh, Y. Aider, and I. Kaur, “Swirl jet impingement heat transfer: Effect of jet-to-target spacing, jet Reynolds number and orientation with flat target,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 184, pp. 1–18, 2023, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2022.107993.
- [25] M. Mitchell, L. Smith, A. Karagozian, and O. Smith, “Emissions measurements from a lobed fuel injector/burner,” in *36th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 1998, p. 802.
- [26] M. G. Mitchell, O. I. Smith, and A. R. Karagozian, “Passive fuel-air mixing and emissions control via lobed injectors,” *AIAA J.*, vol. 42, no. 1, pp. 61–69, 2004.
- [27] C. Hunter, W. Presz, and G. Reynolds, “Thrust augmentation with mixer/ejector systems,” in *40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit*, 2002, p. 230.
- [28] Y. Shan, J. Zhang, and G. Huang, “Experimental and numerical studies on lobed ejector exhaust system for micro turbojet engine,” *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, vol. 5, no. 1, pp. 141–148, 2011.
- [29] L. S. Lieber and D. S. Weir, “Comparison of Measured Low-Frequency Engine Noise With Combustion and Jet Noise Predictions for a Turbofan Engine With an Internal Lobed Mixer Nozzle,” in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2007, vol. 47950, pp. 1511–1520.
- [30] J. Zhang, C. Pan, and Y. Shan, “Progress in helicopter infrared signature suppression,” *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 27, no. 2, pp. 189–199, 2014.
- [31] Pierre Bragança, “Ventilation par mélange utilisant des dispositifs de diffusion munis d’inserts lobés : analyse des écoulements moteurs et du confort thermique induit,” Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, 2017.
- [32] A. Meslem, A. Dia, C. Beghein, M. El Hassan, I. Nastase, and P. J. Vialle, “A comparison of three turbulence models for the prediction of parallel lobed jets in perforated panel optimization,” *Build. Environ.*, vol. 46, no. 11, pp. 2203–2219, 2011, doi: 10.1016/j.buildenv.2011.04.037.
- [33] I. Nastase, “Analyse des jets lobés en vue de leur intégration dans les Unités Terminales de Diffusion d’air.” La Rochelle, 2007.
- [34] I. Nastase, A. Meslem, and P. Gervais, “Primary and secondary vortical structures contribution in the entrainment of low Reynolds number jet flows,” *Exp. Fluids*, vol. 44, pp. 1027–1033, 2008.
- [35] I. Nastase and A. Meslem, “Vortex dynamics and mass entrainment in turbulent lobed jets with and without lobe deflection angles,” *Exp. Fluids*, vol. 48, no. 4, pp. 693–714, 2010.
- [36] M. El Hassan and A. Meslem, “Time-resolved stereoscopic particle image velocimetry investigation of the entrainment in the near field of circular and daisy-shaped orifice jets,” *Phys. Fluids*, vol. 22, no. 3, 2010.
- [37] M. El Hassan, A. Meslem, and K. Abed-Meraim, “Experimental investigation of the flow in the near-field of a cross-shaped orifice jet,” *Phys. Fluids*, vol. 23, no. 4, p. 45101, Apr. 2011, doi: 10.1063/1.3562841.

