

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique
Laboratoire de Génie Mécanique et de développement

Mémoire de projet de fin d'études
Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

**Contribution à la conversion du moteur Diesel F4L912
en Dual-fuel (Diesel-GNC). Etude numérique par
simulation CFD**

Réalisé par : BOUTARFA Mohamed Oussama
Présenté et soutenu publiquement le 30-09-2021

Composition du jury :

Président	Djamel BOUKHETALA	Professeur	ENP
Examineur	Bouzid BENKOUSSAS	Professeur	ENP
Promoteur	Mohamed BENBRAIKA	MAA	ENP
Promoteur	Abdelhamid BOUHELAL	MCB	ENP
Promoteur	Arezki SMAILI	Professeur	ENP

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Laboratoire de Génie Mécanique et de développement

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

**Contribution à la conversion du moteur Diesel F4L912
en Dual-fuel (Diesel-GNC). Etude numérique par
simulation CFD**

Réalisé par : BOUTARFA Mohamed Oussama

Présenté et soutenu publiquement le 30-09-2021

Composition du jury :

Président	Djamel BOUKHETALA	Professeur	ENP
Examineur	Bouzid BENKOUSSAS	Professeur	ENP
Promoteur	Mohamed BENBRAIKA	MAA	ENP
Promoteur	Abdelhamid BOUHELAL	MCB	ENP
Promoteur	Arezki SMAILI	Professeur	ENP

Dédicaces

A mes très chers parents

A mes frères

A mes amis

A tous ceux qui m'aiment

Remerciement

Je voudrais remercier Dieu qui m'a guidé dans mes démarches, qui m'a donné le courage et la volonté de continuer mes études.

Je tiens à remercier mes encadreurs monsieur A. SMAILI, monsieur M. BENBRAIKA, et monsieur A. BOUHELAL, pour leur encadrement et leur disponibilité et leurs conseils, qui ont enrichi ma réflexion.

Je remercie également monsieur D. BOUKHETALA et monsieur B. BENKOUSSAS d'avoir acceptés de juger ce travail.

Je tiens aussi à remercier toutes les personnes qui ont participé à la réalisation de ce travail.

Enfin, j'exprime mes remerciements à l'ensemble des enseignants de Génie mécanique, ainsi que tous les autres, qui ont contribué à ma formation.

ملخص :

يتعلق العمل الموصوف في هذه المذكرة بتحويل محرك الديزل F4L912 من نوع Deutz للعمل بوقود مزدوج (ديزل وغاز طبيعي مضغوط). يتضمن هذا البحث دراسة عددية عن طريق محاكاة ميكانيكا الموائع العددية باستخدام برنامج انسيس فلويونت ANSYS FLUENT ، وذلك من خلال طريقتين مختلفتين لمحاكاة التدفق داخل تكوين جديد لمزج الهواء و الغاز الطبيعي المضغوط بمروحة في المدخل لمقارنة هاتين الأخيرتين (حالة مروحة السحب وتقنية إطار الدوران المتعدد). ويشمل البحث أيضاً محاكاة لميكانيكا السوائل العددية لتشغيل المحرك في وضع الوقود المزدوج ، عند الاستبدال بنسبة 80 %. باستخدام برنامج كونفارج، كان من الممكن تقدير أداء المحرك وتكوين الملوثات التي تم تقليلها في وضع وقود مزدوج بحوالي 22.77% لثاني أكسيد الكربون ، و 57.14% لثاني أكسيد الكربون و 22.77% للأكاسيد النيتروجين.

الكلمات المفتاحية : محرك وقود مزدوج ، مزج الهواء و الغاز الطبيعي المضغوط ، محاكاة ميكانيكا الموائع العددية ، الانبعاثات الملوثة.

Abstract :

The work described in this thesis focuses on the conversion of the Deutz F4L912 diesel engine to dual-fuel (Diesel-CNG). This research includes a numerical study by CFD simulation using ANSYS FLUENT software, which uses two different approaches to simulate the flow in a new air-CNG mixer configuration with a fan at the inlet in order to compare these two approaches (the Intake-fan condition and the MRF technique). It also includes a CFD simulation of the engine operation in dual-fuel mode at 80% substitution. With the help of CONVERGE v3.0, it was possible to estimate the engine performance and pollutant formation which are reduced in DF mode by about 22.77% for CO₂, 57.14% for CO and 22.77% for NO_x.

Key Words : Dual-fuel engine, Air-CNG mixer, CFD Simulation, emissions.

Résumé :

Le travail décrit dans ce mémoire porte sur la conversion du moteur Diesel de type Deutz F4L912 en Dual-fuel (Diesel-GNC). Cette recherche comprend une étude numérique par simulation CFD à l'aide du logiciel ANSYS FLUENT, qui utilise deux approches différentes pour simuler l'écoulement dans une nouvelle configuration de mélangeur air-CNG avec un ventilateur à l'entrée afin de comparer ces deux approches (la condition Intake-fan et la technique MRF). Elle comprend aussi une simulation CFD du fonctionnement du moteur en mode Dual-fuel, à 80 % de substitution. Avec l'aide de CONVERGE v3.0, il a été possible d'estimer les performances du moteur et la formation de polluants qui sont réduits en mode DF d'environ 22,77% pour le CO₂, 57,14% pour le CO et 22,77% pour les NO_x.

Mots clés : Moteur Dual-fuel, mélangeur air-GNC, simulation CFD, émissions polluantes.

Table des matières

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Liste des abréviations	
Introduction générale.....	14

Chapitre 1: Mode Dual fuel : revue bibliographique

1.1. Introduction	16
1.2. Le gaz naturel comprimé comme carburant de substitution.....	17
1.3. Adaptation du moteur au fonctionnement DF	17
1.4. Banc d'essai.....	19
1.4.1. Caractéristiques du moteur	19
1.4.2. Présentation du banc d'essai.....	19
1.5. Descriptions de l'injection.....	20
1.6. Homogénéité du mélange air-GNC	21
1.7. Types de mélangeur air-GNC.....	22
1.7.1. Mélangeur venturi	22
1.7.2. Mélangeur non-venturi	23
1.8. Rapport air-fuel	24
1.9. Techniques de combustion dans un moteur Dual-fuel	24
1.10. Performances et émissions polluantes d'un moteur Dual-fuel :.....	25
1.10.1. Effet sur les performances	25
1.10.2. Effet sur les émissions polluantes.....	28
1.11. Conclusion.....	31

Chapitre 2: Analyse CFD du mélangeur air-GNC

2.1. Introduction	32
2.2. L'outil CFD	32
2.3. Modèle mathématique	33
2.3.1. Hypothèses simplificatrices.....	33
2.3.2. Mise en équation	33
2.3.3. Modèle de la turbulence	34
2.4. Modèle numérique.....	38
2.4.1. Réalisation du modèle (la géométrie).....	38
2.4.2. Domaine de calcul	39
2.5. Maillage du modèle.....	40
2.5.1 Maillage de la couche limite (inflation)	41

2.5.2 Test d'Independence du maillage.....	41
2.5.3. Indice d'uniformité.....	43
2.6. Conditions aux limites.....	44
2.6.1. Conditions aux limites du premier modèle.....	44
2.6.2. Conditions aux limites du deuxième modèle.....	45
2.7. Paramètres de la simulation du premier modèle.....	47
2.8. Conclusion.....	48

Chapitre 3: Résultats et discussions

3.1. Vérification du maillage.....	49
3.2. Résultats du test GIT.....	50
3.3. Répartition de la vitesse à l'intérieur des mélangeurs.....	53
3.4. Comparaison entre les effets des paramètres de conception des mélangeurs originaux et optimisés sur l'homogénéité du mélange air-GNC et la chute de pression à l'intérieur du mélangeur.....	54
3.4.1. Distribution de la pression à l'intérieur du mélangeur.....	54
3.4.2. Indice d'uniformité du méthane dans les deux modèles de mélangeur.....	55
3.5. Validation numérique.....	56
3.5.1. Application du principe de de conservation d'énergie.....	56
3.5.2. Calcul des pertes de pression.....	57
3.5.3. Calcul de la vitesse à la sortie du mélangeur.....	60
3.5.4. La vitesse à la sortie du mélangeur à partir de la simulation.....	60
3.6. Conclusion.....	62

Chapitre 4: Analyse CFD du processus de combustion

4. Analyse CFD du processus de combustion.....	62
4.1. Introduction.....	62
4.2. Description du code CONVERGE.....	63
4.3. Structure standard de CONVERGE V3.0.....	63
4.4. Equations régissant les écoulements réactifs.....	63
4.5. Modèles utilisés.....	64
4.5.1. Modèle de la combustion.....	65
4.5.2. Modèle d'injection.....	65
4.5.3. Modèle de turbulence.....	65
4.6. Fichiers d'entrée et de sortie dans converge.....	66
4.6.1. Fichiers d'entrée.....	66
4.6.2. Fichiers de sortie.....	66
4.6.3. La géométrie adoptée pour le moteur F4L912.....	67
4.7. Préparation du code CONVERGE.....	68
4.7.1. Maillage du modèle.....	68

4.7.2. Test GIT	69
4.7.3. Proportion de carburant pilote et primaire consommée.....	70
4.7.4. Conditions initiales.....	70
4.7.5. Conditions aux limites.....	70
4.8. Résultats et discussions	71
4.8.1. Champ de pression distribution de la température	71
4.8.2. Émissions polluantes	72
4.8.2.1. Emission d'oxyde d'azote (NO _x).....	73
4.8.2.2. Emission de dioxyde de carbone (CO ₂).....	73
4.8.2.3. Emission de monoxyde de carbone (CO).....	74
4.8.2.4. Emission des suies.....	75
4.9. Conclusion.....	75
Conclusion générale	76
Bibliographie.....	77

Liste des figures

Figure 1.1	Schéma d'un mode DF [5].....	18
Figure 1.2	Le schéma du montage expérimental d'un moteur DF [9]	18
Figure 1.3	Différents constituants du banc d'essai [10]	20
Figure 1.4	Méthodes d'injection de carburant primaire [13].....	21
Figure 1.5	Modèle d'un mélangeur venturi avec ventilateur [12]	23
Figure 1.6	Les composants d'un mélangeur SFPMC [18].....	23
Figure 1.7	Techniques de combustion dans un moteur dual fuel [19].....	25
Figure 1.8	Puissance et couple en fonction du régime moteur [24].....	26
Figure 1.9	Pressions des cylindres avec différentes quantités de Diesel à différentes charges : (a) à faible charge ; (b) à forte charge [7].....	27
Figure 1.10	Pressions dans les cylindres à différents moments d'injection du diesel [9]	28
Figure 1.11	Emission du NO _x en mode Diesel et en mode Dual-fuel[27].....	29
Figure 1.12	Emission du CO ₂ en mode Diesel et en mode Dual-fuel [27]	30
Figure 1.13	Emission du CO en mode Diesel et en mode Dual-fuel [27]	30
Figure 2.1	Conception du premier modèle	39
Figure 2.2	Conception du second modèle.....	39
Figure 2.3	Domaine de calcul du premier modèle.....	40
Figure 2.4	Domaine de calcul du second modèle.....	40
Figure 2.5	Maillage de la couche limite	41
Figure 2.6	Niveaux de maillage utilisé pour le test	43
Figure 2.7	La ligne moyenne pour la mesure de la pression et le diamètre de sortie pour la mesure de la fraction du méthane	43
Figure 2.8	Faces auxquelles des conditions aux limites ont été appliquées	47
Figure 3.1	Distribution d'Y+ pour le premier cas de maillage.....	50
Figure 3.2	Fraction du méthane sur le diamètre de sortie du mélangeur pour différents éléments de maillage	51
Figure 3.3	Pression sur la ligne moyenne le long du mélangeur pour différents éléments de maillage	51
Figure 3.4	L'indice d'uniformité UI à la sortie du mélangeur pour différents éléments de maillage .	52
Figure 3.5	Fraction du CH ₄ au plan méridien pour les 2 dernier cas de maillage	52
Figure 3.6	Répartition de la vitesse de l'écoulement au sein du premier modèle	53
Figure 3.7	Répartition de la vitesse de l'écoulement au sein du deuxième modèle	54
Figure 3.8	Distribution de la pression au sein du premier modèle	55
Figure 3.9	Distribution de la pression au sein du deuxième modèle	55
Figure 3.10	Distribution de pression le long du mélangeur obtenue par la simulation	59
Figure 3.11	Distribution de pression lors d'une mesure expérimentale sur banc d'essai [2].....	60
Figure 3.12	Répartition de la vitesse de l'écoulement au plan méridien du mélangeur	61
Figure 3.13	Répartition de la vitesse de l'écoulement à la sortie du mélangeur	61
Figure 4.1	Géométrie de la chambre de combustion	67
Figure 4.2	Géométrie du piston	67
Figure 4.3	Domaine de calcul.....	68
Figure 4.4	Maillage du modèle.....	69

Figure 4.5 Résultat du test GIT	70
Figure 4.6 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel conventionnel et en mode Dual-fuel en termes de pression dans le cylindre	71
Figure 4.7 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel conventionnel et en mode Dual-fuel en termes de température.....	72
Figure 4.8 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel conventionnel et en mode Dual-fuel en termes de taux de dégagement de chaleur	72
Figure 4.9 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de NO _x	73
Figure 4.10 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de CO ₂	74
Figure 4.11 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de CO	74
Figure 4.12 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de suie.....	75

Liste des tableaux

Tableau 1.1 Les compositions et les proportions approximatives de certains combustibles fossiles et bio-carburants utilisés dans un moteur Diesel [5].	16
Tableau 1.2 Composition du gaz naturel [8].	17
Tableau 1.3 Les principales caractéristiques techniques du moteur utilisé.	19
Tableau 1.4 Consommation de carburant et de la consommation d'énergie spécifique du moteur diesel en mode diesel seul et en mode dual-fuel [23].	26
Tableau 1.5 Concentration des polluants émis par le moteur Diesel en mode Diesel seul et en mode Dual-fuel [25].	28
Tableau 2.1 Les différents paramètres géométriques du mélangeur [9].	38
Tableau 2.2 Nombre de nœuds et d'éléments, utilisés dans la simulation pour le test d'indépendance du maillage pour le premier modèle.	42
Tableau 2.3 Paramètres des conditions aux limites.	47
Tableau 3.1 Nombre de nœuds et d'éléments, ainsi que la valeur du UI utilisés dans la simulation pour le test du GIT.	51
Tableau 3.2 Valeur de l'indice d'uniformité ainsi que la fraction du méthane pour les deux modèles de mélangeurs.	56
Tableau 3.3 Résultats théoriques de la perte de pression dans le mélangeur.	59
Tableau 4.1 Résumé des modèles numériques.	64
Tableau 4.2 Différents paramètres de l'injection.	65
Tableau 4.3 Résumé des fichiers d'entrée.	66
Tableau 4.4 Résumé des différents types de fichiers de sortie.	66
Tableau 4.5 Nombre de nœuds et d'éléments, utilisés dans la simulation pour le test d'indépendance du maillage.	69
Tableau 4.6 Masse à injecter Diesel/GNC.	70

Nomenclature

A_i	Air de la i ème face [m^2]
C	Couple moteur [$N.m$]
C_f	Coefficient de friction
C_h	Consommation horaire [kg/h]
C_p	Chaleur spécifique à pression constante [$J/kg.K$]
C_s	Consommation spécifique [g/kWh]
C_μ	Coefficient du modèle de turbulence choisi
C_y	Cylindrée [l]
D	Diamètre de section passage [mm]
f	Facteur de frottement
$f_{moy}^{CH_4}$	Fraction moyenne du CH_4
$f_i^{CH_4}$	Fraction sur la i ème face du CH_4
k	Energie cinétique de turbulence [m^2/s^2]
K	Coefficient de perte de charge singulière
M	Masse molaire [$kg/kmole$]
M	Le nombre de Mach
\dot{m}	Débit massique [kg/s]
N	Vitesse de rotation (régime) [tr/min]
P	Puissance [kW]
P	Pression totale [bar]
Q_{air}	Débit volumique d'air [m^3/s]
R	Constante universelle des gaz parfaits [$J/kmole.K$]
Re	Nombre de Reynolds
$r_{air/fuel}^{th}$	Rapport théorique air/carburant
S	Source d'énergie
T	Température des gaz résiduels [K]
u	Energie interne [J]
v	Vitesse [m/s]
ρ	Masse volumique [kg/m^3]
μ	Viscosité dynamique [$kg/m.s$]
ν	Viscosité cinématique [m^2/s^2]
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence [m^2/s^3]

Ω	Vitesse angulaire [rad/s]
γ	Rapport des chaleurs spécifiques
η_v	Le taux de remplissage
η_{eff}	Le rendement effectif [%]
τ_D	Le taux de substitution [%]
δ_{ij}	Symbole de Kronecker

Liste des abréviations

CFD	Computational fluids dynamics
DF	Dual-fuel
EMO	Entreprise de fabrication des Moteurs Constantine
GIT	Grid Independance Test
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié
GNC	Gaz Naturel Comprimé
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
UI	L'indice d'uniformité

Introduction générale

Contexte

En raison des préoccupations croissantes concernant les réserves limitées de combustibles fossiles et les réglementations environnementales strictes, la recherche pour améliorer les performances des moteurs à combustion interne et réduire les émissions est devenue l'aspect le plus important de la communauté scientifique intéressée par la combustion et le développement de ces moteurs. Des situations difficiles (guerres récentes, chocs pétroliers) et la prise de conscience du caractère inévitablement limité des ressources pétrolières ont été à la base de nombreuses recherches sur les carburants. Récemment, la pression pour réduire les émissions polluantes a accru l'intérêt de cette recherche.

Une des solutions que proposent les scientifiques est de convertir un moteur diesel en un moteur DF. Cette conversion a pour objectif de réduire le coût du carburant ainsi que jusqu'à 15,9 % des émissions de dioxyde de carbone et 96 % des émissions d'oxyde d'azote[1]. Il peut également éliminer presque tout le monoxyde de carbone et la plupart des particules [2]. Le fonctionnement des moteurs Dual-fuel a connu d'importants progrès, et l'utilisation de carburants alternatifs pour résoudre le problème des émissions polluantes a attiré de plus en plus l'attention des chercheurs. Les deux combustibles sont injectés dans des concentrations différentes en fonction de la puissance requise[3]. Le Diesel est utilisé pour lancer la combustion comme dans un moteur diesel classique, par auto-inflammation du mélange d'air et d'une petite quantité de diesel injectée. La combustion se diffuse ensuite au mélange air-gaz. L'allumage du gaz naturel est donc contrôlé par l'allumage du gazole, et non plus par une bougie d'allumage comme dans un moteur à allumage commandé classique. La transformation entre les deux régimes de combustion (auto-inflammation et propagation) fait actuellement l'objet des recherches approfondies[4].

Grâce à son indice de méthane élevé, le gaz naturel peut être utilisé dans des moteurs ayant un taux de compression relativement élevé et atteindre un rendement supérieur à celui d'un moteur à gaz.

Objectif de l'étude

L'Entreprise des Moteurs de Constantine EMO s'est engagée en collaboration avec le département de Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique pour lancer le projet de conversion de ses moteurs Diesel F4L912 de marque la DEUTZ en Dual-Fuel (Diesel-GNC).

EMO est une entreprise publique de fabrication des moteurs Diesel de marque DEUTZ à adaptation multiple depuis 1970. Afin de créer des nouvelles sources d'investissement et pour être en accord avec la tendance économique mondiale, l'entreprise a lancé ce projet prometteur de conversion de ses moteurs en Dual-fuel comme première étape, la deuxième étape du projet sera de tenter une conversion totale en GNC.

Notre projet est une contribution et une amélioration des études faites au préalable dans la thématique de conversion du moteur Diesel F4L912 en dual-fuel.

Notre travail consiste à faire :

- Une analyse CFD du mélangeur air-GNC.

- Simulation de la combustion en mode dual-fuel en utilisant le logiciel Converge v3.0.

Plan du rapport

Ce rapport présente le travail effectué au cours de cette phase de l'étude. Il se compose de quatre chapitres :

Le premier concerne une synthèse bibliographique portant sur le mode dual-fuel son utilité en comparaison avec le moteur Diesel conventionnel.

Le deuxième est consacré à l'étude numérique du mélangeur air-GNC, les modèle mathématique et numérique, le maillage, les conditions aux limites et en terminant le chapitre par la méthode de résolution numérique utilisée.

Le troisième chapitre présente les résultats des simulations numériques par CFD mentionnés dans le chapitre 2 et leurs interprétations.

Le quatrième chapitre présente un code CONVERGE V.3.0 qui a été adopté pour analyser le processus de combustion dans le moteur F4L912, fonctionnant en mode Diesel et DF (Diesel et gaz naturel).

Nous concluons le présent mémoire par une conclusion générale résumera tous les résultats atteints dans ce travail et de quelques perspectives.

Chapitre 1

Mode Dual fuel : Généralité

Dans ce chapitre, nous présenterons le modèle dual fuel et fournirons une synthèse des outils et des concepts théoriques utilisés dans l'analyse. Ce mode a une plage de travail qui mérite une attention particulière, à savoir faible charge et pleine charge. Les caractéristiques de combustion, d'émissions et de performances ont fait l'objet de diverses études pour mieux comprendre le fonctionnement du moteur en mode Dual-fuel (Diesel / gaz).

1.1. Introduction

La conversion des moteurs diesel classiques en moteurs à Dual-fuel à l'objectif de réduire les émissions polluantes et le coût du carburant après le développement des énergies renouvelables. Plusieurs chercheurs ont porté leur attention sur ce type de moteur qui utilise le gaz naturel comprimé comme carburant primaire. Il convient de noter que le GNC est un carburant conseillé pour les moteurs ayant un taux de compression élevé.

L'importance de son indice d'octane lui permet un bon rendement du moteur. Par ailleurs, il a été suggéré que les moteurs fonctionnant en mode DF alimentés par du GNC, peut être utilisé pour réduire la quantité de Diesel injectée, et dans le même temps, diminuer ces émissions polluantes. Dans un moteur à allumage par compression, et à proximité de l'injection du carburant pilote, la température de l'air est d'environ 553 K. Dans ces conditions, en fonctionnement DF le GNC ne peut s'enflammer, sans la présence d'une petite quantité de combustible pilote, engendrant une augmentation de la température jusqu'à environ 2010K [3]. Il a été également observé, que le moteur en DF, nécessite une durée de combustion prolongée, et un allumage tardif. Aussi, au moyen d'un combustible possédant un indice de cétane élevé, le délai d'auto-inflammation peut être réduit.

Différents carburants (GNC, GPL, hydrogène, bio-carburants, etc.) peuvent être utilisé pour faire fonctionner le moteur diesel conventionnel fonctionnant en Dual-fuel tout en maintenant l'efficacité du moteur et en réduisant les émissions polluantes afin de respecter les normes d'émission[1]. Le tableau 1.1 présente les combustibles fossiles et les bio-carburants utilisés dans les applications de transport diesel.

Tableau 1.1 Les compositions et les proportions approximatives de certains combustibles fossiles et bio-carburants utilisés dans un moteur Diesel [5].

Fuel	Approximate average formula	Average molecular weight	Approx. C:H ratio	Energy density (MJ/L)	Energy density (MJ/m ³)	CO ₂ emissions (g/MJ)
NG	~ CH _{3,85}	18.2	1:3:85	---	38.2	51.3
LNG	~ CH _{3,85}	18.2	1:3:85	25	---	51.3
CNG	~ CH _{3,85}	18.2	1:3:85	---	38.2	51.3
LPG	~ C ₃ H _{7,8}	49	1:2:6	25.7	---	60.2
Petrol	~ C _{5,4} H _{10,7}	80	1:2	35.2	---	---
Automotive Diesel	~ C _{15,2} H _{22,2}	212	1:1.9	38.6	---	65.8
Methanol	~ CH ₃ OH	32.04	1:4	15.8	---	60.8
Ethanol	~ CH ₃ CH ₂ OH	46.07	1:3	23.4	---	64.3
Biodiesel	~ C ₁₃ H ₂₉ O	201	1:2.29	33.3	---	85.0

1.2. Le gaz naturel comprimé comme carburant de substitution

Le gaz naturel est principalement composé de méthane, mais contient également des traces d'éthane, de propane, d'azote, d'hélium, de dioxyde de carbone, de sulfure d'hydrogène et d'eau. Le méthane est le principal composant du gaz naturel [7]. Généralement, plus de 90 % du gaz naturel est du méthane. Les compositions détaillées du gaz naturel sont présentées dans le tableau 1.2.

Tableau 1.2 Composition du gaz naturel [8]

Composé	Typique	Maximum	Minimum
Méthane	87.3%	92.8%	79.0%
Ethane	7.1%	10.3%	3.8%
Propane	1.8%	3.3%	0.4%
Butane	0.7%	1.2%	0.1%
Azote	2.2%	8.7%	0.5%
Dioxyde de carbone	0.9%	2.5%	0.2%

1.3. Adaptation du moteur au fonctionnement DF

Les modifications apportées au moteur conventionnel doivent être aussi simples et aussi peu nombreuses que possible, car l'espace est souvent insuffisant pour installer des dispositifs volumineux. Il faut également s'efforcer de réduire la consommation spécifique globale d'énergie et de carburant un niveau inférieur, et au moins pas supérieur à celui associé au fonctionnement normal du diesel[5].

