

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

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Mécanique Energétique

Par

MAIGA Assiétou Moussa

Thème :

*Étude d'un système de diffusion d'air à plusieurs formes géométriques
pour améliorer le transfert thermique dans les ambiances*

Soutenue le 14/03/2026, devant le jury composé de :

M.HOCINE Abdelkader	Professeur	UHB-Chlef	Président
M. CHETTI Boualem	Professeur	UDB- Khemis Meliana	Examinateur
M. KAMLA Youcef	MCA	UHB-Chlef	Examinateur
M.TOUAIBI Rabah	Professeur	UDB- Khemis Meliana	Examinateur
M. KHELIL Ali	Professeur	UHB-Chlef	Directeur de thèse
M. BRAIKIA Mohamed	Professeur	UHB-Chlef	Co- directeur de thèse

Dédicaces

Je dédie cette thèse :

À ma mère, source inépuisable d'inspiration, symbole de force, de persévérance et de tendresse. Aucun mot ne saurait exprimer toute ma gratitude pour l'amour, l'attention et la bienveillance dont tu n'as jamais cessé de m'entourer.

À mon père, pilier constant, dont le soutien, les encouragements et la sagesse ont toujours été une lumière sur mon chemin. Que cette thèse soit le reflet de ma reconnaissance pour tout ce que tu as fait pour moi.

À mon époux, pour son amour inconditionnel, sa patience, sa compréhension et son soutien indéfectible. Merci d'avoir été ma motivation dans les moments de doute.

À mes frères et sœurs, pour leur présence, leurs prières, leurs encouragements et leur amour tout au long de mon parcours académique.

À ma sœur de cœur, pour sa présence fidèle, son soutien et ses mots réconfortants durant chaque étape de ce cycle.

À ma belle-famille, pour leur bienveillance, leur soutien moral et leurs encouragements sincères, qui ont compté plus que des mots ne peuvent le dire.

Et enfin, à toute ma famille, pour l'amour et les prières qui m'ont accompagnée tout au long de ce chemin.

Puisse Allah vous récompense pour tout le bien que vous m'avez apporté.

Remerciements

Au terme de cette thèse, je ressens le besoin profond d'exprimer toute ma gratitude à celles et ceux qui m'ont accompagné, soutenu et encouragé à chaque étape de ce long chemin.

Je remercie tout particulièrement le Professeur KHELIL Ali, mon directeur de thèse, pour m'avoir proposé ce sujet passionnant et pour m'avoir encadrée avec rigueur, patience et bienveillance. Ses conseils précieux, sa disponibilité et son soutien constant ont été déterminants dans la réussite de ce travail.

Mes remerciements sincères vont également au Professeur BRAIKIA Mohamed, co-directeur de cette thèse, pour son accompagnement, ses remarques pertinentes, et son implication tout au long du travail. Sa contribution a été précieuse dans l'orientation et l'enrichissement de cette recherche.

Ma reconnaissance s'adresse aussi à tous les membres du jury, pour l'intérêt qu'ils ont porté à cette thèse, pour leurs observations constructives et le temps qu'ils m'ont consacré.

Je remercie chaleureusement le Professeur FARES Chahinez, doyenne de la faculté de technologie, le Professeur ZIDANE Ibrahim, vice-doyen chargé de la post-graduation, ainsi que le docteur KAMLA Youcef, président du CFD, pour leur soutien et leur disponibilité tout au long de mon parcours universitaire.

Je tiens également à adresser mes remerciements à l'ensemble du corps professoral de la faculté de technologie de l'Université de Chlef, pour la qualité de l'enseignement reçu, et pour m'avoir transmis les compétences nécessaires à l'aboutissement de ce projet.

Je n'oublie pas le personnel de l'Ambassade de la République du Mali en Algérie, dont le soutien m'a été précieux tout au long de mon séjour.

À ma famille, pour leur amour, leur confiance inébranlable, leurs prières et leur soutien moral indéfectible : vous êtes ma force. Merci de m'avoir portée jusqu'ici.

Enfin, je remercie de tout cœur toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de cette thèse. Chacune d'elles a, à sa manière, laissé une empreinte dans ce travail.

Résumé

Dans un contexte où la maîtrise de l'efficacité énergétique et la qualité des ambiances intérieures constituent des enjeux majeurs, cette recherche est consacrée à l'analyse des jets turbulents générés par des diffuseurs de géométries non conventionnelles. Les différents diffuseurs étudiés ont été conçus et réalisés au sein du Laboratoire de Contrôles, Essais, Mesures et Simulations Mécaniques (LCEMSM). L'objectif principal est de comprendre l'effet des paramètres géométriques sur la dynamique du jet, afin d'identifier les configurations capables d'assurer une diffusion homogène et une répartition maîtrisée du flux d'air.

La démarche adoptée s'articule autour de deux approches complémentaires. L'étude numérique repose sur la résolution des équations de Navier–Stokes, fermées par le modèle de turbulence $k-\omega$ SST, permettant de prédire le comportement dynamique et thermique de jets issus de différentes géométries. L'analyse de l'évolution axiale, de l'entraînement latéral et de la dissipation turbulente a permis de caractériser les mécanismes gouvernant le développement du jet. Les résultats mettent en évidence l'influence déterminante des paramètres géométriques et de la disposition des diffuseurs sur les mécanismes de mélange et de transfert thermique. Parmi les configurations étudiées, le diffuseur lobé à six lobes présente les meilleures performances, permettant une amélioration du transfert thermique d'environ 31,7 % par rapport à la géométrie circulaire.

L'étude expérimentale a ensuite été conduite afin de compléter les résultats numériques. Les mesures réalisées ont permis d'analyser l'évolution axiale et radiale des profils de vitesse et de caractériser la structure de l'écoulement. Les résultats expérimentaux mettent en évidence l'influence d'une grille de soufflage sur la structuration du jet ainsi que celle de la géométrie du diffuseur.

En effet les résultats obtenus confirment que la géométrie du diffuseur joue un rôle déterminant dans la formation des structures tourbillonnaires favorisant l'épanouissement du jet. Les configurations lobées et tourbillonnaires se distinguent par leur capacité à favoriser l'entraînement du fluide ambiant, à intensifier la diffusion radiale. Il a également été observé qu'à environ vingt diamètres hydrauliques (20D), le jet atteint un régime pleinement développé.

Sur l'ensemble des géométries étudiées, la configuration lobée à six lobes s'est révélée la plus performante, grâce à sa capacité à maintenir un épanouissement radial et une répartition régulière de l'énergie cinétique. Ces résultats ouvrent la voie à des stratégies de conception de diffuseurs basées sur le contrôle passif de la turbulence, en privilégiant des solutions durables et moins énergivores.

En définitive, cette thèse apporte une contribution significative à la compréhension des interactions entre géométrie de diffuseurs, phénomènes turbulents et diffusion du flux d'air. Elle propose également des critères de conception pour des diffuseurs de nouvelle génération, orientés vers la performance aéraulique et l'optimisation des ambiances intérieures.

Mots-clés : Jets turbulents, Étude numérique et expérimentale, Modèle $k-\omega$ SST, Géométries non conventionnelles, Grille de soufflage, Diffusion du flux d'air.

Abstract

In a context where energy efficiency and indoor environmental quality have become major concerns, this research focuses on the analysis of turbulent jets generated by diffusers with non-conventional geometries. The different diffusers investigated were designed and manufactured at the Laboratory of Mechanical Control, Testing, Measurements and Simulations (LCEMSM). The main objective of this work is to understand the influence of geometric parameters on jet dynamics in order to identify configurations capable of ensuring homogeneous diffusion and controlled distribution of the airflow.

The methodology adopted is based on two complementary approaches. The numerical study relies on the solution of the Navier–Stokes equations closed with the $k-\omega$ SST turbulence model, enabling the prediction of the dynamic and thermal behavior of jets issuing from different diffuser geometries. The analysis of the axial development, lateral entrainment, and turbulent dissipation made it possible to characterize the mechanisms governing jet evolution. The results highlight the significant influence of geometric parameters and diffuser arrangement on mixing processes and heat transfer mechanisms. Among the configurations investigated, the six-lobed diffuser exhibited the best performance, leading to an improvement in heat transfer of approximately 31.7% compared with the circular geometry.

An experimental investigation was subsequently conducted to complement the numerical results. The measurements allowed the analysis of the axial and radial evolution of velocity profiles and provided insight into the flow structure. The experimental results revealed the influence of a blowing grid on the structuring of the jet, as well as the effect of diffuser geometry.

The results confirm that diffuser geometry plays a crucial role in the formation of vortical structures that promote jet spreading. Lobed and swirling configurations stand out due to their ability to enhance ambient fluid entrainment and intensify radial diffusion. It was also observed that at a distance of approximately twenty hydraulic diameters ($20D$), the jet reaches a fully developed regime.

Among all the geometries studied, the six-lobed configuration proved to be the most efficient due to its ability to maintain significant radial spreading and a more uniform distribution of kinetic energy. These findings open new perspectives for diffuser design

strategies based on passive turbulence control, promoting more sustainable and energy-efficient solutions.

Ultimately, this thesis provides a significant contribution to the understanding of the interactions between diffuser geometry, turbulent phenomena, and airflow diffusion. It also proposes design guidelines for next-generation diffusers aimed at improving aerodynamic performance and optimizing indoor environmental conditions.

Keywords: Turbulent jets, Numerical and experimental study, $k-\omega$ SST model, Non-conventional geometries, Blowing grid, Airflow diffusion.

المخلص

يركز هذا البحث على تحليل التدفقات النفاثة المضطربة المتولدة عن موزعات هواء ذات هندسة غير تقليدية. تم تصميم وتطوير الموزعات المدروسة داخل "مختبر الرقابة، الاختبارات، القياسات والمحاكاة الميكانيكية (LCEMSM)" ويتمثل الهدف الرئيسي في فهم تأثير المعايير الهندسية على ديناميكية النفاث، قصد تحديد التكوينات القادرة على ضمان توزيع متجانس وتحكم دقيق في تدفق الهواء.

تعتمد المنهجية المتبعة على نهجين متكاملين؛ حيث تركز الدراسة العددية على حل معادلات "نافيه-ستوكس"، باستخدام نموذج الاضطراب ($k-\omega$ SST)، مما سمح بالتنبؤ بالسلوك الديناميكي والحراري للنفاثات المنبثقة من أشكال هندسية مختلفة. وقد أتاح تحليل التطور المحوري، والارتقاء الجانبي، والتبدد المضطرب، توصيف الآليات التي تحكم تطور النفاث. وتبرز النتائج التأثير الحاسم للمعايير الهندسية وتوزيع الموزعات على آليات الاختلاط والانتقال الحراري. ومن بين التكوينات المدروسة، أظهر الموزع الفصي ذو الفصوص الستة أفضل أداء، محققاً تحسناً في الانتقال الحراري بنسبة 31.7% تقريباً مقارنة بالهندسة الدائرية.

عقب ذلك، أجريت دراسة تجريبية لاستكمال النتائج العددية، حيث سمحت القياسات بتحليل التطور المحوري والشعاعي لملفات السرعة وتوصيف بنية التدفق. وتبرز النتائج التجريبية تأثير شبكة النفخ على هيكله النفاث، وكذا تأثير هندسة الموزع.

بالفعل، تؤكد النتائج المحصل عليها أن هندسة الموزع تلعب دوراً محورياً في تشكيل البنى الدوامية التي تعزز انتشار النفاث. وتتميز التكوينات الفصية والدوامية بقدرتها على تحفيز سحب المائع المحيط وتكثيف الانتشار الشعاعي. كما لوحظ أن النفاث يصل إلى نظام كامل التطور عند مسافة تعادل عشرين قطرًا هيدروليكي. (D 20) تقريباً. ومن بين جميع الأشكال المدروسة، أثبت التكوين الفصي ذو الفصوص الستة أنه الأكثر كفاءة، بفضل قدرته على الحفاظ على انتشار شعاعي وتوزيع منتظم للطاقة الحركية. وتفتح هذه النتائج آفاقاً لاستراتيجيات تصميم موزعات تعتمد على التحكم السلبي في الاضطراب، مع تفضيل حلول مستدامة وأقل استهلاكاً للطاقة. ختاماً، تقدم هذه الأطروحة مساهمة قيمة في فهم التفاعلات بين هندسة الموزعات، الظواهر المضطربة، وانتشار تدفق الهواء. كما تقترح معايير تصميم لموزعات من الجيل الجديد، موجهة نحو الأداء الهوائي وتحسين الأجواء الداخلية.

الكلمات المفتاحية: النفاثات الاضطرابية، دراسة عددية وتجريبية، نموذج $k-\omega$ SST، هندسيات غير تقليدية، شبكة النفخ، انتشار تدفق الهواء.

Table des matières

Table des matières

Dédicaces.....	I
Remerciements	II
Résumé.....	III
Abstract	V
المخلص	VII
Table des matières.....	VIII
Liste des figures	XII
Liste des tableaux	XIV
Nomenclature	XV
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Analyse bibliographique

I.1 Introduction.....	4
I.2 Diffusion d'air.....	4
I.2.1 Système à mélange	4
I.2.2 Système à déplacement	5
I.2.3 Exigences de la distribution d'air	6
I.3 Vue d'ensemble sur les jets.....	7
I.3.1 Jet libre axisymétrique	7
I.3.1.1 Zones du jet libre	8
I.3.2 Jet impactant.....	10
I.3.2.1 Description.....	10
I.3.2.1.1 Région du jet libre	10
I.3.2.1.2 Région d'impact	10
I.3.2.1.3 Région du jet de paroi.....	10
I.3.2.2 Types de jets impactants	11
I.3.3 Jets simples.....	12
I.3.3.1 Jet circulaire.....	12
I.3.3.1.1 Description d'un jet circulaire	12
I.3.3.1.2 Travaux antérieurs sur les jets circulaires.....	13
I.3.3.2 Jet lobé.....	15
I.3.3.2.1 Description du jet lobé.....	15
I.3.3.2.2 Travaux antérieurs sur les jets lobés.....	15

Table des matières

I.3.3.3 Jet tourbillonnaire	16
I.3.3.3.1 Description du jet tourbillonnaire	16
I.3.3.3.2 Le nombre de tourbillonnement (swirl)	18
I.3.3.3.3 Classification des écoulements tourbillonnaires	19
I.3.3.3.3.1 Écoulements à faible tourbillonnement ($S < 0,6$)	19
I.3.3.3.3.2 Écoulement fortement tourbillonnaire ($S > 0,6$)	19
I.3.3.3.4 Travaux antérieurs sur les jets tourbillonnaires	19
I.3.4 Jets multiples	21
I.4 Modèles d'évaluation du confort thermique	24
I.4.1 Indices environnementaux	24
I.4.2 Le modèle de Fanger	25
I.4.3 Inconforts locaux	26
I.4.3.1 Asymétrie de température de rayonnement	26
I.4.3.2 Différence verticale de température d'air	27
I.4.3.3 Sols froids ou chauds	27
I.4.3.4 Effet de courant d'air	27
I.4.4 Autres modèles	27
I.4.4.1 Modèle empirique de Nilsson	27
I.4.4.2 Modèles physiologiques basés sur Stolwijk	28
I.4.4.3 Modèles adaptatifs	28
I.4.5 Travaux antérieurs sur le conditionnement de l'air dans les ambiances	28
I.5 Conclusion	31

Chapitre II : Modélisation 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	35
II.3 Introduction à la turbulence	36
II.3.1 Modélisation de la turbulence	36
II.3.1.1 Méthodologies statistiques	38
II.3.1.1.1 Modèle à zéro équation	43
II.3.1.1.2 Modèle à une équation de Prandtl	44

Table des matières

II.3.1.1.3 Modèles à deux équations	44
II.3.1.1.4 Modèle Standard $k - \varepsilon$ (SKE)	45
II.3.1.1.5 Modèle $k - \omega$ Standard.....	46
II.3.1.1.6 Modèle de turbulence $k - \omega$ SST (Shear-Stress Transport).....	46
II.3.1.2 Approches non statistiques.....	48
II.3.1.2.1 Simulation Numérique Directe (DNS)	48
II.3.1.2.2 Simulation des grandes échelles (LES)	48
II.4 Nombres adimensionnels.....	49
II.4.1 Nombre de Reynolds.....	49
II.4.2 Nombre de Prandtl	50
II.4.3 Nombre de Nusselt.....	50
II.5 Présentation du logiciel de calcul	51
II.5.1 Simulation de l'écoulement turbulent avec Ansys Fluent	51
II.5.1.1 Création de la géométrie.....	51
II.5.1.2 Génération du maillage	52
II.5.1.3 Configuration sous Ansys Fluent	52
II.5.1.4 Résolution numérique (Solveur)	52
II.5.1.5 Post-traitement des résultats (Post-processeur).....	52
II.6 Conclusion	53
Chapitre III: Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet	
III.1 Introduction	55
III.2 Matériels et méthode	55
III.2.1 Géométrie et Domaine de Calcul.....	56
III.2.2 Équations gouvernantes	59
III.2.3 Génération du maillage et test d'indépendance.....	59
III.2.4 Conditions aux limites	63
III.2.5 Validation avec la littérature.....	64
III.3 Résultats et discussions	65
III.3.1 Champs dynamiques et thermiques des configurations 1 et 2.....	65
III.3.2 Identification de la configuration optimale	67
III.4 Conclusion.....	78

Table des matières

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

IV.1 Analyse expérimentale de l'influence de la présence d'une grille de soufflage	79
IV.1.1 Introduction	79
IV.1.2 Installation expérimentale et dispositif de mesure	79
IV.1.3 Estimation de l'erreur de mesure.....	83
IV.1.4 Résultats et discussions	82
IV.1.4.1 Vitesse Axiale	83
IV.1.4.2 Vitesse Radiale	85
IV.1.4.3 Intensité de la turbulence	89
IV.1.5 Conclusion.....	90
IV.2 Analyse comparative et identification de la configuration de diffuseur la plus performante	92
IV.2.1 Introduction	92
IV.2.2 Dispositif expérimental	92
IV.2.2.1 Variateur de vitesse.....	92
IV.2.2.2 Convergent.....	93
IV.2.2.3 Diffuseurs	93
IV.2.2.4 Volume d'essai	94
IV.2.2.5 Velocimètre.....	94
IV.2.3 Estimation de l'erreur de mesure.....	100
IV.2.4 Résultats et discussions	100
IV.2.4 .1 Vitesse axiale	100
IV.2.4.2 Vitesse radiale.....	103
IV.2.5 Conclusion.....	109
Conclusion générale	110
Travaux scientifiques	113
Références bibliographiques	115

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre I : Analyse bibliographique

Figure I. 1 : Système à mélange	5
Figure I. 2: Système à déplacement	6
Figure I. 3: Plan de symétrie d'un jet circulaire turbulent à $Re = 10000$	8
Figure I. 4: Schéma représentative de la structure du jet libre	9
Figure I. 5: Structure du jet impactant	11
Figure I. 6: Différents jets impactant, (a) impact du noyau potentiel; (b) impact du jet transitionnel	12
Figure I. 7 : Présentation d'un diffuseur circulaire	13
Figure I. 8: Photographie d'une buse lobée	15
Figure I. 9: Représentation du jet tourbillonnaire	17
Figure I. 10: Représentation d'un jet tourbillonnaire en coordonnées cylindriques	17
Figure I. 11: Différentes configurations à jets multiples trouvées dans la littérature.	22
Figure I. 12: Les trois zones d'un écoulement issu d'un jet triple	23
Figure I. 13: Différents régimes de l'écoulement en fonction des vitesses dans le cas d'un jet triple issus de fentes	24

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

Figure II. 1: Forces sur une particule de fluide	33
Figure II. 2: Vue conceptuelle de l'écoulement laminaire et turbulent	37
Figure II. 3: Classification des modèles de turbulence	38
Figure II. 4: Les étapes du processus de résolution avec Ansys Fluent	53

Chapitre III: Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

Figure III. 1:Schéma du système physique :(a) les deux configurations, (b) quart de la configuration 2, (c) caractéristiques géométriques du diffuseur circulaire.	57
Figure III. 2 : Représentation du problème avec caractéristiques géométriques: (a) domaine d'étude, (b) caractéristiques géométriques du diffuseur lobé, (c) caractéristiques géométriques du diffuseur tourbillonnaire.....	58
Figure III. 3: Maillage du domaine de calcul	63
Figure III. 4: Distribution de la vitesse axiale réduite d'un jet unique circulaire	65
Figure III. 5: Contours de vitesse des configurations à agencement circulaire et carré.....	66
Figure III. 6: Nombre de Nusselt suivant la direction radiale à la surface d'impact, avec $x = 2D$	67
Figure III. 7: Contours de vitesse des trois configurations	68
Figure III. 8 : Contours de pression statique des configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires.....	69

Liste des figures

Figure III. 9: Distribution de la vitesse axiale réduite pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires.....	70
Figure III. 10: Distribution de la vitesse radiale réduite pour les configurations à diffuseur circulaire, lobé et tourbillonnaire	72
Figure III. 11: Contours de l'énergie cinétique turbulente pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires.....	73
Figure III. 12: Contours du coefficient de convection pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires à la surface d'impact.....	74
Figure III. 13: Nombre de Nusselt à la surface d'impact des configurations à diffuseur circulaire, lobé et tourbillonnaire le long de la direction radiale.....	75
Figure III. 14: Distribution de la température axiale réduite pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires.....	76
Figure III. 15: Distribution de la température radiale réduite pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires.....	78

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

Figure IV.1. 1: Dispositif expérimental	81
Figure IV.1. 2: Distribution de la vitesse réduite suivant la direction axiale à $r = 0$	85
Figure IV.1. 3: Distribution de la vitesse radiale réduite	88
Figure IV.1. 4: Intensité de la turbulence suivant la direction radiale	90
Figure IV.2. 1: Dispositif expérimental : (a) Composants du dispositif, (b) Volume d'essai et diffuseurs	96
Figure IV.2. 2 : Présentation des systèmes de diffusion à diffuseurs :(a) carrés, (b) circulaires, (c) 4 lobes, (d) 6 lobes, (e) tourbillonnaires	98
Figure IV.2. 3: Profil de la distribution axiale de la vitesse réduite.....	102
Figure IV.2. 4: Profil de la distribution radiale de la vitesse réduite en U_1	106
Figure IV.2. 5: Profil de la distribution radiale de la vitesse réduite en U_2	107
Figure IV.2. 6: Profil de la distribution radiale de la vitesse réduite en U_3	108

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Chapitre III: Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

Tableau III. 1: Test d'indépendance du maillage.....63

Tableau III. 2: Paramètres de simulation et conditions aux limites64

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

Tableau IV.1. 1: Caractéristiques du moteur Fansan AKTIF aspirator.....82

Tableau IV.1. 2: Caractéristiques du multimètre TMT4750382

Tableau IV.2. 1: Caractéristiques du variateur de vitesse99

Nomenclature

Nomenclature

D	Diamètre de la buse du jet, [m]
N	Fréquence, [Hz]
H	Hauteur entre la plaque et les diffuseurs, [m]
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection, [W.m ⁻² .K ⁻¹]
k	Énergie cinétique turbulente, [m ² .s ⁻²]
Nu	Nombre de Nusselt, [-]
p	Pression, [Pa]
P_k, P_ω	Terme de production de k et ω respectivement
P_{rt}	Nombre de Prandtl turbulent, [-]
q	Flux de chaleur, [W]
Ma	Nombre de Mach, [-]
T	Température, [K]
r	Composante radiale, [m]
U_r	Vitesse réduite, [-]
U_B	Vitesse d'écoulement du jet à l'entrée, [m.s ⁻¹]
x, y, z	Système de coordonnées cartésiennes, [m]
y^+	Coordonnée d'unités de paroi, [-]

Symboles grecs

δ_{ij}	Tenseur de Kronecker, [-]
ε	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente, [m ² .s ⁻³]
Ω	Tenseur de vortex antisymétrique, [s ⁻¹]
ω	Taux de dissipation turbulente
μ	Viscosité dynamique, [m ² .s ⁻¹]
μ_t	Viscosité dynamique turbulente, [m ² .s ⁻¹]
ρ	Densité du fluide, [kg.m ⁻³]
λ	Conductivité thermique, [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

Souscrit

i, j, k	Indices d'alternance de coordonnées
rr	Radiale réduite
rx	Axiale réduite
t	Turbulent
$(..)'$	Quantité fluctuante
$(..)^+$	Quantité sans dimension

Nomenclature

Abréviations

<i>AG</i>	Configuration muni d'une grille de soufflage
<i>CFD</i>	Dynamique des fluides computationnels
<i>LES</i>	Simulation des grandes échelles
<i>PMV</i>	Predicted Mean Vote
<i>PPD</i>	Predicted Percentage of Dissatisfied
<i>RANS</i>	Équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds
<i>RSM</i>	Modèle de contrainte de Reynolds
<i>SG</i>	Configuration sans grille de soufflage
<i>SST</i>	Transport de contrainte de cisaillement

Introduction générale

Introduction générale

Introduction générale

Dans notre monde de plus en plus technologique, la maîtrise du transfert thermique est devenue un défi central, que ce soit pour assurer le bon fonctionnement des équipements électroniques, optimiser le confort dans les espaces climatisés, ou encore réduire les pertes énergétiques dans les systèmes industriels. La qualité de l'air intérieur et le confort thermique sont devenus des préoccupations majeures dans les domaines du bâtiment, de la ventilation et du génie climatique. En parallèle, les exigences de performance énergétique imposent de repenser les méthodes de diffusion de l'air, afin de concilier efficacité, confort et sobriété énergétique. L'une des difficultés les plus fréquemment rencontrées concerne le bon mélange de l'air neuf insufflé avec l'air ambiant, surtout lorsque les débits d'air sont faibles. Une mauvaise répartition du flux peut entraîner des zones de stagnation, des écarts de température significatifs, et une dégradation du confort perçu par les occupants.

Les jets d'air, largement utilisés dans de nombreux domaines, ont démontré leur efficacité. Toutefois, derrière ce principe en apparence simple se dissimule une complexité certaine. En effet, les performances d'un jet dépendent étroitement des conditions d'injection, de la géométrie de l'ouverture, de l'environnement dans lequel il se développe, ainsi que des caractéristiques de la surface ou de l'espace visé. La manière dont ces paramètres interagissent influence directement la structure de l'écoulement, sa stabilité, sa capacité de mélange et son efficacité globale. Cette forte sensibilité met en évidence la nécessité d'analyses approfondies, tant expérimentales que numériques, afin de mieux comprendre et optimiser leur comportement dans des contextes d'application variés.

C'est dans ce contexte que les jets d'air ont récemment suscité un intérêt grandissant. Les configurations dites de contrôle passif offrent la possibilité, sans apport énergétique supplémentaire, d'accroître l'efficacité du mélange entre l'air soufflé et l'air ambiant. Certaines de ces solutions sont déjà éprouvées dans des domaines tels que l'aéronautique, l'aérospatiale ou encore la combustion, où elles ont démontré leur capacité à améliorer la stabilité, la portance ou l'induction des écoulements. Transposée au secteur du chauffage, de la ventilation et de la climatisation (CVC), cette approche ouvre de nouvelles perspectives pour l'optimisation du confort et de la performance des systèmes.

Le principe repose sur l'intégration de formes géométriques particulières à la sortie des diffuseurs. Ces formes modifient la dynamique du jet, créant des structures tourbillonnaires

Introduction générale

secondaires, accentuant la turbulence et favorisant un meilleur brassage avec l'air ambiant. Ce phénomène induit une amélioration notable de l'induction du jet, c'est-à-dire sa capacité à entraîner de l'air environnant, sans pour autant réduire sa portée. Cela permet de mieux répartir l'air soufflé, d'optimiser les transferts thermiques, et d'améliorer le confort intérieur avec des systèmes plus compacts et plus efficaces.

Cependant, la conception géométrique de ces diffuseurs à formes complexes reste un défi. Une démarche purement expérimentale, bien que précieuse, s'avère souvent coûteuse et longue à mettre en œuvre, compte tenu du nombre élevé de configurations possibles. C'est pourquoi cette thèse s'appuie sur une approche complémentaire entre expérimentation et modélisation numérique, à l'aide de logiciels de simulation tels que ANSYS Fluent, basés sur la résolution des équations de Navier-Stokes par la méthode des volumes finis. Cette approche permet de prédire avec précision les champs de vitesse et de température associés à différentes configurations, et d'identifier les formes les plus performantes pour une application en environnement habité.

L'objectif principal de cette recherche est donc de concevoir, étudier et optimiser un système de diffusion d'air à travers des diffuseurs de formes géométriques variées, dans le but d'améliorer le mélange de l'air soufflé avec l'air ambiant, et donc d'augmenter l'efficacité du transfert thermique dans les locaux. Il s'agit plus précisément d'évaluer, le comportement de jets issus des diffuseurs dans des conditions proches de la ventilation réelle. L'analyse portera sur les profils de température, de vitesse, l'épanouissement du jet, et l'induction générée par chaque géométrie.

La thèse s'articule autour de quatre chapitres, encadrés par une introduction générale et une conclusion générale.

Le premier chapitre plante le décor scientifique en retraçant brièvement l'état de l'art à travers une revue bibliographique consacrée aux jets libres, aux jets tourbillonnaires, aux jets impactants ... Il met en évidence la problématique du confort thermique dans les ambiances, devenue centrale avec l'évolution des exigences en matière de bien-être et d'efficacité énergétique. Plusieurs approches de diffusion et de régulation de l'air sont présentées, tandis qu'un panorama des principaux travaux antérieurs, aussi bien numériques qu'expérimentaux, permet de situer la présente recherche dans son contexte.

Introduction générale

Le deuxième chapitre se concentre sur le cadre théorique. Il introduit les équations fondamentales régissant le mouvement des fluides, avant d'exposer la manière dont la Dynamique des Fluides Numérique (CFD) permet de les résoudre. Les principes de la CFD y sont discutés, accompagnés d'une présentation des définitions essentielles de la turbulence et des modèles couramment utilisés pour la décrire.

Le troisième chapitre est consacré à une étude numérique portant sur l'influence de la disposition des diffuseurs ainsi que des variations de leur géométrie sur l'efficacité de la diffusion de l'air. L'analyse met en évidence le rôle déterminant de la disposition et de la forme des diffuseurs dans la maîtrise des champs de vitesse et de température au sein de l'espace étudié.

Enfin, le dernier chapitre se déploie en deux sous-chapitres complémentaires. Le premier s'intéresse à la présence d'une grille de soufflage et à son rôle dans le façonnement de l'écoulement d'air. Il met en lumière la manière dont cette grille influence la trajectoire et la diffusion du jet, et comment elle peut contribuer à créer des conditions intérieures plus confortables et mieux maîtrisées.

Le second sous-chapitre poursuit la démarche en cherchant à identifier la configuration de diffuseurs la plus efficace. À travers une comparaison attentive des différentes géométries, il s'agit de déterminer celle qui offre la distribution d'air la plus homogène, favorisant une répartition équilibrée des vitesses et des températures dans l'espace. Cette approche vise à proposer la solution la plus adaptée pour améliorer durablement le confort thermique.

À travers cette approche globale, la thèse ambitionne de contribuer à l'optimisation de la conception des systèmes de diffusion d'air, en recherchant un compromis entre performance thermique et efficacité énergétique. Elle ouvre également des perspectives d'application concrètes dans le domaine de la ventilation des bâtiments, où les attentes en matière de confort, d'esthétique et de performance connaissent une évolution constante.

Chapitre I :
Analyse bibliographique

Chapitre I : Analyse bibliographique

I.1 Introduction

La diffusion de l'air est un phénomène complexe qui désigne la répartition et le déplacement de l'air au sein d'un espace donné. Ce processus est d'une importance capitale dans des domaines tels que le refroidissement des composants électroniques, le séchage des produits alimentaires mais aussi l'optimisation du transfert thermique dans divers environnements, ce qui explique l'intérêt croissant pour cette thématique au cours des dernières décennies. Sa compréhension repose sur les principes fondamentaux de la mécanique des fluides, de la thermodynamique et du transfert thermique. En particulier, les lois de la mécanique des fluides, et plus spécifiquement les équations de Navier-Stokes, permettent de décrire et de modéliser les mouvements de l'air. Ce chapitre a pour objectif de faire un état des lieux des travaux de recherche réalisés sur ce sujet, en abordant notamment les études relatives aux jets d'air et leurs multiples applications.

I.2 Diffusion d'air

La diffusion de l'air vise à fournir un apport d'air de manière optimale et agréable dans l'espace occupé. Ce processus constitue un élément essentiel d'un système de ventilation, notamment dans les bâtiments commerciaux, car il est directement lié au confort des occupants. Une conception inadéquate de la distribution de l'air peut entraîner un non-respect des critères de confort nécessaires dans la zone concernée.

Deux mécanismes principaux de distribution de l'air sont couramment utilisés dans les systèmes de ventilation : le système à mélange et le système à déplacement. Ces deux approches peuvent être utilisées de manière indépendante ou combinée, en fonction des exigences spécifiques de l'espace à traiter. Le choix entre ces systèmes repose sur le type de mouvement de l'air souhaité, qui est directement influencé par les effets thermiques présents dans l'environnement. En fonction de la configuration de l'espace et des conditions thermiques, ces mécanismes permettent de garantir une distribution de l'air adaptée, assurant ainsi un confort optimal et une efficacité énergétique maximale.

I.2.1 Système à mélange

Le système à mélange représenté sur la figure I.1 est fréquemment utilisé dans les diffuseurs et grilles présents sur le marché en raison de son efficacité et de sa simplicité. Ce principe repose sur l'intégration de l'air primaire, émis par le diffuseur ou la grille, avec l'air secondaire, c'est-à-dire l'air ambiant du local. Le processus de mélange s'opère de manière

Chapitre I : Analyse bibliographique

homogène, de sorte que l'air résultant présente une température et une vitesse uniformes tout au long de sa diffusion dans l'espace. Cette homogénéité est cruciale pour assurer une distribution optimale des conditions thermiques et dynamiques dans le local. Parmi les dispositifs générant des jets à fort pouvoir de mélange, on distingue notamment le jet annulaire, le jet tourbillonnaire et le jet lobé, qui sont conçus pour maximiser l'interaction entre l'air primaire et l'air secondaire [1].

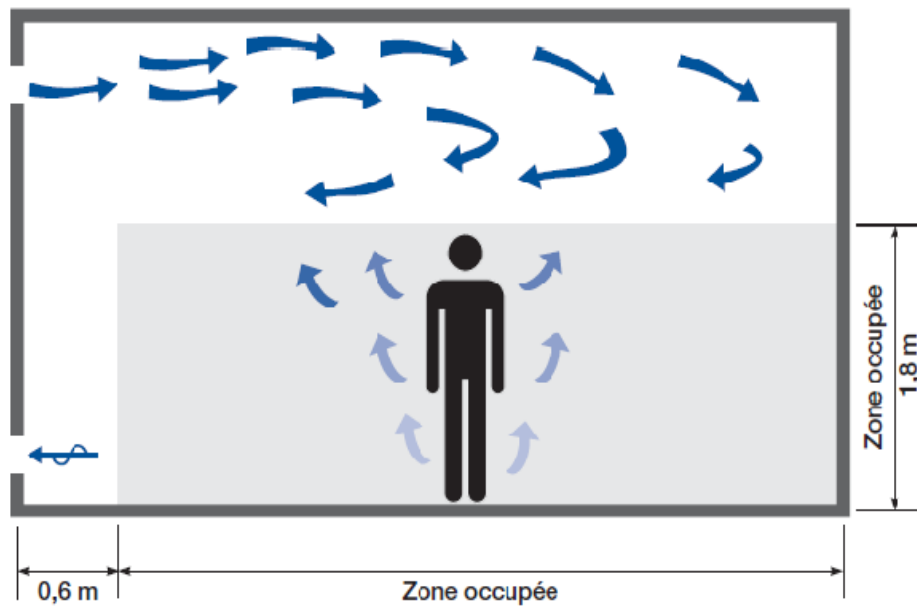


Figure I. 1 : Système à mélange [1]

I.2.2 Système à déplacement

Le système à déplacement, plus récent, a été développé initialement dans les pays nordiques pour les environnements industriels [1]. Ce système repose sur l'émission, depuis le bas, d'un jet d'air frais ayant des caractéristiques spécifiques. Contrairement au système à mélange, cet air ne se mélange pas avec l'air ambiant du local. Au lieu de cela, il soulève et transporte l'air vers le haut, où il est capté par des grilles ou d'autres terminaux pour être extrait, en totalité ou partiellement comme l'illustre la figure I.2.

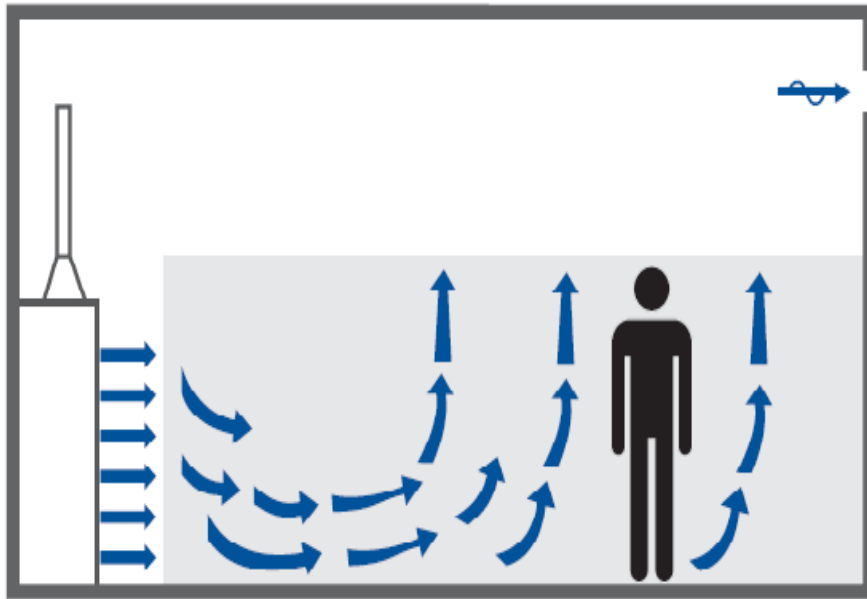


Figure I. 2: Système à déplacement [1]

I.2.3 Exigences de la distribution d'air

Indépendamment du système utilisé, certaines fonctions et exigences doivent être respectées pour garantir un bon fonctionnement du système de ventilation. L'air doit être diffusé de manière uniforme dans l'ensemble du local afin d'assurer un lavage complet de l'air et remplir les conditions suivantes :

- Neutralisation des charges thermiques, qu'elles soient positives ou négatives, présentes dans la pièce.
- Maintien des gradients de température dans des limites déterminées, tant au niveau vertical qu'horizontal.
- Récupération de la poussière en suspension dans l'air et son transfert vers les éléments de reprise.

En revanche, il est essentiel d'éviter certaines conditions qui pourraient nuire au confort des occupants, telles que :

- Des variations excessives de la température ambiante, que ce soit verticalement ou horizontalement.
- La formation de zones stagnantes et de stratifications.
- L'apparition de courants localisés, souvent dus à une diffusion non uniforme de l'air.

Chapitre I : Analyse bibliographique

I.3 Vue d'ensemble sur les jets

Un jet est défini comme l'écoulement d'un fluide qui se propage de manière soudaine à partir d'un milieu initialement statique. En l'absence d'obstacles, deux types de conditions aux limites sont généralement considérés :

- Jet confiné : l'interaction avec les parois est prise en compte, influençant ainsi le profil de l'écoulement.
- Jet libre : le jet se développe dans un environnement ouvert, où l'effet des parois est négligeable, les parois étant suffisamment distantes pour ne pas perturber l'écoulement.

I.3.1 Jet libre axisymétrique

Pour mieux comprendre les caractéristiques spécifiques d'un jet, il est essentiel d'examiner le concept de jet libre. La figure I.3 illustre l'évolution d'un jet libre circulaire tel que décrit par Dimotakis [2]. Le fluide coloré (représenté par sa luminosité) est injecté dans une zone initialement calme (obscur). Dès le début, l'écoulement se divise en deux régions distinctes : une couche de cisaillement, caractérisée par un mouvement rotationnel, et une zone irrotationnelle qui l'entoure. La couche de cisaillement constitue la zone centrale, où de forts gradients de vitesse sont présents, et se distingue par son expansion radiale, qui correspond à l'élargissement du jet. Cette expansion résulte de deux phénomènes principaux : la diffusion visqueuse, d'une part, et l'entraînement par des structures tourbillonnaires cohérentes, d'autre part [3].