## REFERENCES

- [38] Y. Yuan, “Jet fluid mixing control through manipulation of inviscid flow structures.” Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001.
- [39] H. Hu, T. Saga, T. Kobayashi, and N. Taniguchi, “Mixing process in a lobed jet flow,” *AIAA J.*, vol. 40, no. 7, pp. 1339–1345, 2002.
- [40] A. Meslem, M. El Hassan, and I. Nastase, “Analysis of jet entrainment mechanism in the transitional regime by time-resolved PIV,” *J. Vis.*, vol. 14, no. 1, pp. 41–52, 2011, doi: 10.1007/s12650-010-0057-7.
- [41] I. Nastase, A. Meslem, I. Vlad, and I. Colda, “Lobed grilles for high mixing ventilation - An experimental analysis in a full scale model room,” *Build. Environ.*, vol. 46, no. 3, pp. 547–555, 2011, doi: 10.1016/j.buildenv.2010.08.008.
- [42] A. Meslem, I. Nastase, and K. Abed-Meraim, “Experimental investigation of the mixing performance of a lobed jet flow,” *J. Eng. Phys. Thermophys.*, vol. 81, no. 1, pp. 106–111, 2008, doi: 10.1007/s10891-008-0006-7.
- [43] A. Bennis, L. Loukarfi, M. Braïkia, A. Khelil, and H. Naji, “Nature & Technology Etude expérimentale d ’ un jet turbulent à diffuseur muni de lobes : Application au confort dans les locaux à usage d ’ habitation,” 2015.
- [44] I. Nastase, A. Meslem, A. Michel, C. La, and R. Cedex, “Structure tourbillonnaire des jets lobés et pouvoir de mélange,” no. 1997, pp. 27–31, 2007.
- [45] F. Bode, A. Meslem, C. Patrascu, and I. Nastase, “Flow and wall shear rate analysis for a cruciform jet impacting on a plate at short distance,” *Prog. Comput. Fluid Dyn.*, vol. 20, no. 3, pp. 169–185, 2020, doi: 10.1504/PCFD.2020.107276.
- [46] P. Sharma, S. K. Sahu, and H. Yadav, “The flow and heat transfer behavior of synthetic jets with star shaped orifice of different lobes,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 193, p. 108523, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108523>.
- [47] R. Hou and Y. Hong, “Numerical investigation of scalloping effect on lobed nozzle flow features and thermal mixing performance,” *Aerosp. Sci. Technol.*, vol. 136, p. 108240, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2023.108240>.
- [48] Z. Sheng, W. Liao, X. Ji, and W. Zhong, “Mechanisms of lobed jet mixing: Comparison of bilinear, rectangular, and circular lobed mixers,” *Aerosp. Sci. Technol.*, vol. 142, p. 108610, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2023.108610>.
- [49] BENAYAD ZOUAOUI, “Numerical Investigation of Cooling Electronics Components,” Thèse de doctorat, Université Djilali Liabes de Sidi Bel Abbes, 2021.
- [50] AMIRAT Hamza, “Amélioration des transferts thermiques dans les systèmes industriels,” Thèse de doctorat , Université Yahia Farès de Médéa, 2020.
- [51] P. E. Phelan, V. A. Chiriack, and T.-Y. Lee, “Current and future miniature refrigeration cooling technologies for high power microelectronics,” *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, vol. 25, no. 3, pp. 356–365, 2002.
- [52] BERIACHE M’hamed, “Analyse numérique de la convection dans les conduits a rangée de plaques chauffées,” Thèse de doctorat, Université Abdelhamid Ibn Badis de Mostaganem, 2012.
- [53] M. Tawk, “Etude et réalisation d’un système de refroidissement pour l’électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d’un fluide conducteur électrique,” Thèse de doctorat, Université de Grenoble, 2011.
- [54] M. J. Tummers, M. A. Flikweert, K. Hanjalić, R. Rodink, and B. Moshfegh, “Impinging Jet Cooling of Wall Mounted Cubes,” *Eng. Turbul. Model. Exp.* 6, pp. 773–782, 2005, doi: 10.1016/B978-008044544-1/50074-1.
- [55] D. Rundström and B. Moshfegh, “Investigation of flow and heat transfer of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube,” *J. Electron. Packag. Trans. ASME*, vol. 128, no. 2, pp. 150–156, 2006, doi: 10.1115/1.2188948.
- [56] C. Wang, L. Luo, L. Wang, and B. Sundén, “Effects of vortex generators on the jet

## REFERENCES

- impingement heat transfer at different cross-flow Reynolds numbers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 96, pp. 278–286, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.042.
- [57] M. Ajmi *et al.*, “Numerical investigation of heat transfer enhancement of an inclined heated offset jet,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 116, p. 104682, 2020, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104682.
- [58] M. Popovac and K. Hanjalić, “Large-eddy simulations of flow over a jet-impinged wall-mounted cube in a cross stream,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, no. 6, pp. 1360–1378, 2007, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.05.009.
- [59] Y. Masip, A. Rivas, G. S. Larraona, R. Anton, J. C. Ramos, and B. Moshfegh, “Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 38, pp. 50–71, 2012, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.07.004.
- [60] R. J. Hearst, G. Gomit, and B. Ganapathisubramani, “Effect of turbulence on the wake of a wall-mounted cube,” *J. Fluid Mech.*, vol. 804, pp. 513–530, 2016, doi: 10.1017/jfm.2016.565.
- [61] N. Saleha, N. Fadèla, and A. Abbès, “Improving cooling effectiveness by use of chamfers on the top of electronic components,” *Microelectron. Reliab.*, vol. 55, no. 7, pp. 1067–1076, 2015, doi: 10.1016/j.microrel.2015.04.006.
- [62] M. Bedrouni and A. Khelil, “Numerical study on the performance of rounded corners on the top of electronic components on cooling effectiveness,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 150, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119391.
- [63] K. Xu *et al.*, “CFD-Based study of nozzle section geometry effects on the performance of an annular multi-nozzle jet pump,” *Processes*, vol. 8, no. 2, 2020, doi: 10.3390/pr8020133.
- [64] M. Albayrak, B. Sarper, M. Saglam, S. Birinci, and O. Aydin, “The role of jet-to-crossflow velocity ratio on convective heat transfer enhancement in the cooling of discrete heating modules,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 37, p. 101549, 2023.
- [65] B. Boudraa and R. Bessaïh, “Three-dimensional turbulent forced convection around a hot cubic block exposed to a cross-flow and an impinging jet,” *Heat Transf.*, vol. 50, no. 1, pp. 413–431, 2021, doi: 10.1002/htj.21883.
- [66] B. A. Khan and A. K. Saha, “Turbulent flow and heat transfer characteristics of an impinging jet over a heated wall-mounted cube placed in a cross-flow,” *Phys. Fluids*, vol. 34, no. 2, p. 25120, 2022.
- [67] S. Rakhsha, M. R. Zargarabadi, and S. Saedodin, “The effect of nozzle geometry on the flow and heat transfer of pulsed impinging jet on the concave surface,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 184, p. 107925, 2023.
- [68] Y. Masip, A. Campo, and S. M. Nuñez, “Experimental analysis of the thermal performance on electronic cooling by a combination of cross-flow and an impinging air jet,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 167, no. December 2019, p. 114779, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114779.
- [69] K. Karabulut, “Heat transfer increment study taking into consideration fin lengths for CuO-water nanofluid in cross flow-impinging jet flow channels,” *Therm. Sci.*, no. 00, p. 35, 2023.
- [70] Y. M. Macia, A. A. Rodriguez Soto, S. M. Nunez Gonzalez, and J. P. Yanes, “Parametric study of electronic cooling by means of a combination of crossflow and an impinging jet,” *IEEE Access*, vol. 10, no. August, pp. 1–1, 2022, doi: 10.1109/access.2022.3207483.
- [71] Sal Rodriguez, *Applied Computational Fluid Dynamics and Turbulence Modeling*, Practical. Sandia National Laboratories Albuquerque, NM, USA. Springer Nature Switzerland: Tips and Techniques, 2019. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-28691-1>

