

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Djilali Bounaama - Khemis Miliana



Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de la Technologie

Mémoire de Projet de Fin d'Etudes pour l'obtention du diplôme de

Master

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème

Etude théorique de la combustion dans la chambre d'une turbine à gaz.

Réalisé et présenté par :

MANAA Aya

Encadré par : Dr B. KHELIDJ

Co-encadré par : Dr S. Med BELKEBIR

Année Universitaire 2022/2023

Résumé

Dans le domaine de l'énergie, les turbines à gaz ont connu ces dernières Décennies une application très répandue dans plusieurs secteurs industriels. Leur utilisation est rationnelle du fait que comparée aux machines alternatives, la turbine à gaz présente plusieurs avantages, dont on peut citer le fonctionnement en charge rapide. De plus le progrès technique a permis la fabrication de métaux pouvant résister à des températures dépassant 1273 K.

Le bon fonctionnement de la turbine à gaz dépend entre autres de la bonne conception de sa chambre de combustion.

Nous savons aussi que le gaz naturel utilisé comme combustible dans les machines thermiques produit principalement de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone en faible quantité, car il est constitué pratiquement que de méthane. De ce fait il représente une bonne alternative pour réduire les émissions de gaz à effet de serre et lutter contre le réchauffement climatique. En développant l'usage de ce gaz et en faisant une bonne mise au point des appareils, nous contribuons certainement à la protection de l'environnement.

Dans ce travail, je me suis intéressée avec mon encadrement nous nous sommes demandé si le diamètre de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion de la turbine à gaz a un effet sur le développement de la combustion.

Pour répondre à cette problématique, nous nous sommes intéressés dans le cadre de mon projet de fin d'études à développer un modèle mathématique. Ce dernier nous permettra de faire de la simulation pour voir l'influence du diamètre de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion d'une turbine à gaz sur le développement de la combustion d'un mélange Méthane / Air, dans le foyer de cette turbine.

Pour cette tâche, quatre diamètres de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion de la turbine à gaz ont été considérés et les simulations ont été réalisées à l'aide du code de calcul « Ansys ».

Les résultats de simulations que nous avons obtenus nous ont permis d'acquérir un certain nombre d'informations (température, pression.....). Ces résultats ont été comparés avec ceux trouvés dans la littérature.

Mots-clés : Chambre de combustion ; Turbine à gaz ; Produits de combustion ; Modélisation ; Simulation.



Abstract

In the field of energy, gas turbines have experienced in recent decades a very popular application in several industrial sectors. Their use is rational due to the fact that compared to reciprocating machines, the gas turbine has several advantages, of which one can cite the operation in fast load. In addition, technical progress has enabled the manufacture of metals that can withstand temperatures exceeding 1273 K.

The correct operation of the gas turbine depends among other things on the correct design of its combustion chamber.

We also know that the natural gas used as fuel in thermal machines mainly produces water vapor and carbon dioxide in small quantities, because it consists almost entirely of methane. As a result, it represents a good alternative for reducing greenhouse gas emissions and combating global warming. By developing the use of this gas and by fine-tuning the devices, we are certainly contributing to the protection of the environment.

In this work, I was interested with my supervisor we wondered if the diameter of the inner envelope of the combustion chamber of the gas turbine has an effect on the development of combustion.

To answer this problem, we were interested as part of my end-of-studies project in developing a mathematical model. The latter will allow us to carry out simulation to see the influence of the diameter of the inner envelope of the combustion chamber of a gas turbine on the development of the combustion of a Methane / Air mixture, in the hearth of this turbine.

For this task, four diameters of the inner envelope of the combustion chamber of the gas turbine were considered and the simulations were carried out using the computer code “Ansys”.

The simulation results that we obtained allowed us to acquire a certain amount of information (temperature, pressure, etc.). These results were compared with those found in the literature.

Keywords: Combustion chamber; Gas turbine; Combustion products; Modelization; Simulation.

ملخص

في مجال الطاقة ، شهدت توربينات الغاز في العقود الأخيرة تطبيقًا شائعًا للغاية في العديد من القطاعات الصناعية. يعتبر استخدامها منطقيًا نظرًا لحقيقة أنه بالمقارنة مع الآلات الترددية ، فإن التوربينات الغازية لها العديد من المزايا ، والتي يمكن للمرء أن يستشهد بها في عملية التحميل السريع. بالإضافة إلى ذلك ، أتاح التقدم التقني تصنيع معادن تتحمل درجات حرارة تتجاوز 1273 كلفن. يعتمد التشغيل الصحيح لتوربينات الغاز ، من بين أمور أخرى ، على التصميم الصحيح لغرفة الاحتراق. نعلم أيضًا أن الغاز الطبيعي المستخدم كوقود في الآلات الحرارية ينتج بشكل أساسي بخار الماء وثنائي أكسيد الكربون بكميات صغيرة ، لأنه يتكون بالكامل تقريبًا من الميثان. نتيجة لذلك ، يمثل بديلًا جيدًا لتقليل انبعاثات غازات الاحتباس الحراري ومكافحة ظاهرة الاحتباس الحراري. من خلال تطوير استخدام هذا الغاز وضبط الأجهزة ، فإننا بالتأكيد نساهم في حماية البيئة. في هذا العمل ، كنت مهتمًا بمشرفي ، وتساءلنا عما إذا كان قطر الغلاف الداخلي لغرفة الاحتراق في التوربينات الغازية له تأثير على تطور الاحتراق. للإجابة على هذه المشكلة ، كنا مهتمين كجزء من مشروع نهاية دراستي في تطوير نموذج رياضي. سيسمح لنا الأخير بإجراء محاكاة لمعرفة تأثير قطر الغلاف الداخلي لغرفة الاحتراق لتوربين غازي على تطور احتراق خليط غاز الميثان / الهواء في موقع هذا التوربين. لهذه المهمة ، تم النظر في أربعة أقطار من الغلاف الداخلي لغرفة الاحتراق في التوربينات الغازية وأجريت المحاكاة باستخدام رمز الكمبيوتر "Ansys". سمحت لنا نتائج المحاكاة التي حصلنا عليها بالحصول على قدر معين من المعلومات (درجة الحرارة ، الضغط ، إلخ). تمت مقارنة هذه النتائج مع تلك الموجودة في الأدبيات.

الكلمات الرئيسية: غرفة الاحتراق؛ التوربينات الغازية؛ منتجات الاحتراق؛ تصميم؛ محاكاة.

REMERCIEMENTS

"من لم يشكر الناس لم يشكر الله" أو كما قال رسول الله صل الله عليه وسلم

Tout d'abord, je remercie Dieu tout puissant qui m'a donnée le courage et la patience pour venir à bout de ce modeste travail.

J'adresse mes sincères remerciements à mon encadreur de mémoire de Projet de Fin d'études, le docteur B. KHELIDJ, qui a accepté d'être le promoteur de mon projet ainsi qu'à ma Co-encadrante le docteur S. MOHAMMED BELKEBIR.

Je tiens aussi à leur exprimer toute ma gratitude pour la confiance, les encouragements et la liberté qu'ils m'ont accordés durant tout le temps de la réalisation de mon projet et pour les idées et les critiques très constructives qu'ils m'ont fournies.

J'exprime un immense merci à monsieur HEMIS Smain et monsieur RIBOUH Nouredine pour leur aide très précieuse.

Je remercie également tous mes professeurs et en particulier ceux du département de la technologie.

Enfin, mes remerciements vont à tous ceux et celles qui de près ou de loin m'ont apporté leur soutien et leur aide.

DEDICACES

Je dédie ce mémoire :

A mes parents pour leur soutien et leur patience, et je pense qu'il n'y aura jamais assez de mots pour les remercier suffisamment. Qu'ils peuvent être fiers de trouver ici le résultat de leurs nombreuses années d'éducation et de soutien.

A mes frères et sœurs : Fadoua, Nada, Mohamed Fathi, Badr Eddine et Radoua.

A mes oncles et mes tantes, ainsi qu'à toute la famille Manaa et tous mes proches.

A toutes mes amies et en particulier à Ranya et Roufaïda.

A mes trois collègues.

Et enfin à tous ceux et celles qui m'ont soutenus et m'ont encouragés.

Manaa Aya

Table des matières

Résumé	i
Remerciements	iv
Dédicaces	v
Table des matières	viii
Liste des figures et tableaux	xi
Nomenclature	xiii
Introduction générale	2
Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz	
I.1. Introduction	6
I.2. Classification des turbines à gaz	6
I .2.1. Classification selon le mode de construction	7
I .2.2. Classification par le mode de travail	8
I .2.3. Classification par le mode de fonctionnement thermodynamique	8
I.3. Définition de la combustion	9
I.4. Différents types de combustion	9
I.4.1. La combustion rapide	9
I.4.2. La combustion lente	10
I.4.3. La combustion stœchiométrique	10
I.4.4. La combustion non stœchiométrique	10
I.5. Combustion dans la turbine à gaz	11
I.6. La combustion turbulente	12
I.6.1. Modes de combustions élémentaires	12
I.6.2. Modes de combustions intermédiaires	12
I.7. Applications industrielles de la combustion turbulente	14
I.8. Les flammes	15
I.8.1. Classification des flammes	15
I.8.2. Structure d'une flamme de diffusion laminaire	16
I.8.3. Flammes turbulentes de diffusion	17
I .9. Types de chambre de combustion	18
I.9.1. Chambre de combustion tubulaire	18
I.9.2. Chambre de combustion annulaire	19
I.9.3. Chambre de combustion Turbo-annulaire (mixte)	20
I .10. Configurations de chambre de combustion	21
I.11. Composantes d'une chambre à combustion	21
I.11.1. Diffuseur	21
I.11.2. Zone primaire	22
I.11.3. Zone secondaire	22
I.11.4. Zone de dilution	23
Chapitre II : Formulation mathématique	
II.1. Introduction	25
II.2. Les équations gouvernantes	25
II.2. 1. Equation de conservation de la masse (équation de continuité)	25
II.2.2. Equations de conservation de quantité de mouvement (Navier stocks)	26
II.2.3. Equation de conservation de l'énergie	27
II.2.4. Equation générale des transports	28

Table des matières

II.2.5. Equations de conservation des espèces chimiques	28
II.2.6. Equation d'état du modèle	28
II.3. Modélisation de la turbulence	29
II.3.1. Le modèle k- ϵ standard	30
II.3.2. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente	31
II.3.3. Modélisation du terme de production turbulente	31
II.3.4. Modélisation de la viscosité turbulente	31
II.3.5. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	32
II.4. Modélisation de la combustion	32
Chapitre III : Présentation des outils de simulation	
III.1. Introduction	35
III.2. Présentation de la chambre à espace annulaire	35
III.2.1. Vue d'ensemble de la chambre de combustion	35
III.2.2. Coupes longitudinale et transversale de la chambre de combustion	36
III.2. 3. Les enveloppes intérieure et extérieure de la chambre	36
III.3. Evolution de la flamme	37
III.4. Le préprocesseur gambit	38
III.4.1. Vue Globale sous GAMBIT	38
III.4.2. Commandes sous GAMBIT	39
III.4.3. Icônes du menu principal	39
III.4.4. Construction de la géométrie	40
III.4.5. Menu d'instruction de contrôle global	40
III.4.6. Géométrie du problème	40
III.4.7. Le maillage	42
III.4.8. Choix du maillage	42
III.4.9. Les conditions aux limites	43
III.4.10. Exportation de maillage	44
III.5. Description de solveur Fluent	44
III.6. Les étapes de simulation sous Fluent	45
Chapitre IV : Résultats et discussions	
IV.1. Introduction	51
IV.2. Résultats numériques	51
IV.2.1. Evolution et contours de température statique	52
IV.2.1.1 Contours de température statique	52
IV.2.1.2 Evolution de la température statique	54
IV.2.2. Contours de pression statique	55
IV.2.3. Contours de vitesse	56
IV.2.4. Contours de Turbulence	57
IV.2.5. Evolution et contours de la fraction massique de CH ₄	58
IV.2.5. Contours de la fraction massique de CH ₄	58
IV.2.5. Evolution de la fraction massique de CH ₄	58
IV.2.6. Evolution et contours de la fraction massique d'O ₂	59
IV.2.6.1. Contours de la fraction massique d'O ₂	59
IV.2.6.2. Evolution de la fraction massique d'O ₂	60
IV.2.7. Evolution et contours de la fraction massique de CO ₂	61
IV.2.7.1. Contours de la fraction massique de CO ₂	61

Table des matières

IV.2.7.2. Evolution de la fraction massique de CO ₂	62
IV.2.8. Evolution et contours de la fraction massique de N ₂	62
IV.2.8.1. Contours de la fraction massique de N ₂	62
IV.2.8.2. Evolution de la fraction massique de N ₂	63
IV.2.9. Evolution et contours de la fraction massique de H ₂ O	64
IV.2.9.1. Contours de la fraction massique de H ₂ O	64
IV.2.9.2. Evolution de la fraction massique de H ₂ O	65
IV.2.10. Contours de ligne de courant	66
IV.3. Comparaison des résultats	66
IV.3.1. Contours de températures	67
IV.3.2. Contours de vitesses	68
IV.3.3. Contours des fractions massiques de l'espèce CH ₄	68
Conclusion générale	71
Références bibliographiques	

Liste des figures et tableaux

Liste des figures :

Figure I. 1 :	Vue en coupe d'une turbine à gaz	6
Figure I. 2 :	Classification des turbines à gaz	7
Figure I. 3 :	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre	8
Figure I. 4 :	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre	8
Figure I. 5 :	Triangle du feu	9
Figure I. 6 :	Classification des flammes	16
Figure I. 7 :	Structure d'une flamme de diffusion	17
Figure I. 8 :	Composition d'une flamme de diffusion	17
Figure I. 9 :	Illustration des trois principaux types de chambre de combustion	18
Figure I. 10 :	Chambre de combustion tubulaire	19
Figure I. 11 :	Chambre de combustion annulaire	20
Figure I. 12 :	Chambre de combustion Turbo-annulaire	20
Figure I. 13 :	Représentation schématique d'une chambre de combustion	21
Figure I. 14 :	Schéma des différentes composantes d'une chambre de combustion	21
Figure I. 15 :	Types de diffuseurs.	22
Figure III. 1 :	Vue d'ensemble de la chambre de combustion	35
Figure III. 2 :	Coupes longitudinale et transversale de la chambre de combustion	36
Figure III. 3 :	Les enveloppes intérieure et extérieure de la chambre	37
Figure III. 4 :	Evolution de la flamme dans la chambre de combustion	37
Figure III. 5 :	Fenêtre d'accueil	38
Figure III. 6 :	Onglets du menu principal	39
Figure III. 7 :	Menu des différentes fenêtres de la géométrie	40
Figure III. 8 :	Icônes représentant les étapes pour construire une géométrie sous GAMBIT	40
Figure III. 9 :	Schéma de la chambre de combustion	41
Figure III. 10 :	La géométrie étudiée pour différents diamètres	41
Figure III. 11 :	Génération de maillage	43
Figure III. 12 :	Incorporation des conditions aux limites	43
Figure III. 13 :	Exportation de maillage	44
Figure III. 14 :	Enregistrement de fichier	44
Figure III. 15 :	Exécution et lancement de FLUENT	45
Figure III. 16 :	Fenêtre "energy"	46
Figure III. 17 :	Définition du modèle de turbulence	46
Figure III. 18 :	Choix du modèle de mélange	47
Figure III. 19 :	Définition des conditions aux limites pour l'entrée d'air	47
Figure III. 20 :	Définition des conditions aux limites pour le carburant	48
Figure III. 21 :	Définition des conditions aux limites de la sortie	48
Figure III. 22 :	Initialisation des variables d'entrée (X velocity, Y velocity, ...)	49
Figure III. 23 :	Définition du nombre d'itérations	49
Figure III. 24 :	Fenêtre de fin d'exécution	50
Figure IV. 1 :	Diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure de la turbine à gaz	51
Figure IV. 2 :	Contours de température statique	52
Figure IV. 3 :	Comparaison de l'évolution de température entre les quatre diamètres	54
Figure IV. 4 :	La position de T _{max} sur l'axe en fonction du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure	55
Figure IV. 5 :	La température maximale sur l'axe de la chambre en fonction du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure	55

Liste des figures et tableaux

Figure IV. 6 :	Contours de pression statique	55
Figure IV. 7 :	Contours de vitesse	56
Figure IV. 8 :	Contours de l'intensité de turbulence	57
Figure IV. 9 :	Contours des fractions massiques de CH_4	58
Figure IV. 10 :	Comparaison de l'évolution de la fraction massique de CH_4 pour quatre diamètres différents	59
Figure IV. 11 :	Contours des fractions massiques d' O_2	59
Figure IV. 12 :	Comparaison de l'évolution de la fraction massique d' O_2 pour quatre diamètres différents	60
Figure IV. 13 :	Contours des fractions massiques du CO_2	61
Figure IV. 14 :	Comparaison de l'évolution des fractions massiques de CO_2 pour quatre diamètres différents	62
Figure IV. 15 :	Contours des fractions massiques de N_2	63
Figure IV. 16 :	Comparaison de l'évolution de la fraction massique de N_2 pour quatre diamètres différents	64
Figure IV. 17 :	Contours des fractions massiques du H_2O	64
Figure IV. 18 :	Comparaison de l'évolution de la fraction massique de H_2O pour quatre diamètres différents	65
Figure IV. 19 :	Contours de lignes de courant	66
Figure IV. 20 :	Contours de température dans la chambre de combustion	67
Figure IV. 21 :	Contours de vitesse axiale dans la chambre de combustion	68
Figure IV. 22 :	Contours de l'espèce chimique CH_4	69

Liste des tableaux

Tableau. I.1 :	Résumé des avantages et inconvénients des trois principaux modes de combustions présentés.	14
----------------	--	----

Nomenclature

SYMBOLES

Symbole	Désignation	Unité
c_p	La capacité calorifique	[J/Kg.K]
$D_{e,i}$	Diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure	[mm]
D_{car}	Diamètre de passage du carburant	[mm]
E_A	Coefficient d'excès d'air	[-]
G_b	Poussée d'Archimède	[N]
$G_k :$	représente la génération de turbulence l'énergie cinétique due aux gradients de vitesse moyenne	[J]
L	La longueur de la chambre	[mm]
M	La masse molaire	[g]
m	Débit massique	[Kg/S]
P	La pression statique	[Pa]
P_1	Pression des gaz à l'entrée de la directrice	[Pa]
P_2	Pression des gaz à la sortie de la directrice	[Pa]
P_3	Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine	[Pa]
R	Constante universelle des gaz parfaits	[J K ⁻¹ mol ⁻¹]
R	Richesse	[-]
Re	Nombre de Reynolds = $\frac{\nu \cdot D}{\mu}$	[-]
Sc_t	Le nombre de Schmidt turbulent	[-]
T	Température	[K]
t	Temps	[s]
U	Vecteur vitesse	[m/s]
u, v	Composantes de vitesse suivant « x » et « y »	[m /s]
Y_i	La fraction massique de l'espèce i	[-]
λ	Facteur d'air théorique	[-]
ρ	Densité	[-]
τ	Contrainte visqueuse	[N/m ²]
τ_{ij}	La composante de contrainte visqueuse agit dans la Direction j sur une surface normale	[N/m2]
Γ	Coefficient de diffusion	[m ² /s]
ϕ	Rapport d'équivalence	[-]
ε	Taux de dissipation des turbulences	[m ² /s ³]
ω	Taux de dissipation spécifique	[1/s]
ΔT	Différence de température	[K]
μ	Viscosité dynamique	[Kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]

Nomenclature

ABBREVIATIONS

<i>Car</i>	Carburant
<i>e,i</i>	Extérieur, intérieur
$N_{\max}$	Nombre d'itérations maximum
<i>LPM</i>	Lean Premixed (Mélange préalable pauvre)
<i>LPP</i>	Lean Premixed Prevaporized (Mélange préalable pauvre pré-vaporisée)
<i>RQL</i>	Rich quench Lean (Combustion en 3 zones : riche trempe pauvre)
<i>HCCI</i>	Homogeneous charge compression ignition (Allumage par compression à charge homogène)

Introduction générale

INTRODUCTION

La technologie des turbines à gaz n'a cessé de progresser depuis le début du 20^e siècle et a continué d'évoluer, en particulier après la seconde guerre mondiale. Aujourd'hui, la fabrication de turbines à gaz est une industrie majeure dans la plupart des pays industrialisés du monde, et plusieurs facteurs peuvent expliquer cet enthousiasme, car les turbines à gaz permettent la production locale d'électricité ou la décentralisation de l'énergie électrique et de même elles éliminent les pertes de puissance (par effet Joule) dues au transport par le réseau électrique. La recherche et développement des turbines à gaz se sont recentrés, entre autres, sur la conception et l'étude de l'utilisation de nouveaux carburants alternatifs tout en tenant compte des émissions et des aspects environnementaux. Pour mener à bien, cette recherche, l'utilisation d'ordinateurs et de logiciels de CFD (simulation de la dynamique des fluides) en particulier pour l'analyse et la conception, permet une grande diversité dans l'étude et la comparaison des différents choix de conception et des variétés de combustibles. La technologie des turbines à gaz a progressé régulièrement depuis sa création et en particulier dans la production de turbines à gaz de plus en plus petites. Le concept informatique, en particulier la CFD et l'analyse par éléments finis, ainsi que les progrès réalisés dans le domaine des matériaux, ont permis d'augmenter les taux de compression et les températures, de rendre la combustion plus efficace, d'améliorer le refroidissement des pièces de la turbine et de réduire les émissions de gaz à effet de serre.

Dans le cadre de mon projet de fin d'études, nous nous sommes intéressés à l'étude numérique de l'effet du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion d'une turbine à gaz, utilisant le gaz naturel comme combustible, afin de l'optimiser. L'utilisation de ce dernier comme combustible est un sujet d'actualité qui oppose la protection de l'environnement et la limitation de la combustion de produits fossiles par des normes de plus en plus sévères, bien que la crise qui oppose l'Ukraine à la Russie vienne de démontrer qu'on ne peut pas s'en passer durablement des combustibles fossiles.

Comme le gaz naturel représente une excellente alternative pour diminuer les émissions de gaz à effet de serre et lutter contre le réchauffement climatique, en développant l'usage de ce dernier, nous contribuons certainement à la protection de l'environnement.

Introduction générale

C'est en grande partie grâce à la combustion que l'activité humaine a pu se développer de manière aussi importante. Elle comprend trois principaux aspects : un aspect chimique mettant en jeu de nombreuses réactions ayant lieu simultanément pendant les processus de combustion, un aspect thermique comprenant les transferts de chaleur (conduction de chaleur, rayonnement, diffusion...) matérialisés par la flamme, et un aspect mécanique comprenant les transferts de masse (mouvements de convection et de diffusion)[1].

L'objectif de mon travail, est de développer un modèle mathématique qui me permettra de faire de la simulation, dans une configuration simplifiée proche de la configuration industrielle, afin de voir l'influence du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion de la turbine à gaz, sur les caractéristiques de la flamme dans la chambre de combustion.

Ce mémoire, de projet de fin d'études, s'articule autour de quatre chapitres.

Dans le premier chapitre nous présentons une étude bibliographique sur les turbines à gaz en général.

Le deuxième chapitre est consacré à la description du modèle mathématique que nous avons utilisé dans cette étude.

Dans le troisième chapitre nous présentons la simulation sous « ANSYS » de la combustion du gaz naturel dans la chambre de combustion de la turbine à gaz.

Dans le quatrième chapitre nous présentons l'essentiel des résultats numériques obtenus sur l'influence du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure de la turbine à gaz, entre autres, sur les caractéristiques des produits de combustion.

Enfin, nous terminons la rédaction de ce modeste mémoire de fin d'études par une conclusion générale.

PROBLEMATIQUE ET OBJECTIF DU MEMOIRE

A. Problématique

Dans le cas des turbines à gaz, une chambre de combustion mal conçue peut entraîner des retours de flammes dans le compresseur ou peut engendrer des températures de produits de combustion très élevées à la sortie de la chambre qui peuvent endommager les aubes de la turbine.

La problématique de mon projet de fin d'études consiste à concevoir une chambre de combustion à flux inversé pour une turbine à gaz. Elle doit respecter des contraintes géométriques et doit produire des gaz de combustion à des températures maximales à l'entrée de la turbine ne dépassant pas une certaine valeur.

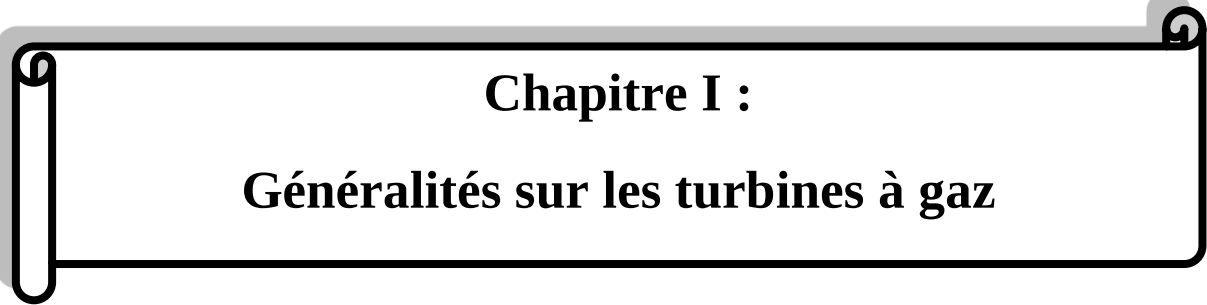
La question de recherche qui permettra de répondre à la problématique est la suivante : Est-ce possible de concevoir une chambre de combustion de type flux inversé pour une turbine à gaz qui soit capable de nous produire des gaz de combustion à des températures maximales à l'entrée de la turbine ne dépassant pas une certaine valeur ?

B. Objectif

L'objectif général de ce projet de fin d'études est de concevoir une chambre de combustion à écoulement inverse pour une turbine à gaz. La chambre de combustion doit être capable de produire des gaz de combustion à une température ne dépassant pas une valeur maximale à l'entrée de la turbine. Autrement dit l'objectif est de trouver un diamètre optimal de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion qui permet une meilleure conception de la chambre de la turbine à gaz et donc un bon fonctionnement de cette dernière.

C. Méthodologie

Pour la chambre de combustion, une géométrie préalable est définie. Ensuite, un processus itératif est utilisé pour optimiser les dimensions et positions des différentes parties de la chambre de combustion afin d'atteindre les objectifs de conception fixés préalablement. Un modèle numérique de CFD en 2D à l'aide du logiciel « Ansys » est utilisé pour cette étape. Il sert à prédire les performances de la chambre de combustion dans son ensemble.

