

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

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

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

# Transformation du moteur diesel F4L912 en dual fuel (Gasoil-GNC)

**Présenté par :**

Mourad MEDJOUT

Hichem Alaa eddine HASSAINE

**Sous la direction de :**

M. Mohamed BENBRAIKA Docteur

M. Said RECHAK Professeur

M. Arezki SMAILI Professeur

Présenté et soutenue publiquement le 14/06/16

**Composition du Jury :**

Président	M .Hocine BENNOUR,	Docteur	ENP
Rapporteur/ Promoteur	Mohamed BENBRAIKA, M. Said RECHAK, M. Arezki SMAILI,	Docteur Professeur Professeur	ENP ENP ENP
Examineur	M .Mohamed LATRECHE,	Docteur	ENP
Invité	M .Mourad BOUMAKH,	Directeur technique	EMO

## Dédicaces

*A mes chers parents*

*A mes sœurs qui m'ont beaucoup soutenu*

*A mes chers grands-parents qui m'ont encouragé*

*A toute ma famille, ainsi que tous mes amis et camarades d'étude.*

*A tous ceux qui me connaissent de près et de loin*

*Je dédie chaleureusement ce travail.*

*Mourad*

## إهداء

لروح من كان فداءً لهذا الوطن..... "أبي"  
لمن ربنتي وأنارت دربي وأعاننتني بالصلوات والدعوات،  
إلى أعلى إنسان في هذا الوجود..... "أمي الحبيبة"  
لأقرب وأحلى أختين في حياتي..... "شاز وأحلام"  
لمن تتلمذت على أياديهم، وإلى من أمدوني بنصائحهم وتوجيهاتهم..... "أساتذتي"  
لكل أفراد دفعتي دون استثناء..... "ميكانيك سنة 2016"  
لعائلتي الكبيرة بالأخص..... "حساين وبويسري"  
لكل أصدقائي المقربين..... "وليد، رياض، أيوب و سلمى"  
لكل هؤلاء أهدي ثمرة سنين من الجهد والعمل.

"هشام"

### *Remerciements*

Nous remercions avant tout ALLAH le tout puissant de nous avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Nous remercions aussi nos parents et toutes nos familles qui nous ont encouragés et nous ont soutenus pour continuer nos études.

Nos sincères remerciements à tous les enseignants ainsi que nos encadreurs Mr Rechak, Mr Benbraika et Mr Smaili pour nous avoir conseillé et dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Nos remerciements vont également à l'entreprise EMO pour leur collaboration, et les documents qu'ils nous ont fournis, ainsi que le centre culturel universitaire et spécialement, Mohamed Bouhaouche pour son aide à la rédaction.

On remercie enfin tous nos amis et camarades d'études ainsi que tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce projet.

هذا المشروع الوطني يدخل في إطار التعاون بين مؤسسة المحركات بقسنطينة EMO وقسم الهندسة الميكانيكية للمدرسة الوطنية المتعددة التقنيات.

هذا المشروع يهدف لدراسة تحويل محرك الديزل "F4L912" إلى محرك ذو الوقود المزدوج (الديزل / الغاز الطبيعي المضغوط) مع الحفاظ على هندسته وتوفير الحد الأدنى من التغييرات المحتملة. للقيام بذلك، وضعنا منهجية وقمنا باعتمادها. تم تصميم نموذج لخلط يؤدي لتجانس جيد لمزيج الهواء مع الغاز. قمنا بإجراء دراسة دينامو حرارية مقارنة لأداء محركات الديزل والوقود المزدوج. هذه الدراسة بينت أن فعالية المحرك ذو الوقود المزدوج تعتمد بالأساس على ضغط الهواء الداخل. بالإضافة لدراسة ديناميكية للجزء المتحرك في هذا المحرك لتحديد القوى المطبقة عليه.

الكلمات المفتاحية: التحويل، محرك الديزل، وقود مزدوج، الغاز الطبيعي المضغوط، خلط، الديناميكا الحرارية، ديناميك، الجزء المتحرك. القوى.

## Abstract

This national project is supported within the framework of a collaboration between the company EMO and the Mechanical Engineering department of the ENP.

The project consist then of studying the conversion of the diesel engine "F4L912" to a dual fuel engine (gas-oil / Compressed Natural Gas) while retaining its geometry and providing the minimum possible changes. To do this, a methodology was developed and adopted. The mixer model designed provides a good homogeneity of the mixture air-CNG. A comparative study of thermodynamic performances of both diesel and dual-fuel engines was performed. Modeling shows that the performances of the dual-fuel engine depend on the air intake pressure. Then, a dynamic study of the mobile coupling for determining the forces applied in the engine has been made.

Keywords: conversion, diesel engine, dual fuel, compressed natural gas, mixer, thermodynamics, dynamics, mobile coupling, efforts.

## Résumé

Ce projet d'envergure nationale, est pris en charge dans le cadre d'une collaboration entre l'entreprise EMO et le département de Génie mécanique de l'ENP.

Le projet consiste donc à faire l'étude de la conversion du moteur Diesel « F4L912 » en un moteur dual fuel (gasoil/Gaz Naturel Comprimé) tout en conservant sa géométrie et en apportant le minimum de modifications possibles. Pour ce faire, une méthodologie a été développée et adoptée. Le modèle de mélangeur conçu donne lieu à une bonne homogénéité du mélange air- GNC. Une étude thermodynamique comparative des performances des deux moteurs Diesel et dual-fuel a été effectuée. La modélisation montre que les performances du moteur dual-fuel dépendent de la pression d'admission de l'air. Ensuite, une étude dynamique de l'attelage mobile permettant de déterminer les efforts appliqués dans le moteur a été faite.

Mots clés : conversion, moteur Diesel, dual fuel, gaz naturel comprimé, mélangeur, thermodynamique, dynamique, attelage mobile, efforts.

## *Table des matières*

<i>Introduction générale</i> .....	16
<b>Chapitre I Généralités sur les moteurs et les carburants</b> .....	<b>18</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>18</b>
<b>I.1. Types des moteurs thermiques</b> .....	<b>18</b>
I.1.1. Moteurs alternatifs .....	19
I.1.2. Moteurs rotatifs .....	22
I.1.3. Turbines à gaz.....	22
<b>I.2. Les Carburants</b> .....	<b>23</b>
I.2.1 Définition .....	23
I.2.2 Carburants fossiles .....	25
I.2.3 Carburants alternatifs.....	26
<b>Conclusion</b> .....	<b>29</b>
<b>Chapitre II Etude de la conversion</b> .....	<b>30</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>30</b>
<b>II.1 Le moteur F4L912</b> .....	<b>30</b>
II.1.1 Présentation .....	30
II.1.2 Caractéristiques du F4L912 .....	32
II.1.3. Organes constitutifs .....	33
<b>II.2 Technologie du dual fuel</b> .....	<b>37</b>
II.2.1 Qu'est-ce qu'un moteur dual-fuel ?.....	37
II.2.2 Les exigences de conversion du moteur en dual fuel.....	37
<b>II.3 Les différents procédés de conversion</b> .....	<b>38</b>
II.3.1 La suralimentation .....	39
II.3.2 Injection du GNC dans le collecteur d'admission .....	40
II.3.3 Le mélangeur .....	40
II.3.4 Modifications internes du moteur.....	42
<b>II.4 La solution adoptée</b> .....	<b>42</b>
II.4.1 Circuit du GNC .....	43
II.4.2 Commande électronique.....	47
<b>Conclusion</b> .....	<b>49</b>
<b>Chapitre III Etude thermodynamique du cycle diesel</b> .....	<b>50</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>50</b>
<b>III.1 Diagramme théorique et diagramme réel</b> .....	<b>50</b>

<b>III.2 Calcul des paramètres en fin d'admission .....</b>	<b>52</b>
III.2.1 Pression d'admission .....	52
III.2.2 Température d'admission .....	53
III.2.3 Taux de remplissage .....	54
<b>III.3 Calcul des paramètres en fin de compression .....</b>	<b>55</b>
<b>III.4 Calcul des paramètres en fin de combustion.....</b>	<b>55</b>
III.4.1 Température et pression .....	55
III.4.2 Pouvoir comburivore.....	56
III.4.3 Coefficient d'excès d'air.....	56
III.4.4 Charge fraiche .....	57
<b>III.5 Calcul des paramètres en fin de détente .....</b>	<b>61</b>
<b>III.6 Calcul des paramètres en fin d'échappement .....</b>	<b>61</b>
<b>III.7 Calcul des paramètres caractérisant le cycle.....</b>	<b>62</b>
III.7.1 Paramètres indiqués.....	62
III.7.2 Paramètres effectifs .....	65
III.7.3 Calcul du rendement thermodynamique du cycle.....	65
<b>III.8 Résultats.....</b>	<b>66</b>
<b>Conclusion .....</b>	<b>67</b>
<b>Chapitre IV Etude thermodynamique du cycle dual fuel.....</b>	<b>68</b>
<b>Introduction .....</b>	<b>68</b>
<b>IV.1 Considérations pour le cycle dual fuel .....</b>	<b>68</b>
<b>IV.2 Calcul des paramètres en fin d'admission .....</b>	<b>69</b>
<b>IV.3 Calcul des paramètres en fin de compression .....</b>	<b>69</b>
<b>IV.4 Calcul des paramètres en fin de combustion .....</b>	<b>70</b>
IV.4.1 Température et pression .....	70
IV.4.2 Pouvoir comburivore.....	70
IV.4.3 Coefficient d'excès d'air.....	70
IV.4.4 Charge fraiche.....	71
<b>IV.5 Calcul des paramètres en fin de détente .....</b>	<b>75</b>
<b>IV.6 Calcul des paramètres caractérisant le cycle.....</b>	<b>75</b>
IV.6.1 Paramètres indiqués .....	75
III.6.2 Paramètres effectifs .....	76
<b>IV.7 Résultats .....</b>	<b>77</b>
<b>IV.8 Discussions .....</b>	<b>79</b>
IV.8.1 Modification du piston.....	79
IV.8.2 Variation du taux de compression.....	80
<b>Conclusion .....</b>	<b>82</b>

<b>Chapitre V Etude dynamique de l'attelage mobile .....</b>	<b>83</b>
<b>Introduction .....</b>	<b>83</b>
<b>V.1 Etude cinématique .....</b>	<b>83</b>
<b>V.1.1 Mise en place des repères et formules de passage .....</b>	<b>83</b>
<b>V.1.2 Cinématique des différents points.....</b>	<b>85</b>
<b>V.1.3 Application numérique .....</b>	<b>86</b>
<b>V.2 Etude dynamique .....</b>	<b>88</b>
<b>V.2.1 Etude Dynamique de la bielle.....</b>	<b>88</b>
<b>V.2.2 Etude Dynamique du piston .....</b>	<b>90</b>
<b>V.2.3 Application numérique .....</b>	<b>93</b>
<b>Conclusion .....</b>	<b>99</b>
<b><i>Conclusion générale</i> .....</b>	<b>100</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>102</b>
<b>Bibliographie consultée et non citée.....</b>	<b>103</b>

## **Liste des tableaux**

<b>Tableau I.1</b> Pouvoirs calorifiques des carburants .....	25
<b>Tableau I.2</b> Propriétés physiques de l'essence.....	25
<b>Tableau I.3</b> Propriétés physiques du gazole.....	26
<b>Tableau II.1</b> Caractéristiques du moteur F4L912 étudié.....	33
<b>Tableau III.1</b> Coefficients des énergies internes.....	58

## Liste des figures

<b>Figure I.1.</b> Schéma fonctionnel du moteur thermique.....	18
<b>Figure I.2.</b> Types de moteurs thermiques.....	19
<b>Figure I.3.</b> Les 4 temps du moteur Diesel.....	20
<b>Figure I.4.</b> Fonctionnement du moteur rotatif.....	22
<b>Figure I.5.</b> Turbine à gaz.....	23
<b>Figure I.6.</b> Consommation mondiale de carburants dans les transports routiers en 2012.....	24
<b>Figure II.1</b> Désignation du sigle F4L912.....	30
<b>Figure II.2.</b> Vue de droite du moteur F4L912.....	31
<b>Figure II.3.</b> Vue de gauche du moteur F4L912.....	32
<b>Figure II.4</b> Vue en coupe et de dessus de la tête du piston.....	35
<b>Figure II.5</b> Culasse individuelle avec soupapes intégrées.....	34
<b>Figure II.6</b> Pignons de distribution .....	34
<b>Figure II.7</b> Cylindre avec ailettes de refroidissement.....	35
<b>Figure II.8</b> Pompe d'injection F4L912.....	35
<b>Figure II.9</b> Turbine de refroidissement.....	36
<b>Figure II.10</b> Organigramme des solutions proposées pour la conversion.....	38
<b>Figure II.11</b> Fonctionnement du turbocompresseur.....	39
<b>Figure II.12</b> Injection GNC dans le collecteur d'admission.....	40
<b>Figure II.13</b> Tube simple avec injection inclinée.....	41
<b>Figure II.14</b> Tube de Pitot inversé.....	41
<b>Figure II.15</b> Tube de Venturi.....	41
<b>Figure II.16</b> Circuit GNC optimal pour le fonctionnement en dual fuel.....	42
<b>Figure II.17</b> Bouteilles GNC en matériaux composites.....	43
<b>Figure II.18</b> Electro vanne GNC.....	44
<b>Figure II.19</b> Détendeur 2 étages.....	44
<b>Figure II.20.</b> Simulation de la pression dans le mélangeur.....	46
<b>Figure II.21.</b> Simulation de la fraction massique du GNC dans le mélangeur.....	47
<b>Figure II.22.</b> Simulation du nombre de Mach dans le mélangeur.....	47
<b>Figure II.23</b> Système complet de fonctionnement dual fuel.....	48

<b>Figure III.1</b> Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme (P – V).....	51
<b>Figure IV.1.</b> Addition d'une plaque pour réduire le taux de compression.....	79
<b>Figure IV.2.</b> Effet de la variation du taux de compression sur la Pression en fin de combustion.....	80
<b>Figure IV.3.</b> Effet de la variation du taux de compression sur la Pression moyenne indiquée.....	80
<b>Figure IV.4.</b> Effet de la variation du taux de compression sur la Puissance indiquée.....	81
<b>Figure IV.5.</b> Effet de la variation du taux de compression sur le rendement indiqué.....	81
<b>Figure IV.6.</b> Effet de la variation du taux de compression sur la consommation spécifique indiquée.....	82
<b>Figure V.1</b> Présentation de l'ensemble bielle-manivelle.....	83
<b>Figure V.2</b> Analyse des actions mécaniques appliquées à la bielle.....	88
<b>Figure V.3</b> Analyse des actions mécaniques appliquées au piston.....	90
<b>Figure V.4.</b> Effort latéral de la chemise sur le piston en fonction de $\theta$ pour un moteur monocylindre.....	93
<b>Figure V.5.</b> Effort latéral résultant des chemises sur les pistons en fonction de $\theta$ pour un moteur 4 cylindres.....	94
<b>Figure V.6.</b> Effort dans l'axe de la bielle en fonction de $\theta$ .....	95
<b>Figure V.7.</b> Effort dans l'axe de la bielle en fonction de $\theta$ .....	96
<b>Figure V.8.</b> Effort dans l'axe du piston en fonction de $\theta$ .....	97
<b>Figure V.9.</b> Couple moteur en fonction de $\theta$ pour moteur monocylindre.....	98
<b>Figure V.10.</b> Couple moteur en fonction de $\theta$ pour moteur 4 cylindres.....	99

## Liste des sigles

<b>Grandeur</b>	<b>Symbole</b>	<b>Unité</b>
Alésage	D	mm
Course du piston	C	mm
Cylindrée	$C_y$	$m^3$
Volume mort	$V_m$	$m^3$
Taux de compression volumétrique	$\varepsilon$	
Flux volumétrique	$Q_a$	$m^3/s.cycle$
Vitesse de rotation	N	tr/min
Nombre de tours par cycle	n	tr/cycle
Section d'entrée du mélangeur	$A_1$	$m^2$
Diamètre d'entrée du mélangeur	$D_1$	mm
Section du col	$A_2$	$m^2$
Diamètre du col	$D_2$	mm
Nombre de Mach	M	
Nombre de tours par cycle	n	
Température ambiante	$T_0$	K
Pression ambiante	$P_0$	bar
Température en fin d'admission	$T_a$	K
Pression en fin d'admission	$P_a$	bar
Volume en fin d'admission	$V_a$	$m^3$
Température des gaz résiduels	$T_r$	K
Pression des gaz résiduels	$P_r$	bar
Vitesse de déplacement du piston	$v_p$	m/s
Vitesse moyenne d'écoulement du fluide à travers la section de passage de la soupape d'admission	$v_{ad}$	m/s
Vitesse d'écoulement de la charge dans le cylindre	$v_0$	m/s
Coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement	$\xi_{ad}$	
Coefficient d'amortissement de la vitesse d'écoulement	$\beta$	

Masse volumique de l'air ambiant	$\rho_0$	kg/m <sup>3</sup>
Section du piston	$S_p$	m <sup>2</sup>
Sections de la soupape d'admission	$S_{ad}$	m <sup>2</sup>
Capacité calorifique à pression constante	$C_p$	kJ/kg.K
Nombre de Kmole de la charge fraîche au PMB	$N_f$	kmole
Nombre de Kmole de la charge fraîche des gaz résiduels	$N_r$	kmole
Nombre de Kmole de la charge fraîche du mélange	$N_{f+r}$	kmole
Coefficient des gaz résiduels	$\gamma_r$	
Coefficient de proportionnalité	$\phi$	
Charge d'appoint	$\phi$	
Taux de remplissage	$\eta_v$	%
Coefficient de pureté	$K_p$	
Température en fin de compression	$T_C$	K
Pression en fin de compression	$P_C$	bar
Volume en fin de compression	$V_C$	m <sup>3</sup>
Coefficient polytropique de compression	$k_c$	
Constante des gaz parfaits	$R$	J/mol.K
Température en fin de combustion isochore	$T_D$	K
Pression en fin de combustion isochore	$P_D$	bar
Volume en fin de combustion isochore	$V_D$	m <sup>3</sup>
Température en fin de combustion isobare	$T_E$	K
Pression en fin de combustion isobare	$P_E$	bar
Volume en fin de combustion isobare	$V_E$	m <sup>3</sup>
Energie interne	$u$	J/kg
Température en fin de combustion isotherme	$T_t$	K
Pression en fin de combustion isotherme	$P_t$	bar
Taux d'élévation de pression	$\lambda$	
Taux de détente préliminaire	$\rho$	
Masse molaire de l'air	$M_{air}$	kg/kmole

Pouvoir comburivore théorique	$P_{CO_{th}}^0$	kmole
Pouvoir comburivore réel	$P_{CO_r}^0$	kmole
Nombre de Kmole de la charge fraîche	$N_a$	kmole
Nombre de Kmole des gaz de combustion	$N_{gc}$	kmole
Coefficient d'excès d'air	$\alpha$	
Richesse	$r$	
Coefficient de changement moléculaire réel	$\mu_r$	
Coefficient de changement moléculaire total	$\mu_t$	
Température en fin de détente	$T_F$	K
Pression en fin de détente	$P_F$	bar
Volume en fin de détente	$V_F$	$m^3$
Coefficient polytropique de détente	$k_d$	
Taux de détente	$\delta$	
Rapport de pression	$\delta_t$	
Pouvoir calorifique	$P_{CI}$	MJ/kg
Température d'échappement	$T_G$	K
Travail indiqué	$W_i$	J
Pression moyenne indiquée	$P_{mi}$	bar
Puissance indiquée	$P_i$	kW
Couple indiqué	$C_i$	N.m
Rendement indiqué	$\eta_i$	%
Consommation spécifique indiquée	$g_i$	g/kWh
Coefficient d'arrondissement du diagramme	$\psi$	
Rendement mécanique	$\eta_m$	%
Travail effectif	$W_e$	J
Pression moyenne effective	$P_{me}$	bar
Puissance effective	$P_e$	kW
Couple effectif	$C_e$	N.m

Rendement effectif	$\eta_e$	%
Consommation spécifique effective	$g_e$	g/kWh
Rendement thermodynamique	$\eta_{th}$	%
Angle vilebrequin	$\theta$	degrés
Entraxe de la bielle	L	mm
Centre de gravité de la bielle	$L_1$	mm
Rayon de la manivelle	R	mm
Masse du piston	$m_{piston}$	g
Masse de la bielle	$m_{bielle}$	g
Moment d'inertie	$C_I$	kg.m <sup>2</sup>
Force appliqué à la tête de bielle	$F_A$	N
Force appliqué au pied de bielle	$F_B$	N
Force appliqué de la chemise sur le piston	$F_C$	N
Force appliqué des gaz	$F_P$	N

## **Liste des abréviations**

**EMO** Entreprise des moteurs Constantine

**GNC** Gaz Naturel Comprimé

**GNL** Gaz Naturel Liquéfié

**GNV** Gaz Naturel pour Véhicule

**GPL** Gaz de Pétrole Liquéfié

**PMH** Point Mort Haut

**PMB** Point Mort Bas

**AOA** Avance Ouverture Admission

**AOE** Avance Ouverture Echappement

**RFA** Retard Fermeture Admission

**RFE** Retard Fermeture Echappement

**ECU** Electronic Control Unit

## *Introduction générale*

Parmi les sources les plus polluantes, on citera les moteurs thermiques et le transport routier. Près de 25% des gaz à effet de serre sortent des pots d'échappement. En effet, la pollution par les émissions automobiles dans le monde devient de plus en plus inquiétante particulièrement dans les grandes métropoles où on constate déjà depuis plusieurs décennies des épisodes de pollution par le smog dont les effets néfastes sur tous les êtres vivants ainsi que sur la végétation sont démontrés. Les véhicules rejettent des gaz polluants tels que le gaz carbonique (non toxique mais cause essentielle de l'effet de serre), le monoxyde de carbone (ou CO, très toxique, voire mortel), les oxydes d'azote (ou NOx, responsable du réchauffement climatique et également dangereux pour la santé ; il irrite les muqueuses, les yeux et les voies respiratoires).

Ainsi, la recherche du véhicule et du moteur propre fait de nos jours l'objet de nombreux travaux. L'objectif principal étant de réduire les émissions polluantes en améliorant la combustion des moteurs et en utilisant des carburants (alternatifs) moins polluants et moins chers. L'utilisation du gaz carburant est l'une des options utilisées depuis les années soixante-dix. Cependant et pour des raisons diverses, l'utilisation du gaz n'a pas connu de percée et de même au niveau des pays grands producteurs d'énergie gazière.