Le moteur a été modifié avant de fonctionner en mode dual fuel. Cela comprend l'installation d'un système d'alimentation et d'un système de contrôle du gaz combustible pour assurer le bon déroulement de l'essai du moteur. Le schéma de principe du mode DF est présenté à la figure 1.1. Certaines mesures de sécurité doivent être respectées avant de démarrer la série d'essais moteurs afin de tester correctement en mode dual-fuel :

- Installez une vanne de sécurité pour empêcher le gaz de pénétrer dans le collecteur d'admission et le cylindre lorsque le moteur est arrêté.

- Surveiller en permanence l'état de combustion des cylindres du moteur lorsqu'il tourne à plein régime grâce à l'ordinateur (graphique de pression).
- Il est également important de vérifier la température des gaz d'échappement, car cela peut indiquer un incendie.

De plus, le mélangeur de gaz doit être installé sur le collecteur d'air de sorte que l'air et le gaz naturel (combustible mélangé) soient complètement mélangés. Dans le système de carburant, le principe Venturi est utilisé pour obtenir le bon mélange gaz-air grâce à un contrôleur de carburant sensible et correctement calibré et correctement calibré[6].

La figure 1.2 est un schéma du montage expérimental.

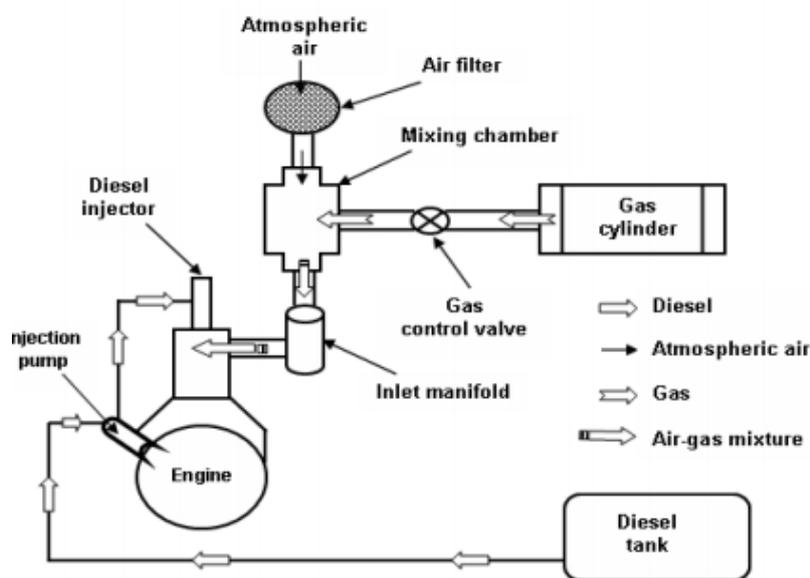


Figure 1.1 Schéma d'un mode DF [5]

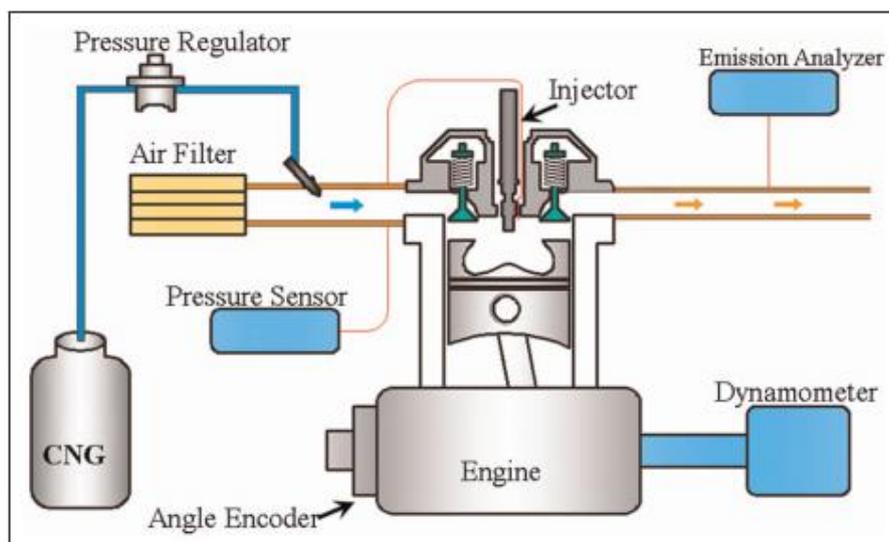


Figure 1.2 Le schéma du montage expérimental d'un moteur DF [9]

1.4. Banc d'essai

1.4.1. Caractéristiques du moteur

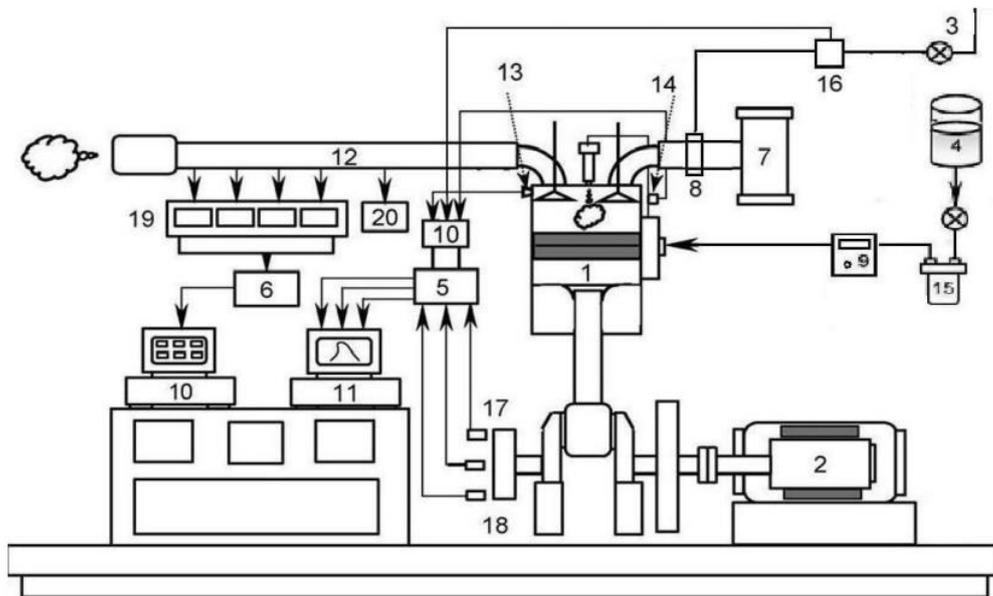
Le moteur utilisé est un moteur Diesel à quatre cylindres F4L912, refroidi à l'air. Les principales caractéristiques techniques de ce moteur sont données dans le tableau 1.3.

Tableau 1.3 Les principales caractéristiques techniques du moteur utilisé

Constructeur	DEUTZ
Désignation	F4L912
Nombre de cylindre	4
Cylindrée totale (L)	3.77
Régime (tr/min)	1500
Puissance maximale (kW)	37
Couple moteur (N.m)	235
Système de refroidissement	A air
Alésage (mm)	100
Course (mm)	120
Début d'injection avant PMH (°)	18
Poids (kg)	330
Ralenti extrême (tr/min)	650-700
Taux de compression	19 :1
Adaptation	Groupe électrogène
Débit d'injection en pleine charge (mm^3/coup)	54-56

1.4.2. Présentation du banc d'essai

Il se compose d'un moteur F4L912 conçu pour fonctionner à des vitesses comprises entre 0 et 1500 tr/min et peut générer une puissance de 37 kW. Il comprend également un frein à mesure de force, un analyseur de particules, une chambre d'analyse des gaz d'échappement et un système d'alimentation en air pour alimenter le moteur fonctionnant en mode Dual-fuel. La figure 1.3 ci-dessous montre les différents composants du banc d'essai.



- | | |
|---------------------------------|--|
| 1. Moteur diesel monocylindre | 11. Système d'acquisition rapide |
| 2. Dynamomètre (Frein) | 12. Système d'acquisition lente |
| 3. Combustible gazeux | 13. Capteur de pression cylindre |
| 4. Réservoir de gazole | 14. Capteur de la pression d'injection |
| 5. Carte du capteur de pression | 15. Filtre de combustible liquide |
| 6. Carte de l'analyseur fumée | 16. Débitmètres massiques pour gaz carburant |
| 7. Entrée d'air d'admission | 17. Détecteur du PMH |
| 8. Mélangeur air-gaz | 18. Capteur de vitesse de rotation |
| 9. Débitmètre de combustible | 19. Analyseur de fumée |
| 10. Amplificateurs de signal | 20. Analyseur des suies |

Figure 1.3 Différents constituants du banc d'essai [10]

1.5. Descriptions de l'injection

Le phénomène de combustion pour les moteurs diesel dépend fortement de l'injection de combustible dans chambre de combustion. L'utilisation d'un combustible primaire (gaz) et d'un combustible pilote dans un moteur DF conduit à une combustion plus complexe, parce que les deux carburants sont brûlés en même temps dans le cylindre du moteur [7].

Les méthodes d'injection du combustible gazeux dans les moteurs Dual-fuel varient fortement en termes de complexité de conception et de Coût. Ces modes sont d'une grande importance et peuvent contrôler le déroulage du processus de combustion et les performances du moteur concerné. En principe, il est nécessaire que l'injection du carburant gazeux dans chambre de combustion du moteur et son mélange avec l'air requis produisent un mélange homogène aux propriétés uniformes au moment de l'injection du gaz pilote (diesel). Cela peut ne pas être une tâche facile à accomplir entièrement, surtout lorsque des approches relativement simples sont adoptées, tout en maintenant la possibilité d'utiliser le moteur diesel[8].

Le carburant primaire peut être injecté dans le cylindre du moteur par l'une des méthodes suivantes : la figure 1.4 illustre les quatre méthodes d'injection alternative.

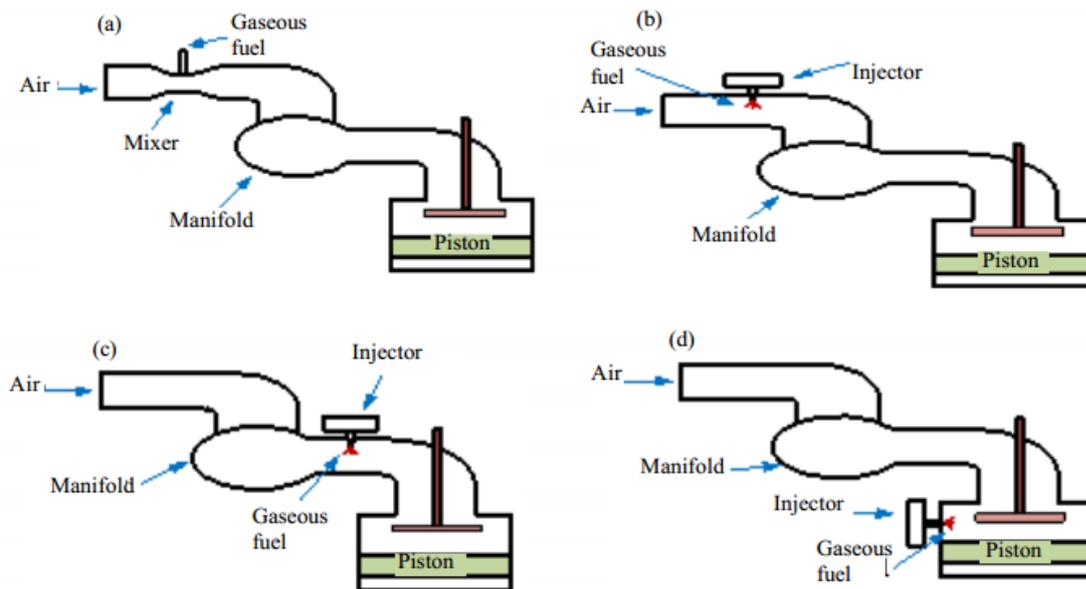


Figure 1.4 Méthodes d'injection de carburant primaire [13]

a. injection mélangeur/carburateur : Injection par mélangeur/carburateur : Le mélangeur conduit l'air d'admission à travers un venturi, ce qui entraîne une différence de pression d'air minimale. Celle-ci permet de mélanger le carburant (en le mélangeant d'abord à l'air), puis agit comme une force pour pousser le mélange de la buse du carburateur dans le flux d'air d'admission[9].

b. injection en un seul point : L'injection monopoint est une injection à commande électromagnétique pour l'ouverture de son aiguille. Il n'y a qu'un seul injecteur qui est situé dans le boîtier de papillon au lieu du carburateur. Ce système est assez précis mais trop éloigné du cylindre, il a donc tendance à disparaître.

c. injection multipoint : le système d'injection séquentielle ou injection multipoint injecte le carburant dans chaque cylindre via l'orifice d'admission, juste avant la soupape d'admission. Ce système utilise un ou plusieurs injecteurs de carburant pour chacun des cylindres.

d. injection directe : Ici, ce n'est pas si simple car cette méthode nécessite une modification du cylindre du moteur. La buse de l'injecteur va directement dans la chambre de combustion, il pulvérisera donc le combustible au moment voulu dans cette chambre.

1.6. Homogénéité du mélange air-GNC

L'efficacité de la combustion augmente avec l'augmentation du mélange homogène du carburant avec l'air dans le moteur. La formation d'un mélange de carburant gazeux avec l'air est plus critique que celle d'un carburant liquide en raison de sa faible densité et de sa moindre pénétration dans le carburant. Même si le carburant gazeux peut facilement se mélanger à l'air en raison de sa grande diffusivité, il peut ne pas avoir suffisamment de temps pour se mélanger, en particulier à des régimes élevés, ce qui entraîne une mauvaise formation du mélange. Si l'injecteur de gaz était monté à une grande distance du cylindre du moteur pour permettre un temps de mélange plus long, la totalité du carburant induit peut ne pas atteindre le cylindre dans le temps disponible (temps entre l'ouverture et la fermeture de la soupape

d'admission). Alors que l'injecteur serait monté près du cylindre du moteur, les fluides peuvent ne pas se mélanger correctement en raison de la réduction du temps de mélange. Il faut donc trouver un compromis entre ces deux aspects[10].

1.7. Types de mélangeur air-GNC

Le mélangeur de gaz est un dispositif utilisé pour déterminer la quantité de gaz naturel et d'air avant d'entrer dans le moteur. Il injecte le gaz dans le courant d'air d'admission d'une chambre de chambre de combustion interne en utilisant une combinaison de trous radiaux et de tubes radiaux situés sur le périmètre d'un passage d'air[11].

La revue de la littérature indique que les mélangeurs air-carburant peuvent être classés comme suit en fonction de leur forme géométrique :

1.7.1. Mélangeur venturi

Le mélangeur de gaz Venturi est un organe qui utilise l'effet Venturi. Il s'agit d'un cas particulier du principe de la tuyère convergente-divergente de Bernoulli. Il convertit l'énergie de pression du fluide de travail en énergie de vitesse au niveau du col horizontal pour former une zone de basse pression. Cette zone de basse pression attire et entraîne le fluide d'aspiration (GNC) dans le mélangeur, où il se mélange au fluide de travail. La figure 1.5 montre le modèle de mélangeur Venturi avec ventilateur d'aspiration.

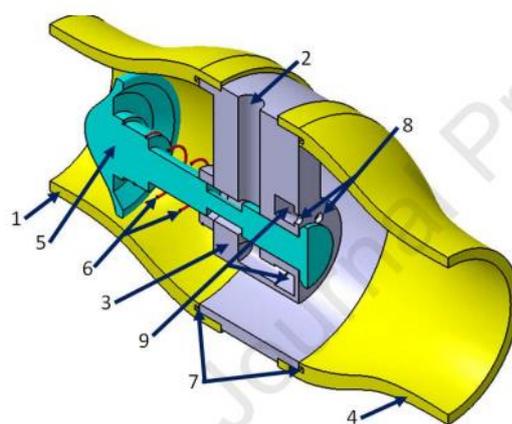
Le rapport air-carburant (AFR) du mélange généré doit se situer dans la plage déterminée par les conditions de fonctionnement du moteur à gaz. Un rapport air-carburant hors norme entraînera un fonctionnement instable du moteur à gaz et la production d'émissions de gaz d'échappement non conformes aux normes environnementales. S'il n'y a pas de pression supplémentaire à l'entrée de l'air ou du gaz combustible, le rapport air-carburant du mélangeur dépendra uniquement de la conception du mélangeur. Pour cette raison, la conception du mélangeur est très importante ; il doit être conçu pour répondre aux exigences du rapport air-gaz pour différentes charges sans utiliser de contrôle par rétroaction. En outre, pour améliorer le rendement du moteur, le mélangeur de gaz doit produire un mélange air-gaz uniforme et présenter une faible perte de pression[12].



Figure 1.5 Modèle d'un mélangeur venturi avec ventilateur [12]

1.7.2. Mélangeur non-venturi

Ce type de mélangeur dépend du contrôle mécanique de la quantité de carburant (GNC) et d'air qui entre dans le mélangeur. La plupart des mélanges de cette catégorie dépendent de la vanne papillon qui est directement reliée à une pédale d'accélérateur (Diesel) pour contrôler la quantité d'air et de carburant qui entre dans le mélangeur. En outre, d'autres types de mélangeurs dépendent de la force de l'air pour contrôler une quantité de carburant. La figure 1.6 représente un exemple d'un mélangeur SFPMC (Secondary fuel pre-mixing controller) avec une valve de contrôle. Les formes des mélangeurs diffèrent également de la forme du mélangeur venturi de cette catégorie[10].



Part no	Details
1	Air inlet part
2	CNG entrance
3	Main controller body
4	Mixture outlet part
5	Control valve
6	spring
7	Plastic washers
8	CNG outlet holes
9	CNG distribution room

Figure 1.6 Les composants d'un mélangeur SFPMC [18]

1.8. Rapport air-fuel

L'AFR (air-fuel ratio) est un facteur important qui affecte les performances du moteur. L'AFR est classé en trois types : l'AFR stœchiométrique, le mélange de carburant pauvre et le mélange de carburant riche. La quantité minimale d'air nécessaire à la combustion complète du carburant est appelée AFR stœchiométrique. La quantité d'air supérieure au taux stœchiométrique est appelée excès d'air. La quantité d'air inférieure à la quantité stœchiométrique est appelée insuffisance d'air. Le rapport d'équivalence est le rapport entre le rapport air-fuel réel (actuel) et l'AFR stœchiométrique.

$$\text{Rapport d'équivalence air-fuel : } \quad \varphi = \frac{(F/A)_A}{(F/A)_S}$$

Où : $\left(\frac{F}{A}\right)_A = \frac{m_{air}}{m_{fuel}}$, c'est le rapport air-fuel réel (actuel).

$(F/A)_S$ C'est le rapport air-fuel stœchiométrique.

- Pour les mélanges stœchiométriques : $\varphi = 1$
- Pour les mélanges pauvres en carburant : $\varphi < 1$
- Pour les mélanges riches en carburant : $\varphi > 1$

Un mélange air-carburant pauvre contient un volume élevé d'air et un faible volume de carburant. Un mélange légèrement pauvre est idéal pour une faible consommation de carburant et de faibles émissions de gaz d'échappement.

Un mélange air-carburant riche contient un volume élevé de carburant et un faible volume d'air. Un mélange riche a tendance à augmenter la puissance mais aussi la consommation de carburant et les émissions de gaz d'échappement. Un mélange excessivement riche peut entraîner une réduction de la puissance du moteur, l'encrassement des bougies d'allumage et une combustion incomplète.

1.9. Techniques de combustion dans un moteur Dual-fuel

Un moteur Dual-fuel est basé sur les 4 temps sont les suivants :

Temps 1 : l'admission

Lors de l'admission, la soupape d'échappement est fermée et la soupape d'admission est ouverte. Le piston descend pour provoquer une dépression et aspirer le mélange (air-gaz) du mélangeur (les deux carburants sont injectés dans des proportions différentes en fonction de la puissance demandée au moteur).

Temps 2 : Compression

À ce stade, les deux soupapes sont fermées, le piston se déplace vers le haut et comprime le mélange air-gaz. Vers la fin de la compression, le gazole est injecté pour initier la combustion comme dans un moteur Diesel classique, par auto-inflammation du mélange d'air et d'une petite quantité de gazole.

Temps 3 : Combustion

La combustion se propage ensuite au mélange air/gaz selon le couplage (le gaz naturel comprimé dans notre cas).

Temps 4 : Détente et échappement

L'augmentation de la pression et de la température pousse alors le piston, qui descend alors jusqu'à son PMB. Ensuite, la soupape d'échappement s'ouvre et le piston, en montant, repousse les gaz brûlés devant lui, qui s'échappent par cette soupape.

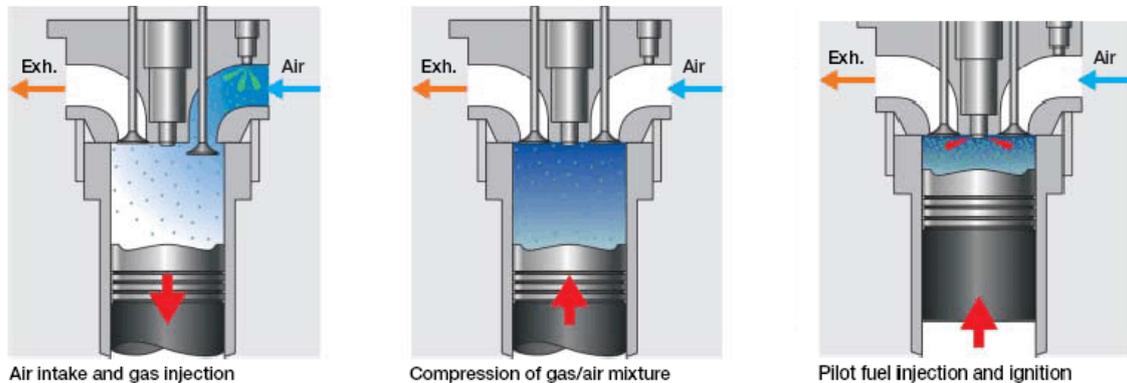


Figure 1.7 Techniques de combustion dans un moteur dual fuel [19]

1.10. Performances et émissions polluantes d'un moteur Dual-fuel :

Des travaux expérimentaux comparant le fonctionnement en mode DF avec le fonctionnement en mode diesel seul montrent que cette solution présente des bénéfices en termes de performances et d'émissions. Un grand nombre de recherches ont montré que même dans les moteurs diesel existants, le concept de bicarburation est une technologie prometteuse pour contrôler les émissions de NOx, CO2 et de suie.

Un grand nombre de chercheurs ont mené un grand nombre d'études [[13], [14] et [15]] pour étudier les changements de ces paramètres sur les caractéristiques d'émission, l'efficacité du moteur et de la combustion Dual-fuel.

Sahoo [16] a présenté une comparaison des travaux de nombreux chercheurs sur les performances des moteurs fonctionnant en mode Dual-fuel.

1.10.1. Effet sur les performances

Le rendement effectif η_{eff} est le rapport entre la puissance mécanique du moteur et celle du carburant consommé par le moteur. Il exprime l'efficacité avec laquelle l'énergie d'entrée est transformée en énergie utilisable. En étudiant les moteurs diesel fonctionnant en mode Dual-fuel, les chercheurs ont cherché à augmenter leur efficacité. Abd Alla et Sahoo [[16] et [17]] ont réalisé une étude expérimentale de l'influence de la quantité de carburant pilote et de l'avancée de l'injection Diesel sur la puissance et le rendement effectif des moteurs dual-fuel, utilisant le gaz naturel comme combustible substitution. Les résultats montrent qu'en augmentant la quantité de carburant pilote et l'avance à l'injection, et en raison de la haute pression et de la haute température, l'efficacité thermique du moteur est améliorée.

L'efficacité de la combustion est représentée par la pression à l'intérieur du cylindre et la libération de la chaleur. Ces deux paramètres sont utilisés pour analyser le processus de combustion dans un moteur DF.

- **Effet du régime moteur**

Le SEC (specific energy consumption) augmente avec la diminution de la charge aussi bien en mode diesel seul qu'en mode dual-fuel (tableau 1.4). Cela implique une perte d'efficacité considérable à faible charge. Le SEC en mode dual-fuel est plus élevé que le mode diesel dans toutes les conditions de charge testées. L'augmentation du SEC indique une réduction de l'efficacité en mode dual-fuel.