A decorative horizontal scroll frame with a black outline and rounded ends. The text is centered within the scroll.

Chapitre I :

Généralités sur les turbines à gaz

I.1 INTRODUCTION

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial ou centrifuge qui aspire l'air à la pression atmosphérique, une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique, comme le montre la figure (I.1) ci-dessous [2].

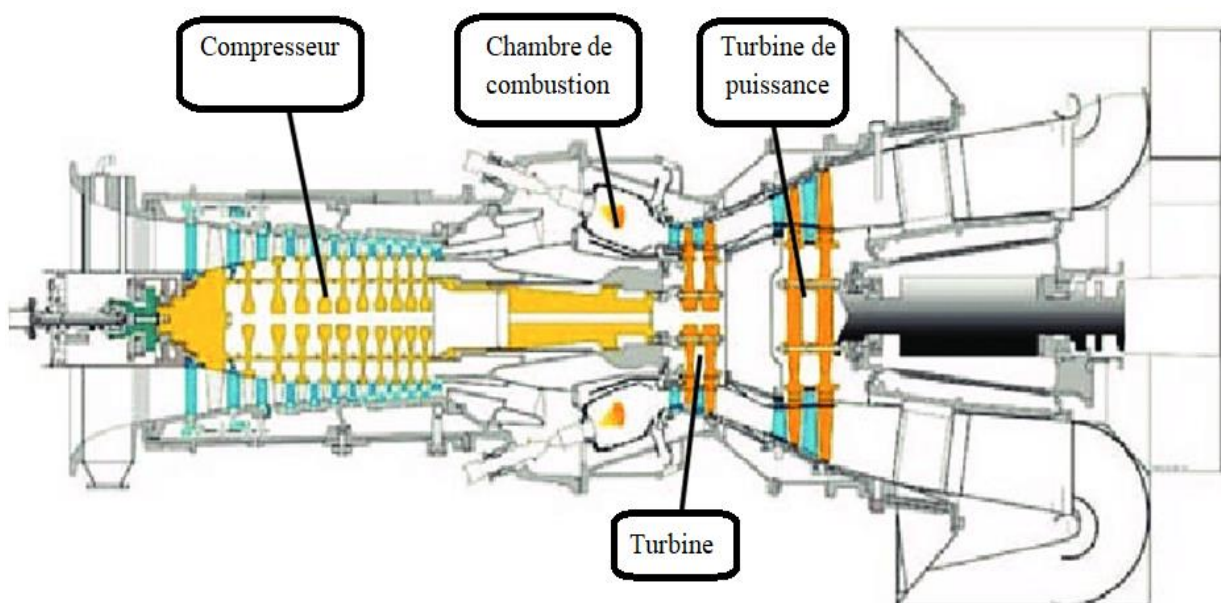


Figure I.1: Vue en coupe d'une turbine à gaz [3]

I.2. CLASSIFICATION DES TURBINES A GAZ

Les turbines à gaz peuvent être classées comme le montre la figure (I.2) ci-dessous sur leur classification :

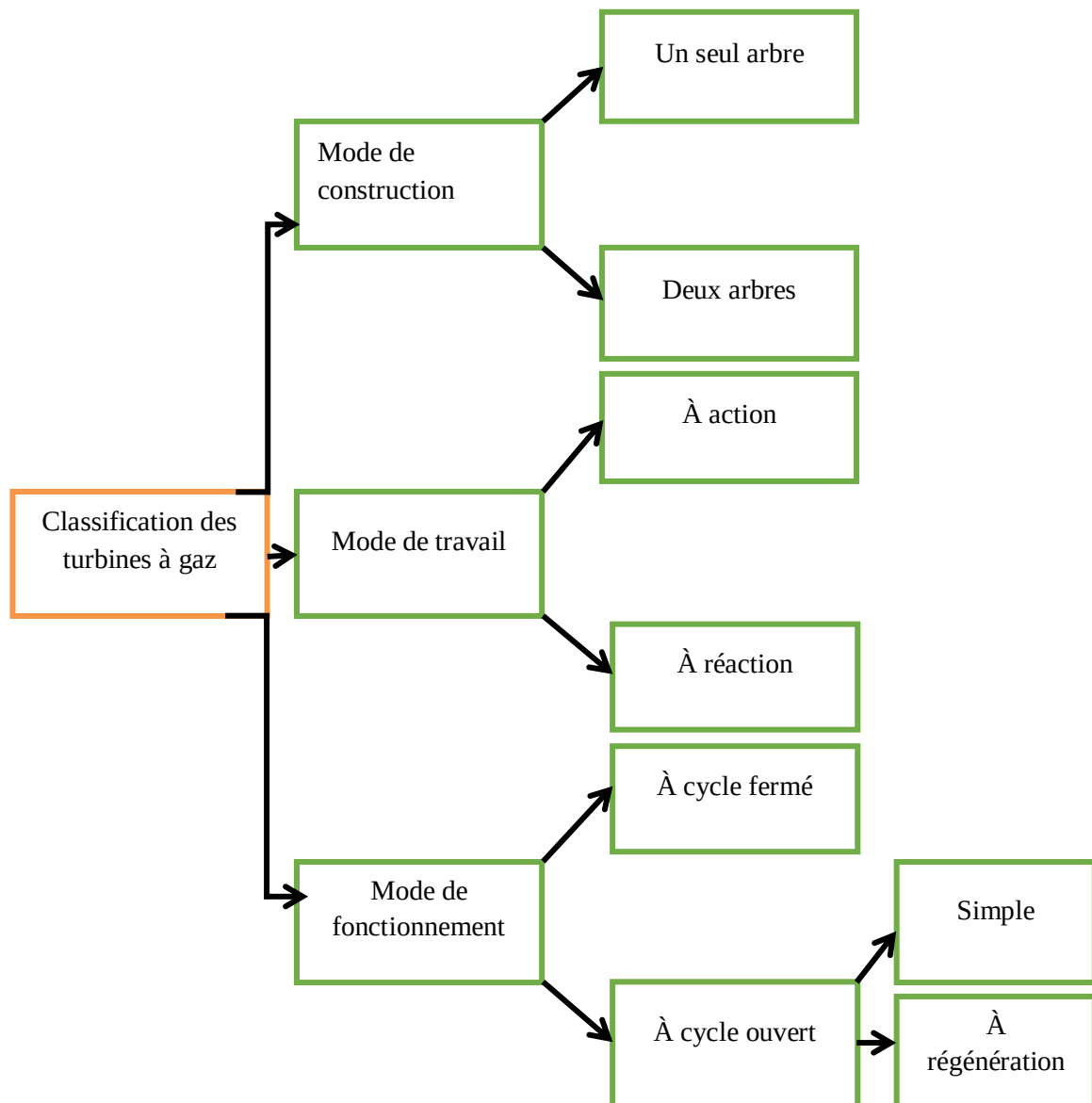


Figure I. 2: Classification des turbines à gaz

I .2.1. Classification selon le mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres bi-arbres ; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur, ...). Elles se composent de deux parties. La première partie assure l'autonomie de la turbine et la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique. Elles ont une conception spéciale suivant le domaine

dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

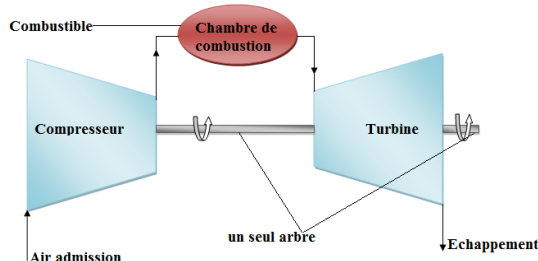


Figure I. 3: Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre

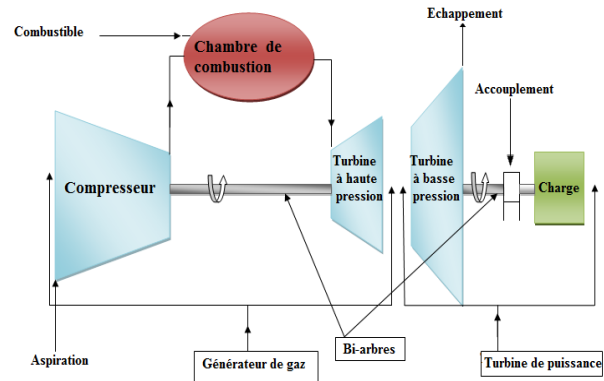


Figure I. 4: Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [4]

I .2.2. Classification par le mode de travail

Nous distinguons deux types de turbine [2] :

➤ Turbine à action

Turbine où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

➤ Turbine à réaction :

Turbine où une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique.

$P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale.

Avec :

P_1 : Pression des gaz à l'entrée de la directrice

P_2 : Pression des gaz à la sortie de la directrice

P_3 : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine

I .2.3. Classification par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- ❖ **Turbine à gaz à cycle fermé** : c'est une turbine dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.
- ❖ **Turbine à gaz à cycle ouvert** : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :
 - **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique. Après la détente les gaz, possédant encore un potentiel énergétique, sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
 - **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

I.3. DEFINITION DE LA COMBUSTION

La combustion est une réaction chimique globalement et généralement fortement exothermique, autonome, susceptible de s'accélérer brutalement et d'être accompagnée d'émission de rayonnements. Elle peut être lente ou vive, turbulente, spontanée, catalytique. Elle nécessite un comburant (généralement l'air ou l'oxygène) et un combustible (tels que les composés hydrocarbonés et oxygénés). D'une manière générale, la combustion complète d'un composé hydrocarboné produit du dioxyde de carbone (CO_2) et de l'eau [5].



Figure I. 5: Triangle du feu [6]

I.4. DIFFERENTS TYPES DE COMBUSTION

I.4.1 La combustion rapide

La combustion rapide est une forme de combustion au cours de laquelle de grandes quantités de chaleur et d'énergie sous forme de lumière sont relâchées donnant naissance au feu.

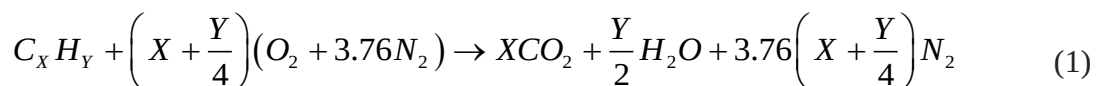
Elle est utilisée dans des machines telle que, les moteurs à combustion interne ou les armes thermobariques [7].

I.4.2 La combustion lente

La combustion lente est une réaction qui entraîne un faible dégagement de calories avec peu d'élévation de température et une absence de flammes comme dans le cas de la braise.

I.4.3. La combustion stœchiométrique

Une combustion stœchiométrique qui est la base des calculs théoriques en combustion, appelé aussi la combustion neutre, est une combustion dans laquelle, l'air est en quantité suffisante (ni en excès, ni en défaut). Cette quantité d'air, s'appelle l'air théorique (ou air stœchiométrique). Elle se traduit par l'équation de réaction suivante :

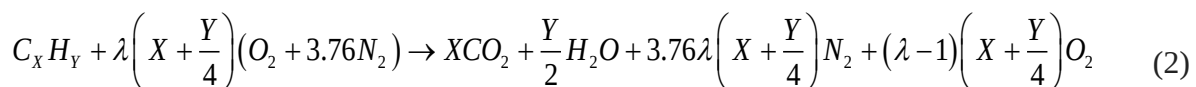


II.4.4. La combustion non stœchiométrique

Elle peut être défini de plusieurs manières, notamment grâce à son excès d'air (+E_A) ou son défaut d'air (-E_A), ou encore par sa richesse R qui est donnée par la relation :

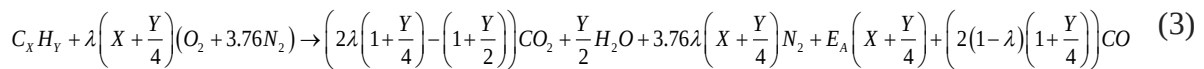
$$R = \frac{1}{\lambda}, \text{ avec } \lambda = 1 + E_A, \text{ et « } \lambda \text{ » est le facteur d'air théorique.}$$

- Si $\lambda > 1$, c'est à dire qu'on a un excès d'air, alors, dans ce cas, le volume d'air admis pour la combustion de l'unité de combustible est supérieur au volume d'air Stœchiométrique. Ainsi, une partie de l'air comburant est utilisée pour l'oxydation du combustible, l'autre partie se retrouve dans les fumées. Dans ce cas précis, on dit que le mélange est pauvre et se traduit par l'équation de la réaction suivante.



Si $\lambda < 1$, c'est-à-dire qu'on a un défaut d'air, alors, dans ce cas, le volume d'air admis pour la combustion de l'unité de combustible est inférieur au volume d'air stœchiométrique ; l'oxygène y est néanmoins totalement utilisé donc pas de présence d'O₂ dans les fumées, mais,

il y'a formation du monoxyde de carbone CO . Dans ce cas précis, on dit que le mélange est riche et se traduit par l'équation de réaction suivante :



I.5. COMBUSTION DANS LA TURBINE A GAZ

Les moteurs à turbines à gaz pour la production d'énergie et les applications de propulsion ont traditionnellement utilisé des chambres de combustion à flamme de diffusion en raison de leurs performances fiables et de leurs caractéristiques de stabilité raisonnables. Malheureusement, ce type de chambre de combustion produit généralement des niveaux inacceptables de NO_x thermiques. Les réglementations de plus en plus strictes en matière d'émissions polluantes ont récemment conduit les fabricants de moteurs à développer des chambres de combustion répondant à diverses exigences réglementaires [8.9]. De nouveaux concepts de technologie de combustion ont été introduits dans l'industrie des turbines à gaz, notamment la combustion à prémélange pauvre (LPM). Cette dernière (prévaporisée) semble être la technologie la plus prometteuse pour les systèmes pratiques à l'heure actuelle (notez que pour les turbines à gaz d'avion utilisant des carburants liquides, la combustion directe en injection pauvre est souvent adoptée pour le contrôle de la pollution en raison de sa stabilité supérieure) [10.11]. Dans la combustion (LPM), le carburant et l'air sont prémélangés en amont de la chambre de combustion pour éviter la formation de zones stœchiométriques. La zone de combustion est exploitée avec de l'air en excès pour réduire la température de la flamme ; par conséquent, le NO_x thermique est pratiquement éliminé [12].

La technologie de combustion à prémélange pauvre est souvent choisie comme stratégie principale pour réduire les polluants produits dans ces dispositifs (principalement NO_x , CO et HC), mais avec des réglementations de plus en plus strictes en matière d'émissions, une compréhension plus approfondie de la conception de la chambre de combustion devient de plus en plus nécessaire. Une caractéristique intrinsèque de tous les systèmes de combustion à prémélange est une tendance au retour de flamme. Le principe de base de la stabilisation de la flamme est assez simple. Si la combustion est initiée dans un courant en mouvement et que la vitesse du gaz est supérieure à celle de la flamme, celle-ci se déplace vers l'aval, tandis que si la vitesse de la flamme est supérieure à celle du gaz, la flamme se déplace vers l'amont. Le retour de flamme est un obstacle à la technologie du pré-mélange pauvre pour les combustibles

ayant une vitesse de combustion élevée, tels que les combustibles riches en hydrogène, ce qui en fait l'un des problèmes prioritaires de l'industrie des turbines à gaz qui nécessite une attention particulière [13].

I.6. LA COMBUSTION TURBULENTE

Dans une chambre de combustion, le mouvement des gaz est turbulent, ce qui signifie que la vitesse des gaz mesurée en un point fluctue continuellement de manière apparemment aléatoire, même en régime stable. Cette turbulence affecte également la température et les autres caractéristiques du milieu. La turbulence est causée par une forte vitesse d'entrée des gaz, ainsi que par les gradients de vitesse aux parois et les obstacles tels que les injecteurs dans le canal amont. Le taux de dégagement de chaleur et la structure de la flamme varient en fonction de deux temps caractéristiques, qui sont souvent le temps de la réaction chimique nécessaire pour une combustion complète, et le temps de fluctuation de l'écoulement pour que la turbulence se dissipe [14].

La combustion turbulente peut s'effectuer entre un mécanisme chimique de combustion et la turbulence. Cette interaction joue un rôle très important dans différents systèmes de combustion, pour la production de chaleur et l'énergie ou la propulsion (par exemple : fours et turbines à gaz ou les chambres de combustion des turboréacteurs). L'étude de ces régimes d'écoulements des gaz dans le milieu réactionnel a conduit à l'introduction de différentes grandeurs caractéristiques de ces phénomènes physiques complexes. La combustion est classifiée selon la manière d'injection des réactifs (pré-mélangée, non pré-mélangée et partiellement pré-mélangée) et la nature laminaire ou turbulente de l'écoulement.

I.6.1. Modes de combustions élémentaires

Effectivement, il existe un grand nombre de techniques permettant de réaliser la combustion d'un carburant par un oxydant. En combustion gazeuse, deux modes de combustion élémentaires peuvent être identifiés : la combustion pré-mélange et la combustion non pré-mélange [15].

Entre ces deux modes de combustion élémentaires se trouvent différents modes de combustion intermédiaires, tels que le prémélange partiel ou la combustion stratifiée.

I.6.2. Modes de combustions intermédiaires

A. La combustion prémélangée

C'est en effet une technique de combustion où le carburant et l'oxydant sont pré-mélangés avant d'entrer en contact avec le front de flamme. Cette technique est souvent utilisée dans des régimes de combustion pauvres, où la quantité de carburant est inférieure à celle nécessaire à une combustion stœchiométrique.

L'avantage de cette technique est qu'elle permet d'augmenter le rendement de la combustion en réduisant les pertes thermiques et en limitant la production de polluants, tels que les oxydes d'azote. Cependant, elle présente également des inconvénients, notamment la difficulté de contrôler la propagation de la flamme, ce qui peut nécessiter l'utilisation de dispositifs complexes pour maintenir la stabilité de la combustion.

De plus, la question du stockage d'un mélange air/carburant dans la gamme d'inflammabilité est prépondérante et peut poser des problèmes de sécurité dans un contexte industriel. Il est donc important de prendre en compte ces facteurs lors de la conception de systèmes de combustion utilisant la technique de combustion pré-mélangée.

B. La combustion non prémélangée

C'est un mode de combustion où le carburant et l'oxydant sont introduits sous forme de deux courants distincts, sans être pré-mélangés au préalable. Le front de flamme se forme à la rencontre des deux courants, où le mélange carburant-oxydant se produit.

Ce mode de combustion est généralement plus facile à maîtriser que la combustion pré-mélangée, car il permet un contrôle plus précis du rapport air-carburant et de la propagation de la flamme. Cependant, il présente l'inconvénient de produire davantage de polluants, en raison des hautes températures atteintes dans le front de flamme.

Les polluants produits peuvent inclure des oxydes d'azote, du monoxyde de carbone, des hydrocarbures non brûlés et des particules fines. Il est donc important de prendre en compte ces émissions lors de la conception de systèmes de combustion non pré-mélangée et de mettre en place des technologies de contrôle des émissions pour minimiser leur impact sur l'environnement et la santé humaine.

C. La combustion partiellement prémélangée

C'est un mode de combustion intermédiaire que l'on retrouve souvent dans les applications industrielles. Ce mode de combustion est utilisé pour des raisons de sécurité, car l'oxydant et le carburant sont stockés séparément afin de minimiser les risques d'explosion.

Dans la combustion partiellement pré-mélangée, l'oxydant et le carburant sont introduits sous forme de deux courants distincts, en amont du front de flamme, et sont supposés se mélanger avant d'atteindre le front de flamme. Cependant, en pratique, il arrive souvent que le mélange ne soit pas parfait et que des hétérogénéités de mélange atteignent le front de flamme. Cela peut conduire à une combustion incomplète ou à la formation de polluants, comme c'est le cas dans la combustion non pré-mélangée.

Il est également possible que les deux courants d'un système non pré-mélangé se mélangent avant d'atteindre le front de flamme, ce qui fait que le mode de combustion n'est plus non pré-mélangé mais partiellement pré-mélangé. Dans ce cas, le mélange air-carburant est plus homogène et la combustion est plus efficace, ce qui permet de réduire la production de polluants.

La combustion partiellement pré-mélangée est donc un compromis entre la combustion pré-mélangée et la combustion non pré-mélangée, qui permet de concilier la sécurité, la maîtrise de la combustion et la réduction des émissions polluantes.

Tableau 1: Résumé des avantages et inconvénients des trois principaux modes de combustions présentés[16].

Mode de combustion	Avantages	Inconvénients
Prémélange	Peu polluante (en régime pauvre)	Instabilité de combustion et de stockage du mélange
NonPrémélange	Stabilité de la flamme et stockage du carburant en dehors des limites d'inflammabilité	Production d'oxyde d'azote
Partiellement Prémélange	Peu polluante (en régime pauvre) et stockage du carburant en dehors des limites d'inflammabilité	Instabilité de combustion et d'hétérogénéité de mélange

I.7. APPLICATIONS INDUSTRIELLES DE LA COMBUSTION TURBULENTE

❖ Dans le domaine des turbines aéronautiques, le carburant est généralement injecté sous forme de liquide pulvérisé (spray), ce qui entraîne un mode de combustion partiellement pré-mélangé. Dans certains cas, l'utilisation de jets de dilution peut également entraîner des flammes non pré-mélangées.

❖ Dans le domaine des turbines de production d'énergie, la combustion est souvent pré-mélangée, ce qui rend les faibles hétérogénéités de mélange très influentes sur les performances des turbines.

❖ Les moteurs à combustion interne de type "Diesel" ont souvent un régime de combustion partiellement pré-mélangé ou stratifié en raison de l'injection de carburant sous forme de spray. En revanche, pour les moteurs de type HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), le mélange air-carburant est le plus homogène possible (comme dans les moteurs à essence) et est comprimé suffisamment fort pour atteindre le point d'auto-allumage. Dans ce cas, les simples hétérogénéités de mélange ont un impact très important sur les performances du moteur [17].

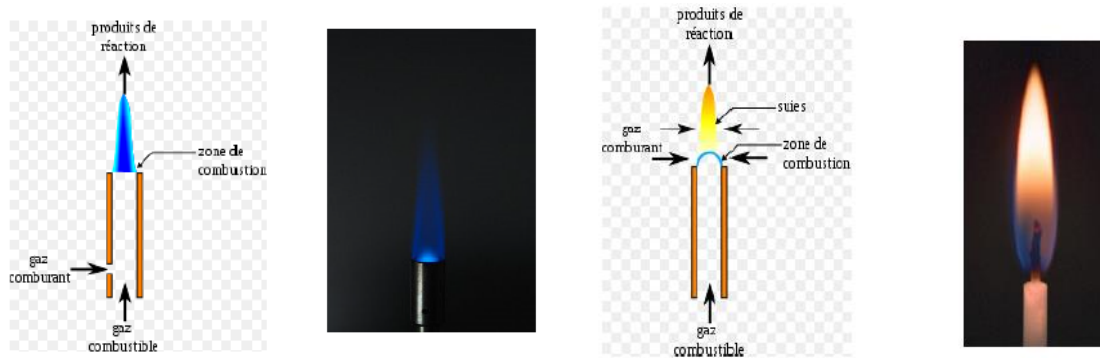
I.8 LES FLAMMES

Une flamme est un phénomène de combustion intense qui se produit dans une zone de faible épaisseur. Elle produit de la chaleur et émet généralement de la lumière, qui est responsable de la création de feu [18].

I.8.1. Classification des flammes

Les flammes résultant de la combustion de gaz combustibles peuvent être classées en deux catégories principales : les flammes prémélangées et les flammes de diffusion ou non prémélangées [18] .

- La flamme de prémélange se produit lorsque les réactifs sont mélangés avant la réaction, ce qui entraîne une combustion homogène. Cela se produit dans des équipements tels que des fours à gaz, des turbines à gaz, des becs Bunsen, des chalumeaux, des moteurs à essence, et autres, ...
- La flamme de diffusion est une forme de combustion hétérogène, où les réactifs se rencontrent dans la flamme. Autrement dit, c'est une combustion contrôlée où le combustible et le comburant sont injectés séparément et sans mélange initial. Les réactifs se diffusent l'un vers l'autre, d'où le nom de flamme de diffusion. Les exemples incluent les bougies et les moteurs diesel .



a) Flamme prémélangée

b) Flamme de diffusion

Figure I. 6: Classification des flammes [18]

I.8.2. Structure d'une flamme de diffusion laminaire

En simplifiant le processus de combustion à jet, on peut observer que les réactifs froids, à savoir le combustible et le comburant, sont bien séparés par une zone de réaction. Leur rapprochement se fait principalement par diffusion moléculaire, ce qui explique la dénomination de "flamme de diffusion". Ce transfert de masse limite souvent la vitesse de réaction, rendant les flammes de diffusion moins performantes que les flammes pré-mélangées. Cependant, une flamme de diffusion laminaire peut se produire lorsque le combustible et le comburant sont mélangés dans la zone de réaction et que le mélange se fait par diffusion simultanément que la combustion.

Bien que l'advection soit dominante dans la dynamique de la combustion non pré-mélangée, il existe deux processus physiques importants : l'advection associée au mouvement moyen de l'écoulement et la diffusion de masse, qui est le principal moteur du mélange des réactifs dans la zone de la flamme. L'advection joue également un rôle important dans la détermination de la forme et de la structure de la flamme.

Dans une flamme de diffusion, la vitesse de la réaction chimique est généralement beaucoup plus rapide que les vitesses de diffusion des réactifs gazeux, ce qui signifie que le temps de réaction est beaucoup plus court que le temps de diffusion. Cela fait que la réaction chimique se produit dans une zone étroite à proximité de l'interface entre le combustible et l'oxydant gazeux, où la concentration du combustible et du comburant est très faible. Dans ce cas, la vitesse de réaction est considérée comme infiniment rapide et la zone de réaction devient très fine, créant une "feuille de flamme". Aux bords de cette flamme, les taux de consommation

de carburant et de comburant sont à l'état stœchiométrique, tandis que la vitesse de diffusion du carburant et de l'oxydant à la surface de la flamme est maximale[19].