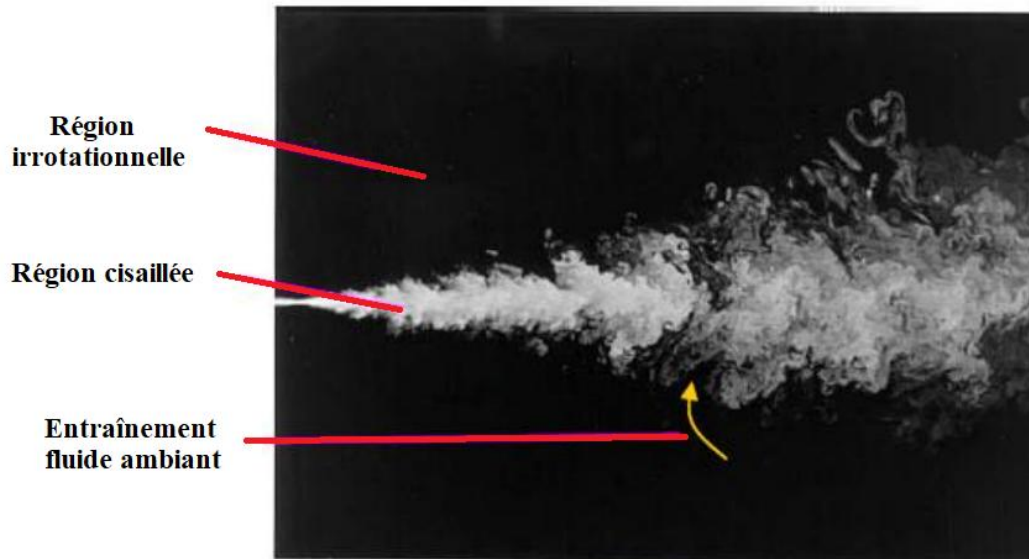


Figure I. 3: Plan de symétrie d'un jet circulaire turbulent à $Re = 10000$ [2]

La zone de la couche de cisaillement du jet abrite des structures tourbillonnaires cohérentes générées par les instabilités de Kelvin-Helmholtz, lesquelles résultent d'une différence de vitesse entre le cœur du jet et son environnement. Sous l'effet de ces instabilités, l'interface entre les deux régions se déforme et se tord, entraînant la formation de tourbillons qui favorisent la création d'une couche de mélange [3].

I.3.1.1 Zones du jet libre

D'après l'approche classique de décomposition pour un jet libre, on identifie trois zones distinctes (voir figure I.4) [4].

- Zone du cœur potentiel : Cette zone est caractérisée par la conservation de la vitesse de sortie de la buse le long de l'axe central du jet, formant ainsi une région appelée cœur potentiel.
- Zone de développement (ou zone de transition) : Elle commence lorsque les couches de mélange convergent vers l'axe central du jet, entraînant une réduction de la vitesse axiale en raison des contraintes de cisaillement élevées présentes dans cette région.
- Zone de turbulence développée (ou zone d'écoulement établi) : Dans cette zone, les profils de vitesse deviennent auto-similaires, permettant de les prédire à partir des profils en amont grâce à la similitude. Selon divers auteurs, cette zone débute entre 8 et 20 fois le diamètre du diffuseur.

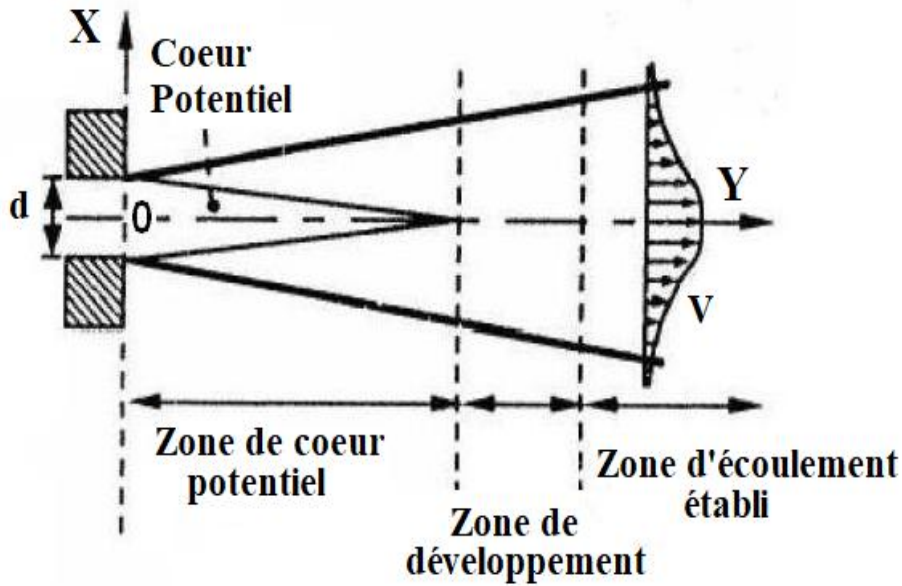


Figure I. 4: Schéma représentative de la structure du jet libre [3]

Le système de coordonnées du jet est établi en fonction de la figure I.4:

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].

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.

Chapitre I : Analyse bibliographique

I.3.2 Jet impactant

I.3.2.1 Description

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, comme l'illustre la figure I.5 [6] :

I.3.2.1.1 Région du jet libre

La région du jet libre se compose de trois zones principales : un noyau potentiel, une zone de transition et une zone d'écoulement établi. Ces zones se développent lorsque la distance de collision (H) est suffisamment grande, permettant ainsi au jet de se développer complètement avant toute interaction avec une surface.

I.3.2.1.2 Région d'impact

Dans cette région, le jet subit un changement de direction avec une transition vers un jet de paroi, souvent désigné sous le terme de zone de déviation. Cette transition se termine par une région de stagnation, où le jet se fixe sur la paroi, aligné avec l'axe du jet. Selon les travaux de Ding et al. [7], une structure hélicoïdale se forme lorsque le jet entre en contact avec la paroi. Toutefois, Zheng [8] décrit un point de fixation clairement défini, maintenu par la paroi d'impact. Dans la zone de déviation, les caractéristiques de l'écoulement sont similaires à celles d'un jet libre, mais la vitesse de l'écoulement sur l'axe central diminue progressivement à mesure que le jet approche du point de stagnation, atteignant zéro lorsqu'il touche la paroi.

I.3.2.1.3 Région du jet de paroi

La zone du jet de paroi se caractérise par un écoulement radial du fluide, induit par la déviation du flux au niveau de la paroi. Selon Ding et al. [7], les variations de pression deviennent indépendantes de la position sur la paroi lorsque la distance à partir du point de stagnation dépasse un rapport $x/D = 3$. Dans cette zone, les effets de la paroi ont un impact majeur sur l'écoulement en raison des forces de viscosité. L'épaisseur de la couche limite de

Chapitre I : Analyse bibliographique

l'injecteur est inversement proportionnelle au nombre de Reynolds pour une distance d'impact donnée. Le flux radial, en raison des échanges d'énergie avec le fluide environnant, entraîne une accélération initiale suivie d'une décélération. La composante radiale de la vitesse augmente linéairement, atteignant un 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 observée à environ un diamètre de la paroi.

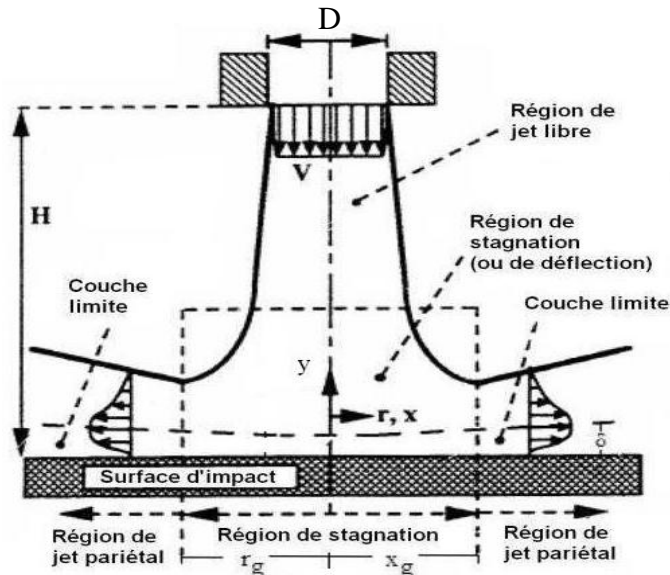


Figure I. 5: Structure du jet impactant [9]

I.3.2.2 Types de jets impactants

Les jets impactants peuvent être classés en trois catégories en fonction de la distance d'impact (H). On distingue l'impact du noyau potentiel lorsque le rapport (H/D) est inférieur à 3, l'impact du jet en transition, et l'impact du jet développé. La majorité des recherches, ainsi que la totalité des études concernant le mélange, se concentrent sur les jets de noyau potentiel ou de transition, mettant en évidence l'absence de données expérimentales pour les jets développés.

La figure I.6 illustre les caractéristiques du jet dans les situations d'impact correspondant aux régimes de cœur potentiel et de jet transitionnel.

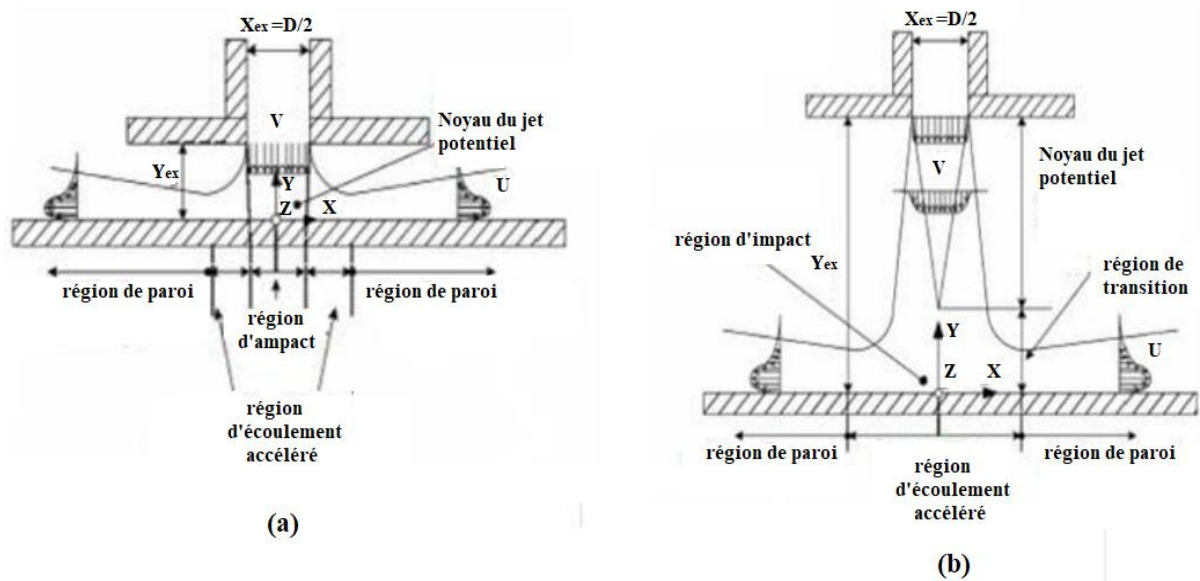


Figure I. 6: Différents jets impactant, (a) impact du noyau potentiel; (b) impact du jet transitionnel [9]

I.3.3 Jets simples

La compréhension de l'interaction entre plusieurs jets repose d'abord sur une connaissance approfondie du comportement d'un jet unique. Les recherches menées dans ce domaine ont permis d'acquérir une compréhension solide du phénomène. Dans un premier temps, une présentation de certains types de diffuseurs sera effectuée, suivie d'une revue des travaux réalisés sur ce sujet.

I.3.3.1 Jet circulaire

I.3.3.1.1 Description d'un jet circulaire

Un jet circulaire désigne un écoulement fluide émis à partir d'un orifice de forme circulaire. Lors de son émission, le fluide se dirige radialement à partir de l'axe central, créant une forme conique qui s'élargit à mesure qu'il s'éloigne de l'orifice. Ce type de jet est souvent caractérisé par une répartition uniforme du fluide dans les premières étapes de son écoulement, avant que des phénomènes de turbulence ou de diffusion n'interviennent. La configuration du jet dépend largement de la taille de l'orifice, de la pression et des conditions environnementales. En fonction de ces paramètres, le jet peut se stabiliser ou se déformer, et des interactions avec l'air ou d'autres fluides peuvent entraîner des variations dans sa structure et son comportement.

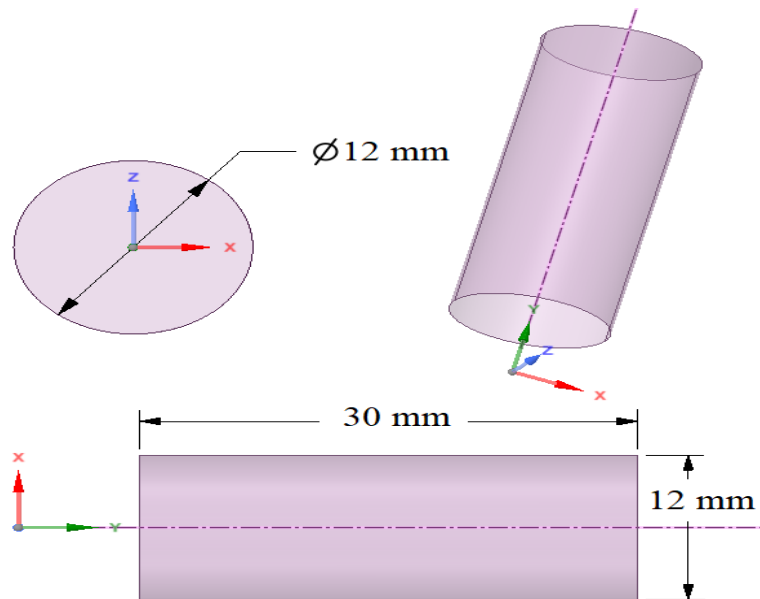


Figure I. 7 : Présentation d'un diffuseur circulaire [10]

I.3.3.1.2 Travaux antérieurs sur les jets circulaires

Au cours des dernières années, les recherches sur les jets circulaires ont connu des avancées significatives grâce à des approches théoriques, numériques et expérimentales, permettant de mieux comprendre et d'optimiser ces dispositifs dans divers domaines d'application. Boersma [11], a utilisé des simulations numériques directes (DNS) pour analyser le champ acoustique d'un jet circulaire chauffé, qu'il a comparé à celui d'un jet circulaire froid. Ses résultats ont révélé que, bien que la décroissance de la vitesse sur l'axe central du jet circulaire froid était conforme aux données expérimentales de Panchapekesan et Lumley [12], il n'y avait pas de différence notable dans la décroissance du jet chauffé par rapport à celle du jet froid. Il a également observé que les deux jets, chauffé et froid, émettaient principalement des ondes acoustiques sous des angles compris entre 35 et 45 degrés par rapport à l'axe central, mais que le jet circulaire chauffé produisait un bruit environ 10 dB plus élevé que le jet circulaire froid, et sa fréquence non dimensionnelle était également plus faible.

Par ailleurs, une autre étude expérimentale a analysé la distribution locale des coefficients de transfert de chaleur pour un jet circulaire percutant orthogonalement une plaque plane. Le nombre de Reynolds, basé sur la condition de sortie de la buse, variait entre 12 000 et 28 000, et l'espacement jet-plaque allait de 0,5 à 8 diamètres de buse. Des expérimentations ont été réalisées pour mesurer les distributions de pression statique du mur à différents espacements jet-plaque, et des corrélations semi-empiriques ont été établies pour la

Chapitre I : Analyse bibliographique

distribution locale des coefficients de transfert de chaleur entre un jet circulaire et une plaque plane [13].

L'effet du chanfrein à l'entrée de la buse sur la distribution du transfert de chaleur d'un jet circulaire a également été étudié. Des tests ont été réalisés avec des nombres de Reynolds variant de 6 000 à 40 000 et un rapport de distance de séparation/diamètre (H/D) allant de 1 à 6. Quatre configurations de buses ont été évaluées : une buse à bords carrés et trois buses à bords chanfreinés avec des longueurs de chanfrein de 1 mm, 2,3 mm et 3,65 mm. Les résultats ont révélé que le chanfrein n'affectait pas la distribution du nombre de Nusselt local le long du jet circulaire, et que le nombre de Nusselt au point de stagnation restait presque constant pour des valeurs de H/D comprises entre 1 et 4, mais était plus élevé que pour $H/D = 6$ dans toutes les configurations testées. Un second pic du nombre de Nusselt local est apparue à $R/D = 2$, notamment pour des valeurs élevées de Reynolds. La buse à bords carrés a généré le nombre moyen de Nusselt le plus élevé pour toutes les valeurs de Reynolds étudiées. De nouvelles corrélations ont été établies pour le nombre moyen de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, de la distance de séparation et du rapport longueur de chanfrein/diamètre pour les différentes configurations de buses testées [14].

En acoustique, en particulier, Arenas et Crocker ont exploré l'usage de matériaux composites pour améliorer les performances des diffuseurs acoustiques, en montrant que ces matériaux réduisaient les distorsions sonores tout en augmentant la durabilité des dispositifs [15]. Les diffuseurs circulaires ont continué à évoluer, ouvrant de nouvelles perspectives pour les applications acoustiques. Par exemple, dans leur ouvrage *Acoustic Absorbers and Diffusers: Theory, Design and Application*, Cox et D'Antonio [16] ont présenté des modèles numériques avancés permettant de prédire la diffusion sonore. Leurs travaux ont mis en évidence que les diffuseurs basés sur des fractales amélioreraient la répartition des ondes sonores dans les salles de concert, réduisant ainsi les zones d'ombre acoustique.

Ainsi, ces différentes études soulignent l'importance des jets circulaires dans une multitude de domaines d'application, allant de l'acoustique à la thermique, et mettent en lumière les progrès réalisés pour optimiser leur performance dans des contextes variés.

I.3.3.2 Jet lobé

I.3.3.2.1 Description du jet lobé

La formation d'un jet lobé résulte généralement de la géométrie de la sortie du fluide ou de certaines conditions d'écoulement spécifiques, telles que la présence de turbulences ou d'instabilités. Les lobes correspondent à des régions où le fluide se concentre davantage, créant des zones d'intensité élevée, tandis que les espaces entre ces lobes sont caractérisés par une moindre vitesse. En conséquence, les jets lobés présentent des avantages significatifs en matière de mélange et de transfert de chaleur, ce qui les rend pertinents dans divers domaines tels que l'aéronautique, la climatisation et la combustion. À titre d'exemple, Mitchell et al. [17], [18] ont exploré l'utilisation de pré-mélangeurs lobés de carburant et d'oxydant, visant à optimiser l'efficacité énergétique et à réduire les émissions polluantes dans le domaine de la combustion. Sur la figure I.8 est présenté un diffuseur lobé.

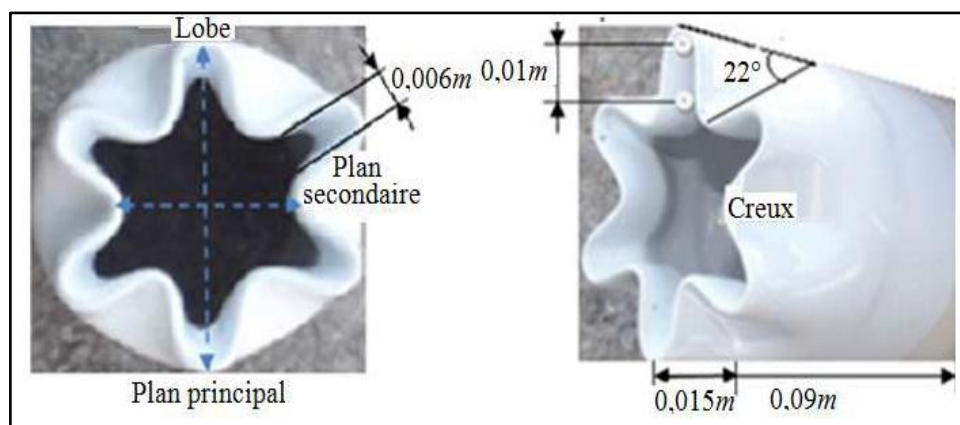


Figure I. 8: Photographie d'une buse lobée [19]

I.3.3.2.2 Travaux antérieurs sur les jets lobés

Dans le secteur aérospatial, des travaux réalisés par Hunter et al. [20] et Shan et al. [21] ont porté sur l'amélioration des buses d'échappement des gaz brûlés afin d'accroître la poussée des moteurs d'avion. Parallèlement, Lieber et Weir [22] ont investigué des solutions visant à réduire le bruit des moteurs, tandis que Zhang et al. [23] ont étudié des méthodes pour atténuer la signature thermique des moteurs, une problématique particulièrement pertinente dans les applications militaires. Ainsi, l'intégration des formes lobées dans les diffuseurs d'air a constitué une avancée clé, initiée par Amina Meslem et approfondie par Ilinca Nastase [24]. Cette approche a permis de comparer les jets lobés aux jets circulaires traditionnels, montrant des améliorations notables en termes d'efficacité de mélange, grâce à la génération de structures vortex à grande échelle.

Chapitre I : Analyse bibliographique

En outre, Nastase a distingué les buses lobées, qui sont des conduits circulaires à col ondulé, des orifices lobés, qui sont des trous réalisés dans une plaque fine [25]. Les travaux de Nastase ont révélé que les jets de buses lobées, en particulier ceux avec une géométrie de type "marguerite" à six lobes inclinés, amélioreraient significativement l'induction et le mélange dans la zone du noyau potentiel [26]-[28]. De plus, des études numériques ont montré que le modèle de turbulence $k-\omega$ SST était capable de prédire avec précision l'interaction du jet et l'entraînement du fluide ambiant [29].

Les jets d'orifices lobés ont également été analysés. En effet, les orifices en croix et en forme de marguerite ont montré de bonnes performances en termes d'induction et de maintien de la vitesse axiale [24]. Des recherches récentes, telles que celles menées par Bode et al. [30] et Sharma et al. [31], ont exploré les caractéristiques thermiques des jets lobés. Ces travaux ont démontré que les jets à six lobes offraient une meilleure efficacité thermique et une homogénéisation améliorée du flux d'air.

Dans l'ensemble, ces travaux démontrent l'efficacité des jets lobés pour améliorer les performances de mélange, d'induction et de transfert thermique. Par conséquent, ces configurations sont particulièrement prometteuses pour des applications dans des domaines exigeants tels que la combustion, la ventilation et l'aérospatiale.

I.3.3.3 Jet tourbillonnaire

I.3.3.3.1 Description du jet tourbillonnaire

Un jet tourbillonnaire est un écoulement de fluide dans lequel des vortex ou tourbillons sont générés, créant une rotation du fluide. Le tourbillonnement désigne l'introduction d'un composant azimutal dans le profil de vitesse de l'écoulement, créant un équilibre entre les forces centrifuges agissant sur les particules de fluide. Dans un écoulement confiné, ce phénomène génère un effet de courbure dans la zone de mélange, organisant les structures tourbillonnaires. Cependant, dans un jet non confiné, ces structures deviennent moins stables en raison de la perturbation des paires de vortex. Lorsque l'intensité du tourbillonnement dépasse un certain seuil, une zone de recirculation émerge, dont la taille et l'emplacement dépendent de l'intensité du tourbillonnement [3].

Le tourbillonnement modifie la turbulence, la rendant non uniforme et freinant le transfert d'énergie des grandes structures vers les petites. Il est quantifié par le nombre de swirl (S), qui mesure la relation entre le flux d'impulsion angulaire axial et la poussée axiale, comme indiqué par Gupta et al. [32]. Ce paramètre peut être calculé à tout point du jet.

Chapitre I : Analyse bibliographique

Cette dynamique modifie la répartition de la vitesse et de la pression, favorisant l'entraînement du fluide ambiant et améliorant l'efficacité du mélange. La présence de ces structures permet d'étendre la portée du jet et optimise les processus de transfert thermique et de masse. Ce type de jet est couramment utilisé dans des applications telles que la combustion, la ventilation et le refroidissement, où un mélange rapide des fluides est crucial.

Selon PRATTE et KEFFER [33], la représentation d'un jet tourbillonnaire (Swirling jet) est illustrée par les figures I.9 et I.10.

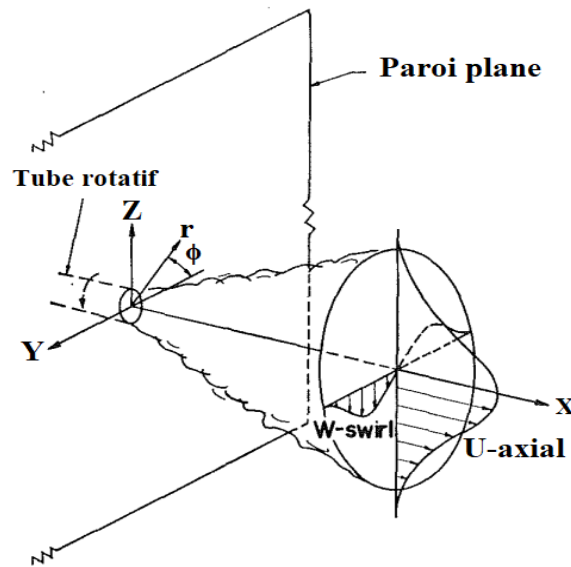


Figure I. 9: Représentation du jet tourbillonnaire [33]

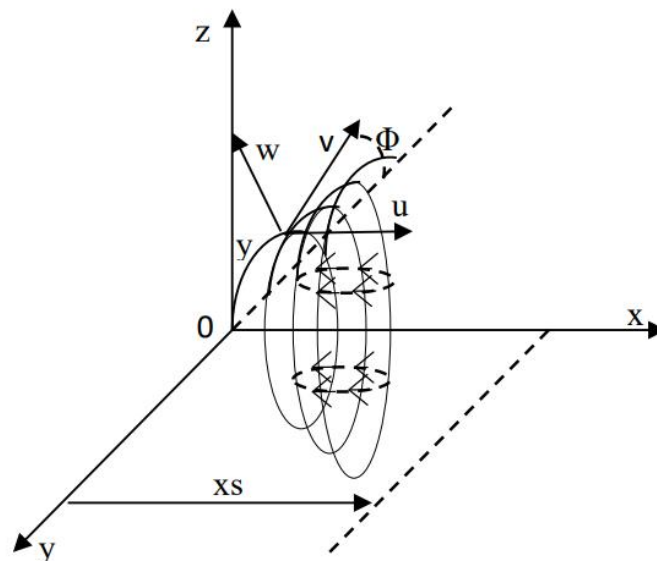


Figure I. 10: Représentation d'un jet tourbillonnaire en coordonnées cylindriques [6]

Chapitre I : Analyse bibliographique

Les coordonnées cylindriques (x, r, ϕ):

x : représente la coordonnée axiale ;

r : représente la coordonnée radiale ;

ϕ : représente la coordonnée tangentielle.

Les composantes de la vitesse :

U : la vitesse axiale ;

V : la vitesse radiale ;

W: la vitesse tangentielle.

I.3.3.2 Le nombre de tourbillonnement (swirl)

Le tourbillonnement améliore le mélange et accélère le développement du jet par rapport à un jet non tourbillonnaire. Ce phénomène est identifié par un paramètre adimensionnel qui quantifie la relation entre le flux d'impulsion angulaire axial et la poussée axiale, tel que décrit par Gupta et al. [32].

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

Le nombre de swirl peut aussi être calculé à partir des caractéristiques géométriques du générateur de tourbillonnement. Selon Hung Y et al. [34], la formule est la suivante :

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

Avec :

α : 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.

En l'absence de moyeu ($R_h = 0$), l'expression se simplifie à :

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

Cette approche permet de quantifier l'impact du tourbillonnement sur les performances du jet.

I.3.3.3 Classification des écoulements tourbillonnaires

Les écoulements tourbillonnaires sont classifiés en fonction de la valeur du nombre de swirl (S). Ce paramètre permet de caractériser l'intensité du tourbillonnement et influence de manière significative les caractéristiques dynamiques du jet. En fonction de sa valeur, on distingue principalement deux régimes d'écoulement tourbillonnaire :

I.3.3.3.1 Écoulements à faible tourbillonnement ($S < 0,6$)

Dans les écoulements présentant un faible nombre de tourbillons, aucune zone de recirculation n'est observée. Le tourbillonnement induit une réduction de la vitesse axiale et favorise l'aspiration du fluide ambiant stagnant. Dans ce régime, les profils de vitesse conservent une distribution gaussienne, ce qui reste valable pour des valeurs de $S < 0,5$ [35]. À mesure que le nombre de tourbillons augmente, l'angle d'ouverture du jet ainsi que le débit massique connaissent une augmentation progressive [6].

I.3.3.3.2 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 ne suffisent plus à contrebalancer l'énergie cinétique des particules de fluide, phénomène généralement observé lorsque $S = 0,6$. En comparant ce phénomène aux ondes de choc ou aux sauts hydrauliques, Benjamin [36] avance que cette zone de recirculation marque une transition de l'écoulement de supercritique à subcritique. Cette interprétation a été corroborée par Sarpkaya [37] et plus tard par Escudier et Keller [38]. Le centre de la zone de recirculation se rapproche de l'extrémité de la buse ou de l'injecteur, et sa taille augmente à mesure que le nombre de tourbillons dans l'écoulement croît. Ces deux éléments caractérisent de manière notable cette zone de recirculation.

I.3.3.3.4 Travaux antérieurs sur les jets tourbillonnaires

Raj et Ganesan [39] ont étudié l'influence de l'angle des ailettes du diffuseur sur les jets tourbillonnants, en déterminant l'angle optimal des ailettes pour un mélange efficace. Ils ont montré que pour les jets tourbillonnants faibles, le modèle $k-\varepsilon$ standard était adapté, tandis que

Chapitre I : Analyse bibliographique

pour des jets plus intenses, le modèle RSM était nécessaire. Ils ont également identifié que l'angle de 45° des ailettes favorisait une meilleure performance de mélange dans les jets tourbillonnants puissants.

Dans un contexte différent, Lee [40] a étudié l'impact des angles de tourbillonnement (15°, 30°, 45° et 60°) sur les caractéristiques d'atomisation des jets pneumatiques. Ses résultats ont montré que l'angle de tourbillonnement de 30° offrait les meilleures performances en termes d'atomisation, tandis que l'intensité de turbulence diminuait progressivement avec l'augmentation de l'angle, ce qui affectait la qualité du mélange. Ces observations soulignent l'importance du choix géométrique des buses pour optimiser les performances de mélange.

De leur côté, Roudane et al. [41] ont mené des recherches expérimentales et numériques sur des jets tourbillonnaires utilisés pour la climatisation et le chauffage intérieur. Leur étude a démontré que le modèle de turbulence k- ϵ RNG était le plus adapté pour simuler les performances thermiques des jets tourbillonnaires. Cette étude confirme l'importance des paramètres de conception dans l'optimisation des systèmes de diffusion thermique.

Lors d'une première étude Khelil et al. [42] ont employé une méthodologie de volumes finis pour simuler plusieurs jets tourbillonnaires. Ils ont confirmé que le modèle RSM était plus adapté pour modéliser les caractéristiques des jets tourbillonnaires et leur comportement thermique. Ils ont également démontré que l'angle des ailettes du diffuseur, ainsi que la régulation précise de la température entre les jets centraux et périphériques, étaient des facteurs essentiels pour améliorer l'homogénéisation thermique, particulièrement en ce qui concerne les angles de tourbillonnement.

Dans une étude complémentaire Khelil et al. [43] ont réalisé une étude numérique pour analyser les interactions entre plusieurs jets tourbillonnaires placés à des positions inégales. En utilisant les équations de Navier-Stokes moyennées dans le temps et en simulant la turbulence avec différents modèles, tels que le modèle k- ϵ standard et le modèle de contrainte de Reynolds (RSM), ils ont observé que le modèle RSM offrait une meilleure concordance avec les données expérimentales. Leur étude a montré que les interactions entre les jets tourbillonnaires entraînaient une redistribution de la température dans la zone de mélange et amélioraient la propagation radiale du jet. De plus, la position relative des jets, qu'ils soient centraux ou périphériques, avait un impact considérable sur l'efficacité de l'homogénéisation

Chapitre I : Analyse bibliographique

thermique, mettant ainsi en évidence l'importance de la configuration du système pour optimiser la performance thermique.

De plus, Zerrouk et al. [44] ont également réalisé des études expérimentales et numériques portant sur des jets tourbillonnaires percutant un mur plat. Leur recherche a révélé que, près de l'obstacle, les jets subissaient des déviations importantes caractérisées par une réduction de température et de vitesse, suivies par une expansion du jet. Ces résultats expérimentaux ont été validés par des simulations numériques utilisant le modèle de turbulence k- ϵ , montrant une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques.

Enfin, Prashant Singh et al. [45] ont comparé le transfert de chaleur des jets tourbillonnants et des jets cylindriques. Leur étude a révélé que les jets tourbillonnaires transféraient davantage de chaleur que les jets cylindriques à faible distance de la cible (z/d), bien que ce transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la distance, contrairement aux jets cylindriques dont la performance reste stable. Cela a été attribué à l'extension plus large du jet tourbillonnant à des valeurs plus élevées de z/d , par rapport au noyau stable des jets cylindriques.

L'ensemble de ces travaux montrent que les paramètres géométriques des jets tourbillonnaires, tels que l'angle des ailettes et la configuration des jets, influencent considérablement leur performance dans des applications variées comme le mélange, le transfert thermique et la ventilation. De plus, l'utilisation de modèles de turbulence appropriés, est essentielle pour simuler et optimiser ces systèmes de manière fiable et précise.

I.3.4 Jets multiples

Les configurations de jets multiples, bien que couramment utilisées dans des applications pratiques, sont rarement étudiées en laboratoire en raison de la complexité qu'elles induisent, notamment par la réduction ou l'absence d'un axe de symétrie. Dans des configurations nécessitant des débits élevés, comme celles rencontrées dans les moteurs de fusées, les grandes ambiances il est souvent plus avantageux d'utiliser plusieurs petits diffuseurs plutôt qu'un diffuseur unique de grande taille. Cette stratégie permet d'obtenir un mélange plus rapide des fluides en raison de la taille réduite des diffuseurs, ce qui conduit à une meilleure distribution de l'air ainsi que de la chaleur. Le nombre de configurations

Chapitre I : Analyse bibliographique

possibles est extrêmement varié, comme l'illustre la figure I.11, qui présente plusieurs configurations issues de la littérature [29],[46]-[54].

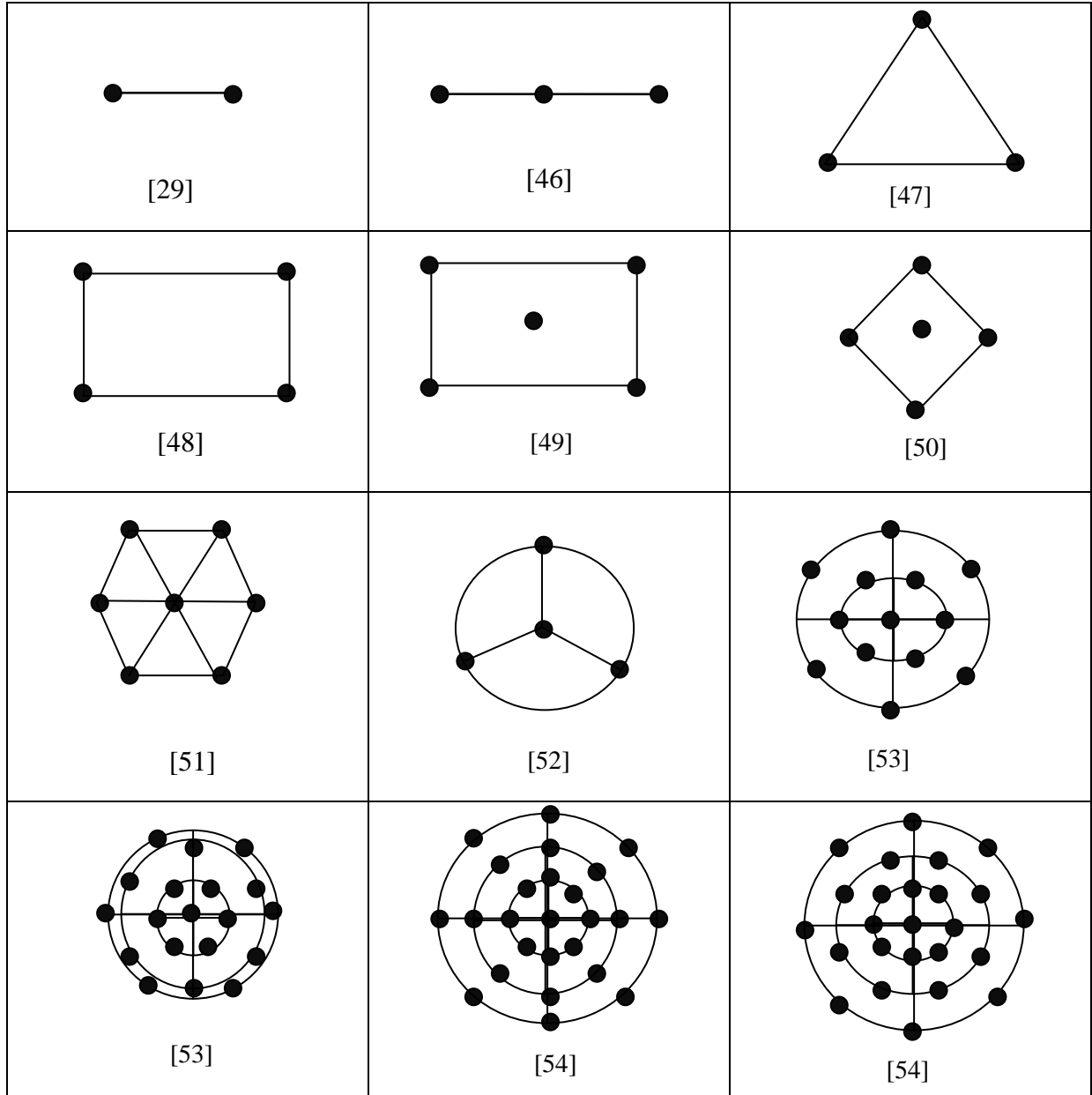


Figure I. 11: Différentes configurations à jets multiples trouvées dans la littérature.

Les écoulements générés par l'utilisation de jets multiples peuvent être analysés en trois zones distinctes : la zone de convergence, où les jets commencent à interagir sans se toucher, la zone de fusion, où les jets se mélangent et leurs profils distincts se combinent, et enfin la zone de combinaison, où l'écoulement se stabilise et tend à adopter les caractéristiques d'un jet

Chapitre I : Analyse bibliographique

unique comme le montre la figure I.12. L'évolution de ces zones dépend de la géométrie des diffuseurs et peut varier en fonction de la configuration de diffusion adoptée [55]- [56].

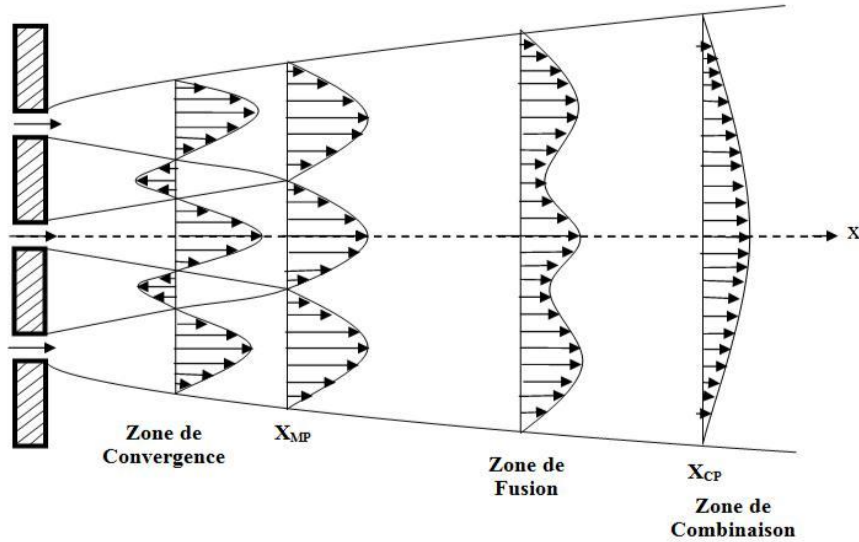


Figure I. 12: Les trois zones d'un écoulement issu d'un jet triple [56]

Le nombre et la disposition des diffuseurs jouent un rôle essentiel dans la détermination de la dynamique de l'écoulement. Par exemple, une augmentation du nombre de jets contribue à ralentir la décroissance de la vitesse dans la zone distante de l'écoulement, bien que cet effet devienne marginal au-delà d'un certain seuil de jets. En outre, les paramètres géométriques, tels que l'écartement entre les jets, influencent de manière significative l'interaction entre ceux-ci. Un écartement plus large favorise une expansion radiale plus rapide et une décroissance de la vitesse plus marquée, tandis qu'un écartement réduit accélère la fusion des jets.

Les vitesses des jets exercent également un impact notable sur l'évolution de l'écoulement. Selon le rapport de vitesse entre le jet central et les jets latéraux, trois régimes d'écoulement peuvent être distingués (voir la figure I.13) : un régime dans lequel le jet central domine, un autre où les jets latéraux prédominent, et un régime instable où la vitesse des jets latéraux dépasse largement celle du jet central. Dans tous les cas, l'augmentation de la vitesse des jets latéraux retarde la fusion des jets et modifie leur profil de vitesse [57].

Enfin, l'inclinaison des jets a également un impact significatif sur leur dynamique. Pour des angles d'inclinaison compris entre 15° et 45° [58], les jets s'attirent et fusionnent plus

Chapitre I : Analyse bibliographique

rapidement à mesure que l'angle d'inclinaison augmente. En revanche, des angles plus importants accélèrent la fusion, tandis qu'une divergence accrue des jets retarde leur mélange, allongeant ainsi la distance nécessaire avant qu'ils n'interagissent de manière significative.