Dans ce contexte et dans le but de contribuer à l'effort global de lutte contre le changement climatique, l'Algérie a adopté d'une manière volontaire une série de mesures visant à réduire les émissions des gaz à effet de serre d'une part, et diminution d'importation de gasoil d'autre part. Ainsi des stratégies et des plans d'actions ont été développés dans les différents départements ministériels.

D'un point de vue économique, l'Algérie fait face à des contraintes financières, surtout depuis la baisse du prix du baril de pétrole (l'or noir) de 115 dollars à moins de 55 dollars. Les hydrocarbures assurent 95 % de ses rentrées en devises et la fiscalité pétrolière, 60 % du budget de l'État. Depuis des années, L'Algérie bâtit son budget sur la base de 37 dollars le prix du baril. Concrètement, d'après des statistiques économiques le budget algérien a besoin d'un baril aux environs de 100 dollars pour trouver son point d'équilibre. De cet effet, l'Algérie a engagé plusieurs actions permettant la promotion de l'utilisation des carburants propres, notamment le GPL et le GNC avec une subvention de l'état à hauteur de 50 % du coût du kit GPL installé.

C'est ainsi que l'Algérie, à travers l'entreprise des moteurs à Constantine (EMO) a lancé le projet de la conversion des moteurs Diesel en moteurs à bicarburation appelés « dual fuel » fonctionnant en mélange gaz/gasoil dans le but de réduire le coût de l'énergie et la pollution atmosphérique due aux moteurs thermiques et qui fera une bonne transition avant de passer au moteur tout gaz fonctionnant qu'au gaz naturel.

Ce projet d'envergure nationale, est pris en charge dans le cadre d'une collaboration entre l'entreprise EMO et le département de Génie mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique. Vu que ce projet est le premier en Algérie, nous, futurs ingénieurs du pays avons relevé le défi pour convertir un moteur diesel fabriqué par DEUTZ.

Le projet consiste donc à faire l'étude de la conversion du moteur Diesel « F4L912 » en un moteur dual fuel (gasoil/Gaz Naturel Comprimé) tout en conservant sa géométrie et en apportant le minimum de modifications possibles. En se conformant au cahier des charges de l'entreprise « EMO », une méthodologie a été développée et adoptée permettant l'aboutissement au plan du présent manuscrit.

Pour mener à bien notre travail, nous présentons notre projet en cinq chapitres.

Le premier chapitre consiste essentiellement en des généralités où on introduit la notion de moteur à combustion interne et les différents carburants utilisés. Le deuxième chapitre traite l'étude de la conversion elle-même par une proposition du circuit à gaz et tous les composants à ajouter au moteur diesel F4L912.

Le troisième chapitre comporte l'étude thermodynamique du cycle réel du moteur diesel « F4L912 », alors que l'étude thermodynamique du même moteur en cycle dual fuel est traitée au chapitre suivant. Une étude comparative des performances entre le cycle Diesel et le cycle Dual-fuel est faite au même chapitre.

Le cinquième et dernier chapitre consiste en l'étude dynamique de l'attelage mobile du moteur F4L912 (piston-bielle) avec une représentation graphique des résultats des actions mécaniques appliquées sur cet attelage.

On termine le manuscrit par une conclusion résumant l'ensemble du travail réalisé et en incluant des perspectives.

# Chapitre I

## Généralités sur les moteurs et les carburants

### Introduction

Le moteur est un organe qui transforme en travail mécanique une source d'énergie qui lui est fournie. Il est dit alors « électrique » si la source d'énergie est l'électricité ou « thermique » si la source d'énergie est donnée par un combustible. Nous allons définir les types de moteurs ainsi que les différents carburants utilisés.

### I.1. Types des moteurs thermiques

Ici, nous nous intéressons aux moteurs thermiques (figure I.1)

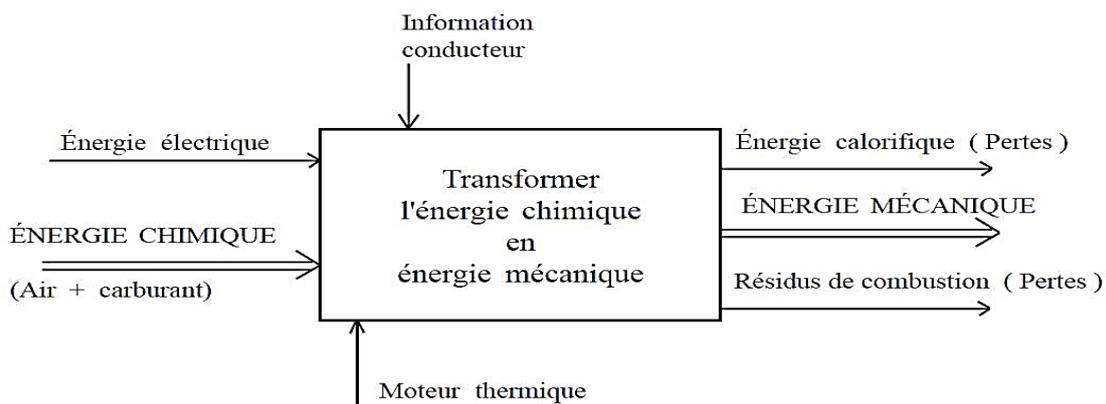


Figure I.1. Schéma fonctionnel du moteur thermique

Dans un moteur thermique, si la combustion se fait à l'intérieur du moteur : on le dénomme alors moteur thermique à combustion interne. C'est le cas de tous les moteurs thermiques employés actuellement en automobile dont le travail mécanique est obtenu par l'explosion plus détente des gaz portés à haute pression et à haute température. On parlera de moteur à combustion externe si l'énergie est transportée par un fluide caloporteur à l'extérieur de celui-ci (cas d'une turbine à vapeur par exemple). Le schéma ci-dessous illustre les différents types des moteurs thermiques.

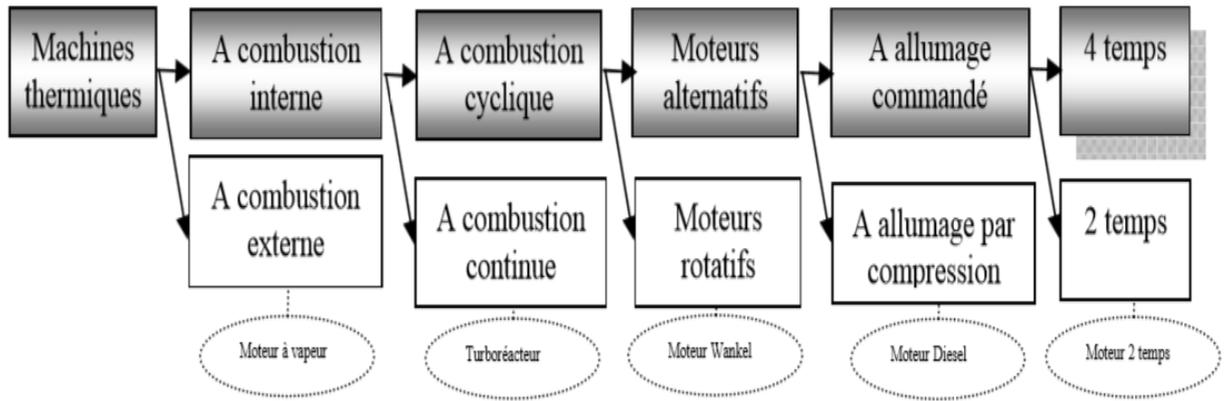


Figure I.2. Types de moteurs thermiques

## I.1.1. Moteurs alternatifs

### I.1.1.1. Moteur à allumage commandé (à explosion)

Le moteur à explosion est principalement utilisé pour la propulsion des véhicules de transport (avion à hélice, automobile, moto, camion, bateau) mais aussi pour une multitude d'outils mobiles (tronçonneuse, tondeuse à gazon) et d'installations fixes (groupe électrogène, pompe).

Il s'agit de tous les moteurs utilisant comme carburant de l'essence, de l'alcool, voire un gaz (Gaz de Pétrole Liquéfié, GPL) ou autres, et dont la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie).

Ces moteurs transforment l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme « explosion ». Ils sont constitués d'un ou plusieurs cylindres confinant les combustions. Dans chaque cylindre, un piston coulisse en un mouvement rectiligne alternatif. Ce mouvement est transformé en rotation par l'intermédiaire d'une bielle reliant le piston au vilebrequin, un assemblage de manivelles sur un axe [1].

### I.1.1.2. Moteur à allumage par compression (Diesel)

Un moteur Diesel est un moteur à pistons qui fonctionne suivant le principe de l'auto-inflammation. La pression et la température au cœur d'un tel moteur atteignent des niveaux si élevés que le carburant s'enflamme spontanément. Ce concept diffère donc des moteurs à essence où l'inflammation du mélange combustible est déclenchée par l'étincelle des bougies.

La pression de compression dans un moteur diesel est nettement plus élevée que dans un moteur à essence. Avec un moteur à essence, on atteint un taux de compression de 12,5, tandis que dans un moteur Diesel, ce taux atteint 19. De ce fait, le rendement d'un moteur diesel est nettement plus élevé. Avec un moteur à essence, le rendement atteint 27% tandis qu'avec un moteur Diesel, le rendement est de 38%.

Sur un moteur Diesel 4 temps, le processus de travail se déroule en quatre étapes :

- admission ;

Le piston se déplace vers le bas.

La soupape d'admission est ouverte.

Le cylindre aspire uniquement de l'air.

- compression ;

Le piston se déplace vers le haut, tandis que les deux soupapes sont fermées.

L'air est à présent comprimé.

Le gazole est injecté dans l'air chaud, au moyen d'un injecteur situé entre les soupapes.

A cause de la chaleur de l'air comprimé, le carburant pulvérisé en fines gouttelettes s'enflamme.

- combustion ;

Sous l'effet de l'augmentation de pression, le piston est repoussé vers le bas et l'énergie est transmise au vilebrequin. Pendant cette phase, les deux soupapes sont fermées.

- échappement.

Le piston remonte pendant que la soupape d'échappement est ouverte.

Au cours de cette phase, le mélange brûlé est refoulé vers l'extérieur (soupape d'échappement ouverte) [2].

Les 4 temps sont représentés sur la figure I.3

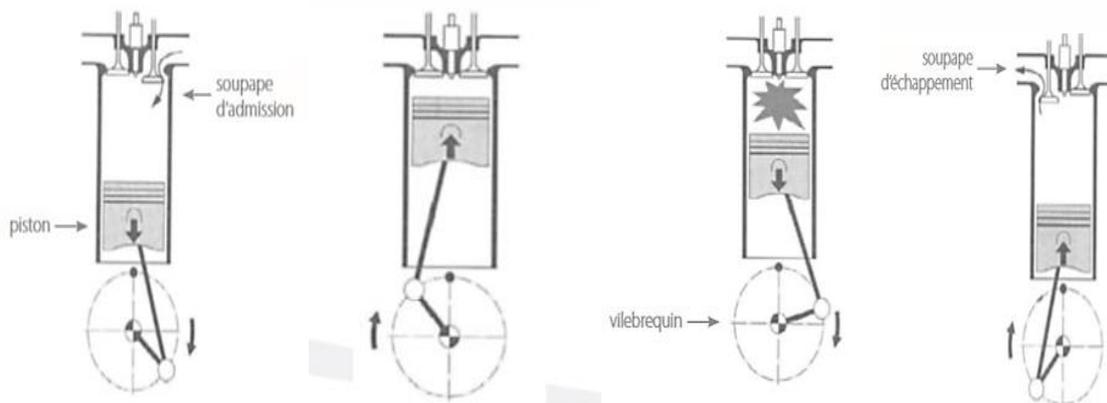


Figure I.3. Les 4 temps du moteur Diesel

Le moteur diesel se différencie du moteur à explosion par plusieurs points.

Dans le moteur à explosion, le mélange air-essence est formé dans le carburateur à l'extérieur du cylindre. Par contre, dans le moteur Diesel, il se fait dans le cylindre, l'air étant aspiré et le combustible injecté ensuite, à l'aide d'un "injecteur" alimenté par une "pompe

d'injection" qui lui communique une pression supérieure à celle régnant dans le cylindre en fin de compression pour permettre son introduction.

Dans le moteur à explosion on essaie d'augmenter le taux de compression mais on est limité par le phénomène "d'auto-allumage". Dans le moteur Diesel, seul l'air est aspiré et on peut le comprimer sans inconvénient pour atteindre des pressions et des températures très élevées. C'est au contact de cet air comprimé que le combustible alors injecté s'enflamme. Comparativement au moteur à explosion, le moteur Diesel ne possède ni carburateur, ni système d'allumage, mais chaque cylindre a un système d'alimentation propre qui comprend : un injecteur et un élément de la pompe d'injection.

- **Avantages et inconvénients du moteur Diesel**

Le moteur diesel fournit de l'énergie mécanique meilleure que le moteur à essence pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé.
- Le combustible employé pour les moteurs Diesel est relativement bon marché.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques
- Les dangers d'incendie sont réduits. En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. Par contre, l'essence produit des vapeurs inflammables à une température bien inférieure.

Cependant le moteur Diesel présente les inconvénients suivants :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions et des températures élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes que ceux des moteurs à explosion. Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le carburant injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées.
- Les pressions en cours de combustion normale sont élevées et augmentent s'il se produit des "ratés d'inflammation". En effet, au combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur, s'ajoute le combustible injecté au cycle suivant, l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable.

En conséquence :

- les pièces doivent être largement calculées.
- la construction est donc lourde.
- l'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où obligation de disposer sur les pistons d'un nombre suffisant de segments.
- une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.

- l'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs ou la pompe d'injection nécessite l'intervention de spécialistes qualifiés.
- le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tous les organes mobiles du moteur [3].

### I.1.2. Moteurs rotatifs

Le moteur rotatif WANKEL est le résultat d'une importante étude menée de 1945 à 1954 par l'ingénieur WANKEL sur les différentes solutions de moteur rotatif. Il estima que la meilleure était de faire travailler en moteur, le compresseur rotatif réalisé par Bernard Maillard en 1943.

Le moteur rotatif fonctionne selon le cycle à 4 temps (admission, compression, combustion, échappement) comme le moteur classique à piston. La seule différence est que dans le moteur classique, les 4 temps se réalisent dans les cylindres séparément tandis que pour le moteur Wankel les 4 temps se réalisent dans une chambre principale et chaque temps se réalise dans un compartiment de cette chambre (figure I.4).

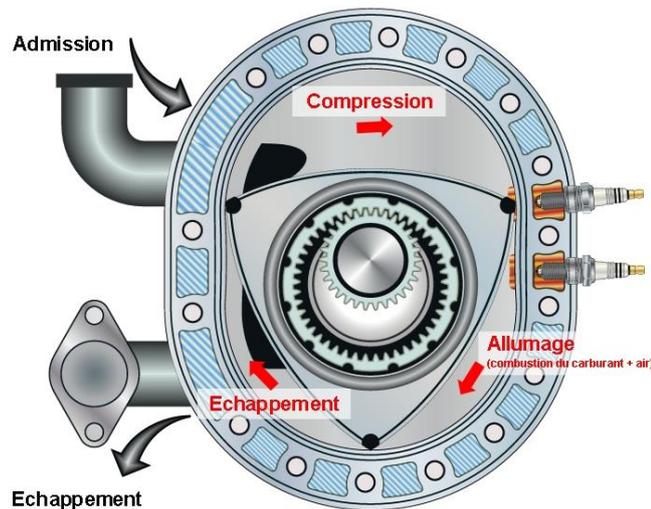


Figure I.4. Fonctionnement du moteur rotatif

### I.1.3. Turbines à gaz

Contrairement aux moteurs précédents, les turbomachines sont des machines à écoulement continu. Dans ces dernières, les évolutions des fluides moteurs ont lieu dans des enceintes successives et juxtaposées (Figure I.5), contrairement aux moteurs alternatifs où ces transformations s'opèrent dans le même espace qui est le cylindre.

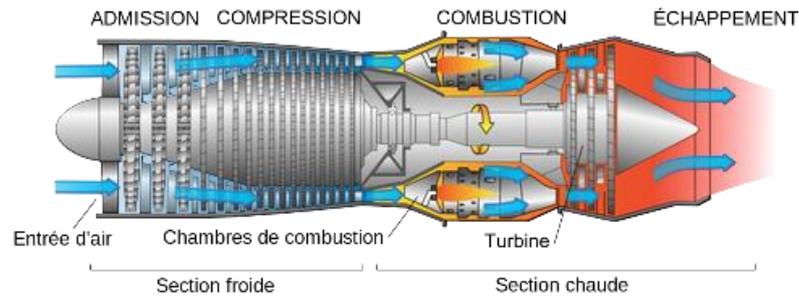


Figure I.5. Turbine à gaz

Dans ce cas, la chaleur est produite par une combustion généralement d'un liquide (kérosène par exemple) dans une chambre de combustion. Cette combustion fait augmenter la pression du gaz (air + combustible). Ce gaz sous pression traverse une chambre de détente à volume constant constituée d'un arbre moteur doté d'ailettes (turbine de détente). De l'énergie est alors fournie à cet arbre sous forme d'un couple moteur qui sera utilisé d'une part vers les consommateurs et d'autre part vers un compresseur (turbine de compression) qui fournit la puissance nécessaire. En effet, la pression de l'air augmente, la masse d'air aspirée augmente aussi, on peut brûler davantage de kérosène, et la puissance disponible est donc augmentée [4].

## I.2. Les Carburants

### I.2.1 Définition

Le carburant est un combustible qui alimente un moteur thermique transformant l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique [5].

Comme son nom l'indique, un carburant contient du carbone. Il est souvent un liquide et parfois un gaz. Il est stocké dans le réservoir des véhicules qui peut généralement contenir 50 litres. La création d'hydrocarbure se fait grâce à des liaisons carbone-hydrogène :

L'hydrocarbure le plus simple est le méthane. Sa formule s'écrit :  $\text{CH}_4$ . Il est plus léger que l'air car la proportion d'hydrogène y est très importante c'est le constituant de gaz naturel à 90%.

Autres hydrocarbures peuvent être construits à partir de carbone et d'hydrogène : L'éthane  $\text{C}_2\text{H}_6$ , le propane  $\text{C}_3\text{H}_8$ , le butane  $\text{C}_4\text{H}_{10}$  ... etc

- A partir de 5 atomes de carbone, l'hydrocarbure n'est plus un gaz mais un liquide.
- Avec 8 atomes de carbone et 18 d'hydrogène, on obtient l'octane, principal composant de l'essence.
- Avec 10, 11 et 12 atomes de carbone, on obtient respectivement du décane, de l'undécane et du dodécane, qui entrent principalement dans la composition du gazole.
- A partir de 23 atomes de carbone, le composant obtenu est un produit solide.

Les carburants peuvent être classés de différentes manières. On peut par exemple distinguer les carburants fossiles des biocarburants.

*Les carburants fossiles* sont ceux qui proviennent de la transformation des matières organiques mortes mélangées à divers minéraux à de grandes profondeurs. Cette transformation nécessite plus d'un million d'années et se déroule à des températures et pressions très élevées. Les carburants fossiles sont en quantité limitée sur terre et ceux issus du pétrole sont aussi appelés hydrocarbures.

*Les biocarburants* quant à eux, proviennent de plantes ou animaux (non fossilisés). Parmi les produits développés commercialement, citons le bioéthanol et le biodiesel.

Les moteurs à allumage commandé, plus connus sous le terme de « moteurs à essence », peuvent fonctionner avec de l'essence, du GPL, du GNV (Gaz Naturel pour Véhicules) et d'autres gaz, et parfois avec un mélange de bioéthanol et d'essence voire d'éthanol pur; parfois certaines modifications du véhicule sont nécessaires.

Un moteur diesel peut tourner au gazole classique aussi appelé pétrodiesel ou avec un mélange de biodiesel et de diesel, voire de biodiesel pur, ou d'huiles lourdes pour les moteurs d'engins. Ici encore, des adaptations du véhicule peuvent s'avérer nécessaires [5].

La figure et le tableau ci-dessous représente la consommation mondiale de carburants et leurs pouvoirs calorifiques inférieurs.

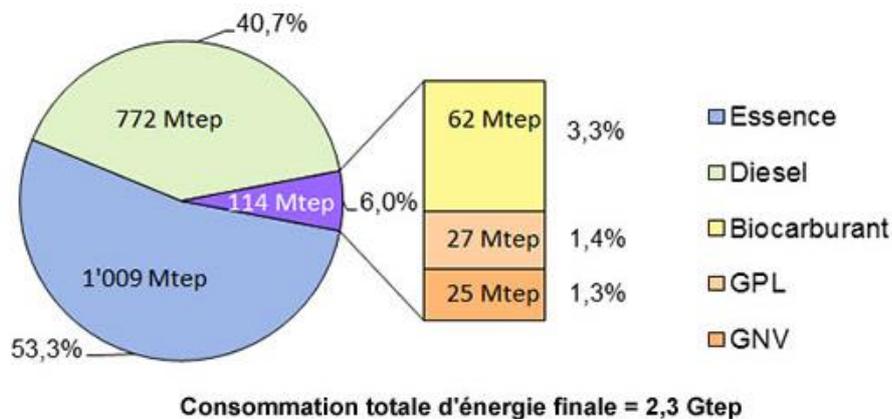


Figure I.6. Consommation mondiale de carburants dans les transports routiers en 2012

Carburant	PCI
Essence (automobile)	43,8 MJ/kg
GPL	46,1 MJ/kg
Fioul ou gazole	42,5 MJ/kg
Kérosène	43,3 MJ/kg
GNV	48,0 MJ/kg

Tableau I.1 Pouvoirs calorifiques des carburants [5]

## I.2.2 Carburants fossiles

### I.2.2.1 Essence

C'est un liquide inflammable, issu de la distillation du pétrole, utilisé comme carburant dans les moteurs à combustion interne. C'est un mélange d'hydrocarbures, auxquels peuvent être ajoutés des additifs pour carburants. De nombreux types d'essence sont fabriqués et mis sur le marché [6].