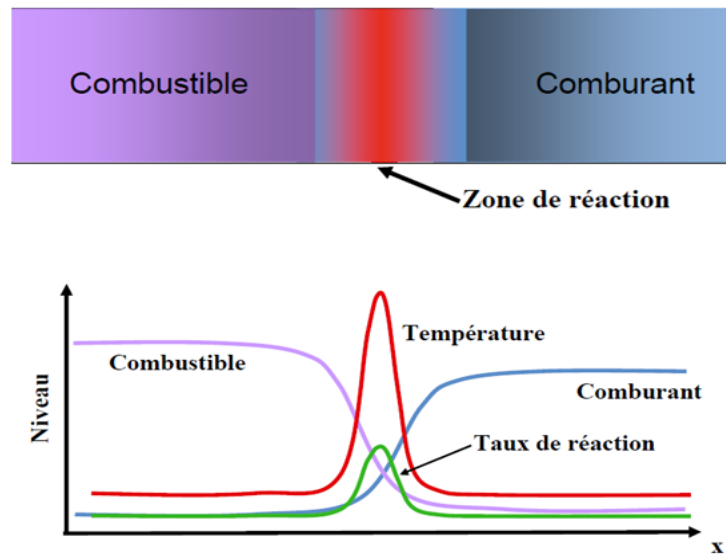


Figure I. 7: Structure d'une flamme de diffusion [18]

La flamme de diffusion est constituée de différentes parties distinctes (représentées dans la figure I.8) : une zone centrale ne contenant que du combustible, une zone de réaction et une zone contenant des gaz chauds produits lors de la combustion. En réalité, la réaction ne se produit pas seulement le long de la ligne stœchiométrique, mais aussi dans la zone d'inflammabilité située de chaque côté de cette ligne. Dans cette zone, la combustion est incomplète et des suies se forment à partir des molécules de carbone qui n'ont pas été brûlées. Les flammes non pré-mélangées se caractérisent par un panache jaune causé par le rayonnement des suies [19].

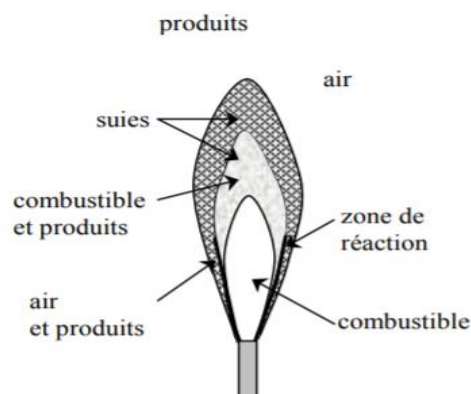


Figure I. 8: Composition d'une flamme de diffusion

I.8.3. Flammes turbulentes de diffusion

Les différents types de flammes de diffusion turbulentes sont décrits à l'aide de paramètres physiques tels que les échelles caractéristiques et les nombres adimensionnels. Contrairement aux flammes pré-mélangées, il n'est pas possible de définir une vitesse et une épaisseur de flamme dans une flamme de diffusion, car ces concepts n'ont pas de sens physique dans ce type de flamme. En effet, une même configuration expérimentale peut produire plusieurs vitesses de flammes de diffusion [15].

I.9. TYPES DE CHAMBRE DE COMBUSTION

Il y a principalement trois types de chambre de combustion utilisée dans les turbines à gaz, qui sont choisis en fonction des besoins spécifiques de la turbine. La figure (2.1) présente ces trois types : l'annulaire, le tubulaire et le tuboannulaire. Les zones hachurées indiquent les endroits chauds où la combustion se produit. Les deux principaux types utilisés sont la chambre de combustion annulaire et la chambre de combustion tubulaire, également connue sous le nom de "Can". Le type tuboannulaire est un croisement entre ces deux types [21].

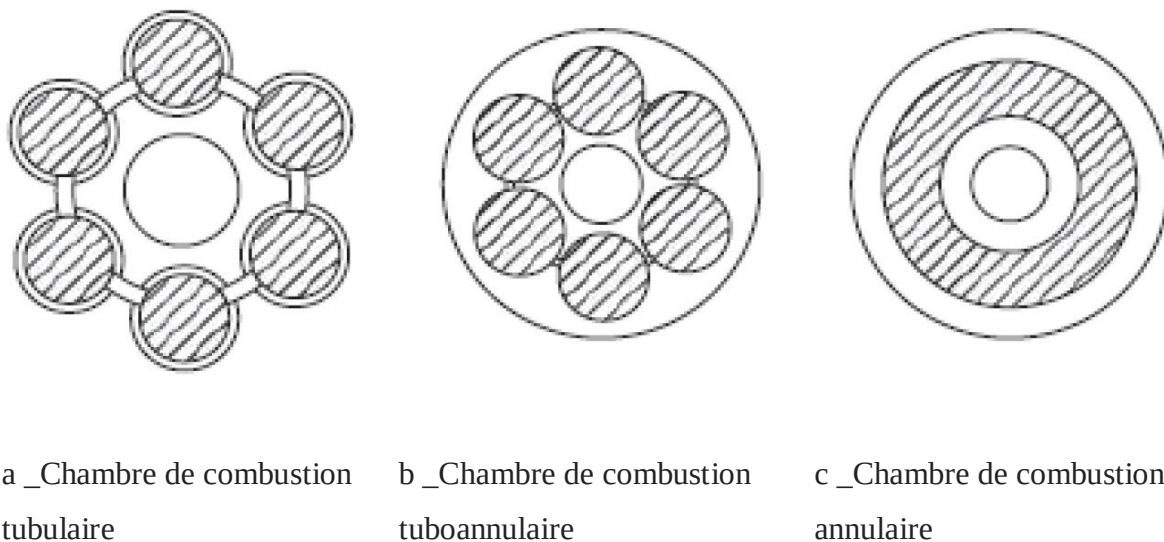


Figure I. 9: Illustration des trois principaux types de chambre de combustion [21]

I.9.1. Chambre de combustion tubulaire

La chambre de combustion tubulaire est le type le plus ancien. Pour assurer la combustion, plusieurs chambres (2 à 10) sont installées tout autour de l'axe du réacteur (voir la

figure (I.10)). Les cratères extérieurs sont reliés par des tuyaux qui acheminent les gaz chauds vers les aubes directrices de la turbine. À l'intérieur de chaque cratère se trouve un tube de flamme relié à nouveau par des tuyauteries d'interconnexion qui permettent de propager la flamme dans l'ensemble à partir d'une étincelle déclenchée dans l'une des chambres.

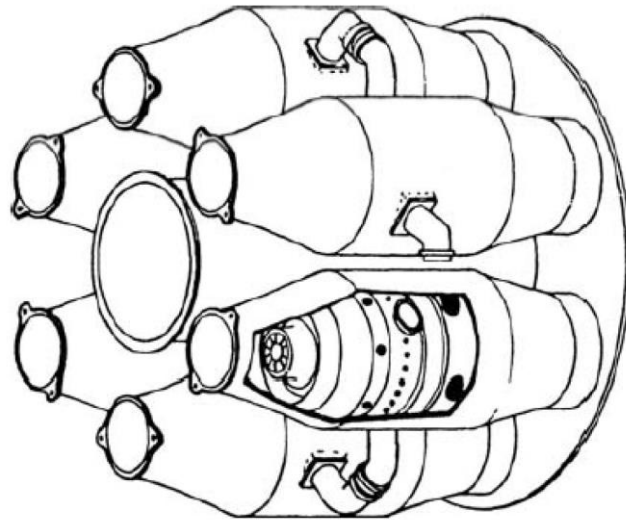


Figure I. 10: Chambre de combustion tubulaire

I.9.2. Chambre de combustion annulaire

La chambre annulaire est différente des chambres tubulaires car elle permet au débit d'air provenant du compresseur de passer entièrement à travers une seule chambre. Dans cette chambre, un grand nombre d'injecteurs de combustible sont disposés pour assurer l'homogénéité d'un anneau de flamme (voir la figure (1.11)). Ce type de chambre a l'avantage d'avoir un encombrement minimum, des pertes de charge très faibles et une grande surface de contact avec l'air, ce qui facilite les réactions chimiques. Cependant, il présente deux inconvénients majeurs : la difficulté de mise au point lors des essais et la facilité des réactions de combustion qui rendent le contrôle de la température de sortie difficile.

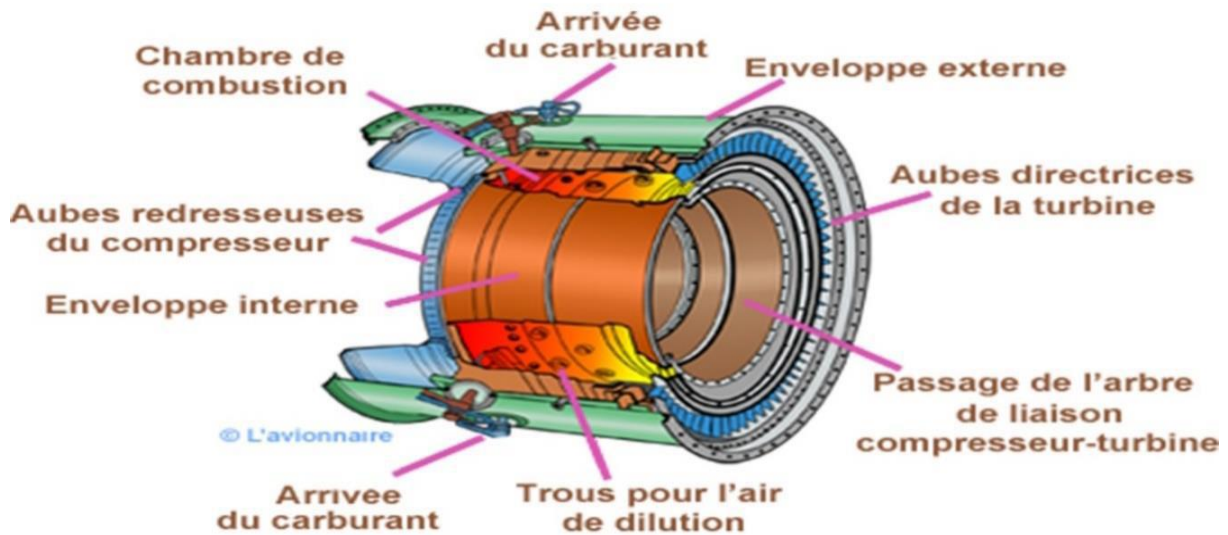


Figure I. 11: Chambre de combustion annulaire

I.9.3. Chambre de combustion Tuboannulaire (mixte)

Deux types de chambre précédents. La combustion commence dans les chambres tubulaires, puis le mélange passe dans une chambre annulaire où il est homogénéisé. Bien que les chambres mixtes offrent un encombrement minimum et une facilité de mise au point par éléments partiels, leur coût est élevé [21].

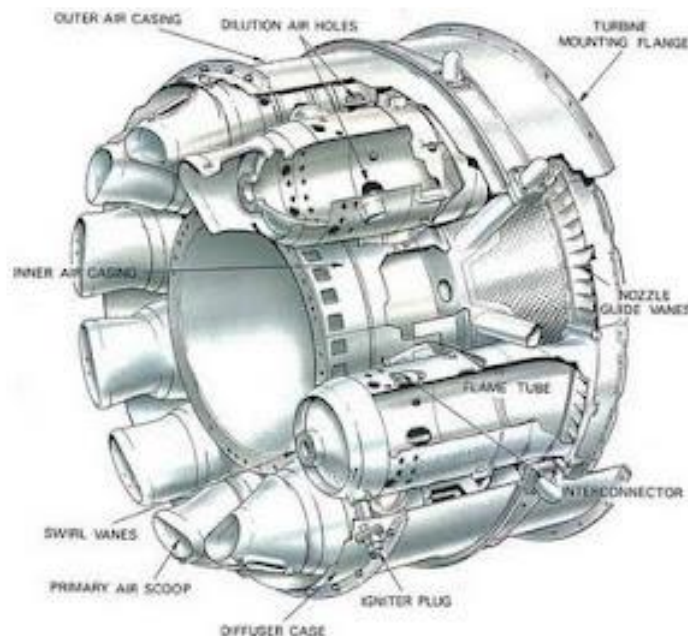


Figure I. 12: Chambre de combustion Tubo-annulaire [21]

I.10. CONFIGURATIONS DE CHAMBRE DE COMBUSTION

En plus des trois types de chambre de combustion, il y a également deux configurations possibles : la configuration à écoulement direct et la configuration à écoulement inverse. Les deux configurations peuvent être utilisées avec chaque type de chambre de combustion. Dans la configuration à écoulement direct, le flux dans la chemise suit la même direction que le flux entrant dans la chambre de combustion, comme illustré dans la figure 2.6 a). En revanche, dans la configuration à écoulement inverse, le flux dans la chemise suit une direction opposée à celle du flux entrant. Cependant, la sortie n'est pas nécessairement dans la direction opposée, comme le montre

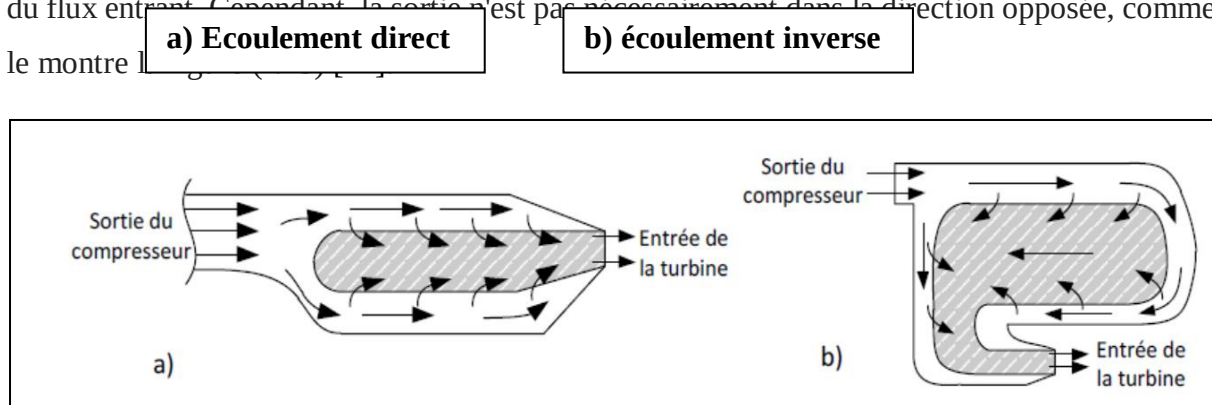


Figure I. 13 : Représentation schématique d'une chambre de combustion

I.11. COMPOSANTES D'UNE CHAMBRE A COMBUSTION

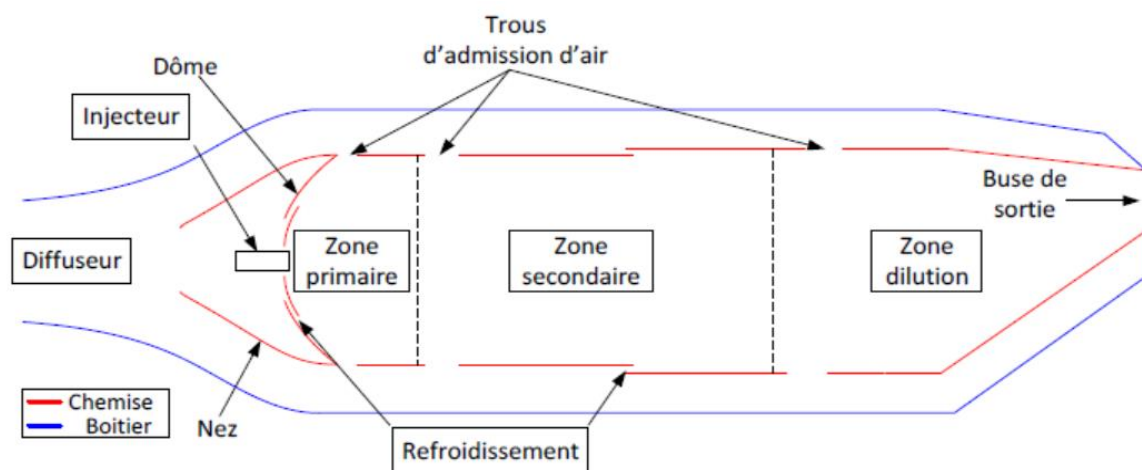
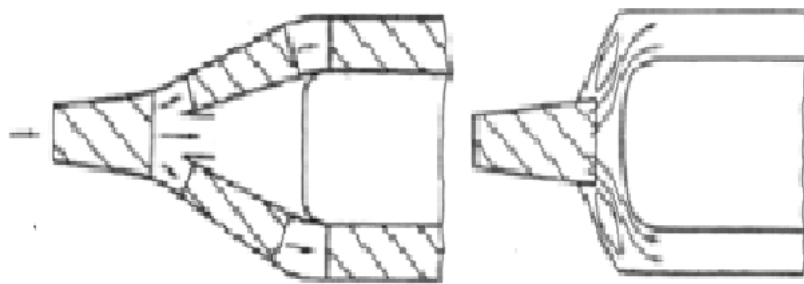


Figure I.14 : Schéma des différentes composantes d'une chambre de combustion [20]

I.11.1. Diffuseur

Le but du diffuseur est de transformer la pression dynamique en pression statique en réduisant la vitesse de l'écoulement à la sortie du compresseur. Pour cela, une vitesse de Mach

0,1 est souhaitable à la sortie du diffuseur et dans les passages entre le boîtier et la chemise. Il y a deux types de diffuseurs : le diffuseur aérodynamique et le diffuseur à décharge. Le diffuseur aérodynamique utilise un long divergent pour récupérer le maximum de pression dynamique, et est capable de ralentir l'écoulement de sortie du compresseur d'environ 35% avant de le diviser en trois parties. Les passages extérieurs transportent l'air autour de la chemise tout en continuant à ralentir l'écoulement, tandis que le passage central dirige l'air vers le dôme de la chemise pour l'atomisation du carburant dans les injecteurs et le refroidissement de la chemise [22].



a) Diffuseur aérodynamique

b) Diffuseur à décharge [22]

Figure I. 15: Types de diffuseurs

I.11.2. Zone primaire

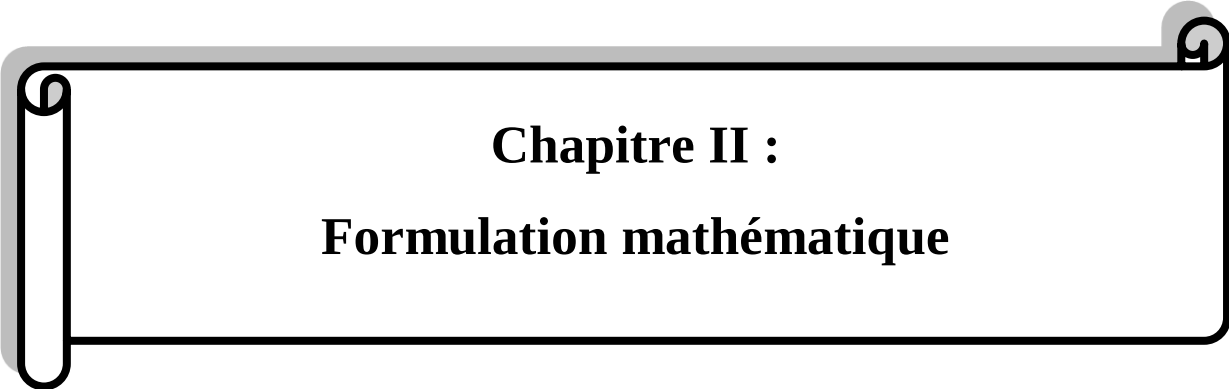
La zone primaire a pour but d'accentuer la combustion amorcée dans la zone de recirculation. Pour ce faire, de l'air est introduit dans le mélange à la fin de la zone de recirculation, ce qui augmente le rapport air/carburant pour améliorer la combustion. À ce stade, la flamme est toujours jaune et donc très lumineuse [24].

I.11.3. Zone secondaire

La zone secondaire est conçue pour compléter la combustion avec une richesse moyenne ne dépassant pas $R = 0,8$. Pour ce faire, de l'air est introduit pour appauvrir le mélange, ce qui permet d'obtenir une combustion hautement efficace. La température de la flamme y est élevée et la quantité de carbone restante est insignifiante. En outre, la réduction de l'émissivité des gaz s'ensuit. Les températures les plus élevées de la chambre de combustion se trouvent dans cette zone en raison de la richesse de la composition du milieu [24].

I.11.4. Zone de dilution

La zone de dilution est utilisée pour mélanger les gaz chauds avec l'air restant afin de réduire leur température à une valeur appropriée pour la turbine. Cette opération permet de réduire la teneur en carbone des gaz refroidis, ainsi que les températures des parois [24].

A decorative horizontal scroll frame with a light gray background and a black outline. The left and right ends of the scroll are curled up. The text is centered within the scroll.

Chapitre II :

Formulation mathématique

II.1. INTRODUCTION

La modélisation mathématique d'un écoulement turbulent avec ou sans réaction chimique est traditionnellement menée à l'aide de la résolution des équations différentielles aux dérivées partielles du type elliptique non linéaire. Ces équations expriment les principes de conservation de masse, de quantité de mouvement et des espèces chimiques dans un volume élémentaire de fluide.

II.2. LES EQUATIONS GOUVERNANTES

Les équations fondamentales qui gouvernent l'écoulement des fluides sont des énoncés mathématiques qui expriment la conservation des lois physiques suivantes [25, 26, 27] :

- ✓ La conservation de la masse du fluide.
- ✓ La somme des forces agissant sur une particule fluide est égale au taux de changement de la quantité de mouvement (deuxième loi de Newton).
- ✓ Le taux de variation de l'énergie est égal à la somme du taux d'apport de chaleur et du taux de travail effectué sur une particule fluide (première loi de la thermodynamique) .

II.2. 1 Equation de conservation de la masse (Equation de continuité)

La loi de conservation de la masse pour un élément de fluide, également appelée équation de continuité, stipule que le taux de variation de la masse dans l'élément de fluide est égal à la somme des taux d'entrée et de sortie de masse de cet élément de fluide. Cette relation peut être exprimée mathématiquement.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

Ou en notation vectorielle plus compacte

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho U) = 0 \quad (5)$$

ρ = densité

t = Temps

$u, v,$ = composantes de vitesse en x et y respectivement

U = vecteur vitesse

Il s'agit de l'équation de continuité instationnaire pour un fluide compressible, exprimée par l'équation (4). Le premier terme du côté gauche correspond à la variation temporelle de la densité (masse par unité de volume), tandis que le deuxième terme représente le flux net de masse sortant de l'élément à travers ses frontières, aussi appelé terme convectif.

II.2.2. Equations de conservation de quantité de mouvement (Navier stocks)

Selon la deuxième loi de Newton, la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces qui s'appliquent sur cette particule. Cette loi s'applique à un fluide passant à travers un volume de contrôle fixe et infinitésimal, ce qui conduit aux équations suivantes [8]:

(La composante x de l'équation de quantité de mouvement):

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + S_{Mx} = 0 \quad (6)$$

(La composante y de l'équation de quantité de mouvement):

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + S_{My} = 0 \quad (7)$$

Où :

P = La pression statique

τ = Contrainte visqueuse

τ_{ij} = La composante de contrainte visqueuse agit dans la direction j sur une surface normale

Dans un fluide newtonien, les contraintes visqueuses sont proportionnelles aux vitesses de déformation. Les trois formes dimensionnelles de la loi de viscosité de Newton pour un écoulement compressible nécessitent deux constantes de proportionnalité : la viscosité dynamique μ , qui relie les contraintes aux déformations linéaires, et la viscosité λ , qui relie les contraintes à la déformation volumétrique. Les composantes de la contrainte visqueuse sont déterminées par μ et λ . En remplaçant les valeurs de la contrainte visqueuse dans les équations de quantité de mouvement, on obtient les équations de Navier-Stokes :

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \cdot \text{grad} \cdot u) + S_{My} = 0 \quad (8)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(u \cdot \text{grad} \cdot v) + S_{My} = 0 \quad (9)$$

II.2.3. Equation de conservation de l'énergie

La formule de l'énergie est déduite de la première loi de la thermodynamique, qui affirme que le taux de variation de l'énergie d'une particule fluide est égal à la somme du taux de chaleur ajouté à la particule fluide et du taux de travail effectué sur cette particule [9].

Le taux d'augmentation d'énergie par unité de volume d'une particule de fluide est représenté par $\rho \frac{DE}{Dt}$ Tandis que le taux total de travail effectué sur une particule fluide par une force de surface peut être exprimé comme de la manière suivante :

$$[-\text{div}(\rho U)] + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} \right] \quad (10)$$

La vitesse de transfert de chaleur nette vers la particule fluide due à la conduction thermique à travers les frontières peut être formulée comme suit :

$$-\text{div} \cdot q = \text{div}(k \cdot \text{grad} \cdot T) \quad (11)$$

Si une source d'énergie ayant une énergie S_E par unité de volume et par unité de temps est présente, alors l'équation d'énergie sera :

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\text{div}(\rho U) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} \right] + \text{div}(k \cdot \text{grad} \cdot T) + S_E \quad (12)$$

II.2.4. Équation générale des transports

Il est évident qu'il existe des similitudes importantes entre les différentes équations. Si l'on introduit une variable générale ϕ , la forme conservatrice de toutes les équations d'écoulement de fluide peut être avantageusement exprimée de la manière suivante [9]:

$$\frac{\partial(p\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi U) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (13)$$

L'équation (12) est appelée équation de transport de la propriété ϕ . Elle met en lumière les différents processus de transport : le terme de taux de variation et le terme convectif du côté gauche, et le terme diffusif (Γ : coefficient de diffusion) et le terme source du côté droit.

II.2.5. Equations de conservation des espèces chimiques

Pour trouver la fraction massique de chaque espèce, Y_i , on résout l'équation de transport de la $i^{\text{ème}}$ espèce, qui prend la forme suivante [15]:

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_i}(\rho v Y_i) = - \frac{\partial^2}{\partial X_i^2} \left[\left(\rho D_{i-m} + \frac{u_t}{Sc_t} \right) Y_i \right] + R_i \quad (14)$$

Y_i : est la fraction massique de l'espèce i

Sc_t : est le nombre de Schmidt turbulent $\frac{u_t}{\rho D_t}$

R_i : est le taux net de production par réaction chimique.