Tableau 1.4 Consommation de carburant et de la consommation d'énergie spécifique du moteur diesel en mode diesel seul et en mode dual-fuel [23]

Load (kW)	Fuel consumption			SEC (MJ/kWh)	
	Diesel mode	Dual-fuel mode		Diesel mode	Dual-fuel mode
	Diesel (kg/h)	Diesel (kg/h)	Producer gas (Nm ³ /h)		
10	5.3	1.9	57	22.8	34
20	7.2	1.3	66	15.5	18
30	9.8	1.5	81	14.0	15
40	12.2	3.7	112	13.1	16

On observe une faible perte de puissance et de couple dans la version dual-fuel par rapport à la version diesel, sauf autour de la vitesse de 2400 tr/min (Figure 1.8). Cette différence est due au temps de réponse du système d'injection de carburant gazeux dans le collecteur d'admission. Lorsque le régime moteur augmente jusqu'à 2450 tr/min, le couple et la puissance de freinage de la version dual-fuel deviennent légèrement plus élevés.

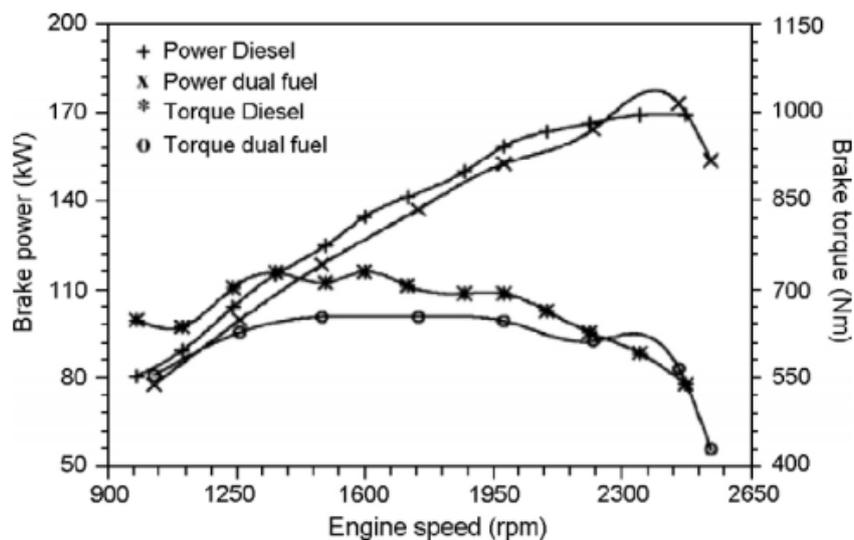


Figure 1.8 Puissance et couple en fonction du régime moteur [24]

- **Effet du moment de l'injection pilote**

La proportion de gazole pilote est l'une des variables les plus importantes qui ont une influence capitale sur les performances des moteurs Dual-fuel. La figure 1.9 montre que la pression à l'intérieur du cylindre croît avec la quantité de gazole pilote[6].

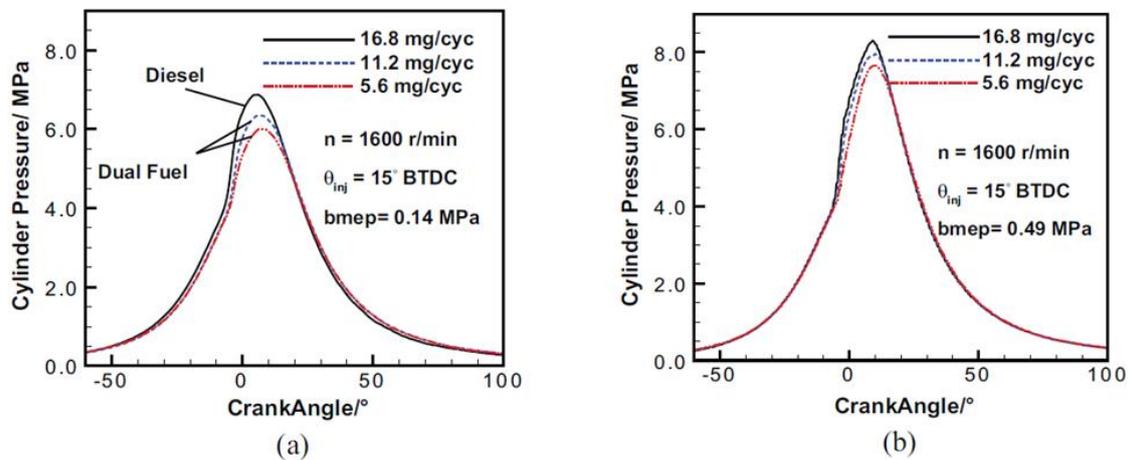


Figure 1.9 Pressions des cylindres avec différentes quantités de Diesel à différentes charges : (a) à faible charge ; (b) à forte charge [6]

cyc : cycle ; *BTDC* : avant le point mort haut ; *bmep* : pression effective moyenne

- **Effet du moment de l'injection pilote**

Le moment de l'injection du combustible pilote est un facteur important qui a un impact sur les performances du moteur DF. L'avancement du moment de l'injection augmente la pression du cylindre parce que le carburant est brûlé avant le PMH. En effet, la combustion du carburant pilote est retardée et, par conséquent, la température du mélange n'est pas suffisante pour la propagation de la flamme dans tout le mélange air-GNC, ce qui entraîne une combustion incomplète du mélange. La température de la charge augmente avec l'avancement du moment d'injection du carburant pilote et les taux de libération d'énergie plus élevés du mélange qui y sont associés. De même, les taux d'augmentation de la pression pendant la combustion du GNC augmentent avec l'avancement du temps d'injection du carburant pilote jusqu'à atteindre sa valeur maximale. La figure 1.10 montre les pressions moyennes des cylindres sur 200 cycles à différents temps d'injection du gazole pilote. [6].

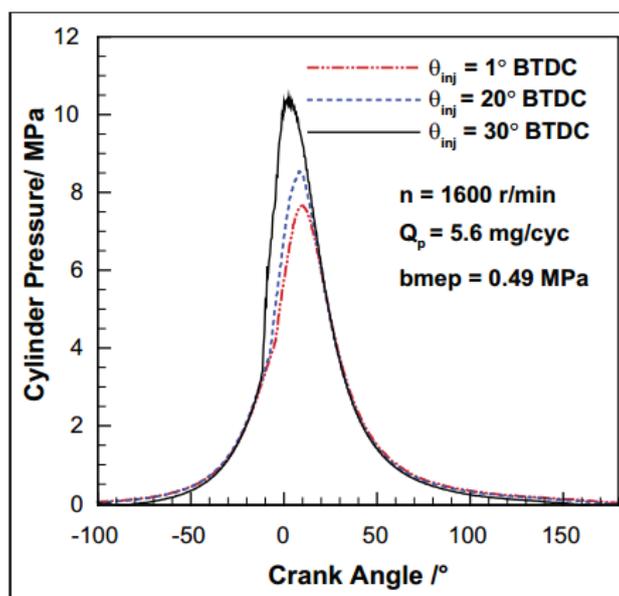


Figure 1.10 Pressions dans les cylindres à différents moments d'injection du diesel [9]

BTDC: before top dead center; bmep: brake mean effective pressure.

1.10.2. Effet sur les émissions polluantes

La réaction de combustion ne se produit pas toujours de manière stœchiométrique. Par exemple, dans un moteur diesel, la charge est ajustée par mélange pauvre. Par conséquent, d'autres produits de réaction se forment au cours du processus de combustion théorique, à savoir du monoxyde de carbone, des hydrocarbures imbrûlés et des particules.

La concentration des polluants est étudiée avec le Diesel seul et le mode Dual-fuel (en utilisant des différents carburants de substitution) par Mustafi, Raine et Robert[18] et est donnée dans le tableau 1.5.

Tableau 1.5 Concentration des polluants émis par le moteur Diesel en mode Diesel seul et en mode Dual-fuel [25]

Fueling	CO (kg/kW-h)	NO _x (kg/kW-h)	HC (kg/kW-h)	PM (g/kW-h)
Diesel light	6.48	68.23	20.45	1.07
Diesel high	3.19	33.25	3.73	0.44
Diesle+NG	2.77	29.52	11.26	0.13
Diesel+BG	2.77	25.77	11.52	0.13
Diesel+BG	2.76	18.90	11.65	0.12
Diesel+BG	2.75	17.22	11.86	0.13

- Émissions des NO_x

Les émissions de NO_x en mode dual-fuel sont inférieures aux émissions du moteur diesel en mode diesel seul et diminuent avec l'augmentation du régime moteur, que ce soit en mode diesel ou en mode Dual-fuel[19].

La figure 1.11 montre que la concentration de NO_x pour le mode DF fonctionnant dans des conditions de charge maximale est inférieure à celle du Diesel pour des vitesses comprises entre 1000 tr/min et 3500 tr/min [20].

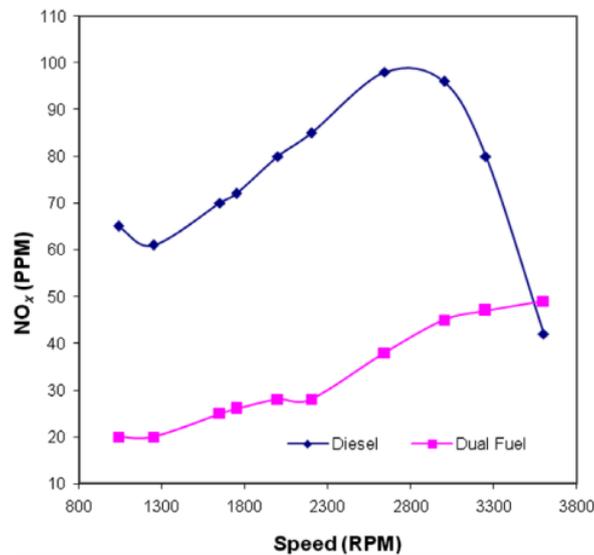


Figure 1.11 Emission du NO_x en mode Diesel et en mode Dual-fuel[27]

- **Émissions du dioxyde de carbone CO_2 :**

Comme mentionné ci-dessus, le composant principal du GN est le CH_4 , le carburant hydrocarboné le plus simple avec la plus faible teneur en C parmi les carburants hydrocarbonés, de plus, dans le cas du mode Dual-fuel, le GN a été injecté dans l'orifice d'admission dans la course d'admission, ayant ainsi suffisamment de temps pour générer un mélange pré-mélangé homogène de bonne qualité pour une bonne combustion dans le cylindre, ce qui fait que sa combustion produira moins de CO et de CO_2 que la combustion du Diesel.

Les conditions d'exploitation du Dual-fuel ont produit moins d'émissions de CO_2 que le Diesel, figure 1.12. En moyenne, la Dual-fuel a produit environ 30% d'émissions de CO_2 de moins que le Diesel, bien qu'il y ait eu une augmentation des émissions de CO_2 à mesure que la vitesse augmentait, tant pour la Dual-fuel que pour le Diesel[20].

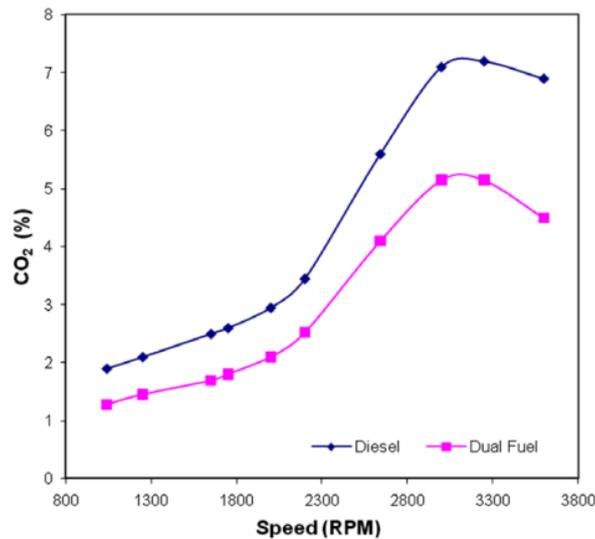


Figure 1.12 Emission du CO₂ en mode Diesel et en mode Dual-fuel [27]

- **Émissions du monoxyde de carbone CO :**

Le monoxyde de carbone est issu de l'oxydation incomplète du carbone. Il est inflammable et forme avec l'air un mélange explosif.

L'émission du CO en mode Diesel seul est plus élevée que celle du mode Dual-fuel sur toutes plages de charges (figure 1.13), cette diminution est due à l'amélioration du processus de la combustion en mode dual-fuel[20].

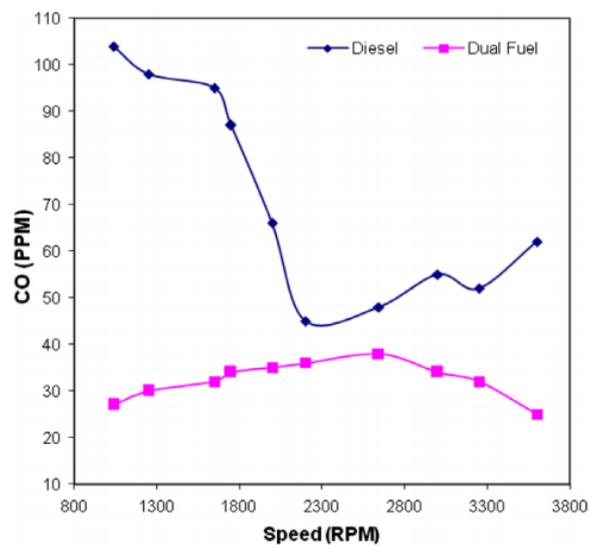


Figure 1.13 Emission du CO en mode Diesel et en mode Dual-fuel [27]

- **Les hydrocarbures imbrûlés HC**

Les hydrocarbures imbrûlés sont la conséquence d'une combustion incomplète du carburant dans les cylindres, le niveau de ces derniers donne une image assez fidèle de l'efficacité de la combustion[4]. Contrairement au CO et aux NO_x, qui se forment de manière homogène à

haute température dans le mélange, les HC imbrûlés proviennent d'effets hétérogènes dans le mélange près de la paroi, donc à plus basse température.

Le niveau des HC en mode Dual-fuel est plus faible que celle du mode Diesel seul et il augmente en Dual-fuel pour les faibles charges[16].

- **Formation des particules**

Liu et Zhou. [21], ont étudié les émissions de suies des moteurs Diesel fonctionnant en mode Dual-fuel (GNC-Diesel). Ils ont remarqué que les moteurs Dual-fuel sont toujours sans fumée à faible ou à forte charge par rapport aux modes Diesel conventionnels, l'ajout de gaz naturel réduit également les émissions de suie.

1.11. Conclusion

Aujourd'hui, les problèmes les plus critiques liés aux moteurs à combustion interne sont la réduction des émissions polluantes. Une proposition intéressante pour les moteurs diesel est la combustion Dual-fuel, qui consiste à enflammer un carburant gazeux prémélangé (généralement du gaz naturel) par une injection pilote de diesel.

L'avantage d'un moteur Dual-fuel est qu'il délivre presque la même puissance qu'un moteur diesel classique car il conserve le même taux de compression élevé et produit moins d'émissions.

À faible et moyenne charge, le moteur Dual-fuel souffre d'un faible rendement et d'émissions élevées par rapport au diesel classique.

Chapitre 2

Analyse CFD du mélangeur air-GNC

Dans ce chapitre, nous utilisons le logiciel ANSYS Fluent 17.1 pour effectuer une analyse de dynamique des fluides numérique CFD et concevoir un mélangeur air-gaz naturel comprimé (GNC) pour convertir le moteur Diesel F4L912 en un moteur fonctionnant en mode dual-fuel (GNC-Diesel). Cette étude vise à examiner les performances de deux approches et faire une comparaison entre ces deux derniers.

2.1. Introduction

Dans les moteurs Dual-fuel (Diesel-GNC), le GNC est généralement injecté dans le collecteur d'admission par un mélangeur de GNC monté sur le collecteur d'admission, tandis que le carburant diesel est directement injecté dans le cylindre du moteur à l'aide d'un système d'injecteurs de carburant diesel. La mauvaise performance des mélangeurs de gaz est l'une des causes des performances insatisfaisantes du moteur et des émissions d'échappement mortelles. Le mélangeur air-carburant joue un rôle important pour convertir le moteur Diesel en mode dual-fuel sans aucun changement dans le moteur. Un problème des mélangeurs gazeux est l'incapacité de préparer un mélange air-carburant homogène à un rapport air-carburant spécifique avant d'entrer dans le moteur, ce qui entraîne une consommation spécifique de carburant au frein et des émissions d'échappement élevées. Selon la vue d'ensemble des moteurs dual-fuel, l'efficacité de la combustion, les performances du moteur et la réduction des émissions de gaz sont directement proportionnelles au degré de mélange homogène et au rapport air-carburant, le tout dépendant de la conception du mélangeur (taille, forme, nombre de trous) et du mécanisme de contrôle du mélangeur.

2.2. L'outil CFD

CFD est l'acronyme anglais de "Computational Fluid Dynamics". Il fait généralement référence au vaste domaine des outils numériques, résolvant des équations décrivant le mouvement des fluides (équations de Navier-Stokes, continuité et toutes les autres équations de conservation).

La CFD n'est appliquée qu'aux calculs numériques en mécanique des fluides. Cela inclut la résolution des équations de base de la mécanique des fluides dans une géométrie donnée, qui peuvent éventuellement être combinées avec des équations de transfert de chaleur ou de réaction chimique. Historiquement, la CFD a commencé à se développer dans le génie

mécanique, étudiant l'écoulement autour des objets pour mieux le décrire (ventilateurs, voitures...)[22].

2.3. Modèle mathématique

Dans cette partie, nous avons trouvé nécessaire de proposer les différentes équations qui contrôlent l'écoulement des fluides compressibles. Il existe quelques différences entre ces équations et les équations qui contrôlent l'écoulement des fluides incompressibles. En écoulement incompressible, la pression n'est pas une grandeur thermodynamique car elle n'apparaît pas directement dans l'équation de continuité. Cependant, pour l'écoulement compressible, la pression est directement liée à la densité et à la température à travers l'équation d'état ; cela signifie que, en d'autres termes, pour l'écoulement de fluides incompressibles, la densité est supposée constante, tandis que pour l'écoulement de fluides compressibles, elle est liée à la pression et à la température.

2.3.1. Hypothèses simplificatrices

- L'écoulement est stationnaire ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$).
- Ecoulement isotherme.
- Forces volumiques négligées.

2.3.2. Mise en équation

Le système d'équations aux dérivées partielles qui contrôle l'écoulement des fluides est dérivé de l'application des principes généraux de la physique. Ces principes sont :

- La conservation de la masse (1 équation).
- La conservation de l'énergie (1 équation).
- La conservation de la quantité de mouvement (4 équations).

On peut raisonner différemment et dire que pour connaître le mouvement d'une particule de masse donnée, il faut connaître sept paramètres : u, v, w, P, ρ, μ et T où u, v, w , désignent les composantes du champ du vitesse, P , la pression, ρ , la masse volumique, μ , la viscosité dynamique et T , la température. On a ainsi, sept inconnues et cinq équations. Pris ainsi, le problème n'admet pas de solution. Si l'on se donne une équation d'état ($P = \rho r T$, par exemple) et une équation donnant $\mu = \mu(T)$, on aura autant d'équations que d'inconnues et le problème pourra admettre des solutions.

Si l'on considère le cas isotherme ($T = \text{constante}$), le nombre d'équations et d'inconnues se réduisent à cinq (u, v, w, P, ρ).

- **Equation de continuité**

L'équation de continuité traduit le principe de conservation de la masse. On obtient, pour un système cartésien :

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \quad 2.1$$

Où : ρ est la masse volumique.

v_i est la composante de la vitesse de l'écoulement suivant la direction i .

- **Conservation de la quantité de mouvement**

L'équation de continuité restreint le mouvement mais ne le gouverne pas comme tel. L'application du principe de conservation de la masse à la quantité de mouvement donne les équations qui gèrent la dynamique des fluides, c'est-à-dire les équations de Navier-Stokes :

$$\frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} \quad 2.2$$

τ Désigne le tenseur des contraintes visqueuses (Pa).

p désigne la pression thermodynamique (Pa).

$g(x,t)$ désigne la gravité ou toute autre force massique extérieure ($m.s^{-2}$).

- **Equation d'énergie :**

L'équation d'énergie est obtenue en appliquant le principe de la conservation de l'énergie au fluide en mouvement dans la direction : x , y et z .

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla(\bar{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \left(\sum_j h_j J_j \right) + S_h \quad 2.3$$

NB : Dans notre cas, nous n'avons pas besoin de l'équation de l'énergie car l'écoulement est supposé être isotherme.

- **Equation d'état :**

Les équations de conservation de la masse et de quantité de mouvement citées ci-dessus peuvent être appliquées aux fluides compressibles et incompressibles. En revanche, l'étude des fluides compressibles nécessitera une autre équation liant la densité, la température et pression, c'est l'équation d'état. On propose le modèle des gaz parfait :

$$p = \rho RT \quad 2.4$$

Où : R est la constante des gaz et T la température d'espèce.

2.3.3. Modèle de la turbulence

La turbulence est un régime d'écoulement avec des fluctuations chaotiques de la vitesse. Elle est souvent présente dans la plupart des applications techniques et reste un défi majeur en CFD.

- **Les modèle RANS**

Le modèle RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) est basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes moyennées. Autrement dit, la turbulence est ici entièrement modélisée. Ce type de modèle donne des résultats qui ne sont pas toujours très proches de la réalité, surtout si les structures simulées sont complexes. Cependant, ce type de simulation peut permettre de caractériser l'écoulement en termes de vitesse, température ou de pression. C'est pourquoi de multiples configurations industrielles aujourd'hui sur le marché sont basées sur ce principe. Le coût de calcul (en temps CPU) est en effet relativement faible, ce qui permet de simuler des configurations très complexes sur des maillages raffinés.

Le logiciel FLUENT propose Différents modèles pour modaliser la turbulence : Spalart-Allmaras (1 équation), k- ϵ (2 équations), k- ω (2 équations).

• Modèle k- ϵ Réalisable

Ce modèle contient une nouvelle équation de transport pour la vitesse de dissipation turbulente. En outre, un coefficient critique du modèle, est exprimé en fonction du débit moyen et des propriétés de turbulence, plutôt que supposé être constant comme dans le modèle standard. Cette procédure permet au modèle de satisfaire certaines contraintes mathématiques sur les contraintes normales compatibles avec la physique de la turbulence (réalisabilité). Le concept de variation est également cohérent avec les observations expérimentales dans les couches limites. Le modèle k- ϵ réalisable est nettement meilleur que le modèle standard k- ϵ pour de nombreuses applications et peut généralement être utilisé pour donner des réponses au moins aussi précises[23].

Les équations de transport sont les suivantes :

- Equation de l'énergie cinétique turbulente **k** :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(u_j \rho k)}{\partial t} = \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{K2}} \right) \times \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad 2.5$$

- Equation pour le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente **ϵ** :

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(u_j \rho \epsilon)}{\partial t} = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon 2}} \right) \times \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \quad 2.6$$

- Equation du coefficient de la vitesse de dissipation turbulente :

$$\mu_t = \frac{\rho C_{\mu} \times k^2}{\epsilon} \quad 2.7$$

Où les différents termes représentent :

- $\rho \frac{\partial k}{\partial t}, \rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t}$: Taux de changement de **k** et **ϵ** respectivement.
- $\rho u_j \frac{\partial k}{\partial t}, \rho u_j \frac{\partial \epsilon}{\partial t}$: Transport convectif de **k** et **ϵ** respectivement.
- $\tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j}, C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j}$: Taux de production de **k** et **ϵ** respectivement.
- $\rho \epsilon, \rho C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon^2}{k}$: Taux de destruction de **k** et **ϵ** respectivement.

- $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{K2}} \right) \times \frac{\partial K}{\partial x_j}, \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon 2}} \right) \times \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}$: Transport diffusif de k et ϵ respectivement.

Avec les constantes :

$$\sigma_{K2} = 1; \quad \sigma_{\epsilon 2} = 1.3; \quad C_{\mu} = 0.09; \quad C_{\epsilon 1} = 1.44; \quad C_{\epsilon 2} = 1.92$$

- **Technique MRF (pour le second modèle)**

La modélisation des pièces en mouvement est l'un des principaux défis de la CFD, car les simulations instationnaires sont coûteuses et prennent beaucoup de temps. Une façon courante de modéliser la rotation consiste à utiliser l'approche dite du "Multiple Reference Frame" (MRF), qui transforme les composantes de la vitesse dans une région définie autour de la pièce en rotation en un cadre de référence rotatif. Ainsi, au lieu que les pales se déplacent physiquement dans le fluide, le fluide se déplace autour des pales du rotor avec une vitesse correspondante[24]. L'approche MRF est relativement simple à mettre en œuvre et convient aux simulations en régime permanent, ce qui en fait une méthode peu coûteuse en termes de calcul. Cette approche est souvent utilisée dans des applications industrielles, telles que le refroidissement de composants électriques, la ventilation, les turbines à courant de marée et les applications automobiles. Dans l'industrie automobile, les domaines d'application sont, par exemple, la rotation des roues et du ventilateur du système de refroidissement.

Lorsque les équations du mouvement sont résolues dans un cadre de référence en rotation, l'accélération du fluide est augmentée par des termes supplémentaires qui apparaissent dans les équations de quantité de mouvement.