Propriétés physiques	
Température de fusion	< -60 °C
Température d'ébullition	20 à 200 °C
Solubilité	100 à 250 mg·l <sup>-1</sup> dans l'eau
Masse volumique	680 à 790 kg·m <sup>-3</sup> (à 15 °C)
Température d'auto-inflammation	environ 250 °C
Point d'éclair	-40 °C
Limites d'explosivité dans l'air	1,3–7,1 % volume
Pression de vapeur saturante	350 à 900 hPa (37,8 °C)
Pouvoir calorifique inférieur	43,8 MJ/kg

Tableau I.2 Propriétés physiques de l'essence

### I.2.2.2 Gazole

Le *gazole* est un carburant pour moteur Diesel. Physiquement, c'est un fioul léger et, réglementairement, un carburant issu du raffinage du pétrole, il est incolore à jaune.

Le mot «gazole» est issu du mot anglais «*gasoil*» (fioul, mazout). Ce terme est surtout utilisé en France. Dans d'autres pays, comme la Belgique, le Canada et la Suisse, le produit est connu

comme «diesel», mot issu du nom de Rudolf Diesel, l'inventeur du moteur Diesel, qui fonctionne habituellement avec ce carburant.

Gros émetteur de particules fines nocives pour le système respiratoire, le gazole est interdit au Japon, fortement taxé au Danemark ou en Suisse, vendu plus cher que l'essence aux États-Unis mais encore très utilisé en France. Le prix de ce carburant plus bas que celui de l'essence en France n'est pas justifié économiquement sachant qu'un litre de gazole contient environ 7,3% plus d'énergie qu'un litre d'essence [7].

<b>Propriétés physiques</b>	
<b>Température d'ébullition</b>	170 à 390 °C
<b>Solubilité</b>	pratiquement insoluble dans l'eau
<b>Masse volumique</b>	820 à 860 kg·m <sup>-3</sup> à 15 °C
<b>Température d'auto-inflammation</b>	220 °C
<b>Point d'éclair</b>	> 55 °C
<b>Limites d'explosivité dans l'air</b>	Inférieure:0,6% volume supérieure : 6,5 % volume
<b>Pression de vapeur saturante</b>	1 mbar à 20 °C
<b>Viscosité dynamique</b>	32,6 SUS <sup>1</sup> - 40,1 SUS (à 37,7 °C)
<b>Pouvoir calorifique inférieur</b>	42,5 MJ/kg

Tableau I.3 Propriétés physiques du gazole

## I.2.3 Carburants alternatifs

### I.2.3.1 GPL

Le gaz de pétrole liquéfié, abrégé en GPL (appellation utilisée en France) ou LPG (dans les autres pays francophones, tels que la Belgique et le Luxembourg) est un mélange d'hydrocarbures légers, stocké à l'état liquide et issu du raffinage du pétrole pour 40 % et de traitement du gaz naturel pour 60 %. Les hydrocarbures constituant le GPL, dans son appellation officielle, sont essentiellement le propane et le butane ; le mélange peut contenir jusqu'à 0,5 % d'autres hydrocarbures légers tels que le butadiène.

En termes de valeur énergétique, 913 kg de gaz de pétrole liquéfié sont équivalents à une tonne équivalent pétrole, à 1616 kg de charbon, à 3000 kg de bois sec, à 1275 litres d'essence super, et à 1200 l de fioul domestique [8].

<sup>1</sup> Saybolt Universal Second (1 SUS=1/1630=6,135.10<sup>-4</sup> Poise (Poise=kg/m.s))

### I.2.3.2 Gaz naturel

En 2015, 22,4 millions de véhicules au gaz naturel roulent dans le monde, en particulier en Iran (4,1 millions), en Chine (4 millions), au Pakistan (3,7 millions), en Argentine (2,5 millions), au Brésil (1,8 millions), en Inde (1,8 millions) et en Italie (0,89 millions).

Le gaz naturel est un combustible fossile ; il s'agit d'un mélange d'hydrocarbures trouvé naturellement sous forme gazeuse. C'est la deuxième source d'énergie la plus utilisée dans le monde après le pétrole et son usage se développe rapidement.

Il existe plusieurs formes de gaz naturel, se distinguant par leur origine, leur composition et le type de réservoirs dans lesquels ils se trouvent. Néanmoins, le gaz est toujours composé principalement de méthane et issu de la désagrégation d'anciens organismes vivants. Les différents types de gaz naturels qui existent sont cités ci-après :

- GNV (gaz naturel pour véhicules) ou GNC (gaz naturel comprimé) Il est stocké et utilisé sous forme gazeuse. Il est distribué en station-service dédiée ou par le biais d'un compresseur individuel connecté au réseau chez le particulier. Le GNC n'est autre que du gaz domestique comprimé et stocké à 200 bars. C'est à cette pression qu'il présente le meilleur rapport entre volume occupé et énergie stockée. Ses qualités énergétiques, écologiques ainsi que son abondance le placent en tête des carburants qui tendent à concurrencer le gazole.
- GNL (gaz naturel liquéfié) Essentiellement composé de méthane basse température (-163°C) et à pression atmosphérique. Le volume est alors réduit 600 fois par rapport à son état initial. Le liquide est clair, transparent, inodore, non corrosif et non toxique. De plus le GNL permet une autonomie pouvant atteindre 1000 km.

#### ➤ **Avantages du gaz naturel**

- Le gaz naturel ne nécessite pas, après extraction, de traitement lourd comme le pétrole qui doit être distillé dans d'imposantes raffineries,
- Le transport terrestre du gaz naturel dans des gazoducs nécessite beaucoup moins d'énergie que le transport du pétrole ou celui des carburants liquides qui en sont extraits,
- Le transport maritime du gaz naturel se fait à bord de navires spéciaux baptisés "méthaniers". En cas d'accident, les plus récents de ces navires ne présentent aucun risque de marée noire puisque même leurs moteurs fonctionnent au gaz naturel,
- Une inflammabilité difficile : le GNV est le carburant le plus difficilement inflammable. La température nécessaire pour enflammer le gaz naturel est environ 540°C, soit le double du gazole.
- Une dilution rapide : le GNC plus léger que l'air se dissipe rapidement en cas de fuite, sans former de nappe explosive ou de flaque inflammable, contrairement aux autres carburants. En atmosphère confinée, la vitesse de dispersion élevée dans l'air permet au gaz naturel de se diluer rapidement.

- Une plage d'inflammabilité réduite : la plage d'inflammabilité du GNC est comprise entre 5 % et 15 % de concentration dans l'air.
- Les ressources en gaz naturel dans le monde sont importantes et la recherche pétrolière met à jour chaque année plus de réserves de méthane qu'il n'en est actuellement consommé.
- Le méthane peut être aussi obtenu artificiellement à partir de déchets organiques (c'est le biogaz),
- A température ambiante, le méthane reste à l'état gazeux (il ne se liquéfie qu'à -160°C). A bord des véhicules, il est stocké sous pression dans des bouteilles. Il n'y a donc aucun risque d'explosion par effet "bleve" (explosion provoquée par la brusque évaporation, sous l'effet de la chaleur, d'une masse importante d'hydrocarbure liquide stockée dans un réservoir clos, tel qu'un réservoir de GPL ou d'essence),
- Les réserves de gaz naturel fossile dans le monde sont importantes.
- Des émissions réduites : 25 % de moins de CO<sub>2</sub> qu'un véhicule équivalent fonctionnant à l'essence et 10 % de moins qu'un véhicule équivalent fonctionnant au gazole.
- Amélioration de la qualité de l'air : aucune fumée ni oxydes de soufre, ni plomb, ni particules et très peu d'oxydes d'azote.
- Le GNC réduit également les vibrations des véhicules, améliorant ainsi le confort des passagers et des conducteurs.
- Le GNC est excellent pour la durée de vie du moteur qui présente un fonctionnement particulièrement souple qui réduit l'usure de ses organes.
- Le GNC démarre à toutes les températures sans surconsommation quand il tourne à froid.
- Les véhicules au GNC sont aussi plus silencieux que les autres (-5 à -8 décibels).
- Le méthane est un carburant très énergétique. Son indice d'octane est de 130 alors que celui du meilleur des essences sans plomb n'est que de 98.

Tous ces avantages font que le GNC constitue véritablement la solution alternative aux carburants liquides traditionnels issus du pétrole. Immédiatement disponible.

Son utilisation, qui ne nécessite pas de transformation majeure du moteur, présente des avantages pour l'environnement en réduisant les émissions de polluants à la sortie du pot d'échappement, surtout dans le cas d'un véhicule dédié à l'usage de ce carburant.

➤ **Inconvénients du gaz naturel**

- Le problème du stockage et d'approvisionnement :
- Les problèmes de poids et d'encombrant. Ce handicap ainsi que celui de la perte de puissance par rapport à l'essence pourraient être corrigés à l'avenir par des innovations à l'étude.
- Le problème d'autonomie ; les véhicules avec une motorisation adaptée possèdent des réservoirs gonflés à 200 bars qui leur offrent une autonomie de 400 km

- Le risque qui est dû aux hautes pressions (> 200 bars) du réservoir du véhicule et de la station de remplissage contrairement au GPL qui est stocké entre 2 et 10 bars.
- Les moteurs actuels au GNV utilisent le cycle de Beau de Rochas et non pas le cycle Diesel, ce qui leur est défavorable en terme de rendement, donc en terme d'émission de CO<sub>2</sub> [9].

### **I.2.3.3 BioGNV**

Le bioGNV est un carburant gazeux majoritairement composé de méthane (CH<sub>4</sub>). Il est entièrement renouvelable et produit à partir de nos résidus organiques. C'est une version renouvelable du Gaz Naturel.

Le GNV et le bioGNV ont la même composition, ils sont constitués de gaz : le méthane.

Le GNV est un gaz naturel d'origine fossile alors que le bioGNV est un gaz produit par le processus de méthanisation et d'épuration. Le bioGNV est donc la version renouvelable du GNV. Ces deux carburants chimiquement identiques sont totalement miscibles. L'utilisation du bioGNV ne nécessite donc aucune adaptation, ni des véhicules fonctionnant au GNV ni des infrastructures de distribution [10].

### **I.2.3.4 Biogaz**

Le biogaz est produit par un procédé de méthanisation (procédé biologique de fermentation bactérienne) à partir de déchets organiques (déchets industriels, résidus de repas, fraction fermentescible des ordures ménagères et des boues de stations d'épuration urbaines ou industrielles).

Il est composé d'environ 50 % de méthane/CH<sub>4</sub> (contre plus de 90 % pour le GNV), le reste étant constitué de dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) et d'éléments indésirables (sulfure d'hydrogène, azote, siloxanes, ...)

L'énergie du biogaz peut être valorisée de trois façons différentes : production d'électricité, de chaleur et bien sûr sous forme de carburant. Le biogaz devient du bio-méthane après une épuration poussée, puis du bioGNV après compression à environ 200 bars [11].

## **Conclusion**

Il y a un clair potentiel dans l'utilisation des carburants alternatifs comme une méthode de réduction des émissions, en particulier les émissions du dioxyde de carbone et d'oxyde d'azote. Parmi ces carburants, il y a le gaz naturel sur lequel nous basons notre étude d'adaptation au moteur diesel F4L912.

# Chapitre II

## Etude de la conversion

### Introduction

Le concept d'utilisation du gaz naturel comme carburant alternatif dans les moteurs diesel a connu une large propagation, car il a certains avantages qui lui permettent de s'adapter facilement à ce type de moteurs. Il y a plusieurs méthodes pour convertir un moteur diesel, néanmoins, notre étude sera portée sur la technologie du Dual fuel (Gazole-GNC) qui est une des solutions possibles pour réduire les émissions, et ainsi, aider à préserver l'environnement.

Nous présentons d'abord le moteur F4L912 avec une description de ces organes, puis nous introduisons la notion de dual fuel et nous proposons les solutions possibles pour convertir ce moteur.

### II.1 Le moteur F4L912

#### II.1.1 Présentation

Les moteurs FL912 refroidis par air, sont des moteurs à injection mécanique directe fonctionnant selon le principe du cycle à 4 temps. Ils présentent des caractéristiques communes de construction et ne diffèrent, en somme, entre eux que par le nombre de leurs cylindres et les plages de régime-moteur, dans notre cas, nous nous intéressons au F4L912 (figure II.1)

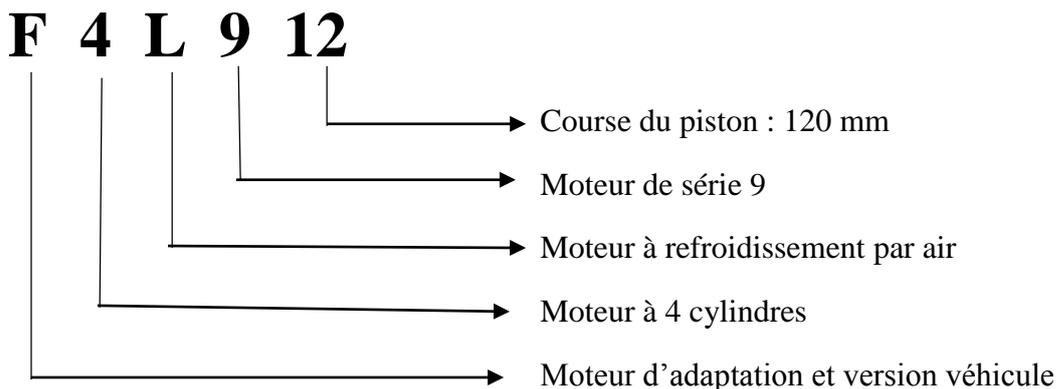


Figure II.1 Désignation du sigle F4L912

Ce moteur est destiné à plusieurs utilisations : tracteurs, bus, groupe électrogène... Les figures II.2 et II.3 représentent les composants du F4L912.

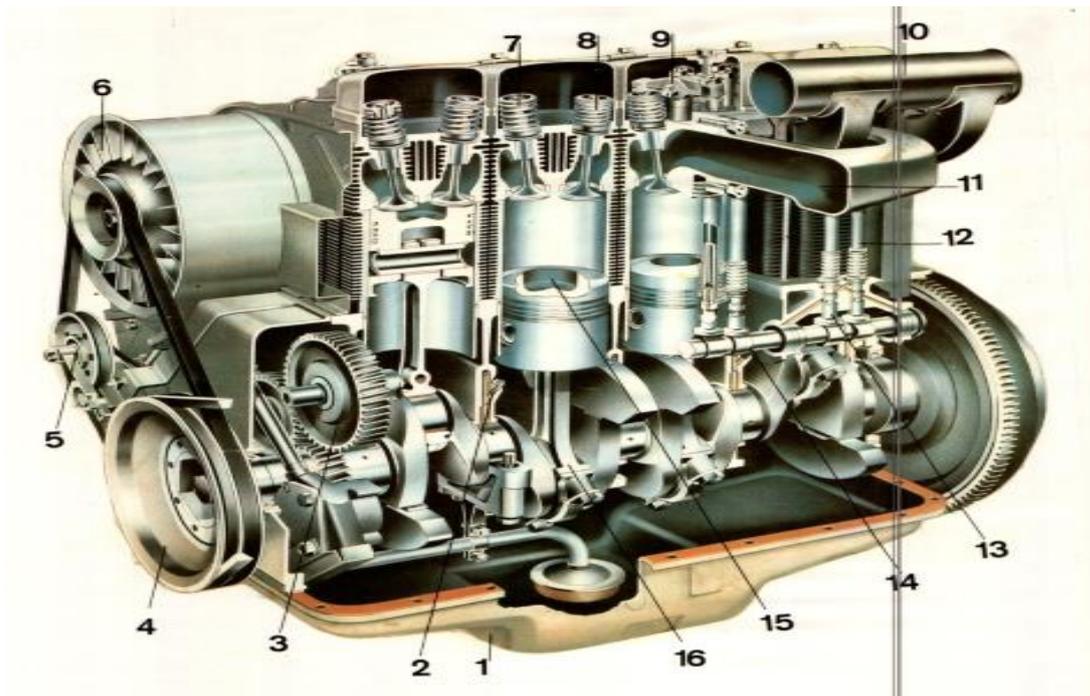


Figure II.2. Vue de droite du moteur F4L912

- |  |   |
|--|---|
| 1) Carter d'huile  | 9) Culbuteur                                  |
| 2) Gicleur chargé par ressort pour refroidissement du piston | 10) Collecteur d'admission                    |
| 3) Engrenage de distribution                                 | 11) Collecteur d'échappement                  |
| 4) Poulie a gorge pour l'entraînement de la soufflante       | 12) Tige de culbuteur avec tube de protection |
| 5) Galet tendeur de courroie                                 | 13) Poussoir                                  |
| 6) Soufflante de refroidissement                             | 14) Arbre à came                              |
| 7) Soupape d'échappement                                     | 15) Chambre de combustion                     |
| 8) Soupape d'admission                                       | 16) Bielle                                    |

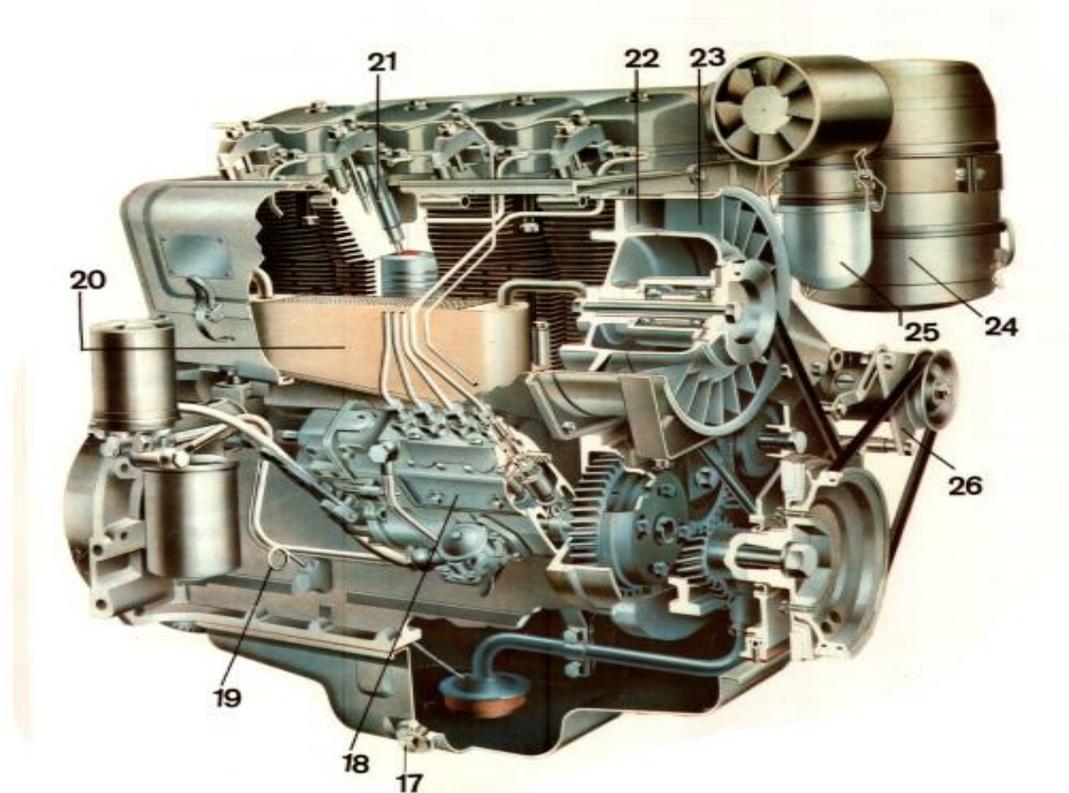


Figure II.3. Vue de gauche du moteur F4L912

- |                                |                                     |
|--------------------------------|-------------------------------------|
| 17) Bouchon de vidange         | 22) Turbine de soufflante           |
| 18) Pompe d'injection          | 23) Pales directrice de soufflante  |
| 19) Jauge d'huile              | 24) Epurateur d'air                 |
| 20) Radiateur d'huile monobloc | 25) Séparateur d'air a bain d'huile |
| 21) Injecteur                  | 26) dynamo                          |

### II.1.2 Caractéristiques du F4L912

Ce moteur réalisé par le constructeur Allemand DEUTZ à certaines caractéristiques :

- injection directe,
- conception extrêmement compacte,
- moteurs à 4 cylindres en ligne à aspiration naturelle, refroidis par air,
- aptitude de démarrage à froid, même dans conditions climatiques extrêmes,
- Large gamme de puissance comprise entre 15 kW et 88 kW (21 ch et 120 ch),
- Construction robuste,
- Finition de précision,
- Grande longévité.

<b>Taux de compression</b>	19
<b>Adaptation</b>	Groupe électrogène
<b>Puissance nominale (kW)</b>	35
<b>Course (mm)</b>	120
<b>Alésage (mm)</b>	100
<b>Jeu de soupape (mm)</b>	0,15
<b>Régime moteur (tr/min)</b>	1500
<b>Cylindrée (L)</b>	3,7699
<b>Poids (kg)</b>	330
<b>Débit d'injection en pleine charge (mm<sup>3</sup>/coup)</b>	55-56

Tableau II.1 Caractéristiques du moteur F4L912 étudié

### II.1.3. Organes constitutifs

#### II.1.3.1. Organes mobiles

**Le piston.** Il transmet l'énergie qui lui est fournie par la combustion des gaz au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle. Il est fabriqué en Aluminium et sa chambre de combustion est bien particulière (figure II.4).

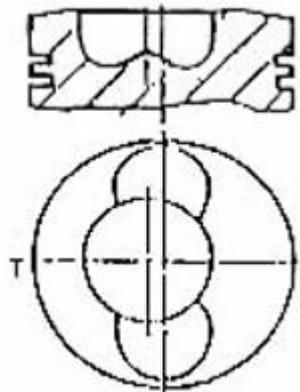


Figure II.4 Vue en coupe et de dessus de la tête du piston

**Les segments.** Il y a deux types de segments :

- Segments d'étanchéité : empêchera le passage des gaz de la chambre de combustion vers le carter.
- Segments racleurs : empêchera les remontées d'huile du carter vers la chambre.

**La bielle.** Organe intermédiaire entre le piston et le vilebrequin, elle est en acier.

**Axe du piston.** En acier traité et creux, il assure la liaison piston – pied de bielle

**Le vilebrequin.** Un dispositif mécanique qui permet la transformation du mouvement linéaire rectiligne des pistons en un mouvement de rotation, il est en fonte, à contrepoids intégrés.

**Volant moteur.** Lien principale entre l'embrayage et le moteur, il sert à lancer le moteur sous l'impulsion du démarreur.

### II.1.3.2 Organe de distribution

**L'arbre à came.** En alliage d'acier à faible teneur en carbone, il ouvre et ferme les soupapes par l'intermédiaire des doigts de culbuteurs.