II.2.6. Equations d'état du modèle

Nous faisons l'hypothèse que le fluide est un mélange homogène de gaz parfaits. De ce fait, nous pouvons exprimer les relations suivantes [15]:

$$p = \rho R T \sum \frac{Y_i}{M_i} \quad (15)$$

$$h = \sum h_i(T) y_i \quad (16)$$

$$h_i = \int_{T_{r,f}}^T c_{p,i} dT \quad (17)$$

cp : est la capacité calorifique du mélange

M_i : est la fraction massique de l'espace

II.3. MODELISATION DE LA TURBULENCE

Les équations précédentes ne peuvent pas être résolues directement pour des phénomènes turbulents. Cela a conduit à l'utilisation de la modélisation numérique. Le développement des outils de calcul numérique permet d'étudier la plupart des phénomènes physiques, en particulier les cas turbulents, en se basant sur la modélisation. Il existe quatre modèles de turbulence dans le code Fluent [28, 29, 30, 31, 32] :

- SPALART-ALLMARAS (1 équation) ;

Le modèle Spalart-Allmaras est une approche monodimensionnelle qui résout une équation de transport modélisée pour la viscosité cinématique turbulente des tourbillons. Il a été spécialement conçu pour les applications aérodynamiques où les couches limites sont soumises à différents gradients de pression.

- K-epsilon (2 équations) ;

Le modèle standard k- ϵ dans FLUENT est devenu le modèle de base des calculs pratiques de l'écoulement en ingénierie depuis sa proposition par Launder et Spalding. Il s'agit d'un modèle semi-empirique, et les équations de ce modèle sont dérivées à partir de considérations phénoménologiques et d'empirisme. Le modèle standard k- ϵ est valable uniquement pour les écoulements entièrement turbulents. Le taux de dissipation (ϵ) et les énergies de la cinétique turbulente (k) sont basés sur les équivalences de transport.

- K-Omega (2 équations) ;

Le modèle k- ω comprend une fonction de mélange et l'ajout d'un terme de diffusion croisée dans l'équation ω afin de garantir que les équations du modèle se comportent de manière appropriée à la fois dans les zones éloignées de la paroi et près de celle-ci. Le taux de dissipation spécifique (ω) et l'énergie cinétique turbulente (k) sont obtenus à partir des équations de transport.

- REYNOLDS Stress (5 équations) ;

Le modèle des contraintes de Reynolds (RSM) est le modèle de turbulence le plus élaboré parmi les modèles de turbulence (U) RANS. En abandonnant l'hypothèse de la viscosité turbulente isotrope, le RSM ferme les équations de Navier-Stokes moyennées selon Reynolds en résolvant

des équations de transport pour les contraintes de Reynolds, ainsi qu'une équation pour le taux de dissipation. Cela signifie que cinq équations de transport supplémentaires sont nécessaires dans les écoulements en 2D et sept équations de transport supplémentaires doivent être résolues en 3D.

Pour notre simulation en régime turbulent, nous avons utilisé le modèle standard K-epsilon à deux équations de transport, qui est le plus largement utilisé et qui donne généralement de bons résultats dans les configurations simples [33].

II.3.1. Le modèle k-ε standard

Pour modéliser la turbulence, le logiciel Fluent utilise le modèle k-ε standard qui consiste en la résolution de deux équations de transport distinctes pour déterminer la longueur de turbulence et l'échelle de temps. Ce modèle a été proposé en 1972 par LAUNDER B.E et SPALDING D.B et est largement utilisé dans les applications industrielles pour sa robustesse et son économie en termes de calcul[36]. Il est semi-empirique et repose sur des considérations phénoménologiques et empiriques. Les équations de transport pour l'énergie cinétique de la turbulence k et son taux de dissipation ε sont dérivées à partir de l'équation exacte pour k et de son homologue mathématique exact pour ε. Les hypothèses de base pour la dérivation de ces équations sont que l'écoulement est complètement turbulent et que les effets de viscosité moléculaire sont négligeables [33].

II.3.2. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente

L'équation de l'énergie cinétique est donnée par la relation suivante [34]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(u + \frac{u_t}{\sigma k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (18)$$

II.3.3. Modélisation du terme de production turbulente

Ce terme est défini par les équations ci-dessous :

$$G_K = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (19)$$

Et

$$G_b = \beta g_i \frac{u_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (20)$$

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (21)$$

Où :

G_k : représente la génération de turbulence l'énergie cinétique due aux gradients de vitesse moyenne.

G_b : est l'effet Buyancy (poussée d'Archimède)

II.3.4. Modélisation de la viscosité turbulente

La viscosité turbulente μ_t est obtenue en combinant k et ε comme suit [33] :

$$u_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (22)$$

Avec la constante $C_u = 0.09$

II.3.5. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

L'équation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente est donnée par la relation suivante [33] :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j)}_{\text{Transport convectif}} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(u + \frac{u_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \underbrace{C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 2} G_b)}_{\text{Terme source}} - C_{2\varepsilon \rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (23)$$

Les constantes usuelles du modèle de turbulence k- ε sont données à partir de l'expérience ou de la théorie par :

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad C_{2\varepsilon \rho} = 1.92 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

II.4. MODELISATION DE LA COMBUSTION

Dans la combustion non prémélangée, le combustible et l'oxydant pénètrent dans la zone de réaction sous forme de flux distincts. Cela contraste avec les systèmes prémélangés, dans lesquels les réactifs sont mélangés au niveau moléculaire avant la combustion. Des exemples de

combustion non prémélangée comprennent les fours à charbon pulvérisé, les moteurs à combustion interne diesel et les incendies de surface.

Le modèle de combustion turbulente pré-mélangée basés sur l'approche de la variable de progression de réaction. Pour plus d'informations sur l'utilisation du modèle de combustion turbulente pré-mélangée [38].

Le transport des espèces chimiques en résolvant des équations de conservation décrivant la convection, la diffusion et les sources de réaction pour chaque espèce chimique. Il est possible de modéliser plusieurs réactions chimiques simultanées, avec des réactions se produisant dans la phase volumétrique (réactions volumiques), sur les parois ou les surfaces des particules, ainsi que dans la région poreuse. Les capacités de modélisation du transport des espèces, avec ou sans réactions , et en utilise le modèle EDM (Eddy Dissipation Model) qui s'appuie sur la modélisation des taux de réaction [27].

En général, les processus de combustion sont considérés comme rapides, et le taux global de la réaction est contrôlé par le mélange turbulent. Dans le cas des flammes non pré-mélangées étudiées, la turbulence permet un mélange lent des réactifs non brûlés et des produits de combustion chauds dans les zones de réaction, où la combustion se produit rapidement. Ce type de combustion est appelé combustion limitée par le mélange et dans ce cas, les taux de cinétiques chimiques complexes peuvent souvent être négligés [35].

Le modèle EDM utilisé implique une interaction entre la chimie et la turbulence, basée sur les travaux de MAGNUSSEN B.F. et HJERTAGER B.H. (1976). Le taux net de production de l'espèce i dans la réaction r, $R_{i,r}$, est déterminé par la plus petite valeur obtenue en minimisant les deux expressions suivantes [36] :

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}} \right) \quad (24)$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v_j^N v_{j,r}'' M_{w,j}} \right) \quad (25)$$

Où

$v'_{i,r}$: Coefficient stœchiométrique du réactif i dans la réaction r.

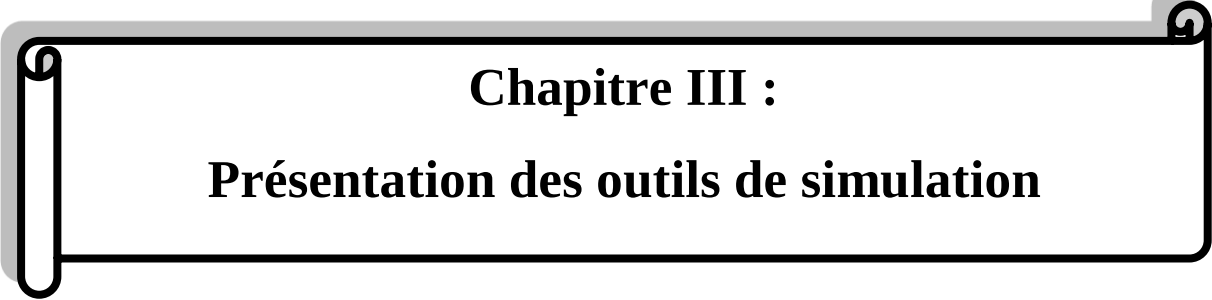
$\nu_{j,r}$: Coefficient stœchiométrique du produit j dans la réaction r.

$M_{w,i}$: est la masse molaire de l'espèce i.

Y_p : est la fraction massique d'une espèce p dans les produits ;

Y_r : est la fraction massique d'une espèce r dans les réactifs ;

A et B : sont des constantes empiriques qui ont respectivement des valeurs 4 et 0.5

A decorative border resembling a scroll, with a thick black line and rounded ends, framing the chapter title.

Chapitre III :

Présentation des outils de simulation

III.1. INTRODUCTION

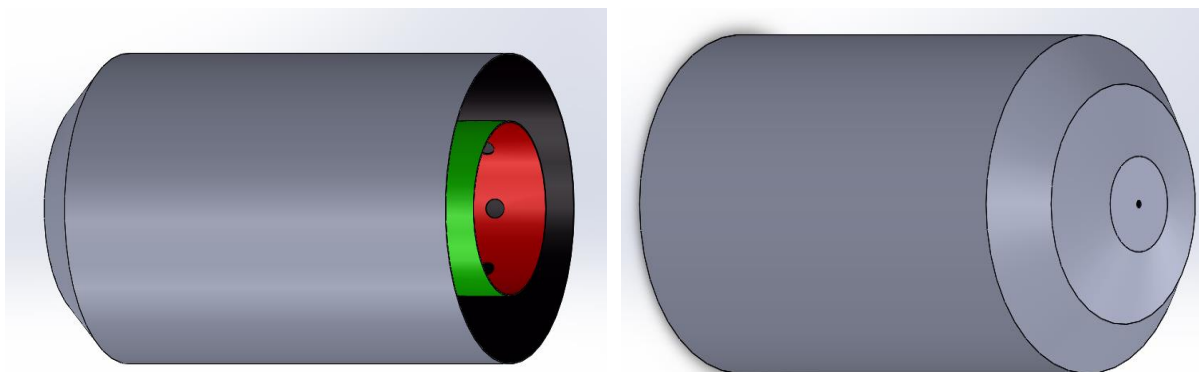
Ce chapitre présente les différentes étapes pour décrire et simuler la combustion turbulente d'un mélange de gaz naturel et d'air dans le foyer d'une turbine à gaz à l'aide du code ANSYS Fluent. Les équations de Navier Stokes et celles du modèle de turbulence choisi ($k-\epsilon$ Standard), entre autres, sont exposées. De même la construction de la géométrie avec la génération de maillage et l'application des conditions aux limites qui a été réalisée à l'aide du logiciel GAMBIT.

III.2. PRÉSENTATION DE LA CHAMBRE A ESPACE ANNULAIRE

La chambre à espace annulaire de la turbine à gaz de notre étude est constituée de deux enveloppes. L'une est à l'intérieure et l'autre à l'extérieure et dont la présentation est comme ci-dessous :

III.2.1. Vue d'ensemble de la chambre de combustion

Afin de montrer une vue d'ensemble de la chambre à espace annulaire de la turbine à gaz, nous avons représenté sur la figure (III.I) la chambre de combustion de la turbine suivant deux angles différents.



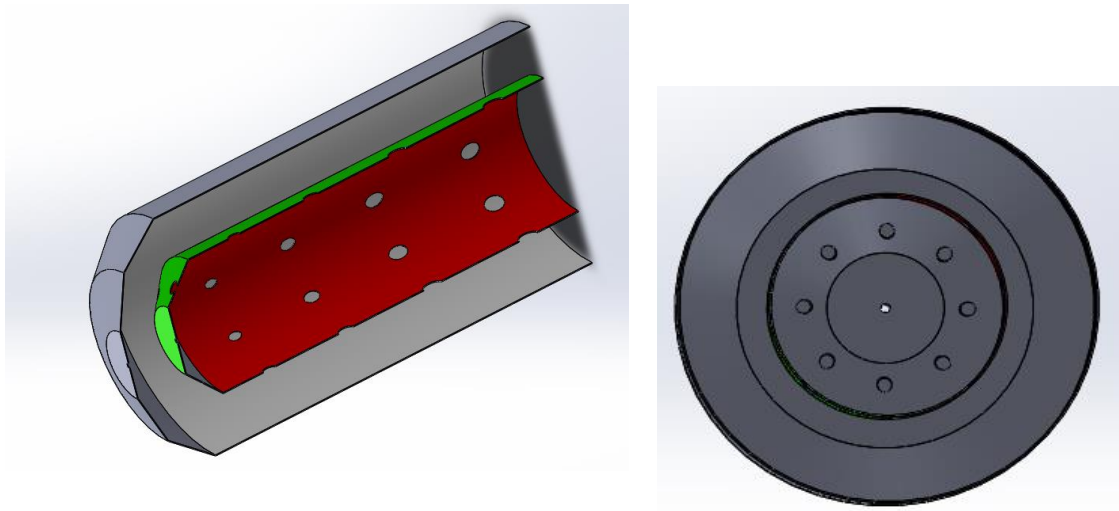
a) Vue suivant un premier angle

b) Vue suivant un deuxième angle

Figure III. 1: Vue d'ensemble de la chambre de combustion

III.2.2. Coupes longitudinale et transversale de la chambre de combustion

Sur la figure (III.2), nous avons représenté une coupe longitudinale et une coupe transversale de la chambre à espace annulaire de la turbine à gaz afin de mettre en évidence les deux enveloppes de la chambre de combustion.



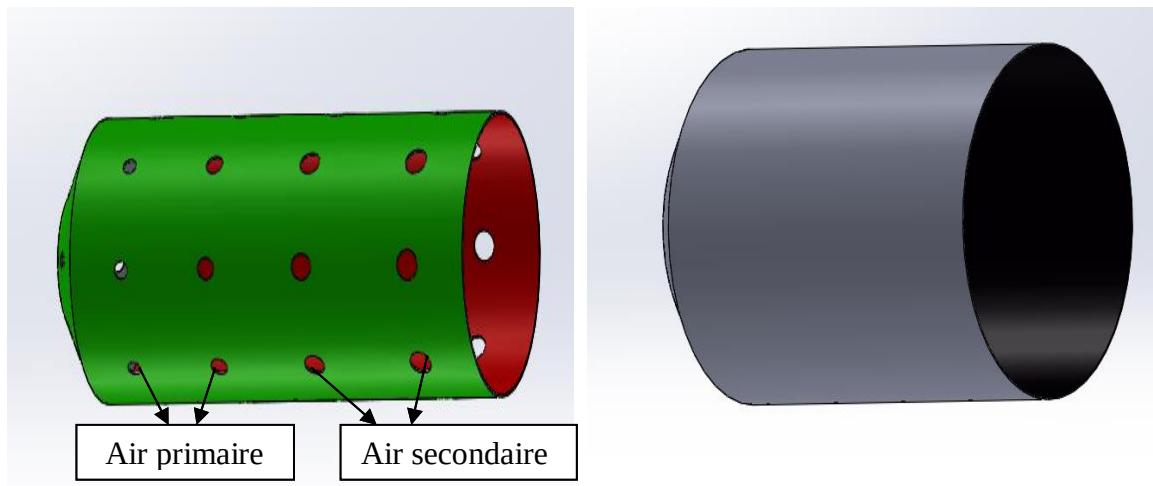
a) Coupe longitudinale de la chambre

b) Coupe transversale de la chambre

Figure III. 2: Coupes longitudinale et transversale de la chambre de combustion

III.2. 3. Les enveloppes intérieure et extérieure de la chambre

Sur la figure (III.3) nous avons représenté les enveloppes intérieure et extérieure de la chambre à espace annulaire de la turbine à gaz. Cette figure montre les arrivées d'air primaire et secondaire dans la chambre.



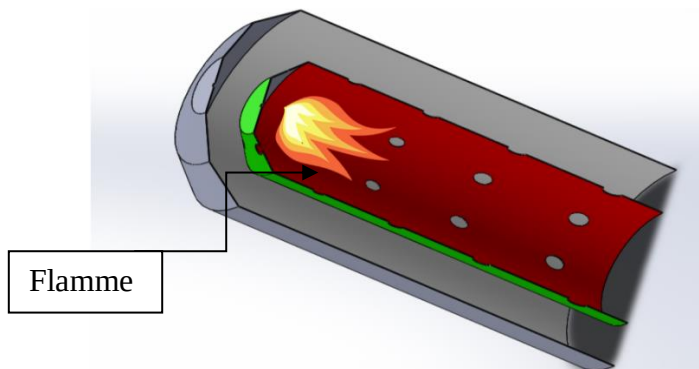
a) Enveloppe intérieure

b) Enveloppe extérieure

Figure III. 3: Les enveloppes intérieure et extérieure de la chambre

III.3. Evolution de la flamme

La figure (III.4) montre comment évolue la flamme et par la suite les gaz de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. Cette turbine fait partie d'un groupe électrogène pour la production d'électricité à un hôpital en cas de coupure de courant.

**Figure III. 4:** Evolution de la flamme dans la chambre de combustion

III.4. LE PREPROCESSEUR GAMBIT

GAMBIT est un logiciel qui aide à la conception assistée par ordinateur et à la génération de maillages. Il permet de créer des géométries en 2D ou en 3D et de construire des maillages. Ce logiciel est largement utilisé dans l'industrie, notamment dans les secteurs industriels en raison de son interface graphique performante. Il permet également de créer des géométries complexes, fixes ou mobiles, avec des maillages fixes ou adaptatifs [37].

III.4.1 Vue globale sous GAMBIT

Après exécution du logiciel, l'interface d'utilisation apparaît comme le montre la figure (III.5) ci-dessous [37] :

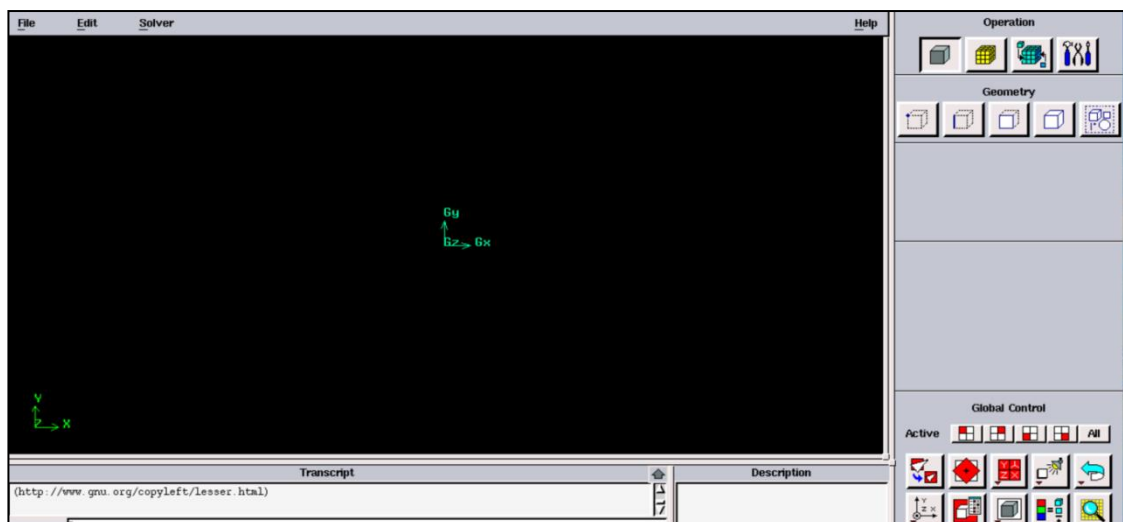


Figure III.5 : Fenêtre d'accueil

III.4.2. Commandes sous GAMBIT

Les différentes commandes disponibles sur le logiciel GAMBIT permettant l'exécution et la réalisation des diverses étapes du processus de création d'une géométrie, son maillage et la définition des conditions aux limites sont détaillées dans ce qui suit [37] :

III.4.3. Icônes du menu principal

Les différents onglets qui sont affichés en ouvrant la fenêtre principale du logiciel GAMBIT sont illustrés sur la figure (III.6). Il s'agit d'un aperçu global de toutes les commandes disponibles au sein de ce logiciel [40].

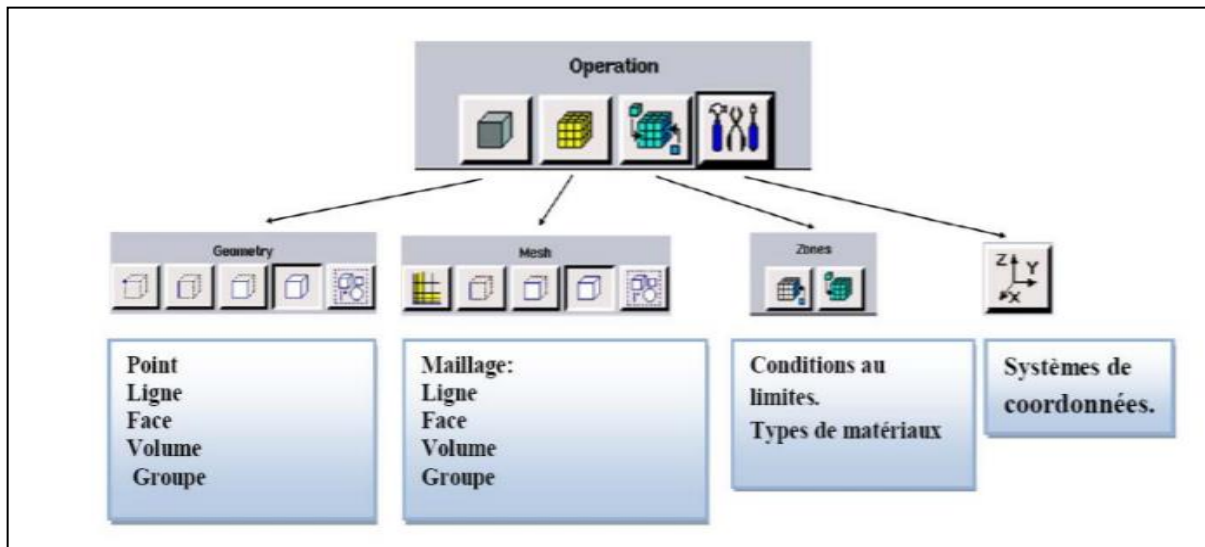


Figure III.6 : Onglets du menu principal

III.4.4 Construction de la géométrie

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D. Une géométrie est créée à partir de points, de côtés, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation, d'effacement et de décomposition [40]. Les figures (III.7) et (III.8) montrent respectivement le menu des différentes fenêtres de la géométrie et les icônes représentant les étapes pour construire une géométrie sous GAMBIT.

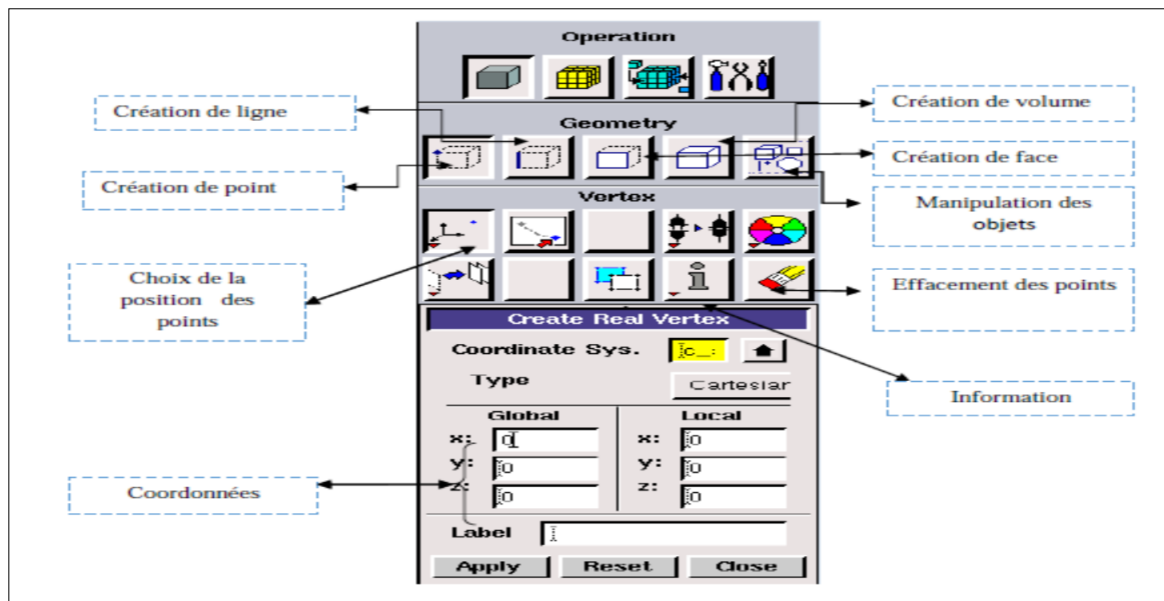


Figure III.7 : Menu des différentes fenêtres de la géométrie

III.4.5 Menu d'instruction de contrôle global

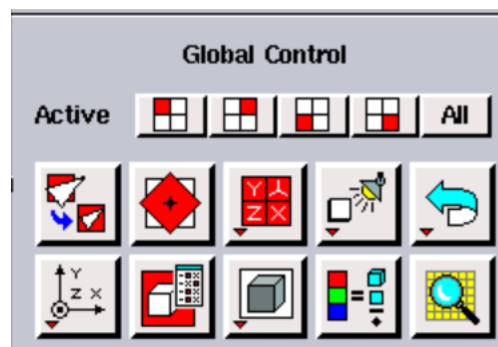
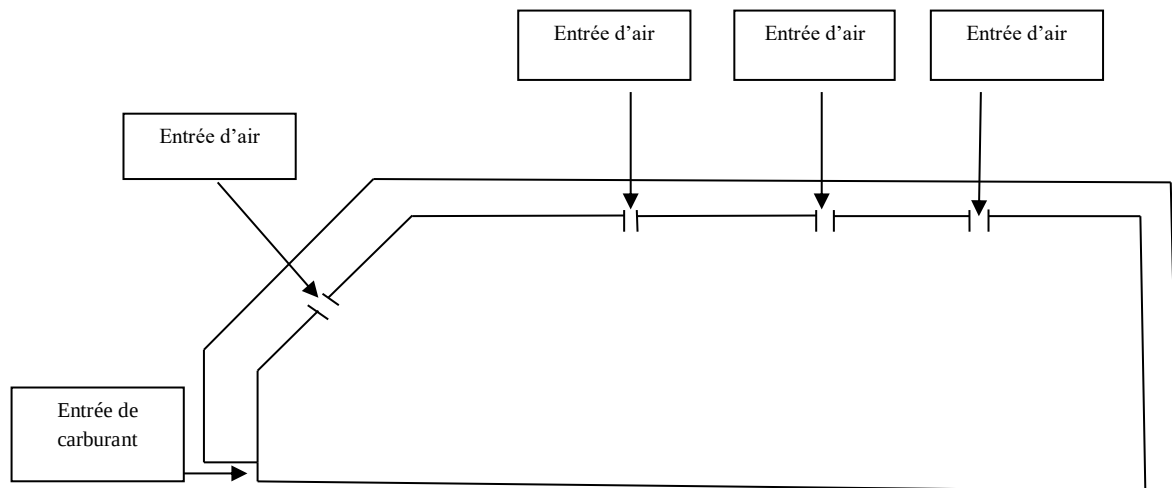


Figure III.8 : Icônes représentant les étapes pour construire une géométrie sous GAMBIT

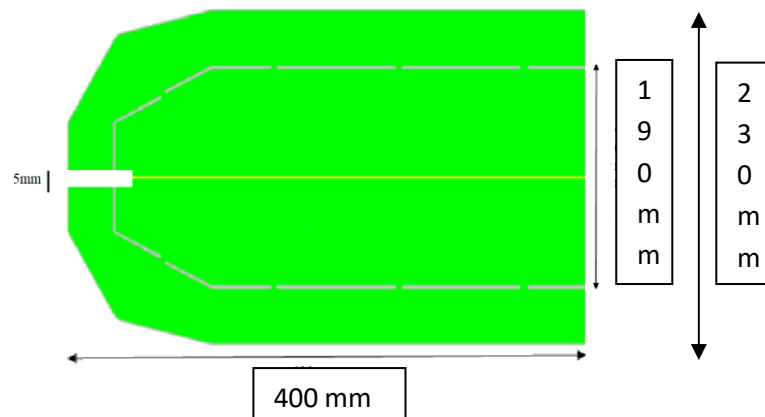
III.4.6. Géométrie du problème

Souvent pour simplifier un problème, le domaine d'étude est réduit à 2D axisymétrique comme le montre la figure (III.9). La géométrie considérée ici est une chambre de combustion de diamètre de l'enveloppe extérieure fixe et égal à 230 mm et d'une longueur fixe et égal à $L = 400$ mm.