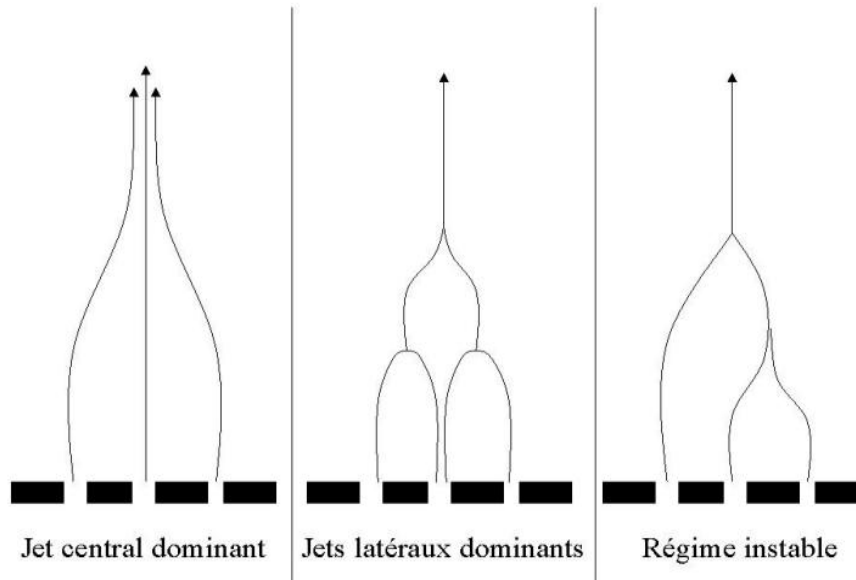


Figure I. 13: Différents régimes de l'écoulement en fonction des vitesses dans le cas d'un jet triple issus de fentes [57]

I.4 Modèles d'évaluation du confort thermique [59]

Depuis le début du XXe siècle, des recherches ont été entreprises sur la modélisation du confort thermique, dans le but de prédire la réponse des occupants aux ambiances thermiques. Les premiers modèles reposaient sur des indices de température équivalente. Dans les années 1970, le modèle de Fanger a émergé, fondé sur des bilans thermiques et des modèles physiologiques empiriques, élaborés à partir d'essais réalisés avec des sujets humains en chambres climatiques. Ces modèles prennent en compte quatre paramètres physiques : la température de l'air, la température moyenne de rayonnement, l'humidité relative et la vitesse de l'air ainsi que l'activité physique et la vêtue des occupants, afin de déterminer leur état thermique. Les résultats obtenus sont la sensation thermique globale ainsi que le pourcentage de personnes estimant l'ambiance comme inacceptable.

I.4.1 Indices environnementaux

Les travaux de Fanger ont été intégrés dans les normes européennes et américaines, servant de fondement aux exigences de confort thermique dans les bâtiments. Des modèles plus récents prennent en compte la thermorégulation humaine et intègrent des variables physiologiques. Cette section présente les indices environnementaux.

Chapitre I : Analyse bibliographique

Ces indices environnementaux incluent :

- Température moyenne de rayonnement : Il s'agit de la température d'un environnement uniforme échangeant la même quantité de chaleur par rayonnement qu'un environnement réel.
- Température opérative : Cette température combine les effets de convection et de rayonnement, permettant d'estimer l'échange thermique total entre l'occupant et son environnement.
- Température équivalente : Introduite en 1929, elle prend en compte la température de l'air, la température moyenne de rayonnement et la vitesse de l'air. Elle présente une similitude avec la température opérative, mais inclut également l'effet de la vitesse de l'air sur un corps chauffé.
- Température effective : Il s'agit d'un indice plus avancé qui intègre les transferts de chaleur latente et est utilisé pour prédire la sensation thermique globale.

I.4.2 Le modèle de Fanger

Le confort thermique global représente la perception de l'ambiance thermique par l'occupant, évaluée sur l'ensemble du corps. Bien que développé il y a plus de cinquante ans, le modèle de Fanger demeure le plus utilisé pour prédire le confort thermique dans les bâtiments. Fondé sur l'hypothèse que l'occupant perçoit principalement sa propre température corporelle et non celle de l'environnement, ce modèle définit trois exigences essentielles pour atteindre le confort thermique :

- L'équilibre thermique entre le corps humain et son environnement, nécessitant des conditions stationnaires.
- La température moyenne de la peau doit être à un niveau adéquat, lequel décroît avec l'augmentation de l'activité métabolique.
- Un débit sudoral approprié, qui augmente avec l'intensité de l'activité physique.

Le modèle de Fanger aboutit à l'indice PMV (Predicted Mean Vote), une fonction du bilan thermique du corps humain, prenant en compte des paramètres thermiques. Ce bilan est ajusté à une échelle psychophysique à sept niveaux définis par l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers). Parallèlement, le pourcentage

Chapitre I : Analyse bibliographique

d'individus insatisfaits, noté PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied), est calculé en fonction du PMV.

Dans un environnement thermique uniforme, une unique valeur de PMV/PPD suffit pour caractériser le confort. En revanche, pour un environnement non uniforme, Fanger préconise l'évaluation du PMV/PPD à différents points d'un maillage, répartis selon des hauteurs spécifiques dans la zone d'occupation. La température de l'air, la vitesse de l'air et la température moyenne de rayonnement doivent être mesurées à chaque point, tandis que la pression de vapeur d'eau peut être mesurée en un seul point.

Toutefois, le modèle de Fanger présente certaines limitations. Conçu pour des conditions thermiques stationnaires typiques des bâtiments tertiaires, avec des occupants sédentaires et vêtus de manière légère, il devient moins pertinent dans des situations thermiques instationnaires ou pour des environnements particuliers. Bien que des ajustements aient été proposés pour élargir son champ d'application, le modèle de base reste la méthode de référence, tant dans la norme européenne que dans la norme américaine, pour l'évaluation du confort thermique dans les bâtiments.

I.4.3 Inconforts locaux

Le modèle de Fanger repose sur l'hypothèse d'un environnement thermiquement uniforme, dans lequel le confort thermique de l'occupant est évalué comme une entité unique. Bien que ce modèle permette d'estimer une sensation de confort global, il ne prend pas en considération les inconforts thermiques locaux, tels que ceux induits par des asymétries de température de rayonnement, des températures de sol excessivement chaudes ou froides, des différences importantes de température verticale de l'air, ou encore la présence de courants d'air. Dans le but de modéliser ces inconforts locaux, des travaux subséquents au développement du modèle PMV/PPD, réalisés par Fanger et d'autres chercheurs, ont permis l'élaboration de modèles empiriques. Ces modèles, repris dans les normes, visent à estimer le pourcentage de personnes insatisfaites (PPD).

I.4.3.1 Asymétrie de température de rayonnement

Les asymétries de température de rayonnement, résultant de différences de température entre les parois d'une pièce, les fenêtres froides et les plafonds chauds, représentent un facteur majeur d'inconfort thermique. Dans les bâtiments de bureaux et résidentiels, ces inconforts

Chapitre I : Analyse bibliographique

sont principalement causés par des fenêtres froides et des plafonds chauds, qui induisent des déséquilibres thermiques.

I.4.3.2 Différence verticale de température d'air

Une stratification thermique prononcée, caractérisée par une différence de température entre la tête et les pieds, peut provoquer un inconfort, même si la température moyenne de la pièce est perçue comme neutre. Ce phénomène affecte particulièrement les occupants assis ou debout, et l'inconfort lié à cette différence de température (ΔT) peut être modélisé à l'aide d'une relation empirique.

I.4.3.3 Sols froids ou chauds

Les sols froids, notamment en hiver, sont une cause fréquente d'inconfort thermique. Pour les personnes portant des chaussures appropriées, une température de plancher idéale est d'environ 24 °C. La norme recommande une température de 19 à 26 °C pour des activités sédentaires en hiver, afin de maintenir un confort thermique optimal.

I.4.3.4 Effet de courant d'air

Les courants d'air provoquent un refroidissement local de la peau, engendrant un inconfort. Ce phénomène est particulièrement fréquent dans les bâtiments climatisés. L'inconfort généré par ces courants peut être modélisé en prenant en compte la température de l'air, la vitesse de l'air, et l'intensité de turbulence de l'air, selon des relations empiriques.

I.4.4 Autres modèles

Depuis les travaux fondateurs de Fanger, de nombreux modèles de confort thermique ont été développés, enrichissant la littérature sur le sujet. Les modèles peuvent être empiriques, fondés sur des expérimentations humaines, ou rationnels, basés sur des estimations des échanges thermiques entre le corps et l'environnement. À ce jour, aucun modèle n'a été validé sur une échelle aussi large que celui de Fanger, ce qui en fait une référence incontournable.

I.4.4.1 Modèle empirique de Nilsson

Ce modèle prédit le confort thermique local en tenant compte des échanges de chaleur sur 16 parties distinctes du corps humain. Il utilise des températures de surface et des flux de

Chapitre I : Analyse bibliographique

chaleur dissipés pour déterminer une température équivalente locale, et cette température est corrélée avec les sensations de confort global et local des occupants.

I.4.4.2 Modèles physiologiques basés sur Stolwijk

Ces modèles, qui sont des adaptations du modèle de Stolwijk, simulent les réponses physiologiques du corps humain à des conditions thermiques spécifiques. Ils permettent de prédire des variables comme la température du centre du corps et la mouillure de la peau, qui sont ensuite utilisées pour déterminer des indices de confort thermique.

I.4.4.3 Modèles adaptatifs

Ces modèles se basent sur l'idée que les occupants s'adaptent naturellement à leur environnement thermique, notamment en ajustant leur posture, leur activité ou la température de l'environnement autour d'eux. Ils sont particulièrement pertinents pour les bâtiments naturellement ventilés, où l'environnement thermique n'est pas entièrement contrôlé.

I.4.5 Travaux antérieurs sur le conditionnement de l'air dans les ambiances

L'amélioration du confort dans les ambiances est une thématique au cœur des travaux de recherche, dans ce sillage plusieurs recherches ont été entreprises. Yongson et al. [60] ont mené une étude numérique sur le système de climatisation d'une chambre simple, en utilisant un modèle CFD (Computational Fluid Dynamics). Leur analyse s'est concentrée sur divers paramètres, tels que la température et la vitesse de l'air, afin de déterminer la position optimale du souffleur de conditionnement d'air et de définir les zones favorables au confort des occupants. Selon leurs résultats, ces chercheurs ont conclu que le modèle de turbulence RSM (Reynolds Stress Model) offre une solution indépendante du maillage, contrairement au modèle de turbulence k- ϵ standard. Bien que l'utilisation du modèle RSM implique un temps de simulation plus long que celui du modèle k- ϵ , cette indépendance vis-à-vis du maillage est jugée plus pertinente pour obtenir des résultats plus fiables et précis.

Dans le cadre d'une analyse comparative approfondie menée par Khelil et al. [43], utilisant également la méthode RSM, il a été observé que, dans la région proche de l'orifice de soufflage, les jets elliptiques généraient un meilleur entraînement et un mélange plus efficace que les jets circulaires. Cette caractéristique des jets elliptiques les rend particulièrement adaptés aux systèmes de ventilation et de séchage. En comparant différentes configurations de jets, ces auteurs ont trouvé que le jet tourbillonnant (swirling jet) était la configuration la plus

Chapitre I : Analyse bibliographique

efficace, car il favorisait une meilleure homogénéisation dynamique du mélange. Ce type de jet présente un épanouissement radial plus important, ce qui permet de traiter de grandes surfaces tout en garantissant une stabilité dynamique supérieure, avec un épanouissement important des vitesses dans toutes les sections du jet.

Plus tard Aziz et al. [61] ont étudié, à la fois expérimentalement et numériquement, les caractéristiques de débit d'air des diffuseurs de plafond vortex, ronds et carrés, et leur effet sur le confort thermique dans une pièce ventilée. Leur étude a montré que le coefficient de décroissance de la vitesse était presque identique pour les diffuseurs ronds et carrés, mais 2,6 fois plus élevé pour le diffuseur vortex, ce qui suggère que ce dernier offre des performances thermiques distinctes par rapport aux autres types de diffuseurs.

Parallèlement Braikia et al. [52] ont mené une étude sur différentes configurations de soufflage à jets tourbillonnaires multiples pour des applications dans les unités terminales de ventilation. L'objectif principal de cette étude était d'analyser l'impact de plusieurs paramètres, tels que l'inclinaison des ailettes du diffuseur, le sens de rotation des jets (simples ou multiples), leur nombre et leur disposition, sur l'écoulement dynamique et thermique. Les résultats expérimentaux ont montré que la fusion de plusieurs jets entraînait une homogénéisation plus marquée sous l'influence des tourbillons. L'analyse a également révélé que l'espacement entre les jets et le sens de rotation par rapport au jet central avait un effet direct sur l'homogénéisation thermique de l'air ambiant. Parmi les différentes configurations étudiées, celle comportant un jet central tourbillonnaire contrôlant six jets tourbillonnaires en contre-rotation a montré les meilleures performances, notamment en termes de destratification thermique.

Bennia et al. [62] se sont intéressés à l'amélioration de l'efficacité de la diffusion de l'air dans la zone d'occupation, en comparant différents types de jets dans le cadre d'un contrôle passif de l'écoulement moteur de la ventilation. Cette étude a permis de conclure que le jet lobé, avec une ouverture plus évasée et de faible hauteur, assurait une meilleure stabilité des températures radiales par rapport aux autres types de jets, y compris ceux avec ou sans tourbillonnement. De plus, un jet tourbillonnant, avec un angle d'inclinaison de 60° , favorisait un meilleur épanouissement des températures radiales. En prenant le jet tourbillonnant comme référence, il a été conclu que le jet lobé améliorait l'homogénéisation thermique de l'écoulement d'air dans des conditions de soufflage similaires.

Chapitre I : Analyse bibliographique

Une étude complémentaire menée par Bennia et al. [63] portant sur une étude expérimentale et numérique sur un jet turbulent libre à diffuseur lobé, utilisé dans les systèmes de climatisation et de chauffage des locaux résidentiels. Expérimentalement, ils ont mesuré les champs de vitesse axiale et radiale dans la zone de calcul. L'analyse dynamique des profils de vitesse dans la zone du noyau potentiel a révélé des distributions radiales plus étendues, dues à l'ouverture plus évasée des lobes. En revanche, dans les zones de transition et d'écoulement pleinement établi, les profils ne sont pas influencés par la géométrie des lobes et se rapprochent de ceux d'un jet circulaire. Les simulations numériques réalisées avec le logiciel commercial Fluent, basé sur la méthode des volumes finis et utilisant les modèles de turbulence RNG $k-\varepsilon$ et SST $k-\omega$, ont montré une bonne concordance avec les résultats expérimentaux, validant ainsi l'approche numérique adoptée.

Toujours avec les diffuseurs lobés Bragança [59] a conçu un diffuseur d'air innovant en intégrant des inserts lobés dans des diffuseurs commerciaux standards, sans changer leur processus de fabrication. Cette technologie, brevetée il y'a quelques années, a été testée en conditions réelles de chauffage et de climatisation. Les expérimentations ont révélé que les inserts lobés favorisent un meilleur mélange entre le jet d'air et l'air ambiant, ce qui améliore le confort thermique dans les zones d'occupation par rapport à un diffuseur classique. De plus, l'impact sur les pertes de charges et l'acoustique est négligeable, ce qui confirme la viabilité de cette solution pour une utilisation dans les bâtiments.

Tavakoli et al. [64] ont réalisé une étude numérique visant à analyser l'impact de l'angle de sortie des jets sur l'écoulement généré par un diffuseur vortex et sur la qualité de l'air intérieur d'un espace. Lors de cette étude, l'angle de sortie des jets est défini comme étant l'angle formé entre la direction de sortie des jets et le plan vertical. Les résultats indiquent qu'à mesure que cet angle augmente, les jets finissent par se fixer au plafond. Le passage d'un jet vertical à un jet radial se produit entre 50° (pour un jet vertical) et 55° (pour un jet radial). Les auteurs montrent que la configuration du jet radial offre de meilleures performances en termes de qualité de l'air dans la zone d'occupation, cette dernière étant évaluée à l'aide des prédictions de l'âge total de l'air [64]- [65]. Toutefois, une augmentation de l'angle au-delà de 55° a des effets négatifs, tant sur l'induction du jet que sur la qualité de l'air.

Plus récemment Zahout et al. [50] ont mené une étude sur un système à jets multiples destiné à optimiser le confort thermique dans des environnements contrôlés. Trois configurations ont été comparées : la première avec un diffuseur circulaire placé au centre, la

Chapitre I : Analyse bibliographique

seconde avec un diffuseur lobé, et la troisième avec un diffuseur tourbillonnant au centre. Les résultats ont révélé que la configuration utilisant le diffuseur tourbillonnant était la plus performante. Cette efficacité accrue s'explique par une meilleure diffusion radiale de l'air, favorisant une distribution plus homogène et une meilleure gestion thermique de l'espace. Grâce à cette diffusion améliorée, la température dans la zone d'occupation est mieux répartie, ce qui permet de maintenir un confort thermique optimal et réduit les zones de stagnation d'air.

I.5 Conclusion

En conclusion, les études sur la dynamique des jets dans les systèmes de diffusion d'air mettent en évidence plusieurs facteurs clés pour assurer une distribution de l'air efficace et un confort thermique optimal. En effet, l'emplacement des diffuseurs, les interactions entre les jets et leur vitesse influencent directement la régulation de la température et du flux d'air. De plus, l'ajustement du nombre de jets ou de leurs caractéristiques impacte l'homogénéisation thermique et la stabilité de l'écoulement.

Par ailleurs, le confort thermique des occupants repose sur un équilibre entre plusieurs paramètres, notamment la température de l'air, la vitesse de l'air, l'humidité relative et la température des surfaces. Ainsi, une distribution homogène de la température est essentielle pour éviter les zones de surchauffe ou de froid, garantissant ainsi une sensation thermique agréable. À cet égard, le modèle de Fanger, en prenant en compte ces paramètres, demeure un outil de référence pour prédire la sensation thermique et guider la conception des systèmes de ventilation.

Enfin, les avancées récentes, combinant simulations numériques et validations expérimentales, permettent de mieux comprendre les mécanismes sous-jacents à ces phénomènes et d'optimiser la conception des systèmes de ventilation. En intégrant ces connaissances, il devient possible de concevoir des systèmes de ventilation plus performants et économes en énergie, tout en répondant aux exigences de confort thermique des occupants. Ces progrès contribuent ainsi à la création de bâtiments durables et agréables à vivre.

Chapitre II :
Modélisation de la turbulence en
dynamique des fluides

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

II.1 Introduction

La dynamique des fluides est la discipline scientifique dédiée à l'étude des mouvements des fluides régit par les équations de Navier-Stokes par le biais des modèles de turbulences. Avec les avancées technologiques des dernières décennies, la dynamique des fluides computationnelle (CFD) est devenue un outil puissant et prometteur pour aborder les défis d'ingénierie liés à l'écoulement des fluides. En effet, de nombreux problèmes en mécanique des fluides nécessitent l'utilisation de méthodes numériques pour leur résolution, car la réalisation d'expérimentations directes peut s'avérer difficile, voire impraticable, en raison de contraintes financières, physiques, environnementales, de sécurité ou encore de temps. Par ailleurs, la CFD offre aux ingénieurs une quantité d'informations plus vaste que celles obtenues par les expériences traditionnelles, incluant des données qui, à l'heure actuelle, échappent aux capacités des instruments de mesure disponibles.

II.2 Équations fondamentales de l'écoulement des fluides

Au XVIIIe siècle, l'ingénieur français Claude Navier et le mathématicien irlandais George Stokes ont établi les équations de base du mouvement des fluides, aujourd'hui appelées équations de Navier-Stokes. Ces équations sont issues des lois de la dynamique des fluides (équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie) basées sur les lois de la physique. Ces lois sont une application du principe de conservation, qui dit qu'une quantité ne peut être ni créée ni détruite, mais seulement transformée d'une forme à une autre. Ce principe de conservation s'applique à la masse, à la quantité de mouvement et à l'énergie [66].

II.2.1 Conservation de la masse

Pour obtenir l'équation de conservation de la masse, on effectue un bilan de masse sur un élément de fluide discret. Le taux d'accumulation de masse dans cet élément est égal au taux net d'entrée de masse moins le taux net de sortie de masse.

En appliquant ce principe, l'équation de continuité peut être formulée comme suit [67]:

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

Où ρ représente la densité du fluide, et \vec{V} désigne le vecteur vitesse, qui peut être exprimé en coordonnées cartésiennes en fonction des coordonnées x , y et z , ainsi que du temps, de la manière suivante :

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

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

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 de la conservation de la quantité de mouvement repose sur l'idée selon laquelle celle-ci n'est ni perdue ni créée, mais qu'elle se transforme d'une forme à une autre. En d'autres termes, il s'agit de l'application de la deuxième loi de Newton à un fluide, selon laquelle le changement de la quantité de mouvement d'un fluide résulte de l'action des forces qui lui sont appliquées [67]. Ce principe est traduit par l'équation II.3.

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

Où :

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

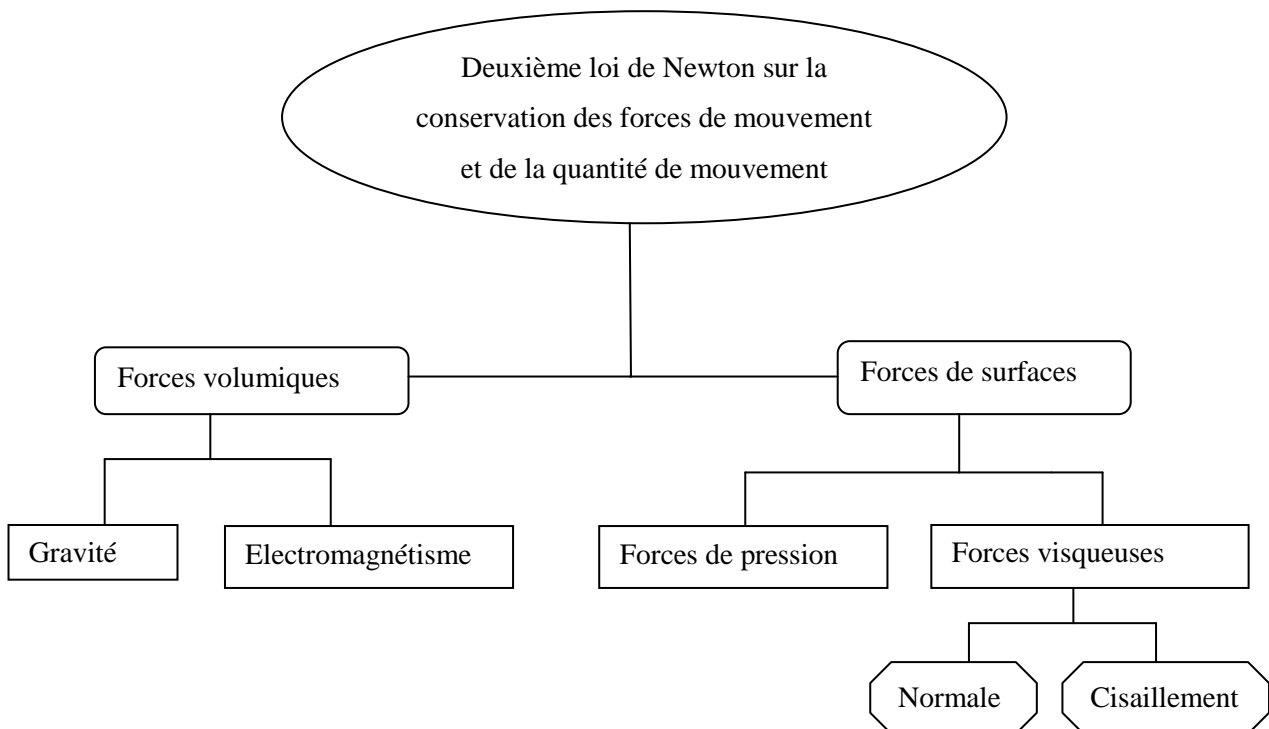


Figure II. 1: Forces sur une particule de fluide

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

Les forces exercées sur les particules de fluide peuvent être regroupées en deux catégories principales : les forces volumiques et les forces de surface (voir Figure II.1). Les forces volumiques sont celles qui influencent uniformément l'ensemble de la masse fluide à l'intérieur du volume, telles que la gravité et les forces électromagnétiques.

En ce qui concerne les forces de surface, elles ont un effet spécifique à la limite du volume fluide. On les divise en deux types : d'un côté, la pression issue des interactions avec le fluide environnant, et de l'autre, les contraintes visqueuses qui comprennent les forces de cisaillement ainsi que les pressions normales produites par les effets de frottement [66].

En tenant compte à la fois des forces volumiques et des forces de surface, l'équation de la quantité de mouvement peut être formulée de la manière suivante [67]:

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

Où : P : Pression, τ : Contrainte de cisaillement et g : Gravité.

On peut modéliser le comportement des fluides dès lors qu'une fonction de cisaillement, qu'elle soit newtonienne ou non-newtonienne, est établie. Pour les fluides newtoniens, la pression est proportionnelle de façon linéaire aux gradients de vitesse, comme indiqué ci-dessous :

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

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 certains cas spécifiques, un fluide est considéré compressible si sa vitesse atteint ou excède 30 % de la vitesse du son. Le nombre de Mach (Ma) est défini comme le quotient de la vitesse du fluide par la vitesse du son, conformément à l'équation II.7 [67] :

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

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

Si ce ratio est inférieur à 0,3 ; le fluide peut être considéré comme incompressible, conformément à la règle généralement admise [67].

II.2.3 Principe de conservation de l'énergie

À l'instar des principes de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, la loi de conservation de l'énergie stipule que la variation de l'énergie à l'intérieur d'un système donné est égale à la somme des flux de chaleur ainsi qu'au travail effectué sur le système par les forces internes et de surface comme défini par l'équation II.8.

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

La forme générale de l'équation de l'énergie peut être exprimée par l'équation II.9 de la manière suivante [67] :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho E \vec{V}) = \rho \dot{Q} + \vec{\nabla} \cdot (\lambda \nabla T) - \left[\frac{\partial(uP)}{\partial x} + \frac{\partial(vP)}{\partial y} + \frac{\partial(wP)}{\partial z} \right] + \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} \right) \\ + \left(\frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} \right) \\ + \left(\frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right) \end{array} \right] + \rho \vec{F} \cdot \vec{V} \quad (\text{II.9})$$

Où :

λ : Conductivité thermique ;

$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}$: Variation de la vitesse de l'énergie totale dans le fluide ;

$\vec{\nabla} \cdot (\rho E \vec{V})$: Changement d'énergie totale dû à la convection du fluide ;

$\rho \dot{Q}$: source de chaleur volumétrique ;

$\vec{\nabla} \cdot (\lambda \nabla T)$: Variation de l'énergie due à la conduction ;

$\left[\frac{\partial(uP)}{\partial x} + \frac{\partial(vP)}{\partial y} + \frac{\partial(wP)}{\partial z} \right]$: Travail effectué sur le fluide par les forces de pression ;

$\left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} \right) \\ + \left(\frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} \right) \\ + \left(\frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right) \end{array} \right]$: Travail effectué sur le fluide par les forces visqueuses ;

$\rho \vec{F} \cdot \vec{V}$: Travail effectué sur le fluide par les forces à distance.

II.3 Introduction à la turbulence

Le contrôle des tourbillons et leur influence sur le débit du fleuve Arno demeurent un défi irrésolu, près de cinq siècles après que Léonard de Vinci s'y soit intéressé. Au cours du XX^e siècle, les avancées dans ce domaine ont été portées surtout par les besoins concrets de l'industrie, en particulier l'aéronautique. Plutôt que de véritables découvertes théoriques, ce sont surtout des modèles empiriques qui ont vu le jour. Il faut attendre les années 1940 pour qu'une véritable approche théorique s'impose, notamment grâce aux travaux du mathématicien russe Andreï Nikolaïevitch Kolmogorov, qui a profondément marqué la compréhension moderne de la turbulence [68].

II.3.1 Modélisation de la turbulence

On distingue, pour la prédiction des écoulements turbulents, trois approches principales, différenciées par le degré de résolution accordé à la structure tourbillonnaire.

La simulation numérique directe (DNS) constitue l'approche la plus fidèle à la description physique. Elle consiste à résoudre intégralement les équations instationnaires de Navier–Stokes à l'aide de méthodes numériques de haute précision, sur une grille suffisamment fine pour capturer toutes les échelles spatiales et temporelles de la turbulence, jusqu'à l'échelle de Kolmogorov. Bien que fondamentalement exacte, cette méthode demeure extrêmement coûteuse en ressources de calcul et se heurte à des contraintes sévères liées à la géométrie du domaine et aux conditions aux limites. Son usage est ainsi principalement limité aux recherches théoriques et académiques.

La simulation des grandes échelles (LES) représente une approche intermédiaire. Elle résout explicitement les structures turbulentes de grande taille, tandis que les petites échelles sont modélisées à l'aide de modèles de sous-maille. Elle permet l'utilisation de maillages plus grossiers que ceux requis par la DNS, réduisant ainsi les coûts de calcul. Toutefois, elle impose des simulations tridimensionnelles instationnaires, ce qui peut constituer un frein dans les applications industrielles où ces exigences ne sont pas toujours nécessaires.

Enfin, l'approche fondée sur les équations de Navier–Stokes moyennées de Reynolds (RANS), ou sur les équations moyennées de Favre pour les écoulements compressibles, est la plus répandue dans l'industrie. En effectuant une moyenne temporelle ou statistique des

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

équations, elle fournit des solutions stables et économes en calcul, tout en restituant les effets globaux de la turbulence avec une précision acceptable.

La figure II.2 illustre de manière conceptuelle la différence entre un écoulement laminaire et un écoulement turbulent, mettant en évidence la complexité accrue de ce dernier.

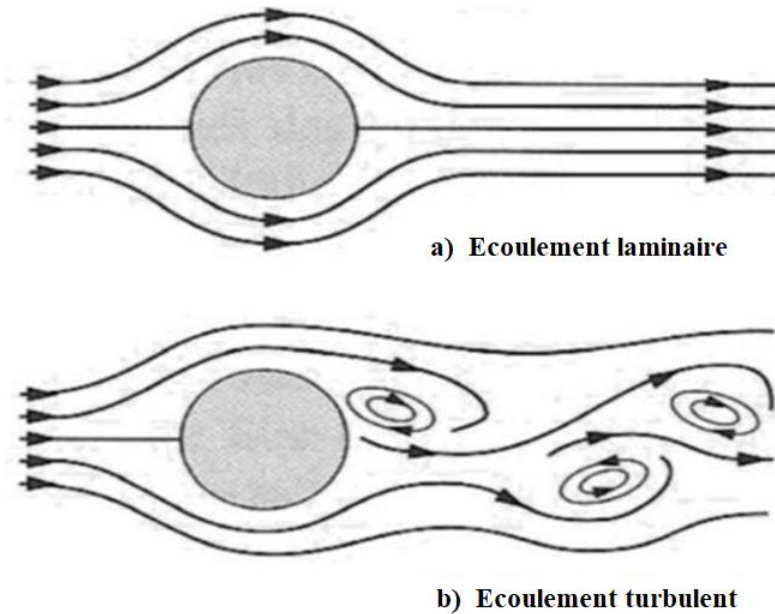


Figure II. 2: Vue conceptuelle de l'écoulement laminaire et turbulent

Dans la prévision des écoulements turbulents, on distingue généralement deux grandes approches : l'approche statistique et les méthodes dites non statistiques. Dans le cadre de l'approche statistique, une moyenne d'ensemble est appliquée afin de séparer les composantes moyennes des fluctuations turbulentes. En moyennant les équations fondamentales du mouvement, des termes de corrélation associés aux vitesses fluctuantes apparaissent. Ces termes introduisent de nouvelles inconnues, pour lesquelles aucune équation directe ne peut être établie sans introduire des hypothèses supplémentaires. C'est ce que l'on désigne sous le nom de problème de fermeture.

Pour surmonter cette difficulté, des modèles de fermeture sont développés. Ils visent à relier les corrélations turbulentes aux grandeurs moyennes à l'aide de relations empiriques ou semi-empiriques. Bien que ces modèles offrent de bons résultats dans des configurations simples, leur précision tend à diminuer lorsque la géométrie ou les conditions d'écoulement deviennent plus complexes. Néanmoins, en raison de leur robustesse et de leur faible coût computationnel, ils demeurent les plus employés dans les simulations industrielles.

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

Les principaux modèles de turbulence utilisés en dynamique des fluides numérique (CFD) sont illustrés par la figure II.3 [66].

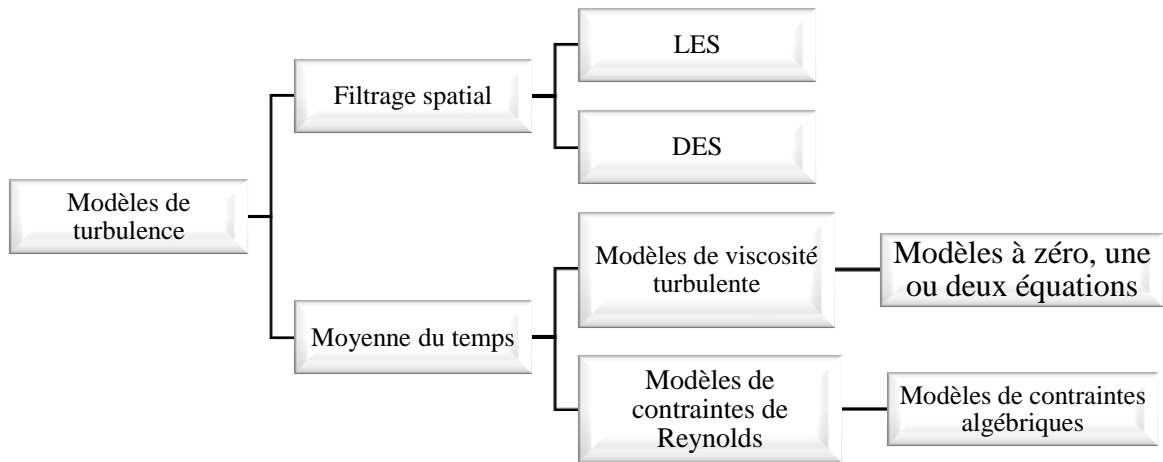


Figure II. 3: Classification des modèles de turbulence

II.3.1.1 Méthodologies statistiques

La première approche envisagée pour traiter la turbulence a consisté à observer les tourbillons sur de longues durées afin d'en lisser les fluctuations. En moyennant ainsi leur comportement dans le temps, il devient possible de simplifier la description mathématique du phénomène [69]. C'est sur ce principe que reposent les équations de Navier–Stokes moyennées de Reynolds (RANS).

Selon le niveau de précision recherché, différents types de modèles RANS ont été développés: des modèles à zéro équation, à une ou deux équations, jusqu'aux modèles de fermeture du second ordre. Ces derniers, également désignés sous les appellations de modèles du second moment, modèles de transport de contraintes ou modèles de contraintes de Reynolds (RSM/RST), s'attachent à modéliser directement les composantes du tenseur de Reynolds R_{ij} . Cette étape est essentielle pour établir un système complet d'équations indépendantes permettant de décrire les effets de la turbulence.

Il apparaît rapidement que l'approximation de Boussinesq, bien qu'efficace dans des configurations simples, ne suffit pas à rendre compte de la complexité des écoulements turbulents. Une approche plus aboutie nécessite donc l'introduction d'équations

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

supplémentaires, obtenues à partir de développements mathématiques plus élaborés. Concrètement, le tenseur de Reynolds est dérivé de l'équation de quantité de mouvement en prenant le premier moment des vitesses fluctuantes, suivi d'une moyenne temporelle. Ce tenseur constitue la base des modèles RSM.

Cependant, dans la plupart des modèles RANS à zéro, une ou deux équations (tels que les modèles de Prandtl, $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST, etc.), seule la trace de ce tenseur est conservée, conduisant à une équation aux dérivées partielles associée à l'énergie cinétique turbulente k . C'est cette équation qui sert de fondement à ces modèles [66].

La décomposition de Reynolds formalise cette démarche en séparant l'écoulement instantané en deux composantes : une composante moyenne, reflétant l'évolution globale à long terme, et une composante fluctuante, représentant les variations locales et rapides autour de cette moyenne. Cette séparation permet de traiter les effets moyens et les fluctuations de manière distincte, tout en rendant la complexité de la turbulence plus accessible à la modélisation.

La forme générale de l'équation de l'énergie, après application de la décomposition de Reynolds, peut être exprimée comme suit [67]:

Pour cela une décomposition de la vitesse exprimée par l'équation II.10 est faite :

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

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 est donnée par l'équation II.11 [67]:

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

Au moyen de la décomposition de Reynolds les composantes du vecteur vitesse s'écrivent comme suit :

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

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

Suite au remplacement des vitesses décomposées dans l'équation de conservation de la masse, l'équation II.12 est obtenue :

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

En appliquant la moyenne temporelle à l'équation de conservation de la masse, on obtient l'expression suivante :

$$\bar{u}' = 0 \text{ et } \bar{\bar{u}} = \bar{u}$$

Ainsi, l'équation de conservation de la masse pour un écoulement turbulent s'écrit sous l'équation II. 13:

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

Ainsi, à partir de l'équation précédente, il apparaît que la conservation de la masse dépend uniquement des vitesses moyennes dans le temps. Ce raisonnement peut d'ailleurs être généralisé aux équations de quantité de mouvement.

Pour un fluide newtonien, incompressible et adiabatique, les équations de la quantité de mouvement pour un écoulement turbulent suivant la direction x peuvent être formulées comme suit [66-67]:

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

En appliquant la décomposition de Reynolds, l'équation II.14 se réécrit comme suit:

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

Compte tenu de l'incompressibilité du fluide, l'équation II.15 peut être réécrite sous la forme suivante :

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

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

Après avoir appliqué des opérations similaires sur les équations de la quantité de mouvement suivant les directions y et z, nous obtenons les équations II.17 et II.18:

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

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

Dans une formulation vecteur-tenseur, les équations précédemment mentionnées peuvent être exprimées de manière concise sous la forme suivante :

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

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

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

Le tenseur représentant le taux moyen de déformation est défini par l'équation II.20 :

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

En raison de la présence de six inconnues supplémentaires, il est indispensable d'introduire six variables indépendantes pour compléter le système. Ces grandeurs, appelées contraintes de Reynolds, ne dépendent pas uniquement des propriétés physiques du fluide, mais également des conditions particulières de son écoulement. Or, aucun principe fondamental ne permet aujourd'hui de les déterminer directement. Cette difficulté, connue sous le nom de problème de fermeture, constitue depuis 1895 l'un des défis majeurs de la modélisation de la turbulence, et reste encore loin d'une résolution définitive.

Pour y remédier, des modèles de fermeture sont employés afin d'établir des relations entre les paramètres moyens et fluctuants. Bien qu'ils offrent des résultats satisfaisants pour des écoulements simples, leur fiabilité diminue lorsque la configuration devient plus

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

complexe. Malgré ces limites, ils demeurent largement utilisés dans l'industrie en raison de leur faible coût en ressources de calcul [66].

C'est dans ce contexte qu'un nouveau paramètre, la viscosité cinématique turbulente, a été introduit afin de relier les effets des fluctuations turbulentes aux grandeurs moyennes de l'écoulement.

L'équation II.21 donne cette relation :

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

Où ϕ représente n'importe quelle variable primitive, par exemple u, v, w, T, P, ρ , etc.

La viscosité cinématique est une propriété intrinsèque du fluide, déterminée notamment par la pression et la température. À l'inverse, la viscosité cinématique turbulente est directement liée au nombre de Reynolds (Re) : plus ce nombre est élevé, plus la viscosité turbulente augmente. Elle reflète ainsi l'intensité des mouvements instationnaires dans l'écoulement : une viscosité turbulente élevée traduit un niveau de turbulence plus important.

Dans ce cadre, les contraintes de Reynolds peuvent être estimées à partir de l'équation II.22, en s'appuyant sur l'hypothèse formulée précédemment :

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

L'approche décrite dans l'équation II.21 s'inspire du tenseur des contraintes newtoniennes, en adaptant les principes de la viscosité à la turbulence pour modéliser les effets des fluctuations de vitesse sur les contraintes dans l'écoulement.

L'approximation de turbulence de Boussinesq suppose une forme analogue à celle du tenseur des contraintes newtonien laminaire, en posant que :

$$\overline{\underline{R}} \equiv 2\nu_t \overline{\underline{S}} - \frac{2}{3} k \overline{\underline{I}} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k I \quad (\text{II.23})$$

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

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

L'approximation de Boussinesq stipule que le tenseur de contrainte de Reynolds $\vec{\bar{R}}$ est directement proportionnel au tenseur de taux de déformation moyen \vec{S} , le facteur de proportionnalité étant égal à deux fois la viscosité cinématique turbulente. Cette relation constitutive linéaire est utilisée dans la majorité des modèles de turbulence basés sur les équations de Navier-Stokes moyennées dans le temps (RANS) pour prédire les contraintes de Reynolds, et constitue le fondement de nombreux modèles RANS contemporains à une ou deux équations. Par ailleurs, à travers l'analyse dimensionnelle et l'analogie avec le comportement newtonien, Boussinesq a établi un lien entre les neuf composantes du tenseur de Reynolds (ainsi que leurs quantités fluctuantes) et les quantités moyennées.

Les trois équations de mouvement RANS peuvent être résolues numériquement pour les vitesses moyennes de turbulence dans le temps, u , v et w . À cette étape, deux quantités sont nécessaires pour assurer la fermeture du système :

- la dérivation d'une expression pour k , qui représente spécifiquement l'énergie transportée par les grandes structures tourbillonnaires, et
- la détermination d'une relation pour ν_t . Cette dernière est généralement obtenue à partir d'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'introduire d'équations de transport supplémentaires pour assurer la fermeture. Le problème est traité à partir d'une relation algébrique simple plutôt que par des équations différentielles.