Pour un cadre de référence en rotation, le côté gauche écrit en termes de vitesses absolues devient :

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho (\vec{\Omega} \cdot \vec{v})$$

Où, Ω est le vecteur de la vitesse angulaire du rotor.

- **Loi de la paroi ‘Law of the Wall ‘**

Les effets visqueux sont plus importants que les effets turbulents au voisinage de la paroi. Une loi de paroi (Wall function) est, par conséquent, appliquée dans cette région et le modèle de turbulence résout le champ dans le reste du domaine de l'écoulement.

Dans l'approche standard de la loi de paroi, le profil de la vitesse est estimé depuis la paroi jusqu'à la première maille par les relations suivantes[25] :

$$u^+ = y^+ \quad \text{pour} \quad y^+ < 11.5$$

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad \text{pour} \quad y^+ > 11.5$$

Où les constantes k , E sont déterminées expérimentalement, et valent : 0.4 et 9.0 respectivement. Le concept de loi de paroi est valable dans le cas où la valeur de la distance au centre de la première cellule voisine à la paroi est telle que $y^+ > 30$.

Pour une fonction qui simule la loi de paroi, chaque cellule adjacente à la paroi doit être située dans la région logarithmique de la couche limite, qui est définie comme suit :

$$30 < y^+ = \frac{\rho U_\tau y_p}{\mu} < 300 \quad 2.8$$

Avec : y_p est la distance au profil et U_τ est la vitesse de cisaillement qui est donnée par :

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad 2.9$$

τ_w C'est la contrainte du cisaillement et est donné par :

$$\tau_w = C_f \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) \quad 2.10$$

Où : L'expression du coefficient de frottement C_f peut être tirée d'une corrélation, par exemple celle de Blasius :

$$C_f = \frac{0.0464}{\left(\frac{U_{max} R}{\nu} \right)^{\frac{1}{4}}} \quad 2.11$$

Re est le nombre de Reynolds qu'est défini comme :

$$Re = \frac{\rho U_\infty D_h}{\mu} = \frac{U_\infty D_h}{\nu} = \frac{4Q}{\pi \nu D_h} \quad 2.12$$

$$Re = 88555.443$$

Dans laquelle : U_∞ est la vitesse moyenne de l'écoulement, D_h est le diamètre hydraulique du mélangeur, la densité de fluide ρ , la viscosité dynamique μ et la viscosité cinématique ν .

Donc,

$$C_f = 0.0023$$

Et,

$$U_\tau = 2.771 \text{ m/s}$$

Dans notre cas on a fixé une valeur initiale de $y^+ = 200$ pour le premier cas de maillage. Donc, la hauteur de la plus petite maille est :

$$y_p = \frac{\mu y^+}{\rho U_\tau} \quad 2.13$$

$$y_p = 1.09 \text{ mm}$$

Ensuite, l'épaisseur du plus petit maillage doit être inférieure à 1.09 mm afin d'obtenir une bonne qualité de maillage pour obtenir la convergence des résultats de simulation.

2.4. Modèle numérique

La base de toute recherche est le modèle virtuel de la pièce à étudier, qu'il vienne du plan ou directement du fichier CAO ; selon les besoins de l'étude de cas, nous modélisons uniquement le fluide existant ou l'ensemble des fluides et solides. Le modèle est réalisé dans SolidWorks ou Ansys Design Modeler[26].

Dans les études précédentes, la solution d'injection avec un mélangeur a été choisie ; le choix de sa forme et de sa taille s'est principalement concentré sur la génération de turbulences, la minimisation des pertes de charge et la réduction de volume[27].

La conception du mélangeur est basée sur l'effet Venturi ; le tube Venturi est constitué d'un tube d'étranglement, qui produit une augmentation de la vitesse tandis que la pression dans le col diminue, suivie d'une phase de divergence progressive, où la vitesse est convertie en pression et le frottement provoque de légères pertes[28].

La conception du mélangeur venturi doit être compacte, avec une perte de charge minimale dans le mélangeur venturi, une bonne pression d'aspiration principalement dans le col grâce à l'effet venturi de la différence de pression, et un mélange homogène ou de bonne qualité. Le rapport air-fuel et la perte de pression du mélangeur venturi sont affectés par plusieurs spécifications : la surface du col du venturi, la position du col, la surface de l'entrée de gaz et l'emplacement de l'entrée de gaz. L'effet de mélange d'un mélangeur venturi est quant à lui affecté par le diamètre du col du venturi, la position de la buse de carburant, le nombre de trous de carburant et l'angle d'impact.

D'après l'étude antérieure [8], les diamètres d'entrée et de sortie du mélangeur étaient de 60 mm et 40 mm, et 30 mm pour le col. Le tableau 2.1 donne les autres dimensions du mélangeur.

Tableau 2.1 Les différents paramètres géométriques du mélangeur [9]

Paramètres	Valeurs
Diamètre d'entrée [mm]	60
Diamètre du col [mm]	30
Diamètre de sortie [mm]	40
Nombre de trous d'injection du GNC	4
Diamètre des trous [mm]	5

2.4.1. Réalisation du modèle (la géométrie)

Dans le but d'augmenter la pression à la sortie du mélangeur, un ventilateur est ajouté à l'entrée de ce dernier.

La modélisation des pièces en rotation, telles que les ventilateurs, est l'un des principaux défis des simulations CFD actuelles pour les applications industrielles. Différentes méthodes sont à disposition, et dans le cadre de ce projet on a proposé deux approches : la première approche consiste à simuler le ventilateur par une différence de pression à l'entrée du mélangeur en

utilisant la condition Intake-fan. La deuxième approche fait appel à la technique MRF (multiple référence frame) pour modéliser la rotation du ventilateur.

Sur la base du logiciel SolidWorks, nous introduisons ci-dessous deux différents modèles de conception :

- Le premier représente le modèle simple, un tube Venturi avec quatre trous d'injection du GNC et le ventilateur est utilisé comme condition à la limite "intake-fan", comme il est montré sur la figure 2.1.

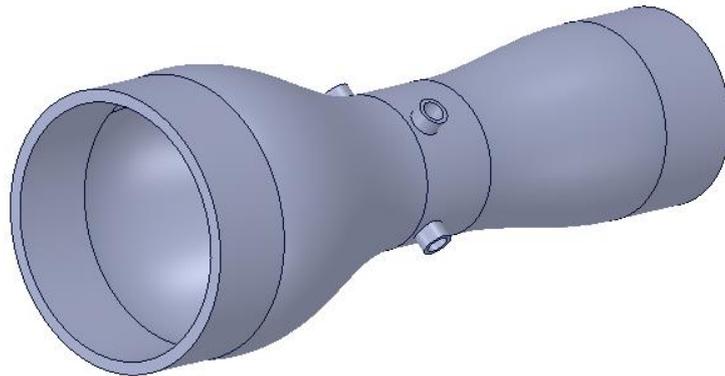


Figure 2.1 Conception du premier modèle

- Le deuxième représente le modèle avec ventilateur (il sera simulé en utilisant la technique MRF), ayant pour but de créer une rotation du fluide, comme le montre la figure 2.2.

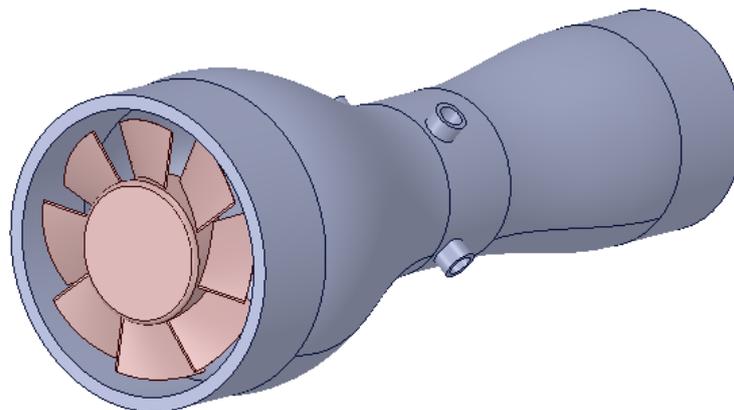


Figure 2.2 Conception du second modèle

2.4.2. Domaine de calcul

Pour le domaine de calcul, nous extrairons les volumes fluides de ces deux modèles à l'aide des logiciels « SpaceClaim » et « DesignModeler », qui sont des produits populaires du package Ansys :

- Pour le premier modèle, il est extrait directement dans le « SpaceClaim » à partir de l'entrée, de la sortie du fluide et de la surface de contact comme le montre la figure 2.3.

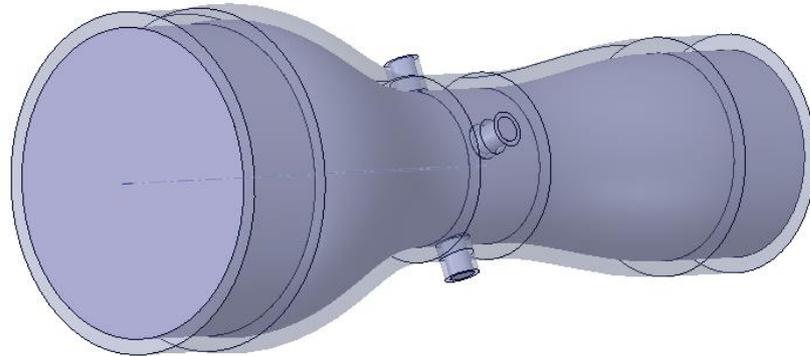


Figure 2.3 Domaine de calcul du premier modèle

- Pour le second modèle, nous utilisons le logiciel "DesignModeler" pour créer un cylindre englobant le rotor, appelé " Rotating domain", et soustrayons ce volume du domaine principal appelé " Static domain" grâce à la fonction "Booléen", comme le montre la figure 2.4.

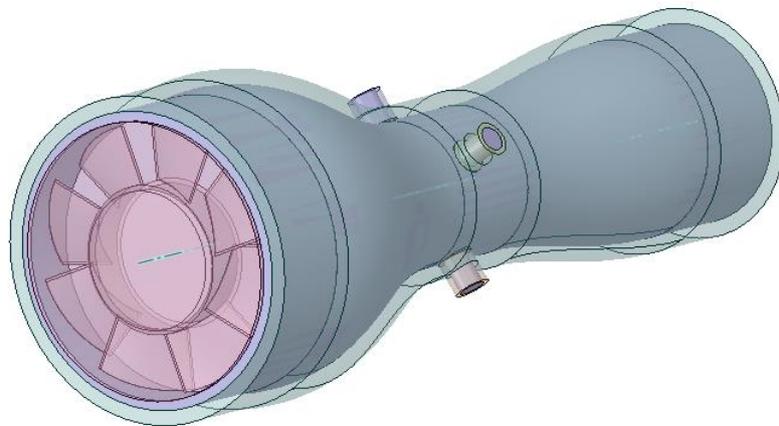


Figure 2.4 Domaine de calcul du second modèle

2.5. Maillage du modèle

Cette étape de l'étude permet de définir le moment de la solution numérique de l'équation. Cela revient à subdiviser le modèle étudié en petits volumes de base appelés grilles ou points de grille. Plus ce nombre est important, plus la solution est exacte, mais plus le temps de calcul est long. Ensuite, il faut préciser les régions les plus intéressantes et raffiner le maillage. Ces zones peuvent être des couches limites, ou plus généralement, des parties où l'on s'attend à observer de grands changements dans les différents paramètres étudiés. Il existe de nombreuses méthodes, et le choix de la méthode dépend de la structure de l'objet à simuler[26]. Dans notre cas et vu la complexité de la géométrie étudiée, et en tenant compte les quatre trous d'injection du GNC, une seule méthode est applicable, celle du maillage

tétraédrique du volume fluide à un maillage rectangulaire dans la couche limite. Nous l'appelons donc un maillage hybride ou de grilles mixtes.

2.5.1 Maillage de la couche limite (inflation)

Un outil utile pour mailler les couches limites est l'inflation. Il permet au maillage de reproduire localement la forme de l'arête sélectionnée.

Maintenant que nous avons spécifié la zone, il faut préciser ce que nous voulons. L'épaisseur maximale de la couche est de 1.09 mm, le nombre de couche est de 20. Pour préciser l'espacement entre les couches successives, on peut jouer sur le taux de croissance, il définit le rapport des distances entre deux couches. Nous pouvons le laisser à 1.12.

Le reste du domaine est recouvert d'éléments plus épais. Quand on est loin du mur (couche limite), on peut observer la concentration d'éléments rectangulaires à proximité de la couche limite sur la figure 2.5 pour s'assurer qu'elle est dans cette zone.

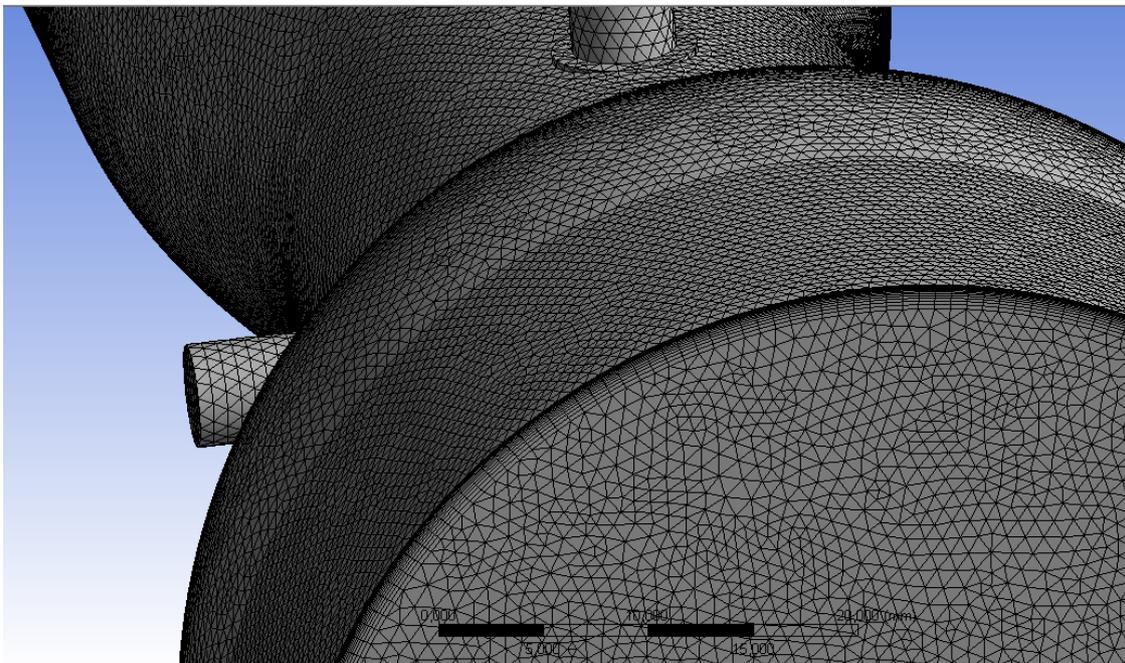


Figure 2.5 Maillage de la couche limite

2.5.2 Test d'Indépendance du maillage

Le test d'indépendance de la grille, ou en anglais Grid Independence Test (GIT) est un processus utilisé pour trouver la condition de grille optimale qui comporte le plus petit nombre de grilles sans générer de différence dans les résultats numériques basés sur l'évaluation de diverses conditions de grille, et permet de gagner du temps pour la simulation.

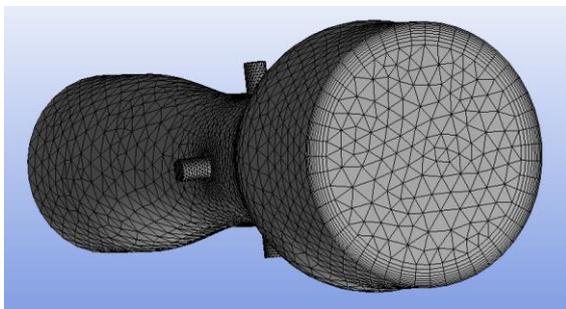
Afin de réaliser ce test, le nombre d'éléments et de nœuds a été augmenté dans six cas en même temps pour trouver la position où la résolution était indépendamment stable d'une grille à l'autre, afin d'adopter la meilleure grille pour la résolution.

Tout d'abord, le mélangeur a été maillé en utilisant une maille grossière (maille 1) dans le tableau 2.2 et la figure 2.6, puis, les éléments de la maille ont été augmentés à la maille 2, la maille 3, la maille 4, la maille 5 et la maille 6 comme indiqué dans le tableau 2.2 et la figure 2.7.

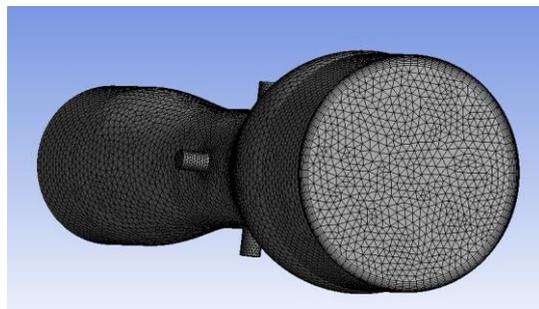
Afin de se rendre compte de l'effet du maillage sur les résultats de la CFD, la pression sur la ligne moyenne (direction de l'écoulement) et la fraction du méthane moyenne sur le diamètre de la section de sortie de (figure 2.7) ont été mesurées pour différents maillages.

Tableau 2.2 Nombre de nœuds et d'éléments, utilisés dans la simulation pour le test d'indépendance du maillage pour le premier modèle

Maillage	N° élément	N° nœuds	Temps de calcul
Mesh 1	816 518	155 497	45min
Mesh 2	1 890 879	357 476	2h
Mesh 3	4 488 028	843 635	8h
Mesh 4	5 318 634	998 132	15h
Mesh 5	6 591 535	1 234 754	21h
Mesh 6	7 266 349	1 360 034	34h



Mesh1



Mesh2

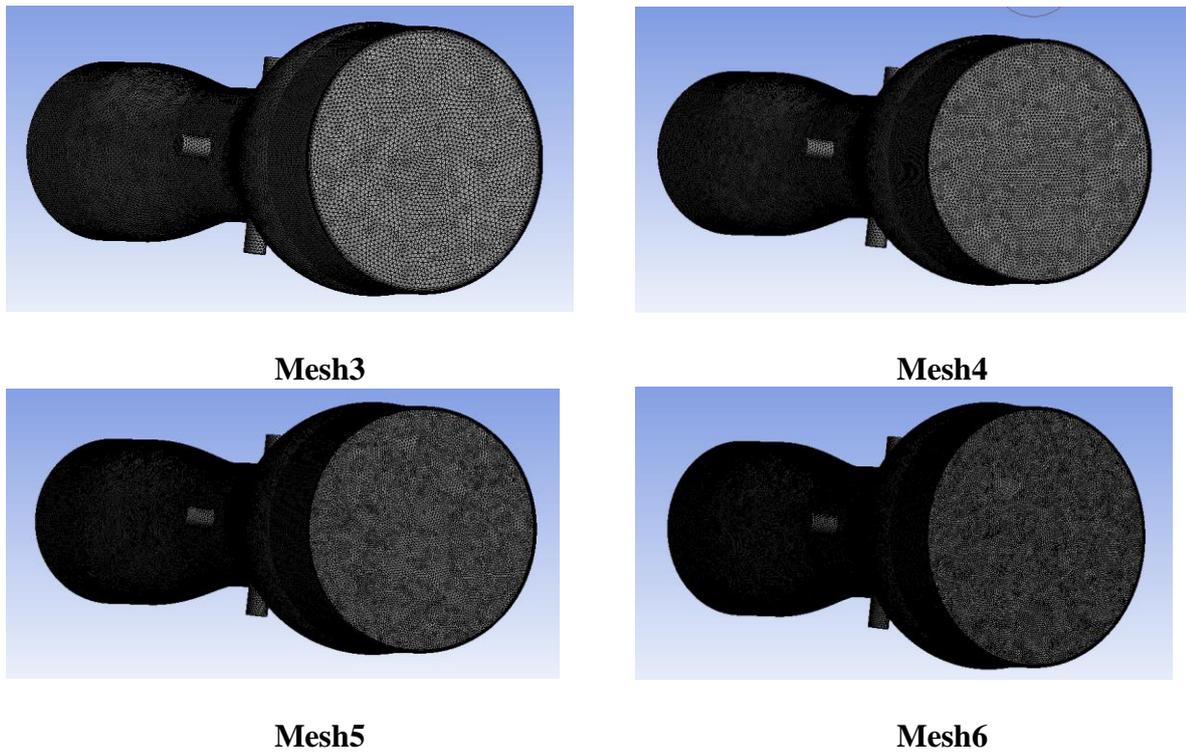


Figure 2.6 Niveaux de maillage utilisé pour le test

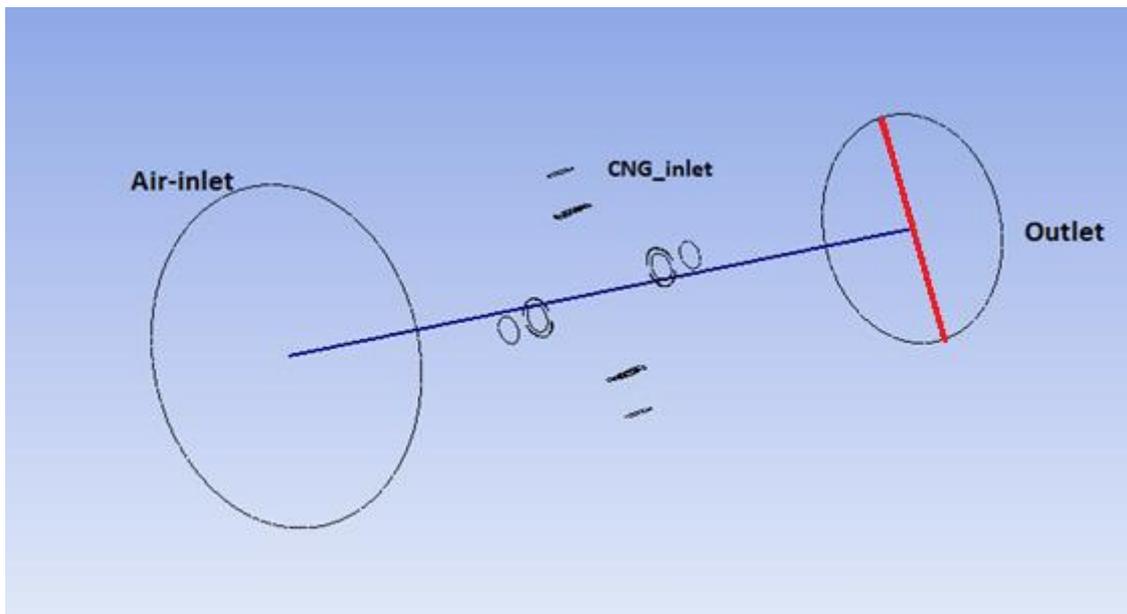


Figure 2.7 La ligne moyenne pour la mesure de la pression et le diamètre de sortie pour la mesure de la fraction du méthane

2.5.3. Indice d'uniformité

L'indice d'uniformité du débit (UI) est un coefficient sans dimension, il influe considérablement sur l'amélioration des performances et la réduction des émissions polluantes du moteur.

L'indice d'uniformité du débit est largement utilisé dans l'industrie automobile pour évaluer la distribution du mélange à la sortie du mélangeur. Ce coefficient donne des informations sur l'uniformité de l'écoulement, dans notre cas il est exprimé par l'expression suivante :

$$UI = 1 - \frac{1}{2} \times \frac{\sum_{i=1}^n |f_i^{CH_4} - f_{moy}^{CH_4}| A_i}{A \cdot f_{moy}^{CH_4}} \quad 2.14$$

Tel que :

$$f_{moy}^{CH_4} = \frac{1}{A} \sum_i^n f_i^{CH_4} \cdot A_i \quad 2.15$$

Avec :

- UI : Indice d'Uniformité.
- $f_i^{CH_4}$: Fraction massique locale du CH_4 .
- $f_{moy}^{CH_4}$: Fraction massique moyenne du CH_4 .
- A : La section où UI est calculé (à la sortie).
- A_i : La section locale.
- i : La $i^{ème}$ maille.
- n : Nombre de maille dans la section A .

L'indice d'uniformité varie de 0 à 1 ; lorsque $UI = 1$, le mélange est parfaitement homogène, et lorsque UI est proche de zéro, le carburant se mélange difficilement à l'air. Le facteur UI est utilisé pour estimer l'homogénéité du mélange Air-GNC à la sortie du mélangeur, ce qui est applicable aux 6 modèles fournis.

2.6. Conditions aux limites

C'est à ce stade que sont définis les différents paramètres de l'étude : vitesse du vent, températures des différents éléments et fluides, débits, pressions, concentrations chimiques. Les propriétés des matériaux sont également définies : densité, viscosité, coefficient de conduction, d'absorption, etc. pour les fluides ; et conductivité thermique, densité, émissivité, etc. pour les solides[7].