Figures III.9 : Schéma de la chambre de combustion

La figure (III.9) montre les quatre diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure (190 mm, 170 mm, 150 mm et 130 mm) de la chambre de combustion que nous avons utilisée dans notre étude numérique. Le tube apporte le combustible (méthane CH_4) et qui pour des raisons de simplification est supposé unique, avec une vitesse de 160 m/s, ce qui assure un régime turbulent. Le diamètre d'entrée de méthane est $D_{\text{car}} = 5 \text{ mm}$, et ceux d'entrée de l'air sont $D_{\text{air}} = 4 \text{ mm}, 5 \text{ mm}, 6 \text{ mm}, 7 \text{ mm}$.



(a) Géométrie pour $D_{\text{ei}} = 190 \text{ mm}$

Figure III.10 : La géométrie étudiée pour différents diamètres

Par la suite nous varions le diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion (170, 150, 130).

III.4.7. Le maillage

La définition du maillage est une étape très importante dans cette étude :

Il existe deux méthodes pratiques pour placer le réseau de points ou maillage et leurs volumes de contrôle associés.

La première consiste à placer d'abord les nœuds, puis les interfaces seront placées à distance de deux nœuds consécutifs. Cette pratique exige des équations supplémentaires pour le traitement des nœuds frontaliers.

La deuxième consiste à partager le domaine en un ensemble de volume élémentaire, puis les nœuds sont placés au centre des volumes.

Cette pratique est souvent utilisée en raison de sa simplicité et ne nécessite pas un traitement spécial pour les nœuds frontières [38].

III.4.8. Choix du maillage

Il est à noter que, le choix du maillage est essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, nous devons déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs. Parmi ces paramètres, nous pouvons citer [38] :

- ✓ Le nombre de mailles.
- ✓ La distance entre les mailles.
- ✓ La forme de la maille.
- ✓ Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable

La complexité géométrique de la configuration nous a incités à utiliser un maillage tétraédrique, non-structuré dans tout le domaine simulé.

Ce maillage possède une très grande souplesse d'utilisation car il permet de mailler facilement n'importe quelle géométrie.

La figure (III.11) montre un exemple de génération de maillage.

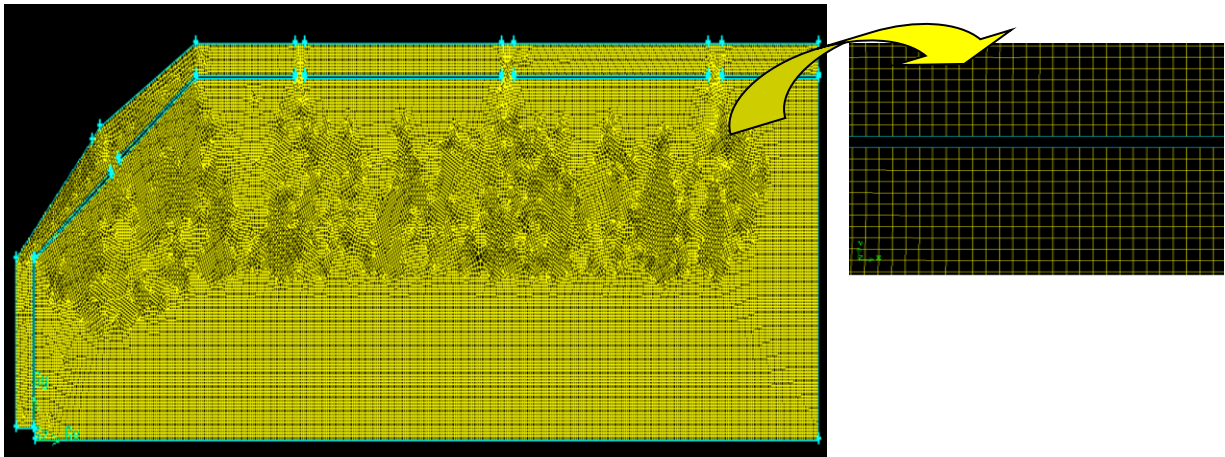


Figure III.11 : Génération de maillage (4458 nœuds)

III.4.9. Les conditions aux limites

Les conditions aux limites sont effectuées selon le problème traité. Le type de condition est imposé dans le logiciel de maillage et il est possible dans le menu de modifier les conditions et de régler les paramètres (vitesse d'entrée, ...).

Les figures (III.12), (III.13) et (III.14) montrent respectivement l'incorporation des conditions aux limites, l'exportation de maillage et l'enregistrement de fichier.

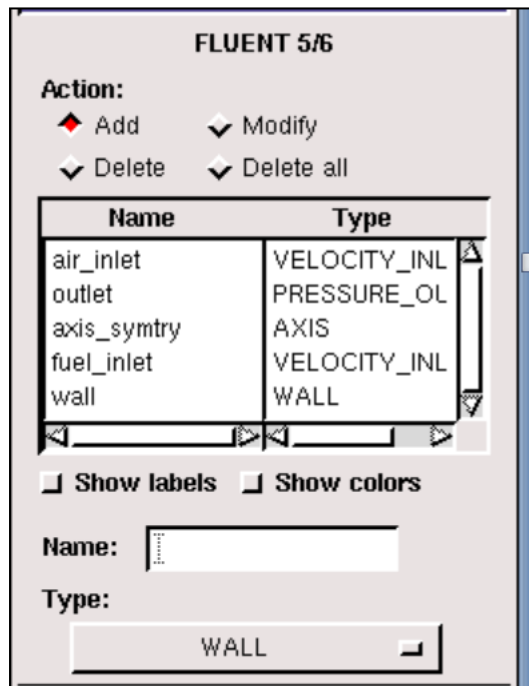


Figure III.12 : Incorporation des conditions aux limites

III.4.10. Exportation de maillage

Nous créons, tout d'abord, la géométrie avec les conditions aux limites puis nous exportons le maillage dans le solveur Fluent en suivant l'étape suivante : **File-export –mesh**

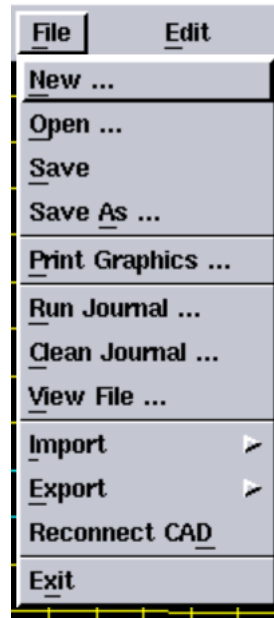


Figure III.13 : Exportation de maillage

Il faut exporter le maillage de Format «.msh »pour que fluent soit capable de lire et de l'utiliser.

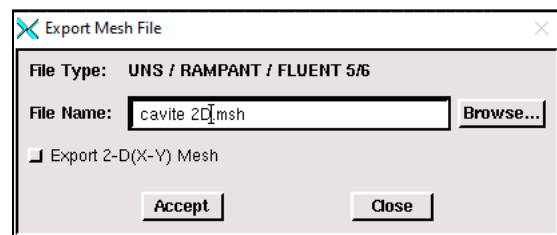


Figure III.14 : Enregistrement de fichier

III.5. DESCRIPTION DE SOLVEUR FLUENT

Fluent est un logiciel de modélisation et de simulation en mécanique des fluides. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesse, de température....), c'est de raison pour laquelle on la choisi pour réaliser notre simulation [39].

III.6. LES ETAPES DE SIMULATION SOUS FLUENT

Les étapes de simulation sous Fluent sont décrits comme suit [39] :

Les figures de (III.15) à (III.24) montrent respectivement l'exécution et lancement de FLUENT, la fenêtre "energy", la définition du modèle de turbulence, le choix du modèle de mélange, la définition des conditions aux limites pour l'entrée d'air, la définition des conditions aux limites pour le carburant, la définition des conditions aux limites de la sortie, l'initialisation des variables d'entrée (X velocity, Y velocity, ...), la définition du nombre d'itérations, et enfin la fenêtre de fin d'exécution.

a. Lancer Fluent

L'option (2ddp) est nécessaire pour obtenir des résultats plus précis.

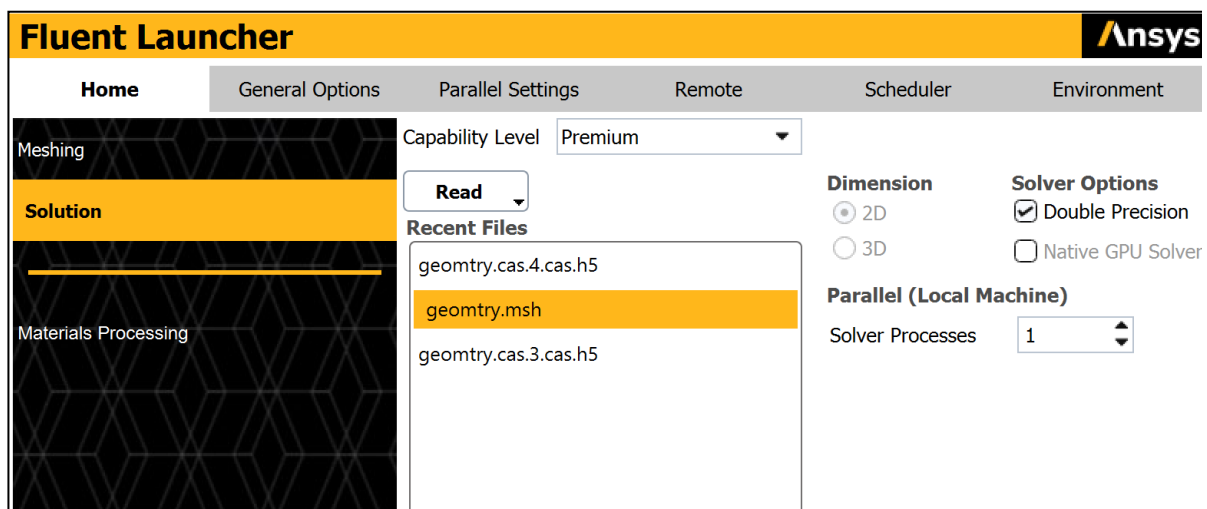


Figure III.15 : Exécution et lancement de FLUENT

- b.** Cliquez sur **General** → **Check** pour vérifier que la surface et le volume de domaine sont positifs
- c.** Cliquez sur **Model** puis **Energypuis** confirmer par **OK**

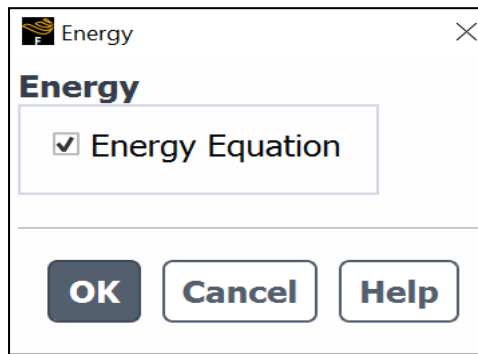


Figure III.16 : Fenêtre "energy"

- d. Cliquez sur **Models** → **Viscous** → **k-epsilon** → **OK** pour activer le modèle K-epsilon de turbulence

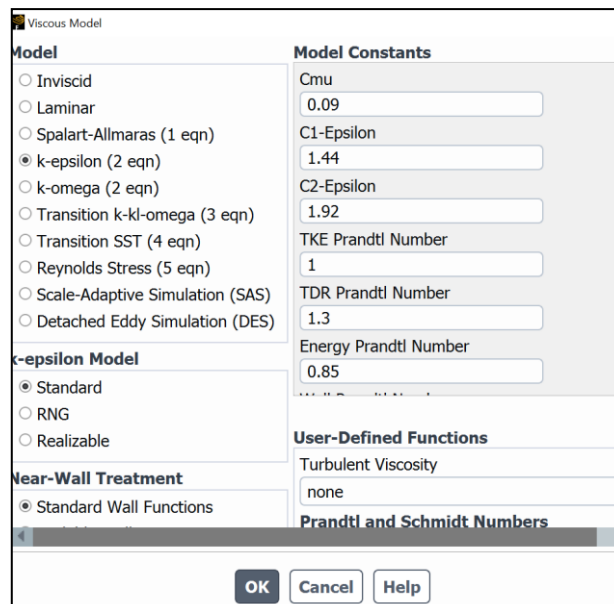


Figure III.17 : Définition du modèle de turbulence

- e. Cliquez sur **species** → **edit** → **species transport** et modifier comme suit :

Model

☐ Off

☒ Species Transport

☐ Non-Premixed Combustion

☐ Premixed Combustion

☐ Partially Premixed Combustion

☐ Composition PDF Transport

Reactions

☒ Volumetric

☐ Wall Surface

☐ Particle Surface

☐ Electrochemical

Chemistry Solver

None - Direct Source

Options

☒ Diffusion Energy Source

☐ Full Multicomponent Diffusion

☐ Thermal Diffusion

Mixture Properties

Mixture Material: methane-air Edit...

Import CHEMKIN Mechanism...

Number of Volumetric Species: 5

Turbulence-Chemistry Interaction

☐ Finite-Rate/No TCI

☐ Finite-Rate/Eddy-Dissipation

☒ Eddy-Dissipation

☐ Eddy-Dissipation Concept

Coal Calculator...

Select Boundary Species

Select Reported Residuals

Thermodynamic Database File Name

NSYS Student\v231\fluent\fluent23.1.0\isat\data\

OK Apply Cancel Help

Figure III.18 : Choix du modèle de mélange

- f. Cliquez sur **Boundary conditions** pour introduire les conditions aux limites pour les surfaces suivantes :

Velocity Inlet

Zone Name: air_inlet

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | Potential | Structure

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude [m/s]: 44

Supersonic/Initial Gauge Pressure [Pa]: 0

Turbulence

Specification Method: Intensity and Hydraulic Diameter

Turbulent Intensity [%]: 5

Hydraulic Diameter [m]: 0.277

Apply Close Help

Velocity Inlet

Zone Name: air_inlet

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | Potential | Structure

Temperature [K]: 400

Apply Close Help

Figure III. 19 : Définition des conditions aux limites pour l'entrée d'air

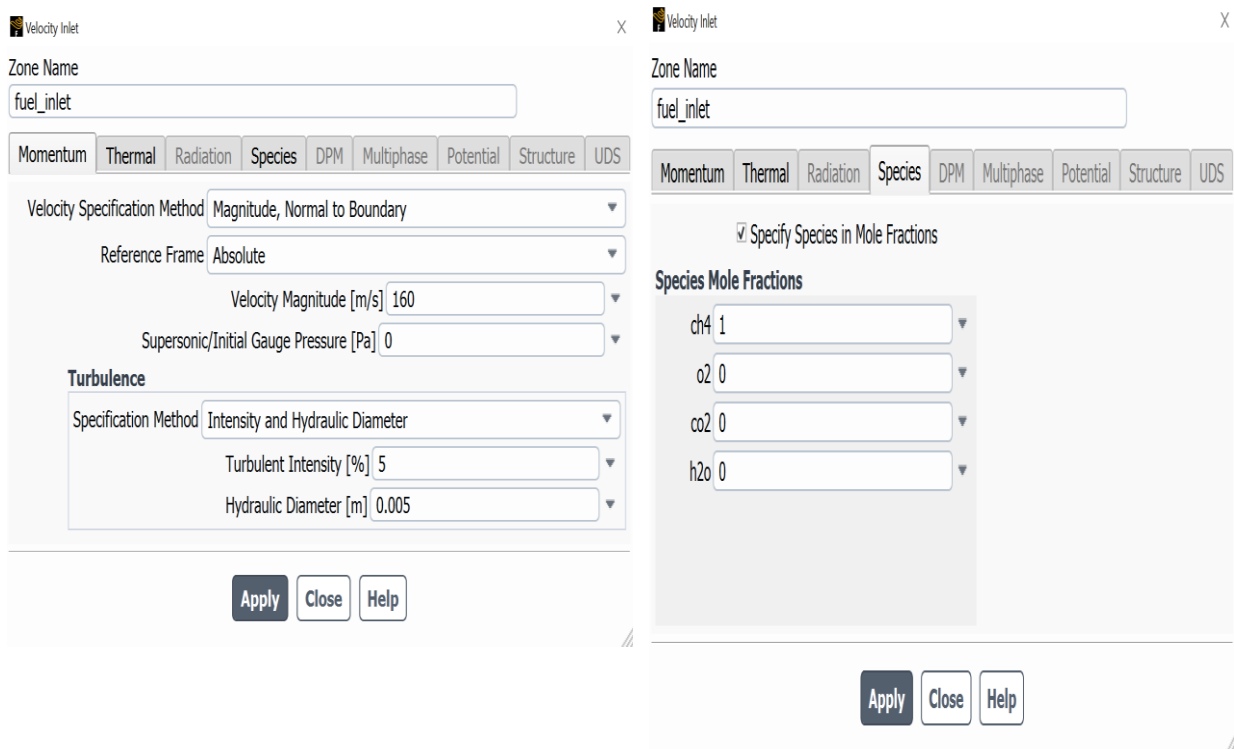


Figure III. 20 : Définition des conditions aux limites pour le carburant

- Interior fluid → interior
- Sortie → pressure-outlet

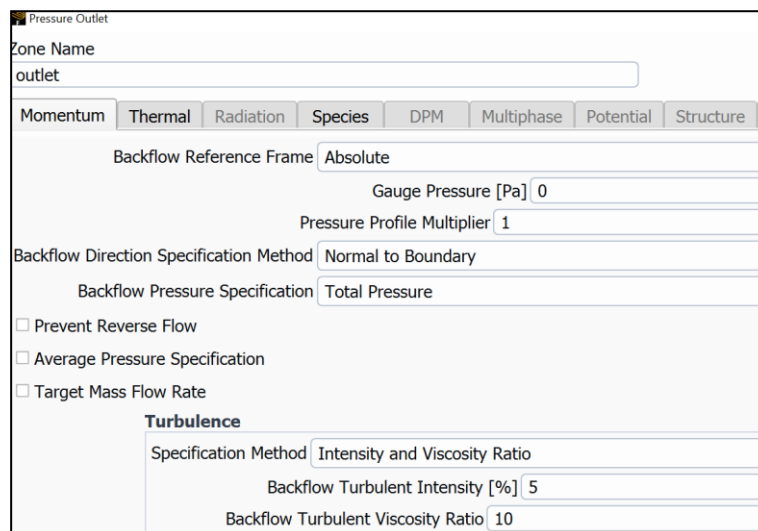


Figure III.21 : Définition les conditions aux limites de la sortie

g- Cliquez sur **Solution initialization** → **entree** → **Initialize**

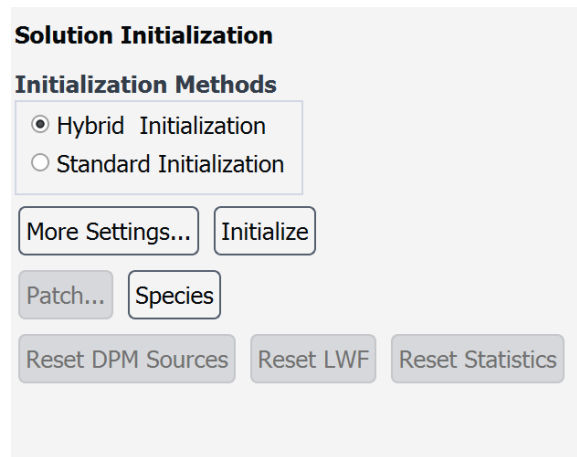


Figure III 22 : Initialisation des variables d'entrée (X velocity, Y velocity, ...)

- h.** Cliquez sur **Run calculation** et notifiez le nombre d'itération (N max=1000 itérations) puis activer → **calculate**

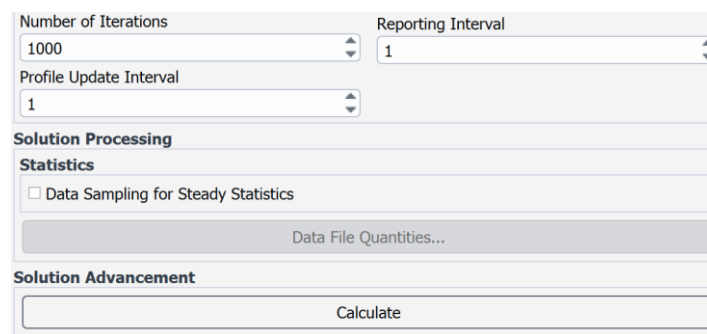


Figure III.23 : Définition du nombre d'itérations

Enfin quand la convergence est atteinte nous pouvons visualiser les différents résultats comme motionné précédemment.

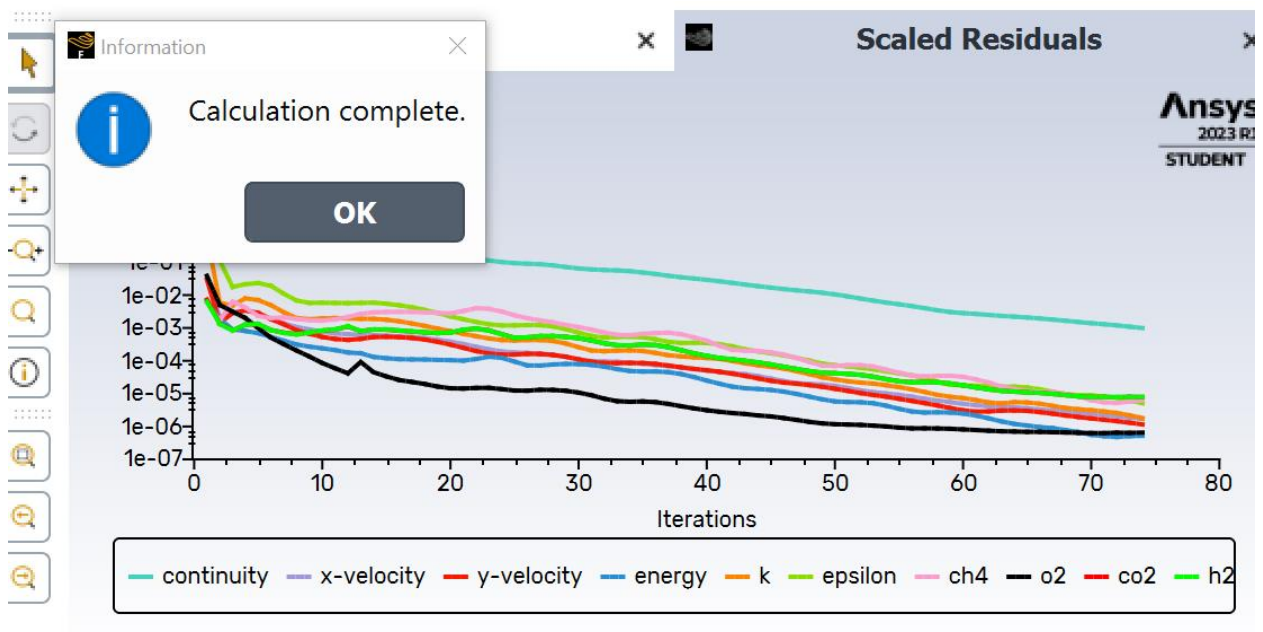
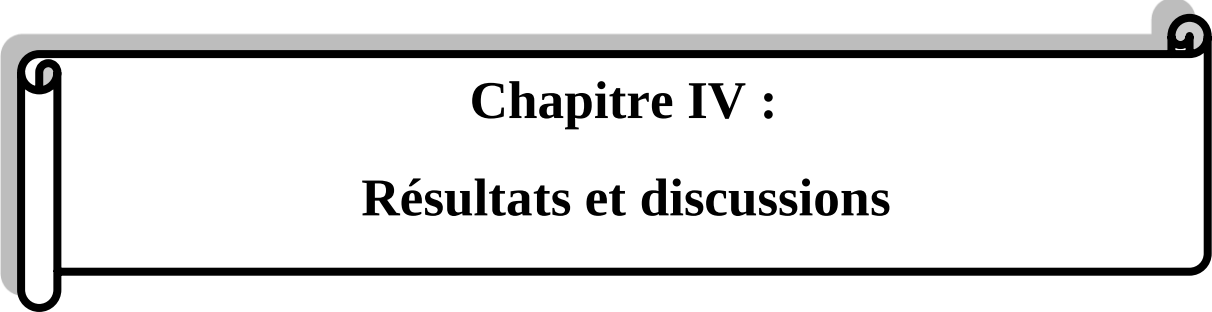


Figure III. 24 : Fenêtre de fin d'exécution

A decorative border resembling a scroll, with a thick black line and rounded ends, framing the chapter title.