**Culasse.** 4 culasses individuelles en alliage léger (Figure II.5).

**Les soupapes.** 2 clapets fabriqués en alliage par culasse (admission et échappement).



Figure II.5 Culasse individuelle avec soupapes intégrées

**Pignon intermédiaire.** Transmet le mouvement de pignon de vilebrequin vers le pignon de l'arbre à came et le pignon de la pompe d'injection (Figure II.6).

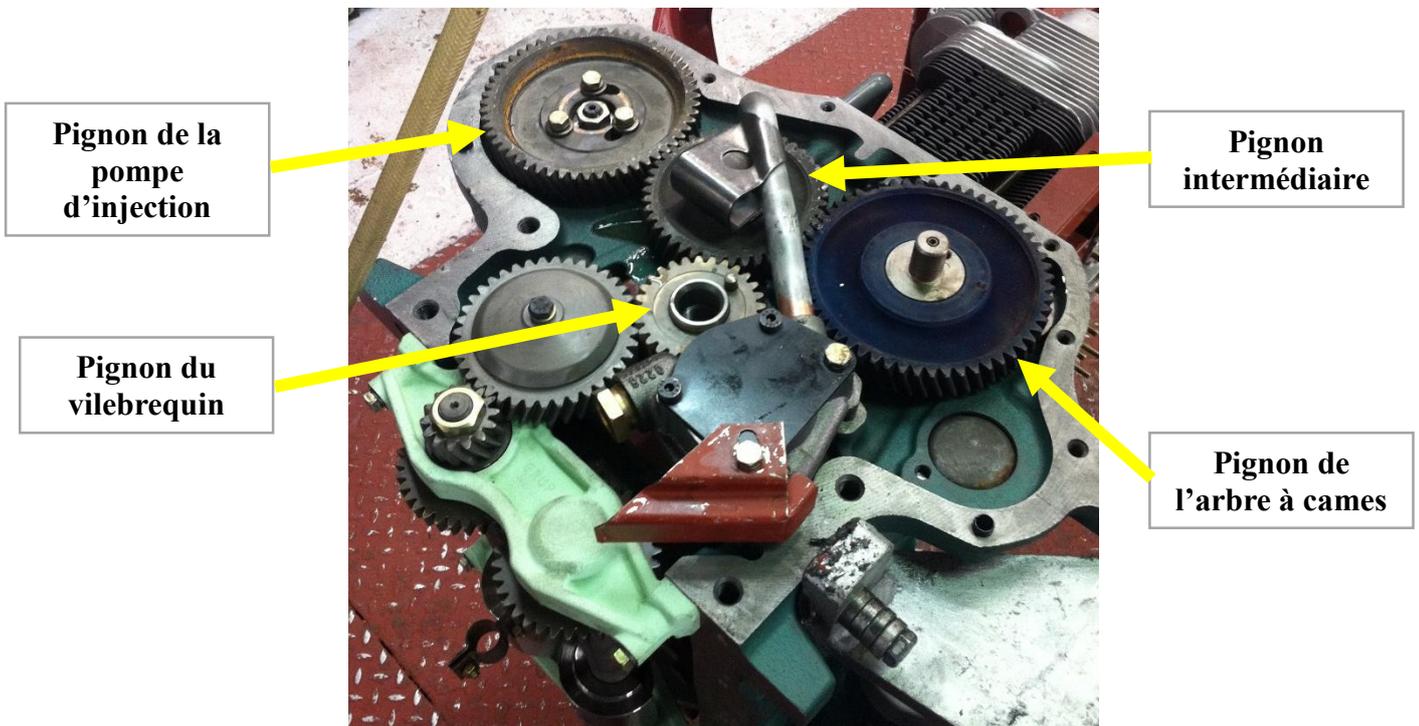


Figure II.6 Pignons de distribution

### II.1.3.3 Les organes fixes

**Le bloc moteur (carter moteur).** Il doit être un bon conducteur de chaleur, il est en fonte, c'est la charpente du moteur, il porte le vilebrequin et les 4 cylindres et à plusieurs trous pour permettre le passage de l'huile de lubrification.

**Cylindre.** C'est l'organe où le piston glisse à l'intérieur, il est muni d'ailettes où circule l'air de refroidissement (Figure II.7).



Figure II.7 Cylindre avec ailettes de refroidissement

**Reniflard.** Il sert à évacuer les gaz de compression à l'intérieur du bloc moteur.

**Support de filtre.** Il contient deux canalisations, le supérieur est un canal de combustible et l'inférieur est un canal d'huile.

**Cuve à huile.** Placé à la partie inférieure du moteur, il sert à contenir l'huile de graissage

**Tôlerie de guidage d'air.** Il sert à guider l'air vers les cylindres et le réfrigérant pour un bon refroidissement.

### II.1.3.4 Système d'injection

#### La Pompe d'injection

Cette pompe d'injection comporte un arbre à cames incorporé. Elle peut être dotée selon les besoins d'un régulateur, d'une pompe d'alimentation et d'un dispositif d'avance, formant alors avec ces équipements un groupe complet monté sur le moteur (Figure II.8).



Figure II.8 Pompe d'injection F4L912

**Les injecteurs.** L'injecteur est monté sur une porte –injecteur, lui-même logé sur la culasse. L'injecteur doit distribuer et pulvériser favorablement le combustible dans le cylindre du moteur. On utilise surtout des valves à aiguille commandés par la pression du liquide. Une aiguille d'injecteur commandé par ressort obture l'injecteur vers la chambre de combustion. La pression du combustible agit dans l'injecteur et sur la surface conique de l'aiguille d'injecteur, lève l'aiguille contre la force du ressort de son siège et ouvre ainsi l'injecteur.

### II.1.3.5 Système de refroidissement

La combustion interne du moteur fait monter la température des pièces et causer leurs dilatations ainsi qu'abimer l'huile de lubrification, pour éviter cela on utilise un système de refroidissement soit par air soit par eau.

Dans le système de refroidissement par air, Il y a échange de chaleur entre l'air ambiant et la surface externe des pièces pourvues d'ailettes (cylindre, culasse).

L'air de refroidissement doit être tout le temps renouvelé (déplacement du véhicule, soufflante/turbine d'air) et guidé par des tôles.



Figure II.9 Turbine de refroidissement

## **II.2 Technologie du dual fuel**

### **II.2.1 Qu'est-ce qu'un moteur dual-fuel ?**

C'est un moteur de type Diesel modifié, qui fonctionne en associant deux combustibles brûlants simultanément dans la chambre de combustion. Le combustible « primaire » est généralement un combustible gazeux difficile à enflammer qui comporte un grand contenu de gaz inertes, le GNV dans notre cas et pourquoi pas le biogaz. Le deuxième combustible (désigné par combustible « pilote ») est liquide ; son rôle est d'enflammer le mélange gazeux par injection directe dans le cylindre et ainsi d'assurer une combustion et un fonctionnement stable du moteur. Tout combustible avec un indice de cétane élevé est utilisable. Le gasoil est généralement retenu. Le combustible pilote est injecté sous haute pression et de petites gouttelettes distribuées dans toute la chambre de combustion se forment. De nombreux foyers existent alors et permettent de brûler le combustible primaire, le GNV [12].

### **II.2.2 Les exigences de conversion du moteur en dual fuel**

Dans la plupart des applications de moteur dual fuel, la bonne performance du moteur diesel doit rester la même afin que le moteur puisse être commuté du fonctionnement dual fuel de retour au diesel rapidement et en douceur lorsque cela est nécessaire.

Maintenir le coût de la conversion le plus bas possible est d'une importance primordiale, par exemple en évitant autant que possible de faire d'importantes modifications au moteur, tout en maximisant les avantages découlant de l'exploitation en mode dual fuel. Cela représente souvent un défi, en particulier dans les applications de transport, où il est nécessaire de réaliser l'économie supérieure combinée à une amélioration des performances et des émissions réduites. Les niveaux de fiabilité et la longévité des moteurs convertis doivent être au moins comparables et peuvent être supérieures à celles du type diesel correspondant.

De nombreux facteurs doivent être traités de manière efficace pour la conversion d'un moteur diesel pour le fonctionnement dual fuel, tel que ce qui suit :

- La capacité de stockage de combustibles requis, le nombre et le poids des conteneurs, du carburant et son alimentation, et des coûts d'équipement.
- Exigences relatives aux contrôles associés des émissions d'échappement de gaz, une sécurité accrue, la réduction du bruit, les vibrations, et l'usure avec les besoins en eau, la consommation et la capacité.
- La disponibilité des centres de services et de ravitaillement en carburant [13].

## II.3 Les différents procédés de conversion

De nouveaux moteurs diesel peuvent être équipés pour fonctionner en Dual Fuel GNC et gazole avec la capacité de fonctionner à 100% de carburant diesel si le gaz naturel est interrompu. Le système est utilisé pour réduire les émissions de gaz d'échappement, étendre le réservoir de carburant diesel d'exécution, de réduire les frais de carburant et de prolonger la durée de vie du moteur et de la maintenance.

Pour la conversion du moteur F4L912, nous avons proposé plusieurs solutions qui sont résumées dans le schéma ci-après :

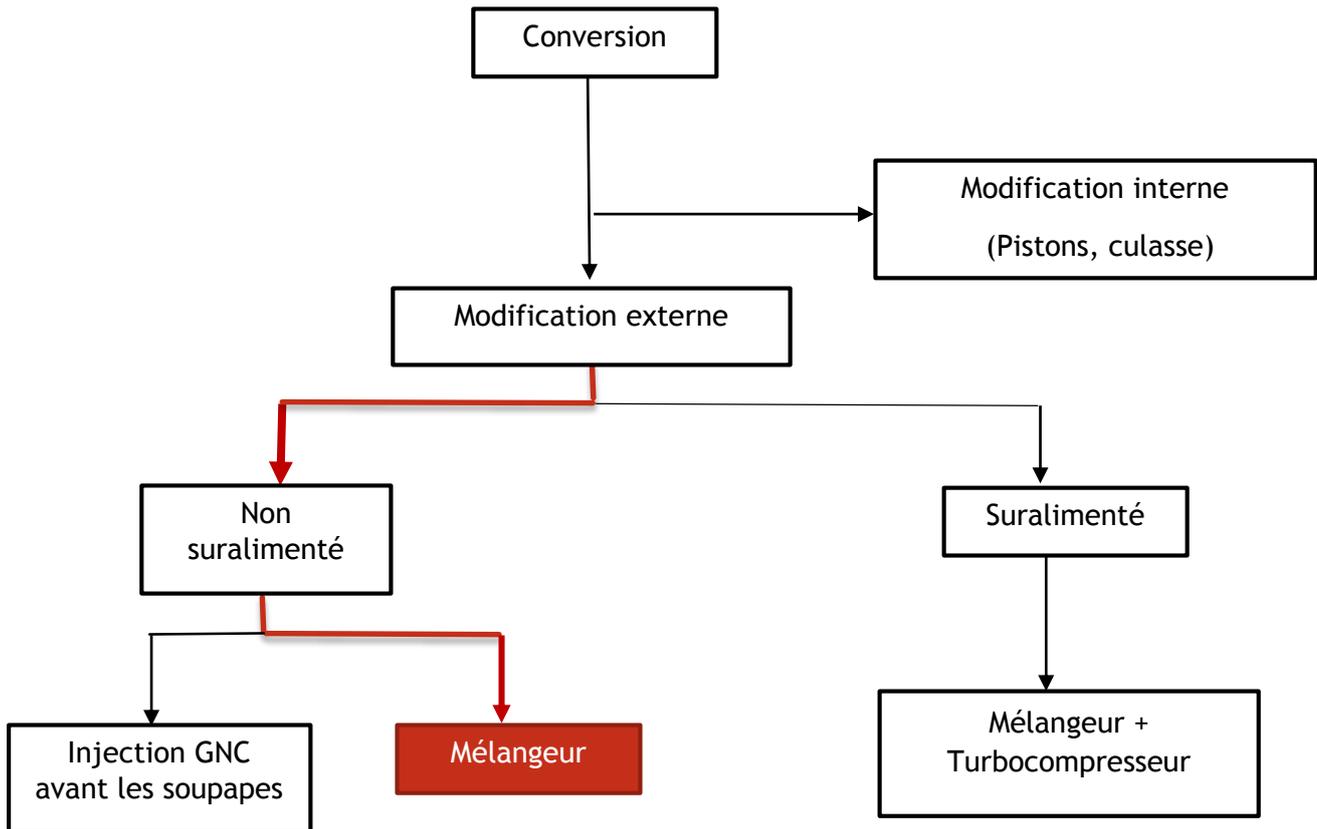


Figure II.10 Organigramme des solutions proposées pour la conversion

### II.3.1 La suralimentation

Pour des raisons économiques, les constructeurs cherchent à augmenter la puissance spécifique (kw/kg) du moteur, c'est à dire que pour un moteur donné, on veut obtenir un moteur plus puissant sans changer son dimensionnement.

Pour cela, on doit augmenter la pression d'admission pour qu'elle devienne 3 à 4 fois plus grande que la pression atmosphérique en utilisant un turbocompresseur.

- **Turbocompresseur**

Une turbine placée dans le flux des gaz d'échappement sortant du moteur est entraînée à grande vitesse. Elle est reliée par un arbre à un compresseur placé dans le conduit d'admission du moteur. Ce compresseur de type centrifuge aspire et comprime l'air ambiant, l'envoie dans les cylindres, en passant éventuellement par un échangeur air/air (*intercooler*) ou plus rarement air/eau pour le refroidir (Figure II.11)

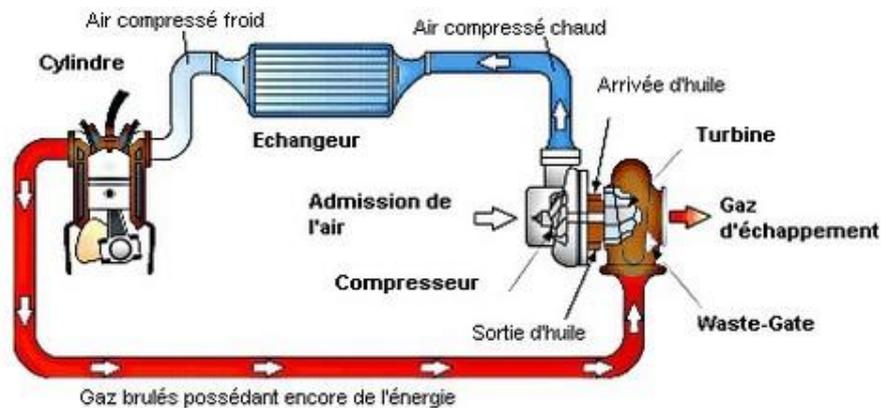


Figure II.11 Fonctionnement du turbocompresseur

En sachant que le but est de faire la conversion du moteur F4L412 en Dual Fuel avec les moindres coûts et modifications, on a décidé de ne pas considérer la suralimentation car avec un turbocompresseur, on va avoir des élévations de température et de pression bien grandes que le système de refroidissement à air ne suffira plus donc nécessité de passer au refroidissement par eau.

### II.3.2 Injection du GNC dans le collecteur d'admission

Le gaz est injecté dans le collecteur d'admission par des injecteurs électromagnétiques commandés par ordinateur, et installés juste avant les soupapes d'admission (Figure II.12).

Ce moyen de conversion est utilisé surtout dans les moteurs lents ( $N < 1000$  tr/min).

On n'a pas opté pour cette méthode car tout simplement, ça nécessite beaucoup de modifications (injecteurs, perçage dans le collecteur d'admission), et l'homogénéisation n'est pas assurée.

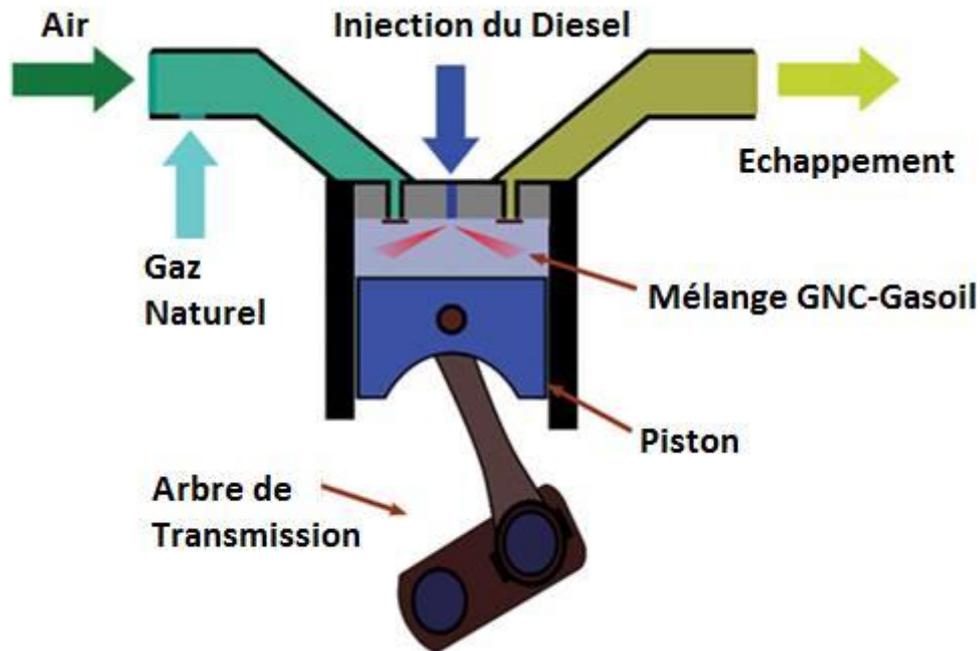


Figure II.12 Injection GNC dans le collecteur d'admission

### II.3.3 Le mélangeur

Le but du mélangeur est de mixer une proportion adéquate du GNC avec l'air avant l'admission dans le cylindre. Il est très important dans les moteurs duals fuels, car il permet d'obtenir un mélange d'air et de GNC homogène et de bonne qualité. Il est plus utilisé dans les moteurs rapides ( $N > 1200$  tr/min)

La procédure d'homogénéisation est influencée par différents facteurs : vitesse de rotation, caractéristiques du gaz, température de l'air entrant et la conception du mélangeur.

Pour la conception du mélangeur, nous avons proposé sous SolidWorks 3 types qui sont représentés dans les figures ci-après :

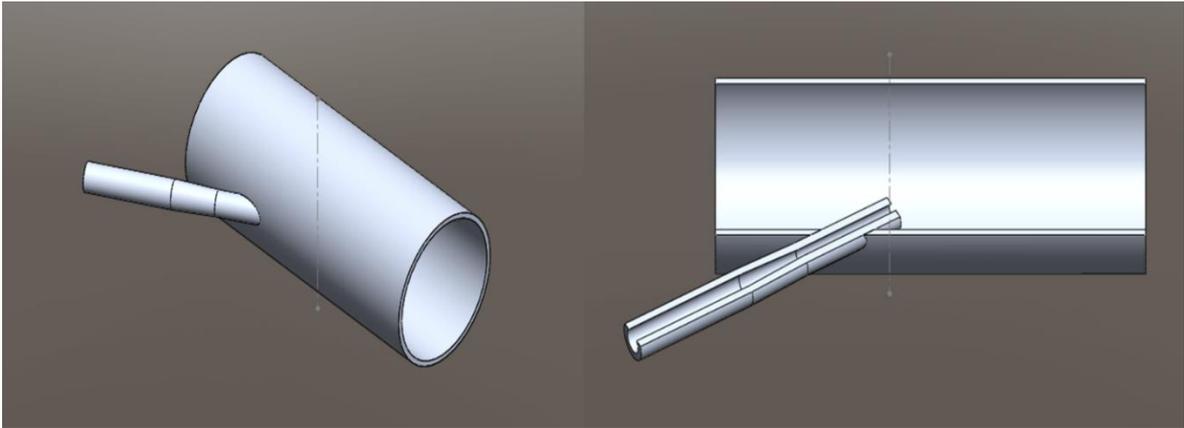


Figure II.13 Tube simple avec injection inclinée.

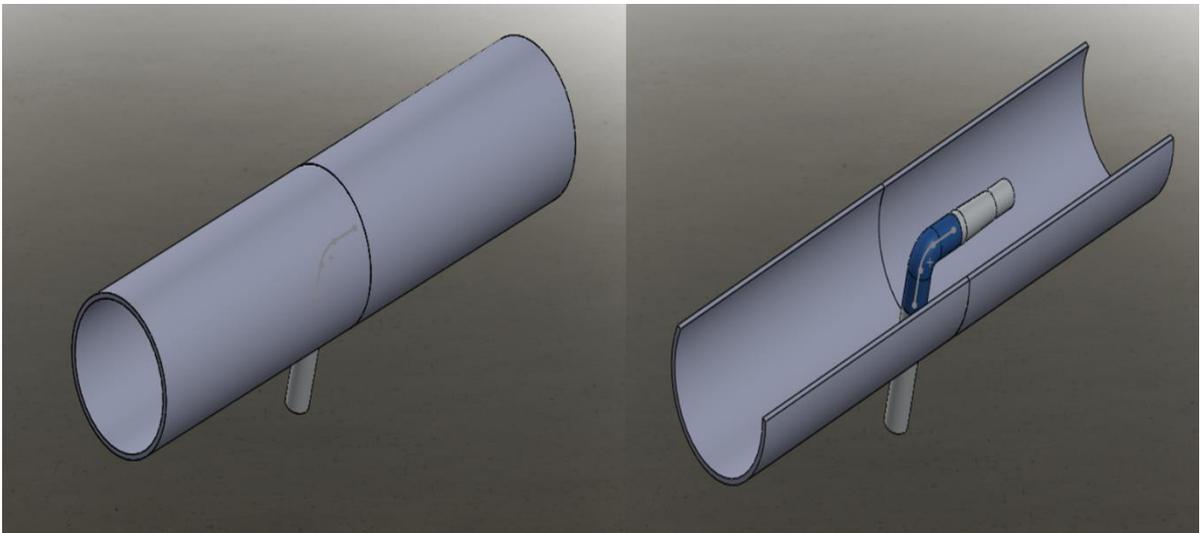


Figure II.14 Tube de Pitot inversé.