Les conditions aux limites, ci-dessous, ont été utilisées dans notre étude. La figure 2.8 représente les faces sur lesquelles les conditions aux limites ont été appliquées :

2.6.1. Conditions aux limites du premier modèle

Entrée de l'air : Intake-fan

La première condition est l'air à l'entrée du mélangeur, le moteur que nous étudions est à aspiration naturelle, c'est-à-dire que l'air est à pression atmosphérique. Le ventilateur développe une différence de pression constante de 0.16 bars.

Entrée du GNC : Pressure Inlet

On prend cette valeur à partir de ce que la vanne d'alimentation du GNC affiche, la pression donnée était considérée comme constante à l'entrée du GNC qui est de 2 bars.

Sortie mélangeur : Pressure Outlet

La pression à la sortie, permet de définir la valeur de la pression relative à la sortie du domaine de calcul, elle était fixée sur la valeur de 1.12 bars.

2.6.2. Conditions aux limites du deuxième modèle

Pour le second modèle, on change juste la première condition à l'entrée d'air : **Pressure Inlet** avec une pression atmosphérique (moteur à aspiration naturelle).

• Hypothèse et données d'entrée :

- Pouvoir calorifique inférieur du gasoil : 42 MJ/Kg
- Pouvoir calorifique inférieur du CH₄ : 50 MJ/Kg
- La consommation spécifique du moteur : $C_s = 176.11 g/ch.h$
- La cylindrée totale : $C_y = 3.77 L$
- La puissance du moteur : $P = 37kW$
- Taux de substitution de gasoil : 80%
- Pouvoir comburivore du CH₄ = 17.26 Kg d'air / Kg CH₄
- Pouvoir comburivore du gasoil = 14.45 Kg d'air / Kg de gasoil

• Le débit d'air requis

Le débit d'air admis dépend de la cylindrée, de la pression d'admission, de la température et des caractéristiques du mélange (souvent assimilé à de l'air dans les calculs théoriques) et d'un coefficient (sans unité) η_v de pertes de remplissage dues aux soupapes. Souvent ce η_v est considéré constant et vaut 0,8 à 0,95 [8]. Il est donné par l'expression suivante :

$$Q_{air} = \frac{\eta_v C_y N}{60 \times n} \quad 2.16$$

Avec :

$Q_{air} [m^3/s]$: Le débit volumique de l'air.

η_v [%] : Coefficient de remplissage du moteur.

$C_y [m^3]$: La cylindrée totale du moteur.

$N [tr/min]$: Le régime moteur.

$n = 2$ (Moteurs à 4 temps).

- **Débit de gaz naturel comprimé**

La consommation d'un moteur fonctionnant en mode Diesel conventionnel est donnée par :

$$m_{Diesel} = \frac{nC_s P}{60N} \quad [g/cycle] \quad 2.17$$

$$m_{Diesel} = \frac{2C_s P}{60N} \quad 2.18$$

Tel que :

N [*tr/min*] : Le régime du moteur.

C_s [*g/Wh*] : La consommation spécifique du moteur

P [*W*] : La puissance du moteur.

$n = 2$: Moteur à 4 temps.

La quantité du GNC requise pour maintenir la puissance en appliquant principe de conservation de l'énergie, est donnée par :

$$m_{GNC} = \tau_D \times \frac{P_{cl_Diesel}}{P_{cl_CH4}} \times m_{Diesel} \quad 2.19$$

Avec :

τ_D : Le taux de substitution du gazole (Il est fixé à une valeur de 0,92).

P_{cl_Diesel} [*MJ/Kg*] : Pouvoir calorifique inférieur du gazole.

P_{cl_CH4} [*MJ/Kg*] : Pouvoir calorifique inférieur du CH₄.

$$m_{GNC} = \tau_D \times \frac{P_{cl_Diesel}}{P_{cl_CH4}} \times m_{Diesel} \quad 2.20$$

La consommation en gazole pour un moteur fonctionnant en mode dual-fuel est donnée par :

$$m'_D = m_D (1 - \tau_D) \quad 2.21$$

Les masses volumiques de l'air et du GNC sont :

$$\rho_{air} = 1.225 \text{ kg/m}^3 ; \quad \rho_{GNC} = 0.79 \text{ kg/m}^3$$

Tableau 2.3 Paramètres des conditions aux limites

Condition aux limites	Entré d'air	Entré GNC	Sortie
Débit volumique \dot{Q} [m^3/s]	0.0434	0.0021	0.0463
Fraction volumique du Ch_4	0	1	0.048
Température T [K]	293	293	293
Pression p [bar]	1.01325	2	1.12
Diamètre de section passage D [mm]	60	7	40

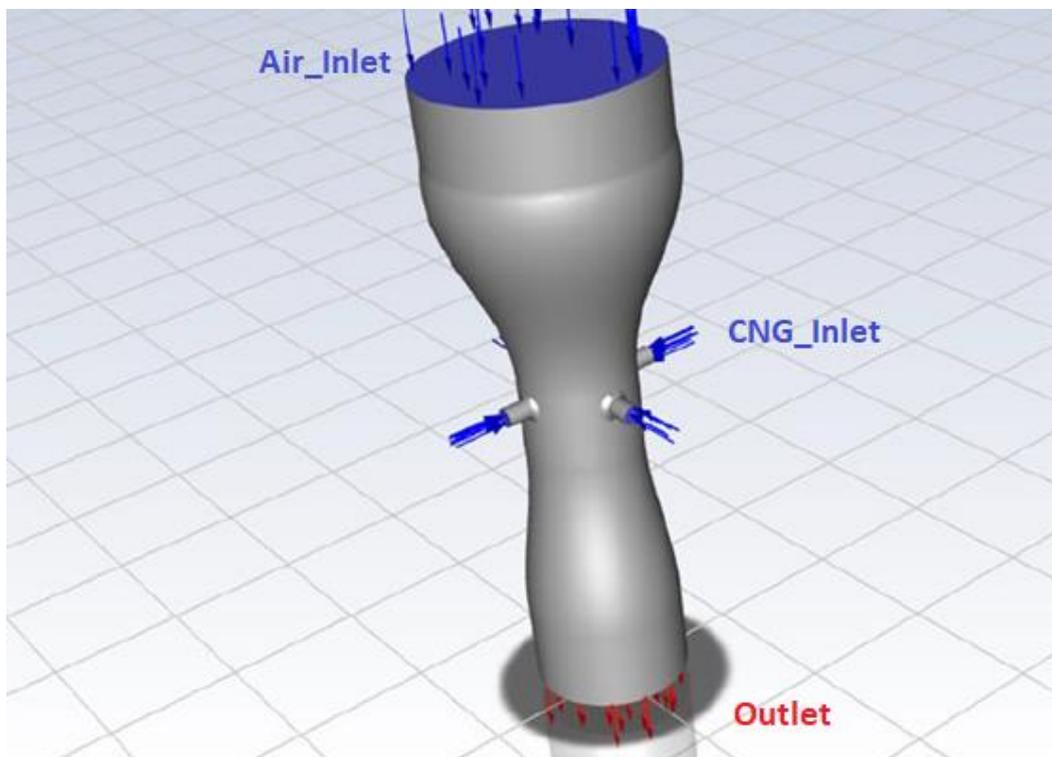


Figure 2.8 Faces auxquelles des conditions aux limites ont été appliquées

2.7. Paramètres de la simulation du premier modèle

Une fois le maillage réalisé, il faut définir quelles sont les méthodes numériques les mieux adaptées au problème, le tableau 2.4 résume les différents paramètres de la simulation.

En principe, les méthodes basées sur la pression ont été développées pour les écoulements incompressibles à basse vitesse, tandis que les méthodes basées sur la densité étaient principalement utilisées pour les écoulements compressibles à grande vitesse. Cependant, ces deux méthodes ont été récemment étendues et reformulées pour traiter et appliquer diverses conditions d'écoulement au-delà de leur intention traditionnelle ou originale[29].

Tableau 2.4 Résumé des différents paramètres de la simulation

Paramètre	Premier modèle	Deuxième modèle
Solveur		3D dimension Pressure - based Etat permanent
Equations de conservation		Continuité et Navier-Stokes
Equation d'énergie		Off
Modèle des espèces		'Species transport' avec 'volume of fluide'
Méthode de solution	SIMPLE (Semi-implicit method for pressure link equation)	
Couche limite au niveau de la paroi		Low of the wall
Modèle de la turbulence		$k - \varepsilon$ Réalisable
Cell zone conditions	/	Rotating domain : frame motion Rotation-axis direction : {0,1,0} Rotation Velocity : 2000 tr/min

- **Méthode de solution**

Pour les écoulements indépendants du temps, ANSYS Fluent fournit quatre types d'algorithmes distincts : SIMPLE, SIMPLEC, PISO et Coupled. La méthode SIMPLE (Semi-implicit method for pressure link equation) a été choisie dans cette étude car elle est utilisée uniquement pour les calculs en régime permanent [[30],[12]]. Pour les mailles triangulaires, tétraédriques et hexagonales, de meilleurs résultats sont obtenus en utilisant la discrétisation du second ordre, en particulier pour les écoulements complexes[31]. Par conséquent, la discrétisation du second ordre a été utilisée dans cette étude.

- **Exécution des calculs**

- Méthode hybride d'initialisation.
- Calcul des solutions avec un nombre d'itération de : 500 itérations.

- **Post-traitement**

ANSYS CFD-Post, le post-processeur commun à tous les produits de dynamique des fluides ANSYS, offre aux utilisateurs tout ce dont ils ont besoin pour visualiser et analyser leurs résultats.

2.8. Conclusion

Le but de cette partie est de mettre en évidence les paramètres nécessaires pour obtenir de bons résultats, par le biais la mise en application d'un modèle numérique de calcul CFD.

Un calcul par CFD peut être effectué à partir d'un certain nombre d'étapes et de procédures complémentaires et nécessaires. Les trois étapes essentielles à toute simulation numérique sont :

- La pré-simulation (Pre-processing)
- La simulation (Processing)
- La post-simulation (Post processing)

Chapitre 3

Résultats et discussions

Dans ce chapitre, nous allons présenter et analyser les résultats obtenus par la simulation CFD mentionnée dans le chapitre 2. Les résultats seront analysés, interprétés et discutés dans ce chapitre afin d'établir des perspectives pour l'étude.

3.1. Vérification du maillage

En général, pour un modèle RANS de type k-epsilon, la valeur cible de y^+ doit être comprise entre 30 et 300. Dans notre cas, nous avons obtenu des valeurs de y^+ entre 25 et 175 pour le premier cas de maillage (figure 3.1) et entre 35 et 149 pour la dernière.

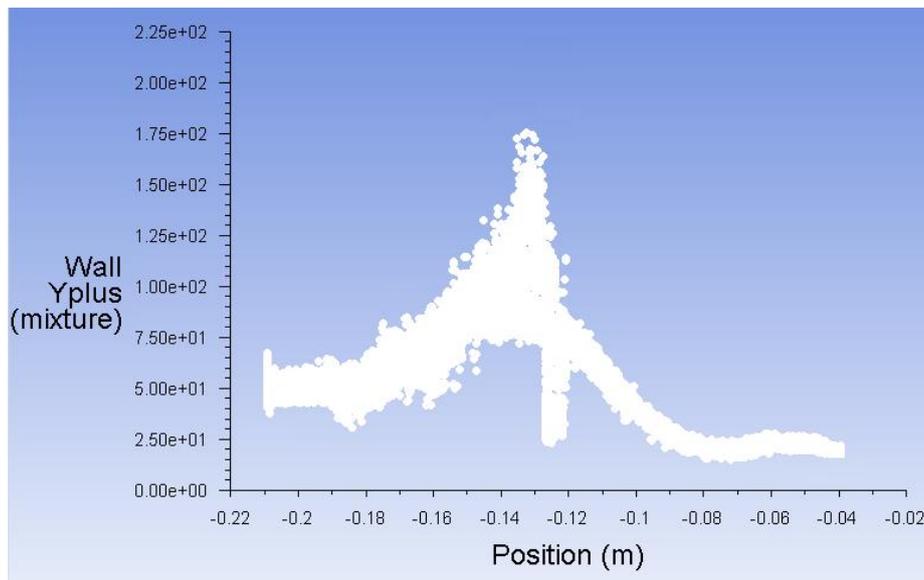


Figure 3.1 Distribution d' Y^+ pour le premier cas de maillage

3.2. Résultats du test GIT

Comme indiqué précédemment, les simulations ont été effectuées pour chaque maille du premier modèle afin de déterminer la configuration de maillage adéquate. La pression est la fraction du méthane sont choisies pour être surveillées. La figure 3.2 et la figure 3.3 présentent l'étude du maillage. La maille 5 (mesh5) ne présente pratiquement aucune différence par rapport au maillage 6, donc les résultats commencent à converger à partir du maillage 5.

La figure 3.4 montre les résultats de l'indice d'uniformité du CH_4 à la sortie du mélangeur pour différents éléments de maillage. L'indice d'uniformité de CH_4 le plus faible (0.654) a été observé au niveau du deuxième maillage (mesh2), tandis que l'indice d'uniformité de CH_4 le plus élevé (0.895) a été observé au niveau du mesh6. Le tableau 3.1 montre les valeurs d'indice d'uniformité de CH_4 utilisés dans la simulation pour le test de dépendance du maillage pour le modèle.

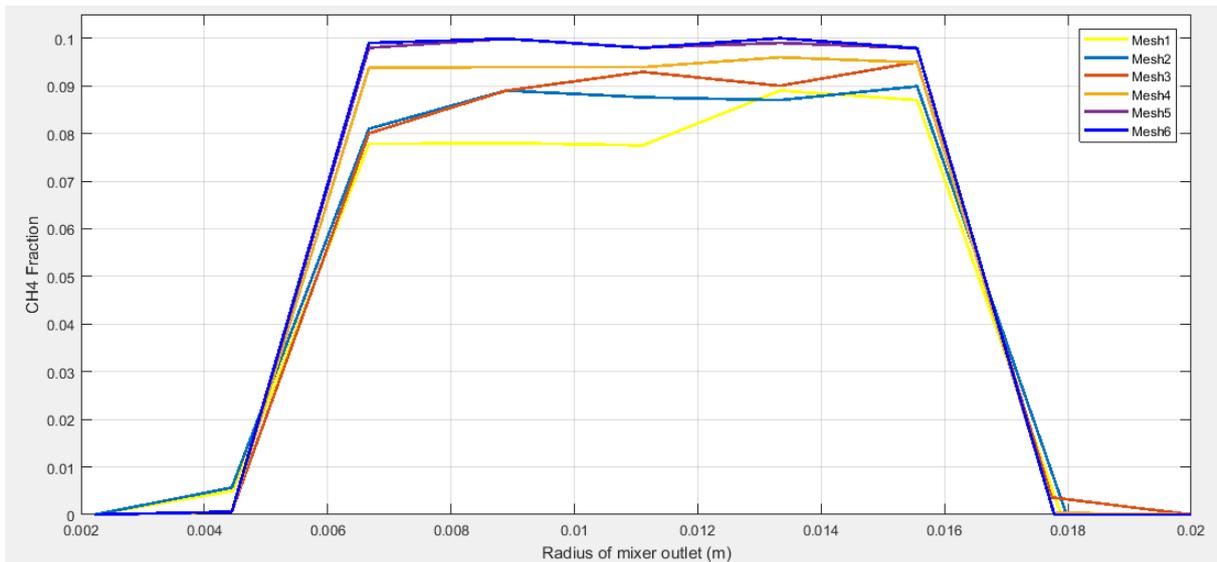


Figure 3.2 Fraction du méthane sur le diamètre de sortie du mélangeur pour différents éléments de maillage

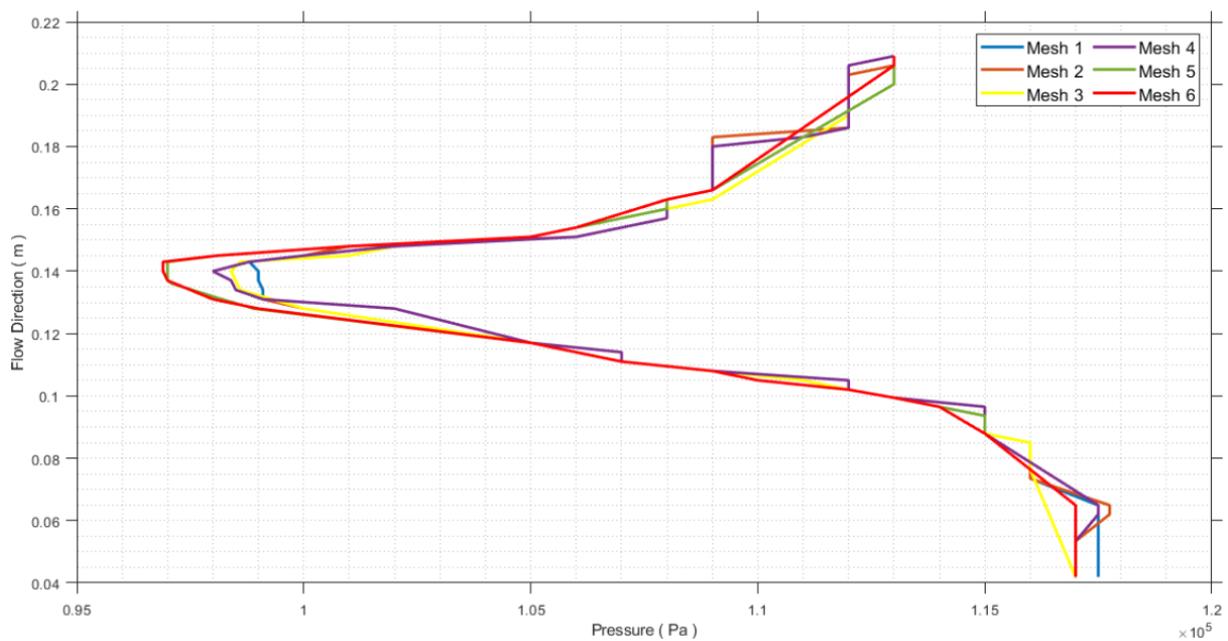


Figure 3.3 Pression sur la ligne moyenne le long du mélangeur pour différents éléments de maillage

Tableau 3.1 Nombre de nœuds et d'éléments, ainsi que la valeur du UI utilisés dans la simulation pour le test du GIT

Maillage	N° élément	N° nœuds	UI
Mesh1	816 518	155 497	0.718
Mesh2	1 890 879	357 476	0.654

Mesh3	4 488 028	843 635	0.782
Mesh4	5 318 634	998 132	0.827
Mesh5	6 591 535	1 234 754	0.893
Mesh6	7 266 349	1 360 034	0.895

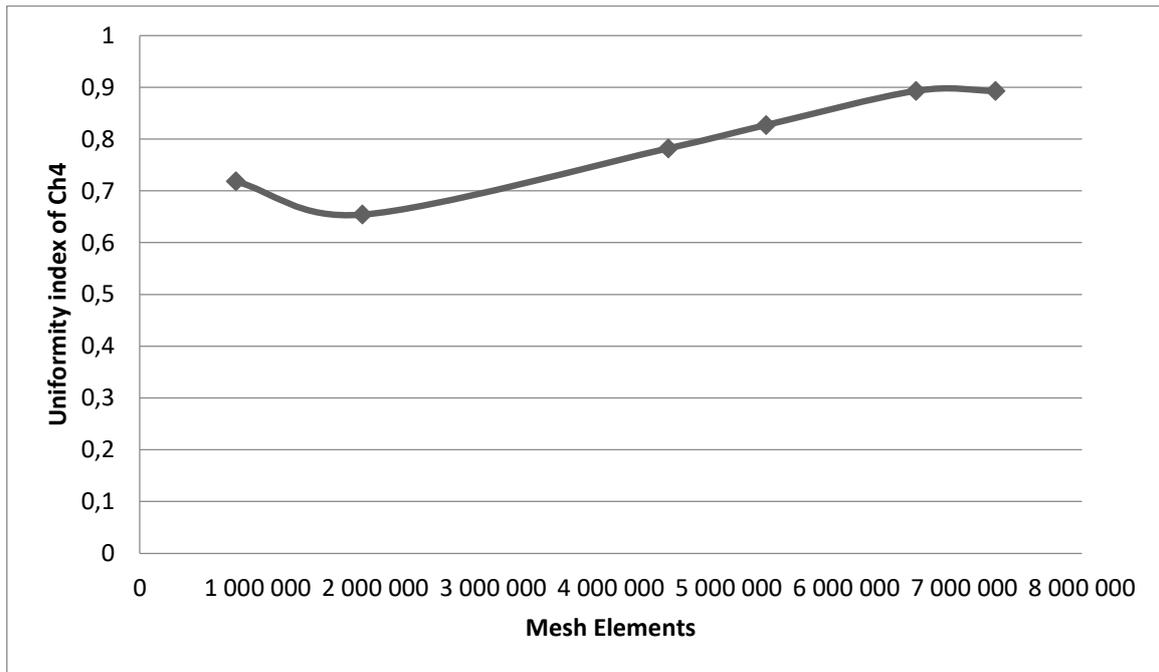


Figure 3.4 L'indice d'uniformité UI à la sortie du mélangeur pour différents éléments de maillage

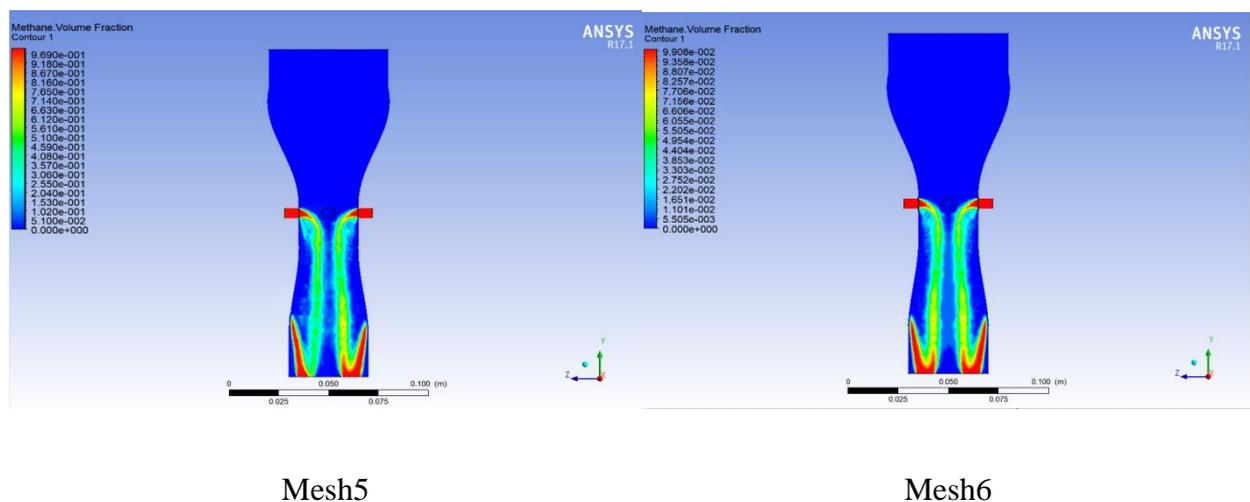


Figure 3.5 Fraction du CH₄ au plan méridien pour les 2 dernier cas de maillage

3.3. Répartition de la vitesse à l'intérieur des mélangeurs

Le changement de section au niveau du col est accompagné par une augmentation de vitesse qui résulte d'une chute de pression. Les figures 3.6 et 3.7 illustrent la variation de la vitesse de l'écoulement au sein de chaque modèle.