Chapitre IV :

Résultats et discussions

IV.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, les résultats numériques que nous avons obtenus sur la chambre de combustion d'une turbine à gaz sont présentés et discutés. Ces résultats concernent particulièrement l'évolution de la température de la flamme dans la chambre de combustion de la turbine à gaz pour différents diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure de la chambre ainsi que l'évolution de la fraction massique de méthane contenue dans les réactifs et l'évolution de la fraction massique de CO_2 contenue dans les produits de combustion entre autres.

IV.2. RESULTATS NUMERIQUES

Nous présentons dans ce chapitre, entre autres, quelques résultats obtenus à l'aide de la simulation numérique. Ces résultats sont relatifs à certaines caractéristiques de la flamme obtenue par la combustion d'un mélange méthane / air dans le foyer d'une turbine à gaz.

La chambre de combustion de la turbine à gaz est formée de deux enveloppes, une intérieure et l'autre extérieure. Le diamètre « D_{ei} » de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion de la turbine à gaz est définie comme le montre la figure (IV.1) ci-dessous :

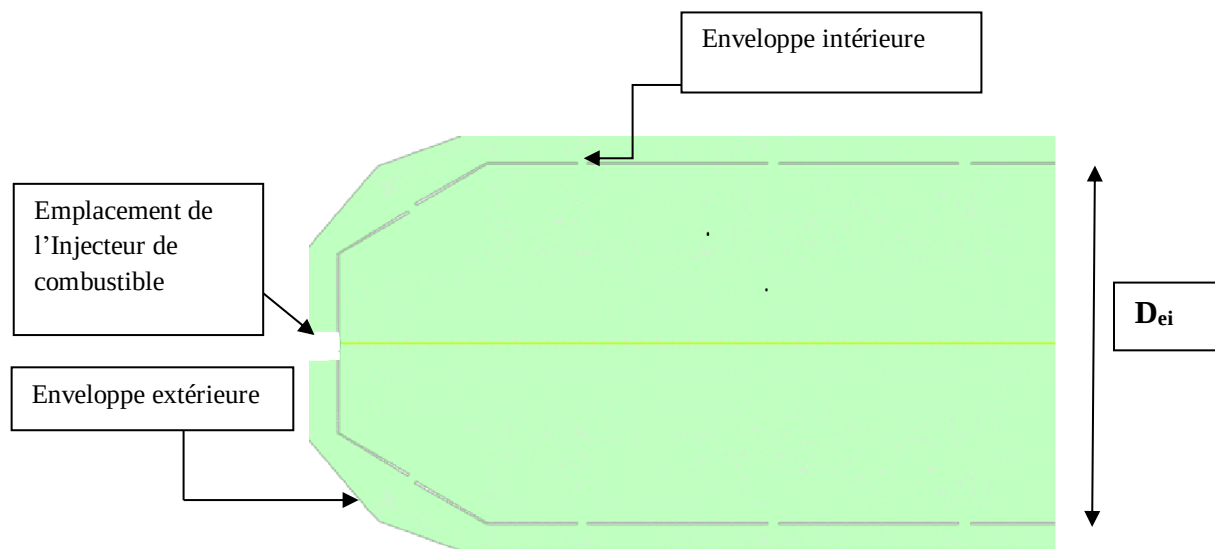


Figure IV.1 : Diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure de la turbine à gaz

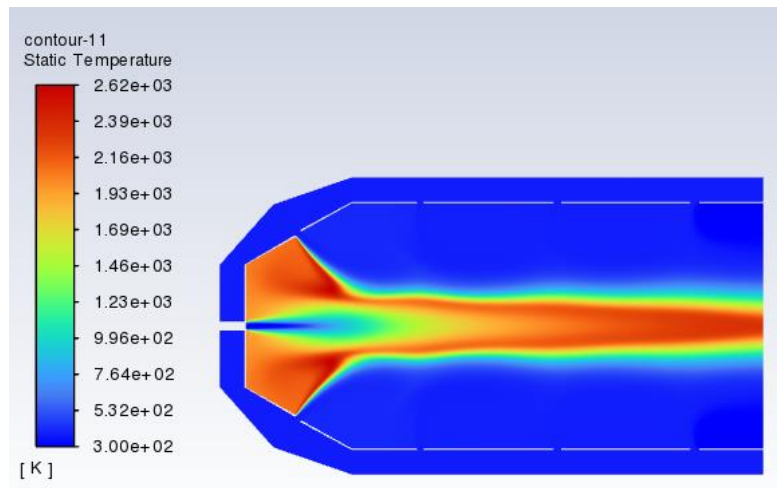
IV.2.1. Evolution et contours de température statique

Dans notre étude le carburant utilisé est le méthane et le comburant est l'air. La valeur de la vitesse d'injection du méthane à l'entrée de la chambre de combustion est de 160 m/s et celle de l'air à l'entrée de la chambre de combustion est de 44 m/s. Les résultats de simulation numérique que nous présentons ici, sont relatifs à différents diamètres de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion (190 mm, 170 mm, 150 mm, 130 mm).

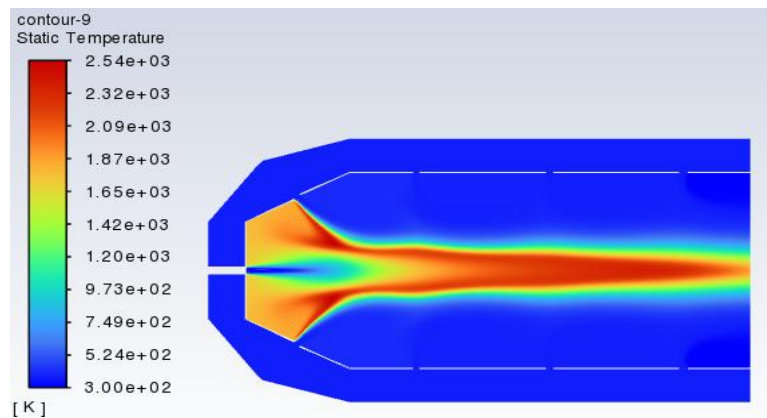
IV.2.1.1 Contours de température statique

La figure (IV.2) montre la variation de la température selon la direction axiale de la chambre de combustion de la turbine. Nous remarquons une augmentation rapide de la température et qui est l'une des manifestations les plus importantes de la combustion qui est constatée dans la zone de réaction. La température maximale atteinte est de l'ordre de 2350 K pour $D_{ei} = 190$ mm, 2365 K pour $D_{ei} = 170$ mm, 2396 K pour $D_{ei} = 150$ mm, et 2431 K pour $D_{ei} = 130$ mm.

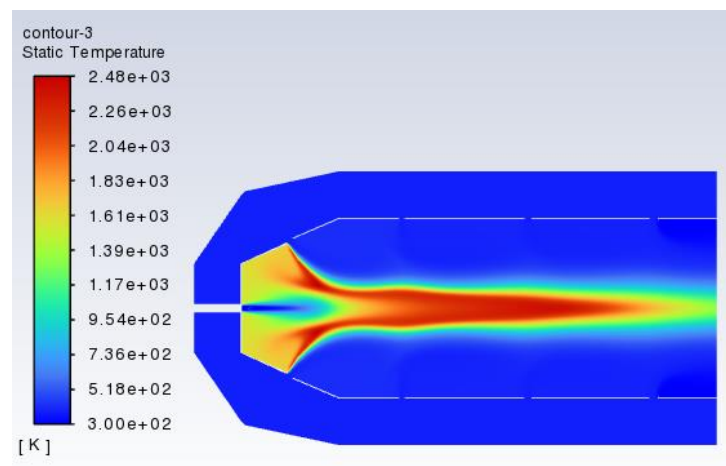
Nous pouvons noter aussi que théoriquement la température de la flamme diminue avec la richesse. Elle atteint une valeur maximale pour une richesse voisine de l'unité (mélange stœchiométrique).



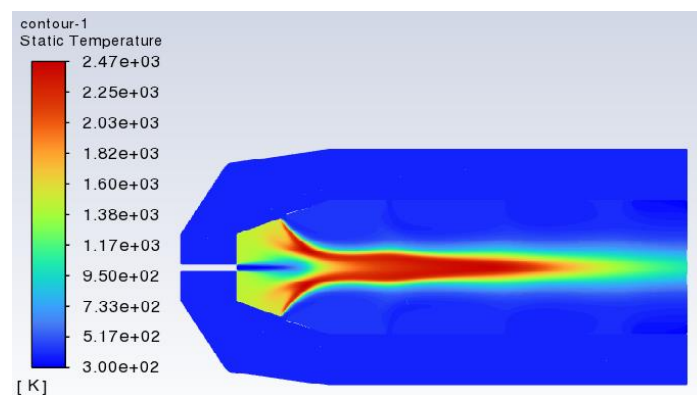
(a) Contours de température statique pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm



(b) Contours de température statique pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm



(c) Contours de température statique pour le diamètre $D_{ei} = 150$ mm



(d) Contours de température statique pour le diamètre $D_{ei} = 130$ mm

Figure IV. 2: Contours de température statique

IV.2.1.2. Evolution de la température statique

Sur la figure (IV.3), nous présentons une comparaison de l'évolution de la température statique entre les quatre diamètres, de l'enveloppe intérieure, choisis. Nous constatons que le maximum de température, suivant l'axe de la chambre de combustion, dépend de la valeur du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure. Plus ce dernier augmente et plus le maximum de température se déplace vers la sortie de la chambre de combustion.

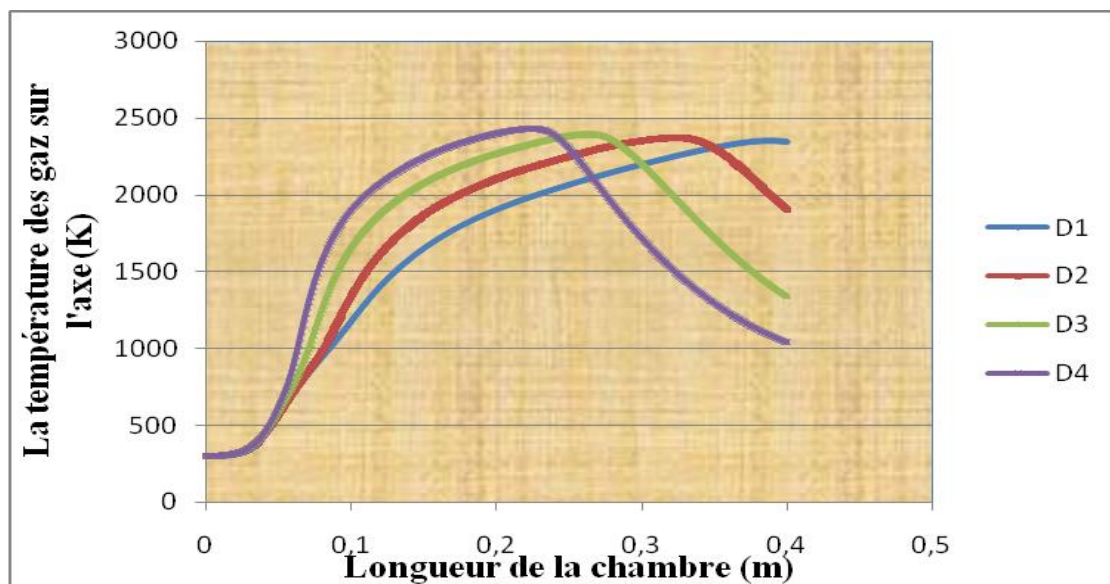


Figure IV.3 : Comparaison de l'évolution de température entre les quatre diamètres

Les figures (IV.4) et (IV.5), montrent respectivement la position de la température maximale sur l'axe de la chambre et la température maximale sur l'axe de la chambre en fonction du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion.

En allant vers l'aval, la température augmente rapidement jusqu'à une distance appelée longueur de flamme pour laquelle la température atteint sa valeur maximale et qui se situe sur l'axe du jet (axe de symétrie), puis elle diminue. La température à la sortie vaut 2342 K pour $D_{ei} = 190$ mm, 1899 K pour $D_{ei} = 170$ mm, 1343 K pour $D_{ei} = 150$ mm, et enfin 1040 K pour $D_{ei} = 130$ mm.

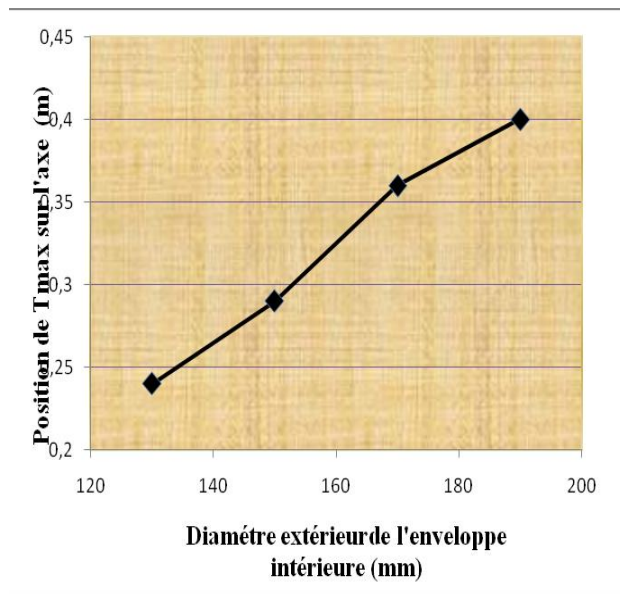


Figure IV. 4 : La position de T_{max} sur l'axe en fonction du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure

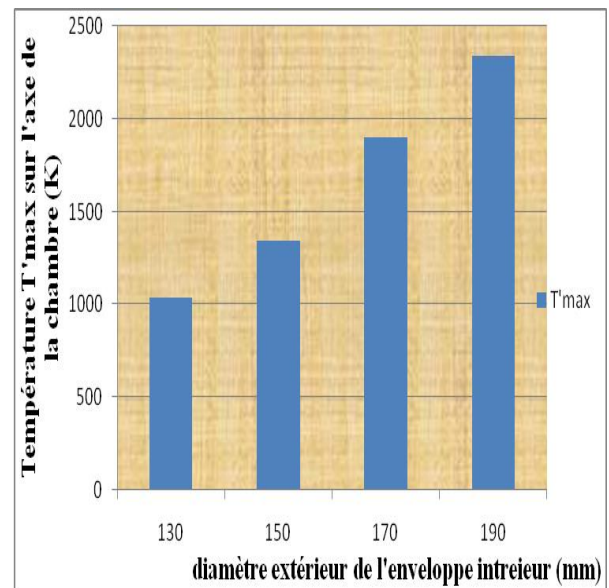
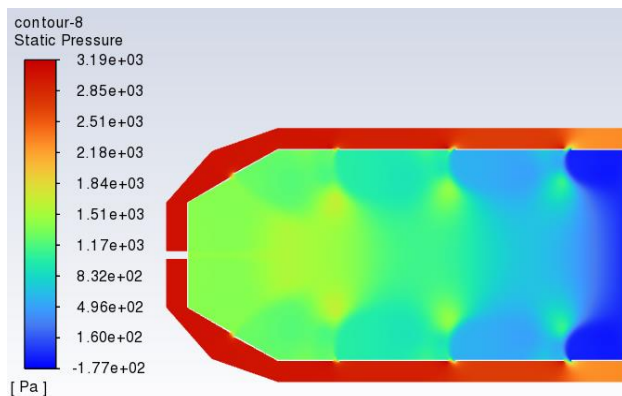


Figure IV. 5 : La température maximale sur l'axe de la chambre en fonction du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure

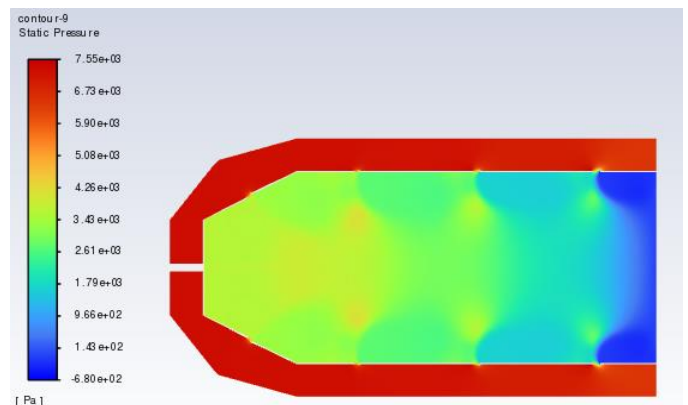
IV.2.2 Contours de pression statique

La figure (IV.6) montre les contours de pression statique de long de l'axe de symétrie de la chambre de combustion dans la turbine à gaz pour différents diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion.

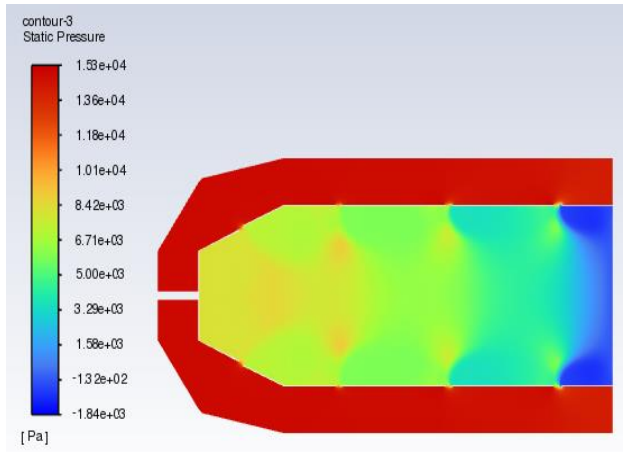
On remarque que les maximales de pressions sont situées au niveau des parois de cette chambre, pour $D_{ei} = 190$ mm la pression est égale à 3190 Pa, 7550 Pa pour $D_{ei} = 170$ mm, 15300 Pa pour $D_{ei} = 150$ mm, et enfin 29000 Pa pour $D_{ei} = 130$ mm.



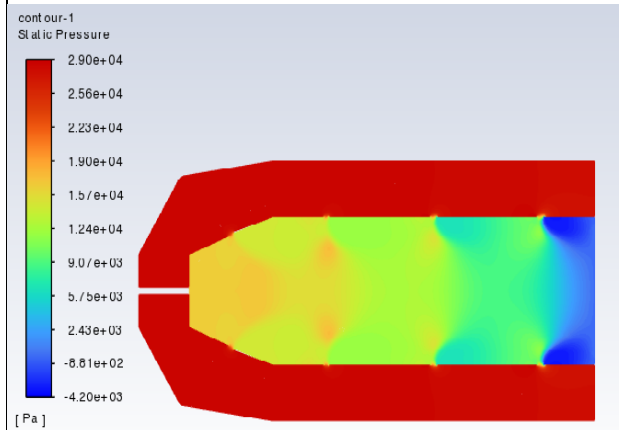
(a) Contours de pression statique pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm



(b) Contours de pression statique pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm



(c) Contours de pression statique pour le diamètre $D_{ei} = 150$ mm



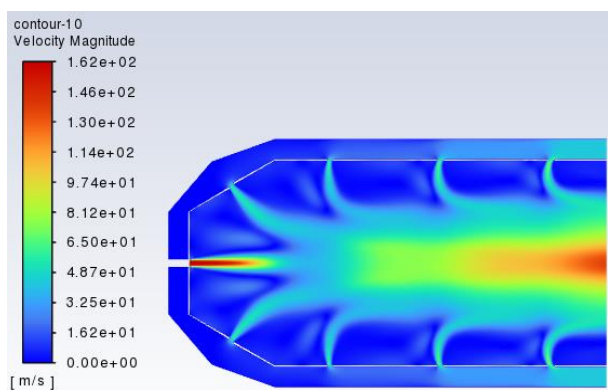
(d) Contours de pression statique pour le diamètre $D_{ei} = 130$ mm

Figure IV. 6 : Contours de pression statique

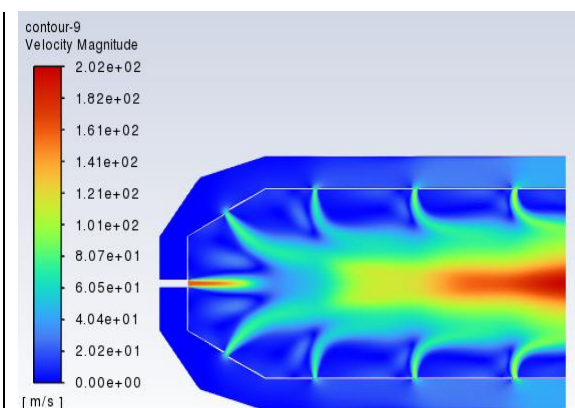
IV.2.3. Contours de vitesse

La figure (IV.7) montre les contours de vitesse des réactifs et des produits le long de l'axe de symétrie de la chambre de combustion dans la turbine à gaz pour différents diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion.

Nous observons que la vitesse axiale de la combustion est maximale dans l'axe de symétrie. Les valeurs maximales de la vitesse sont de 162 m/s pour $D_{ei} = 190$ mm, de 202 m/s pour $D_{ei} = 170$ mm, de 256 m/s pour $D_{ei} = 150$ mm, et de 321 m/s pour $D_{ei} = 130$ mm. La vitesse diminue ensuite en s'approchant de la paroi au fond de la chambre. On note aussi que pour les quatre diamètres, la répartition des vitesses, reste irrégulière.



(a) Contours de vitesse pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm



(b) Contours de vitesse pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm

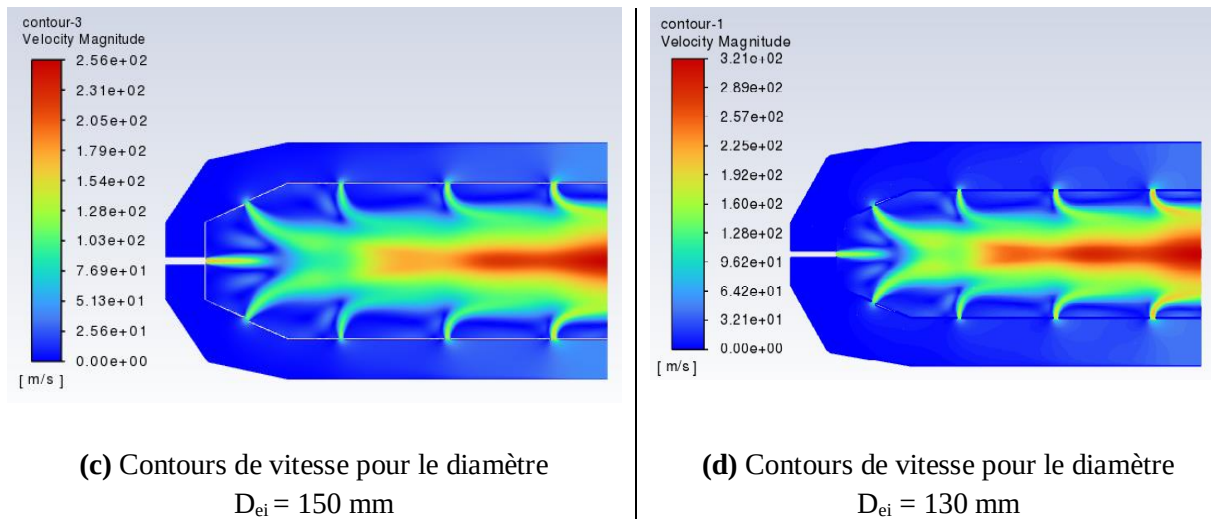


Figure IV. 7 : Contours de vitesse

IV.2.4. Contours de Turbulence

La figure (IV.8) montre les contours de l'énergie de turbulence, dans la chambre de combustion pour les différents diamètres intérieurs traités.