Par analogie avec le transport moléculaire de quantité de mouvement, le modèle de longueur de mélange de Prandtl considère que la viscosité cinématique turbulente peut être exprimée de la manière suivante :

$$\nu_t = 2\ell_m \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (\text{II.24})$$

Avec ; ℓ_m : la longueur de mélange.

II.3.1.1.2 Modèle à une équation de Prandtl

Dans les modèles à une équation, une seule variable de transport liée à la turbulence est introduite. Il s'agit généralement de l'énergie cinétique turbulente k , à laquelle s'ajoutent des relations de fermeture auxiliaires pour modéliser les effets dissipatifs ou les échelles de turbulence.

Ludwig Prandtl fut le premier à proposer, en 1945, un modèle de transport complet basé sur une seule équation. Ce modèle repose sur une équation aux dérivées partielles (EDP) décrivant l'évolution de l'énergie cinétique turbulente. Cette équation, présentée sous la forme de l'équation II.25, exprime le bilan entre la production, le transport et la dissipation de l'énergie turbulente [70]:

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

Prandtl a défini la dissipation, la viscosité cinématique turbulente et l'échelle de longueur du tourbillon pour établir la fermeture du modèle de turbulence à une équation, comme suit :

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

Les coefficients de fermeture sont définis de la manière suivante:

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 aient permis des améliorations significatives dans la prédiction des écoulements séparés, ils demeurent limités par les hypothèses liées à la longueur de mélange. En effet, la détermination de cette longueur à partir d'une relation algébrique repose fortement sur des ajustements empiriques et peine à représenter correctement les effets de transport influençant les échelles turbulentes [71].

II.3.1.1.3 Modèles à deux équations

Les modèles à deux équations se sont imposés comme des outils incontournables dans l'analyse technique et la recherche scientifique. Depuis plus de quatre décennies, ils constituent la base d'un grand nombre de simulations turbulentes. Comme leur nom l'indique,

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

ils reposent sur la résolution de deux équations aux dérivées partielles : l'une décrivant l'énergie cinétique turbulente k , et l'autre, selon le modèle adopté, représentant soit la dissipation turbulente ε , soit la dissipation spécifique ω .

S'ils sont largement utilisés, c'est parce qu'ils offrent un compromis efficace : ils permettent une description plus réaliste des phénomènes turbulents complexes tout en conservant une complexité suffisamment modérée pour rester adaptés à des applications industrielles et pratiques.

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

Initialement présenté par Launder et Spalding en 1972, le Modèle Standard (SKE) a subi de nombreuses adaptations [72]. Ce modèle repose sur la résolution d'équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation turbulente ε . L'équation de transport spécifique pour l'énergie cinétique turbulente k (équation II.26) est formulée comme suit :

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

Et l'équation de transport pour ε (équation II.27) 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 appliquant l'approximation de Boussinesq, l'équation II.28 se transforme en :

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

La viscosité turbulente pour ce modèle est approximée de la manière suivante :

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

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

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

$$C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,00; C_{1\varepsilon} = 1,44 \text{ et } C_{2\varepsilon} = 1,92$$

II.3.1.1.5 Modèle k - ω Standard

Wilcox [73] a développé le modèle standard k - ω , qui s'est progressivement imposé comme l'un des modèles les plus utilisés en turbulence. Sa structure est similaire à celle du modèle k - ε , à la différence que la dissipation turbulente ε y est remplacée par le taux de dissipation spécifique ω , c'est-à-dire la dissipation de l'énergie cinétique turbulente par unité de temps.

Ce modèle repose notamment sur une équation de transport dédiée à l'énergie cinétique turbulente k , exprimée comme suit :

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

L'équation de transport pour ω est formulée selon l'équation II.32 de la manière suivante :

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

La viscosité turbulente et le taux de dissipation de k sont désormais définis par les relations suivantes :

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

Les valeurs des coefficients du modèle sont spécifiées comme suit :

$$\sigma_k = \sigma_\varepsilon = 2,0; \alpha = \frac{5}{9}; \alpha^* = 1,0; \beta = 0,075 \text{ et } \beta^* = 0,09$$

II.3.1.1.6 Modèle de turbulence k - ω SST (Shear-Stress Transport)

Le modèle de turbulence k - ω SST, développé par Menter en 1994 [74], intègre les avantages du modèle k - ε classique et du modèle k - ω standard. Sa large utilisation repose sur sa capacité à représenter avec précision la physique des écoulements tout en garantissant une stabilité numérique accrue. Le modèle s'exprime comme suit [75]-[78]:

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

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

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

Où : P_k et P_ω désignent les termes de production associés respectivement aux variables k et ω , et μ_t représente la viscosité dynamique turbulente.

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

La viscosité turbulente μ_t est donnée par :

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

Où : a_1 est la constante expérimentale, égale à 0,31 ; k désigne l'énergie cinétique turbulente, ω représente le taux de dissipation spécifique et f_2 est la fonction de mélange, définie par l'équation suivante :

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

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

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

L'efficacité de la diffusivité, notée Γ_2 et Γ_1 , peut être formulée à l'aide des équations suivantes:

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

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

Où : d représente la distance par rapport au mur le plus proche et $CD_{k\omega}$ désigne la composante positive du terme de cross-diffusion, dérivée de l'équation II.40 exprimée comme suit :

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

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

Les constantes ϕ dans le nouveau modèle sont calculées selon l'expression suivante, qui est fonction des constantes ϕ_1 et ϕ_2 :

$$\phi = f_1 \phi_1 + (1 - f_1) \phi_2$$

Les constantes sont définies comme suit [78]:

$$k = 0,41; a_1 = 0,31; \sigma_{k1} = 0,85; \sigma_{k2} = 1,0; \sigma_{\omega 1} = 0,5$$
$$\sigma_{\omega 2} = 0,856; \beta_1 = 0,075; \beta^* = 0,09; C_{\omega 1} = 0,533; C_{\omega 2} = 0,44$$

II.3.1.2 Approches non statistiques

II.3.1.2.1 Simulation Numérique Directe (DNS)

La DNS (Direct Numerical Simulation) est une approche de résolution des écoulements turbulents qui consiste à intégrer directement les équations de Navier–Stokes instationnaires, sans recourir à aucun modèle de turbulence. Bien qu'elle soit conceptuellement la plus simple puisqu'elle ne repose sur aucune hypothèse de fermeture elle constitue également la méthode la plus exigeante sur le plan numérique.

En effet, la DNS nécessite un maillage extrêmement fin, pouvant atteindre plusieurs dizaines de millions, voire des milliards de nœuds de calcul. Cette exigence augmente fortement avec le nombre de Reynolds, car l'apparition de structures tourbillonnaires de plus en plus petites impose une résolution spatiale et temporelle très élevée.

Lorsqu'un maillage adapté et des schémas numériques d'ordre élevé sont employés, les résultats DNS montrent un excellent accord avec les données expérimentales. Elle fournit en outre des informations d'une richesse exceptionnelle, souvent inaccessibles même aux techniques expérimentales les plus avancées.

Cependant, la DNS demeure limitée par des coûts de calcul considérables et requiert des méthodes de discrétisation particulièrement robustes et précises. Avec l'évolution constante des capacités de calcul, son champ d'application tend toutefois à s'élargir, au-delà des études fondamentales sur la turbulence, vers des configurations plus complexes et des problématiques de conception à plus grande échelle [66].

II.3.1.2.2 Simulation des grandes échelles (LES)

En résolvant directement les équations de Navier–Stokes, la méthode LES (Large Eddy Simulation) adopte une approche tridimensionnelle pour décrire avec finesse les écoulements

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

turbulents instationnaires. Elle repose sur une stratégie hybride : les grandes structures tourbillonnaires, responsables de l'essentiel du transport d'énergie, sont résolues explicitement, tandis que les petites échelles, plus dissipatives, sont modélisées à l'aide d'un modèle sous-maille.

Le maillage agit comme un filtre spatial : seules les structures dont la taille est supérieure à celle de la maille sont simulées, les plus petites étant prises en compte par une paramétrisation statistique. Pour cela, on utilise généralement un modèle sous-maille inspiré de celui de Smagorinsky (1963), fondé sur l'hypothèse d'une longueur de mélange.

Bien que la LES demeure numériquement plus coûteuse que les approches RANS classiques, elle reste nettement moins exigeante que la DNS. Sa mise en œuvre requiert néanmoins des schémas numériques de haute précision afin de limiter les effets indésirables de viscosité ou de dissipation numérique [6].

II.4 Nombres adimensionnels

Les nombres adimensionnels occupent une place centrale dans la modélisation et l'analyse des phénomènes physiques. En mécanique des fluides, ils permettent de comparer des situations différentes sans dépendre des unités de mesure, en mettant en évidence les rapports entre les grandeurs fondamentales. Leur utilisation simplifie les équations gouvernantes, facilite l'étude de similarités entre écoulements, et permet d'anticiper le comportement d'un système sans recourir à des essais à grande échelle.

Dans la section suivante, nous présenterons plusieurs nombres adimensionnels clés, accompagnés d'une brève description de leur signification et de leur rôle, afin de mieux comprendre leur importance dans le cadre des études réalisées.

II.4.1 Nombre de Reynolds

En mécanique des fluides, le nombre de Reynolds est l'un des paramètres adimensionnels les plus utilisés pour caractériser le régime d'écoulement d'un fluide, que ce soit autour d'un obstacle ou à l'intérieur d'une conduite. Il exprime le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses présentes dans l'écoulement.

Selon sa valeur, il permet de déterminer si le comportement du fluide est dominé par les effets visqueux propres à un régime laminaire ou par les effets inertiels, associés à un régime turbulent. Le nombre de Reynolds est défini par l'expression suivante :

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

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

Dans le cas des écoulements internes, le diamètre hydraulique, exprimé en mètres, est la dimension caractéristique utilisée pour le calcul du nombre de Reynolds. Il est défini par la formule suivante :

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (\text{II.42})$$

Où A désigne la surface du canal [m^2] et P son périmètre [m].

II.4.2 Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est utilisé pour décrire le transfert de chaleur à l'intérieur d'un fluide. Il est défini comme le rapport entre la viscosité cinématique et la diffusivité thermique du fluide. Ce nombre détermine la relation entre la conduction thermique et la convection dans un fluide en écoulement. Lorsque le nombre de Prandtl est élevé, la conduction thermique prédomine sur la convection, tandis qu'un nombre faible signifie que la convection devient plus importante dans le transfert de chaleur. L'expression du nombre de Prandtl est la suivante :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{II.43})$$

Où :

$\nu = \mu/\rho$: viscosité cinématique,

$\alpha = \lambda/(\rho C_p)$: diffusivité thermique,

μ : viscosité dynamique,

ρ : masse volumique du fluide,

C_p : capacité calorifique à pression constante,

λ : conductivité thermique.

II.4.3 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un paramètre adimensionnel essentiel pour décrire l'intensité du transfert de chaleur entre un fluide et une paroi. Il compare l'efficacité du transfert par convection à celle du transfert par conduction. Plus sa valeur est élevée, plus la convection domine, indiquant un échange thermique renforcé entre le fluide et la surface.

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

$$Nu = \frac{h q}{\lambda (T_w - T_b)} \quad (\text{II.44})$$

Dans cette équation, T_w et T_b représentent respectivement la température locale de la surface chaude et la température locale du fluide, h est le coefficient de transfert de chaleur par convection et λ la conductivité thermique, tandis que q désigne le flux de chaleur.

II.5 Présentation du logiciel de calcul

ANSYS Fluent est un logiciel de simulation numérique reconnu pour ses performances dans le domaine de la mécanique des fluides (CFD). Il se distingue par sa capacité à modéliser avec précision une large variété de phénomènes physiques. Grâce à ses outils avancés, il permet de simuler aussi bien des écoulements compressibles qu'incompressibles, tout en intégrant des processus complexes tels que la turbulence, le transfert de chaleur, les réactions chimiques ou encore les écoulements diphasiques et multiphasiques.

Cette polyvalence fait de Fluent un outil adapté à des configurations allant des cas académiques les plus simples aux applications industrielles les plus exigeantes [79].

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

Avant d'entamer l'utilisation directe d'Ansys Fluent, l'outil Ansys Workbench est employé, servant d'interface centrale pour la gestion de la simulation. Cette interface s'avère particulièrement utile offrant ainsi une approche guidée, étape par étape.

Afin de simuler un écoulement turbulent avec Ansys Fluent, cinq étapes principales doivent être suivies :

II.5.1.1 Création de la géométrie

La première étape consiste à définir la géométrie tridimensionnelle du problème à simuler. Cette tâche est réalisée à l'aide du Ansys Design Modeler, permettant de concevoir des modèles géométriques adaptés à la simulation. Alternativement, il est possible d'importer des géométries provenant de logiciels de Conception Assistée par Ordinateur (CAO), tels que SolidWorks ou Catia, qui offrent une plus grande flexibilité et des outils de modélisation plus avancés. La qualité de la géométrie définie à cette étape aura une influence déterminante sur la précision et la fiabilité des résultats obtenus.

II.5.1.2 Génération du maillage

Après la création de la géométrie, il est nécessaire de générer un maillage, qui subdivise le domaine de calcul en un ensemble de cellules. Ce maillage est réalisé grâce à l'outil ICM (Intelligent CellMeshing), en tenant compte des spécificités géométriques définies préalablement. La finesse du maillage doit être soigneusement choisie, car elle constitue un compromis entre la précision des résultats et la performance du calcul. Un maillage trop grossier peut conduire à une perte de précision, tandis qu'un maillage très fin améliore la qualité des résultats, mais alourdit considérablement le temps de calcul.

II.5.1.3 Configuration sous Ansys Fluent

Cette étape consiste à configurer le logiciel Ansys Fluent en définissant précisément les paramètres nécessaires à la simulation. Cela inclut la spécification des conditions aux limites, telles que les vitesses d'entrée et de sortie de l'écoulement, ainsi que les caractéristiques des parois et des interfaces. De plus, il convient de sélectionner les modèles de turbulence appropriés (par exemple, $k-\varepsilon$, $k-\omega$, ou Large Eddy Simulation), ainsi que les matériaux et les unités de calcul. Une fois ces paramètres définis, l'étape suivante consiste à effectuer une initialisation de la simulation, suivie de la définition du nombre d'itérations, qui détermine l'intervalle temporel de la simulation.

II.5.1.4 Résolution numérique (Solveur)

Lors de cette phase, le logiciel résout les équations de Navier-Stokes qui régissent l'écoulement des fluides, en fonction des paramètres et des conditions spécifiées. Le solveur numérique d'Ansys Fluent effectue cette résolution en appliquant des algorithmes de calcul adaptés à la nature de l'écoulement turbulent. Pendant cette phase, il est possible que des anomalies ou des erreurs de configuration soient détectées, ce qui nécessiterait des ajustements avant de relancer la simulation. Cette étape est cruciale pour obtenir des résultats corrects et convergents.

II.5.1.5 Post-traitement des résultats (Post-processeur)

Une fois la simulation terminée et jugée convergente, l'étape finale consiste en l'analyse et la visualisation des résultats obtenus. À l'aide d'outils de post-traitement, tels que CFD-Post ou Tecplot, les résultats sont présentés sous forme de graphiques, de cartes de distribution (température, pression, vitesse), ainsi que de visualisations en 2D ou 3D. Ces

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

représentations graphiques permettent une analyse détaillée du phénomène étudié, facilitant l'interprétation des comportements de l'écoulement et la validation des modèles utilisés.

Le diagramme présenté à la Figure II.4 résume de manière succincte les différentes étapes de la simulation dans Ansys Fluent, fournissant une vue d'ensemble structurée et cohérente du processus de résolution.

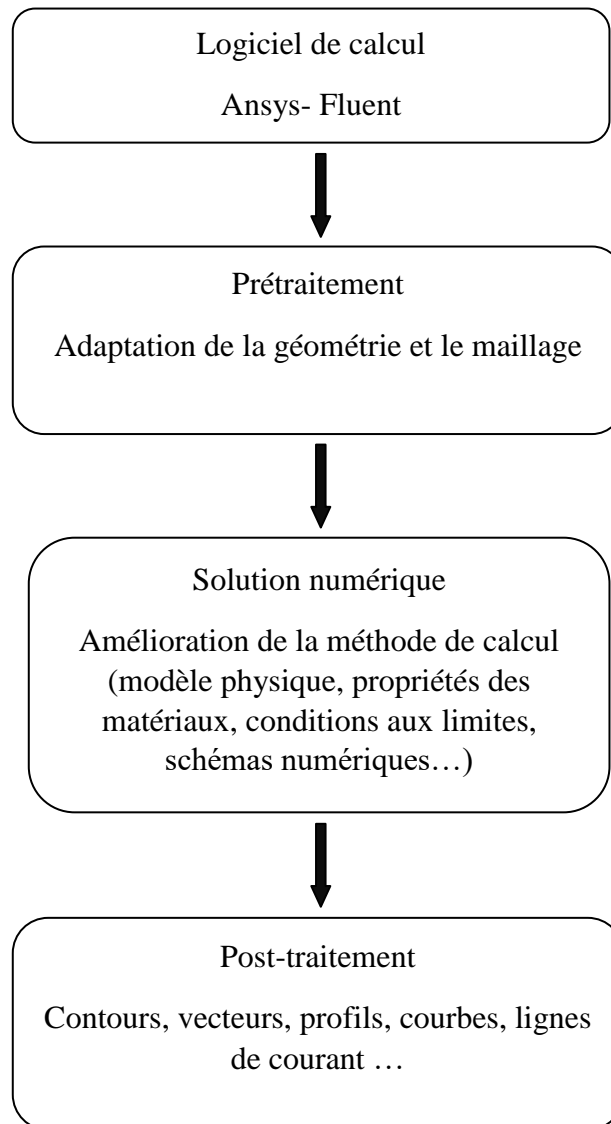


Figure II. 4: Les étapes du processus de résolution avec Ansys Fluent

II.6 Conclusion

Ce chapitre a présenté les principales approches théoriques et numériques utilisées pour modéliser les écoulements turbulents. Il a d'abord rappelé l'approximation de Boussinesq, qui relie les contraintes de Reynolds au taux de déformation moyen et constitue la base des

Chapitre II : Modélisation de la turbulence en dynamique des fluides

modèles RANS, largement utilisés pour résoudre les équations de Navier–Stokes moyennées. Les modèles à zéro, une et deux équations ont été évoqués, chacun offrant un équilibre différent entre précision et coût de calcul.

Les méthodes non statistiques, telles que la DNS et la LES, ont ensuite été abordées. Bien qu'elles fournissent une description très détaillée des structures turbulentes, leur exigence en ressources informatiques limite leur mise en œuvre dans des cas industriels. À l'inverse, les modèles RANS demeurent privilégiés pour leur efficacité et leur capacité à traiter une large variété d'écoulements.

Le rôle fondamental des nombres adimensionnels, tels que Reynolds, Prandtl et Nusselt, a également été souligné, notamment dans l'analyse du transfert de chaleur et la caractérisation des régimes d'écoulement. Enfin, Ansys Fluent a été présenté comme un outil performant permettant d'intégrer ces concepts théoriques dans un cadre pratique de simulation, grâce à ses fonctionnalités de modélisation, de maillage et de post-traitement.

Ainsi, ce chapitre a posé les bases nécessaires à la compréhension et à la simulation des phénomènes turbulents, préparant le terrain pour leur application dans les études numériques et expérimentales ultérieures.

**Chapitre III : Investigation
numérique des effets de la disposition
spatiale et des formes géométriques
des diffuseurs sur les caractéristiques
du jet**

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

III.1 Introduction

Le jet impactant est une méthode de diffusion d'air particulièrement efficace, utilisée dans divers secteurs industriels tels que le refroidissement des pâles de turbines, le traitement thermique des matériaux, le refroidissement des pièces électronique, le conditionnement de l'air...

Cette technique repose sur l'impact d'un jet fluide sur une surface, créant une zone de stagnation où le transfert de chaleur est maximal. Dans les applications industrielles, l'utilisation de jets multiples permet de couvrir de grandes surfaces et d'améliorer l'homogénéité du transfert thermique, en comparaison aux jets simples dont l'efficacité décroît rapidement avec la distance par rapport à la zone de stagnation. L'interaction complexe entre ces jets nécessite une compréhension approfondie des paramètres influençant le comportement du fluide, tels que la géométrie des buses, la turbulence et la configuration du diffuseur. Ce travail vise à évaluer l'impact de la forme et de la disposition des diffuseurs d'une part et de l'autre celui de différentes configurations de diffuseurs (circulaires, lobés et tourbillonnants) sur l'efficacité du transfert thermique, en utilisant des simulations numériques basées sur le modèle de turbulence $k-\omega$ SST.

III.2 Matériels et méthode

La dynamique des fluides numérique (CFD) constitue aujourd'hui un outil incontournable pour analyser et comprendre les comportements complexes des écoulements et des transferts thermiques dans une grande variété de configurations. Grâce à sa capacité à simuler des phénomènes tels que la turbulence, la convection ou encore les interactions entre jets, la CFD permet de prédire avec précision les performances d'un système et d'en optimiser la conception [44], [80].

Dans le cadre de cette étude, le logiciel commercial ANSYS Fluent a été utilisé pour simuler le comportement du système étudié. Le modèle de turbulence adopté est le SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport), reconnu pour sa robustesse et sa précision dans les zones proches des parois comme dans les régions plus éloignées. Ce modèle combine les avantages des modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$, offrant ainsi une modélisation fidèle des écoulements turbulents, en particulier lorsqu'il s'agit de capturer les effets du cisaillement ou les zones de recirculation.

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

Concrètement, le modèle repose sur deux équations de transport : l'une pour l'énergie cinétique de la turbulence et l'autre pour son taux de dissipation spécifique. Cette double approche permet de mieux représenter les variations de l'écoulement, notamment dans les régions soumises à de fortes contraintes ou à des gradients thermiques marqués.

L'utilisation de la CFD dans ce contexte ne se limite pas à la simple visualisation de l'écoulement. Elle permet aussi d'approfondir la compréhension des mécanismes à l'origine des performances thermiques observées, de prédire les zones critiques et d'explorer différentes configurations sans recourir systématiquement à des essais expérimentaux coûteux. Cette démarche s'inscrit ainsi pleinement dans une logique de conception avancée, visant à améliorer l'efficacité énergétique et la durabilité des systèmes de diffusion d'air.

III.2.1 Géométrie et domaine de calcul

L'objectif de cette étude est d'évaluer l'impact de la forme de la disposition des diffuseurs d'une part et de l'autre celui de différentes configurations de diffuseurs (circulaires, lobés et tourbillonnants) afin de déterminer quelle configuration de diffuseurs multiples assure la meilleure distribution de l'air et du transfert thermique. Cette analyse sera menée en deux phases: la première portant sur le choix de la forme de la configuration de soufflage, et la deuxième sur l'identification du diffuseur optimal.

Dans la première phase, nous étudierons l'effet de la variation de la forme d'un agencement composé de 25 diffuseurs, positionnés à une hauteur $H = 2D$ par rapport à la surface d'impact et avec une distance de séparation $S = 2D$ entre les centres de deux diffuseurs, où D représente le diamètre du diffuseur. Deux formes géométriques seront analysées : circulaire et carrée, comme illustré par la figure III.1.

Une fois la forme de l'agencement validée pour optimiser la distribution thermique et de la vitesse, nous nous concentrerons sur l'évaluation du type de diffuseur le plus performant. À cet effet, nous analyserons trois types de diffuseurs : circulaire, lobé et tourbillonnant, comme présenté par la figure III.2.

Pour cette étude, la composante radiale du flux est supposé confondu avec la direction y .

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

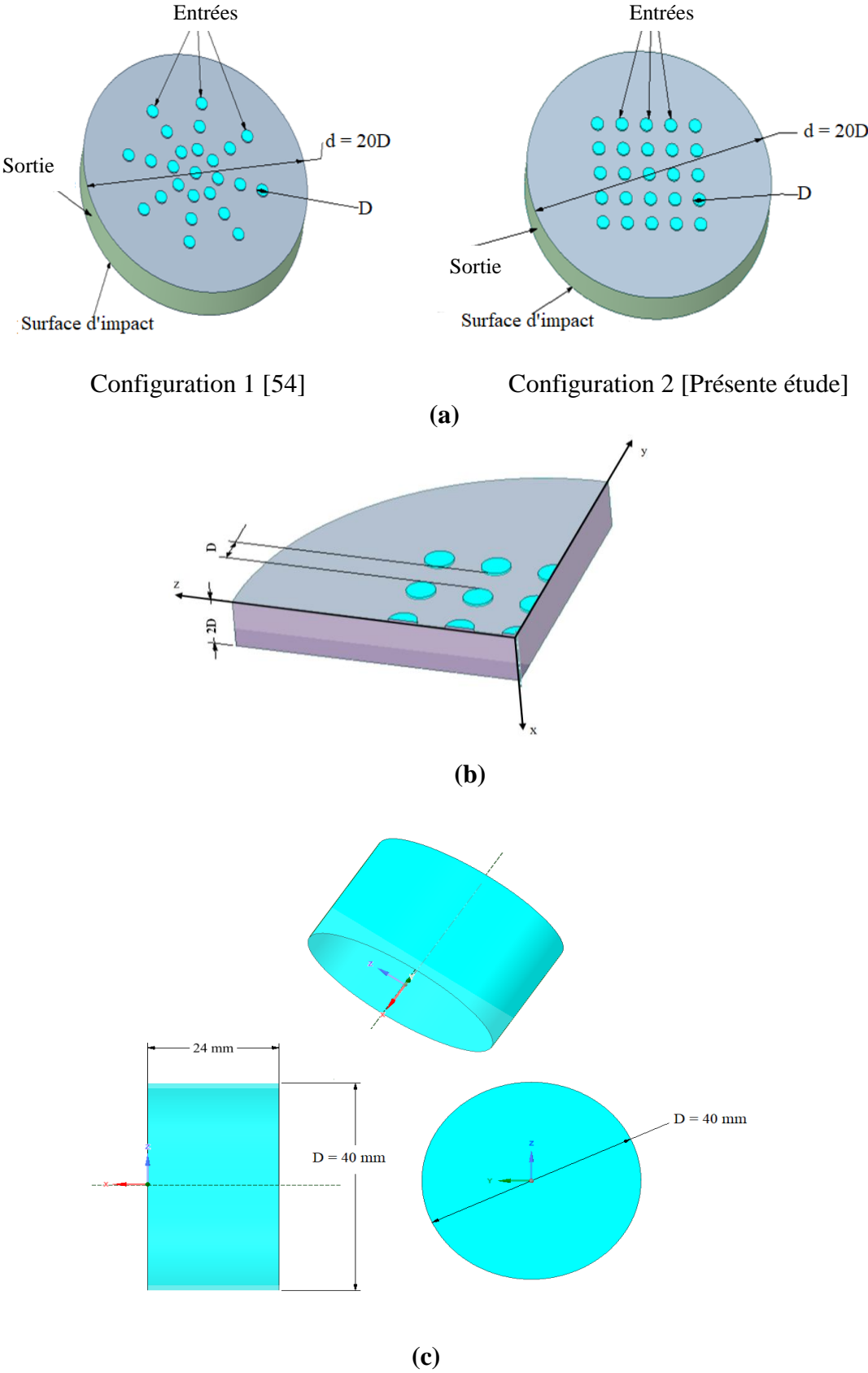


Figure III. 1: Schéma du système physique : (a) les deux configurations, (b) quart de la configuration 2, (c) caractéristiques géométriques du diffuseur circulaire.

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

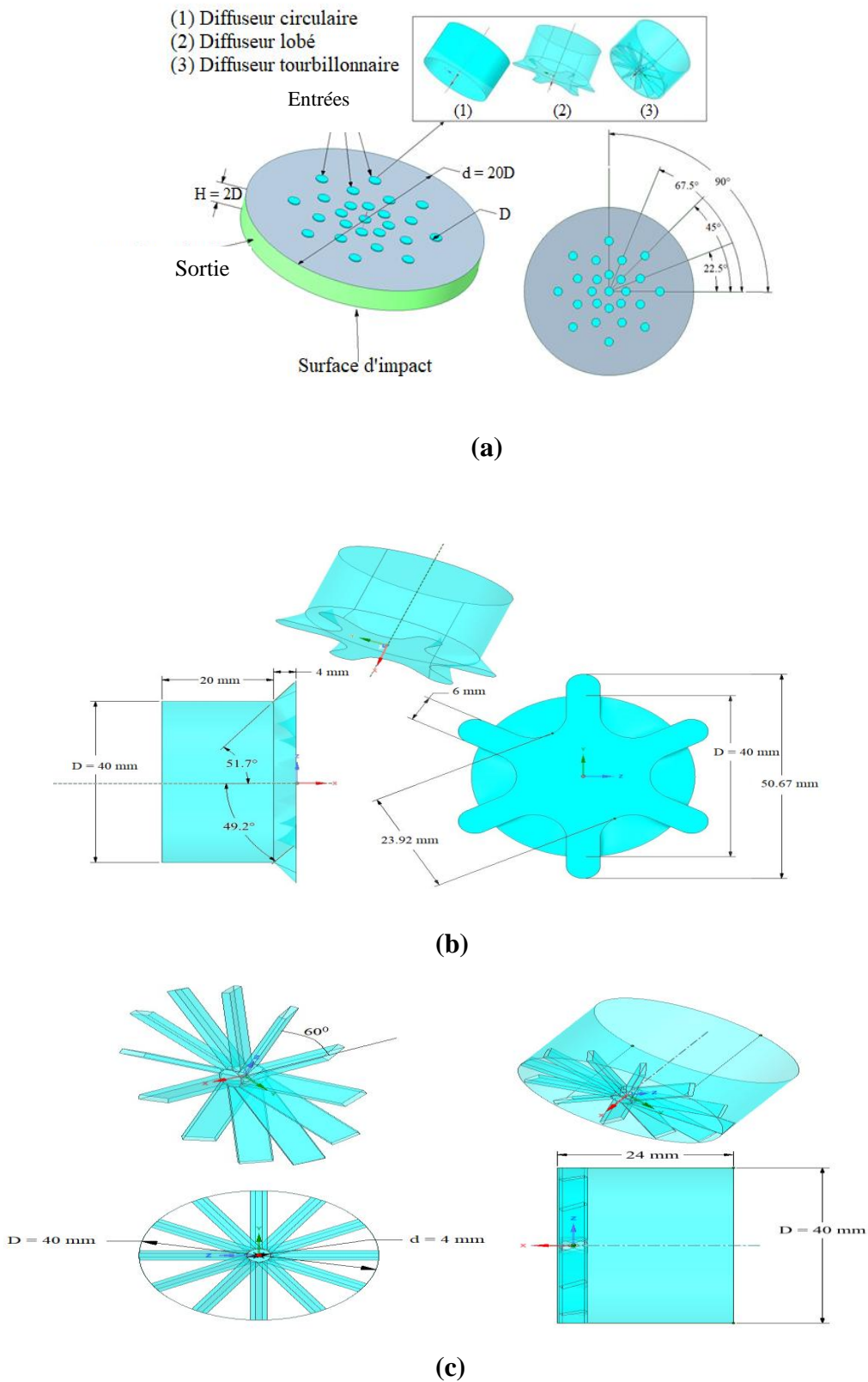


Figure III. 2 : Représentation du problème avec caractéristiques géométriques: (a) domaine d'étude, (b) caractéristiques géométriques du diffuseur lobé, (c) caractéristiques géométriques du diffuseur tourbillonnaire.

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

III.2.2 Équations gouvernantes

Dans la présente étude, on suppose que le fluide est incompressible et que l'écoulement est statistiquement stationnaire. Les équations de continuité et de mouvement (équations RANS) sont formulées sous leur forme différentielle et exprimées en utilisant la notation tensorielle, comme présenté dans [42],[81]-[82]:

➤ Équation de continuité

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

➤ Équation de mouvement

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

➤ Équation de l'énergie

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

Où U_i et T représentent respectivement la vitesse moyenne et la température ; μ est la viscosité dynamique ; ρ désigne la densité du fluide ; P est la pression ; C_p est la capacité calorifique à pression constante ; et λ est la conductivité thermique. Les composants fluctuants u'_i , u'_j et T' correspondent respectivement aux fluctuations de la vitesse et de la température. Les termes $-\rho \overline{\mu'_i \mu'_j}$ et $-\rho C_p \overline{u'_i T'}$ représentent les contraintes de Reynolds et les flux thermiques turbulents, qui doivent être modélisés afin de fermer les équations [83]-[85].

Lors de cette étude, le modèle $k-\omega$ SST est formulé en utilisant l'hypothèse de viscosité de turbulence de Boussinesq, qui exprime les contraintes de Reynolds en fonction des quantités de turbulence, selon [73]:

$$-\rho \overline{\mu'_i \mu'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (\text{III.4})$$

Avec μ_t qui désigne la viscosité dynamique turbulente, k l'énergie cinétique turbulente, et δ_{ij} le tenseur de taux de déformation. En appliquant l'approximation de Boussinesq, où le flux de chaleur est supposé être proportionnel à la viscosité de turbulence, les flux thermiques turbulents peuvent être exprimés comme suit [86]:

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

$$-\rho \overline{u_i T'} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{III.5})$$

Où Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent, une caractéristique de l'écoulement turbulent qui sert de paramètre pour évaluer l'efficacité du mélange turbulent. Pour cette étude, $Pr_t = 0,85$. Le modèle de turbulence $k-\omega$ SST, développé par Menter en 1994, combine les avantages du modèle $k-\varepsilon$ original et du modèle $k-\omega$ standard. Il est largement utilisé en raison de sa représentation précise de la physique de l'écoulement et de sa stabilité numérique. Le modèle peut être exprimé comme suit [75]-[77],[87]:

$$\frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega k \quad (\text{III.6})$$

$$\frac{\partial \rho U_j \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - f_1) \frac{\rho \sigma_\omega}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (\text{III.7})$$

Avec k qui désigne l'énergie cinétique turbulente, ω le taux de dissipation turbulente, P_k et P_ω respectivement les termes de production de k et ω , et μ_t la viscosité dynamique turbulente. Les coefficients de dissipation sont notés β pour ω et β^* pour le modèle SST. Les coefficients de diffusion associés à k et ω sont respectivement σ_k et σ_ω .

Les termes de production P_k et P_ω peuvent être exprimés comme suit :

$$P_k = \mu_t \Omega^2 \text{ et } P_\omega = C_\omega \rho \Omega^2 \quad (\text{III.8})$$

Où Ω est la magnitude de la vorticité.

La viscosité dynamique turbulente μ_t est définie comme suit :

$$\mu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, f_2 \|\Omega\|)} \quad (\text{III.9})$$

O  : a_1 représente la constante expérimentale, avec une valeur de 0,31 ; ω désigne le taux de dissipation spécifique, et f_2 est la fonction de mélange, caractérisée par l'équation III.10 :

$$f_2 = \tanh(\Gamma_2^4) \quad (\text{III.10})$$

La fonction de mélange (f_1) peut être calculée à l'aide de l'expression suivante :

$$f_1 = \tanh(\Gamma_1^4) \quad (\text{III.11})$$

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

Les efficacités de diffusion, Γ_2 et Γ_1 , peuvent être exprimées par les équations III.12 et III.13 comme suit :

$$\Gamma_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega d}, \frac{500\mu}{\omega d^2}\right) \quad (\text{III.12})$$

$$\Gamma_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega d}, \frac{500\mu}{\omega d^2}\right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}d^2}\right] \quad (\text{III.13})$$

Où d est la distance par rapport à la paroi la plus proche, et $CD_{k\omega}$ représente la partie positive du terme de co-diffusion, qui est dérivée de l'équation donnée dans III.14.

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-20}\right) \quad (\text{III.14})$$

Les constantes ϕ dans le nouveau modèle sont déterminées par le calcul suivant, basé sur les constantes ϕ_1 et ϕ_2 :

$$\phi = f_1\phi_1 + (1 - f_1)\phi_2 \quad (\text{III.15})$$

Les constantes sont les suivantes [88]:

$$\beta^* = 0,09, \phi_1 = \frac{5}{9}, \beta_1 = 0,075, \sigma_{k1} = 0,85, \sigma_{\omega 1} = 0,5$$

$$\phi_2 = 0,04, \beta_2 = 0,0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = 0,856$$

Le nombre de Nusselt est défini par l'équation suivante [89] :

$$Nu = \frac{h q}{\lambda (T_w - T_b)} \quad (\text{III.16})$$

Dans cette équation, T_w et T_b représentent les températures locales de la surface chaude et du fluide, respectivement. q indique la quantité de chaleur qui traverse une unité de surface, tandis que λ et h sont la conductivité thermique du fluide et le coefficient de transfert de chaleur par convection.

La vitesse réduite, notée U_r défini par l'équation III.17, est introduite sous forme adimensionnelle afin de faciliter la comparaison des champs de vitesse au sein de l'écoulement. Elle est définie comme le rapport entre la vitesse locale instantanée u et une

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

vitesse de référence U , généralement associée à la vitesse à l'orifice ou à la vitesse maximale du jet :

$$U_r = \frac{u}{U} \quad (\text{III.17})$$

Cette normalisation permet de représenter les profils de vitesse indépendamment des conditions expérimentales ou des échelles dimensionnelles, offrant ainsi une base cohérente pour l'analyse comparative des différentes configurations de jet et l'interprétation des mécanismes de diffusion.

Comme la vitesse, la température peut également être exprimée sous une forme adimensionnelle afin de faciliter l'analyse comparée des champs thermiques. La température réduite, notée T_r , est définie par :

$$T_r = \frac{T}{T_{amb}} \quad (\text{III.18})$$

Où T représente la température locale dans le jet et T_{amb} désigne la température ambiante. Cette normalisation permet d'appréhender l'évolution relative de la température au sein de l'écoulement, indépendamment des valeurs absolues, offrant ainsi une base cohérente pour l'évaluation des performances de transferts thermiques.

III.2.3 Génération du maillage et test d'indépendance

Le maillage joue un rôle fondamental dans la convergence des simulations numériques. Un maillage non uniforme a été utilisé, avec une densité élevée dans les zones de forts gradients et une densité plus faible dans les régions moins sensibles, afin de minimiser l'effort de calcul tout en assurant une précision adéquate [42]. Le maillage tétraédrique a été choisi pour sa capacité à modéliser avec précision des géométries complexes, notamment les diffuseurs lobés et tourbillonnaires. Ce type de maillage permet une meilleure représentation des structures d'écoulement tridimensionnelles et améliore la robustesse numérique, en particulier dans les zones soumises à de fortes variations de grandeurs thermiques et dynamiques.

Afin de réduire le temps de calcul sans compromettre la précision des résultats, seule une portion symétrique du domaine (un quart) a été modélisée, comme le montre la figure III.3. Quatre configurations de maillage ont été générées et comparées pour évaluer leur comportement en termes de convergence (voir tableau III.1). Parmi elles, la quatrième

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

configuration, composée de 4 712 552 éléments, a présenté les meilleures performances, avec une valeur de y^+ réduite. Cette faible valeur de y^+ est essentielle pour une modélisation fine des phénomènes turbulents au voisinage des parois, condition sine qua non pour garantir la fiabilité des résultats. Le raffinement local du maillage dans les zones critiques a ainsi permis d'atteindre une meilleure précision tout en maîtrisant les ressources de calcul. Ces résultats mettent en évidence l'importance stratégique de l'optimisation du maillage dans les simulations d'écoulements turbulents.

Tableau III. 1: Test d'indépendance du maillage

Maillages	Nombre de nœuds	$\overline{y^+}$	\overline{Nu}
Maillage 1	204185	4.308	115.23
Maillage 2	424054	2.560	119.26
Maillage 3	515675	0.701	120.86
Maillage 4	845051	0.308	121.04

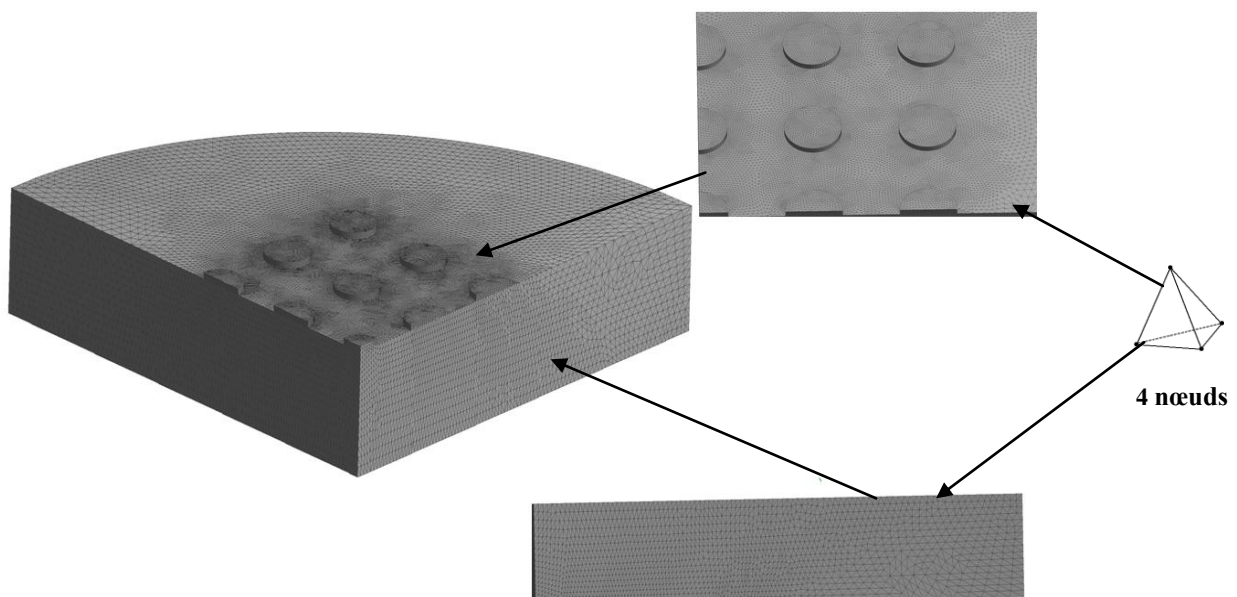


Figure III. 3: Maillage du domaine de calcul

III.2.4 Conditions aux limites

Le couplage pression-vitesse a été traité en utilisant le solveur couplé avec une discrétisation des gradients basée sur les nœuds de Green-Gauss. La pression a été discrétisée en utilisant le schéma PRESTO, qui est particulièrement efficace pour résoudre les gradients de pression importants, comme cela est couramment observé dans les jets d'impact et les jets

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

tourbillonnants. Les termes convectifs ont été discrétisés à l'aide d'un schéma amont d'ordre deux, tandis qu'un schéma de différences centrée d'ordre deux a été utilisé pour les termes de diffusion dans les équations de gouvernance. Dans le tableau III.2 est consigné les paramètres de simulation ainsi que les conditions aux limites.