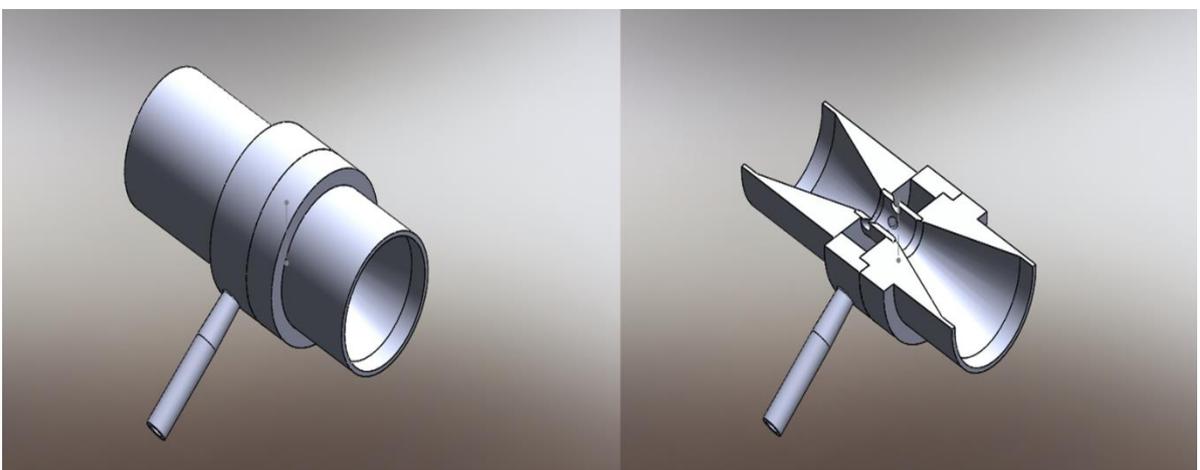


Figure II.15 Tube de Venturi.

### II.3.4 Modifications internes du moteur

Certains types de moteurs nécessitent des modifications dans leurs composants :

- Modifications dans la tête du piston, (voir chapitre IV)
- Modifications dans la culasse, et ceci pour ajouter un injecteur de GNC en plus de l'injecteur de gazole dans le cylindre, mais cette technique est couteuse et nécessite une technologie avancée.
- Modifications des matériaux des organes pour éviter la corrosion de certains composants.

### II.4 La solution adoptée

Pour la conversion du moteur diesel F4L912, une étude d'optimisation des variantes proposées donne lieu au schéma optimal suivant :

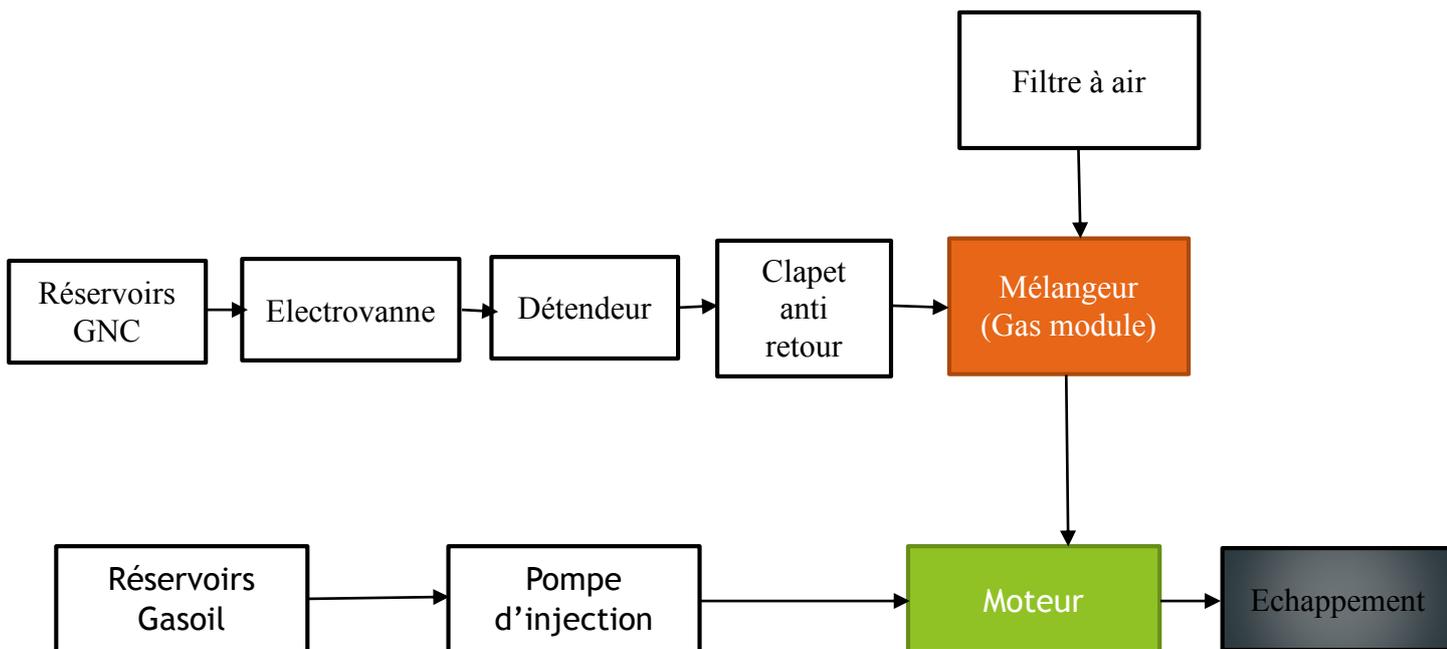


Figure II.16 Circuit GNC adopté pour le fonctionnement en dual fuel

## II.4.1 Circuit du GNC

Dans ce qui suit, les différentes parties du circuit sont présentées.

### II.4.1.1 Réservoirs cylindriques GNC

On trouve quatre types de bouteilles pour le stockage du GNC dans un véhicule :

- **Type 1** – entièrement métallique (aluminium ou acier)
- **Type 2** – doublure métallique renforcée par un bobinage composite (verre ou fibre de carbone) autour du centre (réservoir fretté)
- **Type 3** – doublure métallique renforcée par un bobinage composite autour du réservoir (réservoir bobiné composite)
- **Type 4** – doublure de plastique étanche au gaz renforcée par un bobinage composite autour de la bouteille (réservoir bobiné composite)

\*Les bouteilles de type 3 et 4 pèsent moins de 50 % du poids des bouteilles de type 1 en acier.

On disposera de 4 bouteilles dont :

Longueur : 880 mm

Diamètre intérieur : 365 mm

Epaisseur : 8,2 mm

Volume : 65 l

Poids : 48 kg

Pression : 200 bars

Prix : 20-200 \$



Figure II.17 Bouteilles GNC en matériaux composites

### II.4.1.2 Tuyauterie

On utilise un tube de GNC haute pression en acier inox ou PVC de diamètre 6 mm et d'épaisseur  $1 \pm 0,1$  pour un prix de 1 \$

### II.4.1.3 Electro vanne

C'est une vanne commandé par ordinateur de type proportionnelle, dont la pression de service est de 200 bars, et le prix est entre 20 et 50 \$, elle est faite de laiton et la couverture en plastique.



Figure II.18 Electro vanne GNC

### II.4.1.4 Détendeur

C'est un réducteur de pression en 2 étages, car il est plus performant qu'un réducteur à un seul étage, ces paramètres sont cités ci-dessous :

- Pression d'entrée maximum :  $P_e = 200$  bar
- Pression de 1er étage :  $P_1 = 6.0 \pm 0.5$  bar
- La pression de l'étage 2 :  $P_2 = 2,0$  bar
- Plage de pression de sortie :  $P_s = 1,5 - 2,8$  bar
- Plage de température :  $-40$  ° C à  $120$  ° C
- Prix 70-90 \$



Figure II.19 Détendeur 2 étages

### II.4.1.5 Clapet anti-retour

Ce composant de type à billes et fait en acier inoxydable permet au gaz de s'écouler dans une seule direction. Son diamètre interne est de 6 à 9 mm, sa pression max de service 315 bar et il coute entre 5 et 30 \$.

### II.4.1.6 Mélangeur

Tous les composants cités précédemment sont trouvables dans le marché sauf le mélangeur qui est spécifique, donc nous avons proposé sa conception sous Solidworks et nous avons fait la simulation des fluides (air et gaz) pour les 3 types de mélangeurs proposés.

En tenant compte des simulations faites sur Solidworks, nous avons choisi le mélangeur de type Venturi qui sera présentée dans la partie Simulation. Il utilise les mêmes équations de la mécanique des fluides d'un carburateur standard où on a une tuyère à l'entrée pour augmenter la vitesse du fluide et créer la turbulence donc on a par conséquent, une chute de pression suivie de la section intermédiaire qui est constante où on injecte le gaz et avec la turbulence de l'écoulement d'air on assure une bonne homogénéisation des deux fluides. Le diffuseur qui est en terme de dimensions semblable à la tuyère, donc le taux de variation de la vitesse et de la pression en fonction de la variation de la section de passage sera le même que celui de la tuyère.

Afin de simplifier les équations de la mécanique des fluides, on considère que le fluide est incompressible avec un nombre de mach  $< 0.3$ , pour le cas d'un fluide compressible, l'étude sera faite plus tard si nécessaire. Cette approche nous permet d'appliquer l'équation de Bernoulli.

Dans ce qui suit, nous présentons le dimensionnement du mélangeur Venturi.

On a :

$$Q_a = \frac{\eta_v \cdot C_y \cdot N}{n}$$

$Q_a$  : Débit volumique d'air stœchiométrique ( $m^3/s.cycle$ ).

$\eta_v$  : Rendement volumétrique (85%).

$C_y$  : Cylindrée totale du moteur ( $m^3$ ).

$N$  : Nombre de tours par seconde

$n = 2$  pour les moteurs à 4 temps (tr/cycle).

Pour le calcul du diamètre de la section étranglée on utilise les conditions extrêmes :

$N = 1500$  tours/min

$$Q_a = \frac{0,85 \cdot 3,77 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{2 \cdot 60} = 0,04 \text{ m}^3/s.cycle$$

On a d'après une mesure effectuée au laboratoire moteur du département de génie mécanique de l'ENP, la dimension du diamètre du collecteur d'admission est  $D_1 = 80$  mm.

⇒ La section d'entrée du mélangeur sera :

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} \Rightarrow A_1 = 0,005 \text{ m}^2$$

On a le flux volumique est égale à :  $Q_a = A_1 \cdot V_1$

$$\Rightarrow V_1 = \frac{0,04}{0,005} = 8 \text{ m/s.}$$

Comme mentionné précédemment, pour que l'air soit incompressible, on considère que  $M < 0.3 \Rightarrow V_2 < 100 \text{ m/s}$ .

En utilisant l'équation de continuité on aura :

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

$$A_2 = \frac{A_1 \cdot V_1}{V_2}$$

$$A_2 = 0,0004 \text{ m}^2$$

$$\frac{\pi D_2^2}{4} > 0,0004 \Rightarrow D_2 > \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0004}{\pi}} \Rightarrow D_2 > 0,02257 \text{ m}$$

$$D_2 = 22,6 \text{ mm}$$

### Simulation numérique.

Après ce dimensionnement préliminaire, et dans un souci de s'assurer de l'homogénéité du mélange air-GNC, on procède à la simulation numérique via le logiciel « Solidworks Flow Simulation ». Une étude comparative est effectuée entre les 3 types de mélangeur et par l'introduction des conditions aux limites appropriées. Les deux premiers types ne présentent pas une bonne homogénéité car l'écoulement est laminaire. Les figures II.20, II.21 et II.22 représentent la simulation de la pression, la fraction massique du GNC et le nombre de Mach dans le mélangeur de type Venturi.

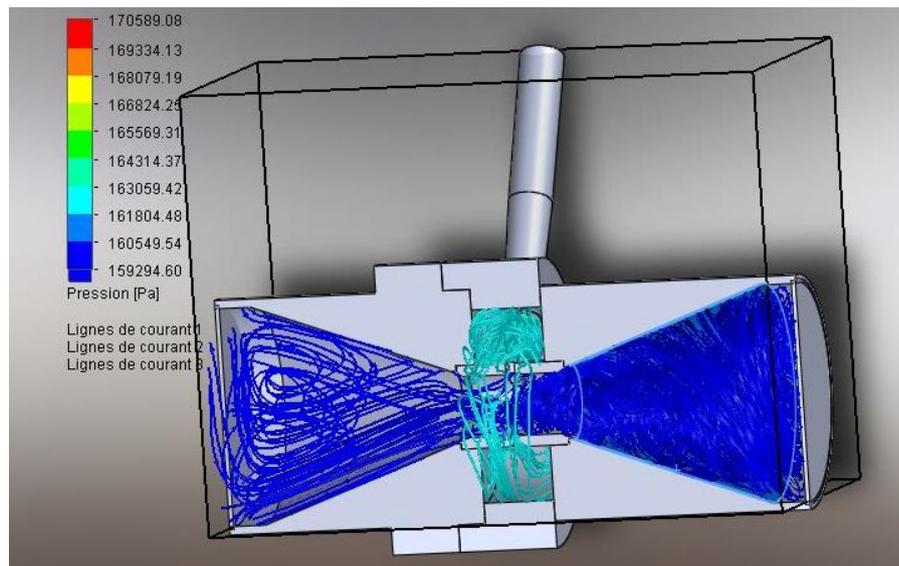


Figure II.20. Simulation de la pression dans le mélangeur.

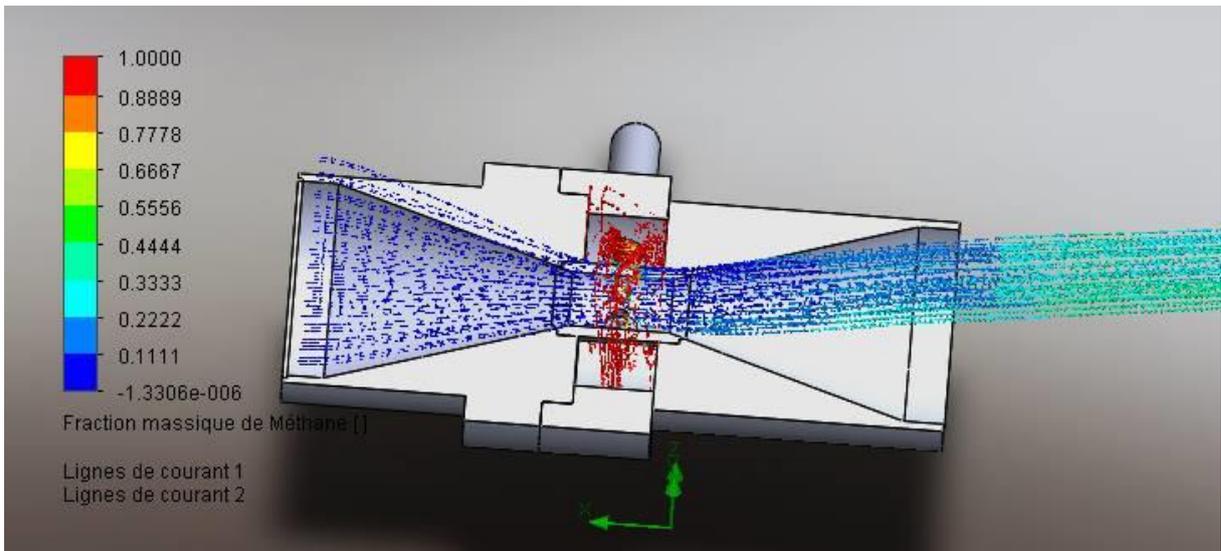


Figure II.21. Simulation de la fraction massique du GNC dans le mélangeur.

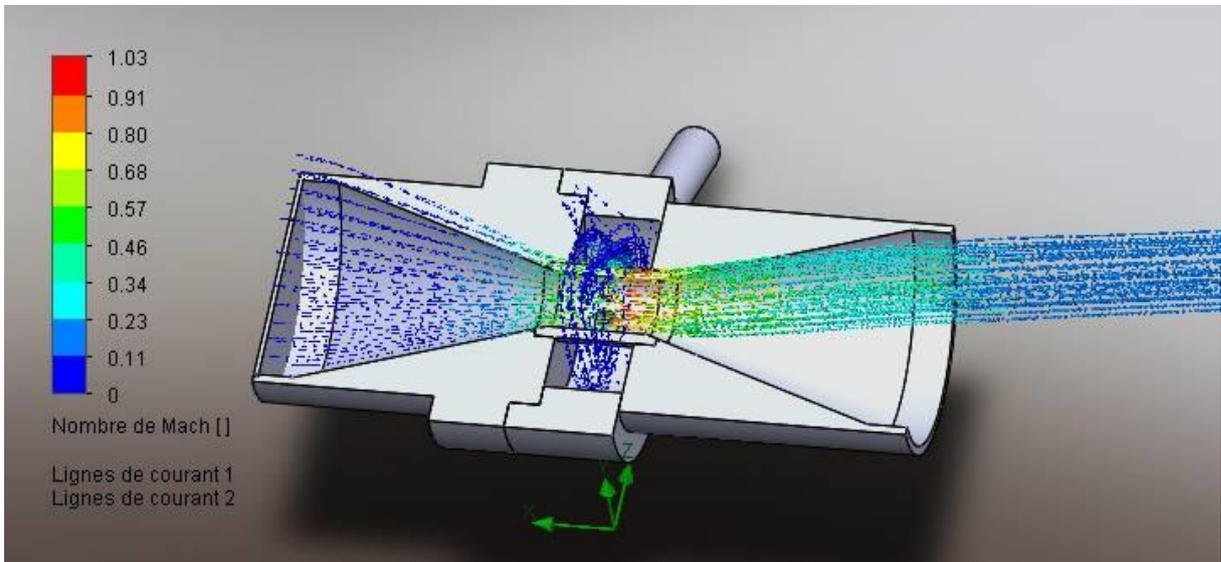


Figure II.22. Simulation du nombre de Mach dans le mélangeur.

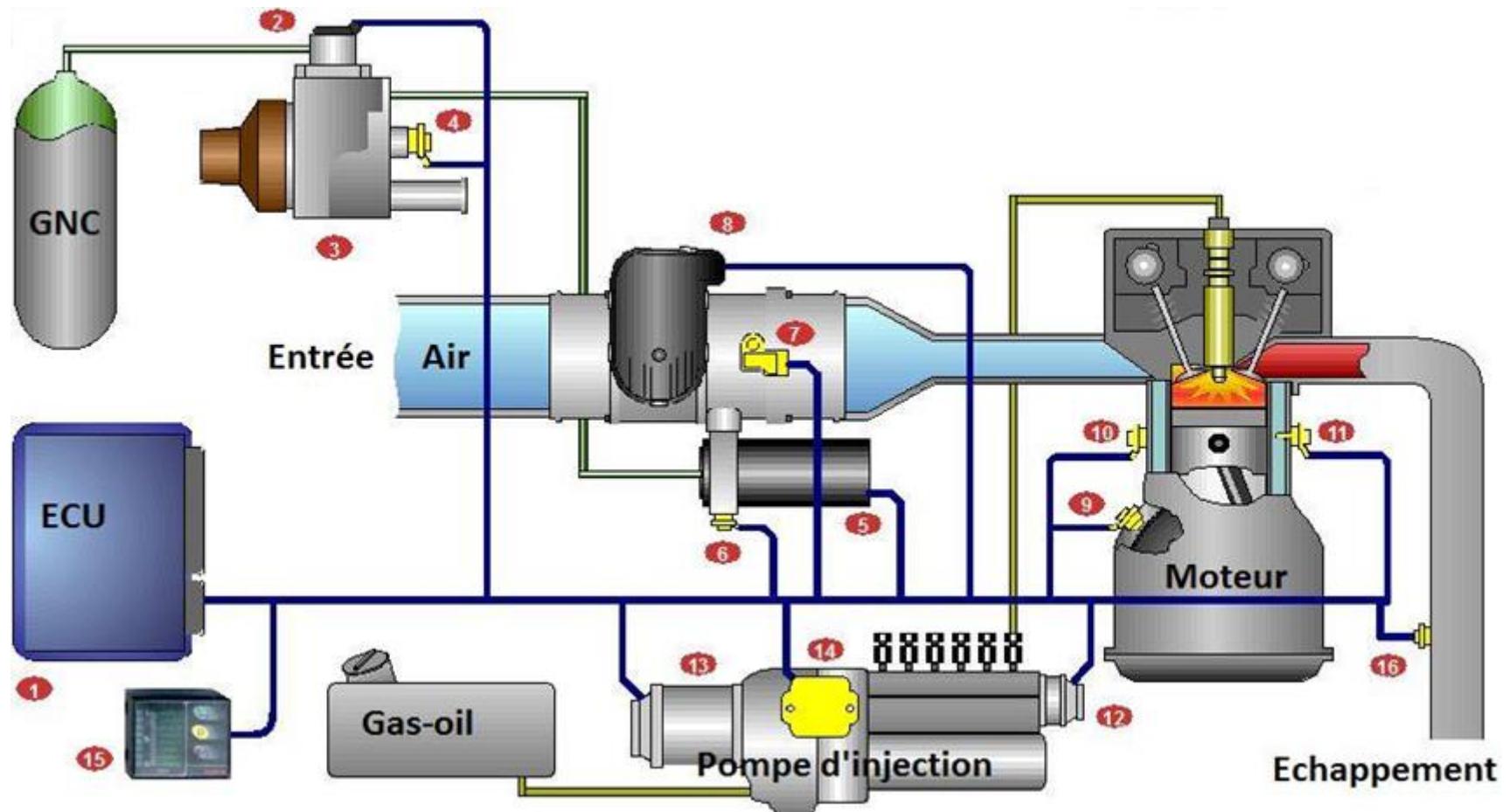
Pour la pression, le GNC qui sort du détendeur arrive avec une pression de 1,6 bar, et en considérant l'air entrant à la même pression, on remarque que la pression est conservée à la sortie. La deuxième figure montre l'homogénéisation du mélange air-GNC avec une fraction massique du GNC de 44% à la sortie.

L'efficacité et les performances du mélangeur seront déterminées par expérience.

## II.4.2 Commande électronique

Une unité de commande du moteur (ECU) est un type d'unité de commande électronique qui commande une série d'actionneurs sur un moteur à combustion interne afin d'assurer une performance optimale du moteur. La lecture des valeurs est faite à partir d'une multitude de capteurs à l'intérieur du compartiment moteur, l'interprétation des données en utilisant des cartes de performance multidimensionnelles (appelées tables de consultation), et le réglage des actionneurs du moteur en conséquence [14].

Les capteurs installés dans ce moteur sont utilisés pour que le système dual fuel soit plus fiable et plus sûr en partie de contrôle, malgré le coût élevé (Figure II.23).