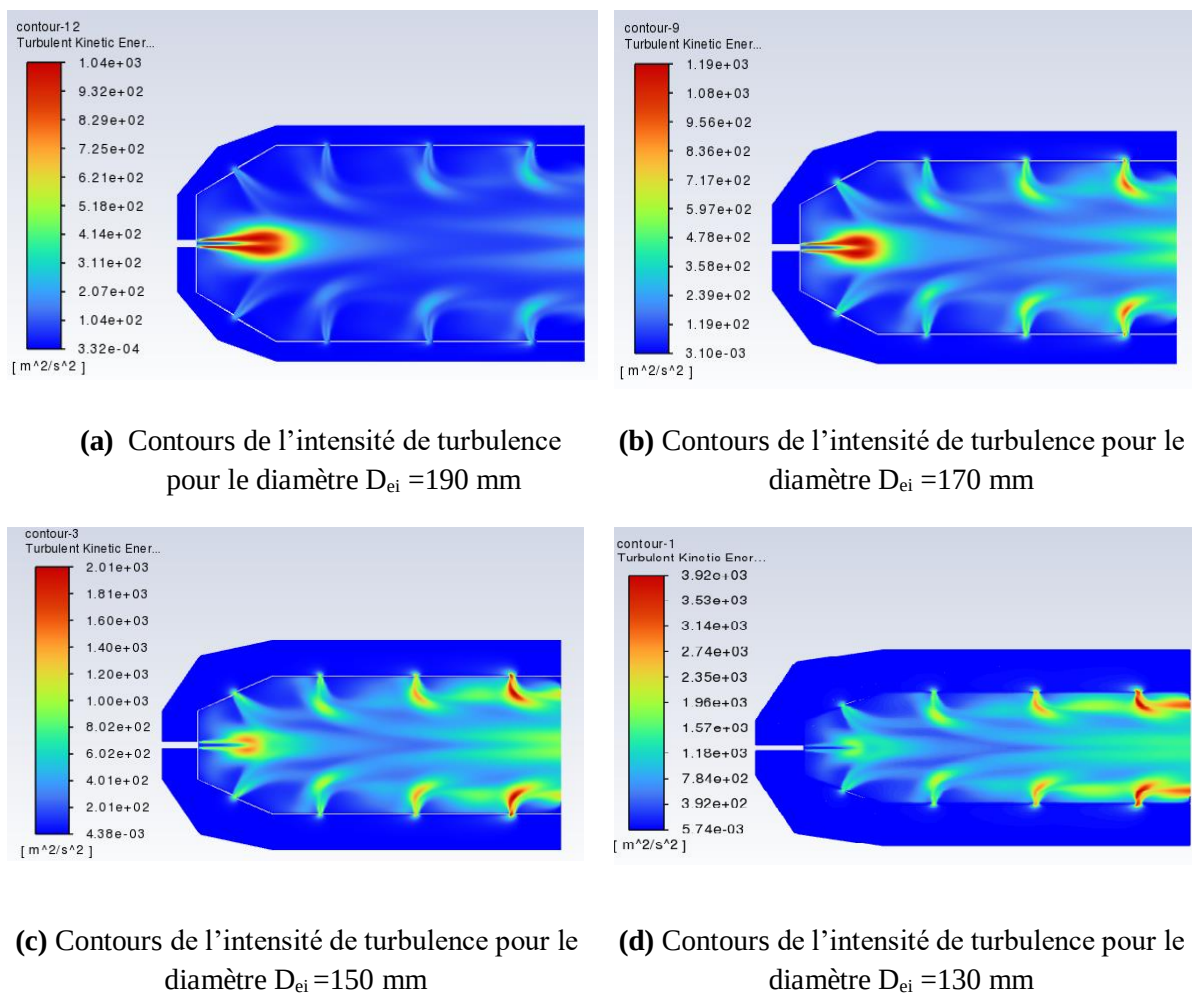
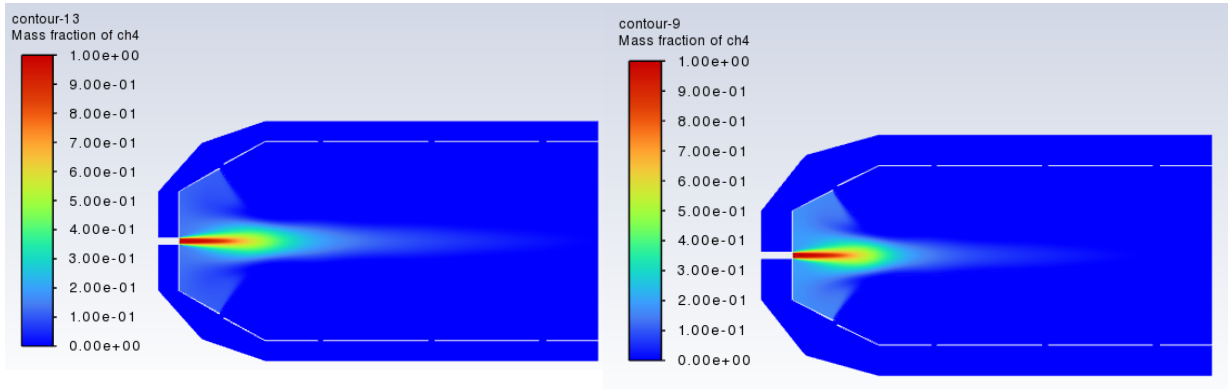


Figure IV. 8 : Contours de l'intensité de turbulence

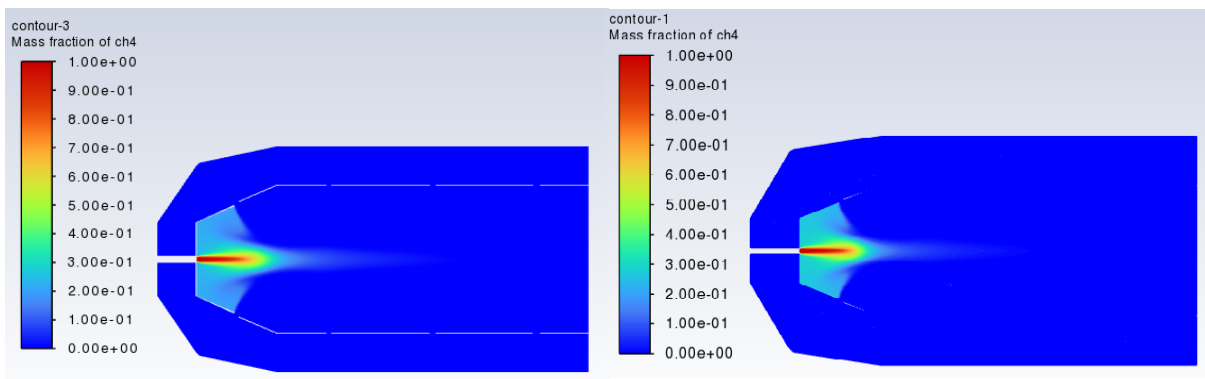
IV.2.5 Evolution et contours de la fraction massique de CH_4 IV.2.5.1 Contours de la fraction massique de CH_4

La figure (IV.9), montre les contours de l'espèce chimique CH_4 pour différents diamètres de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion. Nous observons qu'à l'intérieur de la zone de haute température, la fraction de méthane (CH_4) est faible.



(a) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm

(b) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm



(c) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 150$ mm

(d) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 130$ mm

Figure IV. 9 : Contours des fractions massiques de CH_4

IV.2.5.2. Evolution de la fraction massique de CH_4

La figure (IV.10) montre la comparaison de l'évolution de la fraction massique de CH_4 dans la chambre de combustion pour différents diamètres de l'enveloppe intérieure. Nous

observons que la fraction massique maximale se situe à l'entrée du tube de flamme. Plus nous nous éloignons de l'entrée et plus la fraction de CH_4 diminue.

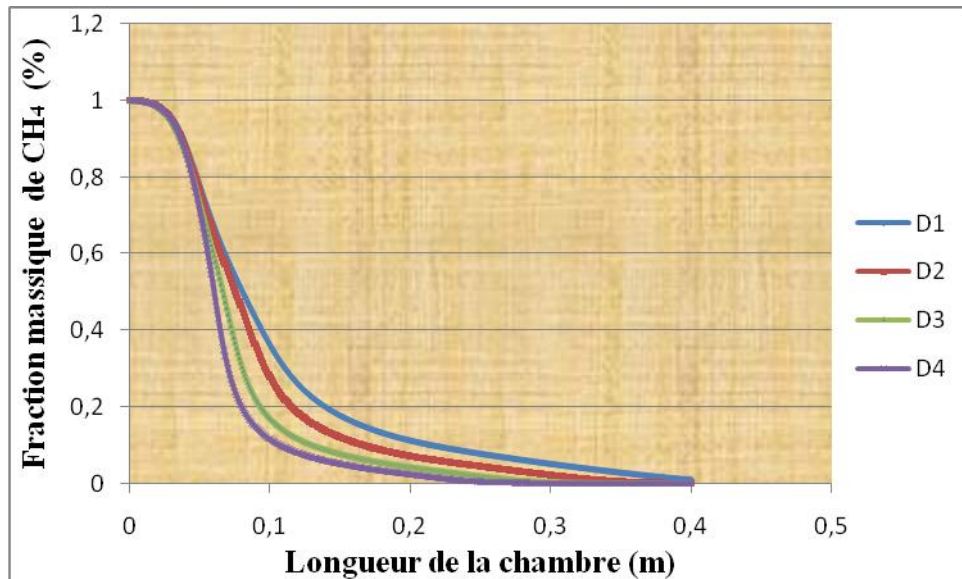
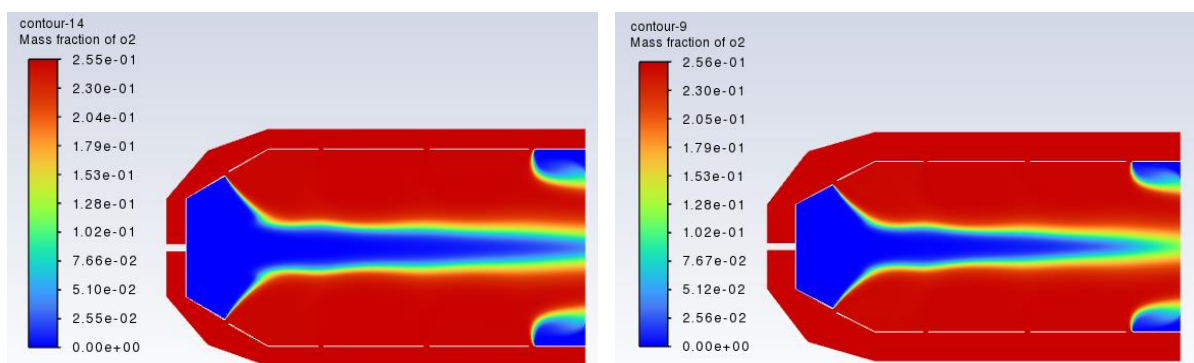


Figure IV.10 : Comparaison de l'évolution de la fraction massique de CH_4 pour quatre diamètres différents

IV.2.6 Evolution et contours de la fraction massique d' O_2

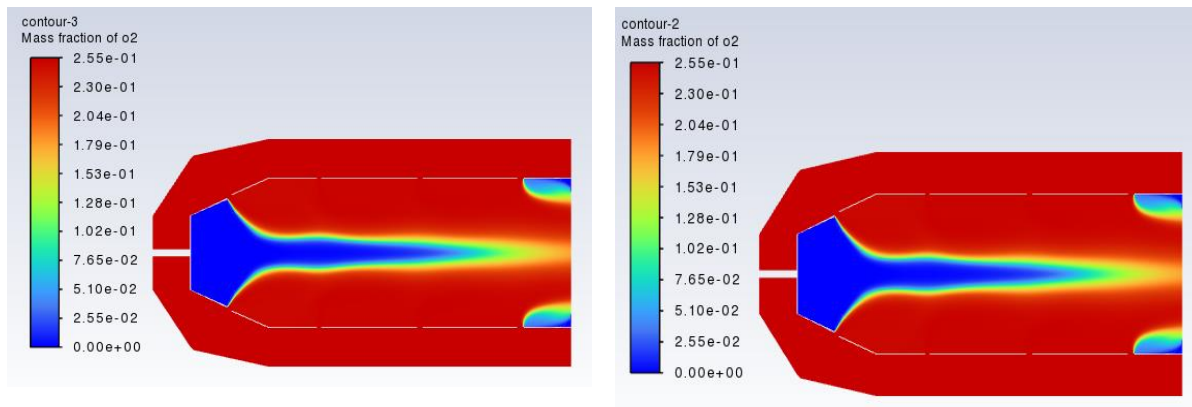
IV.2.6.1 Contours de la fraction massique d' O_2

La figure (IV.11), montre le contour de l'espèce chimique O_2 dans la chambre de combustion de la turbine. Nous remarquons que la concentration de l'oxygène augmente avec l'augmentation de l'excès d'air, sa fraction massique maximale se situe entre le tube de flamme et la paroi extérieure de la chambre de combustion.



(a) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm

(b) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm



(c) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 150$ mm

(d) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 130$ mm

Figure IV. 11 : Contours des fractions massiques d'O₂

IV.2.6.2. Evolution de la fraction massique d'O₂

La figure (IV.12), montre la comparaison de l'évolution de la fraction massique d'O₂ pour quatre diamètres extérieurs différents de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion de la turbine à gaz. Nous remarquons que plus le diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure, est petit et plus la fraction massique de O₂ est grande à la sortie de la chambre de combustion.

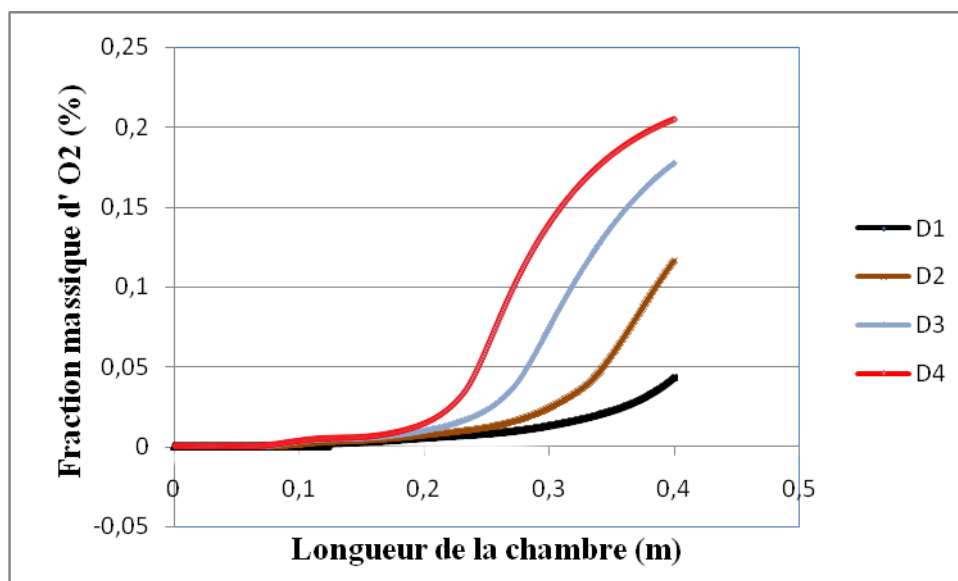


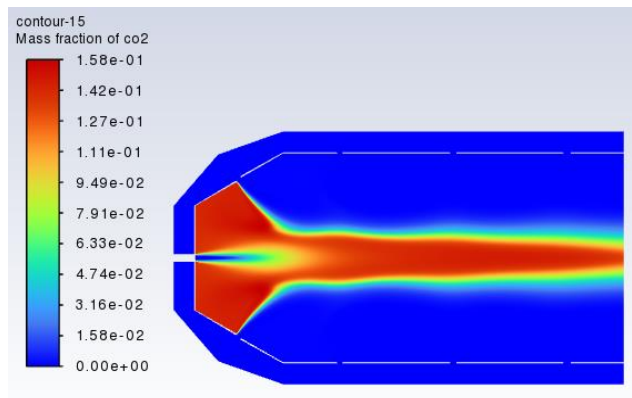
Figure IV.12 : Comparaison de l'évolution de la fraction massique d'O₂ pour quatre diamètres différents

IV.2.7. Evolution et contours de la fraction massique de CO₂

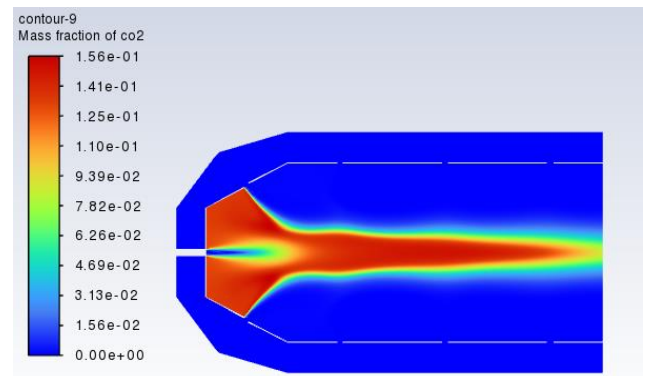
IV.2.7.1. Contours de la fraction massique de CO₂

La figure (IV.13) montre les contours de la fraction massique de dioxyde de carbone dans les produits de combustion de la turbine à gaz et pour différents diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure.

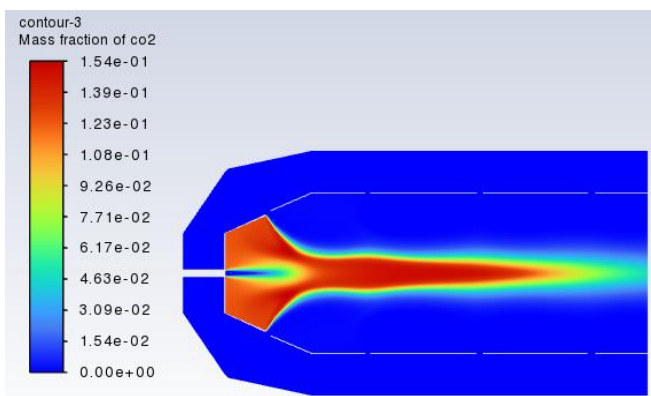
Il est clair que l'augmentation de l'excès d'air (diminution de la richesse) provoque une diminution du pourcentage de CO₂.



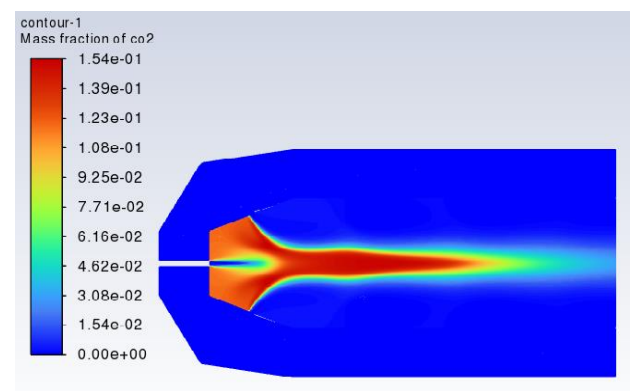
(a) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm



(b) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm



(c) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 150$ mm



(d) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 130$ mm

Figure IV.13 : Contours des fractions massiques du CO₂

IV.2.7.2. Evolution de la fraction massique de CO_2

La figure (IV.14) montre l'évolution de la fraction massique de dioxyde de carbone dans les produits de combustion de la turbine à gaz et pour différents diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure.

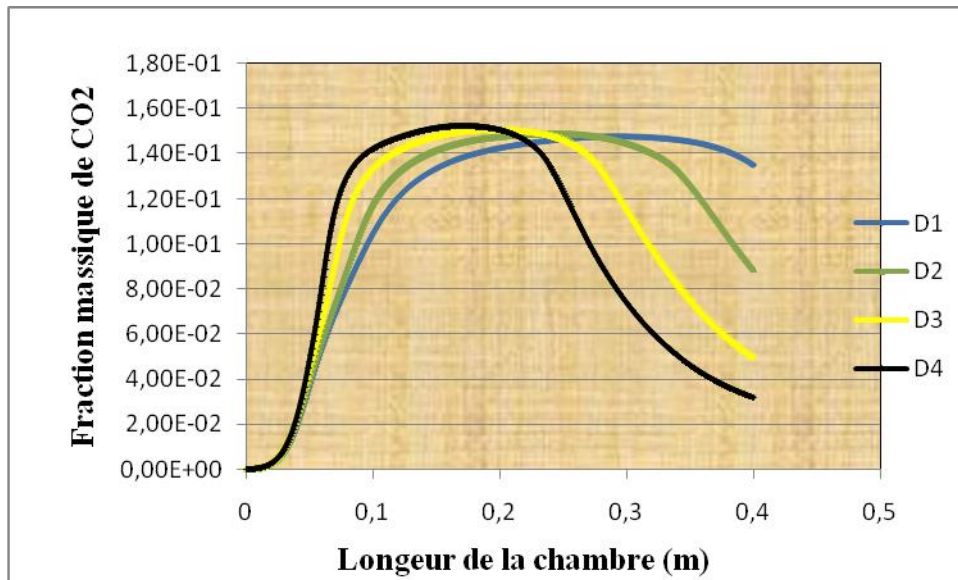
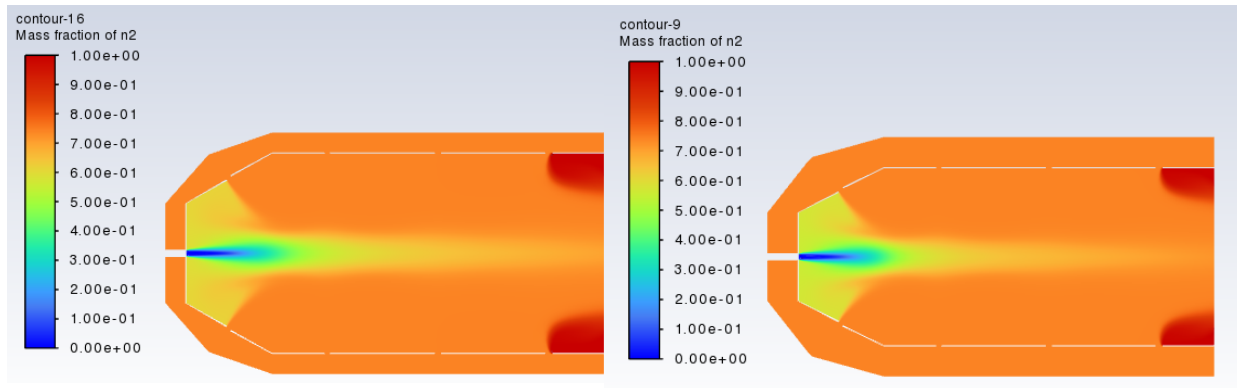


Figure IV.14 : Comparaison de l'évolution des fractions massiques de CO_2 pour quatre diamètres différents

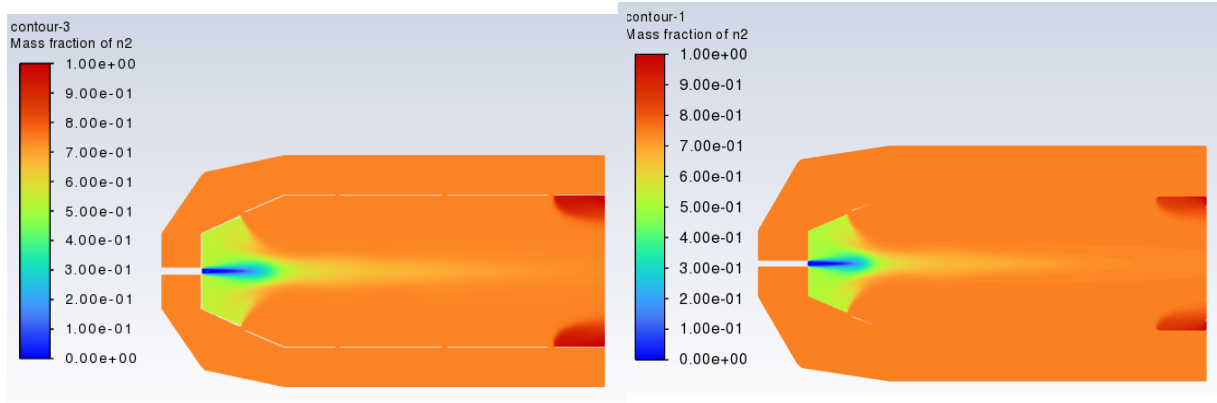
IV.2.8 Evolution et contours de la fraction massique de N_2 IV.2.8.1 Contours de la fraction massique de N_2

La figure (IV.15) montre les contours de l'espèce chimique N_2 (azote) dans la chambre de combustion. La fraction massique maximale de N_2 pour les différents diamètres étudiés est égale à 0,70 pour $D_{ei} = 190$ mm, 0,72 pour $D_{ei} = 170$ mm, 0,73 pour $D_{ei} = 150$ mm, 0,74 et pour $D_{ei} = 130$ mm. Nous remarquons que plus le diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure est petit et plus la fraction massique de N_2 , dans les produits de combustion de la turbine à gaz, est grande dans l'intervalle $[0 \text{ m} ; 0,1 \text{ m}]$, c'est-à-dire tout près de l'injecteur de carburant dans la chambre de combustion.



(a) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm

(b) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm



(c) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 150$ mm

(d) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 130$ mm

Figure IV.15 : Contours des fractions massiques de N_2

IV.2.8.2 Evolution de la fraction massique de N_2

La figure (IV.16) montre une comparaison de l'évolution de la fraction massique de l'azote (N_2) pour quatre diamètres extérieurs différents de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion. Nous pouvons remarquer que plus le diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure est petit et plus la pente des courbes de fraction massique de N_2 est grande dans l'intervalle $[0 \text{ m} ; 0,1 \text{ m}]$, c'est-à-dire tout près de l'injecteur de carburant dans la chambre de combustion.

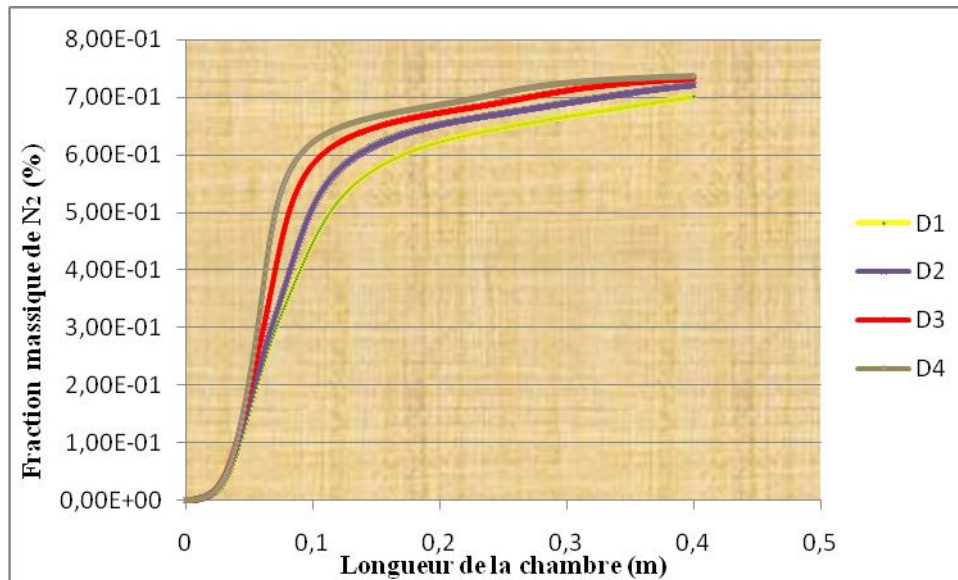
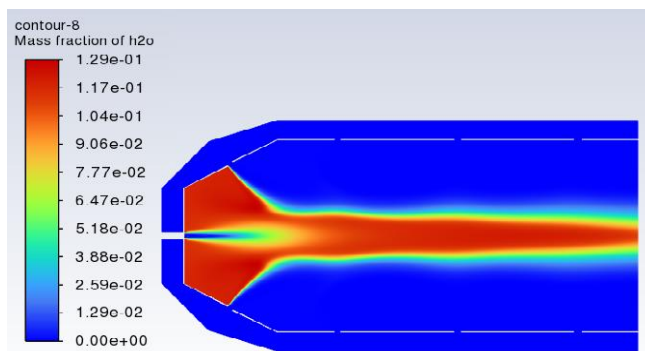


Figure IV.16 : Comparaison de l'évolution de la fraction massique de N_2 pour quatre diamètres différents

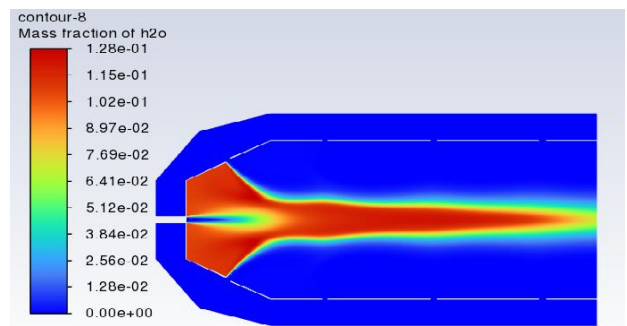
IV.2.9. Evolution et contours de la fraction massique de H_2O

IV.2.9.1. Contours de la fraction massique de H_2O

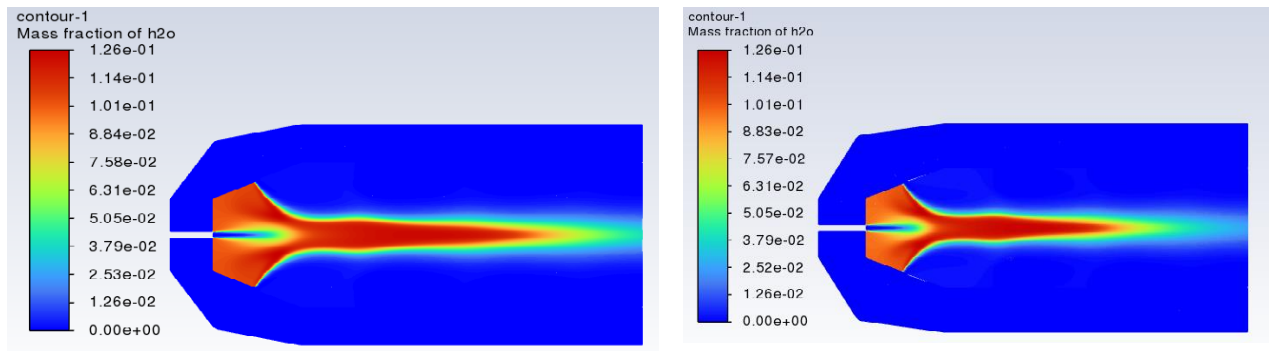
La figure (IV.17) montre les contours de la fraction massique de l'espèce vapeur d'eau dans la chambre de combustion de la turbine à gaz pour différents diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure.