Tableau III. 2: Paramètres de simulation et conditions aux limites

Type de simulation	3D steady
Modèle de turbulence	<i>SST k-ω</i>
Critère de convergence de la pression	10^{-5}
Hauteur	$H = 80 \text{ mm}$
Nombre de Reynolds	$Re = 11600$
Diamètre du diffuseur	$D = 40 \text{ mm}$
Entrée	$U = 5,27 \text{ m.s}^{-1}$, $T = 300 \text{ K}$
Sortie	$P_{out} = 101325 \text{ Pa}$, $\frac{\mu_t}{\mu} = 10$
Viscosité dynamique	$\mu = 1,8375 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
Masse volumique de l'air	$\rho = 1,225 \text{ kg.m}^{-3}$
Conductivité thermique	$\lambda = 0,0242 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Capacité thermique spécifique à pression constante	$C_p = 1006,43 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Flux de chaleur à la surface d'impact	$q = 1120 \text{ W.m}^{-2}$
Intensité de la turbulence	$I = 5\%$

III.2.5 Validation avec la littérature

Afin de valider notre modèle, nous avons comparé les résultats de simulation avec des données expérimentales et numériques issues du modèle k- ω SST, obtenues dans des conditions identiques à partir de la littérature [54], [90]-[91]. La figure III.4 illustre la distribution de la vitesse axiale pour un système comportant un seul diffuseur. Les résultats de simulation montrent l'efficacité du modèle à résoudre le problème avec une marge d'erreur maximale de 8%. Cette différence est attribuable à plusieurs facteurs, notamment les variations de la géométrie du diffuseur, les conditions de vitesse d'entrée, l'intensité de la turbulence et d'autres paramètres liés à l'écoulement, qui peuvent différer entre les configurations simulées et expérimentales. Ces sources d'erreur sont courantes dans les simulations de dynamique des fluides computationnelle (CFD) et sont abordées plus en détail

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

dans la littérature [92]-[94]. Les résultats valident la capacité du modèle à simuler les caractéristiques d'écoulement observées dans des conditions spécifiques.

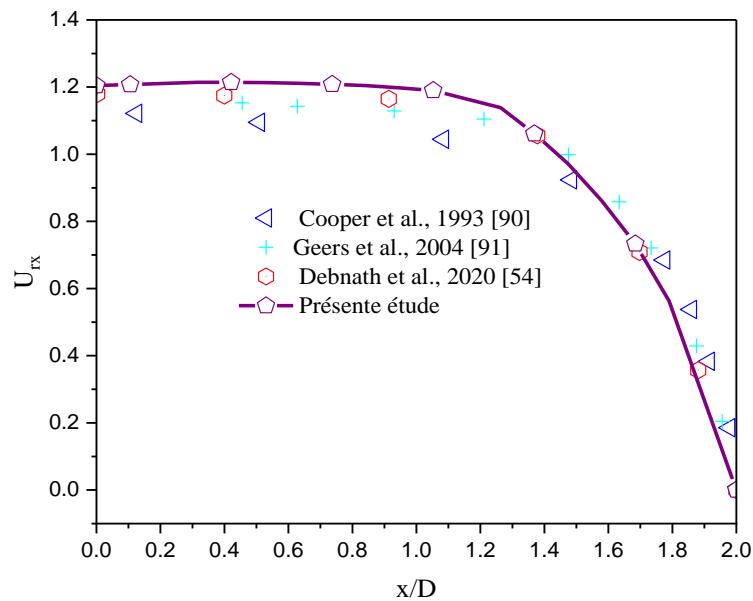


Figure III. 4: Distribution de la vitesse axiale réduite d'un jet unique circulaire

III.3 Résultats et discussions

Cette section présente les résultats détaillés de la simulation réalisée pour le système de distribution d'air, en fournissant une analyse approfondie des caractéristiques dynamiques et thermiques. Les résultats incluent une évaluation complète des performances du système en termes de diffusion de l'air et de répartition de la température, en tenant compte des différents paramètres influençant ces phénomènes. Ces données permettent de mieux comprendre le comportement du système dans des conditions variées et d'identifier les éventuelles zones d'optimisation.

III.3.1 Champs dynamiques et thermiques des configurations 1 et 2

La figure III.5 illustre les contours de vitesse des deux configurations à différentes stations axiales le long de la direction du flux. Il est observé que la vitesse atteint son maximum à la station située à proximité des sorties du diffuseur, puis décroît progressivement à mesure que l'on s'éloigne de la sortie. Cette diminution se poursuit de manière continue jusqu'à la station la plus proche de la surface d'impact, localisée à $x/D = 1,9$. En comparaison, la Configuration 1 présente une meilleure efficacité en termes de mélange, avec une distribution de la vitesse plus homogène sur l'ensemble du champ de flux. Cette répartition

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

plus uniforme de la vitesse suggère une interaction de turbulence et de flux plus développée, contribuant ainsi à une meilleure homogénéisation des conditions d'écoulement.

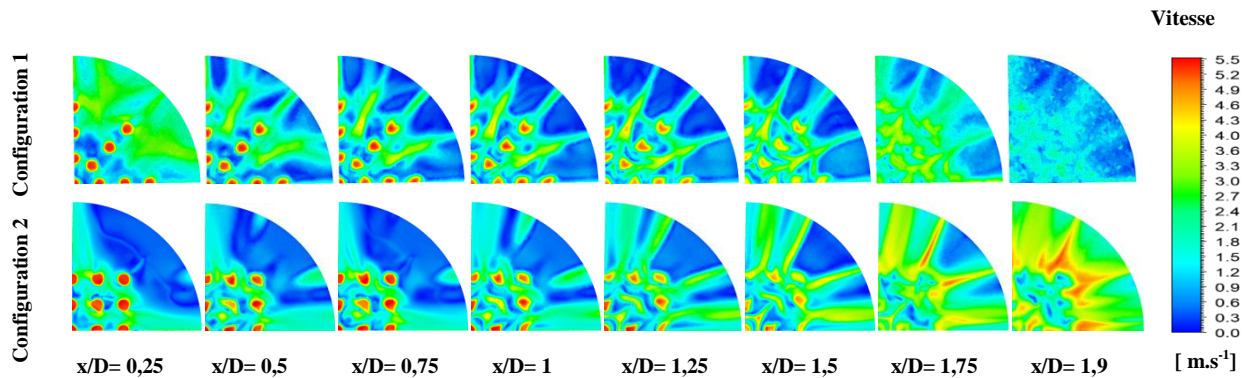


Figure III. 5: Contours de vitesse des configurations à agencement circulaire et carré

D'un point de vue thermique, les distributions du nombre de Nusselt des deux configurations, comme illustré par la figure III.6, montrent sa variation le long de la surface d'impact. Pour la Configuration 2, le nombre de Nusselt reste relativement constant, avec des écarts minimes autour de la moyenne, ce qui indique un comportement de transfert thermique stable et uniforme. En revanche, la Configuration 1 se distingue par des fluctuations spatiales plus marquées du nombre de Nusselt, suggérant des variations significatives des coefficients locaux de transfert de chaleur. Toutefois, malgré ces fluctuations, la Configuration 1 présente des valeurs locales de Nusselt plus élevées, ce qui témoigne d'une performance globale améliorée en termes de transfert thermique convectif. Cette amélioration peut être attribuée à une intensité de turbulence accrue et à un mélange de flux plus efficace dans la Configuration 1, favorisant ainsi un taux de transfert thermique convectif plus élevé à la surface.

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

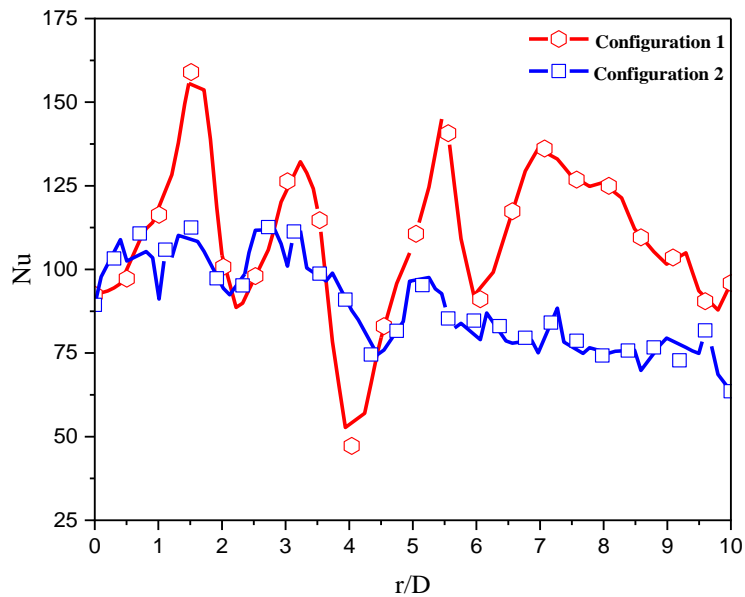


Figure III. 6: Nombre de Nusselt suivant la direction radiale à la surface d'impact, avec $x = 2D$

III.3.2 Identification de la configuration optimale

Au regard des résultats précédemment obtenus, la disposition circulaire s'est avérée efficace tant sur le plan dynamique que thermique. Debnath et al.[54] ont déjà démontré qu'un agencement décalé est le plus approprié pour une disposition circulaire, ce qui justifie le choix de cette solution.

Les contours de vitesse, présentés dans la figure III.7, illustrent la distribution de la vitesse au sein du système pour chaque configuration, à différentes stations le long du trajet du flux. La vitesse atteint son maximum aux sorties des diffuseurs, puis diminue progressivement, tendant vers zéro à la surface d'impact. Cette diminution progressive s'explique par la diffusion de la quantité de mouvement et la dissipation de l'énergie, toutes deux fortement affectées par la forme du diffuseur. Parmi les configurations étudiées, le diffuseur lobé se démarque en présentant la vitesse la plus élevée en sortie. Sa géométrie particulière favorise l'accélération du jet et limite la séparation de l'écoulement. Cette forme permet un transfert de quantité de mouvement plus efficace, ce qui améliore la performance globale de l'écoulement, maintient un niveau de turbulence plus élevé et assure une meilleure répartition de l'énergie dans le domaine.

En se rapprochant de la surface d'impact, à partir de la station située à $x/D = 1,75$; une augmentation notable du mélange du flux est observée. Ce phénomène est crucial, car il favorise une distribution de la vitesse plus homogène et atténue les effets indésirables liés à la

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

stagnation du flux. Le mélange accru dans la configuration à diffuseur lobé joue un rôle déterminant dans l'amélioration des performances globales, ce qui justifie la préférence de cette configuration par rapport aux autres.

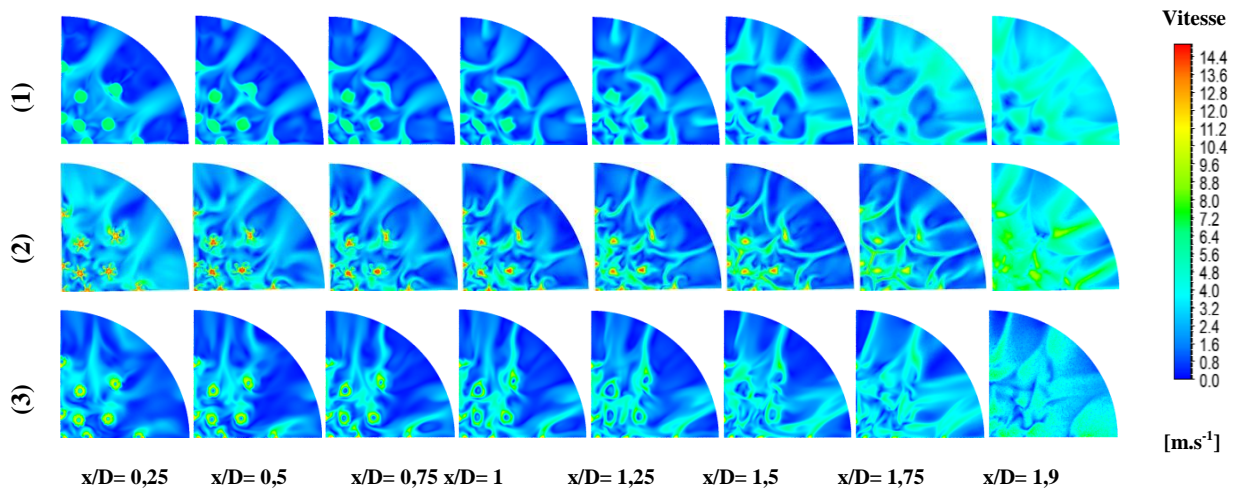


Figure III. 7: Contours de vitesse des trois configurations

Contrairement aux contours de vitesse, les contours de pression statique présentés par la figure III.8 révèlent une tendance de distribution différente. À la sortie des diffuseurs, la pression statique est faible en raison de l'accélération de l'écoulement, mais elle augmente progressivement à mesure que le jet ralentit en s'approchant de la surface d'impact. Le centre du diffuseur présente la pression statique maximale. La configuration à diffuseurs circulaires entraîne une distribution relativement uniforme de la pression statique, avec les valeurs les plus élevées proches des sorties du diffuseur. Cela est dû à la conception plus conventionnelle, qui ne génère pas de perturbations importantes du flux.

En comparaison, la configuration à diffuseurs lobés présente le pic de pression statique le plus élevé, ce qui est attribuable à la décélération du flux accrue induite par la géométrie lobée. Ce design améliore la récupération de pression en favorisant une meilleure répartition du flux à l'intérieur du diffuseur. D'autre part, la configuration à diffuseurs tourbillonnaires, bien qu'elle ne produise pas la pression statique la plus élevée, excelle dans la promotion d'un mélange efficace du flux. Le mouvement tourbillonnaire contribue à répartir le flux de manière uniforme, améliorant ainsi l'homogénéité globale et minimisant le risque de séparation du flux près de la surface d'impact. Ce compromis entre la récupération de pression

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

et le mélange du flux rend le diffuseur tourbillonnaire particulièrement avantageux dans les applications nécessitant une grande uniformité du flux.

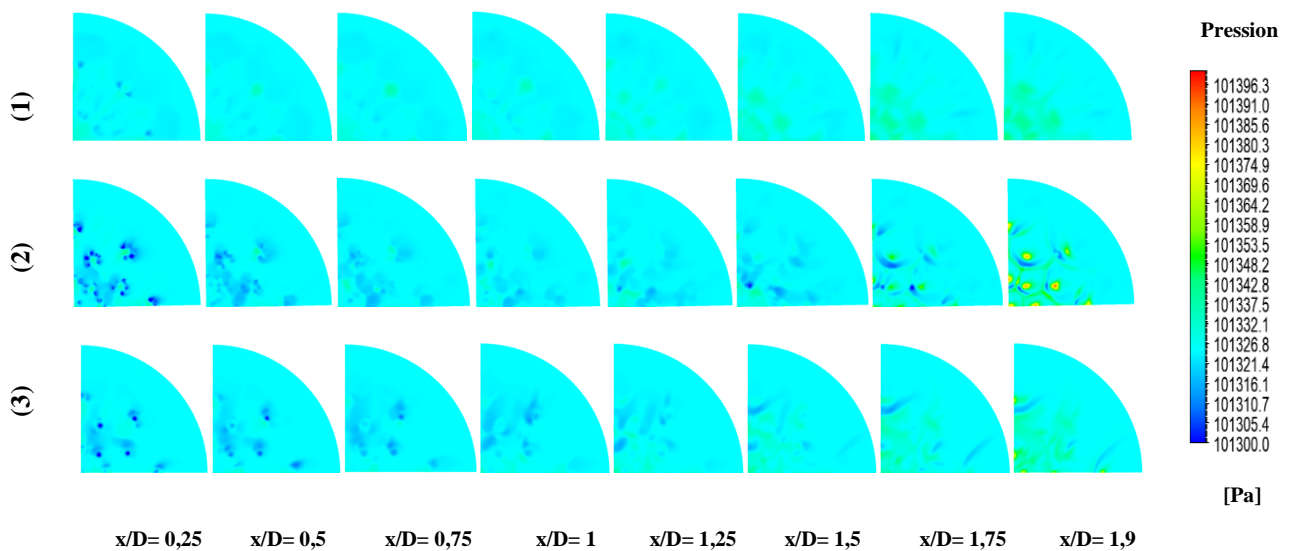


Figure III. 8 : Contours de pression statique des configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires

La distribution de la vitesse axiale des trois configurations de diffuseur, comme illustré par la figure III.9, offre un aperçu détaillé du comportement dynamique de chaque configuration. La vitesse augmente initialement jusqu'à atteindre un certain seuil, puis commence à décroître progressivement à mesure que le flux se rapproche de la surface d'impact en raison de la dissipation du moment, atteignant finalement zéro à la surface pour les configurations à diffuseurs lobés et circulaires. Ce profil de vitesse montre la tendance générale des configurations à limiter la vitesse près de la surface, ce qui est courant dans les applications de diffusion où l'objectif est de contrôler le comportement du flux au contact de la surface.

Cependant, la configuration à diffuseurs tourbillonnaires présente un schéma de vitesse oscillatoire, caractéristique de la présence de zones de recirculation. Ces zones de recirculation jouent un rôle crucial en favorisant la propagation du flux dans le système, en contribuant à l'homogénéisation de la distribution du flux et en améliorant le mélange du fluide. Cette dynamique permet d'obtenir une distribution de vitesse plus uniforme, ce qui rend le diffuseur tourbillonnaire particulièrement adapté aux applications où une uniformité accrue du flux est essentielle, par exemple dans des processus thermiques ou de ventilation.

En ce qui concerne les pics de vitesse respectifs, la configuration à diffuseurs lobés atteint l'amplitude la plus élevée, environ deux fois plus grande que celle observée dans la

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

configuration à diffuseurs circulaires. Cette augmentation de la vitesse s'explique par les dynamiques de flux renforcées par la géométrie lobée, qui favorise une accélération du flux plus marquée et limite la séparation du flux. En comparaison, la configuration à diffuseurs circulaires, bien que plus stable, présente des performances de flux moins optimisées en termes d'accélération et de réduction de la séparation du flux, ce qui en fait une solution moins efficace pour des applications nécessitant un contrôle dynamique du flux.

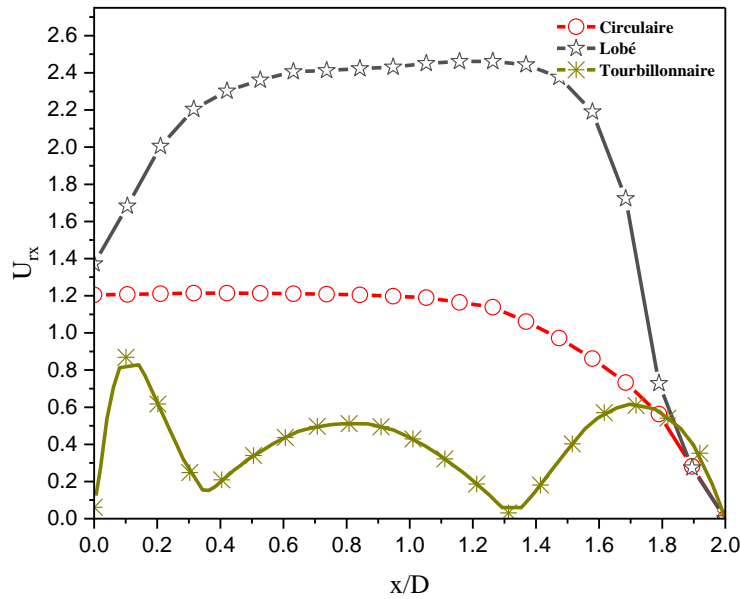


Figure III. 9: Distribution de la vitesse axiale réduite pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires

La distribution de la vitesse radiale des trois configurations de diffuseurs est présentée par la figure III.10. Cette distribution est caractérisée par un comportement non uniforme, similaire aux observations de Medaouar et al. [95], avec des pics de vitesse distincts au centre du diffuseur, qui diminuent à mesure que le flux se déplace radialement vers l'extérieur. Par la suite, la vitesse augmente progressivement à mesure que le flux approche de la périphérie du diffuseur. L'absence de diffuseur dans la région d'espacement, combinée à la présence de zones de recirculation, engendre des fluctuations de vitesse. Ces zones de recirculation perturbent l'accélération lisse du flux, entraînant des diminutions localisées de la vitesse radiale. Ce phénomène est observé depuis le premier centre de diffuseur jusqu'au dernier, entre $x/D = 0,25$ et $x/D = 1,50$.

Au-delà de ces stations, plus précisément de $x/D = 1,75$ à $x/D = 1,90$, c'est-à-dire près de la surface d'impact, la vitesse montre une diminution notable, atteignant presque zéro au niveau de la région centrale du diffuseur pour les configurations à diffuseurs circulaires et

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

lobés. Cependant, à mesure que le flux continue de se diriger vers la surface d'impact, la vitesse commence à se rétablir, adoptant un profil qui reflète la distribution observée aux stations précédentes, où la vitesse augmente progressivement vers le rayon extérieur. Cela indique que, malgré les pertes de pression importantes et la décélération du flux près du centre, le flux finit par se stabiliser et revenir à une distribution plus uniforme près de la périphérie.

Parmi les configurations testées, la configuration à diffuseurs lobés atteint les amplitudes de vitesse les plus élevées, démontrant une meilleure accélération du flux grâce à sa géométrie unique. Les lobes réduisent efficacement la séparation du flux et améliorent le processus de diffusion, entraînant des vitesses plus élevées aux sorties du diffuseur. D'autre part, la configuration à diffuseurs tourbillonnaires, bien qu'elle ne produise pas les vitesses de pointe les plus élevées, excelle dans la fourniture de la meilleure répartition du flux. Les zones de recirculation induites dans le diffuseur tourbillonnaire favorisent un meilleur mélange, ce qui est essentiel pour les applications nécessitant une distribution uniforme du flux. Enfin, la configuration à diffuseur circulaire présente la distribution de vitesse radiale la plus stable, avec des fluctuations relativement faibles par rapport aux deux autres configurations. Cette stabilité s'explique par sa géométrie plus simple, qui garantit un profil de flux plus constant, mais sans le mélange ou l'accélération améliorée observés dans les diffuseurs lobés et tourbillonnaires.

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

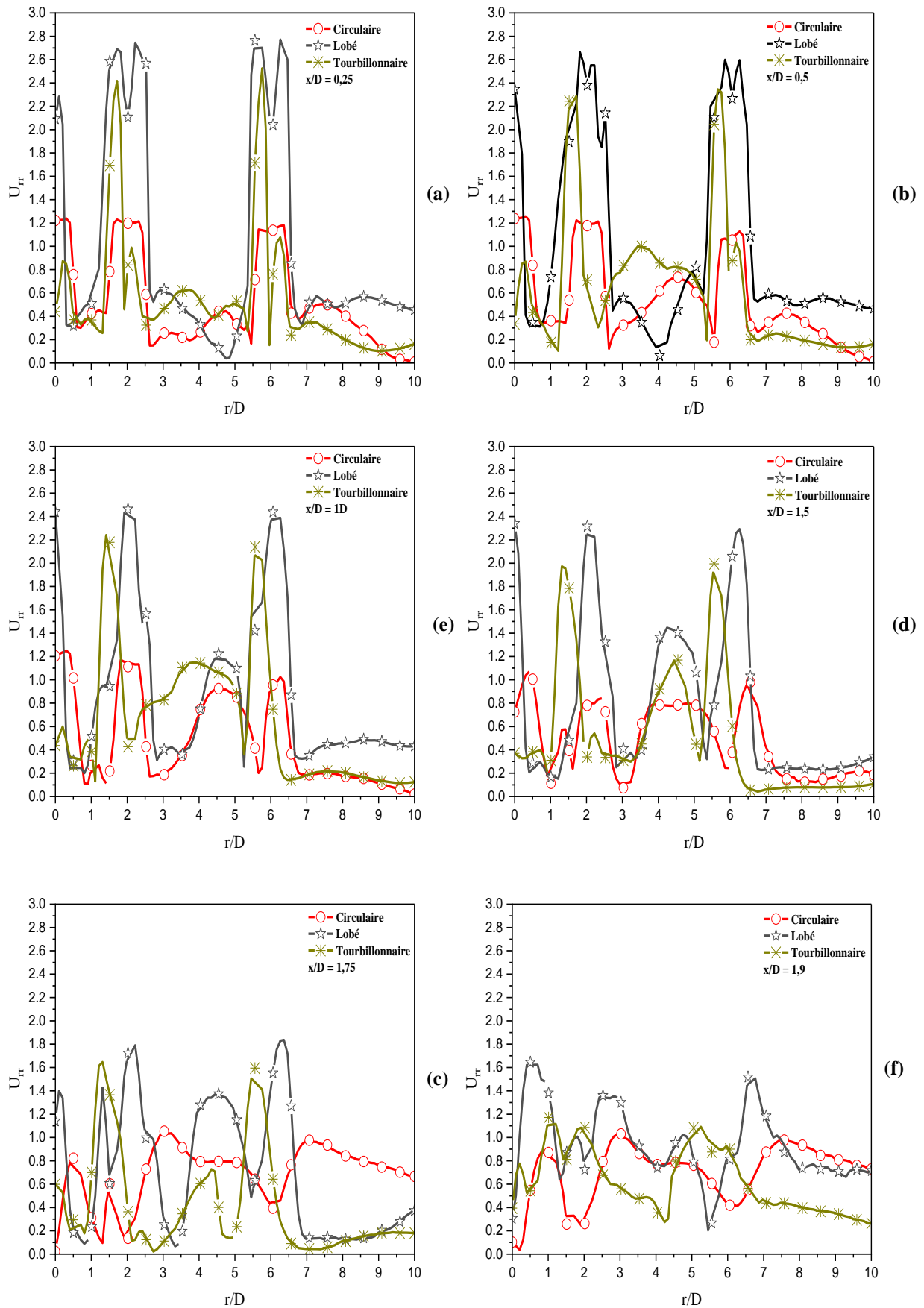


Figure III. 10: Distribution de la vitesse radiale réduite pour les configurations à diffuseur circulaire, lobé et tourbillonnaire

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

Les contours de l'énergie cinétique turbulente (k) à différentes stations pour chacune des trois configurations sont présentés par la figure III.11. L'énergie turbulente devient significative à partir de $x/D = 1$ et diminue progressivement à mesure que le flux se rapproche de la surface d'impact. Une turbulence forte est attendue autour de la circonférence du jet d'air, avec les niveaux de turbulence les plus élevés observés dans la configuration du jet lobé en raison du cisaillement renforcé et de la formation de tourbillons. La configuration du jet tourbillonnaire présente également une turbulence importante, comme l'ont observé Debnath et al. [54], bien qu'il soit légèrement inférieur à celui du jet lobé en raison du mouvement rotatif de l'écoulement.

En revanche, la configuration du jet circulaire montre les niveaux les plus bas d'énergie cinétique turbulente, ce qui peut être attribuable à son profil de flux plus uniforme, résultant en une turbulence réduite et un jet plus stable. Cette turbulence plus faible peut être avantageuse dans des applications nécessitant moins d'instabilité du flux, mais elle limite également le mélange et la propagation du flux.

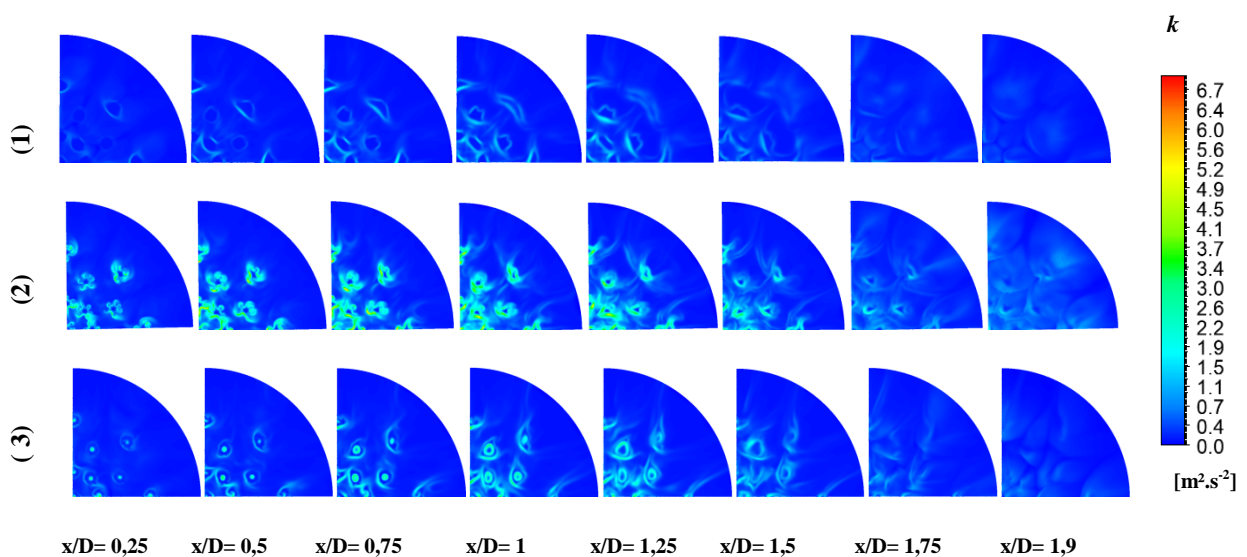


Figure III. 11: Contours de l'énergie cinétique turbulente pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

La figure III.12 présente les contours du coefficient de transfert de chaleur convectif à la surface d'impact. Ce paramètre quantifie l'efficacité de l'échange thermique entre la surface et l'écoulement, reflétant directement la capacité du système à transférer l'énergie thermique par convection. Un coefficient de transfert de chaleur convectif élevé indique un transfert thermique plus efficace, fortement influencé par la dynamique de l'écoulement, l'intensité de la turbulence et la géométrie du diffuseur. Sur les trois configurations, la configuration du jet lobé présente le coefficient de transfert de chaleur convectif le plus élevé, ce qui indique qu'elle favorise une meilleure efficacité de transfert thermique. Le coefficient atteint son maximum au niveau de la circonférence du diffuseur, où le flux turbulent améliore le mélange et le transfert de chaleur. Le coefficient de transfert de chaleur diminue à mesure que l'on s'éloigne des diffuseurs, ce qui montre que la géométrie du diffuseur a un effet décroissant sur l'échange convectif. Cette tendance est observée pour toutes les configurations, mais la configuration du jet lobé maintient un coefficient global plus élevé, soulignant ainsi sa performance supérieure en matière de transfert de chaleur.

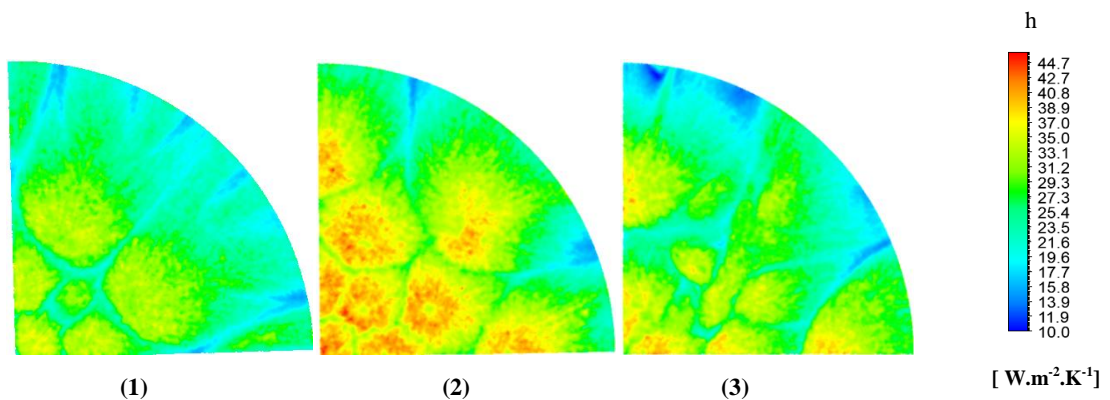


Figure III. 12: Contours du coefficient de convection pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires à la surface d'impact

La distribution du nombre de Nusselt (Nu) des trois configurations de jet le long de la direction radiale est présentée par la figure III.13. Les résultats montrent que le profil de Nu sur la surface d'impact est radialement non uniforme, ce qui est conforme aux observations de Geers et al.[91] et Draksler et al. [96]. Le nombre de Nusselt le plus élevé est observé au niveau de la paroi de chaque diffuseur, après quoi il décroît progressivement jusqu'au diffuseur suivant. Cette tendance se poursuit jusqu'à environ $r/D = 7$, où une légère variation de Nu est notée, notamment en raison de l'absence de diffuseur dans cette région.

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

Parmi les configurations, celle à diffuseurs lobés présente le nombre de Nusselt le plus élevé, ce qui indique un transfert de chaleur plus efficace à la surface. Il est suivi par le diffuseur tourbillonnaire, qui favorise également un transfert de chaleur relativement élevé, bien qu'il ne soit pas aussi performant que le diffuseur lobé. La configuration à diffuseurs circulaires, bien qu'ayant des nombres de Nusselt inférieurs à ceux des deux autres configurations, maintient un bon niveau de stabilité tout au long du profil radial, montrant moins de variation dans l'efficacité du transfert thermique. Cette stabilité peut être avantageuse dans des applications nécessitant des performances thermiques constantes.

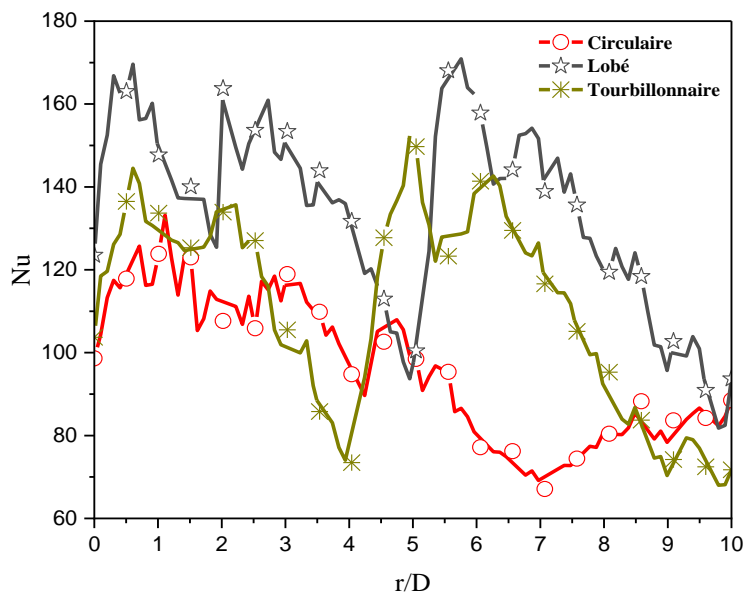


Figure III. 13: Nombre de Nusselt à la surface d'impact des configurations à diffuseur circulaire, lobé et tourbillonnaire le long de la direction radiale

La distribution de la température axiale illustrée par la figure III.14 reste relativement stable depuis les sorties du diffuseur jusqu'à la station $x/D = 1,25$. Au-delà de ce point, la configuration à diffuseurs tourbillonnaires commence à montrer une variation croissante de la température, qui se poursuit jusqu'à atteindre la surface d'impact. Pour les deux autres configurations, cette variation de la température commence à des stations plus éloignées : $x/D = 1,7$ pour le diffuseur circulaire et $x/D = 1,9$ pour le diffuseur lobé. Cette variation de la température dans toutes les configurations est principalement attribuée à l'échange thermique entre la surface d'impact chaude et le jet d'air ambiant, le jet absorbant de la chaleur de la surface et augmentant ainsi sa température. Le retard dans la variation de la température pour les diffuseurs circulaire et lobé est lié aux différences dans les dynamiques de flux et les caractéristiques de transfert de chaleur propres à chaque configuration.

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

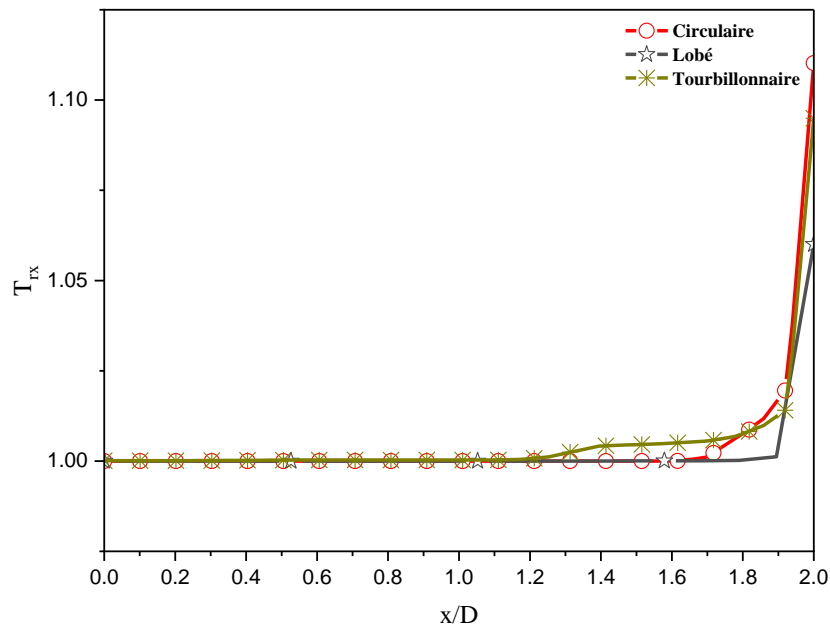


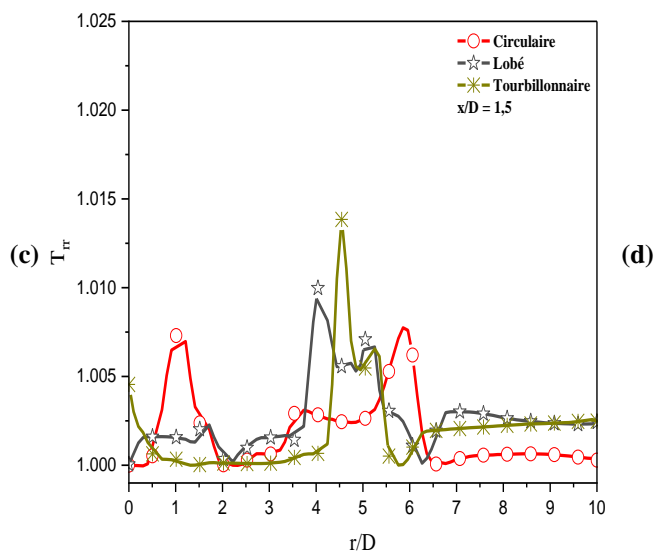
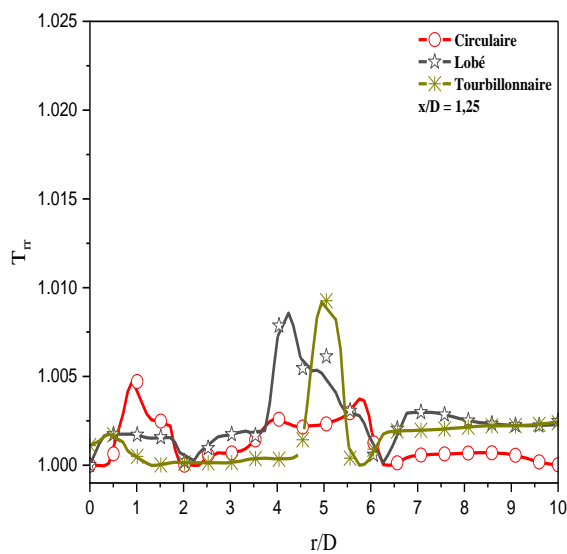
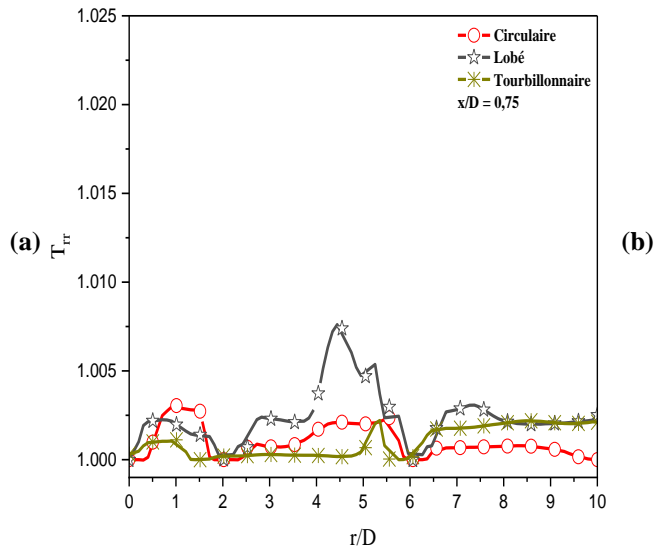
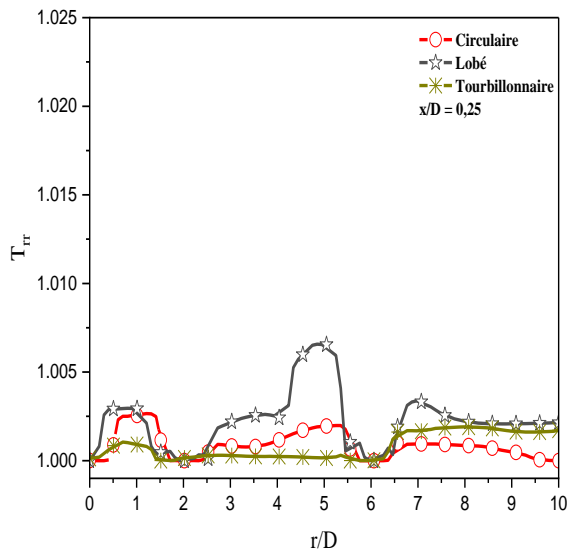
Figure III. 14: Distribution de la température axiale réduite pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires

La figure III.15 présente la distribution de la température radiale à différentes stations le long du parcours du flux, mettant en évidence l'évolution de la température à mesure que le flux interagit avec la surface chaude. L'amplitude de la température augmente à mesure que le flux se rapproche de la surface d'impact, indiquant un échange de chaleur par convection entre la plaque chaude et le jet d'air ambiant. Les quatre premières stations présentent au centre du diffuseur des températures faibles, ce qui indique un transfert de chaleur limité. Cependant, une fois que le flux dépasse le premier diffuseur, la température commence à augmenter, reflétant l'absorption croissante de chaleur par le jet d'air. La température continue d'augmenter jusqu'à atteindre un pic près de la région où le diffuseur est décalé, après quoi elle commence à décroître à mesure que le flux progresse en aval.