- |                                    |   |                                       |
|------------------------------------|---|---------------------------------------|
| 1. ECU (Electronic Control Unit)   | 6. Capteur de pression et température du gaz            | 12. Actionneur du timing d'injection  |
| 2. Solénoïde                       | 7. Capteur de pression/température d'air d'admission    | 13. Actionneur de pompe               |
| 3. Détendeur                       | 8. Mélangeur (GNC-Air)                                  | 14. Capteur de demande                |
| 4. Capteur de pression de stockage | 9. Capteur de timing d'injection et vitesse de rotation | 15. Afficheur pilote                  |
| 5. Electrovanne                    | 10. Capteur de cliquetis                                | 16. Capteur d'oxygène à l'échappement |
|                                    | 11. Capteur de température d'air de refroidissement     |                                       |

Figure II.23 Système complet de fonctionnement dual fuel

La commande électronique est divisée en trois blocs :

1. Les capteurs d'enregistrement des conditions opérationnelles, c'est-à-dire les conditions de fonctionnement de notre moteur.
2. Unité de commande électronique (ECU) avec microprocesseur qui traite les informations en conformité avec les algorithmes de contrôle et les sorties correspondantes aux signaux électriques.
3. Actionneurs qui convertissent les signaux de sortie électriques en quantités mécaniques [15].

Les Composants :

### **Capteurs**

-Capteur de cliquetis : contrôle l'occurrence du cliquetis pendant le processus de combustion.

-Capteur de demande : contrôle la commande du travail dans la pompe d'injection quand la pédale d'accélération est enfoncée.

-Capteur de vitesse : Il nous donne la vitesse de rotation du moteur.

-Capteur de température : il mesure la température dans le système de refroidissement.

### **ECU**

L'ECU utilise la technologie numérique. Les microprocesseurs avec leur entrée et les circuits d'interface de sortie forment le cœur de l'ECU. Le circuit est complété par les unités de mémoire et des dispositifs pour la conversion des signaux de capteurs en quantités compatibles ordinateur. L'ECU est installé dans l'habitacle, pour le protéger contre les influences extérieures.

## **Conclusion**

Le système de conversion proposé est un système de gestion du moteur unique par lequel les composants électroniques et mécaniques spécialement conçus sont montés sur un moteur diesel standard qu'est le F4L912 afin de permettre au gaz naturel de s'introduire dans le moteur dans une configuration «dual fuel». Un modèle de mélangeur est établi après une étude comparative de modèles proposés. Ce système est intégré à un ECU sophistiqué (unité de commande électronique). Il faut bien solliciter un travail d'étroite collaboration avec le fabricant du moteur EMO dans le processus de conception et de développement pour veiller à ce que tous les paramètres de performance sont constamment observés, et nous demandons que la société obtienne la certification ISO 9001: 2000 et le statut certifié fournisseur avec fabricants tels que BOSCH et DEUTZ. Une estimation des composants nécessaires à la conversion du moteur diesel en Dual-fuel est faite. A part le circuit électronique, le coût est estimé entre 115 et 370 \$.

# Chapitre III

## Etude thermodynamique du cycle diesel

### Introduction

Un phénomène est connu lorsqu'il peut être complètement résolu mathématiquement quelles que soient les circonstances d'apparition, de développement et d'extinction de ce phénomène. Dans le cas des cycles de moteurs à combustion interne, une résolution mathématique fine est encore impossible, compte tenu en particulier de la combustion qui reste encore un domaine susceptible de recherches, des échanges de chaleur aux parois, des transvasements, etc. On se contente donc d'une résolution grossière associée à des hypothèses simplificatrices qui tiennent compte de la méconnaissance de ces phénomènes.

Ce chapitre est consacré à l'étude thermodynamique du moteur F4L912 fonctionnant en cycle diesel c'est-à-dire la détermination des pressions et températures à la fin de chaque phase ainsi que les performances du moteur.

### III.1 Diagramme théorique et diagramme réel

Lors de l'analyse des cycles thermodynamiques (théoriques) nous prenons en considération les hypothèses suivantes :

- Le fluide moteur est un gaz parfait, idéal (l'inertie du fluide est supposée nulle donc pas de pertes de charge) qui ne change pas de nature (sa composition chimique) et de quantité au cours de son évolution dans le cycle,
- Les évolutions sont considérées comme réversibles, c'est-à-dire que le gaz subit une succession de transformations très lentes, les caractéristiques du gaz restant à chaque instant en équilibre,
- Un équilibre des pressions instantanées existe entre l'atmosphère et le cylindre,
- La combustion ainsi que l'échange gazeux, s'effectuant dans un cycle réel, sont remplacés par des processus d'apport et d'évacuation de chaleur dans un cycle thermodynamique. Ce qui conduit à considérer que la combustion du mélange gazeux est instantanée,
- L'échange de chaleur (par apport ou extraction) avec le fluide au cours de son évolution, est considéré en dehors de toute condition de réalisation. Donc, les deux temps de compression et détente sont considérés adiabatiques c'est-à-dire qu'ils se déroulent sans échange de chaleur entre gaz et parois du cylindre,
- Les caractéristiques du système gazeux isolé (fluide moteur) sont prises égales à celles de l'air, indépendantes de la température et de la pression (les capacités calorifiques à pression constante  $C_p$  et à volume constant  $C_v$  ainsi que leur rapport  $\gamma$  ont des valeurs fixes).

En pratique, le diagramme est nettement différent du diagramme théorique (Figure III.1), du fait des hypothèses inexactes citées au-dessus.

Pratiquement :

- À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle,
- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle,
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) comptées constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, ni isobare donne une pression maximum inférieure [16].

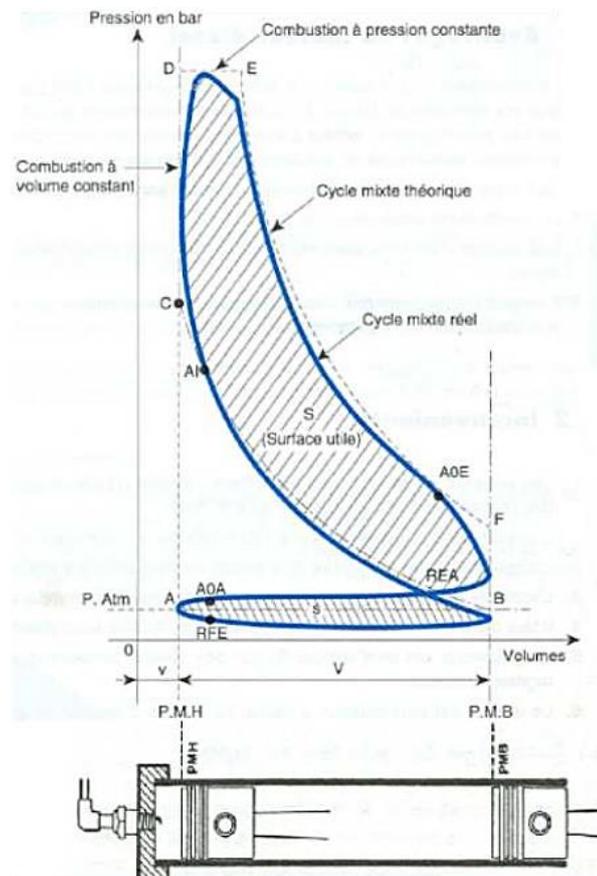


Figure III.1 Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme (P - V)

## III.2 Calcul des paramètres en fin d'admission

### III.2.1 Pression d'admission

En appliquant l'équation de Bernoulli sur la ligne de courant entre l'entrée dans le cylindre et la fin d'admission, on trouverait :

$$\underbrace{\left( \frac{P_0}{\rho_0} + \frac{1}{2} v_0^2 + gZ_0 \right)}_{\text{À l'entrée dans le cylindre}} = \underbrace{\left( \frac{P_a}{\rho_a} + \frac{1}{2} v_a^2 + gZ_a + \xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2} \right)}_{\text{à la fin d'admission au PMB}} \quad (\text{III.1})$$

À l'entrée dans le cylindre                      à la fin d'admission au PMB

Avec :

$\frac{P}{\rho}$  : caractérise l'énergie potentielle due à la pression,

$gZ$  : caractérise l'énergie potentielle due à l'altitude,

$\frac{1}{2} v^2$  : caractérise l'énergie cinétique d'écoulement,

$v_{ad}$  : vitesse moyenne d'écoulement du fluide à travers la section de passage de la soupape d'admission. On considère cette section parce qu'elle est la plus petite dans le système d'admission,

$\xi_{ad}$  : coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement du système d'admission,

$\xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2}$  : caractérise la perte de charge singulière lors de l'admission,

$v_a$  (m/s) : vitesse d'écoulement de la charge dans le cylindre,

En admettant que :

$v_0 = v_{ad}$ , dans le cas d'un moteur suralimenté et  $v_0 = 0$ , dans le cas d'un moteur non suralimenté,

$v_a = \beta v_{ad}$ , où  $\beta$  est le coefficient d'amortissement de la vitesse d'écoulement de la charge,

$\rho_a = \rho_{air} = \rho_0$ ,  $Z_a = Z_0$

L'équation de Bernoulli devient sous la forme suivante :

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad \text{Avec :} \quad P_a = P_0 - \frac{1}{2} \rho_0 v_{ad}^2 (\beta^2 + \xi_{ad}), \quad (\text{III.2})$$

$\beta^2 + \xi_{ad} = 2.5$  à  $4$ , valeurs déterminées par expérience pour les moteurs d'automobiles lorsque la soupape est entièrement ouverte sur le régime nominal,

$v_{ad} = 50$  à  $150$  m/s, dépend de la vitesse de rotation.

D'après la loi de continuité, la quantité de charge passant à travers la section de la soupape d'admission est égale à la quantité arrivant dans le cylindre, d'où :

$$v_{ad} S_{ad} = v_p S_p$$

$$v_{ad} = v_p \frac{S_p}{S_{ad}}$$

Où :

$S_{ad}$  et  $S_p$  sont respectivement les sections de soupape d'admission et du piston,

$v_p$  est la vitesse de déplacement du piston,

En remplaçant dans (III.2) on obtiendra :

$$P_a = P_0 - \frac{1}{2} \rho_0 \left( v_p \frac{S_p}{S_{ad}} \right)^2 (\beta^2 + \xi_{ad}) . \quad (III.3)$$

### III.2.2 Température d'admission

En appliquant la loi de conservation d'énergie thermique (de chaleur) lors de la phase d'admission, on pourrait écrire :

$$Q_{\text{charge fraîche}} + Q_{\text{gaz résiduels}} = Q_{(\text{charge fraîche} + \text{gaz résiduels})} , \quad (III.4)$$

En admettant que la charge fraîche et les gaz résiduels sont mélangés à pression constante, les termes de l'équation d'équilibre pourraient être exprimés comme suit :

$$Q_{\text{charge fraîche}} = C_p^f N_f (T_0 + \Delta T)$$

$$Q_{\text{gaz résiduels}} = C_p^r N_r T_r$$

$$Q_{(\text{charge fraîche} + \text{gaz résiduels})} = C_p^{f+r} N_{f+r} T_a = C_p^{f+r} (N_f + N_r) T_a$$

Où :

$C_p^f, C_p^r, C_p^{f+r}$  sont respectivement, les chaleurs spécifiques de la charge fraîche, des gaz résiduels et du mélange gazeux entre les deux. Elles s'expriment en J/kmole.K,

$N_f, N_r, N_{f+r}$  sont respectivement, les nombres de kmoles de la charge fraîche au PMB, des gaz résiduels et du mélange gazeux entre les deux,

$\Delta T$  est la différence de température responsable du réchauffage de la charge fraîche par les parois. Elle s'exprime en Kelvin (K),

$T_0, T_r, T_a$  sont respectivement, les températures de l'air ambiant, des gaz résiduels et la température à la fin d'admission au PMB. Elles s'expriment en Kelvin (K).

La température des gaz résiduels  $T_r$  dépend de la charge et du nombre de tours. Elle croit avec l'augmentation de ces derniers.

Soient :  $C_p^{f+r} = C_p^f, C_p^r = \phi C_p^f$ , ou  $\phi$  est le coefficient de proportionnalité.

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'équation de la conservation de l'énergie thermique (III.4), on trouve :

$$C_p^f N_f (T_0 + \Delta T) + \phi C_p^f N_r T_r = C_p^f (N_f + N_r) T_a$$

$$(T_0 + \Delta T) + \phi \frac{N_r}{N_f} T_r = \left( 1 + \frac{N_r}{N_f} \right) T_a$$

Soient :

$\gamma_r = \frac{N_r}{N_a}$  : Coefficient des gaz résiduels. C'est le rapport entre le nombre de kmoles des gaz résiduels et le nombre de kmoles de la charge fraîche,

$\varphi = \frac{N_a}{N_f}$  : est la charge d'appoint qui peut être plus précisément déterminé comme suit :

$$\varphi = \frac{N_a + N_r}{N_f + N_r}$$

Ce coefficient tient compte du fait, que le nombre de kmoles de charge fraîche  $N_a$  déterminé au moment de fermeture de la soupape d'admission (RFA) est légèrement différent de celui qui remplit le cylindre lorsque le piston est au PMB,  $N_f$ .

$$\frac{N_r}{N_f} = \frac{N_r}{N_a} \frac{N_a}{N_f} = \gamma_r \varphi$$

En remplaçant le rapport  $\frac{N_r}{N_f}$  par sa valeur dans l'équation de la conservation de l'énergie thermique, on obtient :

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T) + \gamma_r \varphi \phi T_r}{1 + \gamma_r \varphi}$$

Dans les calculs de  $\gamma_r$  on accepte que  $P_r = (1.1 \text{ à } 1.25)P_0$

Sans erreur appréciable on peut adopter dans les calculs que :  $\phi = \varphi = 1$ , d'où on trouve :

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T) + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (\text{III.5})$$

$\Delta T$  varie de 0 à 20 pour les moteurs à essence et de 20 à 40 pour les moteurs Diesel,

$T_r$  varie de 900 à 1000 K pour les moteurs à essence, de 700 à 900 K pour les moteurs Diesel,

$\gamma_r$  varie de 0,06 à 0,1 pour les moteurs à essence et de 0,03 à 0,06 pour les moteurs Diesel.

Il est très claire que pour déterminer la température à la fin d'admission  $T_a$ , il est nécessaire de déterminer le coefficient des gaz résiduels  $\gamma_r$  qui dépend à son tour du taux de remplissage.

### III.2.3 Taux de remplissage

Le taux de remplissage d'un moteur est le rapport entre la quantité d'air qui pénètre réellement dans le cylindre et celle qui pourrait y pénétrer, théoriquement, compte tenu des caractéristiques du gaz dans la conduite d'admission. Autrement dit, c'est le rapport entre la quantité d'air occupant le volume total du cylindre ( $C_y + V_m$ ) au début de la compression réelle (RFA) et la quantité qui pourrait remplir le volume de cylindrée  $C_y$  dans les conditions à l'admission (point A) de température et de pression. Le taux de remplissage est toujours inférieur à un. Il correspond à un rendement volumétrique d'un moteur alternatif à combustion interne [15]. Il est donné par :

$$\eta_v = \frac{T_0}{(T_0 + \Delta T)} \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \left( \frac{\varphi \varepsilon P_a}{P_0} - \frac{P_r}{P_0} \right) \quad (\text{III.6})$$

On trouve aussi :

$$\gamma_r = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_r} \frac{P_r}{(\varphi \varepsilon P_a - P_r)} \quad (\text{III.7})$$

On définit aussi le coefficient de pureté :

$$K_p = \frac{1}{1 + \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v}} \quad (\text{III.8})$$

### III.3 Calcul des paramètres en fin de compression

Soit  $k_c$  l'exposant polytropique de compression, Analytiquement, il est très difficile de déterminer les paramètres en fin de compression à cause de la variabilité de ce coefficient.

Le coefficient polytropique  $k_c$  varie avec le diamètre du cylindre et la vitesse de rotation du moteur. Plus le diamètre du cylindre est élevé, plus la vitesse de rotation du moteur est importante, plus la compression tend à devenir adiabatique et  $k_c \rightarrow \gamma$

On posant  $P_C$  et  $T_C$  les paramètres en fin de compression, les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$P_C V_C^{k_c} = P_a V_a^{k_c} \quad \text{Et} \quad T_C V_C^{k_c - 1} = T_a V_a^{k_c - 1}$$

$$\text{Alors : } P_C = P_a \left(\frac{V_a}{V_C}\right)^{k_c} \quad \text{Et} \quad T_C = T_a \left(\frac{V_a}{V_C}\right)^{k_c - 1}$$

$$\text{Avec : } \varepsilon = \frac{V_a}{V_C} = \frac{C_y + V_m}{V_m} \quad \text{Taux de compression volumétrique}$$

$C_y$  et  $V_m$  étant la cylindrée et le volume mort.

Le coefficient polytropique de compression  $k_c$  varie de 1,3 à 1,37 pour un moteur à essence et de 1,32 à 1,4 pour un moteur Diesel.

### III.4 Calcul des paramètres en fin de combustion

#### III.4.1 Température et pression

La combustion dans les moteurs Diesels dépend des propriétés du combustible, de la qualité de pulvérisation (atomisation), de la durée d'injection, de l'avance à l'injection, du taux de compression, charge, nombre de tours, forme de la chambre et autres paramètres.

$$\text{Soient : } \lambda = \frac{P_D}{P_C} \quad \text{Taux d'élévation de pression}$$

$$\text{Et : } \rho = \frac{V_E}{V_D} \quad \text{Taux de détente préliminaire}$$

Le taux d'élévation de pression  $\lambda$  varie de 3,8 à 4,2 pour un moteur à essence et de 1,7 à 2,1 pour un moteur Diesel.

D'après le cycle, la transformation C=>D est isochore, donc :

$$\frac{P_C}{T_C} = \frac{P_D}{T_D} \Rightarrow T_D = T_C \frac{P_D}{P_C} = T_C \cdot \lambda$$

$$P_D = P_C \frac{T_D}{T_C} = P_C \cdot \lambda$$

D'après le cycle, la transformation D=>E est isobare, donc :

$$\frac{T_D}{V_D} = \frac{T_E}{V_E} \Rightarrow T_E = T_D \frac{V_E}{V_D} = T_D \cdot \rho$$

$$P_E = P_D$$

### III.4.2 Pouvoir comburivore

On appelle pouvoir comburivore théorique d'un combustible, la quantité d'air strictement nécessaire pour assurer la combustion complète d'un kg de celui-ci (combustion stœchiométrique). Il est noté par  $P_{CO_{th}}^0$  et est exprimé en kg d'air/kg de combustible [15].

$$\text{D'après la littérature : } P_{CO_{th}}^{01} = \frac{P_{CO_{th}}^0}{M_{air}}$$

Où  $M_{air}$  est la masse molaire de l'air telle que :  $M_{air}=28,9$  kg/kmole

Et  $P_{CO_{th}}^{01}$  est exprimé en kmoles d'air/kg de gazole.

$P_{CO_{th}}^0$  varie de 14,9 à 15 kg d'air/kg d'essence pour les moteurs à essence et de 14,4 à 14,5 kg d'air/kg de gazole pour les moteurs Diesels.

### III.4.3 Coefficient d'excès d'air

La quantité d'air introduite dans le cylindre (quantité disponible) peut être supérieure, égale ou inférieure à celle théoriquement nécessaire pour la combustion complète du combustible. Cette variabilité de la quantité d'air disponible est caractérisée par l'excès d'air ou la richesse.

L'excès d'air est caractérisé par un coefficient  $\alpha$  qui est le rapport entre la quantité d'air disponible et la quantité théoriquement nécessaire pour la combustion. Autrement dit, c'est l'inverse de la richesse  $r$  qui est le rapport entre les quantités de carburant et d'air de la combustion réelle et de la combustion stœchiométrique [15].

Pour un kg de carburant (gazole), le coefficient d'excès d'air peut s'écrire de la façon suivante :

$$\alpha = \frac{P_{CO_r}^0}{P_{CO_{th}}^0} = \frac{P_{CO_r}^{01}}{P_{CO_{th}}^{01}}, \quad \text{(III.9)}$$

Ou  $P_{CO_r}^0$  et  $P_{CO_r}^{01}$  sont les pouvoirs comburivores réels, respectivement, en kg d'air/kg de gazole et en kmoles d'air/kg de gazole.

- Si  $\alpha > 1$  ( $r < 1$ ), le mélange est dit pauvre en combustible,
- Si  $\alpha < 1$  ( $r > 1$ ), le mélange est dit riche en combustible,
- Si  $\alpha = 1$  ( $r = 1$ ), le mélange est dit normal.

Pour les moteurs Diesels, l'excès d'air du mélange combustible doit être toujours supérieur à la limite d'apparition des fumées déterminée par  $\alpha \cong 1,8$  soit  $r=0,55$ .

Pour notre cas, on prend :  $\alpha=2$  et  $P_{CO_{th}}^0 = 14,45$  kg d'air/kg de gazole.

### III.4.4 Charge fraîche

Soit  $N_a$  le nombre de kmoles de la charge fraîche introduite dans le cylindre du moteur et  $N_{gc}$  le nombre de kmoles des gaz de combustion.

Dans les moteurs à allumage commandé, la charge fraîche est constituée de l'air et du carburant tandis que dans les moteurs Diesels, elle est constituée seulement de l'air alors que le carburant (gazole) est injecté dans le cylindre à la fin de la phase de compression [15].