## REFERENCES

- 0.
- [72] S. Rodriguez, *Applied Computational Fluid Dynamics and Turbulence Modeling: Practical Tools, Tips and Techniques*. Springer Nature, 2019.
- [73] NEMDILI Saliha, “Investigation numérique de l’écoulement turbulent et du transfert de chaleur autour d’un élément cubique avec jet impactant,” Thèse de doctorat, Université Mohammed Boudiaf d’Oran, 2015.
- [74] I. B. (Wester. V. U. Celik, “Introductory turbulence modeling,” *West. Virginia Univ. Cl. Notes*, no. December, p. 94, 1999, [Online]. Available: [http://www.fem.unicamp.br/~im450/palestras&artigos/ASME\\_Tubulence/cds13workbook.pdf](http://www.fem.unicamp.br/~im450/palestras&artigos/ASME_Tubulence/cds13workbook.pdf)
- [75] I. Afgan and S. L. (Professor), *Large eddy simulation of flow over cylindrical bodies using unstructured finite volume meshes*. University of Manchester, 2007.
- [76] F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- [77] H. Togun *et al.*, “Numerical simulation of laminar to turbulent nanofluid flow and heat transfer over a backward-facing step,” *Appl. Math. Comput.*, vol. 239, pp. 153–170, 2014.
- [78] H. Togun *et al.*, “Numerical simulation of laminar to turbulent nanofluid flow and heat transfer over a backward-facing step,” *Appl. Math. Comput.*, vol. 239, pp. 153–170, 2014, doi: 10.1016/j.amc.2014.04.051.
- [79] H. Huang, T. Sun, G. Zhang, D. Li, and H. Wei, “Evaluation of a developed SST  $k-\omega$  turbulence model for the prediction of turbulent slot jet impingement heat transfer,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 139, pp. 700–712, 2019.
- [80] H. Huang, T. Sun, G. Zhang, L. Sun, and Z. Zong, “Modeling and computation of turbulent slot jet impingement heat transfer using RANS method with special emphasis on the developed SST turbulence model,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, pp. 589–602, 2018.
- [81] M. Braikia, H. Naji, A. Khelil, and A. Maammar, “Experimental and CFD-based study of the interaction of lobed multi-jet diffusers in unbalanced positions,” *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 44, no. 7, 2022, doi: 10.1007/s40430-022-03570-3.
- [82] BOUDRAA Bouziane, “Étude des transferts thermo-convectifs tridimensionnels dans les jets impactant et canaux avec des nanofluides hybrides,” Thèse de doctorat, Université des Frères Mentouri Constantine 1, 2023.
- [83] F. R. Menter, “Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective,” *Int. J. Comput. Fluid Dyn.*, vol. 23, no. 4, pp. 305–316, 2009.
- [84] S. ALJABAIR, I. ALESBE, and A. ALKHALAF, “CFD modeling of influenza virus diffusion during coughing and breathing in a ventilated room,” *J. Therm. Eng.*, vol. 9, no. 1, pp. 127–137, 2021.
- [85] Y. Masip, A. Rivas, G. S. Larraona, R. Anton, J. C. Ramos, and B. Moshfegh, “Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 38, pp. 50–71, 2012.
- [86] J. C. R. Hunt, A. A. Wray, and P. Moin, “Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows,” *Stud. Turbul. using Numer. Simul. databases, 2. Proc. 1988 summer Progr.*, 1988.
- [87] ANSYS FLUENT, “ANSYS Fluent Theory Guide,” *ANSYS Inc., USA*, vol. 15317, no. November, pp. 1–759, 2013, [Online]. Available: [http://www.pmt.usp.br/ACADEMIC/martoran/NotasModelosGrad/ANSYS Fluent Theory Guide 15.pdf](http://www.pmt.usp.br/ACADEMIC/martoran/NotasModelosGrad/ANSYS_Fluent_Theory_Guide_15.pdf)