Concernant les configurations de diffuseurs, celle à diffuseurs tourbillonnaires montre une amélioration marquée de la température à des stations plus éloignées, dépassant ainsi le diffuseur lobé, qui présentait initialement les températures les plus élevées entre $x/D = 1,25$ et $x/D = 1,50$. L'amélioration du transfert thermique dans le diffuseur tourbillonnaire est attribuée aux structures tourbillonnaires induites et à un meilleur mélange, favorisant un échange thermique plus efficace entre la surface et le flux. Le diffuseur lobé, bien qu'affichant des températures plus élevées plus tôt, commence à montrer une baisse à mesure que la configuration tourbillonnaire prend le relais en termes d'efficacité. Aux deux dernières

Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

stations, la configuration à diffuseurs circulaires montre la plus faible augmentation de température, ce qui indique un processus de transfert de chaleur plus stable mais moins efficace par rapport aux deux autres configurations. Cette stabilité pourrait être bénéfique dans les applications nécessitant un comportement thermique plus prévisible, bien qu'elle entraîne des performances globales de transfert de chaleur inférieures.



Chapitre III : Investigation numérique des effets de la disposition spatiale et des formes géométriques des diffuseurs sur les caractéristiques du jet

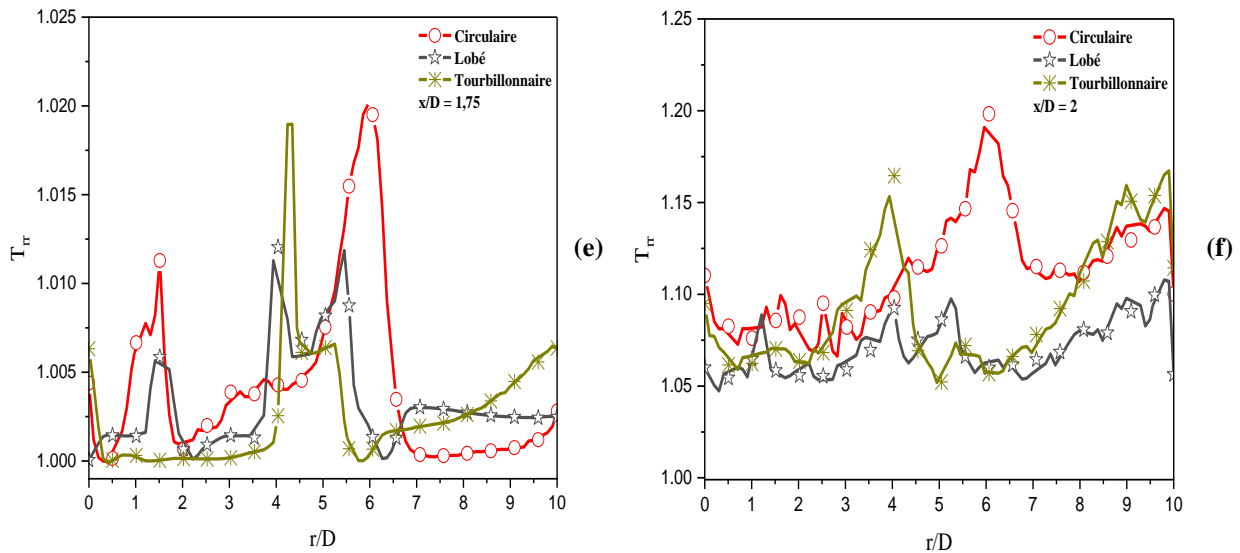


Figure III. 15: Distribution de la température radiale réduite pour les configurations à diffuseurs circulaires, lobés et tourbillonnaires

III.4 Conclusion

Cette étude met en évidence l'importance conjointe de la disposition et de la forme des diffuseurs dans l'optimisation du transfert thermique par jets impactants. Les simulations numériques, validées par des données expérimentales et numériques issues de la littérature, montrent que la disposition des jets influence fortement la dynamique de l'écoulement. La configuration 1, favorisant un mélange central plus intense, améliore le transfert thermique, mais au détriment de la stabilité de l'écoulement. En revanche, la configuration 2, plus régulière, assure une meilleure stabilité, mais ses performances thermiques sont légèrement inférieures.

Du point de vue de la géométrie, le diffuseur lobé s'est révélé le plus performant, avec un gain de 31,7 % par rapport au modèle circulaire, grâce à une meilleure accélération du jet et un mélange plus efficace. Le diffuseur tourbillonnant, bien que légèrement en retrait, améliore également le transfert de chaleur avec une augmentation de 16,26 %, en favorisant une répartition plus homogène du flux. Le diffuseur circulaire, quant à lui, présente les résultats les plus faibles en termes de rendement thermique.

En résumé, l'étude démontre que la performance thermique des systèmes à jets impactants repose sur une optimisation conjointe de la forme et de la disposition des diffuseurs, le diffuseur lobé se démarquant comme la solution la plus efficace.

Chapitre IV :
Étude expérimentale des diffuseurs
de géométries variées pour
l'optimisation de la diffusion d'air

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

IV.1 Analyse expérimentale de l'influence de la présence d'une grille de soufflage

IV.1.1 Introduction

Les jets d'air issus des souffleurs jouent un rôle crucial en dynamique des fluides, notamment dans des applications telles que l'amélioration du transfert de chaleur, le refroidissement des composants électroniques, l'aéronautique... Les phénomènes de turbulence et d'homogénéisation de la distribution de l'air, qui dépendent de la géométrie du flux et des perturbations initiales, influencent fortement le comportement du jet. Des études ont démontré que la configuration géométrique du jet est déterminante pour ses performances, notamment en termes de répartition du flux et de transfert thermique.

Pour améliorer l'efficacité de la diffusion de l'air à moindre coût et optimiser l'esthétique des unités terminales, des grilles de diffuseurs passives sont souvent utilisées. Ces dispositifs permettent d'améliorer la distribution de l'air et le transfert thermique dans les environnements contrôlés.

Cette étude examine l'impact de l'intégration d'une grille de diffuseur sur le comportement aérodynamique du flux. Elle se concentre sur l'analyse des profils de vitesse axiale et radiale pour évaluer l'influence de la présence de la grille de diffuseur sur la répartition du flux et l'efficacité du système, en mettant l'accent sur l'homogénéité du jet pour optimiser les performances.

IV.1.2 Installation expérimentale et dispositif de mesure

Le banc d'essai (voir figure IV.1.1) a été conçu afin de générer un jet d'air turbulent dans une enceinte contrôlée. Les essais ont été réalisés dans un volume d'essai de $450 \times 400 \times 300 \text{ mm}^3$; ces dimensions permettaient ainsi de mener des expériences dans des conditions de jet turbulent horizontal, soumises à des forces de pression défavorables.

L'enceinte, fabriquée en Plexiglas, était équipée de plusieurs ouvertures circulaires sur sa face supérieure, dans le but de permettre l'insertion d'un capteur de vitesse. Ces ouvertures étaient réparties selon les directions axiale et radiale avec un espacement de $0,41D$, où D représente le diamètre équivalent de la section par laquelle l'air pénètre dans l'enceinte. Ce choix d'espacement a été fait pour des raisons techniques, car il facilitait le processus de mesure.

Le flux d'air est insufflé dans l'enceinte à l'aide d'un aspirateur Fansan AKTIF, dont les caractéristiques sont présentées dans le Tableau IV.1.1. Par ailleurs, un régulateur de vitesse,

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

décrit dans le Tableau IV.1.2, a été intégré au système afin de permettre l'ajustement de la vitesse grâce à la relation de proportionnalité qui lie la fréquence à la vitesse. De plus, cet appareil permet de mesurer plusieurs paramètres importants tels que l'intensité du courant, la tension (AC et DC), la résistance, la capacité et la fréquence.

La vitesse de l'écoulement a été mesurée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud (modèle VelociCalc Plus Air 9565-X VelocityMeter), un instrument multifonction de haute précision qui permet l'affichage des données à l'écran, leur impression ou leur exportation vers un tableur, ce qui facilite leur transfert vers un ordinateur pour une analyse statistique. La précision de mesure de la vitesse est de $\pm 0,015$ m/s [42].

Afin d'assurer un étalonnage précis du VelociCalc Plus Air VelocityMeter, il est essentiel d'utiliser un instrument de référence étalonné, tel qu'un anémomètre à fil chaud (VelociCalc Plus Air VelocityMeter). Dans cette optique, un environnement stable a été établi de manière à assurer une vitesse d'air constante, exempte de turbulences, éliminant ainsi toute source potentielle d'erreur. La sonde VelociCalc Plus a ensuite été positionnée dans l'écoulement généré, et plusieurs mesures ont été prises à différents points le long de l'écoulement. Enfin, les résultats ainsi obtenus ont été comparés à ceux de l'instrument de référence étalonné afin de confirmer la fiabilité et la précision de l'appareil.

Le diamètre équivalent est donné par la relation suivante [97]:

$$D = \frac{4A}{p} = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (\text{IV.1.1})$$

Où :

A : Aire de la buse

p : Périmètre de la buse

a : Longueur de la buse

b : Largeur de la buse

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

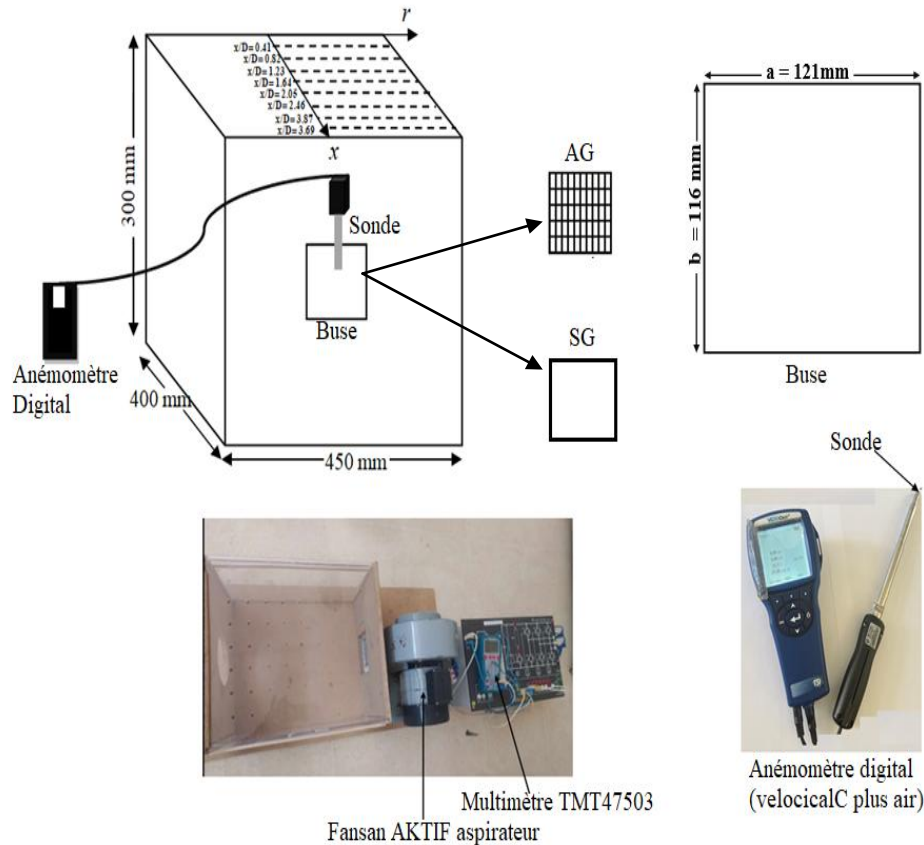


Figure IV.1. 1: Dispositif expérimental

Après l'installation du dispositif expérimental et calibration de l'appareil de mesure, procédure de calibration de l'appareil de mesure qui est réalisée afin de garantir la précision et la fiabilité des données collectées. Cette étape est essentielle pour s'assurer que les mesures effectuées sont conformes aux critères de qualité et que les résultats obtenus sont représentatifs des conditions réelles du flux. Deux fréquences distinctes ont été choisies pour l'étude : $N_1 = 40$ Hz et $N_2 = 50$ Hz, afin d'analyser l'impact de cette variation sur le comportement dynamique du jet d'air.

Pour chaque fréquence, le vélocimètre est inséré dans l'enceinte sous deux orientations différentes : axiale et radiale, à travers les ouvertures circulaires qui ont été préalablement réalisées sur la surface supérieure de l'enceinte. Cette configuration permet d'effectuer des mesures suivant différentes directions, offrant ainsi une vue complète des variations de vitesse du flux en fonction de la position dans la salle. À chaque station de mesure, la vitesse moyenne du flux est déterminée, ce qui permet d'obtenir une évaluation précise du comportement dynamique de l'écoulement à différentes étapes de son trajet. Cette méthode

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

permet de capturer les fluctuations du flux et d'identifier les zones de turbulence, ce qui est crucial pour une analyse approfondie des performances du système testé.

Tableau IV.1. 1:Caractéristiques du moteur Fansan AKTIF aspirator

Puissance [W]	250
Tension [V]	230
Vitesse de rotation [tr/min]	2800
Fréquence [Hz]	50

Tableau IV.1. 2: Caractéristiques du multimètre TMT47503

Caractéristique	Plage	Précision
Tension DC	600 mV / 6 V / 60 V / 600 V / 1000 V	± (0.5% + 3)
Tension AC	6 V / 60 V	± (0.8% + 3)
	600 V / 750 V	± (1.0% + 10)
Courant DC	60 μA / 60 mA / 600 mA	± (0.8% + 3)
	10 A	± (1.2% + 3)
Courant AC	60 mA / 600 mA	± (1.0% + 3)
	10 A	± (1.5% + 3)
Résistance	600 Ω / 6 kΩ / 60 kΩ / 600 kΩ / 6 MΩ	± (0.8% + 3)
	60 MΩ	± (1.0% + 30)
Capacité	10 nF	± (4.0% + 30)
	100 nF / 1000 nF / 10 μF / 100 μF / 1000 μF	± (4.0% + 3)
	10 mF / 100 mF	± (5.0% + 3)
Fréquence	10 Hz / 100 Hz / 1000 Hz / 10 kHz / 100 kHz / 1000 kHz / 10 MHz	± (1.0% + 3)
Cycle de travail	1% ~ 95%	± (2.0% + 3)

Par ailleurs, la vitesse moyenne d'un moteur est proportionnelle à la fréquence, et peut être déterminée selon la relation suivante [98]:

$$V = \frac{\pi n}{30} \quad (\text{IV.1.2})$$

Où la vitesse de rotation n est donnée par la relation suivante [98]:

$$n = \frac{60N}{P} (1 - S) \quad (\text{IV.1.3})$$

Avec :

n : la vitesse de rotation du moteur,

N : la fréquence du courant alternatif,

P : le nombre de pôles du moteur,

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

s : le glissement du moteur.

IV.1.3 Estimation de l'erreur de mesure

Dans le cadre de cette étude, la vitesse réduite sans dimension (U_r) a été calculée en se référant à la vitesse maximale de l'écoulement U mesurée à la sortie de l'orifice de soufflage. Cette méthode, couramment utilisée dans la littérature [63], permet de comparer les vitesses locales à une valeur de référence caractéristique de l'écoulement global. L'expression utilisée est la suivante :

$$U_r = \frac{u}{U} \quad (\text{IV.1.4})$$

Où u représente la vitesse locale mesurée en un point donné du champ d'écoulement, et U la vitesse maximale à la sortie l'orifice de soufflage.

Afin d'évaluer l'incertitude relative associée à cette grandeur adimensionnelle, on applique la formule de propagation des incertitudes, qui s'écrit :

$$\frac{\Delta U_r}{U_r} = \frac{\Delta u}{u} + \frac{\Delta U}{U} \quad (\text{IV.1.5})$$

Cette relation permet de quantifier l'erreur sur U_r en tenant compte des incertitudes respectives sur les mesures de u et de U .

Sur cette base l'incertitude associée aux mesures de vitesse a été estimée à moins de 4%. Cette précision est jugée suffisante pour garantir la fiabilité des résultats expérimentaux et la validité des analyses qui en découlent.

IV.1.4 Résultats et discussions

IV.1.4.1 Vitesse Axiale

La distribution de la vitesse axiale, présentée par la figure IV.2, illustre l'évolution du profil de vitesse pour différentes fréquences, selon deux configurations expérimentales : avec et sans grille de soufflage.

Dans la configuration intégrant la grille de soufflage à la fréquence $N_1 = 40$ Hz (voir figure IV.1.2(a)), la courbe de vitesse présente un profil de type gaussien. Dans un premier temps, la vitesse croît progressivement au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la buse.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

Toutefois, à partir de la station $x/D = 2,05$; une inversion de tendance est observée, marquant le début d'une phase de décélération. Cette transition entre accélération et décélération s'explique par la formation de zones de recirculation, lesquelles engendrent des perturbations dans le champ de vitesses et influencent directement le comportement du jet. Ces zones de recirculation résultent des interactions complexes entre le jet et la grille de soufflage, provoquant un retournement local de l'écoulement. Elles se manifestent par une modification brutale du profil de vitesse, traduisant une inversion du sens d'écoulement, généralement induite par la présence de régions de basse pression.

À la fréquence $N_2 = 50$ Hz (voir figure IV.1.2(b)), la vitesse maximale est atteinte à proximité immédiate de la buse, où le jet présente une vitesse axiale nettement plus élevée. Cependant, cette vitesse décroît rapidement avec la distance axiale. Cette chute brutale s'explique par l'atténuation de l'effet dynamique du jet dans la zone proche de la sortie communément appelée noyau potentiel du jet. La chute rapide de la vitesse dans cette région est attribuable à l'expansion du jet, accompagnée d'une décroissance de la vitesse axiale due à la dissipation de l'énergie cinétique par turbulence, ainsi qu'à l'interaction avec le fluide ambiant. À partir de $x/D = 0,82$; une légère reprise de la vitesse est observée, bien que cette augmentation demeure faible et progressive. Au-delà de cette station, une nouvelle décroissance axiale de la vitesse est enregistrée, traduisant une expansion continue du jet et une diminution progressive de l'effet de la grille de soufflage à mesure que la distance à la buse augmente.

En comparaison, la distribution de la vitesse axiale dans la configuration sans grille de soufflage présente des variations notables, tant sur le plan de la distribution de la vitesse que de l'influence de la grille sur la dynamique globale de l'écoulement.

À la fréquence $N_1 = 40$ Hz, dans la configuration sans grille, la vitesse axiale suit une distribution relativement homogène, avec une vitesse maximale localisée à proximité de la buse. La vitesse diminue ensuite progressivement avec la distance axiale, mais de manière beaucoup plus modérée que dans la configuration avec grille. Cette décroissance plus lente peut être interprétée comme un transfert d'énergie plus marqué vers la direction radiale. Ce comportement suggère une diffusion de l'écoulement moins homogène, dans une configuration où l'effet stabilisateur de la grille est absent ou peu significatif.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

En revanche, à la fréquence $N_2 = 50$ Hz, une zone de recirculation apparaît dans l'écoulement, indiquant une augmentation de l'instabilité de l'écoulement. Cette région est caractérisée par la présence de turbulences et de structures tourbillonnaires perturbant la cohérence du jet. Ces phénomènes sont particulièrement amplifiés par la vitesse élevée du jet à cette fréquence. La dynamique intense du jet, combinée à une instabilité croissante, favorise un transfert d'énergie accru entre les couches fluides, renforçant ainsi la turbulence. Ces effets se traduisent par une dégradation du profil de vitesse, accompagnée de perturbations plus marquées dans les zones affectées par la recirculation.

L'augmentation de l'instabilité à la fréquence N_2 modifie de manière significative la distribution de la vitesse dans l'écoulement, notamment dans les régions influencées par les zones de recirculation. Ces instabilités favorisent l'homogénéité et la diffusion turbulente.

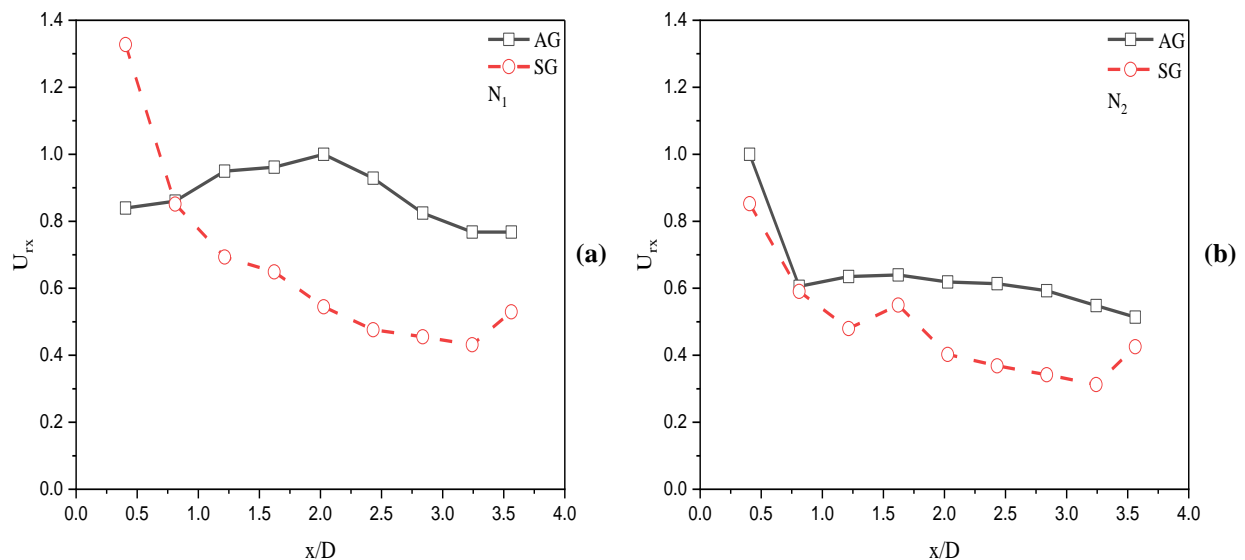


Figure IV.1. 2: Distribution de la vitesse réduite suivant la direction axiale à $r=0$

IV.1.4.2 Vitesse Radiale

La distribution de la vitesse radiale, présentée par la figure IV.1.3, illustre l'évolution du profil de vitesse à différentes fréquences pour les deux configurations expérimentales, avec et sans grille de soufflage.

À la fréquence la plus basse, $N_1 = 40$ Hz, les deux configurations (avec et sans grille de soufflage) présentent une distribution radiale de vitesse similaire à proximité de la buse, caractérisée par une décroissance de la vitesse à mesure que la distance à la buse augmente. Cette décroissance s'explique par l'interaction entre l'air soufflé et la paroi de l'enceinte.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

Toutefois, des différences notables apparaissent plus en aval. À $x/D = 0,41$; la configuration sans grille de soufflage, représentée sur la figure IV. 1.3(a), présente des vitesses nettement plus élevées, traduisant un jet plus concentré et moins perturbé. En revanche, à $x/D = 0,82$ (figure IV. 1.3(c)), les deux configurations suivent une tendance similaire, marquée par une augmentation initiale de la vitesse, suivie d'une décroissance. Cependant, la configuration sans grille de soufflage montre une atténuation plus rapide de la vitesse, ce qui est attribuable à une dissipation plus importante de l'énergie cinétique du jet. À l'inverse, la configuration avec grille conserve une certaine stabilité de l'écoulement, la formation de zones de recirculation contribuant à ralentir la dissipation de l'énergie cinétique.

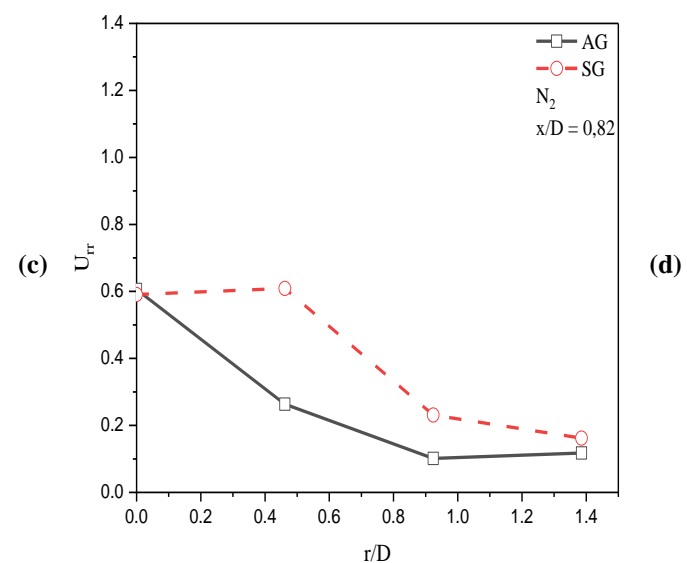
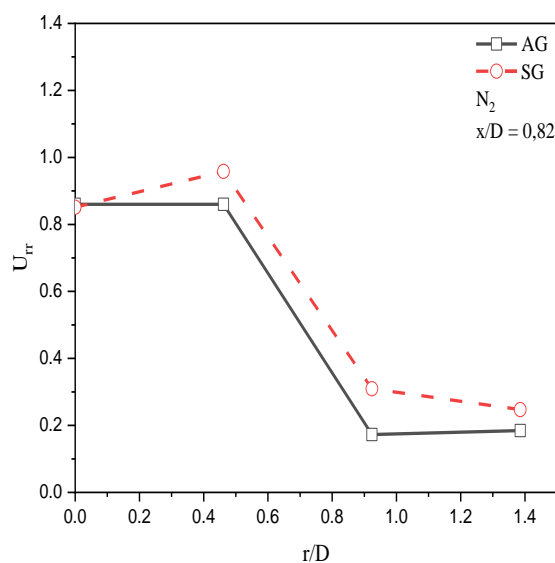
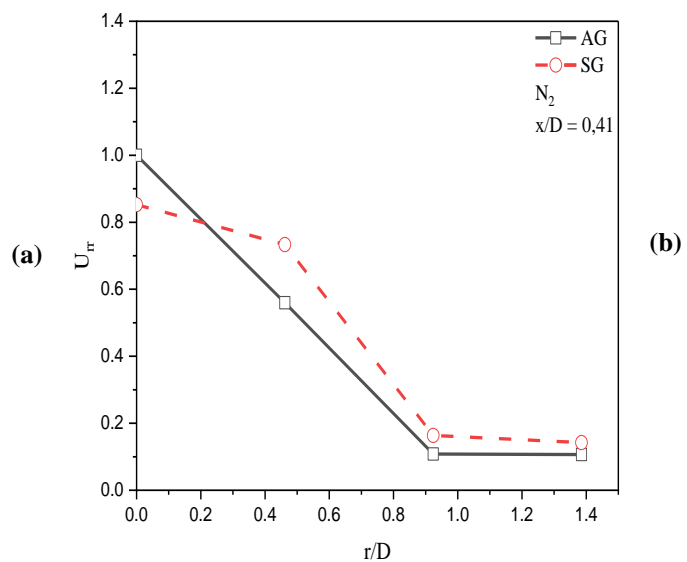
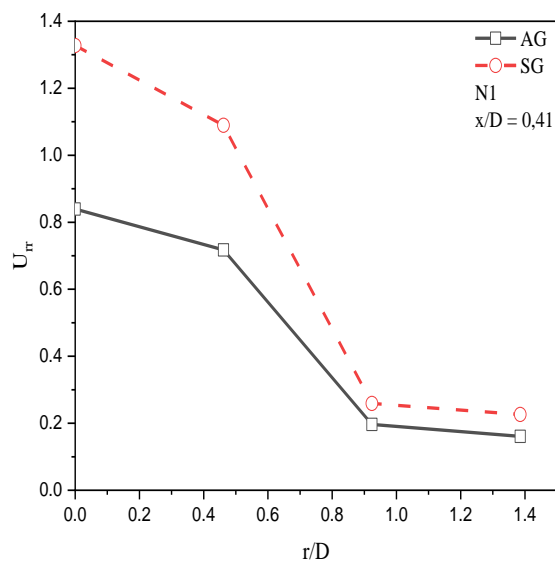
Pour la configuration avec grille de soufflage, à $x/D = 2,46$ (figure IV.1.3(e)), l'amplitude de la vitesse est plus élevée que celle observée pour la configuration sans grille. Cette différence résulte principalement de l'influence de la grille, qui favorise une meilleure dispersion de l'énergie dans l'écoulement, permettant ainsi une plus grande portée du jet. En revanche, dans la configuration sans grille, la vitesse décroît plus brutalement, en raison de l'absence d'un élément stabilisateur du flux.

À $x/D = 2,87$; l'effet de la grille de soufflage devient particulièrement marqué. À cette station, la configuration avec grille présente une amplitude de vitesse significativement plus élevée, indiquant un jet plus étendu et mieux réparti (voir figure IV.1.3(g) et (i)). La présence de la grille permet non seulement de maintenir une énergie cinétique plus importante dans l'écoulement, mais aussi d'optimiser la distribution radiale de la vitesse, augmentant ainsi la portée du jet. Cette portée étendue résulte directement de la modulation du profil du jet par la grille de soufflage, qui contribue à préserver l'intégrité de l'écoulement sur une plus grande distance, limitant ainsi les pertes d'énergie.

À la fréquence plus élevée $N_2 = 50$ Hz, la configuration avec grille présente également des vitesses maximales plus élevées à proximité de la buse, comparativement à la configuration sans grille. Toutefois, les profils de vitesse des deux configurations, présentés par les figures IV.1.3(b), (d) et (f), restent relativement similaires. Dans les deux cas, la vitesse décroît à proximité de la buse, suivie d'une légère croissance, puis d'une nouvelle décroissance plus loin en aval. Ce comportement est principalement dû à la turbulence intense induite par l'interaction entre le jet et son environnement, qui entraîne une redistribution de l'énergie au sein de l'écoulement dans les deux configurations.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

À partir de la station $x/D = 2,87$; l'influence de la grille de soufflage devient plus significative (voir figure IV.1.3(h) et (j)). Les zones de recirculation présentes dans la configuration sans grille tendent à s'atténuer, ce qui conduit à une distribution de vitesse plus uniforme suivant la direction radiale pour la configuration avec grille. Cette amélioration de la distribution radiale traduit une stabilisation de l'écoulement induite par la grille, permettant une gestion plus efficace de l'énergie ainsi qu'un champ de vitesse mieux homogénéisé. En l'absence de zones de recirculation, la configuration avec grille bénéficie d'une diffusion de la vitesse plus régulière, tandis que la configuration sans grille présente une distribution moins homogène et des perturbations supplémentaires liées aux recirculations. Ainsi, l'effet stabilisateur de la grille de soufflage, en particulier au-delà de $x/D = 2,87$; améliore significativement à la fois la portée et l'homogénéité du jet.



Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

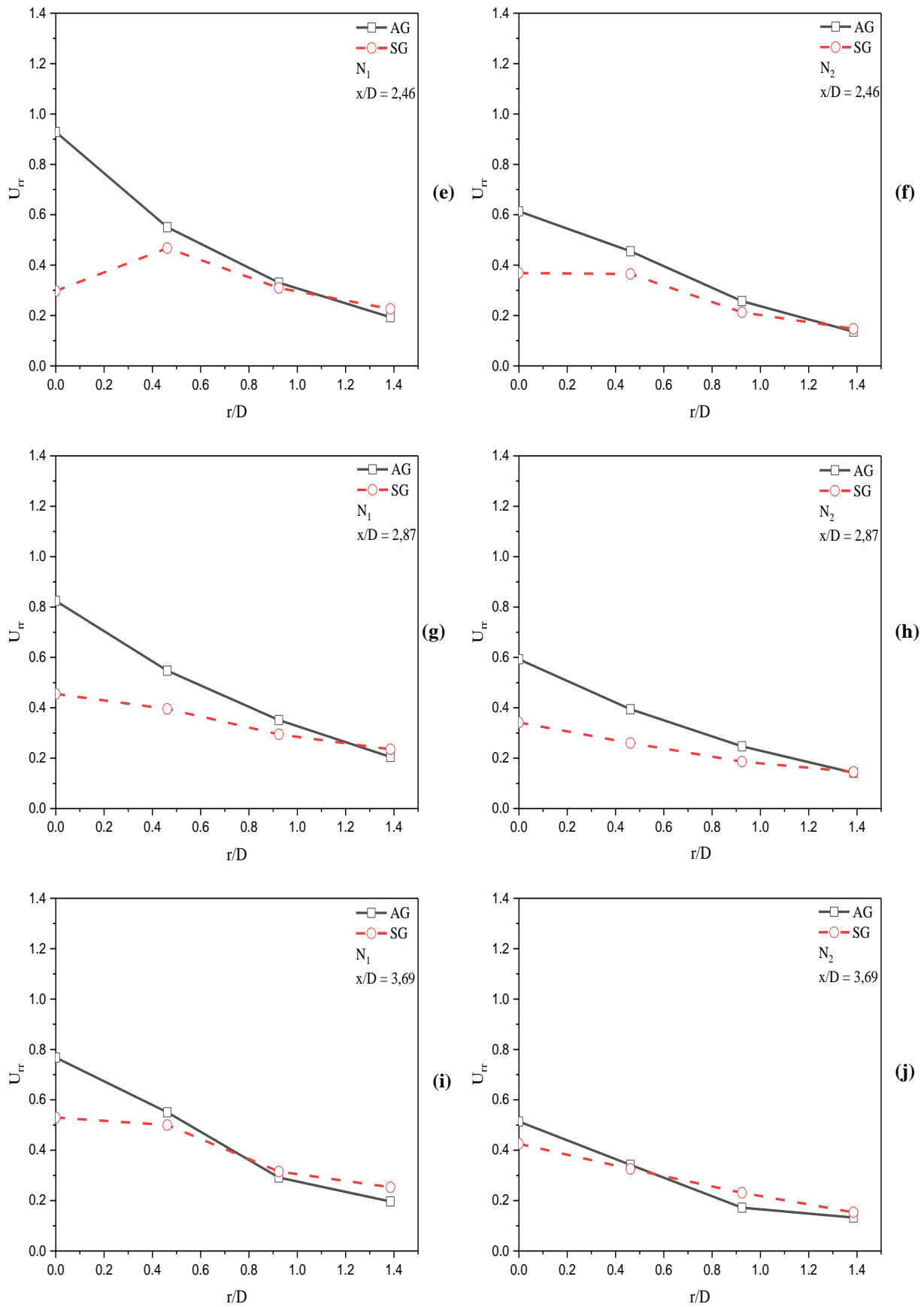


Figure IV.1. 3: Distribution de la vitesse radiale réduite

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

IV.1.4.3 Intensité de la turbulence

L'intensité de la turbulence des deux configurations, aux stations $x/D = 0,41$ et $x/D = 3,69$, est présentée par la figure IV.1.4. On constate que l'intensité de la turbulence s'amplifie nettement à mesure que l'on se rapproche de la paroi de la chambre. Cette amplification résulte des phénomènes dynamiques induits par les interactions entre le fluide et la paroi, particulièrement marquées dans les écoulements d'air. À proximité des parois, l'air subit d'importants effets de cisaillement qui renforcent la turbulence. Les forts gradients de vitesse, exacerbés par la présence de la couche limite, favorisent la formation de structures tourbillonnaires complexes, contribuant directement à l'élévation du niveau de turbulence.

Au voisinage immédiat de la buse, l'intensité turbulente est nettement plus élevée (voir figure IV.1.4(a) et (b)) qu'en aval (voir figure IV.1.4(c) et (d)). En s'éloignant de la buse, l'intensité décroît progressivement sous l'effet combiné du frottement visqueux et de la diffusion de l'air, qui entraîne une dissipation graduelle de la turbulence.

L'intensité turbulente peut être estimée à l'aide de la relation empirique suivante [42],[99]:

$$I = 0.16(Re)^{-\left(\frac{1}{8}\right)} \quad (\text{IV.1.6})$$

Avec

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (\text{IV.1.7})$$

où :

u est la vitesse du fluide,

D est le diamètre de la buse,

ν est la viscosité cinématique du fluide.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

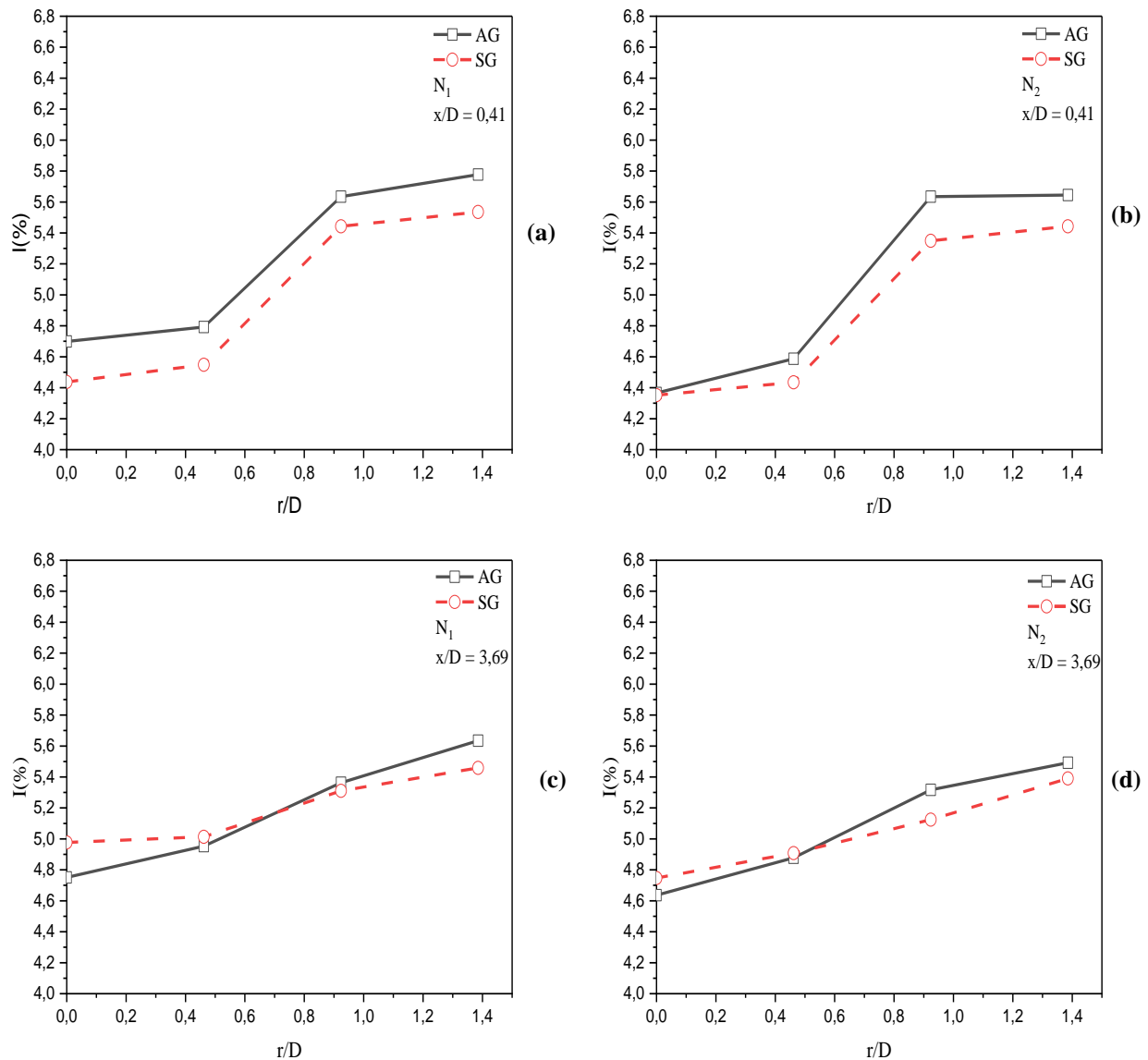


Figure IV.1. 4: Intensité de la turbulence suivant la direction radiale

IV.1.5 Conclusion

Cette étude expérimentale a permis d'évaluer l'effet d'une grille de soufflage sur la performance d'un système de distribution d'air destiné à la climatisation. D'une part, les comparaisons entre les configurations avec (AG) et sans grille (SG), menées à deux fréquences (N_1 et N_2), ont révélé que la grille favorise une diffusion plus homogène du jet, notamment en direction radiale et au fur et à mesure de l'éloignement de la buse. D'autre part, bien que des zones de recirculation apparaissent en configuration AG, en particulier à basse fréquence, elles participent à une meilleure gestion de l'énergie cinétique et à une stabilisation du jet. En revanche, la configuration SG présente une distribution initialement plus uniforme, mais se montre plus sensible aux instabilités et aux pertes d'énergie, notamment à haute

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

fréquence. Par ailleurs, l'analyse de l'intensité turbulente confirme l'impact du cisaillement sur l'augmentation de la turbulence près des parois.