Pour un kg de carburant dans un moteur diesel, on trouve :

$$N_a = \alpha P_{CO_{th}}^{01}$$

Les proportions de l'air et du combustible respectivement sont :

$$r_{air} = \frac{\alpha P_{CO_{th}}^{01}}{\alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{1}{M_{comb}}}, \quad (III.10)$$

$$r_{comb} = \frac{\frac{1}{M_{comb}}}{\alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{1}{M_{comb}}}, \quad (III.11)$$

On trouve l'équation reliant les énergies internes aux températures pour le mélange d'admission :

$$u_c - u_0 = a_{ma}(T_c - T_0) + \frac{b_{ma}}{2}(T_c^2 - T_0^2) + \frac{c_{ma}}{3}(T_c^3 - T_0^3) + \frac{d_{ma}}{4}(T_c^4 - T_0^4) + \frac{e_{ma}}{5}(T_c^5 - T_0^5) \quad (III.12)$$

$$a_{ma} = r_{air}a_{air} + r_{comb}a_{comb}$$

$$b_{ma} = r_{air}b_{air} + r_{comb}b_{comb}$$

Où :  $c_{ma} = r_{air}c_{air} + r_{comb}c_{comb}$

$$d_{ma} = r_{air}d_{air} + r_{comb}d_{comb}$$

$$e_{ma} = r_{air}e_{air} + r_{comb}e_{comb}$$

Les coefficients a, b, c, d, e sont tirés à partir du tableau ci-après :

Substance	a	b.10 <sup>-3</sup>	c.10 <sup>-6</sup>	d.10 <sup>-9</sup>	e.10 <sup>-12</sup>
Air	4,9150	-0,373	2,272	-0,912	0
Diesel	17,07	273,6	-95,7	0	0
CO <sub>2</sub>	3,114	15,012	-9,848	2,952	0,3294
H <sub>2</sub> O	5,8092	-0,218	4,388	-3,495	2,077
N <sub>2</sub>	3,7905	3,249	-1,204	0,162	0
O <sub>2</sub>	4,1810	3,358	-1,450	0,242	0
CO	3,4253	4,034	-1,748	0,279	0
GNC	3,535	8,033	0	0	0

Tableau III.1 Coefficients des énergies internes

De même, l'équation relative aux gaz de combustion :

$$u_E - u_0 = a_{gc}(T_E - T_0) + \frac{b_{gc}}{2}(T_E^2 - T_0^2) + \frac{c_{gc}}{3}(T_E^3 - T_0^3) + \frac{d_{gc}}{4}(T_E^4 - T_0^4) + \frac{e_{gc}}{5}(T_E^5 - T_0^5) \quad (\text{III.13})$$

La composition des produits de combustion pour  $\alpha > 1$  est donnée par les équations suivantes :

Pour CO<sub>2</sub> on a :  $N_{CO_2} = \frac{C}{12} (\text{K mole} / \text{Kg decomb})$

Pour H<sub>2</sub>O on a :  $N_{H_2O} = \frac{H}{2} (\text{K mole} / \text{Kg decomb})$

Pour N<sub>2</sub> on a :  $N_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times P_{CO_h}^{01} (\text{K mole} / \text{Kg decomb})$

Pour O<sub>2</sub> on a :  $N_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times P_{CO_h}^{01} (\text{K mole} / \text{Kg decomb})$

Notons que la composition d'un 1Kg de gazole est donnée par :

$C = 0.864 \text{Kg} / \text{Kg decomb}$

$H = 0.134 \text{Kg} / \text{Kg decomb}$

$O = 0.004 \text{Kg} / \text{Kg decomb}$

Alors, on a les proportions suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_{gc}} \\ r_{H_2O} = \frac{N_{H_2O}}{N_{gc}} \\ r_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_{gc}} \\ r_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_{gc}} \end{array} \right. \quad (\text{III.14})$$

Et à l'aide du tableau III.1 on calcule les coefficients :

$$\begin{cases} a_{gc} = r_{CO_2} a_{CO_2} + r_{H_2O} a_{H_2O} + r_{N_2} a_{N_2} + r_{O_2} a_{O_2} \\ b_{gc} = r_{CO_2} b_{CO_2} + r_{H_2O} b_{H_2O} + r_{N_2} b_{N_2} + r_{O_2} b_{O_2} \\ c_{gc} = r_{CO_2} c_{CO_2} + r_{H_2O} c_{H_2O} + r_{N_2} c_{N_2} + r_{O_2} c_{O_2} \\ d_{gc} = r_{CO_2} d_{CO_2} + r_{H_2O} d_{H_2O} + r_{N_2} d_{N_2} + r_{O_2} d_{O_2} \\ e_{gc} = r_{CO_2} e_{CO_2} + r_{H_2O} e_{H_2O} + r_{N_2} e_{N_2} + r_{O_2} e_{O_2} \end{cases} \quad (III.15)$$

Avec  $N_{gc}$  est le nombre de moles des produits de combustion, et  $\mu_c$  le coefficient chimique de variation molaire

$$N_{gc} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{N_2} + N_{O_2}$$

$$\mu_c = \frac{N_{gc}}{N_a}$$

Ainsi que :

$$\mu_t = \frac{\mu_c + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \text{Le coefficient total de variation molaire}$$

On sait que :

$$\frac{0,6375P_{CI}}{N_a(1 + \mu_{gr})} + (u_c - u_0)_{ma} = \mu_t (u_E - u_0)_{gc} \quad \text{Avec : } P_{CI} = 10038,24 \text{ kcal/kg}$$

Par suite, on aura :

$$(u_E - u_0)_{gc} = \frac{1}{\mu_t} \left[ \frac{0,6375P_{CI}}{N_a(1 + \mu_{gr})} + (u_c - u_0)_{ma} \right] \quad (III.16)$$

En remplaçant dans l'équation relative aux gaz de combustion (III.13), on aboutit à une équation de degré 5 qui sera résolu par MATLAB.

$$\begin{aligned} 3,911(T_E - 293) + 1,92 \cdot 10^{-3}(T_E^2 - 293^2) - 0,4868 \cdot 10^{-6}(T_E^3 - 293^3) + 0,3117 \cdot 10^{-10}(T_E^4 - 293^4) + 0,3154 \cdot 10^{-13}(T_E^5 - 293^5) - 10028,59 = 0 \end{aligned} \quad (III.17)$$

On trouve deux solutions négatives, deux solutions complexes et une solution positive qu'est la température  $T_E$

En réalité la combustion isobare est suivi d'une combustion isotherme  $E \Rightarrow t$  qui est caractérisé par :

$$T_t = T_E$$

$$\delta_t = \frac{P_E}{P_t} \quad \text{rapport de pression entre E et t qui est donné par :}$$

$$\delta_t = \text{Exp} \left( \xi_1 \xi_2 \frac{P_{CI}}{1,987 N_{gc} T_E} \right) \quad (III.18)$$

$\xi_1$  : Coefficient d'utilisation de  $PC_i$ . Il est de 0,8 à 0,96. Soit :  $\xi_1 = 0.9$

$\xi_2$  : Coefficient de perte de chaleur par le refroidissement de l'enceinte de combustion. Il est de 0,1 à 0,45. Soit :  $\xi_2 = 0.25$

Résultats obtenus concernant la phase de combustion :

Pouvoir comburivore théorique $P_{CO_{th}}^{01}$	0,5 kmoles d'air/kg de carburant
Pouvoir comburivore réel $P_{CO_r}^0$	28,9 kg d'air/kg de gazole
Pouvoir comburivore réel $P_{CO_r}^{01}$	1 kmoles d'air/kg de carburant
Quantité introduite de la charge fraîche, $N_a$	1 kmoles d'air/kg de carburant
Proportion de l'air $r_{air}$	0,9955
Proportion du combustible $r_{comb}$	0,0044
Coefficient $a_{ma}$	4,968
Coefficient $b_{ma}$	$0,832 \cdot 10^{-3}$
Coefficient $c_{ma}$	$1,8407 \cdot 10^{-6}$
Coefficient $d_{ma}$	$-9,079 \cdot 10^{-10}$
Coefficient $e_{ma}$	0
$(u_c - u_0)_{ma}$	4079,481
Quantité de produit de combustion $N_{O_2}$	0,105 Kmole/Kg de comb
Quantité de produit de combustion $N_{CO_2}$	0,072 Kmole/Kg de comb
Quantité de produit de combustion $N_{H_2O}$	0,067 Kmole/Kg de comb
Quantité de produit de combustion $N_{N_2}$	0,79 Kmole/Kg de comb
Quantité obtenue des gaz de combustion, $N_{gc}$	1,034 Kmole d'air/kg de carburant
coefficient chimique de variation molaire $\mu_c$	1,034
Coefficient total de variation molaire $\mu_t$	1,033
Proportion du dioxyde de carbone $r_{CO_2}$	0,069
Proportion de la vapeur d'eau $r_{H_2O}$	0,065
Proportion de l'Azote $r_{N_2}$	0,764
Proportion de l'oxygene $r_{O_2}$	0,101
Coefficient $a_{gc}$	3,911
Coefficient $b_{gc}$	$3,84 \cdot 10^{-3}$
Coefficient $c_{gc}$	$-1,4606 \cdot 10^{-6}$
Coefficient $d_{gc}$	$1,247 \cdot 10^{-10}$
Coefficient $e_{gc}$	$1,577 \cdot 10^{-13}$
$(u_E - u_0)_{gc}$	10028,59
Rapport de pression $\delta_t$	1,77

### III.5 Calcul des paramètres en fin de détente

Soit  $k_d$  l'exposant polytropique de détente, et  $\delta$  le taux de détente exprimé par :

$$\frac{1}{\delta} = \frac{V_t}{V_F} = \frac{V_t V_E V_D V_C}{V_E V_D V_C V_F} = \delta_t \cdot \rho \cdot 1 \cdot \frac{V_m}{C_y + V_m} = \frac{\delta_t \cdot \rho}{\varepsilon} \quad (\text{III.19})$$

En posant  $P_F$  et  $T_F$  les paramètres en fin de détente, les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$P_F V_F^{k_d} = P_t V_t^{k_d} \quad \text{Et} \quad T_F V_F^{k_d-1} = T_t V_t^{k_d-1}$$

$$\text{Alors : } P_F = P_t \left(\frac{V_t}{V_F}\right)^{k_d} = P_t \left(\frac{1}{\delta}\right)^{k_d}$$

$$\text{Et} \quad T_F = T_t \left(\frac{V_t}{V_F}\right)^{k_d-1} = T_t \left(\frac{1}{\delta}\right)^{k_d-1}$$

Le coefficient polytropique de détente  $k_d$  varie de 1,23 à 1,3 pour un moteur à essence et de 1,18 à 1,28 pour un moteur Diesel.

### III.6 Calcul des paramètres en fin d'échappement

Lorsque la soupape d'échappement s'ouvre, les gaz d'échappement qui sont à une pression de quelques bars, se détendent dans la conduite d'échappement. Cette détente peut être supposée, en première approximation, adiabatique, la détente étant suffisamment rapide pour que les transferts de chaleur entre les gaz et les parois soient négligeables, l'énergie cinétique du gaz étant négligée.

En supposant que la température des gaz brûlés  $T_G$  détendus dans le cylindre est égale à celle des gaz d'échappement dans la conduite et que la température des gaz d'échappement au moment où la soupape s'ouvre est égale à celle à la fin de la détente  $T_F$ , les lois de Mariotte et de Laplace permettent d'écrire :

$$T_G = T_F \left(\frac{P_G}{P_F}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Au cours de la phase d'échappement, le piston remonte du point mort bas PMB vers le point mort haut PMH en poussant les gaz devant lui à pression et à température constantes.

La température des gaz brûlés  $T_G$  dépend de la charge et du nombre de tours. Elle croît avec l'augmentation de ces derniers [15].

## III.7 Calcul des paramètres caractérisant le cycle

### III.7.1 Paramètres indiqués

Soit le diagramme du cycle théorique de la figure (III.1) avec apport de chaleur mixte d'un moteur Diesel à quatre temps non suralimenté à pression constante.

Avant de calculer le travail utile total, il serait très important d'analyser l'importance des phénomènes de transvasement liés au mouvement du piston.

Les transvasements (admission et échappement) concernent la partie basse pression du cycle pendant laquelle le piston aspire l'air d'admission ou refoule les gaz brûlés [16].

Parmi ces phénomènes on trouve le balayage qui s'explique comme suit :

Avant de pouvoir remplir le cylindre d'air frais, les gaz brûlés du cycle précédent doivent être évacués. A cet effet les soupapes d'échappement s'ouvrent avant la fin de la phase motrice de façon à ce qu'au début de la phase d'échappement les soupapes d'échappement soient déjà suffisamment ouvertes et une grande partie des gaz ait déjà été évacuée.

Une ouverture prématurée a comme conséquence une perte de puissance due à une perte de travail d'expansion, une ouverture tardive a comme conséquence une pression trop élevée dans le cylindre au début de la phase d'échappement, avec comme conséquence un excès de travail négatif pendant la phase d'échappement.

Les soupapes d'admission sont ouvertes avant la fin de la phase d'échappement pour qu'il n'y ait pas trop d'obstruction à l'entrée de l'air frais au début de la phase d'admission. Les soupapes d'échappement doivent rester ouvertes jusqu'à la fin de la phase d'échappement et ne ferment qu'au début de la phase d'admission.

#### III.7.1.1 Le travail utile

Le travail utile du cycle théorique est par définition la somme algébrique des travaux représentés par l'air BCDEFB

Soit  $\psi$  le coefficient d'arrondissement du diagramme. Il tient compte du fait que le passage d'un temps à autre dans le cycle réel n'est pas strict comme dans le cycle théorique.

Le coefficient  $\psi$  dépend en principe de la combustion et de l'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement. Les expériences montrent que  $\psi$  peut être choisi dans l'intervalle 0,95 à 0,97 où les moindres valeurs concernent les moteurs Diesels tandis que la limite supérieure appartient aux moteurs à allumage commandé.

Le travail indiqué d'un cycle réel est égal au travail théorique du cycle thermodynamique (en tenant compte que les temps de compression et de détente sont polytropiques) multiplié par le coefficient  $\psi$  [16].

Alors le travail indiqué  $W_i$  du cycle réel est la somme des travaux pendant toutes les phases du cycle, d'où :

$$W_i = \psi (W_{\text{Boucle supérieure}} + W_{\text{Boucle inférieure}}) = \psi W_{th}$$

$$W_i = \psi (W_{AB} + W_{BC} + W_{CD} + W_{DE} + W_{EF} + W_{FB} + W_{BA}) \quad (\text{III.20})$$

Par définition, le travail échangé entre les gaz du cylindre et le piston est défini par :

$$W = - \int PdV$$

### III.7.1.2 Calcul de la pression moyenne indiquée

La pression moyenne indiquée est la pression moyenne qui règne dans la chambre de combustion d'un moteur. C'est le ratio du travail fourni par le fluide moteur (mélange carburant-comburant) par la cylindrée du moteur.

$$P_{mi} = \frac{W_i}{C_y} = P'_{mi} * \psi$$

Où :  $P'_{mi}$  est la pression moyenne indiquée calculée analytiquement.

$$P'_{mi} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left\{ P_E \ln \delta_t - \frac{P_C}{k_c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) + \frac{P_t \times \delta_t}{k_d - 1} \times \left( 1 - \frac{T_F}{T_t} \right) \right\} \quad (\text{III.21})$$

Par la suite, le travail indiquée sera :  $W_i = P_{mi} * \frac{C_y}{4}$

### III.7.1.3 Calcul de la puissance indiquée $P_i$

La puissance indiquée est le travail effectuée pendant une seconde. En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin et le nombre des cylindres du moteur, la puissance indiquée (en W) pourrait être calculée comme suit :

$$P_i = W_i N_{cy} n_{cy}$$

$W_i$  : Travail indiquée,

$n_{cy}$  : nombre des cylindres,

$N$ , est la vitesse de rotation du vilebrequin, en tours par minute (tr/mn),

$N_{cy} = \frac{N}{120}$  est le nombre des cycles par seconde pour un moteur à quatre temps (pour un moteur à deux temps,  $N_{cy} = \frac{N}{60}$ ).

Alors, la puissance indiquée devient :  $P_i = \frac{N C_y P_{mi}}{120}$  (III.22)

### III.7.1.4 Calcul du couple moteur indiqué $C_i$ (N.m)

Le couple moteur indiqué pourrait être calculé comme suit :

$P_i = \omega C_i$  avec  $\omega$  la vitesse de rotation (rds/s)

$$\omega = \frac{2\pi}{60} N = \frac{\pi N}{30}, \text{ d'où : } C_i = \frac{30 P_i}{\pi N}$$

### III.7.1.5 Calcul du rendement et de la consommation spécifique indiqués

#### Rendement indiqué $\eta_i$

C'est le rapport entre le travail réel disponible, après le cycle diesel, et l'énergie théoriquement disponible dans la masse de carburant. C'est ainsi le rapport de la chaleur transformée en travail indiqué  $W_i$  sur la quantité totale de chaleur  $Q_{cb}$  reçue par suite de la combustion, d'où :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{comb}} = \frac{W_i}{Q_{comb(isochore)} + Q_{comb(isobare)}} = 1.987 \frac{P_{mi} * N_a * T_0}{P_0 * \eta_v * P_{CI}} \quad (III.23)$$

#### Consommation spécifique indiquée $g_i$

Par définition, la consommation spécifique indiquée (g/kWh) est la quantité du carburant nécessaire à dépenser pour obtenir une puissance indiquée d'un kW pendant une heure.

En représentant la consommation horaire (consommation du carburant par heure) par  $C_h$  (en g/h), on obtient la consommation spécifique indiquée sous la forme suivante :

$$g_i = \frac{C_h * 10^3}{P_i} \quad \text{avec } P_i \text{ en kW}$$

Soit  $Q_h$  (en kWh) la quantité de chaleur apportée pendant une heure de combustion, où elle s'écrit comme suit :

$$Q_h = C_h P_{CI}$$

Avec :

$C_h$ , Consommation horaire en Kg/h

$P_{CI}$ , Pouvoir calorifique inférieure en kJ/Kg

Donc  $Q_h$  devient :  $Q_h = g_i P_i P_{CI} 10^{-3}$

Le travail indiqué effectué pendant une heure (en kWh), pourrait être défini comme suit :

$$W_{ih} = 3600 P_i$$

En remplaçant  $W_{ih}$  et  $Q_h$  par leurs valeurs dans la formule de  $\eta_i$ , nous trouvons :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{CD} + Q_{DE}} = \frac{W_{ih}}{Q_h}$$

Alors :

- dans le cas où  $P_{CI}$  est exprimé en kJ/kg, le rendement indiqué est égal à :

$$\eta_i = \frac{3600 * 10^3}{g_i P_{CI}}, \text{ d'où : } g_i = \frac{3600 * 10^3}{\eta_i P_{CI}}$$

- dans le cas où  $P_{CI}$  est exprimé en MJ/kg, le rendement indiqué est égal à :

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i P_{CI}}, \text{ d'où : } g_i = \frac{3600}{\eta_i P_{CI}}$$

### III.7.2 Paramètres effectifs

#### Rendement mécanique

Par définition, le rendement mécanique est le rapport entre le travail effectif et le travail indiqué.

Les expériences montrent que le rendement mécanique dans les moteurs à combustion interne varie de 0,7 à 0,85, c'est à dire les pertes mécaniques constituent de 15 à 30% de la puissance indiquée développée par le moteur [16].

D'où :

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{g_i}{g_e} \quad (\text{III.24})$$

### III.7.3 Calcul du rendement thermodynamique du cycle

En appliquant la définition du rendement du cycle (même définition que le rendement indiqué), on obtient :

$$\eta_{ther} = \frac{W_{ther}}{Q_{ther}}$$

D'après le premier principe de thermodynamique, le travail total du cycle pourrait être calculé comme suit :

$$W_{ther} = Q_{CD} + Q_{DE} + Q_{FB}$$

$$W_{ther} = mc_v(T_D - T_C) + mc_p(T_E - T_D) + mc_v(T_B - T_F)$$

La quantité de chaleur apportée au cycle est définie par :

$$Q_{ther} = Q_{CD} + Q_{DE} = mc_v(T_D - T_C) + mc_p(T_E - T_D)$$

En remplaçant  $W_{ther}$  et  $Q_{ther}$  dans l'équation du rendement thermodynamique, on obtient :

$$\eta_{ther} = \frac{W_{ther}}{Q_{ther}} = \frac{mc_v(T_D - T_C) + mc_p(T_E - T_D) + mc_v(T_B - T_F)}{mc_v(T_D - T_C) + mc_p(T_E - T_D)}$$

$$\eta_{ther} = 1 + \frac{c_v(T_B - T_F)}{c_v(T_D - T_C) + c_p(T_E - T_D)}$$

En remplaçant les températures par leurs valeurs et sachant que :  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$  et  $c_v = \frac{R}{\gamma-1}$ , l'équation du rendement thermodynamique devient comme suit :

$$\eta_{ther} = 1 + \frac{(T_B - \lambda \rho^\gamma T_B)}{(\lambda \varepsilon^{\gamma-1} T_B - T_B \varepsilon^{\gamma-1}) + \gamma(\rho \lambda \varepsilon^{\gamma-1} T_B - \lambda \varepsilon^{\gamma-1} T_B)}$$

$$\eta_{ther} = 1 - \frac{\lambda \rho^{\gamma-1}}{\varepsilon^{\gamma-1}[(\lambda-1) + \gamma \lambda(\rho-1)]} \quad (\text{III.25})$$

### III.8 Résultats

Nous présentons les applications numériques sous forme de deux tableaux : Le premier pour les données et le deuxième pour les résultats obtenus.