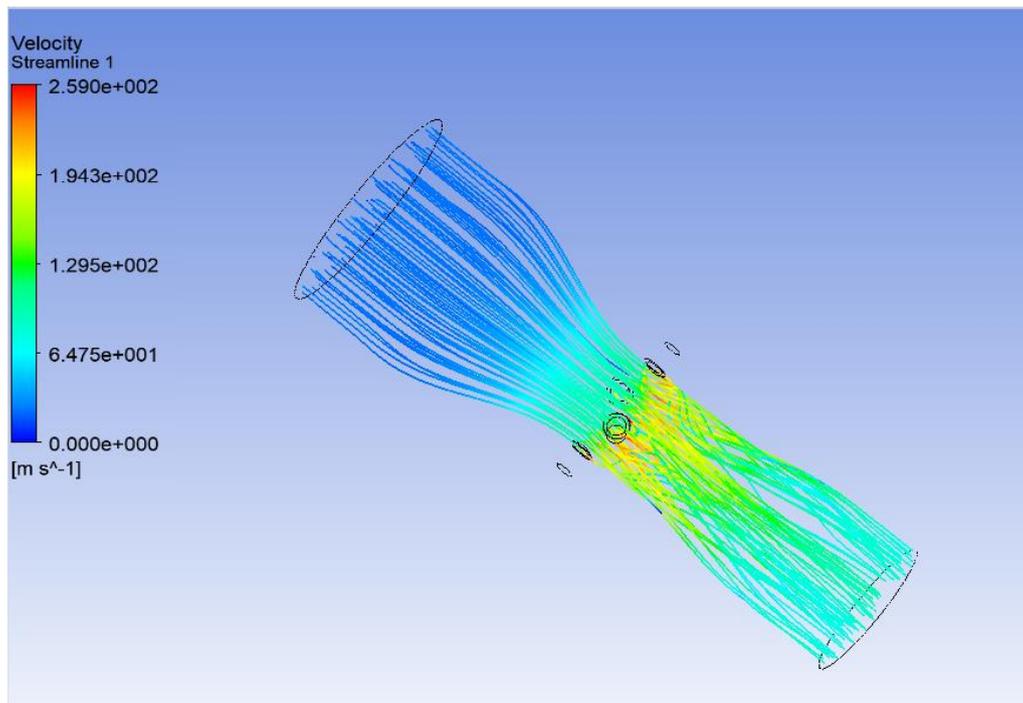


Figure 3.6 Répartition de la vitesse de l'écoulement au sein du premier modèle

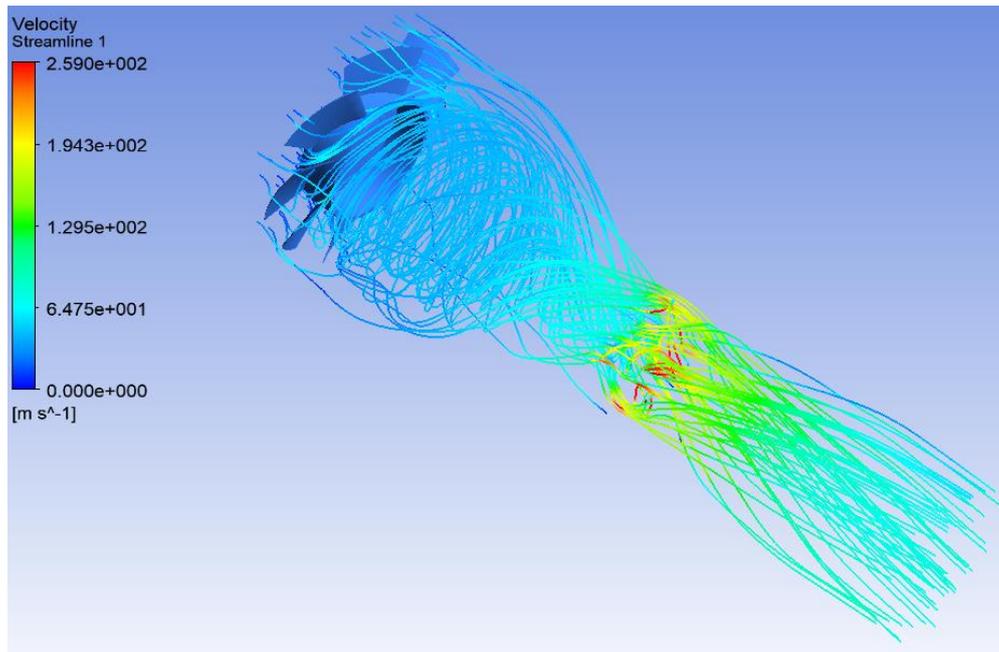


Figure 3.7 Répartition de la vitesse de l'écoulement au sein du deuxième modèle

3.4. Comparaison entre les effets des paramètres de conception des mélangeurs originaux et optimisés sur l'homogénéité du mélange air-GNC et la chute de pression à l'intérieur du mélangeur

La distribution de la fraction du méthane à l'intérieur des mélangeurs (contours de couleur de la fraction du CH_4) et l'indice d'uniformité à la sortie des mélangeurs ont été calculés à l'aide du logiciel ANSYS. Les résultats de la simulation sur l'homogénéité du mélange et les pertes de charge à l'intérieur du mélangeur ont été analysés comme indiqué ci-dessous.

3.4.1. Distribution de la pression à l'intérieur du mélangeur

Les figures 3.8 et 3.9 illustrent la répartition de la pression au sein de chaque modèle.

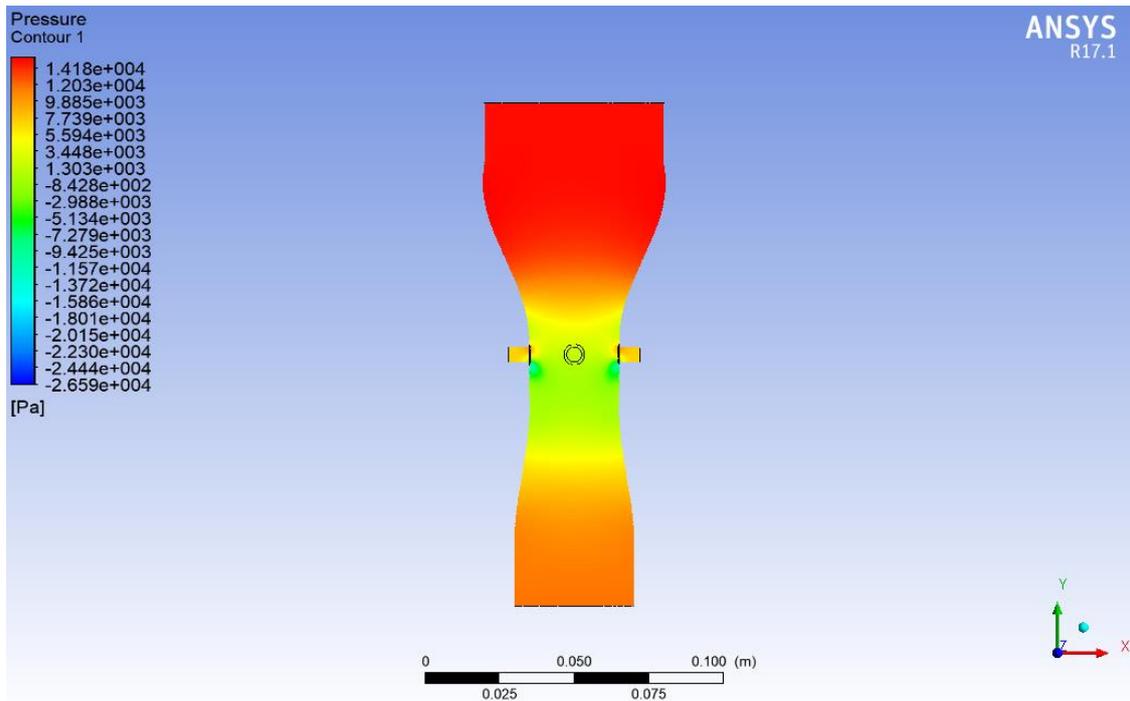


Figure 3.8 Distribution de la pression au sein du premier modèle

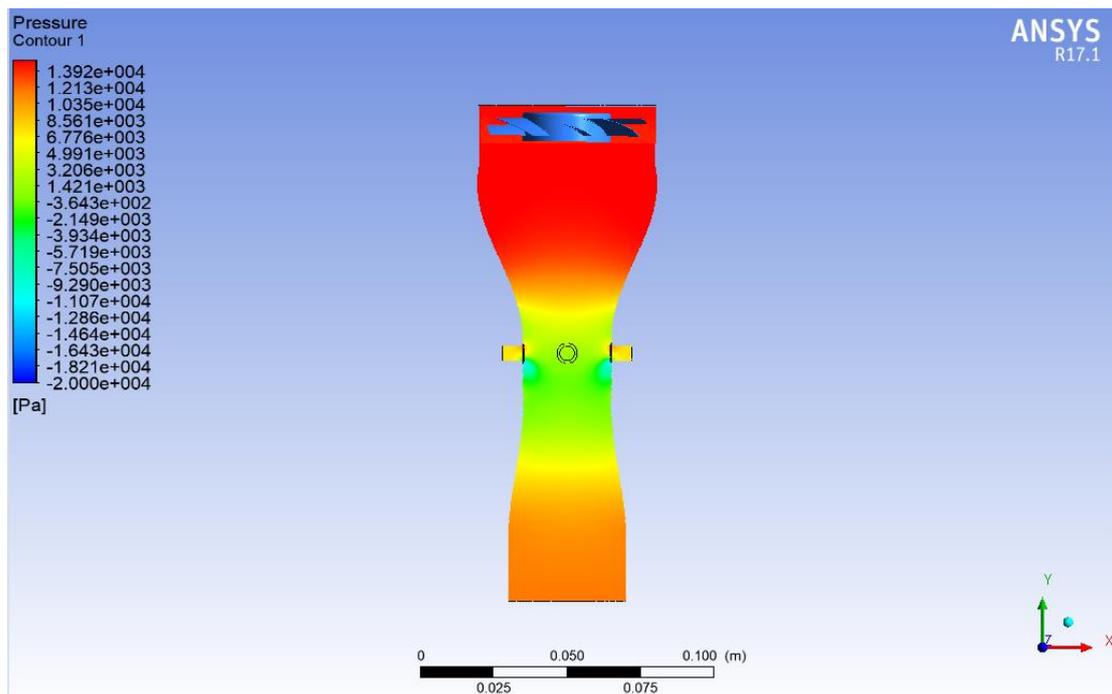


Figure 3.9 Distribution de la pression au sein du deuxième modèle

3.4.2. Indice d'uniformité du méthane dans les deux modèles de mélangeur

L'indice d'uniformité UI a été utilisé pour estimer l'homogénéité du mélange carburant air-GNC à la sortie des mélangeurs. Le tableau 3.2 indique les valeurs d'uniformité du méthane à la sortie du mélangeur pour les deux modèles de mélangeur ainsi que l'erreur entre $f_{th}^{CH_4}$ et $f_{simulation}^{CH_4}$ qui est donnée par :

$$e_{rr} = \frac{|f_{th}^{CH_4} - f_{simulation}^{CH_4}|}{f_{th}^{CH_4}} \times 100$$

Tableau 3.2 Valeur de l'indice d'uniformité ainsi que la fraction du méthane pour les deux modèles de mélangeurs

Modèle	Premier modèle	Deuxième modèle
UI	0.895	0.911
Fraction simulée du CH ₄	0.041	0.045
Fraction théorique du CH ₄	0.048	0.048
err	14.58%	6.25%

3.5. Validation numérique

La validation consiste à évaluer la précision de la comparaison entre les résultats de calcul et les données expérimentales ou les calculs théoriques, avec des estimations quantifiées des erreurs et des incertitudes pour les deux. Cette stratégie utilise une méthodologie hiérarchique qui sépare et simplifie les phénomènes physiques et de couplage impliqués dans le système d'ingénierie complexe en question[32].

Pour notre cas, nous avons vérifié nos résultats de simulation en comparant les résultats trouvés par ANSYS-Fluent avec des calculs basés sur le principe de conservation de l'énergie. Pour simplifier le modèle numérique, nous utilisons de l'air à la place du GNC, car l'analyse du mélange est plus compliquée.

- **Nombre de Mach**

Le nombre de Mach est un nombre adimensionnel qui exprime l'effet de compressibilité d'un fluide en écoulement. Le nombre de Mach M correspondant à une variation de 5% est environ 0.3, pour cette raison un écoulement stationnaire peut être supposé incompressible jusqu'à un Mach de 0.33. Il est donné par :

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma r T}} \quad 3.1$$

La vitesse n'est pas suffisamment élevée ($M \leq 0.77$) pour induire un écoulement sonique au col, et l'écoulement est subsonique à travers l'ensemble du mélangeur.

3.5.1. Application du principe de de conservation d'énergie

En appliquant le principe de conservation d'énergie, nous pouvons écrire l'équation de l'énergie comme suit :

$$h + \frac{1}{2}v^2 = cste \quad 3.2$$

$$C_p T + \frac{1}{2} v^2 = cste \quad 3.3$$

Sachant que :

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R \quad 3.4$$

L'équation 3.3 va s'écrire :

$$\frac{1}{2} v^2 + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p}{\rho} = cste \quad 3.5$$

Appliquant l'équation (3) entre deux sections quelconques 1 et 2 :

$$\frac{1}{2} v_1^2 + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{1}{2} v_2^2 + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_2}{\rho_2} = cste \quad 3.6$$

Pour une évolution isentropique $\frac{p}{\rho^\gamma} = cste$, la relation ci-dessus sera alors :

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right] \quad 3.7$$

Connaissant les conditions de l'écoulement à la section 1, la relation ci-dessus permet de calculer la vitesse de l'écoulement en n'importe quelle section du mélangeur en connaissant seulement la pression statique par un simple calcul des pertes de pression linéaires et singulières entre les deux sections choisies du mélangeur.

3.5.2. Calcul des pertes de pression

Les pertes de charge sont des chutes de pression dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement : les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes énergétiques. Les pertes de charge peuvent être :

- **Linéaires ou régulières** : elles correspondent alors à l'écoulement le long des conduites. Et les pertes linéaires sont données par :

$$\Delta p_{lin} = f \frac{L}{D} \left(\rho \frac{v^2}{2} \right) \quad 3.8$$

f : Coefficient de friction.

L : Longueur du mélangeur.

v : vitesse moyenne le long de la direction de l'écoulement.

D : Le diamètre.

- **Singulières** : elles se manifestent sur les pièces spéciales qui modifient la direction ou la section de passage du fluide (raccord, T, vannes, soupapes, etc.).

$$\Delta p_{sing} = K \left(\rho \frac{v^2}{2} \right) \quad 3.9$$

Où : k est un coefficient sans dimension dépendant de la forme de la singularité.

La perte de pression cumulée à travers le mélangeur Venturi est donnée par :

$$\Delta p_t = \Delta p_{conv} + \Delta p_{col} + \Delta p_{div} + \Delta p_{lin} \quad 3.10$$

Sachant que :

Δp_{conv} : Perte de charge singulière du convergent.

Δp_{col} : Perte de charge singulière au niveau du col.

Δp_{div} : Perte de charge singulière du divergent.

Δp_{lin} : Perte de charge dû à linéaire (par friction).

- **Perte de pression singulière du convergent**

$$\Delta p_{conv} = 8\rho \left(\frac{KQ^2}{\pi^2 D^4} \right) \quad 3.11$$

$$K = \left(\frac{1}{\mu} - 1 \right)^2 \times \sin(\alpha)$$

Tel que :

$$\mu = 0.59 + 0.41 \frac{d^2}{D^2}$$

D : Diamètre d'entrée.

d : Diamètre de sortie.

α : Angle d'inclinaison du profil, il est de 10° .

- **Perte de pression singulière au niveau du col**

Jonction brusque avec réunion des courants avec quatre sections circulaires :

$$\Delta p_{col} = 4 \times 8\rho \left(\frac{KQ^2}{\pi^2 D^4} \right) \quad 3.12$$

$$K = 0.5$$

- **Perte de pression singulière du divergent**

$$p_{div} = 8\rho \left(\frac{kQ^2}{\pi^2 D^4} \right) \quad 3.13$$

$$K = \frac{4}{3} \times \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

α : Angle de sommet du divergent, il est de 7° .

- **Perte de pression linéaire**

$$\Delta p_{lin} = 8\rho \left(\frac{fLQ^2}{\pi^2 D^5} \right) \quad 3.14$$

Pour évaluer ce dernier, il faut déterminer le facteur de frottement f à partir du diagramme de Moody. On a déjà calculé le nombre de Reynolds :

$$R_e = 88555.443$$

Pour des valeurs ($R_e = 88555.443$, $\varepsilon/D = 5.10^{-5}$) de nombre de Reynolds et de la rugosité relative, Le diagramme de Moody donne : $f = 0.005$.

Nous montrons les résultats de l'application numérique dans le tableau 3.3 ci-dessous :

Tableau 3.3 Résultats théoriques de la perte de pression dans le mélangeur

Perte de pression	AN [Pa]
Δp_{conv}	79.057
Δp_{col}	4617.966
Δp_{div}	271.227
Δp_{lin}	12.894
Δp_{totale}	4438.69
p_{sortie}	112861.31

- **Champ de pression de l'écoulement à travers le mélangeur Venturi**

La figure 3.10 montre la distribution de pression le long du mélangeur obtenue par simulation, et la figure 3.11 montre la distribution de pression d'une mesure expérimentale sur banc d'essai[28].

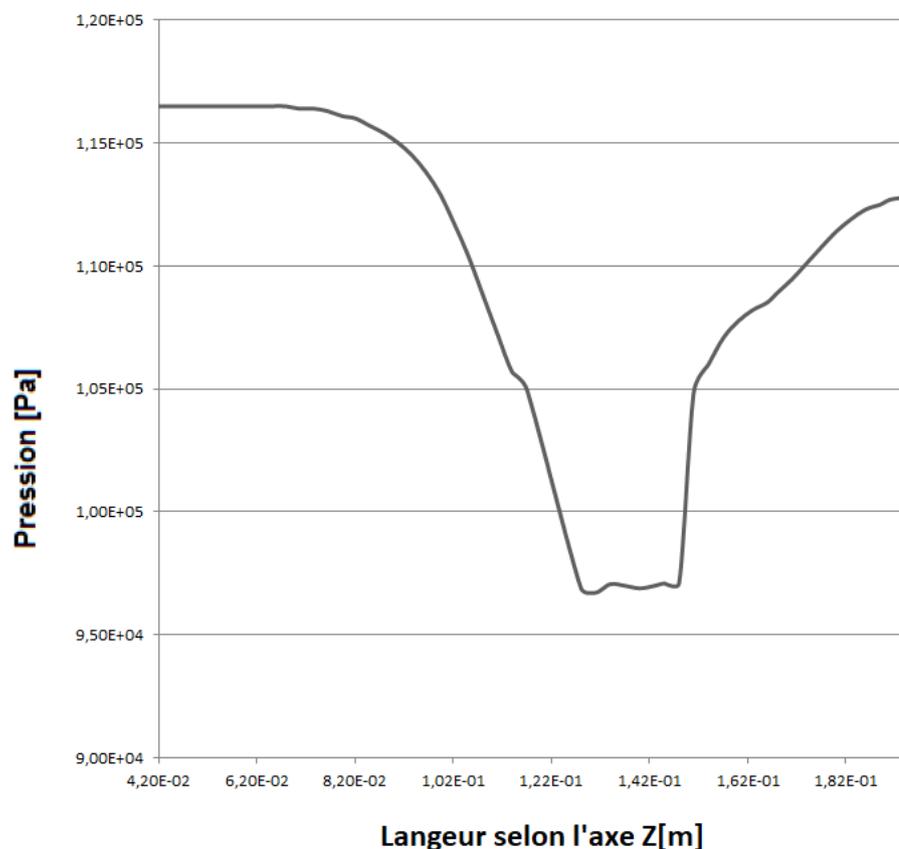


Figure 3.10 Distribution de pression le long du mélangeur obtenue par la simulation

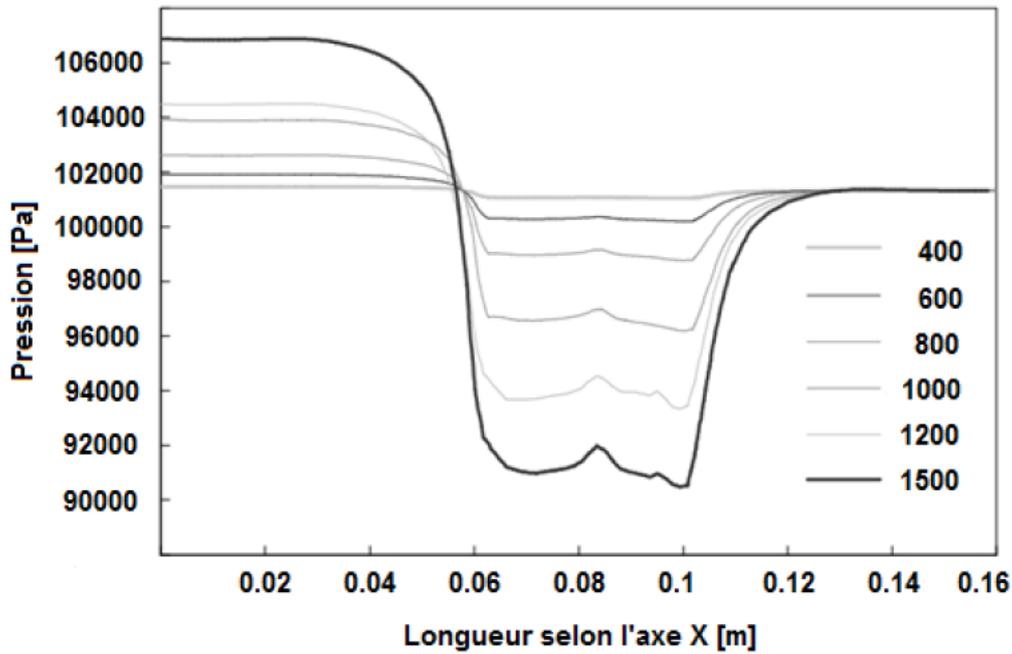


Figure 3.11 Distribution de pression lors d'une mesure expérimentale sur banc d'essai [2]

Discussion :

- La chute de pression est due au flux d'air turbulent à travers le mélangeur, comme il est illustré à la figure 3.8 et à la figure 3.9. La pression est réduite au maximum pour créer un vide, ce qui force le GNC à circuler dans le col du mélangeur.
- La perte de pression obtenue par le calcul théorique est très proche de celle fixée dans les conditions limites de la simulation.

3.5.3. Calcul de la vitesse à la sortie du mélangeur

L'équation 3.7 peut s'écrire sous la forme :

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right)} \quad 3.15$$

Application numérique :

$$v_2^{calcul} = 87.078 \text{ m/s}$$

3.5.4. La vitesse à la sortie du mélangeur à partir de la simulation

Les figures 3.12 et 3.13 représentent les contours de couleur de la vitesse au plan méridien et à la sortie du mélangeur respectivement.

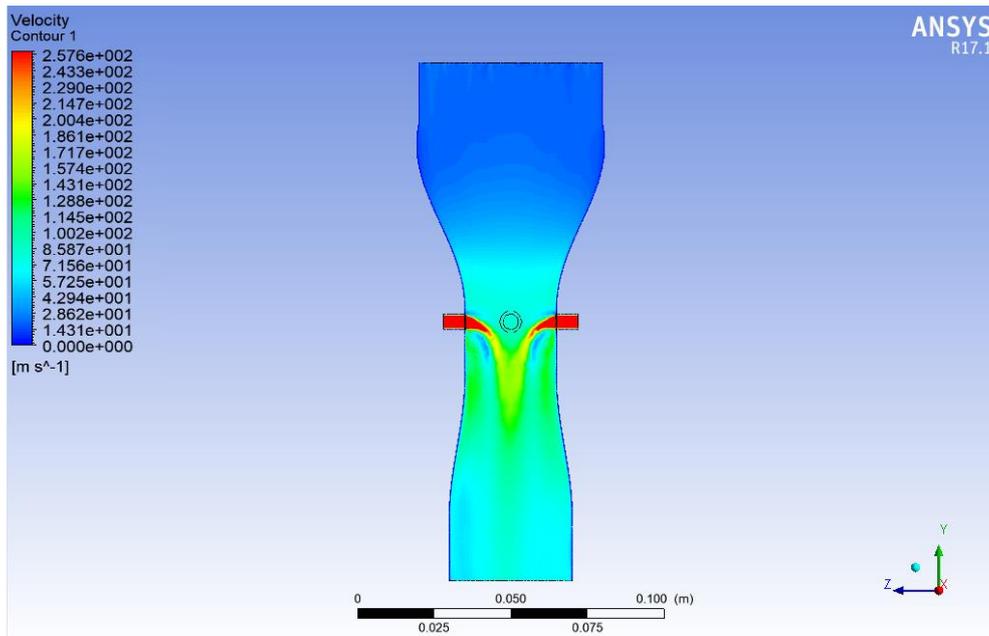


Figure 3.12 Répartition de la vitesse de l'écoulement au plan méridien du mélangeur

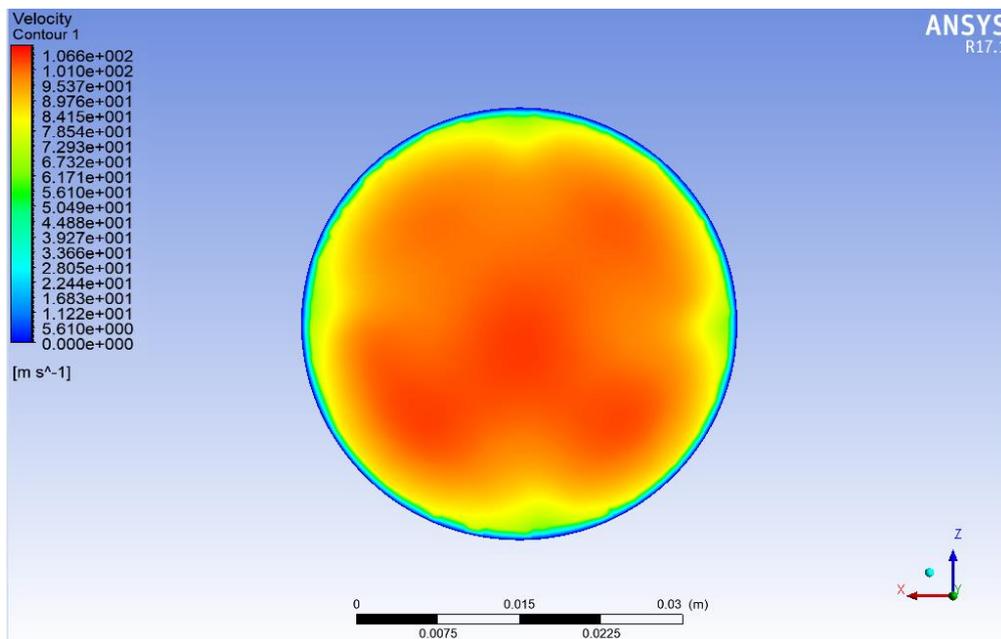


Figure 3.13 Répartition de la vitesse de l'écoulement à la sortie du mélangeur

A l'aide de la fonction « Fonction Calculateur », on a calculé la valeur moyenne de la vitesse à la sortie du mélangeur :

$$v_2^{simulation} = 80.97 \text{ m/s}$$

L'erreur relative est donnée par :

$$err_{rel} = \frac{|v_2^{calcul} - v_2^{simulation}|}{v_2^{calcul}} \quad 3.16$$

$$err_{rel} = 7.01\%$$

3.6. Conclusion

En prenant en compte la solution de simulation et le calcul théorique nous avons déduit les notes suivantes :

- Grace à la différence de pression développée par le ventilateur, la pression à la sortie du mélangeur peut être supérieure à la pression atmosphérique, ce qui peut assurer un bon fonctionnement du moteur.
- La simulation et le calcul théorique montrent une similarité de solution avec une erreur de 7.01%.
- Les résultats du calcul théorique diffèrent par rapport autres résultats, car elle ne tient pas compte de la turbulence et les approches du calcul théorique sont des formulations projetées à un modèle unidimensionnel, donc l'erreur est bien évidemment justifiée.