Ainsi, cette étude met en évidence l'importance du rôle stabilisateur de la grille dans la gestion dynamique de l'écoulement, en particulier dans des environnements soumis à des variations de fréquence. Les résultats obtenus montrent également que la grille permet une diffusion d'air plus uniforme et une meilleure répartition des forces aérodynamiques. En somme, la configuration avec grille se montre globalement plus adaptée aux besoins de diffusion d'air dans les environnements vastes ou complexes.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

IV.2 Analyse comparative et identification de la configuration de diffuseur la plus performante

IV.2.1 Introduction

Dans un contexte animé par la volonté d'améliorer en permanence le confort dans les espaces intérieurs, la question de la diffusion d'air occupe une place centrale. Le recours à des diffuseurs multiples ouvre des perspectives intéressantes, car leur disposition et leur forme influencent directement la qualité de l'ambiance perçue : répartition homogène des températures, limitation des courants d'air désagréables et meilleure efficacité énergétique.

Chercher la configuration optimale revient donc à trouver un équilibre entre performance technique et confort des occupants. Ce chapitre s'attache à comparer différentes configurations de diffuseurs multiples, afin de mieux comprendre leurs effets sur les écoulements et de mettre en évidence celles qui répondent le plus efficacement aux exigences de confort dans les ambiances.

IV.2.2 Dispositif expérimental

À l'instar du sous chapitre précédent, un banc d'essai a été spécialement conçu dans le but de générer un jet d'air turbulent au sein d'une enceinte aux conditions contrôlées. Ce dispositif expérimental (voir figure IV.2.1), constitué de plusieurs éléments modulables, a été élaboré de manière à permettre une analyse aérodynamique approfondie de divers types de diffuseurs. Il offre ainsi la possibilité d'étudier l'influence des géométries des diffuseurs sur les caractéristiques de l'écoulement, telles que la distribution de la vitesse, le développement du jet et certaines interactions. Le banc d'essai comprend plusieurs composants essentiels, dont la conception et la fonction sont détaillées ci-après.

IV.2.2.1 Variateur de vitesse

Le variateur de vitesse de la marque Total dont les caractéristiques sont consignées dans le tableau IV.2.1 constitue un composant essentiel du banc d'essai, dans la mesure où il assure l'insufflation de l'air nécessaire au fonctionnement du système. En générant un débit d'air précis et contrôlé, il permet de créer un jet turbulent, condition indispensable à la validité des essais. Placé en amont du dispositif, il oriente l'écoulement de l'air à travers plusieurs éléments, à savoir le nid d'abeille, le convergent, et enfin les diffuseurs. Ce variateur de vitesse est conçu pour assurer un débit d'air élevé ainsi qu'une pression statique suffisante, le rendant particulièrement adapté aux essais nécessitant des écoulements turbulents de forte

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

intensité. Par ailleurs, son moteur à vitesse variable offre jusqu'à six niveaux de fonctionnement, permettant ainsi un ajustement précis du débit d'air en fonction des exigences spécifiques de chaque configuration expérimentale. En conséquence, cette capacité d'adaptation garantit des conditions d'essai rigoureusement contrôlées et reproductibles. Enfin, grâce à sa conception robuste, le variateur de vitesse peut maintenir une performance constante même lors de fonctionnement prolongé, assurant ainsi sa fiabilité sur toute la durée des expérimentations.

IV.2.2.2 Convergent

Un convergent tronconique, conçu pour assurer une transition progressive entre un diamètre d'entrée de 40 mm et un diamètre de sortie de 120 mm, a été intégré en amont du diffuseur pour garantir un écoulement fluide et contrôlé. Ce convergent permet d'adapter de manière progressive la section du conduit, minimisant ainsi les perturbations à l'entrée du diffuseur. En amont immédiat du convergent, un nid d'abeille constitué d'alvéoles circulaires de 3 mm de diamètre et 30 mm de profondeur, est inséré dans une conduite droite.

Le nid d'abeille joue un rôle crucial dans la redirection de l'écoulement en forçant l'air à suivre une trajectoire plus axiale. Grâce à la géométrie de ses alvéoles, il permet de réduire les composantes transversales du flux et d'améliorer ainsi la symétrie du profil de vitesse en aval. Ce redressement est essentiel pour garantir un écoulement plus uniforme à l'entrée du convergent, ce qui favorise des conditions plus homogènes pour l'analyse des performances du diffuseur.

IV.2.2.3 Diffuseurs

Plusieurs configurations de diffuseurs ont été étudiées afin d'analyser de manière détaillée l'influence de la géométrie sur le comportement du jet turbulent. Les diffuseurs considérés, choisis pour leurs caractéristiques aérodynamiques contrastées et leur potentiel à modifier le développement du jet sont présentés par la figure V.2.2. Cette diversité géométrique permet d'examiner comment la forme du diffuseur influence la structure de l'écoulement, la distribution de la vitesse et l'homogénéité du jet dans le volume d'essai.

Dans un souci de rigueur expérimentale, la section d'entrée de chaque diffuseur a été soigneusement adaptée de manière à garantir un même débit d'air à l'entrée. Cette démarche méthodologique vise à éliminer l'effet du débit comme facteur de variation et à isoler l'impact

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

spécifique de la géométrie sur les caractéristiques de l'écoulement. Ainsi, les différences observées dans les profils de vitesse ou dans le développement du jet peuvent être directement attribuées à la configuration géométrique du diffuseur.

IV.2.2.4 Volume d'essai

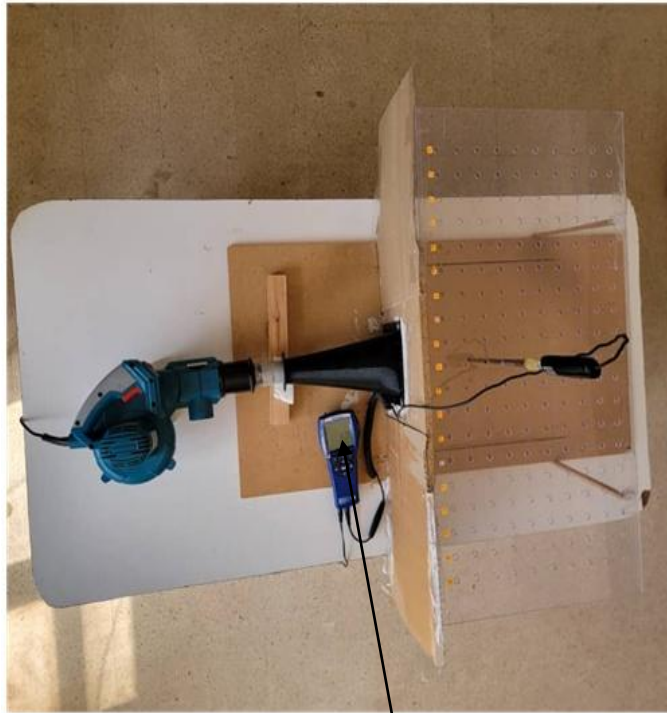
Les essais ont été réalisés dans un volume de mesure de dimensions $860 \times 430 \times 300$ mm³. Ce volume a été spécifiquement défini afin de permettre la réalisation d'expériences dans des conditions de jet turbulent horizontal, exposé à des forces de pression défavorables. Conçu pour reproduire les caractéristiques d'un jet libre, le volume de mesure était délimité sur sa face supérieure par une plaque en plexiglas, percée de plusieurs ouvertures circulaires permettant l'insertion d'un capteur de vitesse. Ces ouvertures étaient réparties selon les directions axiale et radiale, avec un espacement régulier de $4D$, où D représente le diamètre équivalent du diffuseur. Ce choix d'espacement répondait à des considérations techniques, notamment pour faciliter l'accès au champ d'écoulement tout en assurant une précision adéquate dans la collecte des données expérimentales.

IV.2.2.5 Velocimètre

La vitesse de l'écoulement a été mesurée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud VelociCalc Plus Air 9565-X, un appareil multifonction de haute précision conçu pour les mesures de vitesse d'air dans des configurations expérimentales complexes. Cet instrument permet un affichage en temps réel des données sur un écran intégré, tout en offrant des options d'impression et d'exportation vers un tableur, facilitant ainsi leur traitement numérique et leur analyse statistique sur ordinateur. Sa précision de mesure est de l'ordre de $\pm 0,015$ m.s⁻¹[42], ce qui en fait un outil particulièrement fiable pour les études nécessitant une grande exactitude.

Afin de garantir la précision des mesures, un étalonnage rigoureux a été réalisé. Pour cela, le VelociCalc Plus a été comparé à un instrument de référence préalablement étalonné dans un environnement contrôlé, caractérisé par une vitesse d'air stable et dépourvue de turbulences. La sonde du VelociCalc a été placée à différents points de l'écoulement généré, permettant une série de mesures comparatives. Cette procédure a permis de vérifier la cohérence et la fiabilité des données fournies par l'appareil, assurant ainsi la qualité des résultats expérimentaux.

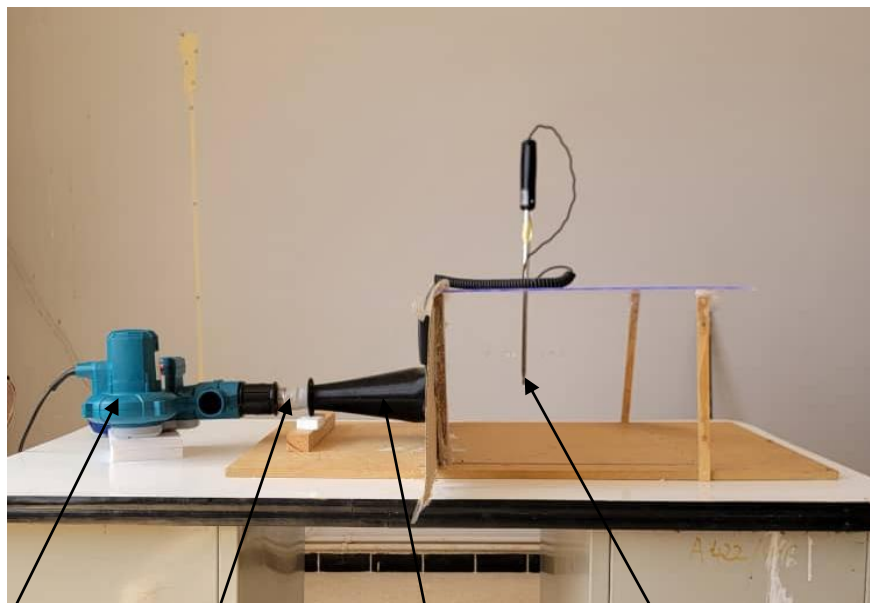
Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air



Interface d'affichage de la vitesse



Nid d'abeille



Variateur de vitesse

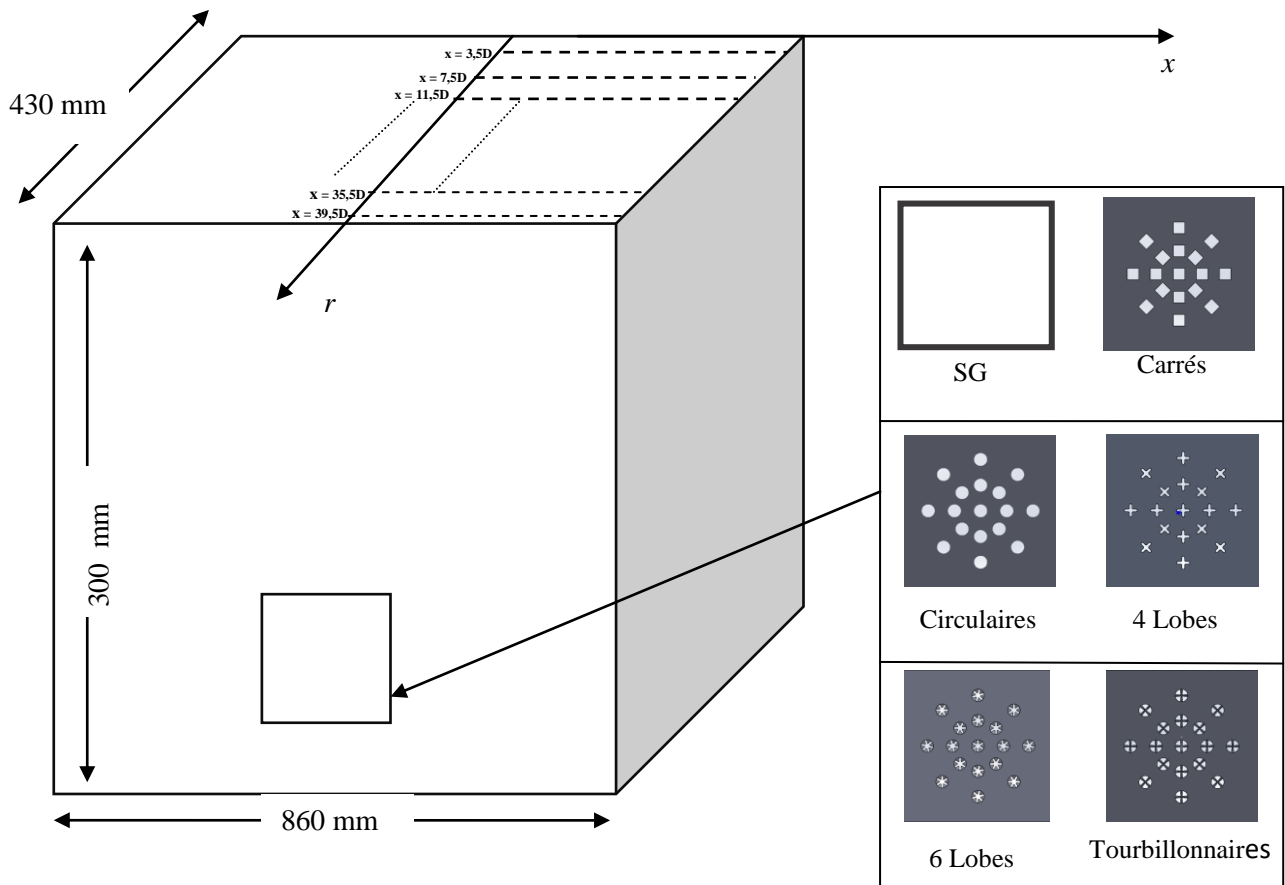
Nid d'abeille

Convergent

Sonde du velocimètre

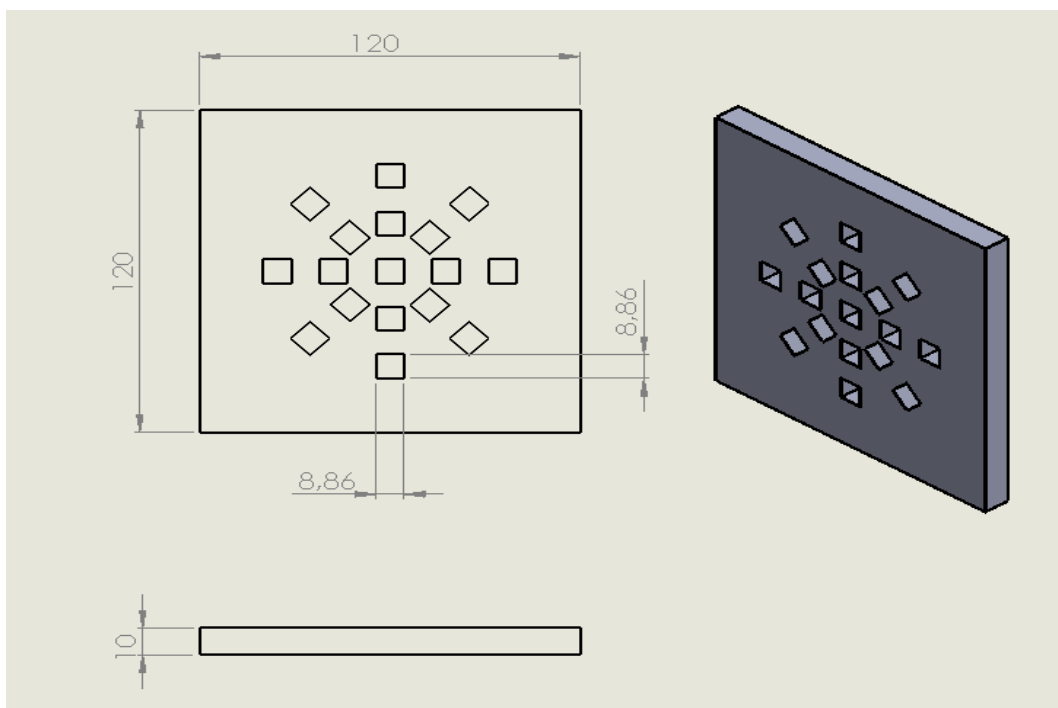
(a)

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air



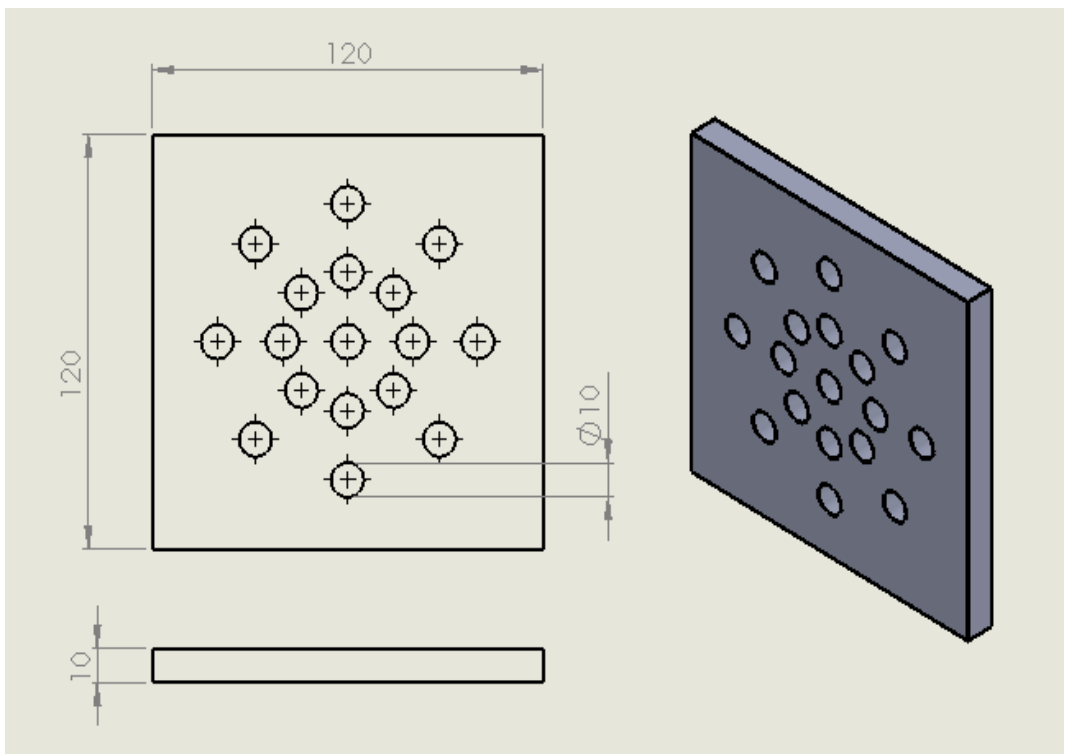
(b)

Figure IV.2. 1: Dispositif expérimental : (a) Composants du dispositif, (b) Volume d'essai et diffuseurs

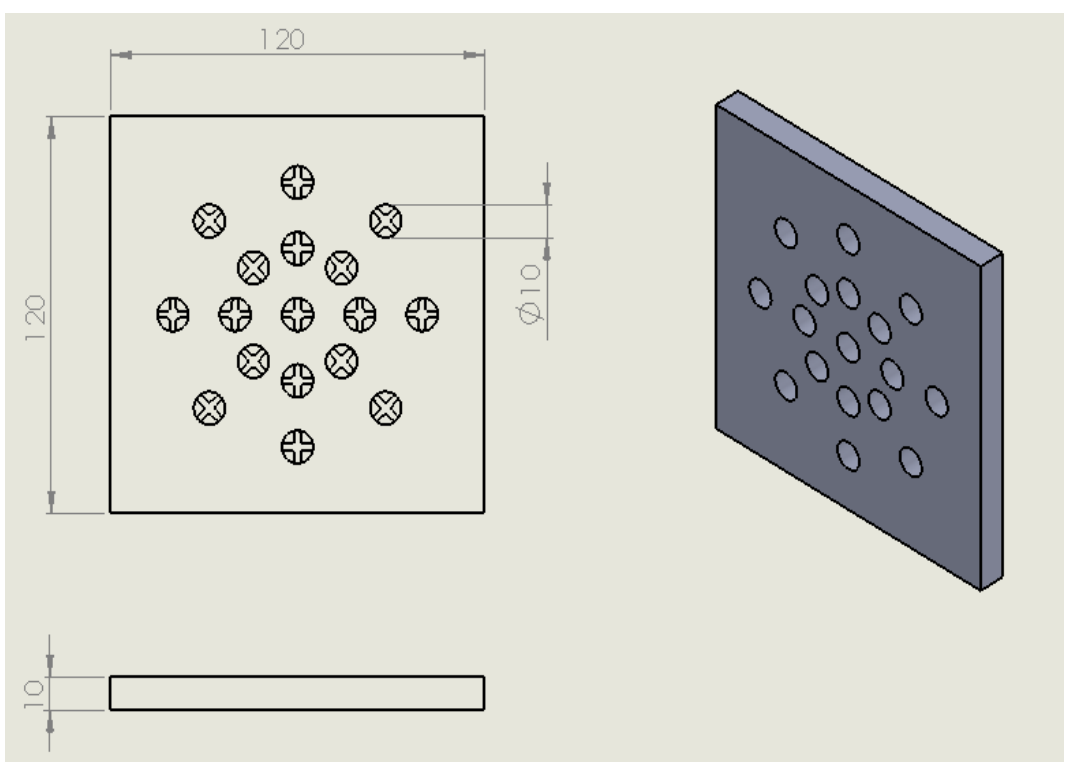


(a)

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

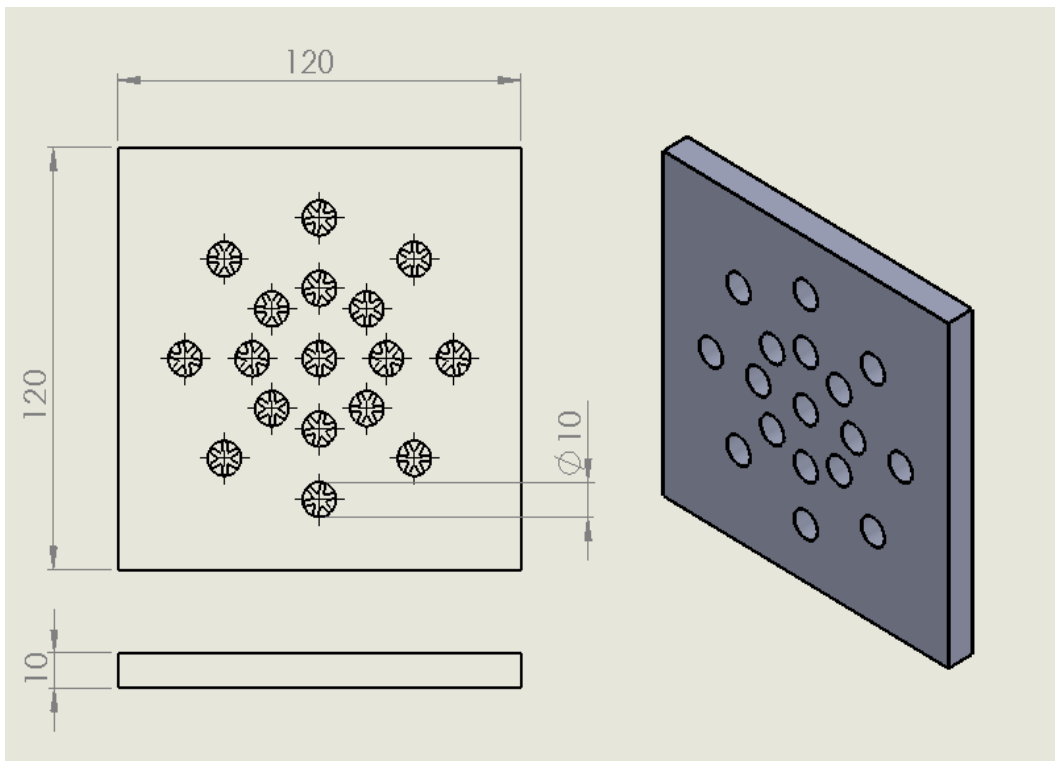


(b)

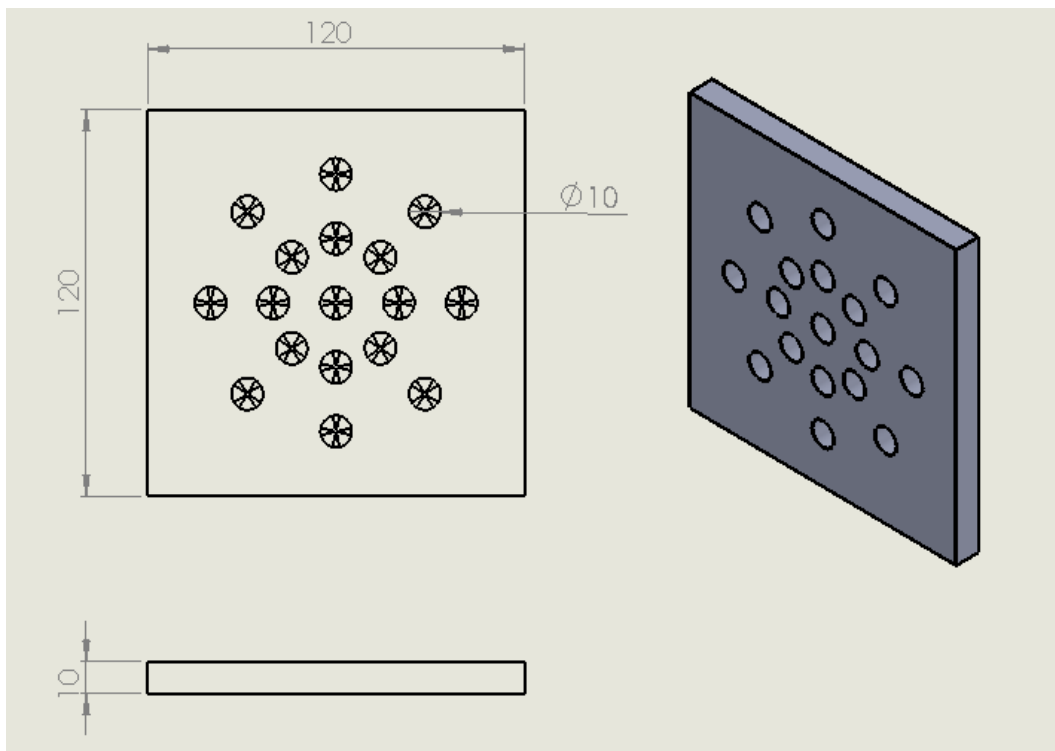


(c)

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air



(d)



(e)

Figure IV.2. 2 : Présentation des systèmes de diffusion à diffuseurs :(a) carrés, (b) circulaires, (c) 4 lobes, (d) 6 lobes, (e) tourbillonnaires

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

Tableau IV.2. 1: Caractéristiques du variateur de vitesse

Puissance d'entrée nominale	800W
Vitesse à vide	0-15000 tr/min
Tension nominale	220-240V
fréquence	50/60 Hz
Débit de soufflage	0-4,5m ³ /min

Après l'installation du dispositif expérimental, une phase de calibration de l'appareil de mesure a été réalisée afin de garantir la précision et la fiabilité des données recueillies. Cette étape est essentielle pour s'assurer que les mesures sont conformes aux exigences de qualité et qu'elles reflètent fidèlement les conditions réelles de l'écoulement.

Lors de cette étude, six configurations de diffuseurs ont été explorées. La première ne comporte aucune grille, tandis que les suivantes intègrent chacune dix-sept diffuseurs de formes différentes : des carrés, des circulaires classiques, des modèles à quatre lobes, à six lobes, et enfin des diffuseurs de type tourbillonnaire. L'objectif est de mieux comprendre comment la forme des diffuseurs influence le comportement du jet d'air ; en particulier la répartition des vitesses, l'étendue du jet dans l'espace, ainsi que l'apparition éventuelle de zones de turbulence.

Dans ce cadre, trois niveaux de fonctionnement distincts ont été sélectionnés afin d'évaluer l'influence de cette variation sur le comportement dynamique de l'écoulement. Pour chaque niveau de vitesse, le vélocimètre est introduit dans le volume d'essai selon deux orientations axiale et radiale à travers des ouvertures circulaires aménagées sur la paroi supérieure du volume d'essai. Cette configuration permet d'effectuer des relevés dans plusieurs directions, offrant ainsi une représentation détaillée des variations de vitesse du flux en fonction de la position dans la salle.

À chaque point de mesure, la vitesse moyenne du flux est déterminée, ce qui permet une évaluation précise de la dynamique de l'écoulement au fil de son développement. Cette méthode permet également de caractériser les fluctuations du flux et d'identifier les zones de turbulence, éléments essentiels pour une analyse approfondie des performances du système étudié.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

IV.2.3 Estimation de l'erreur de mesure

Dans le cadre de cette étude, la vitesse réduite sans dimension (U_r) a été calculée en se référant à la vitesse maximale de l'écoulement U mesurée à la sortie de l'orifice de soufflage comme dans le sous chapitre précédent. Cette méthode, couramment utilisée dans la littérature [63], permet de comparer les vitesses locales à une valeur de référence caractéristique de l'écoulement global.

Sur la base des caractéristiques techniques des instruments de mesure utilisés ainsi que de l'environnement expérimental, l'incertitude associée aux mesures de vitesse a été estimée à moins de 3 %. Cette précision est jugée suffisante pour garantir la fiabilité des résultats expérimentaux et la validité des analyses qui en découlent.

IV.2.4 Résultats et discussions

L'étude initialement envisagée portait à la fois sur les caractéristiques dynamiques et thermiques des jets d'air issus de diffuseurs de différentes géométries. Toutefois, compte tenu de la corrélation étroite entre les champs de vitesse et de température [95], il a été jugé pertinent de se concentrer sur l'analyse dynamique. En effet, dans un écoulement turbulent, les transferts thermiques dépendent directement des structures de vitesse et des mécanismes de mélange qui gouvernent la dispersion de l'énergie cinétique. Ainsi, l'évolution du profil de température peut être déduite du comportement du champ de vitesse, dont la compréhension constitue une étape essentielle pour interpréter les phénomènes de transfert de chaleur. C'est dans cette logique que l'étude dynamique présentée ci-après permet d'anticiper, de manière indirecte mais fiable, la répartition thermique au sein du champ d'écoulement.

IV.2.4.1 Vitesse axiale

L'étude des profils axiaux de vitesse réduite U_{rx} met en évidence l'influence majeure de la géométrie des diffuseurs sur la capacité du jet à conserver son énergie au cours de sa propagation. À la sortie des diffuseurs, la vitesse atteint sa valeur maximale, puis s'affaiblit rapidement dans la zone du cœur potentiel, avant de s'atténuer plus progressivement à mesure que l'on s'éloigne de la buse.

Sous la condition de fonctionnement U_1 (Figure IV.2.3.(a)), cette phase d'atténuation initiale est particulièrement prononcée. La configuration sans diffuseur (SG) illustre le comportement d'un jet libre, caractérisé par un noyau potentiel très court et une perte rapide

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

de cohérence axiale. Les configurations à diffuseurs carrés et circulaires introduisent une légère structuration du jet : leur décroissance axiale, plus lente, traduit une apparente stabilité, mais révèle en réalité un transfert énergétique accentué vers le plan radial. À l'inverse, les géométries lobées (4 et 6 lobes) ainsi que la configuration à diffuseurs tourbillonnaires présentent des vitesses maximales suivies d'une chute plus rapide, ce qui témoigne non pas d'une dissipation, mais d'une redistribution plus efficace de l'énergie vers le plan radial, favorisant ainsi une meilleure diffusion latérale. Il est d'ailleurs observé qu'en U_1 , la configuration tourbillonnaire atteint la vitesse maximale à la sortie des diffuseurs.

Avec l'augmentation de la vitesse à U_2 (Figure IV.2.3.(b)), l'accroissement de l'inertie du jet améliore sa stabilité et ralentit l'affaiblissement de la vitesse axiale. Le noyau potentiel s'étend davantage, traduisant un mélange plus progressif avec l'air ambiant. Les configurations à diffuseurs lobés et tourbillonnaires conservent leur avantage, la configuration à 6 lobes affichant la meilleure dissipation axiale et la vitesse à la sortie des diffuseurs maximale. Les configurations circulaire et carrée confirment leur tendance à redistribuer plus rapidement l'énergie radialement, tandis que le jet sans diffuseur demeure le plus dissipatif.

À la vitesse U_3 (Figure IV.2.3.(c)), les tendances précédentes se renforcent. Les diffuseurs lobés et tourbillonnaire assurent une propagation plus cohérente et une portée accrue. La configuration à 6 lobes se distingue par une vitesse maximale à la sortie des diffuseurs et l'apparition d'une zone de recirculation, générée par une turbulence accrue, favorisant une redistribution radiale homogène de la vitesse. Les diffuseurs circulaires offrent une stabilité axiale, tandis que les diffuseurs carrés demeurent limités par leur géométrie. La configuration sans diffuseur confirme, quant à elle, sa faible efficacité avec une dissipation quasi immédiate.

Ces résultats démontrent que la géométrie du diffuseur conditionne directement la stabilité, la portée et l'efficacité du jet. Les configurations à diffuseurs tourbillonnaires et lobés, particulièrement celle à 6 lobes, ne garantissent pas une meilleure conservation de la vitesse axiale. Leur décroissance axiale plus rapide traduit une conversion plus efficace de l'énergie longitudinale vers les composantes radiales, assurant une distribution radiale optimisée. À l'inverse, les configurations sans grille, carrée et circulaire, bien qu'affichant une décroissance axiale plus modérée, révèlent une dissipation radiale accrue.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

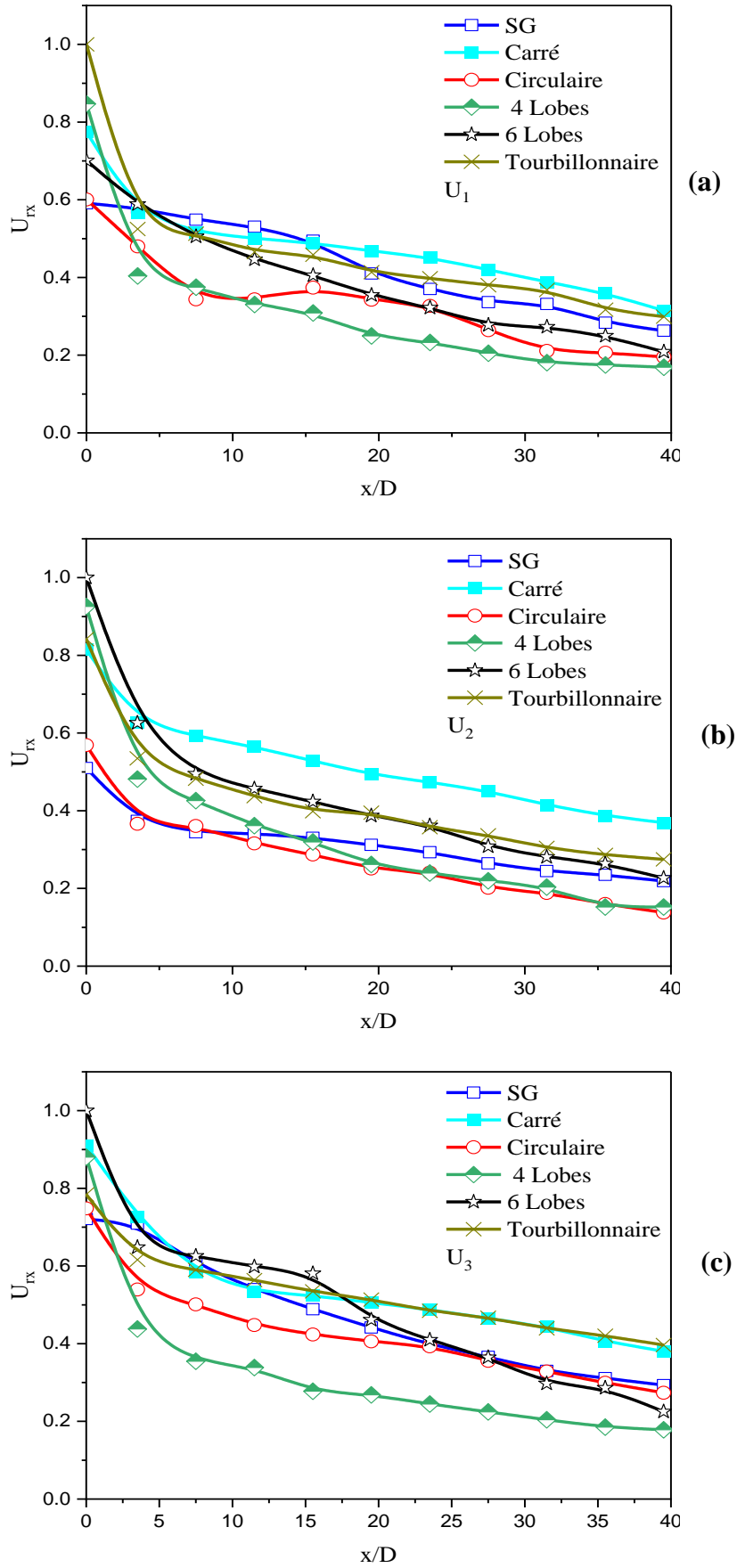


Figure IV.2. 3: Profil de la distribution axiale de la vitesse réduite

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

IV.2.4.2 Vitesse radiale

L'étude des profils radiaux de vitesse réduite U_{rr} fournit des informations essentielles sur les mécanismes d'homogénéité transversale et la dispersion latérale de la quantité de mouvement. Ces profils permettent de caractériser la manière dont le jet s'étend et interagit avec le fluide environnant, jouant ainsi un rôle clé dans la compréhension du brassage global de l'air et, par conséquent, du transfert de chaleur par convection.

L'analyse des profils radiaux de vitesse réduite (U_{rr}) en régime U_1 (voir figure IV.2.4) permet de caractériser avec précision la dynamique du mélange transversal et l'efficacité de diffusion latérale induite par chaque géométrie de diffuseur. Sur le plan radial, les maxima de U_{rr} , situés entre $r/D \approx 0,4$ et $0,8$; correspondent à la zone de cisaillement principale, où s'effectuent les échanges de quantité de mouvement entre le cœur du jet et le fluide environnant. Dès les premières stations axiales, toutes les configurations présentent une décroissance progressive de la vitesse, traduisant la dissipation de l'énergie cinétique initiale. Toutefois, à $x/D = 19,5$; les configurations sans grille (SG) et à diffuseurs tourbillonnaires laissent apparaître des zones de recirculation, susceptibles de ralentir localement la décroissance, bien que cet effet demeure transitoire et sans impact majeur sur la stabilité globale de l'écoulement.

En termes de performance radiale, la configuration SG confirme son déficit, avec des valeurs qui chutent rapidement révélant une diffusion latérale limitée. Les diffuseurs circulaire et carré, quant à eux, génèrent des pics plus étroits, traduisant un brassage encore insuffisamment développé. À l'inverse, les géométries complexes, notamment les diffuseurs à 4 et 6 lobes ainsi que la configuration à diffuseurs tourbillonnaires, présentent des profils plus étendus et de forte amplitude. Ces profils témoignent de la présence de structures tourbillonnaires organisées, favorisant un transfert radial vigoureux de la quantité de mouvement, l'épaississement de la couche de mélange et l'homogénéisation progressive du champ turbulent. À $x/D = 27,5$, les écarts deviennent flagrants : les diffuseurs à 6 lobes se distinguent par la distribution radiale la plus homogène, suivi de près par la configuration tourbillonnaire, tandis que le diffuseur à 4 lobes et la géométrie circulaire occupent une position intermédiaire. En revanche, les configurations SG et carrée restent pénalisées par des profils étroits, peu propices à un brassage à grande échelle.