(a) Contours de la fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 190$ mm



(b) Contours de la fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 170$ mm



(c) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 150$ mm

(d) Contours de fraction massique pour le diamètre $D_{ei} = 130$ mm

Figure IV.17 : Contours des fractions massiques du H_2O

IV.2.9.2. Evolution de la fraction massique de H_2O

La figure (IV.18) montre l'évolution de la fraction massique de l'espèce vapeur d'eau dans la chambre de combustion. Sa valeur maximale est égale à 0,120 pour $D_{ei} = 190$ mm, 0,122 pour $D_{ei} = 170$ mm, 0,123 pour $D_{ei} = 150$ mm, et 0,124 pour $D_{ei} = 130$ mm. La valeur maximale est observée dans la zone de haute température. Ceci peut s'expliquer par une oxydation importante des atomes d'hydrogène dans cette zone.

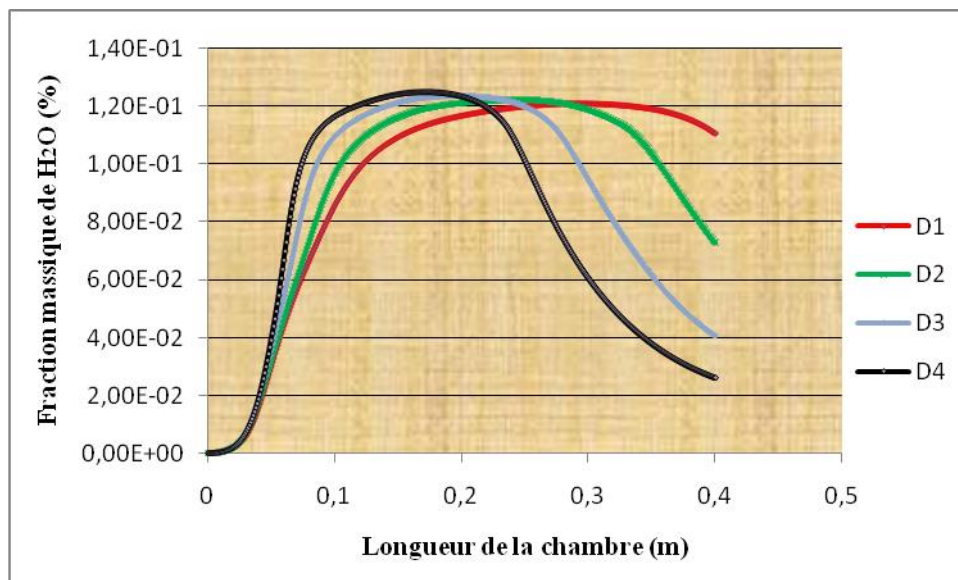


Figure IV. 18 : Comparaison de l'évolution de la fraction massique de H_2O pour quatre diamètres différents

IV.2.10. Contours de ligne de courant

La figure (IV.19) montre les contours de lignes de courant dans la chambre de combustion de la turbine à gaz pour différents diamètres extérieurs de l'enveloppe intérieure. Sur cette figure nous remarquons que les zones de recirculation ne sont pas les mêmes ce qui explique en partie les différences de répartitions des températures dans la chambre de combustion.

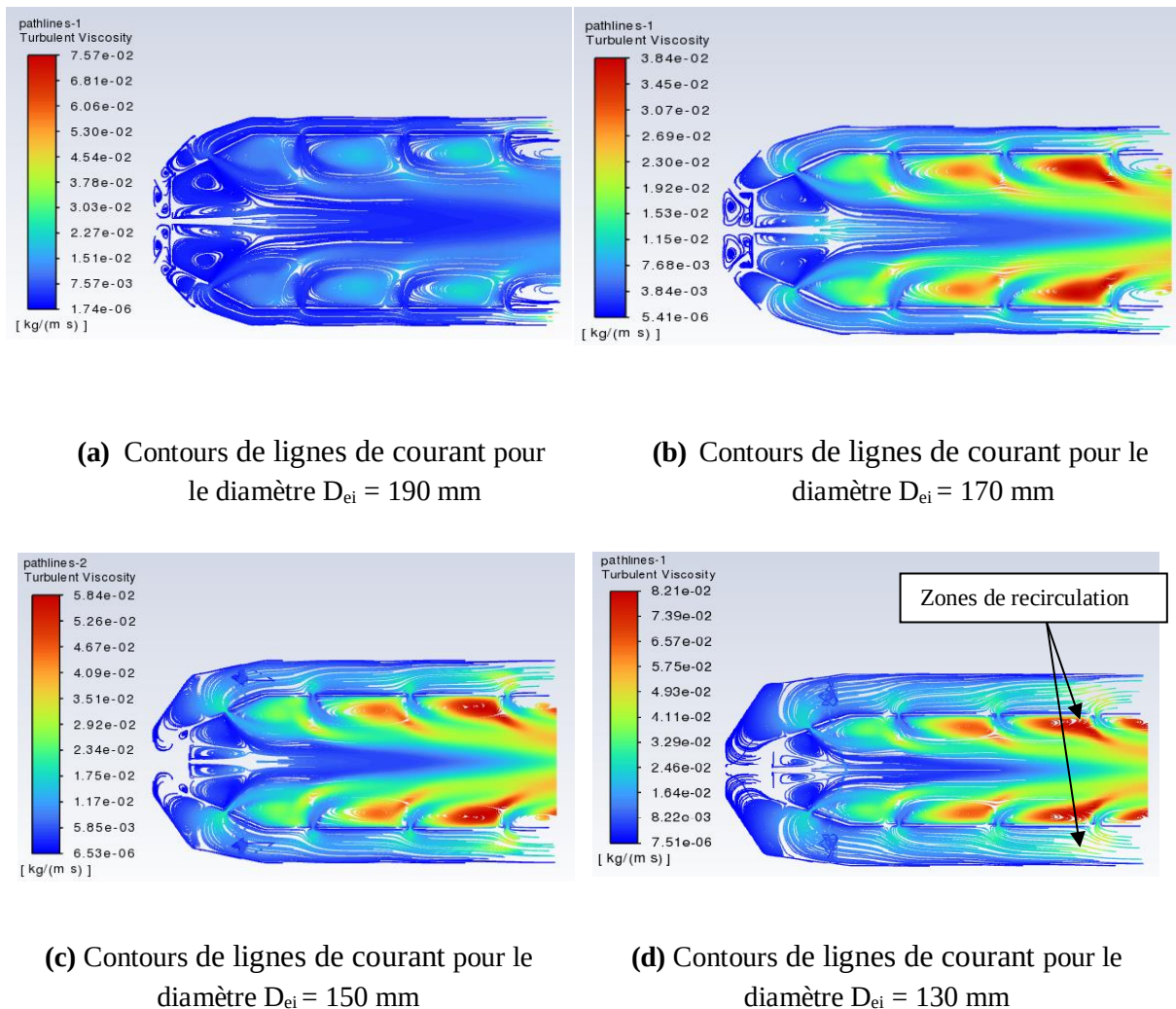


Figure IV. 19 : Contours de lignes de courant

IV.3. COMPARAISON DES RESULTATS

Nous présentons dans cette partie, une comparaison de nos résultats de simulation de la combustion dans la chambre, à espace annulaire, d'une turbine à gaz avec les résultats trouvés dans la littérature.

La simulation numérique est devenue une voie incontournable pour accélérer la conception d'une machine et l'optimisation de ses performances comme la diminution de la consommation de carburant ou la réduction de la pollution atmosphérique, etc...

Elle facilite également la compréhension et la visualisation des phénomènes physiques souvent inaccessibles par les mesures.

Dans la plupart des travaux de recherche récents utilisant la simulation, les calculs sont basés sur l'utilisation de codes de calcul comme Fluent et Ansys.

Harizi et al. (2013) ont étudié numériquement la combustion dans la chambre d'une micro-turbine à gaz, avec le modèle de combustion non pré-mélangé. Ils ont utilisé le modèle de turbulence « K- ϵ » standard sous Fluent. Enfin pour l'interaction des phénomènes chimique et de la turbulence ils ont utilisé le modèle « Eddy Dissipation ».

Dans ces travaux, ils ont étudié l'effet du système de refroidissement sur la combustion dans le cas où la paroi du tube de flamme est adiabatique. Dans ce qui suit, nous comparons les résultats de différents paramètres obtenus à partir de notre modèle, à ceux obtenus par Harizi et al [25].

IV.3.1 Contours de températures

Sur la figure (IV.20), nous avons représenté les contours de températures dans un plan de symétrie de la chambre de combustion, obtenus à l'aide de notre modèle et celui de Harizi et al [25]. Nous remarquons une grande similitude entre ces résultats. Les petits écarts entre ces derniers peuvent s'expliquer par le choix du modèle géométrique et des conditions aux limites qui sont différents.

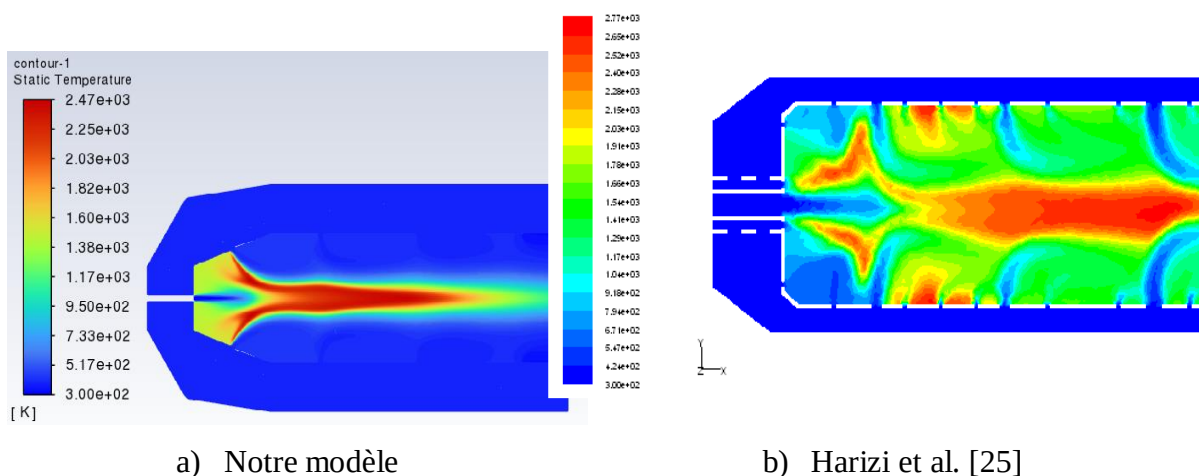


Figure IV. 20 : Contours de températures dans la chambre de combustion

IV.3.2. Contours de vitesses

La figure (IV.21) montre la comparaison des contours de la vitesse axiale moyenne, des vecteurs de vitesse des réactifs et des produits de combustion dans la chambre de combustion en présence du système de refroidissement, dans notre chambre et dans celle de Harizi et al [25].

Nous remarquons pour les deux modèles, des valeurs de vitesses négatives engendrées dans la figure (IV.21). C'est aussi le résultat de l'existence d'une zone de recirculation dans la zone primaire comme le montre cette même figure. Cette zone de recirculation joue un rôle dans l'amélioration du mélange entre les réactifs et les nouvelles injections dans la zone primaire.

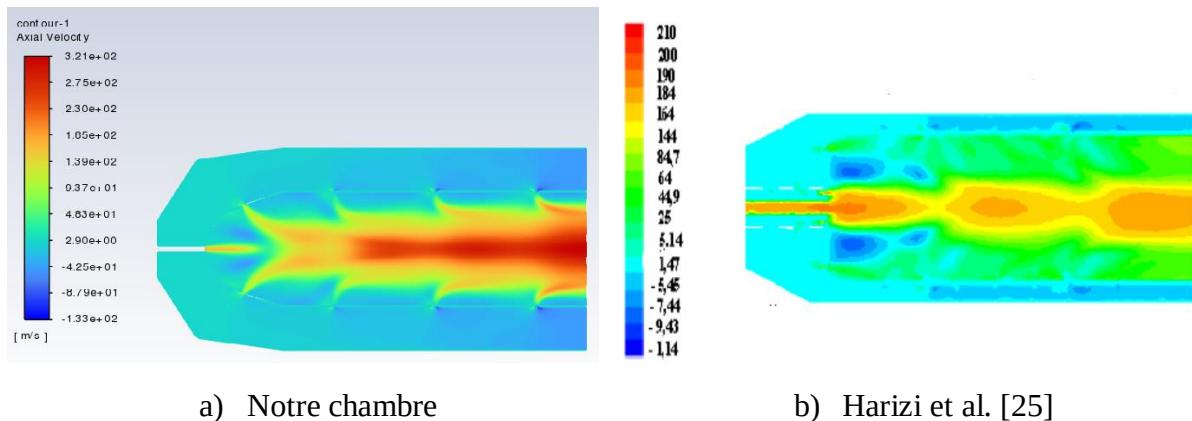


Figure IV. 21 : Contours de vitesses axiales dans la chambre de combustion

IV.3.3. Contours des fractions massiques de l'espèce CH_4

La figure (IV.22), montre les contours de l'espèce chimique CH_4 . Nous observons que sa fraction massique maximale se situe à l'entrée du tube de flamme. Plus on s'éloigne de l'entrée et plus la fraction de CH_4 diminue.

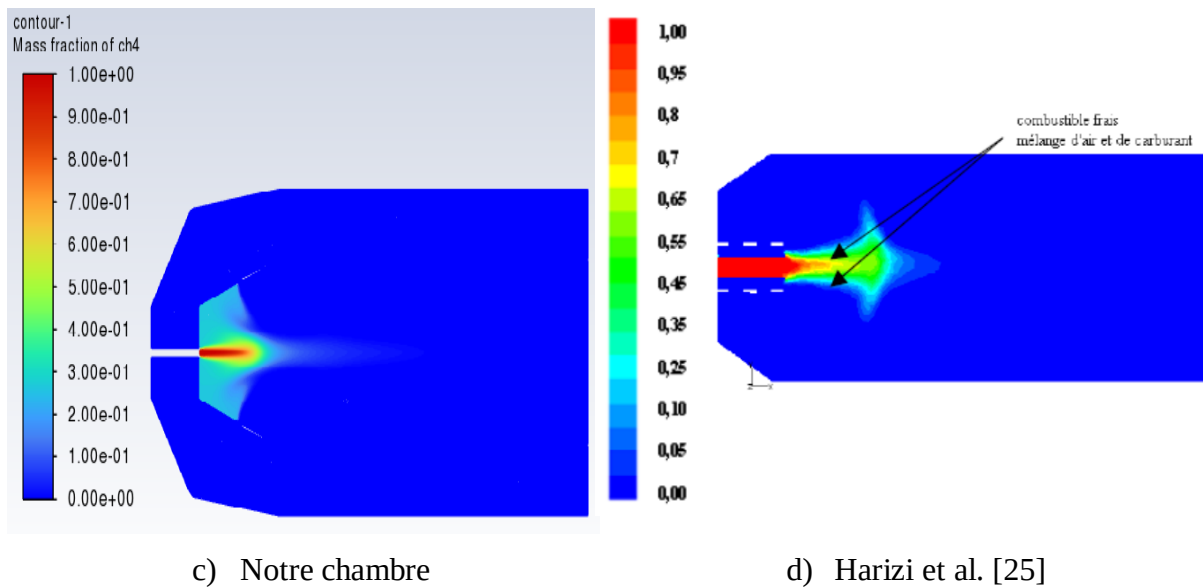


Figure IV.22 : Contours de l'espèce chimique CH_4

Pour les deux modèles, nous observons que la fraction massique de l'espèce chimique CH_4 maximale est égale à 1. Cette valeur se situe à l'entrée de tube de flamme. Plus on s'éloigne de l'entrée et plus la fraction diminue. La fraction massique de l'espèce CH_4 minimale est de 0.

Nous remarquons une grande similitude entre ces résultats. Les écarts entre ces derniers peuvent s'expliquer par le choix du modèle géométrique et des conditions aux limites qui sont différents.

A decorative horizontal border with a scroll-like appearance, featuring a thick black outline and a light gray shadow. The text is centered within this border.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le sujet sur lequel j'ai travaillé avec mes promoteurs dans le cadre de mon projet de fin d'études porte sur l'étude numérique de l'effet du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure, de la chambre de combustion d'une turbine à gaz, sur la combustion d'un mélange gaz naturel / Air, dans cette chambre. En travaillant sur ce sujet, il me semble participer à promouvoir l'utilisation de produits fossiles les moins polluants et ainsi contribuer à la protection de l'environnement.

Dans ce travail je suis cherché à répondre à la problématique suivante : Le diamètre de l'enveloppe intérieure de la chambre d'une turbine à gaz a-t-il une influence sur les caractéristiques de la flamme obtenue par la combustion d'un mélange Méthane / Air ? L'objectif était de trouver un diamètre optimal de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion qui permet une meilleure conception de la chambre de la turbine à gaz et donc un bon fonctionnement de cette dernière.

Pour mener à bien mon travail j'ai, d'une part, commencé à faire une recherche bibliographique sur les turbines à gaz en général et sur la combustion des hydrocarbures. D'autre part, j'ai effectué une recherche bibliographique sur la modélisation et la simulation des phénomènes de combustion. Par la suite je me suis perfectionnée à la simulation à l'aide du code de calcul « Ansys » entre autres. Ce cheminement était indispensable pour la suite de mon étude.

Afin d'étudier l'influence du diamètre extérieur de l'enveloppe intérieure, de la chambre de combustion d'une turbine à gaz sur la combustion d'un mélange Méthane / Air, nous avons considéré quatre diamètres différents de l'enveloppe intérieure de la chambre d'une turbine à gaz. Les centres de ces diamètres ont été définis à partir de l'axe de la chambre de combustion. Les diamètres sont notés « $D_1 = 190 \text{ mm}$ », « $D_2 = 170 \text{ mm}$ », « $D_3 = 150 \text{ mm}$ » et enfin « $D_4 = 130 \text{ mm}$ ». Ces considérations nous ont permis de réaliser quatre tests différents, pour voir l'évolution des grandeurs des produits issus de la combustion du mélange gaz naturel / Air dans la chambre de la turbine à gaz. Les évolutions des grandeurs des gaz de combustion ont été obtenues en faisant de la simulation à l'aide du code de calcul « Ansys ».

Il semble tout d'abord que les résultats de simulation, que nous avons trouvés montrent bien qu'il existe un diamètre optimal (voire une plage de diamètres optimaux entre [150 mm ; 170 mm]) de l'enveloppe intérieure de la chambre de combustion. Ce diamètre va

Conclusion générale

permettre à la turbine d'avoir un fonctionnement optimisé et par conséquent entre autres un rendement optimal.

Enfin, nous pensons aussi que ces résultats contribueront à l'avenir à une meilleure utilisation du gaz naturel.

Pour terminer ce projet s'est avéré très intéressant et j'espère qu'il sera poursuivi dans les années à venir pour traiter les questions qui sont restées sans réponse.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] P. Dirrenberger, « Etude expérimentale et théorique des vitesses de flammes laminaires d'hydrocarbures », thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2014.
- [2] R. I. Lewis, « Turbomachinery Performance Analysis », Elsevier Science & Technology Books, 1996.
- [3] D. Leidermark, « Modelling of constitutive and fatigue behaviour of a single-crystal nickel-base superalloy », thesis, Linköping University, Sweden, 2010.
- [4] S. Daoud, « Contribution à l'amélioration des performances des turbines à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial », thèse de magister, Université M'hamed Bougara-Boumerdes, 2016.
- [5] V. Dias, J. Vandooren, « Chimie de la combustion, Flammes à base d'hydrocarbures » Technique de l'ingénieur, traité Génie énergétique, 2008.
- [6] H. Prétrel et al., « Pressure variations induced by a pool fire in a well-confined and force ventilated compartment t », Fire Safety Journal, 52:11–24, 2012.
- [7] K. Boussouara « étude des émissions polluantes et des moyens de dépollution dans les moteurs à combustion interne » thèse de doctorat, 2010.
- [8] D. W. Bahr, « Aircraft turbine engine NOx emission abatement », Unsteady combustion, F. E. C. Culick, M. V. Heitor, and J. H. Whitelaw, eds., Kluwer Academic Publisher, Netherlands, 1996.
- [9] S. M. Correa, « A review of NOx formation under gas-turbine combustion conditions », Combustion Science and Technology, 87, pp. 329-362, 1992.
- [10] S. M. Correa, « Power generation and aeropropulsion gas turbines: From combustion science to combustion technology », Symposium (International) on Combustion, 27(2), pp. 1793-1807, 1998.
- [11] A. H. Lefebvre, « The Role of Fuel Preparation in Low-Emission Combustion », Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 117(4), pp. 617-654, 1995.
- [12] Y. Huang, and V. Yang, « Dynamics and stability of lean-premixed swirl stabilized combustion », Progress in Energy and Combustion Science, 35(4), pp. 293-364, 2009.
- [13] Nasser Shelil, « Flashback studies with premixed swirl combustion A ». The Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering, 2009
- [14] F. Harouadi et S. Boulahrouz, « Etude et analyse de la combustion turbulente dans un moteur alimenté en gaz naturel », Rev. Energ. Ren. Vol.3 93-103, 2000.

Références bibliographiques

- [15] P. Brequigny, « Influence de la nature du carburant sur la combustion en moteur à allumage », thèse de doctorat, Université d'Orléans, 2014.
- [16] G. Albouze, « Simulation aux grandes échelles des écoulements réactifs non-prémélangé », thèse de doctorat, Université de Toulouse, 2009.
- [17] S. Noui, « Etude Numérique de la combustion des gaz dans un four de cimenterie », Thèse de magister, Université de Batna, 2006
- [18] S. Nechad, « Prédiction numérique des flammes de diffusion avec le modèle d'écoulement laminaire en flammelettes », thèse de Magister, 2011.
- [19] L. Bouheraoua, « Simulation aux grandes échelles et modélisation de la combustion supersonique », thèse de Doctorat de l'Institut National des Sciences Appliquées de Rouen, 2014.
- [20] L. Vervisch, D. Veynante, « combustion turbulente » Institut national des sciences appliquées de Rouen, Laboratoire E.2M, Cedex, France, 2002.
- [21] A. H. Lefebvre & D. R. Ballal, « Gas Turbine Combustion », 2010.
- [22] M. P. Boyce, « Gas turbine engineering handbook », by Butterworth Heinemann, 2002.
- [23] H. Fortier-Topping, « Conception d'une chambre de combustion pour la micro-turbine à gaz SRGT-2 », Université -Sherbrooke (Québec) -, Canada, 2014.
- [24] M. Harizi, « Simulation numérique de la combustion dans une chambre d'une micro-turbine à gaz », thèse de Magister, Université -Khemis Miliana- Khemis Miliana, 2013.
- [25] Anil W. Date, « Introduction to Computational Fluid Dynamics », Cambridge University Press, 2005.
- [26] Charles E. Baukal, Jr., Vladimir Gershtein, and Xianming Jimmy Li, « Computational Fluid Dynamics in Industrial Combustion », CRC Press, 2001.
- [27] H. K. Versteeg, and W. Malalasekera, « An Introduction to Computational Fluid Dynamics » The Finite Volume Method, Longman Group Ltd, 1995.
- [28] Fluent 6.2 Users Guides, Lebanon, USA, 2005.
- [29] R. O. Fox, « Computational Models for Turbulent Reacting Flows », Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2003.
- [30] S. B. Pope, «Turbulent Flows », Cambridge University Press, Cambridge, UK. 2008.
- [31] D. C. Wilcox, « Turbulence Modeling for CFD », DCW Industries Inc., La Canada, USA, 1993.

Références bibliographiques

- [32] A. Stoukov, « Introduction à la mécanique des fluides numérique : Méthode des Volumes Finis. » Département Hydraulique/Mécanique des Fluides, Version initiale : Octobre, 2006.
- [33] N. Kapás, « Investigation of flow characteristics of Heller-type cooling towers with different cooling delta angles », Periodica Polytechnica Mechanical Engineering 47(2): 143-150, 2003.
- [34] B.F. Magnussen, B.H. Hjertager, « 16th Symposium (international) on combustion », 719-729, 1976.
- [35] M. Guestal, « Modélisation de la Convection Naturelle Laminaire dans Une Enceinte Avec Une Paroi Chauffée Partiellement », thèse de Magister, Université Mentouri Constantine, 2010.
- [36] A. Fadai-Ghotbi, « Modélisation de la turbulence en situation instationnaire par approches URANS et hybride RANS-LES : prise en compte des effets de paroi par pondération elliptique » thèse de Doctorat, Poitiers, 2007.
- [37] FLUENT v6.3, Fluent Incorporate Inc., Centerra Resource Park, 10, Cavendish Court, Lebanon, New Hampshire, USA, 03766, 2006.
- [38] ANSYS Release 11.0 (ICEM CFD and ANSYS CFX Documentations), 2011.
- [39] F. Ravelet, « Introduction à la simulation sous Fluent d'un problème Multiphasique », LEMFI – ENSAM, TP Fluent, 2008.