Chapitre 4

Analyse CFD du processus de combustion et les caractéristiques des émissions

Dans ce quatrième chapitre, nous présentons une simulation CFD du processus de combustion Dual-fuel après conversion afin d'analyser la pression, la température et les caractéristiques des émissions dans le cylindre. Les résultats de la simulation ont ensuite été comparés avec le mode Diesel seul.

4.1. Introduction

Les contraintes écologiques et économiques actuelles obligent les constructeurs automobiles à mener des recherches liées à la combustion turbulente et à ses applications. Par conséquent, il est nécessaire de comprendre les principaux processus physiques et chimiques dans la chambre de combustion, non seulement pour améliorer le système existant, mais également pour développer de nouvelles technologies. Dans ce cas, l'utilisation d'outils numériques tel que les codes CFD (CONVERGE, KIVA, Fluent, et CFX) permet de réduire les coûts et le temps d'apprentissage.

4.2. Description du code CONVERGE

Le logiciel CONVERGE est un code polyvalent de dynamique des fluides numérique pour la modélisation d'écoulements turbulents tridimensionnels, réactifs ou non réactifs. Les capacités de modélisation de CONVERGE comprennent des simulations en régime permanent et transitoire pour des écoulements incompressibles ou compressibles. Le logiciel contient une variété de modèles physiques pour des phénomènes tels que la turbulence, le spray, le transfert de chaleur, l'écoulement multiphasé, l'interaction fluide-structure et la chimie de surface[33]. Avec ces modèles, CONVERGE peut simuler une grande variété de problèmes d'écoulement largement validés pour les cas de moteurs à combustion interne[34].

4.3. Structure standard de CONVERGE V3.0

CONVERGE V3.0 simule un écoulement très diversifié avec des configurations plus ou moins complexes. Comme tout code de type CFD, il se compose de trois modules :

- Préprocesseur.
- Solveur CONVERGE.
- Post-processeur "Post-traitement".

4.4. Equations régissant les écoulements réactifs

L'analyse numérique d'un problème de combustion vise la résolution des équations de l'aérothermochimie. Le système composé d'équations de masse, de quantité de mouvement, d'espèces et de conservation de l'énergie est appelé « problème de l'aérothermochimie ».

La modélisation mathématique de la turbulence avec ou sans réactions chimiques est généralement réalisée en utilisant la résolution d'équations aux dérivées partielles non linéaires et couplées. Ces équations expriment les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et des substances chimiques dans le volume de base d'un fluide.

- **Équation de conservation de la masse**

L'équation de transfert de masse fluide ou de conservation de masse s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S$$

Avec :

ρ : Densité du fluide.

u_i : La i^{eme} composante de la vitesse instantanée.

S : Source d'énergie.

- **Équation de conservation de la quantité du mouvement**

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i$$

Tel que :

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}$$

Avec :

μ : Viscosité dynamique.

p : Pression statique.

S_i : Source d'énergie

δ_{ij} : Symbole de Kronecker.

• Équation d'état

On suppose que le fluide est un mélange homogène des gaz parfaits. Donc, on peut écrire la relation suivante :

$$p = R_0 T \sum_m \left(\rho / W_m \right)$$

Avec :

R_0 est la constante universelle des gaz et W_m est la masse moléculaire de l'espèce m .

• Équation de conservation l'énergie

L'équation de conservation d'énergie pour un fluide compressible peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i I}{\partial x_i} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial y_m}{\partial x_i} \right) + S$$

Tel que :

e : L'énergie interne spécifique.

K : La conductivité thermique.

h_m et y_m sont respectivement l'enthalpie spécifique et la fraction massique de l'espèce m .

4.5. Modèles utilisés

Le tableau 4.1 présente un résumé des modèles numériques utilisés dans cette étude.

Tableau 4.1 Résumé des modèles numériques

Modèle	Description
Combustion	SAGE

Emission	Thermal NO _x model (Extended Zeldovich)
	Hiroyasu-NSC Soot
Ignition	Auto-Ignition Model (Diesel Mode) Diesel Ignition Gas Engine (Dual-Fuel Mode)
Spray	Dukowicz Model (Diesel Mode) Multi-component (Dual-Fuel Mode)
Wall interaction	Wall film
Turbulence	(RNG) k – ε (2 equations)

4.5.1. Modèle de la combustion

CONVERGE contient un solveur chimique détaillé et des modèles de combustion simplifiés, y compris des modèles pour la combustion générale, la combustion prémélangée, la combustion Diesel, la combustion non prémélangée et la chimie générale simplifiée. Le solveur chimique détaillé de SAGE est la manière la plus prédictive et la plus précise de modéliser la combustion et modélise avec précision l'allumage et la propagation laminaire de l'air[34].

4.5.2. Modèle d'injection

D'abord, CONVERGE introduit des gouttes identiques de Diesel qui sont statistiquement représentées dans le domaine de pulvérisation. L'atomisation et la rupture des gouttelettes sont décrites selon le modèle hybride de Kevin-Helmholtz et Rayleigh-Taylor (KH+RT)[35]. Enfin pour simuler le mélange air-carburant, la dispersion turbulente des gouttelettes de Diesel est prise en compte en utilisant le modèle d'O'Rourke.

Enfin, le logiciel CONVERGE donne la main à l'utilisateur pour introduire la masse du Diesel à injecter, l'avance d'injection, la durée d'injection ainsi que la pression d'injection. Le tableau 4.2 montre les différents paramètres de l'injection.

Tableau 4.2 Différents paramètres de l'injection

Paramètres	Diesel	Dual-fuel
Début d'injection	18° avant PMH	26° avant PMH
Durée d'injection (°CA)	22	11
Pression d'injection (bar)	350	350
Température d'injection (T)	341	341

4.5.3. Modèle de turbulence

Dans cette partie la turbulence est aussi modélisée par les équations de Navier-Stokes moyennées par Reynolds (RANS), avec RNG (Renormalization Group) k- ε à deux équations comme modèle de turbulence.

4.6. Fichiers d'entrée et de sortie dans converge

Le fichier d'entrée (.in) contient des données géométriques, des conditions aux limites et les fichiers de données d'entrée numérique (.dat) contiennent des propriétés thermodynamiques et des données de réaction chimique. Au début de la simulation, les fichiers (.in) et (.dat) sont lus de manière convergente. Pendant la simulation, il existe des fichiers de sortie, de libération et de redémarrage.

4.6.1. Fichiers d'entrée

Il existe deux types différents de fichiers d'entrée requis avec des suffixes différents : .in et .dat. Tous les fichiers d'entrée doivent résider dans le répertoire où Converge s'exécute. Un résumé des fichiers d'entrée se trouve dans le tableau 4.3. Il est à noter que la simulation n'a besoin d'entrer que les fichiers input.in, boundary.in, surface.dat, initialize.in, mech.dat et therm.dat, et le reste des fichiers d'entrée ne doit être activé que lorsque le modèle ou des fonctionnalités spécifiques sont utilisées.

Tableau 4.3 Résumé des fichiers d'entrée

fichier	Description
inputs.in	les conditions numériques de simulations (les critères de convergence, le pas de temps, etc. l'activation des sous-modèles comme spray, la combustion, la turbulence...)
surface.dat	Spécification de la surface de la géométrie
boundary.in	Les conditions aux limites
initialize.in	Les conditions initiales
combust.in	Modèle de la combustion et des émissions
engine.in	Spécification du moteur
source.in	Les données sur les sources d'allumage
post.in	Les noms des variables de sortie
therm.dat	Les propriétés thermodynamiques des espèces
mech.dat	Le mécanisme réactionnel

4.6.2. Fichiers de sortie

Le fichier (.out) se trouve dans le même répertoire que le fichier d'entrée, Il est à noter que lors de la réexécution de la convergence, les fichiers (.out) d'un même répertoire seront écrasés sans inviter l'utilisateur. Le tableau 4.4 ci-dessous présente un résumé des différents types de fichiers de sortie.

Tableau 4.4 Résumé des différents types de fichiers de sortie

Fichier	Description
thermo.out	Donnée thermodynamique et de dégagement de chaleur (pression, température...)
emissions.out	Information sur les émissions polluantes

spray.out	Evolution du jet
species.out	La masse des espèces
turbulence.out	intensité de turbulence dans le domaine

4.6.3. La géométrie adoptée pour le moteur F4L912

Sur CONVERGE et tous les logiciels de simulation CFD, le modèle géométrique ou le domaine de calcul représente le domaine occupé par le fluide. Dans notre exemple, cela représente le volume délimité par le cylindre, la tête de piston et la culasse. Comme indiqué ci-dessous sur les figures 4.1 et 4.2.

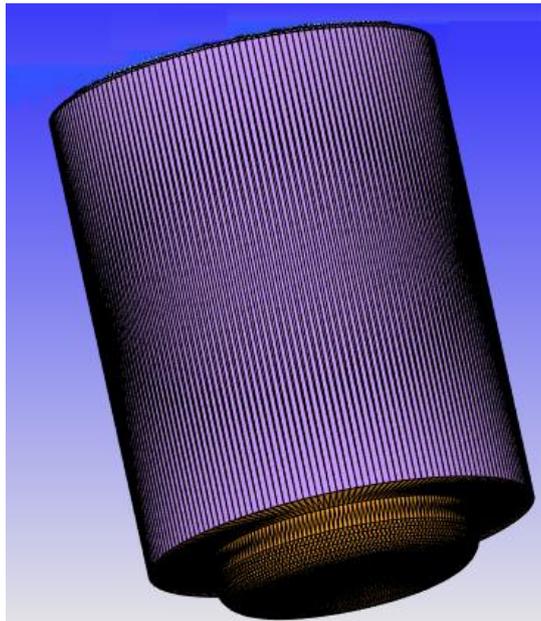


Figure 4.1 Géométrie de la chambre de combustion

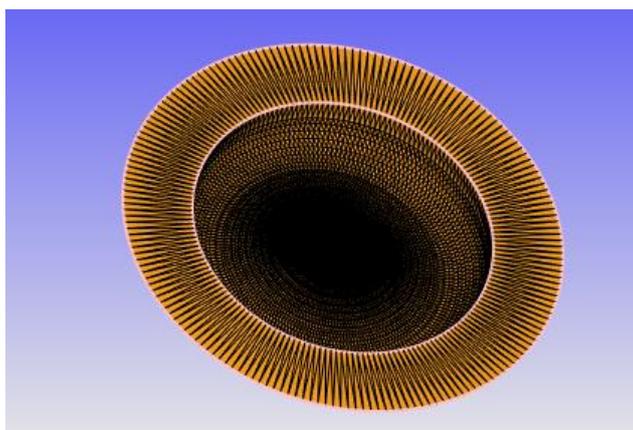


Figure 4.2 Géométrie du piston

Afin de réduire le temps de simulation, le domaine de calcul est un secteur, $\frac{1}{5}$ du cylindre, avec des restrictions périodiques (Figure 4.3). Ce secteur comprend l'un des 5 trous de la buse

de l'injecteur diesel. Afin de réduire encore le temps de calcul, seuls les processus de compression, combustion et détente ont été simulés.

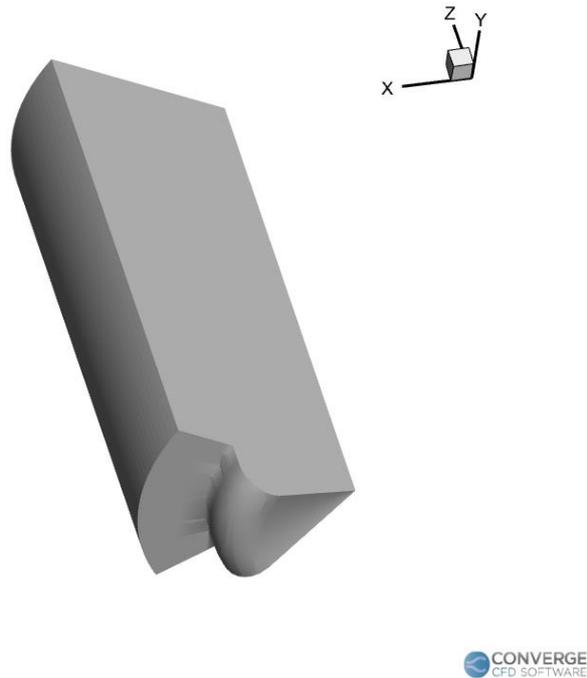
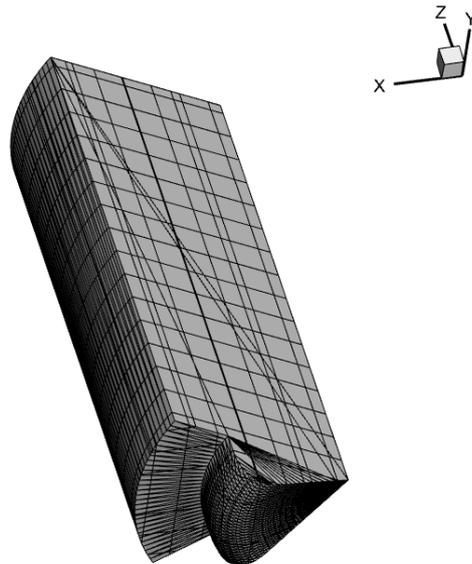


Figure 4.3 Domaine de calcul

4.7. Préparation du code CONVERGE

4.7.1. Maillage du modèle

On a choisi un algorithme de maillage automatisé qui génère un maillage orthogonal au moment de l'exécution et utilise l'AMR (Adaptive Mesh Refinement) pour affiner le maillage pendant la simulation dans des zones présentant des phénomènes complexes, comme des géométries mobiles ou des fluctuations de température ou de vitesse d'écoulement[33]. La figure 4.4 montre un maillage du modèle créé par CONVERGE, il contient environ 80 879 éléments.



CONVERGE
CFD SOFTWARE

Figure 4.4 Maillage du modèle

4.7.2. Test GIT

Le choix du maillage joue un rôle important dans les résultats de la simulation. Pour garantir la précision des résultats de la CFD, nous avons fait une étude d'indépendance du maillage en exécutant les simulations avec cinq niveaux de maillage, à savoir des mailles grossières, moyennes et fines. La résolution du maillage affecte non seulement la précision des résultats de la CFD mais aussi le temps de calcul. Dans la plupart des cas de simulation, les mailles plus fines offrent une plus grande précision des résultats CFD, mais coûtent plus cher.

La température a été mesurée pour cinq cas de maillage, et le tableau 4.5 montre les propriétés du maillage et le temps de calcul.

Tableau 4.5 Nombre de nœuds et d'éléments, utilisés dans la simulation pour le test d'indépendance du maillage

Maillage	N° élément	N° nœuds	Temps de calcul
Mesh 1	7 856	4 763	40min
Mesh 2	80 879	57 476	5h
Mesh 3	428 005	83 036	13h
Mesh 4	713 538	152 134	19h
Mesh 5	901 509	214 754	26h

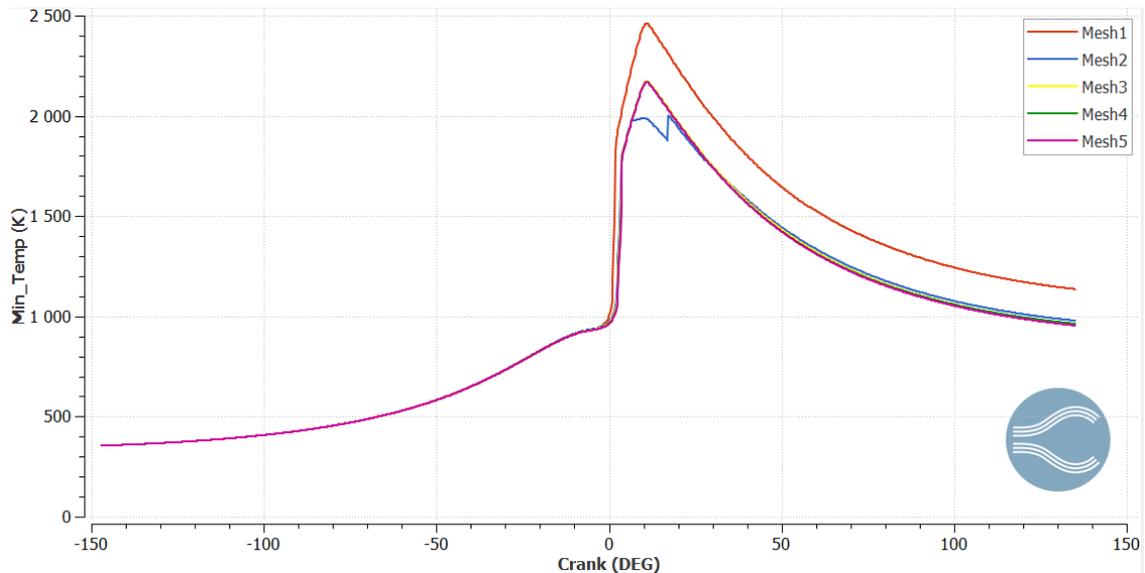


Figure 4.5 Résultat du test GIT

La figure 4.5 montre l'étude du maillage, les trois derniers cas de maillage n'ont presque aucune différence entre eux, donc le meilleur maillage dans ce cas est le troisième maillage.

4.7.3. Proportion de carburant pilote et primaire consommée

Les débits du Diesel et le GNC ont été calculés dans le paragraphe 2.6.2 pour un taux de substitution de 80%, et sont donnés dans le tableau 4.6.

Tableau 4.6 Masse à injecter Diesel/GNC

Taux de substitution	0%		80%	
Débit massique [g/s]	Diesel		Diesel	GNC
	2.479		0.496	1.666

4.7.4. Conditions initiales

Les valeurs initiales de la pression p_0 et de la température T_0 sont les mêmes qu'à la sortie du mélangeur.

- $p_0 = 1.12 \text{ bar}$
- $T_0 = 293 \text{ K}$

4.7.5. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont :

- La température de la culasse T_{cu} .
- La température de la parois du cylindre T_{cyl} .
- La température de la tête du piston T_{tp} .

Comme nous ne possédons pas de données expérimentales donnant ces paramètres, nous nous sommes référés à la littérature[36].

- T_{cyl} : 410 K
- T_{cu} : 484 K
- T_{tp} : 538 K

4.8. Résultats et discussions

4.8.1. Champ de pression distribution de la température

Les figures 4.6, 4.7 et 4.8 fournissent une comparaison entre le fonctionnement Dual-fuel et le fonctionnement Diesel conventionnel en termes de : pression dans le cylindre, température dans le cylindre et taux de dégagement de chaleur.

On peut observer que les traces de pression sont presque identiques, alors qu'une certaine différence peut être trouvée dans le développement de la combustion et les températures. Le mode Dual-fuel correspond toujours à des températures de pointe plus élevées. Enfin, on observe que les pressions et les températures légèrement inférieures dans le cylindre pendant la phase de compression de la configuration DF sont dues à la capacité thermique spécifique la plus élevée du mélange air-GNC.

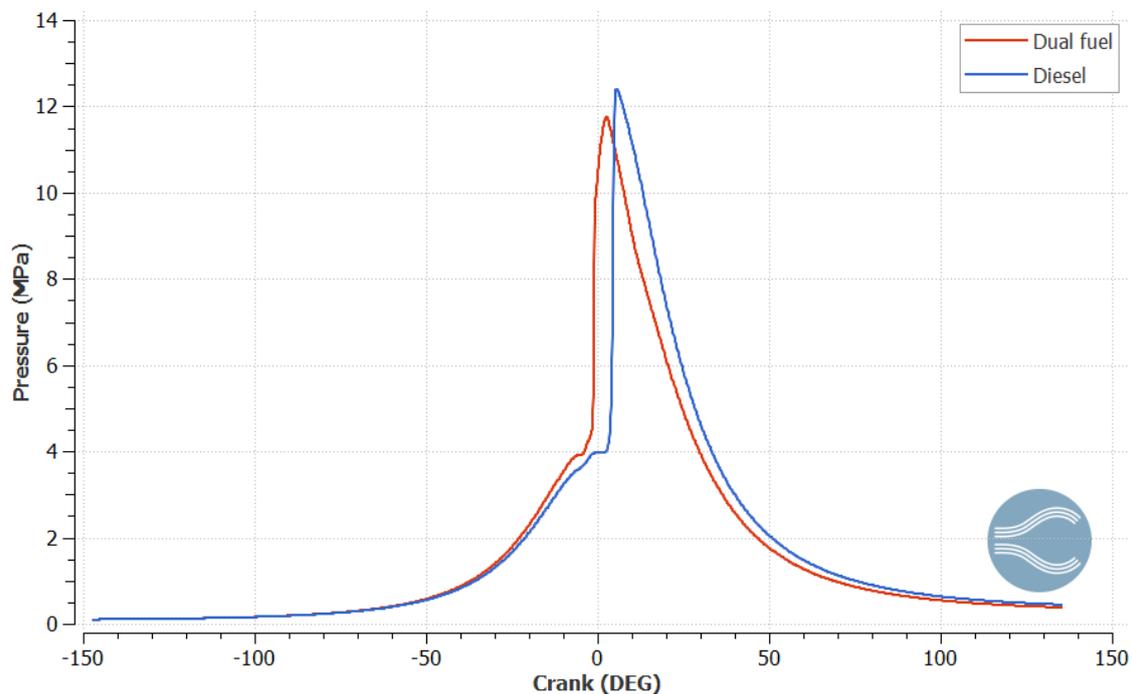


Figure 4.6 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel conventionnel et en mode Dual-fuel en termes de pression dans le cylindre

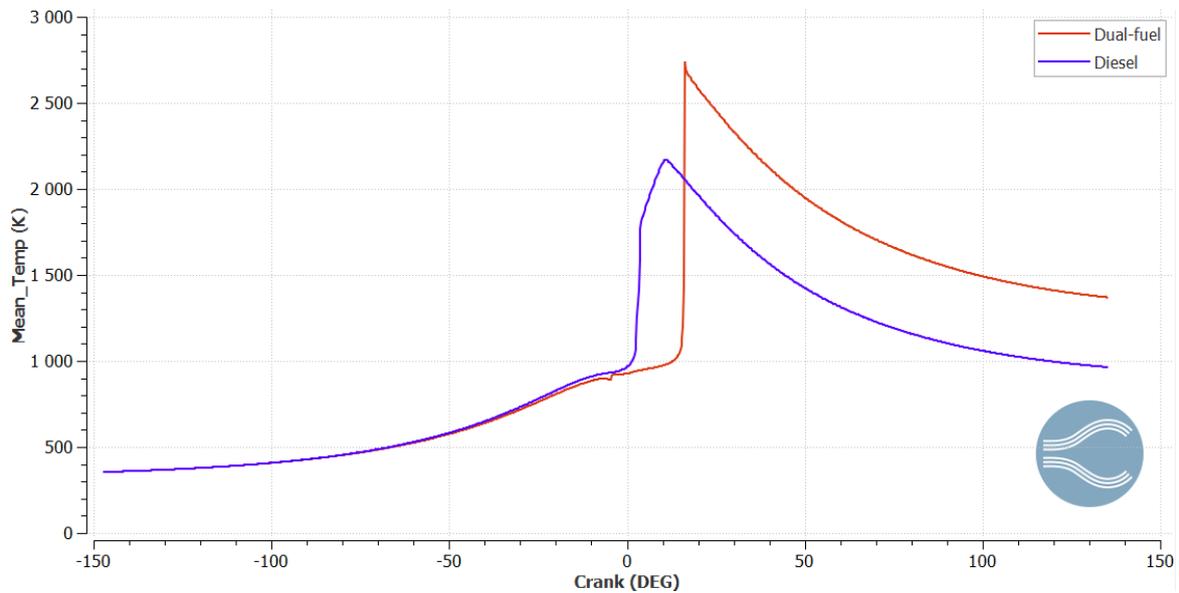


Figure 4.7 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel conventionnel et en mode Dual-fuel en termes de température

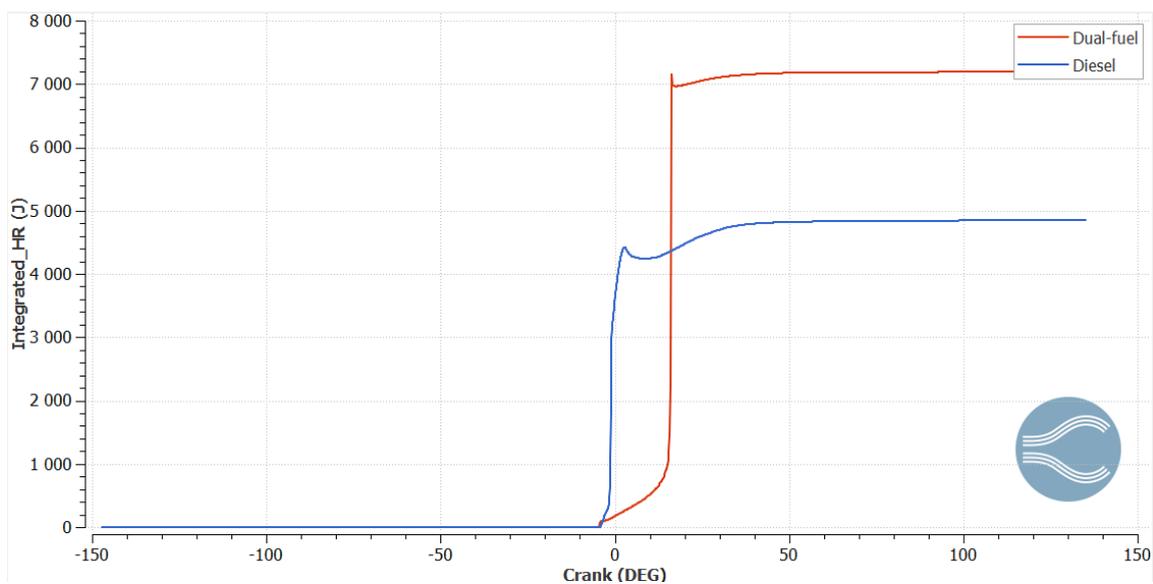


Figure 4.8 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel conventionnel et en mode Dual-fuel en termes de taux de dégagement de chaleur

HR : heat of reaction

4.8.2. Émissions polluantes

Il a été observé que le mode Dual-fuel, comparé au fonctionnement Diesel conventionnel, permet, en plus de l'élimination des fumées, de réduire les émissions de CO₂ (environ 22.77%), de CO (57.14%), des NO_x(55.24%) et de suie (90.38%).