Ainsi, dès le régime U_1 , il apparaît clairement que la qualité de diffusion radiale dépend de la capacité du diffuseur à générer des structures cohérentes. Les géométries lobées et

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

tourbillonnaires s'imposent comme les plus performantes, en assurant une redistribution efficace de la quantité de mouvement, condition préalable à une homogénéisation plus rapide du jet et, par extension, à de meilleures performances thermiques.

Avec l'augmentation de la vitesse en régime U_2 , la turbulence dans la zone de cisaillement se renforce, ce qui se traduit par des valeurs maximales de U_{tr} plus élevées et par un élargissement significatif de la couche de mélange. Bien que la structure générale des profils reste comparable à celle observée en U_1 , les différences entre configurations deviennent nettement plus marquées (voir figure IV.2.5). Les diffuseurs à 6 lobes et la configuration à diffuseurs tourbillonnaires confirment leur supériorité, en présentant des profils à la fois plus larges et plus intenses, signes d'un brassage transversal accéléré et d'une redistribution efficace de l'énergie vers les régions périphériques. Le diffuseur à 4 lobes adopte un comportement similaire, mais avec une extension radiale légèrement réduite.

En revanche, les diffuseurs circulaires et carrés montrent des limitations persistantes : le premier produit un profil régulier mais confiné, tandis que le second révèle des épaules latérales, résultant des effets d'arêtes perturbant l'homogénéité. Quant à la configuration SG, elle conserve des valeurs de U_{tr} assez faibles, confirmant l'incapacité d'un jet libre à générer un mélange transversal significatif. Ainsi, le régime U_2 met en évidence que seules les géométries capables de produire des structures tourbillonnaires organisées assurent une expansion radiale efficace.

Enfin, en régime U_3 (voir figure IV.2.6), l'écoulement atteint son potentiel maximal : aucune zone de recirculation n'est détectée et l'intensification de la vitesse d'entrée entraîne une augmentation marquée des vitesses radiales, signe d'un mélange turbulent pleinement développé et d'une diffusion transversale optimale. Les configurations tourbillonnaires et lobées (4 et 6 lobes) dominent alors de manière évidente, avec des profils caractérisés par des pics prononcés et une large extension radiale, témoignant d'un transfert homogène de la quantité de mouvement vers l'ensemble du champ. La configuration tourbillonnaire présente même une légère progression par rapport au diffuseur à 6 lobes, suggérant que l'augmentation de la vitesse influence différemment les mécanismes de chaque géométrie.

Les diffuseurs circulaires et carrés profitent eux aussi de l'augmentation de vitesse, mais leur diffusion demeure confinée, reflétant une capacité limitée à promouvoir le brassage transversal. À l'opposé, l'écoulement sans diffuseur (SG) maintient des valeurs de U_{tr} assez

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

faibles, confirmant son inefficacité à générer un mélange latéral, même en conditions dynamiques élevées.

Il est à noter que, quel que soit le régime de fonctionnement, le jet s'établit pleinement autour d'une distance radiale voisine de $20D$. Au-delà de cette position, l'écoulement atteint une structure quasi auto-similaire, caractérisée par un équilibre entre les effets d'inertie et de mélange turbulent. Cette observation confirme la stabilité du champ à l'aval et renforce la pertinence de l'analyse dynamique pour déduire les tendances thermiques.

Globalement, l'analyse progressive des régimes U_1 , U_2 et U_3 révèle que la performance radiale d'un jet dépend fondamentalement de la complexité géométrique du diffuseur. Les configurations lobées et tourbillonnaires, en générant des structures organisées et persistantes, assurent une diffusion homogène et préparent le terrain à des performances thermiques optimales dans les applications de diffusion d'air et de climatisation.

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

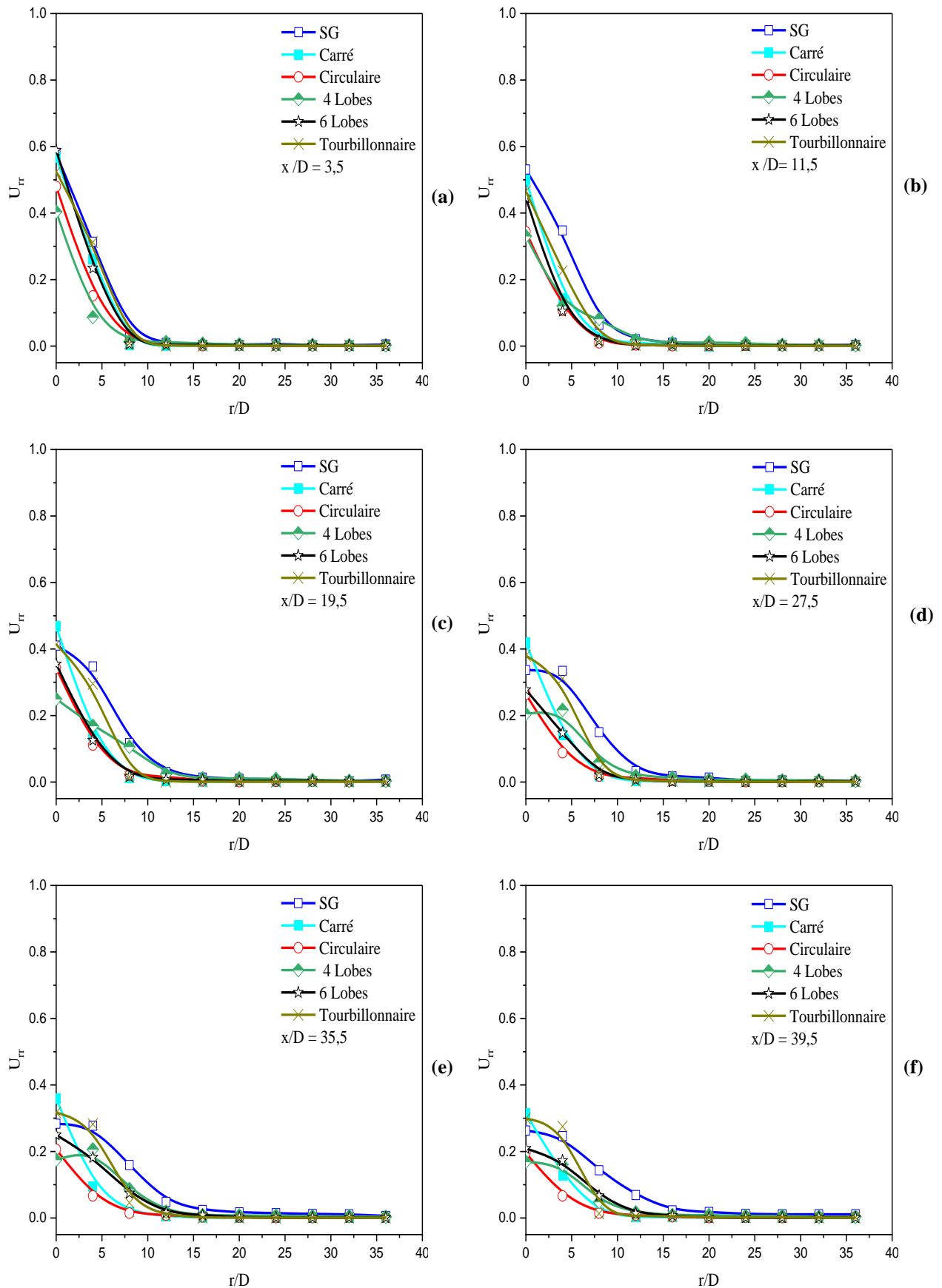


Figure IV.2. 4: Profil de la distribution radiale de la vitesse réduite en U_1

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

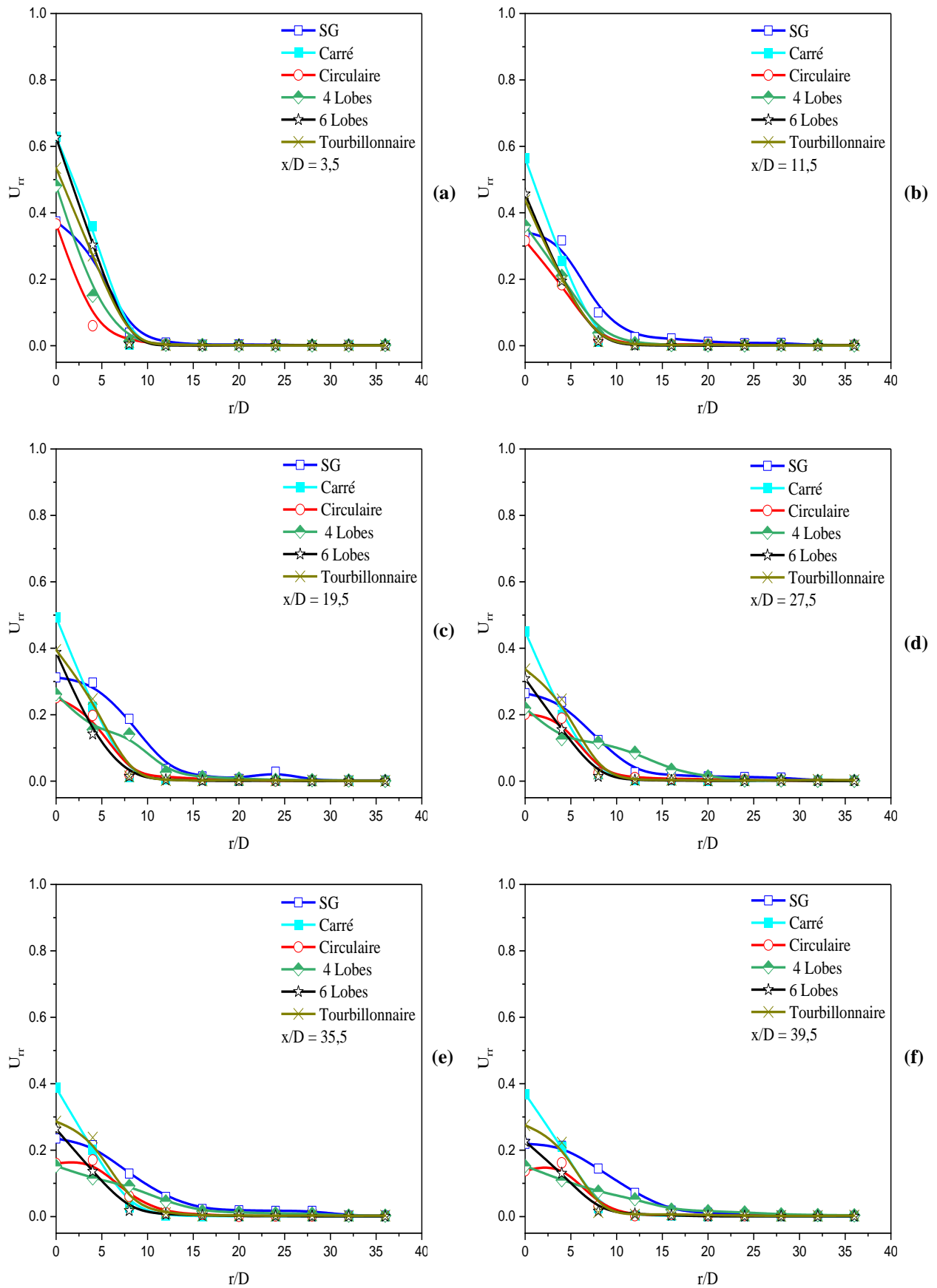


Figure IV.2. 5: Profil de la distribution radiale de la vitesse réduite en U_2

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

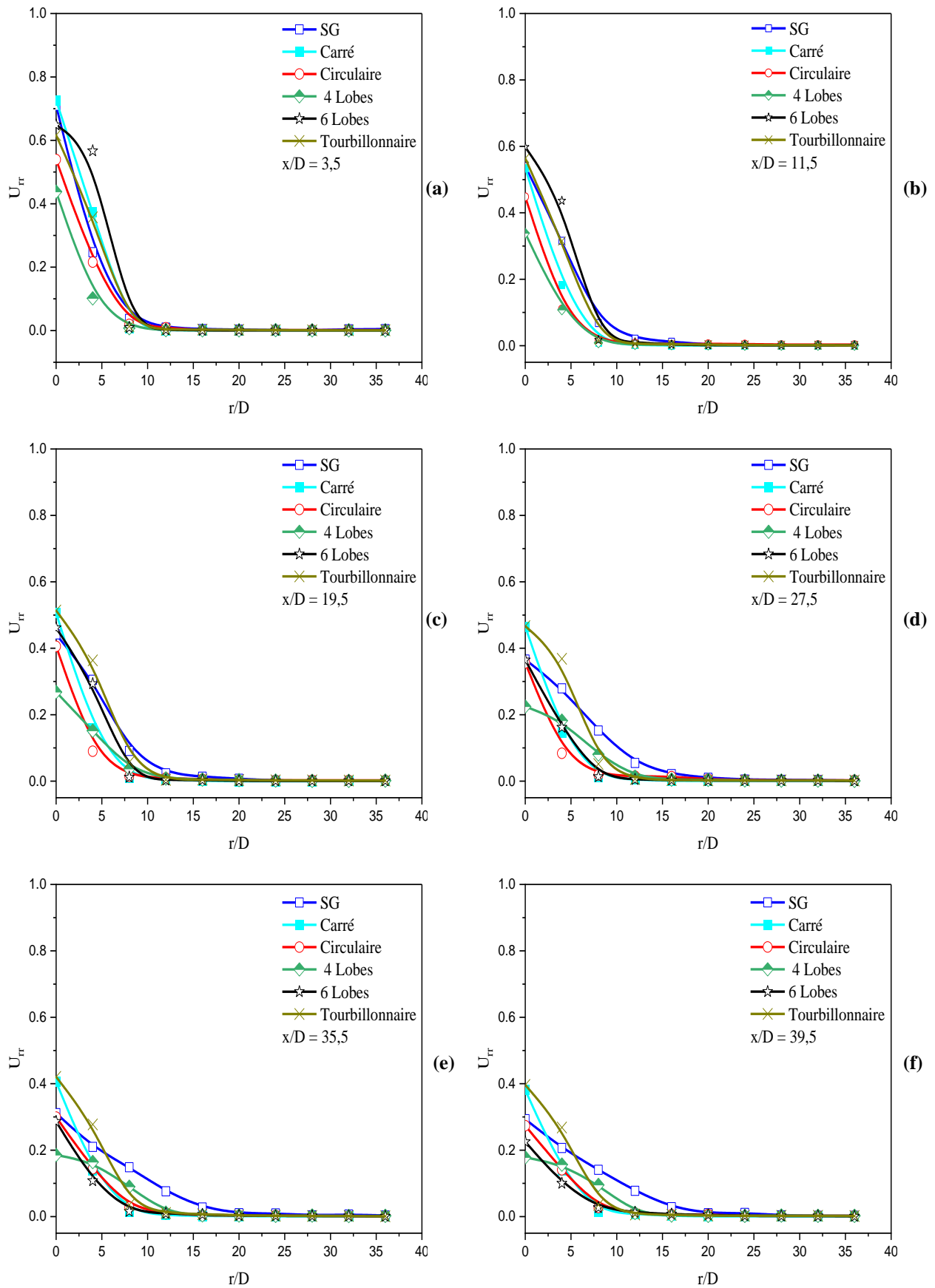


Figure IV.2. 6: Profil de la distribution radiale de la vitesse réduite en U_3

Chapitre IV : Étude expérimentale des diffuseurs de géométries variées pour l'optimisation de la diffusion d'air

IV.2.5 Conclusion

L'analyse expérimentale des champs de vitesse, axiaux et radiaux, a confirmé l'influence déterminante de la géométrie du diffuseur sur le développement et la stabilité des jets turbulents. Il a été montré que l'écoulement atteint un régime pleinement établi autour de $20D$, où la structure du jet devient quasi auto similaire.

La configuration sans diffuseur (SG), comparable à un jet libre, se caractérise par une dissipation rapide et une faible diffusion latérale. Les géométries simples, telles que les diffuseurs carrés et circulaires, améliorent légèrement le confinement mais restent limitées par une expansion radiale modeste. À l'inverse, les diffuseurs lobés (4 et 6 lobes) et tourbillonnaires génèrent des structures cohérentes favorisant un transfert transversal intense et un élargissement significatif de la couche de mélange.

L'étude des différents régimes de fonctionnement (U_1 , U_2 , U_3) a montré que l'augmentation de la vitesse accentue les contrastes entre configurations. Seules les géométries complexes conservent leur efficacité à haut régime, démontrant leur capacité à maintenir un brassage homogène même sous des conditions dynamiques intenses.

Dans l'ensemble, le diffuseur à six lobes s'impose comme la configuration la plus performante, combinant stabilité axiale, diffusion radiale étendue et potentiel élevé de mélange. Bien que centrée sur la dynamique, cette étude permet déjà d'anticiper des performances thermiques supérieures, confirmant l'intérêt de ces géométries pour l'optimisation des systèmes de diffusion d'air pour l'amélioration du confort thermique dans les ambiances.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale

La présente thèse a porté sur l'étude expérimentale et numérique de la dynamique des jets multiples issus de diffuseurs de géométries variées, dans le but d'optimiser la diffusion d'air et le transfert thermique au sein des ambiances. L'objectif essentiel de ce travail a été de comprendre les mécanismes physiques gouvernant la structure, la stabilité et la dissipation des jets turbulents, afin de proposer des configurations capables d'assurer une distribution homogène de l'air et un confort thermique optimal.

Les investigations menées ont montré que la performance d'un système de diffusion dépend étroitement de plusieurs paramètres géométriques et dynamiques, notamment la vitesse d'insufflation, l'espacement entre les diffuseurs et la nature du dispositif de soufflage. Ces paramètres influencent non seulement la cohérence axiale du jet, mais également l'épanouissement du jet, deux composantes essentielles pour garantir une homogénéisation efficace de la température et de la vitesse dans le volume étudié. Le confort thermique, quant à lui, résulte d'un équilibre complexe entre température de l'air, vitesse locale, humidité relative et température des parois, équilibre que seule une diffusion maîtrisée permet d'atteindre.

Sur le plan numérique, la modélisation des écoulements turbulents a reposé sur l'approche $k-\omega$ SST, sélectionnée pour son compromis pertinent entre précision et coût de calcul. L'analyse des nombres adimensionnels de Reynolds, Prandtl et Nusselt a permis de caractériser les régimes d'écoulement et de relier les mécanismes de transport de quantité de mouvement et de chaleur. Ces résultats ont confirmé que la description fidèle du champ de vitesse constitue une étape indispensable pour toute prédiction fiable du comportement thermique.

Par ailleurs, l'étude a mis en évidence l'influence déterminante de la disposition spatiale des jets sur le champ de vitesse global et la structure du mélange. Une distribution adéquate favorise le brassage central et prolonge la portée axiale du jet, tandis que la géométrie des diffuseurs conditionne la formation et l'intensité des structures tourbillonnaires responsables du transfert radial. Les diffuseurs lobés se sont distingués par leur capacité à générer des structures tourbillonnaires stables, assurant un épanouissement efficace et une homogénéisation accrue du jet.

Conclusion générale

Les essais expérimentaux ont dans un premier temps confirmé le rôle stabilisateur d'une grille de soufflage placée en amont. Ce dispositif contribue à uniformiser la distribution du jet. Ces observations soulignent l'importance du contrôle des conditions d'entrée pour la maîtrise du comportement dynamique des jets.

Dans un second temps l'analyse détaillée des profils axiaux et radiaux a révélé que l'écoulement devient pleinement développé autour d'une distance d'environ 20 diamètres hydrauliques (20D) radialement. Les mesures ont montré une influence majeure de la géométrie du diffuseur sur la conservation de la vitesse axiale et la diffusion radiale.

La géométrie du diffuseur conditionne de manière déterminante l'organisation du jet et la façon dont celui-ci redistribue son énergie radialement. Sans diffuseur, le jet se dissipe rapidement et perd sa cohérence, ce qui limite fortement son épanouissement. Les diffuseurs circulaire et carré stabilisent la propagation axiale, mais leur capacité à transférer l'énergie vers le radial reste réduite, entraînant une homogénéisation lente du champ d'écoulement.

Les configurations lobées et tourbillonnaires favorisent la formation de structures cohérentes à grande échelle, renforçant le transfert radial et retardant la dissipation énergétique. Le diffuseur à 4 lobes améliore déjà significativement l'épaisseur de la zone de mélange et l'homogénéité du jet, en générant un meilleur épanouissement radial du jet qu'avec les géométries simples. Le diffuseur à 6 lobes accentue cet effet en assurant une redistribution plus régulière et plus étendue de l'énergie, ce qui se traduit par une diffusion particulièrement homogène. La configuration tourbillonnaire prolonge cette dynamique en maintenant un transfert radial actif tout au long de la propagation, garantissant une dispersion stable même à régime élevé mais avec des amplitudes moins élevées que celles de la configuration à six lobes.

Sur l'ensemble des configurations testées, la géométrie lobée à six lobes s'est distinguée par ses performances remarquables, combinant un épanouissement radial et une diffusion homogène.

L'étude des régimes de fonctionnement a également montré que l'augmentation de la vitesse accentue les contrastes entre les configurations. Seules les géométries complexes parviennent à maintenir leur efficacité à haut régime, démontrant ainsi leur capacité à préserver une diffusion homogène même sous des conditions dynamiques sévères.

Conclusion générale

Bien que ce travail se soit concentré principalement sur l'aspect dynamique de l'écoulement, la forte corrélation entre les champs de vitesse et de température permet de déduire que la configuration optimisée assure également un transfert convectif favorable et une meilleure distribution thermique. Ces résultats constituent une avancée significative vers la conception de systèmes de ventilation à haute efficacité énergétique, garantissant à la fois stabilité de l'écoulement, homogénéité du champ thermique et confort des occupants.

Ces travaux constituent ainsi une contribution substantielle à l'amélioration des systèmes de ventilation modernes et à l'optimisation des environnements intérieurs. Dans cette optique, les perspectives futures pourraient s'orienter vers l'intégration de modèles thermoaérauliques couplés, permettant d'affiner la compréhension des interactions entre dynamique des écoulements et transfert thermique. Par ailleurs, l'évaluation des performances en conditions réelles d'exploitation, au sein de bâtiments ou de systèmes CVC industriels, offrirait une validation indispensable à la transposition des résultats en solutions concrètes. Enfin, le développement de diffuseurs adaptatifs, capables d'ajuster en temps réel le débit et la géométrie de soufflage, représente un axe prometteur pour répondre aux exigences croissantes en matière de performance énergétique, de confort et de durabilité. Ainsi, ce travail s'inscrit dans une démarche de progrès scientifique et technologique, et ouvre la voie à de futures recherches visant à concevoir des systèmes de diffusion d'air toujours plus performants, au service de l'efficacité énergétique et du confort environnemental.

Travaux scientifiques

Publications internationales:

1- **A. M. MAIGA**, A. Khelil, M. Braikia, M. Khelil, E. Belguebli et A. Fellague Chebra, 'Experimental Study of the Influence of a Blowing Grid on Turbulent Jets Applied to Air Conditioning Systems', Journal of Applied Fluid Mechanics, <https://doi.org/10.47176/jafm.18.8.3334>.

Communications internationales:

1-**A. M. MAIGA**, A. Khelil, M. Braikia, et A. Fellague Chebra, ' Numérique study of the influence of the change in shape of a supply grid' The 3rdInternational Conference on Energy Material and Environment (ICEME-2024), 06-07 Mai, 2024, Université de Khemis Miliana-Algérie.

2- **A. M. MAIGA**, A. Khelil, A. Fellague Chebra, et M. Braikia, 'Etude numérique de l'influence de changement de la forme du diffuseur central', The 1st International Conference on Technological Application of Materials (ICTAM'24), 30-31 Octobre, 2024, Université de Sétif-Algérie.

Communications nationales:

1- **A. M. MAIGA**, A. Khelil, et M. Braikia, 'Synthèse bibliographique sur les systèmes de diffusion d'air à plusieurs formes géométriques: application au confort thermique', The third Doctoral Symposium on Technology: Process, Mechanical and Electrical Engineering (DST'03-2023), 02 Décembre 2023, Université de Chlef-Algérie.

2- **A. M. MAIGA**, 'Usage du logiciel ANSYS pour la simulation d'un système de diffusion d'air', The 1st doctoral symposium on numerical simulation in the applied sciences (doctoral'2023), 18-19 Décembre 2023, Université de Chlef -Algérie.

3- **A. M. MAIGA**, A. Khelil, A. Fellague Chebra, et M. Braikia, 'Numerical study of the influence of the change in shape of a diffuser', the 7th students symposium on engineering application of mechanics (SSEAM'7), 29 et 30 Avril 2024, Université de Khenchela-Algérie..

4- **A. M. MAIGA**, A. Khelil, M. Braikia, et A. Fellague Chebra, 'Etude d'un système de diffusion d'air à plusieurs formes géométriques pour améliorer le transfert thermique dans

Travaux scientifiques

les ambiances’, The Fourth Doctoral Symposium on Technology: Process, Mechanical and Electrical Engineering, 29-30 Septembre 2025, Université de Chlef-Algérie.

5- **A. M. MAIGA**, F.Z.Khedim, A. Khelil, A. Fellague Chebra, et M. Braikia, ‘Experimental Assessment of Grid-Induced Modifications in Turbulent Jets for HVAC Applications’, The third National Conference on Materials Sciences and Engineering (MSE’25), 11-12 juin 2025, Université de Chlef- Algérie.

6- **A. M. MAIGA**, A. Khelil, A. Fellague Chebra, et M. Braikia, ‘Diffusion d’air et transfert thermique : effet des géométries de diffuseurs’, The Fifth doctoral symposium on technology process, Mechanical and electrical engineering (DST’05-2025), 04 Octobre 2025, Université de Chlef-Algérie.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] B. Abderazak, “Etude expérimentale et numérique d’un jet turbulent à diffuseurs munis de lobes: Application au confort dans les locaux à usage d’habitation,” Thèse de doctorat, Université Hassiba Benbouali de chlef, 2016.
- [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] A. ZERROUT, “Etude Expérimentale et Numérique d’un Système de Jets Tourbillonnaires Multiples Impactant,” Thèse de doctorat, Université Hassiba Benbouali de Chlef, 2016.
- [4] A. Aouchiche, “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] Y. Bouhamidi “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.
- [8] J.An Zheng, “Experimental study on a submerged water jet impinging upon a free air water surface,” Thèse de doctorat, Université Kobe, 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] F. C. ABDELHAK, “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,” Thèse de doctorat, université Hassiba Benbouali de Chlef, 2024.

Références bibliographiques

- [11] B. J. Boersma, “Direct Numerical Simulation of the acoustic field of a circular heated turbulent jet,” *Eng. Turbul. Model. Exp.* 5, no. 1952, pp. 709–718, 2002, doi: 10.1016/b978-008044114-6/50068-5.
- [12] N. R. Panchapakesan and J. L. Lumley, “Turbulence Measurements in Axisymmetric Jets of Air and Helium. Part 2. Helium Jet,” *J. Fluid Mech.*, vol. 246, pp. 225–247, 1993, doi: 10.1017/S0022112093000102.
- [13] V. Katti and S. V. Prabhu, “Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 17–18, pp. 4480–4495, 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.12.024.
- [14] M. Attalla and M. Salem, “Effect of nozzle geometry on heat transfer characteristics from a single circular air jet,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 723–733, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.09.032.
- [15] J. P. Arenas and M. J. Crocker, “Recent trends in porous sound-absorbing materials,” *Sound Vib.*, vol. 44, no. 7, pp. 12–17, 2010.
- [16] T. Cox and P. D’Antonio, “Acoustic Absorbers and Diffusers: Theory, Design and Application (3rd ed.),” CRC Press. 2016. doi: 10.1201/9781315369211.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] A. Bennia, L. Loukarfi, M. Braikia, A. Khelil, and H. Naji, “Etude expérimentale d’un jet turbulent à diffuseur muni de lobes : Application au confort dans les locaux à usage d’habitation,” *Nature & Technology*, no. 13, pp. 54–58, 2015.
- [20] C. Hunter, W. Presz, and G. Reynolds, “Thrust augmentation with mixer/ejector systems,” in *40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit*, 2002, p. 230.
- [21] 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.

Références bibliographiques

- [22] 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, pp. 1511–1520.
- [23] J. Zhang, C. Pan, and Y. Shan, “Progress in helicopter infrared signature suppression,” *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 27, no. 2, pp. 189–199, 2014.
- [24] I. Nastase, “Analyse des jets lobés en vue de leur intégration dans les Unités Terminales de Diffusion d’air,” Thèse de doctorat, Université de la Rochelle, 2007.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] A. Meslem, A. Dia, C. Beghein, M. El, I. Nastase, and P. 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.
- [30] 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.
- [31] 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>.

Références bibliographiques

- [32] A. K. Gupta and D. G. Lilley, *Flowfield modeling and diagnostics*. Taylor & Francis, 1985.
- [33] 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.
- [34] 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, doi: 10.1016/j.peecs.2009.01.002.
- [35] N. A. Chigier and A. Chervinsky, “Experimental investigation of swirling vortex motion in jets,” *J. Appl. Mech.*, vol. 34, no. 2, pp.443-451, 1967, <https://doi.org/10.1115/1.3607703>.
- [36] T. B. Benjamin, “Theory of the vortex breakdown phenomenon,” *J. Fluid Mech.*, vol. 14, no. 4, pp. 593–629, 1962.
- [37] T. Sarpkaya, “On stationary and travelling vortex breakdowns,” *J. Fluid Mech.*, vol. 45, no. 3, pp. 545–559, 1971.
- [38] 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.
- [39] 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.
- [40] S. G. Lee, “Experimental investigation of mixing-enhanced swirl flows,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 22, no. 12, pp. 2509–2515, 2008, doi: 10.1007/s12206-008-0910-y.
- [41] 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.
- [42] 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.
- [43] 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

Références bibliographiques

- positions,” *Appl. Math. Model.*, vol. 40, no. 5–6, pp. 3749–3763, 2016, doi: 10.1016/j.apm.2015.10.047.
- [44] A. Zerrout, 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.
- [45] 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.
- [46] A. Zerrout, A. A. K. Khelil, and L. Loukarfi, “Etude des facteurs influençant sur la structure d’un jet multiple tourbillonnaire impactant une plaque plane,” 2015. [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:129586226>
- [47] G. H. Moustafa, T. Sundararajan, and E. Rathakrishnan, “Mean Streamwise Velocity Measurements in a Triple Jet of Equilateral Triangular Configuration,” *J. Fluids Eng.*, vol. 115, no. 3, pp. 534–536, Sep. 1993, doi: 10.1115/1.2910174.
- [48] T. A. Zhakatakev, “CIRCULATORY FLOW IN THE INTER-JET ZONE OF A SYSTEM OF FREE TURBULENT JETS,” Plenum Publishing Corporation, no. 4, pp. 97–99, 1994.
- [49] S. Raghunathan and I. Reid, “A study of multiple jets,” *AIAA J.*, vol. 19, pp. 124–127, 1981, [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:122243106>
- [50] N. Zahout, M. Braikia, A. Khelil, and H. Naji, “Thermal and dynamic characterization of a multi-jet system with different geometry diffusers,” *Journal of Thermal engineering*, vol. 10, no. 2, pp. 404–429, 2024, doi: 10.18186/thermal.1456643.
- [51] I. YIMER, H. A. BECKER and E. W. GRANDMAISON, “Development of Flow from Multiple-Jet Burners,” *Can. J. Chem. Eng.*, vol. 74, 1996.
- [52] M. Braikia, L. Loukarfi, A. Khelil, and H. Naji, “Improvement of thermal homogenization using multiple swirling jets,” *Therm. Sci.*, vol. 16, no. 1, pp. 239–250, 2012, doi: 10.2298/TSCI101026131B.
- [53] T. Suzuki, K. Tsujimoto, T. Shakouchi, and T. Ando, “DNS of flow and heat transfer characteristics of multiple impinging jets,” *Proc. 21st Australas. Fluid Mech. Conf. AFMC 2018*, no. December, pp. 6–9, 2018, doi: 10.1299/jsmemecj.2018.s0510502.

Références bibliographiques

- [54] S. Debnath, M. H. U. Khan, and Z. U. Ahmed, “Turbulent swirling impinging jet arrays: A numerical study on fluid flow and heat transfer,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 19, 2020, doi: 10.1016/j.tsep.2020.100580.
- [55] Y. F. Lin and M. J. Sheu, “Interaction of parallel turbulent plane jets,” *AIAA J.*, vol. 29, no. 9, pp. 1372–1373, 1991, doi: 10.2514/3.10749.
- [56] M. I. T. T. G. N. I. N. J. Lin, “NII-Electronic Library Service,” *Chem. Pharm. Bull.*, no. 43, p. 2091, 2002, [Online]. Available: <http://www.mendeley.com/research/geology-volcanic-history-eruptive-style-yakedake-volcano-group-central-japan/>
- [57] H. A. Becker and B. D. Booth, “Mixing in the interaction zone of two free jets,” *AIChE J.*, vol. 21, no. 5, pp. 949–958, 1975, doi: 10.1002/aic.690210517.
- [58] 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.
- [59] O. Yongson, I. A. Badruddin, Z. A. Zainal, and P. A. Aswatha Narayana, “Airflow analysis in an air conditioning room,” *Build. Environ.*, vol. 42, no. 3, pp. 1531–1537, 2007, doi: 10.1016/j.buildenv.2006.01.002.
- [60] M. A. Aziz, I. A. M. Gad, E. S. F. A. Mohammed, and R. H. Mohammed, “Experimental and numerical study of influence of air ceiling diffusers on room air flow characteristics,” *Energy Build.*, vol. 55, pp. 738–746, 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.09.027.
- [61] A. Bennis, L. Loukarfi, A. Khelil, M. Braikia, S. Rahal, and Y. Bouhamidi, “Jet turbulent à diffuseur muni de lobes: application au confort dans les locaux à usage d’habitation,” *Nat. Technol.*, no. 13, p. 34, 2015.
- [62] A. Bennis, L. Loukarfi, A. Khelil, S. Mohamadi, M. Braikia, and H. Naji, “Contribution to the experimental and numerical dynamic study of a turbulent jet issued from lobed diffuser,” *J. Appl. Fluid Mech.*, vol. 9, no. 6, pp. 2957–2967, 2016, doi: 10.29252/jafm.09.06.25953.
- [63] E. Tavakoli and R. Hosseini, “Large eddy simulation of turbulent flow and mass transfer in far-field of swirl diffusers,” *Energy Build.*, vol. 59, pp. 194–202, 2013, doi:

Références bibliographiques

- <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.029>.
- [64] G. Gan, “Effective depth of fresh air distribution in rooms with single-sided natural ventilation,” *Energy Build.*, vol. 31, no. 1, pp. 65–73, 2000, doi: [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(99\)00006-7](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(99)00006-7).
- [65] X. Li, D. Li, X. Yang, and J. Yang, “Total air age: an extension of the air age concept,” *Build. Environ.*, vol. 38, no. 11, pp. 1263–1269, 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(03\)00133-1](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(03)00133-1).
- [66] 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.
- [67] S. Rodriguez, “Applied Computational Fluid Dynamics and Turbulence Modeling: Practical Tools, Tips and Techniques,” Springer Nature, 2019.
- [68] S. Nemdili, “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.
- [69] O. Reynolds, “On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion,” *Proc. R. Soc. London*, vol. 10, 1894.
- [70] 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](https://doi.org/10.1017/jfm.2016.565).
- [71] I. B. Celik, “Introductory turbulence modeling,” *West. Virginia Univ. Cl. Notes*, no. December, p. 94, 1999.
- [72] I. Afgan, “Large eddy simulation of flow over cylindrical bodies using unstructured finite volume meshes,” Thèse de doctorat, Université de Manchester, 2007.
- [73] D. C. Wilcox, “Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models,” *AIAA J.*, vol. 26, no. 11, pp. 1299–1310, 1988, doi: [10.2514/3.10041](https://doi.org/10.2514/3.10041).
- [74] F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.

Références bibliographiques

- [75] 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.
- [76] 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, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.058.
- [77] 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, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.121.
- [78] 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.
- [79] B. Boudraa, “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.
- [80] M. Ghalem, S. Zahaf, M. Dahmane, H. A. Atmane, and R. Bennai, “Natural frequencies of 2D-FG beams with internal crack defects on Winkler–Pasternak elastic foundation using finite element technique,” *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2025, [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:276082168>
- [81] M. H. Bahmani et al., “Investigation of turbulent heat transfer and nanofluid flow in a double pipe heat exchanger,” *Adv. Powder Technol.*, vol. 29, no. 2, pp. 273–282, 2018, doi: 10.1016/j.appt.2017.11.013.
- [82] M. Goodarzi et al., “Investigation of nanofluid mixed convection in a shallow cavity using a two-phase mixture model,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 75, pp. 204–220, 2014, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2013.08.003.
- [83] S. K. Choi and S. O. Kim, “Turbulence modeling of natural convection in enclosures: A review,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 26, no. 1, pp. 283–297, 2012, doi: 10.1007/s12206-011-1037-0.

Références bibliographiques

- [84] K. Tatsumi, M. Tanaka, P. L. Woodfield, and K. Nakabe, “Swirl and buoyancy effects on mixing performance of baffle-plate-type miniature confined multijet,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 31, no. 1, pp. 45–56, 2010, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.09.005.
- [85] M. F. Koseoglu and S. Baskaya, “The effect of flow field and turbulence on heat transfer characteristics of confined circular and elliptic impinging jets,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, no. 10, pp. 1332–1346, 2008, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.015.
- [86] K. Podila and Y. Rao, “CFD modelling of supercritical water flow and heat transfer in a 2×2 fuel rod bundle,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 301, pp. 279–289, 2016, doi: 10.1016/j.nucengdes.2016.03.019.
- [87] M. R. Safaei, H. Togun, K. Vafai, S. N. Kazi, and A. Badarudin, “Investigation of heat transfer enhancement in a forward-facing contracting channel using FMWCNT nanofluids,” *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 66, no. 12, pp. 1321–1340, 2014, doi: 10.1080/10407782.2014.916101.
- [88] A. F. Chebra, M. Braikia, A. Khelil, M. Bedrouni, and D. Zied, “Numerical study of turbulent flows around a cubic obstacle blown from a variable geometry jets diffuser,” *Ecosistemas*, vol. 18, no. 1, pp. 25–54, 2024, doi: 10.24132/acm.2024.837.
- [89] S. Rana, H. B. Dura, S. Bhatrai, and R. Shrestha, “Impact of baffle on forced convection heat transfer of CuO/water nanofluid in a micro-scale backward facing step channel,” *J. Therm. Eng.*, vol. 8, no. 3, pp. 310–322, 2022, doi: 10.18186/THERMAL.1107168.
- [90] D. Cooper, D. C. Jackson, B. E. Launder, and G. X. Liao, “Impinging jet studies for turbulence model assessment-I. Flow-field experiments,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 10, pp. 2675–2684, 1993, doi: 10.1016/S0017-9310(05)80204-2.
- [91] L. F. G. Geers, M. J. Tummers, and K. Hanjalić, “Experimental investigation of impinging jet arrays,” *Exp. Fluids*, vol. 36, no. 6, pp. 946–958, 2004, doi: 10.1007/s00348-004-0778-2.
- [92] X. T. Trinh, M. Fénot, and E. Dorignac, “The effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to unconfined impinging air jets,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 70, pp. 1–16, 2016, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2015.08.006.
- [93] Z. U. Ahmed, Y. M. Al-Abdeli, and M. T. Matthews, “The effect of inflow conditions

Références bibliographiques

- on the development of non-swirling versus swirling impinging turbulent jets,” *Comput. Fluids*, vol. 118, pp. 255–273, 2015, doi: 10.1016/j.compfluid.2015.06.024.
- [94] M. Ikhtlaq, Y. M. Al-Abdeli, and M. Khiadani, “Nozzle exit conditions and the heat transfer in non-swirling and weakly swirling turbulent impinging jets,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 56, no. 1, pp. 269–290, 2020, doi: 10.1007/s00231-019-02710-1.
- [95] W. Medaouar, L. Loukarfi, M. Braikia, A. Khelil, and H. Naji, “Experimental and Numerical Study of a Turbulent Multiple Jets Issued from Lobed Diffusers,” *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 12, no. 3, pp. 729–742, 2019, doi: 10.29252/jafm.12.03.29476.
- [96] M. Draksler, B. Končar, L. Cizelj, and B. Ničeno, “Large Eddy Simulation of multiple impinging jets in hexagonal configuration – Flow dynamics and heat transfer characteristics,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 109, pp. 16–27, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.080>.
- [97] L. Loukarfi, “*Thermique Appliquée : Recueil de problèmes,* ” Pages bleu. Algiers, Algérie, 2021.
- [98] T. Wildi, “*Electrical Machines, Drives, and Power Systems (5th Edition)* ,”Prentice Hall Hardcover, 2002.
- [99] F. Russo and N. T. Basse, “Scaling of turbulence intensity for low-speed flow in smooth pipes,” *Flow Meas. Instrum.*, vol. 52, pp. 101–114, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2016.09.012>.