4.8.2.1. Emission d'oxyde d'azote (NO_x)

D'après le graphe de la figure 4.9 obtenu, on constate une réduction de 55.24% des émissions de NO_x en fonctionnement Dual-fuel par rapport à celui du Diesel seul.

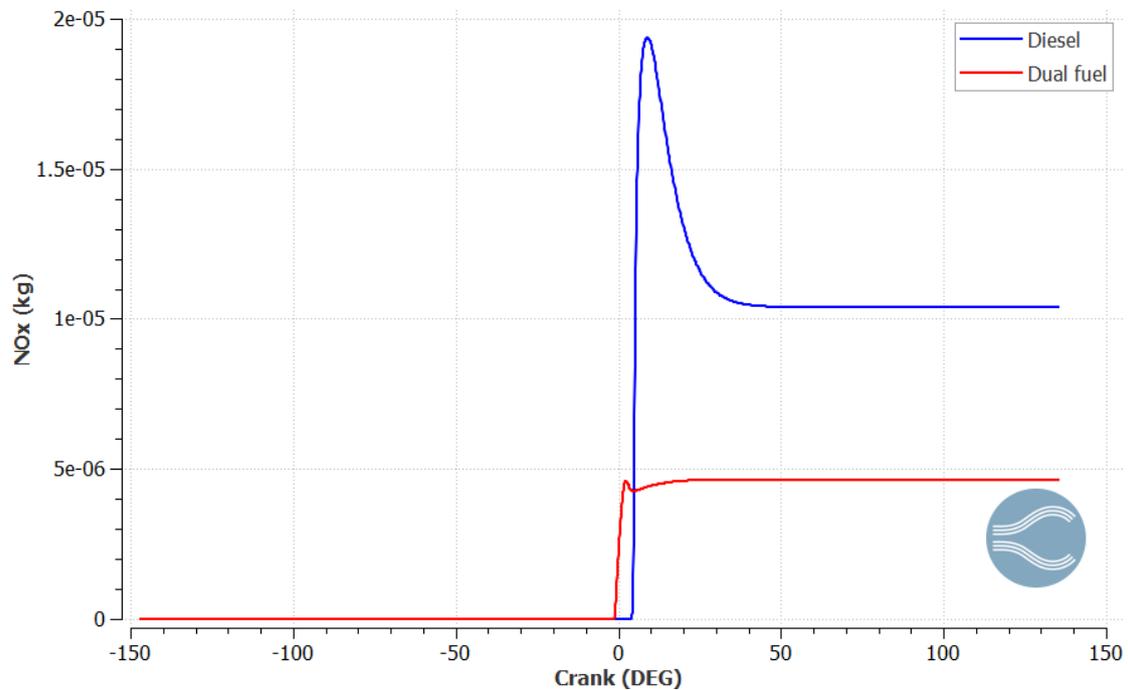


Figure 4.9 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de NO_x

4.8.2.2. Emission de dioxyde de carbone (CO₂)

Le diesel étant un mélange d'hydrocarbures lourds, contrairement au GNC, sa combustion entraînera la production de grandes quantités de carbone. Par conséquent, la réduction de la quantité d'injection de diesel entraînera une baisse significative de la production de dioxyde de carbone, le graphe (figure 4.10) confirme qu'il y a une réduction d'émissions du CO₂ de 22.77%.

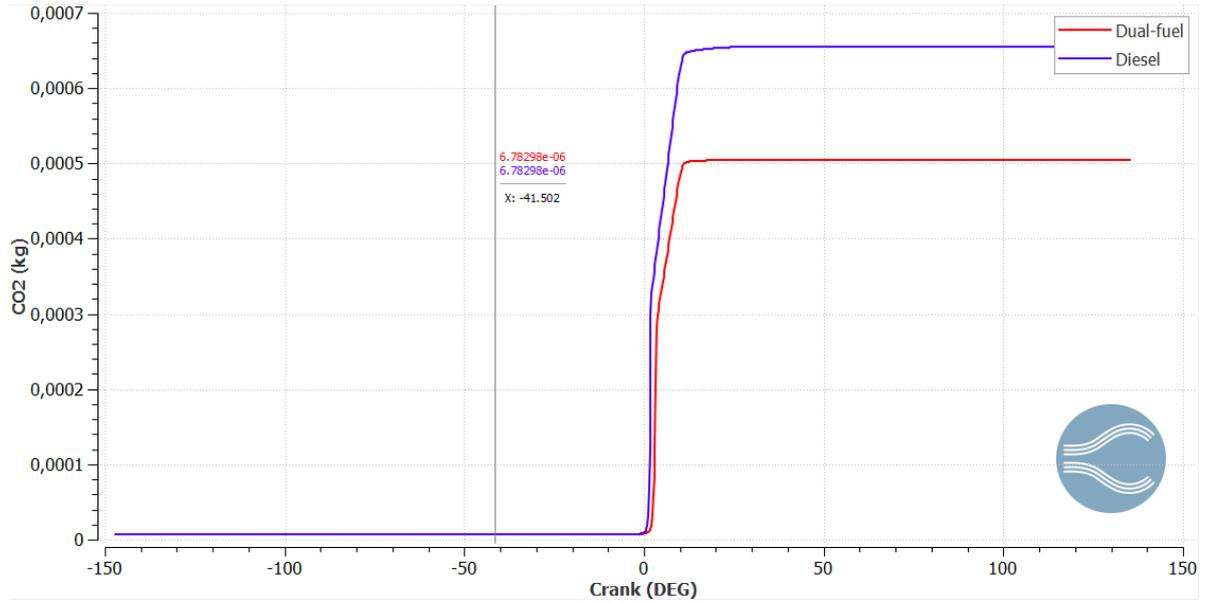


Figure 4.10 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de CO₂

4.8.2.3. Emission de monoxyde de carbone (CO)

Leurs résultats ont montré que les émissions de particules et de monoxyde de carbone étaient réduites par rapport à celles d'un moteur Diesel d'environ 57.24% (figure 4.11).

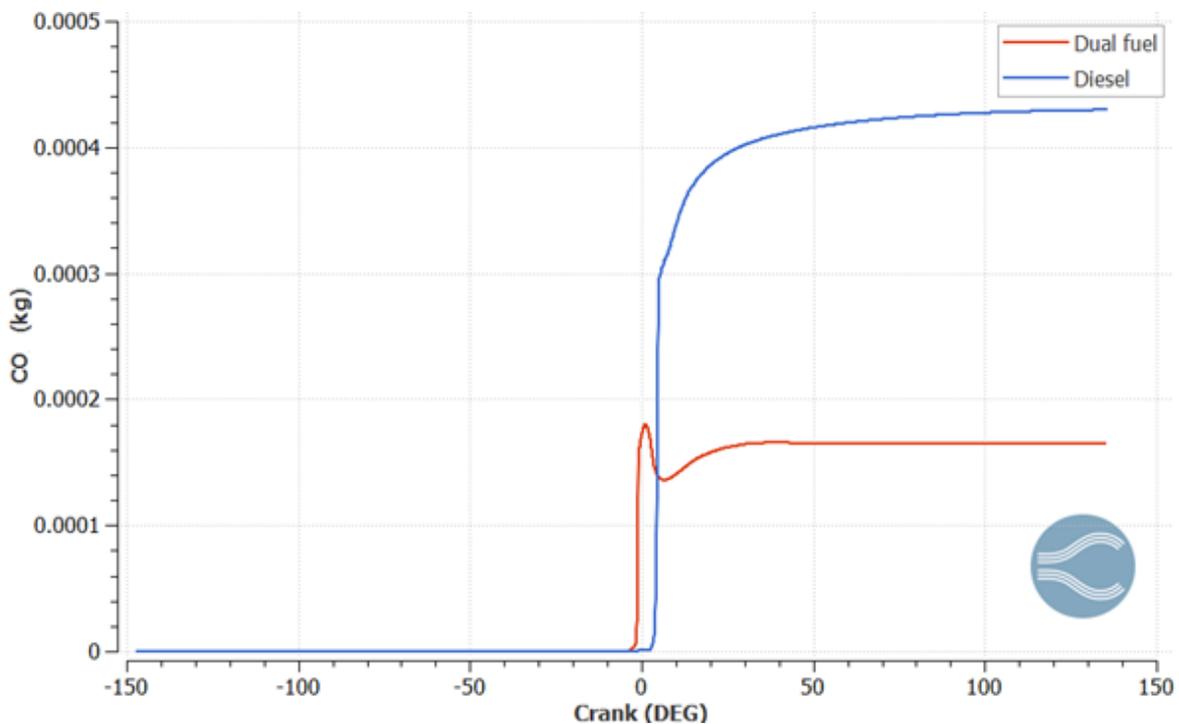


Figure 4.11 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de CO

4.8.2.4. Emission des suies

La figure 4.12 montre que par rapport au fonctionnement au Diesel conventionnel, le fonctionnement Dual-fuel peut réduire considérablement les émissions de particules fines d'environ 90.38%. En effet, le gaz naturel a une très faible tendance à produire des particules.

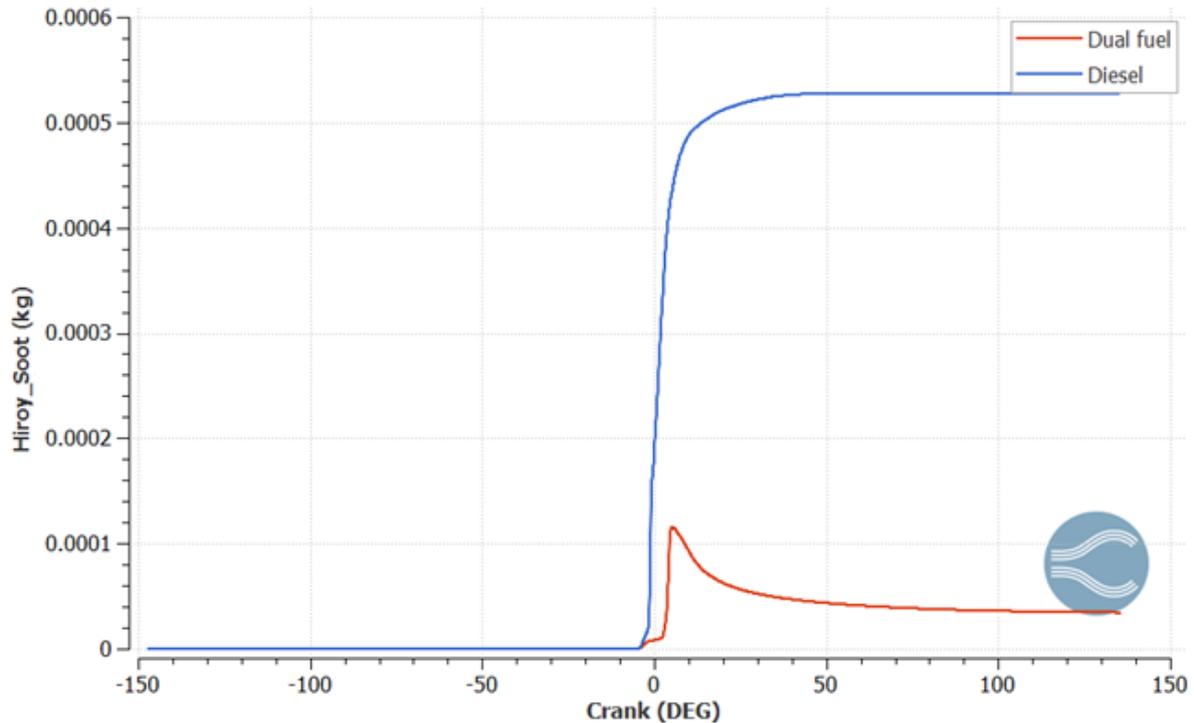


Figure 4.12 Comparaison entre le fonctionnement en mode Diesel normal et en mode Dual-fuel en termes d'émissions de suie

4.9. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons vu la modélisation de la chambre de combustion, le maillage du modèle, les différents paramètres du calcul numérique et les différents modèles utilisés. Grâce à cette simulation CFD, nous avons une première vision du processus de combustion en mode Dual-fuel en termes de puissance et en termes de formation d'émissions polluantes.

Conclusion générale

L'objectif de cette étude était de montrer l'apport significatif de l'injection de GNC dans un moteur diesel conventionnel en termes de performances, de cout et d'émissions polluantes. Nous avons constaté que la version DF intégrant un mélangeur d'injection de gaz permet une amélioration de la diminution des émissions polluantes.

Afin d'obtenir la meilleure homogénéité possible, le système d'injection a été étudié et un système d'injection avec mélangeur a été sélectionné car il présente des avantages et répond au cahier des charges fourni par l'entreprise. Le mélangeur de type Venturi est soumis à un effort, et ses différents paramètres géométriques (section d'entrée de combustible, section de col, angle d'inclinaison de convergence et de divergence) sont dimensionnés. Deux méthodes de simulation sont proposées.

La simulation CFD sous le logiciel ANSYS Fluent du mélangeur a démontré les avantages du modèle proposé dans le processus d'homogénéisation du mélange. L'étude est basée sur le calcul de l'indice d'uniformité du mélange à la sortie du mélangeur en utilisant Fluent, le deuxième modèle a donné les meilleurs résultats, et ce pour l'indice d'uniformité ($UI = 0,911$) ainsi que pour l'erreur relative entre la fraction du méthane théorique et simulée ($err = 6.25\%$).

La perte de charge dans le mélangeur Venturi seul est très subtile et pratiquement inacceptable pour le mode de fonctionnement du moteur, Par conséquent, le ventilateur permet d'atteindre à la sortie du mélangeur une pression supérieure à la pression atmosphérique, ce qui a une influence considérable sur la combustion du mélange et sur le fonctionnement du moteur en général.

Afin de caractériser les performances de la combustion et les émissions polluantes d'un moteur Diesel conventionnel à injection directe (moteur F4L912), une étude numérique par simulation CFD sur la combustion turbulente dans un moteur Dual-fuel a été réalisée en utilisant un code CONVERGE v3.0.

A travers cette simulation, nous avons pu suivre l'évolution de la pression et la température dans le cylindre ainsi que la formation les émissions polluantes. Les résultats obtenus montrent que la pression pour le mode DF est légèrement inférieure à celle au mode Diesel seul.

Nos résultats confirment le fait que l'utilisation du GNC dans les opérations DF est une technologie très efficace pour réduire les émissions polluantes : émissions de CO_2 (environ 22.77%), émissions de CO (de 57.14%) et de NO_x (environ 22.77%) comparé au fonctionnement diesel conventionnel.

Perspectives

Considérant que les résultats de la simulation sont satisfaisants en termes de pression et d'uniformité du mélange, le modèle doit encore être validé. Cette fois-ci la validation sera effectuée sur un banc d'essai, où le débit sera appliqué aux conditions typiques du moteur. Les résultats obtenus ici permettront d'optimiser le mélangeur de gaz avant de réaliser un prototype et de le tester dans un moteur réel.

Bibliographie

- [1] V. C. Pham *et AL.*, “A numerical study on the combustion process and emission characteristics of a natural gas-diesel dual-fuel marine engine at full load,” *Energies*, vol. 14, 2021.
- [2] R. De Robbio, M. C. Cameretti, and R. Tuccillo, “Ignition and combustion modelling in a dual fuel diesel engine,” *Propuls. Power Res.*, 2020.
- [3] A. Ghazi, *Dual-Fuel Diesel Engines*. Press, CRC, 2015.
- [4] A. BILCAN, “Contribution à l’étude du cycle thermodynamique de moteur fonctionnant en dual fuel,” ENSTIM de Nantes, 2003.
- [5] W. L. WONG, “Compressed natural gas as an alternative fuel for internal combustion engines,” University of Southern Queensland Faculty, 2005.
- [6] L. Sun, Y. Liu, K. Zeng, R. Yang, and Z. Hang, “Combustion performance and stability of a dual-fuel diesel–natural-gas e,” *Proc. Inst. Mech. Eng., Part D J. Automob. Eng.*, 2014, doi: 10.1177/0954407014537814.
- [7] V. S. Yaliwal, N. R. Banapurmath, N. M. Gireesh, R. S. Hosmath, T. Donateo, and P. G. Tewari, “Effect of nozzle and combustion chamber geometry on the performance of a diesel engine operated on dual fuel mode using renewable fuels,” *Renew. Energy*, vol. 93, pp. 483–501, 2016.
- [8] M. E. Alouani, “Etude CFD d’ optimisation d’ un mélangeur Air - GNC pour un moteur Dual Fuel de type Diesel F4L912 développé par EMO,” 2019.
- [9] H. Park, E. Shim, and C. Bae, “Injection Strategy in Natural Gas–Diesel Dual-Fuel Premixed Charge Compression Ignition Combustion under Low Load Conditions,” *Engineering*, vol. 5, 2019.
- [10] S. U. M. and H. E. A. Hussein A. M, Nor M. Adam, B.B. Sahari, “An Investigation of Air-Gas Mixer Types Designed for Dual Fuel Engines : Review,” *Fuel Energy*, no. February, 2019.
- [11] M. R. Dahake, S. E. Patil, and S. D. Patil, “Performance and Emission Improvement through Optimization of Venturi Type Gas Mixer for CNG Engines,” vol. 0072, 2016.
- [12] D. Danardon, K. Kim, S. Lee, and J. Lee, “Optimization the design of venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional CFD modeling,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 25, no. 9, 2011, doi: 10.1007/s12206-011-0612-8.
- [13] K. V. Uma R, Kandpal TC, “Emission characteristics of an electricity generation system in diesel alone and dual fuel modes,” no. January, 2004.
- [14] R. G. Papagiannakis and D. T. Hountalas, “Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 3, pp. 353–365, 2003, doi: 10.1016/S1359-4311(02)00187-4.
- [15] R. G. Papagiannakis and D. T. Hountalas, “Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, 2004.
- [16] B. B. Sahoo, N. Sahoo, and U. K. Saha, “Effect of engine parameters and type of

- gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines-A critical review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 6–7, pp. 1151–1184, 2009.
- [17] A. R. Abd Alla. G.H , Soliman. H.A, Badr. O.A, “Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual-fuel engine,” *Energy Convers. Manag.*, 2000.
- [18] N. N. Mustafi and R. R. Raine, “A study of the emissions of a dual fuel engine operating with alternative gaseous fuels,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2008, no. 724, 2008.
- [19] A. . and I. B. A. Abdulrahman, “CNG-Diesel Dual Fuel Engine A Review on Emissions and Alternative Fuels,” *IEEE*, 2015.
- [20] T. F. Yusaf, D. R. Buttsworth, K. H. Saleh, and B. F. Yousif, “CNG-diesel engine performance and exhaust emission analysis with the aid of artificial neural network,” *Appl. Energy*, vol. 87, 2010, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.10.009>.
- [21] S. Liu, L. Zhou, Z. Wang, and J. Ren, “Combustion characteristics of compressed natural gas/diesel dual-fuel turbocharged compressed ignition engine,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 217, no. 9, pp. 833–838, 2003, doi: 10.1177/095440700321700909.
- [22] (CFD) MÉCANIQUE DES FLUIDES, “[en ligne], [consulté le 12.07.2021].” <https://cd-plast.com/le-pole-simulation/mecanique-des-fluides-cfd/>.
- [23] Modèles de Turbulence, “[en ligne], [consulté le 14.08.2021].” <http://hmf.enseeiht.fr/travaux/beiepe/book/export/html/1124>.
- [24] R. Franzke, S. Sebben, T. Bark, E. Willeson, and A. Broniewicz, “Evaluation of the multiple reference frame approach for the modelling of an axial cooling fan,” *Energies*, vol. 12, no. 15, pp. 1–14, 2019, doi: 10.3390/en12152934.
- [25] N. BEKKA, “Simulation numerique d ’ un ecoulement turbulent autour d ’ une paroi courbee : comparaison des modeles de turbulence,” Université Mentouri-Constantine, 2009.
- [26] PLS Fluid Dynamics, “[en ligne], [consulté le 24.07.2021].” <https://www.pls-fluid-dynamics.com/simulation-cfd.php>.
- [27] S. B. M.BAKOU, “Contribution à la conversion du moteur Diesel F4L912 en Dual-Fuel (Gazole-GNC),” ENPA, 2018.
- [28] K. K. and M. M. N. D. Ramasamy, S. Mahendran, “DESIGN OF COMPRESSED NATURAL GAS MIXER USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS,” 2010.
- [29] J. Blazek, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications: Third Edition*. 2015.
- [30] “14.5 Theory Guide” A. Fluent, “Ansys Inc,” *Canonsburg, PA*, 2012.
- [31] “Numerical Analysis and Optimization of Mixers” C. H. L. Q. J. A. S. de Castro, and T. F. de Oliveira, 2012.
- [32] C. J. Roy and W. L. Oberkampf, “Verification and validation in computational fluid dynamics,” *Handb. Fluid Dyn. Second Ed.*, 2002.
- [33] R. Y. E. A. T. PARTNER, “[en ligne], [consulté le 22.08.2021],” 2016.

<https://www.performanceracing.com/magazine/industry-news/04-08-2016/roush-yates-engines-announces-technical-partner>.

- [34] L. Testa, "Combustion modelling of a NG engine using detailed chemistry in CONVERGE," Polytechnique Torino, 2018.
- [35] A. M. H. ALIAOUI, "Etude de la combustion turbulente dans un moteur à gaz alimenté en CH₄," Université Aboubekr Belkaid Tlemcen, 2015.
- [36] M. R. A. M. I. Fadzli, W. M. W. M. Faizal, A. Shahrir, "Investigation of Soot Particles in Compression Ignition Diesel Engine by CFD Simulation Using Different Level of Complexity of Soot Models," *Automot. Congr.*, 2016.