Données du problème	
Température ambiante $T_0$	293 K
Pression ambiante $P_0$	1,013 bar
Cylindrée $C_y$	3,7699 L
Rapport entre la course et l'alésage C/D	1,2
Section du piston $S_p$	7542,96 mm <sup>2</sup>
Section de la soupape d'admission $S_{ad}$	1590,43 mm <sup>2</sup>
Vitesse du piston $v_p$	6 m/s
Vitesse d'écoulement d'air à travers la soupape d'admission, $v_{ad}$	28,456 m/s
Coefficient des pertes de charge à l'admission, $\beta^2 + \xi_{ad}$	4
Masse volumique de l'air ambiant $\rho_0$	1,20 kg/m <sup>3</sup>
Constante des gaz parfaits R	8,314 J/mol.K
Température des gaz résiduels $T_r$	850 K
Température de réchauffage par les parois $\Delta T$	30 °C
Masse molaire de l'air $M_{air}$	28,9 kg/kmole
Masse molaire du gazole $M_{comb}$	226 kg/kmole
Taux de compression volumétrique $\varepsilon$	19
Taux d'élévation de pression $\lambda$	1,9
Coefficient adiabatique $\gamma$	1,4
Coefficient polytropique de compression $k_c$	1,36
Pouvoir calorifique inférieur du gazole $P_{CI}$	42 MJ/kg
Coefficient polytropique de détente $k_d$	1,23
Coefficient d'arrondissement du diagramme $\psi$	0,95
Rendement mécanique $\eta_m$	0,85
Chaleur spécifique du gazole $C_{pgazole}$	1,79912 kJ/kg.K
Vitesse de rotation N	1500 tr/min

Résultats obtenus	
Pression à la fin d'admission $P_a$	0,994 bar
Température à la fin d'admission $T_a$	336,85 K
Taux de remplissage $\eta_v$	0,88
Pression des gaz résiduels, $P_r = 1.17 P_0$	1,1852 bar
Coefficient des gaz résiduels, $\gamma_r$	0,019
Coefficient de pureté $K_p$	0,981
Pression à la fin de compression $P_c$	54,5 bar

<b>Température à la fin de compression <math>T_C</math></b>	972,27 K
<b>Pression à la fin de combustion isochore <math>P_D</math></b>	103,55 bar
<b>Température à la fin de combustion isochore <math>T_D</math></b>	1847,31 K
<b>Pression à la fin de combustion isobare <math>P_E</math></b>	103,55 bar
<b>Température à la fin de combustion isobare <math>T_E</math></b>	1919,39 K
<b>Pression à la fin de combustion isotherme <math>P_t</math></b>	58,5 bar
<b>Température à la fin de combustion isotherme <math>T_t</math></b>	1919,39 K
<b>Taux de détente préliminaire <math>\rho</math></b>	1,039
<b>Taux de détente <math>\delta</math></b>	10,35
<b>Pression à la fin de détente <math>P_F</math></b>	3,3 bar
<b>Température à la fin de détente <math>T_F</math></b>	1121,3 K
<b>Température d'échappement <math>T_G</math></b>	800,16 K
<b>Pression moyenne indiquée <math>P_{mi}</math></b>	7,778 bar
<b>Travail indiqué <math>W_i</math></b>	733,07 J
<b>Puissance indiquée <math>P_i</math></b>	36,65 kW
<b>Couple indiqué <math>C_i</math></b>	233,34 N.m
<b>Rendement indiqué <math>\eta_i</math></b>	0.506
<b>Consommation spécifique indiquée <math>g_i</math></b>	169,38 g/kWh
<b>Pression moyenne effective <math>P_{me}</math></b>	6.61 bar
<b>Travail effectif <math>W_e</math></b>	623,11 J
<b>Puissance effective <math>P_e</math></b>	31,15 kW
<b>Couple effectif <math>C_e</math></b>	198,34 N.m
<b>Rendement effectif <math>\eta_e</math></b>	0.4301
<b>Consommation spécifique effective <math>g_e</math></b>	199,27 g/kWh
<b>Rendement thermodynamique <math>\eta_{th}</math></b>	0,6918

## Conclusion

Ce chapitre est consacré pour étudier le cycle réel du moteur diesel F4L912 destiné pour le groupe électrogène et de présenter une façon simple et faisable pour calculer tous ses paramètres. Les résultats sont proches de ceux fournis par le constructeur, surtout en ce qui concerne la puissance et la consommation spécifique.

# Chapitre IV

## Etude thermodynamique du cycle dual fuel

### Introduction

Dans ce chapitre, nous allons faire une étude thermodynamique préliminaire du moteur F4L912 converti en dual fuel, et ainsi comparer les résultats obtenus avec ceux du cycle diesel, pour cela nous devons adopter quelques hypothèses pour simplifier les calculs.

### IV.1 Considérations pour le cycle dual fuel

Le fonctionnement dual fuel est une technique prometteuse pour l'usage du gaz naturel dans les moteurs à combustion interne. Ce concept a été adopté dans un certain nombre d'applications utilisant divers combustibles gazeux en raison surtout de leurs avantages environnementaux comparés aux combustibles liquides conventionnels. Le gaz naturel s'avère un excellent candidat. Les avantages potentiels de son utilisation dans des moteurs diesel sont à la fois économiques et écologiques. Il a notamment, un indice d'octane élevé, et donc, il convient aux moteurs avec un taux de compression relativement élevé. Il se mélange uniformément à l'air, ce qui favorise sa combustion et permet une réduction substantielle de certaines émissions polluantes.

Pour notre étude, on admet les hypothèses suivantes :

- La pression à l'entrée du cylindre sera prise 1,013 bar d'un côté et 1,6 bar de l'autre car c'est la pression de sortie du mélangeur étudié dans le chapitre II,
- Puisque le gaz naturel algérien est constitué de plus de 91% de méthane et de faibles proportions d'éthane et de propane, donc on le considère comme étant du méthane pur,
- La fraction massique du méthane dans la charge fraîche a été tirée du logiciel « Solidworks Flow Simulation » dans le chapitre II ( $X_{GNC}=0,44$  donc  $X_{Air}=0,56$ ).
- Dans le but de réduire au maximum la consommation du gazole, on admet les pourcentages des deux carburants comme suit :  $N_{diesel}=15\%$  et  $N_{GNC}=85\%$ .

## IV.2 Calcul des paramètres en fin d'admission

Suivant le même raisonnement que dans le chapitre précédent, on trouve :

La pression d'admission :

$$P_a = P_0 - \frac{1}{2} \rho_{mél} (v_p \frac{S_p}{S_{ad}})^2 (\beta^2 + \xi_{ad}), \quad (IV.1)$$

Avec :  $\rho_{mél} = X_{air} \rho_0 + X_{GNC} \rho_{GNC}$

La température d'admission :

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T) + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (IV.2)$$

$\Delta T$  varie de 0 à 20 pour les moteurs à essence et de 20 à 40 pour les moteurs Diesel,

$T_r$  varie de 900 à 1000 K pour les moteurs à essence, de 700 à 900 K pour les moteurs Diesel,

$\gamma_r$  varie de 0,06 à 0,1 pour les moteurs à essence et de 0,03 à 0,06 pour les moteurs Diesel.

Le rendement volumétrique d'un moteur alternatif à combustion interne est donné par :

$$\eta_v = \frac{T_0}{(T_0 + \Delta T)} \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \left( \frac{\varphi \varepsilon P_a}{P_0} - \frac{P_r}{P_0} \right) \quad (IV.3)$$

On trouve aussi, le coefficient des gaz résiduels :

$$\gamma_r = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_r} \frac{P_r}{(\varphi \varepsilon P_a - P_r)} \quad (IV.4)$$

On définit aussi le coefficient de pureté :

$$K_p = \frac{1}{1 + \frac{P_r}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_v}} \quad (IV.5)$$

## IV.3 Calcul des paramètres en fin de compression

On considère que  $K_{c \text{ dual}}$  est le coefficient polytropique des réactants du mélange dual fuel :

$$K_{c \text{ dual}} = \frac{c_{p \text{ dual}}}{c_{p \text{ dual}} - R}$$

Où :

$$Cp_{\text{dual}} = X_{air} Cp_{air} + X_{GNC} Cp_{GNC}$$

$$\text{Donc : } T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(K_{c \text{ dual}} - 1)} \text{ et } P_c = P_a \cdot \varepsilon^{K_{c \text{ dual}}}$$

## IV.4 Calcul des paramètres en fin de combustion

### IV.4.1 Température et pression

Le procédé de combustion dans les moteurs duals fuels à tendance à être plus complexe que celui des moteurs à allumage commandé ou moteurs diesel [13].

De même que le cycle diesel :

La transformation C=>D est isochore, donc :

$$\frac{P_C}{T_C} = \frac{P_D}{T_D} \Rightarrow T_D = T_C \frac{P_D}{P_C} = T_C \cdot \lambda$$

$$P_D = P_C \frac{T_D}{T_C} = P_C \cdot \lambda$$

La transformation D=>E est isobare, donc :

$$\frac{T_D}{V_D} = \frac{T_E}{V_E} \Rightarrow T_E = T_D \frac{V_E}{V_D} = T_D \cdot \rho$$

$$P_E = P_D$$

### IV.4.2 Pouvoir comburivore

D'après la littérature :  $P_{CO_{th}}^{01} = \frac{P_{CO_{th}}^0}{M_{air}}$

Où  $M_{air}$  est la masse molaire de l'air telle que :  $M_{air}=28,9$  kg/kmole

Et  $P_{CO_{th}}^{01}$  est exprimé en kmoles d'air/kg de gazole.

Pour le cycle dual fuel :

$$P_{CO_{th}(dual\ fuel)}^0 = N_{diesel} P_{CO_{th}(diesel)}^0 + N_{GNC} P_{CO_{th}(GNC)}^0 \quad (IV.6)$$

### IV.4.3 Coefficient d'excès d'air

Le coefficient d'excès d'air peut s'écrire de la façon suivante :

$$\alpha = \frac{P_{CO_r(dual\ fuel)}^0}{P_{CO_{th}(dual\ fuel)}^0} = \frac{P_{CO_r(dual\ fuel)}^{01}}{P_{CO_{th}(dual\ fuel)}^{01}} \quad (IV.7)$$

Où  $P_{CO_r(dual\ fuel)}^0$  et  $P_{CO_r(dual\ fuel)}^{01}$  sont les pouvoirs comburivores réels, en dual fuel.

Pour une première étude, on prend :  $\alpha=1,1$  et  $P_{CO_{th}}^0 = 15$  kg d'air/kg de combustible.

#### IV.4.4 Charge fraiche

Soit  $N_a$  le nombre de kmoles de la charge fraîche introduite dans le cylindre du moteur et  $N_{gc}$  le nombre de kmoles des gaz de combustion.

Dans ce cas, la charge fraiche est constituée d'air et de GNC

Pour un kg de carburant dans un moteur diesel, on trouve :

$$N_a = \alpha P_{CO_{th}}^{01}$$

Les proportions du mélange (air-GNC) et du combustible respectivement sont :

$$r_{air} = \frac{\alpha P_{CO_{th}}^{01}}{\alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{1}{M_{GNC}} + \frac{1}{M_{comb}}} \quad (IV.8)$$

$$r_{GNC} = \frac{\frac{1}{M_{GNC}}}{\alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{1}{M_{GNC}} + \frac{1}{M_{comb}}} \quad (IV.9)$$

$$r_{comb} = \frac{\frac{1}{M_{comb}}}{\alpha P_{CO_{th}}^{01} + \frac{1}{M_{GNC}} + \frac{1}{M_{comb}}} \quad (IV.10)$$

On trouve l'équation reliant les énergies internes aux températures pour le mélange d'admission :

$$u_c - u_0 = a_{ma} (T_c - T_0) + \frac{b_{ma}}{2} (T_c^2 - T_0^2) + \frac{c_{ma}}{3} (T_c^3 - T_0^3) + \frac{d_{ma}}{4} (T_c^4 - T_0^4) + \frac{e_{ma}}{5} (T_c^5 - T_0^5) \quad (IV.11)$$

$$a_{ma} = r_{air} a_{air} + r_{GNC} a_{GNC} + r_{comb} a_{comb}$$

$$b_{ma} = r_{air} b_{air} + r_{GNC} b_{GNC} + r_{comb} b_{comb}$$

Où :  $c_{ma} = r_{air} c_{air} + r_{GNC} c_{GNC} + r_{comb} c_{comb}$

$$d_{ma} = r_{air} d_{air} + r_{GNC} d_{GNC} + r_{comb} d_{comb}$$

$$e_{ma} = r_{air} e_{air} + r_{GNC} e_{GNC} + r_{comb} e_{comb}$$

Les coefficients a, b, c, d, e sont tirés à partir du tableau III.1.

De même, l'équation relative aux gaz de combustion :

$$u_E - u_0 = a_{gc} (T_E - T_0) + \frac{b_{gc}}{2} (T_E^2 - T_0^2) + \frac{c_{gc}}{3} (T_E^3 - T_0^3) + \frac{d_{gc}}{4} (T_E^4 - T_0^4) + \frac{e_{gc}}{5} (T_E^5 - T_0^5) \quad (IV.12)$$

La composition des produits de combustion pour  $\alpha > 1$  est donnée par les équations suivantes :

$$\text{Pour CO}_2 \text{ on a : } N_{CO_2} = \frac{C}{12} (\text{K mole / Kgdecomb})$$

$$\text{Pour H}_2\text{O on a : } N_{H_2O} = \frac{H}{2} (\text{K mole / Kgdecomb})$$

$$\text{Pour N}_2 \text{ on a : } N_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times P_{CO_h}^{01} (\text{K mole / Kgdecomb})$$

$$\text{Pour O}_2 \text{ on a : } N_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times P_{CO_m}^{01} (\text{K mole / Kgdecomb})$$

Notons que la composition d'un 1Kg de gazole/GNC est donnée par :

$$C = N_{diesel} C_{diesel} + N_{GNCI} C_{GNC} = 0,15.(0,864) + 0,85.(0,6999) = 0,7245 \text{Kg / Kgdecomb}$$

$$H = N_{diesel} H_{diesel} + N_{GNCI} H_{GNC} = 0,15.(0,134) + 0,85.(0,2187) = 0,206 \text{Kg / Kgdecomb}$$

$$O = N_{diesel} O_{diesel} + N_{GNCI} O_{GNC} = 0,15.(0,004) + 0,85.(0,0814) = 0,0698 \text{Kg / Kgdecomb}$$

Alors, on a les proportions suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_{gc}} \\ r_{H_2O} = \frac{N_{H_2O}}{N_{gc}} \\ r_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_{gc}} \\ r_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_{gc}} \end{array} \right. \quad (\text{IV.13})$$

Et à l'aide du tableau précédent on calcule les coefficients :

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{gc} = r_{CO_2} a_{CO_2} + r_{H_2O} a_{H_2O} + r_{N_2} a_{N_2} + r_{O_2} a_{O_2} \\ b_{gc} = r_{CO_2} b_{CO_2} + r_{H_2O} b_{H_2O} + r_{N_2} b_{N_2} + r_{O_2} b_{O_2} \\ c_{gc} = r_{CO_2} c_{CO_2} + r_{H_2O} c_{H_2O} + r_{N_2} c_{N_2} + r_{O_2} c_{O_2} \\ d_{gc} = r_{CO_2} d_{CO_2} + r_{H_2O} d_{H_2O} + r_{N_2} d_{N_2} + r_{O_2} d_{O_2} \\ e_{gc} = r_{CO_2} e_{CO_2} + r_{H_2O} e_{H_2O} + r_{N_2} e_{N_2} + r_{O_2} e_{O_2} \end{array} \right. \quad (\text{IV.14})$$

Avec  $N_{gc}$  est le nombre de moles des produits de combustion, et  $\mu_c$  le coefficient chimique de variation molaire

$$N_{gc} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{N_2} + N_{O_2}$$

$$\mu_c = \frac{N_{gc}}{N_a}$$

Ainsi que :

$$\mu_t = \frac{\mu_c + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \text{Le coefficient total de variation molaire}$$

On sait que :

$$\frac{0,6375P_{CI}}{N_a(1+\mu_{gr})} + (u_c - u_0)_{ma} = \mu_t(u_E - u_0)_{gc} ,$$

avec :  $P_{CI(diesel)} = 10038,24$  kcal/kg et  $P_{CI(GNC)} = 11472,3$  kcal/kg

Par suite, on aura :

$$(u_E - u_0)_{gc} = \frac{1}{\mu_t} \left[ \frac{0,6375P_{CI\ dual}}{N_a(1+\gamma_r)} + (u_c - u_0)_{ma} \right], \quad (IV.15)$$

avec :  $P_{CI\ dual} = N_{diesel}P_{CI(diesel)} + N_{GNC}P_{CI(GNC)}$

En remplaçant dans l'équation relative aux gaz de combustion (IV.12), on aboutit à une équation de degré 5 qui sera résolu par MATLAB.

$$4,066(T_E - 294) + 1,905 \cdot 10^{-3}(T_E^2 - 294^2) - 0,372 \cdot 10^{-6}(T_E^3 - 294^3) - 0,4275 \cdot 10^{-10}(T_E^4 - 294^4) + 0,7478 \cdot 10^{-13}(T_E^5 - 294^5) - 14725,28 = 0 \quad (IV.16)$$

On trouve deux solutions négatives, deux solutions complexes et une solution positive qu'est la température  $T_E$

En réalité la combustion isobare est suivi d'une combustion isotherme  $E \Rightarrow t$  qui est caractérisé par :

$$T_t = T_E$$

$\delta_t = \frac{P_E}{P_t}$  Rapport de pression entre E et t qui est donné par :

$$\delta_t = \text{Exp}\left(\xi_1 \xi_2 \frac{P_{CI\ dual}}{1,987N_{gc}T_E}\right) \quad (IV.17)$$

$\xi_1$  : Coefficient d'utilisation de  $PC_i$ . Il est de 0,8 à 0,96. Soit :  $\xi_1 = 0.9$

$\xi_2$  : Coefficient de perte de chaleur par le refroidissement de l'enceinte de combustion. Il est de 0,1 à 0,45. Soit :  $\xi_2 = 0.25$

Résultats obtenus concernant la phase de combustion en dual fuel :

Pouvoir comburivore théorique $P_{CO_{th}}^{01}$	0,519 kmoles d'air/kg de carburant
Pouvoir comburivore réel $P_{CO_r}^0$	16,5 kg d'air/kg de gazole
Pouvoir comburivore réel $P_{CO_r}^{01}$	0,5709 kmoles d'air/kg de carburant
Quantité introduite de la charge fraîche, $N_a$	0,5709 kmoles d'air/kg de carburant
Proportion de l'air $r_{air}$	0,895
Proportion du GNC $r_{GNC}$	0,098
Proportion du combustible $r_{comb}$	0,0069
Coefficient $a_{ma}$	4,863
Coefficient $b_{ma}$	$2,34 \cdot 10^{-3}$
Coefficient $c_{ma}$	$1,373 \cdot 10^{-6}$
Coefficient $d_{ma}$	$-8,16 \cdot 10^{-10}$
Coefficient $e_{ma}$	0
$(u_c - u_0)_{ma}$	3754,327
Quantité de produit de combustion $N_{O_2}$	0,011 Kmole/Kg de comb
Quantité de produit de combustion $N_{CO_2}$	0,06 Kmole/Kg de comb
Quantité de produit de combustion $N_{H_2O}$	0,103 Kmole/Kg de comb
Quantité de produit de combustion $N_{N_2}$	0,451 Kmole/Kg de comb
Quantité obtenue des gaz de combustion, $N_{gc}$	0,6249 Kmole d'air/kg de carburant
coefficient chimique de variation molaire $\mu_c$	1,09
Coefficient total de variation molaire $\mu_t$	1,088
Proportion du dioxyde de carbone $r_{CO_2}$	0,096
Proportion de la vapeur d'eau $r_{H_2O}$	0,1648
Proportion de l'Azote $r_{N_2}$	0,722
Proportion de l'oxygene $r_{O_2}$	0,0176
Coefficient $a_{gc}$	4,066
Coefficient $b_{gc}$	$3,81 \cdot 10^{-3}$
Coefficient $c_{gc}$	$-1,117 \cdot 10^{-6}$
Coefficient $d_{gc}$	$-1,71 \cdot 10^{-10}$
Coefficient $e_{gc}$	$3,739 \cdot 10^{-13}$
$(u_E - u_0)_{gc}$	14725,28
Rapport de pression $\delta_t$	2,6

## IV.5 Calcul des paramètres en fin de détente

Soit  $k_{d \text{ dual}}$  l'exposant polytropique de détente, et  $\delta$  le taux de détente exprimé par :

$$\frac{1}{\delta} = \frac{V_t}{V_F} = \frac{\delta_t \cdot \rho}{\varepsilon}$$

On posant  $P_F$  et  $T_F$  les paramètres en fin de détente, les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$P_F V_F^{k_{d \text{ dual}}} = P_t V_t^{k_{d \text{ dual}}} \quad \text{Et} \quad T_F V_F^{k_{d \text{ dual}}-1} = T_t V_t^{k_{d \text{ dual}}-1}$$

$$\text{Alors : } P_F = P_t \left( \frac{V_t}{V_F} \right)^{k_{d \text{ dual}}} = P_t \left( \frac{1}{\delta} \right)^{k_{d \text{ dual}}}$$

$$\text{Et} \quad T_F = T_t \left( \frac{V_t}{V_F} \right)^{k_{d \text{ dual}}-1} = T_t \left( \frac{1}{\delta} \right)^{k_{d \text{ dual}}-1}$$

## IV.6 Calcul des paramètres caractérisant le cycle

### IV.6.1 Paramètres indiqués

Suivant le même raisonnement et en utilisant les mêmes formules du chapitre III, nous calculons les paramètres caractérisant le cycle :

$$\text{La pression moyenne indiquée : } P_{mi} = \frac{W_i}{C_y} = P'_{mi} * \psi$$

Où :  $P'_{mi}$  est la pression moyenne indiquée calculée analytiquement.

$$P'_{mi} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left\{ P_E \ln \delta_t - \frac{P_C}{k_c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) + \frac{P_t \times \delta_t}{k_d - 1} \times \left( 1 - \frac{T_F}{T_t} \right) \right\} \quad (\text{IV.18})$$

$$\text{Par la suite, le travail indiquée sera : } W_i = P_{mi} * \frac{C_y}{4}$$

La puissance indiquée :

$$P_i = \frac{N C_y P_{mi}}{120} \quad (\text{IV.19})$$

Le couple moteur indiqué pourrait être calculé comme suit :

$$P_i = \omega C_i \quad \text{avec } \omega \text{ la vitesse de rotation (rds/s)}$$

$$\omega = \frac{2\pi}{60} N = \frac{\pi N}{30}, \quad \text{d'où : } C_i = \frac{30 P_i}{\pi N}$$

Le rendement indiqué :

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{cb}} = \frac{W_i}{Q_{cb(isochore)} + Q_{cb(isobare)}} = \frac{W_i}{Q_{CD} + Q_{DE}} = 1.987 \frac{P_{mi} * N_a * T_0}{P_0 * \eta_v * P_{C_i}} \quad (\text{IV.20})$$

La consommation spécifique indiquée :

- dans le cas où  $P_{CI\ dual}$  est exprimé en kJ/kg, le rendement indiqué est égal à :

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{g_i P_{CI}} , \text{ d'où : } g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{\eta_i P_{CI\ dual}}$$

- dans le cas où  $P_{ci}$  est exprimé en MJ/kg, le rendement indiqué est égal à :

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i P_{CI}} , \text{ d'où : } g_i = \frac{3600}{\eta_i P_{CI\ dual}}$$

### III.6.2 Paramètres effectifs

#### *Rendement mécanique $\eta_m$*

Par définition, le rendement mécanique est le rapport entre le travail effectif et le travail indiqué.

Les expériences montrent que le rendement mécanique dans les moteurs à combustions internes varie de 0,7 à 0,85, c'est à dire les pertes mécaniques constituent de 15 à 30% de la puissance indiquée développée par le moteur.

D'où :

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{g_i}{g_e} \quad (\text{IV.21})$$

## IV.7 Résultats

Comme dans le chapitre III, nous présentons les applications numériques sous forme de deux tableaux : Le premier pour les données et le deuxième pour les résultats obtenus pour une pression d'entrée de 1,013 bar d'un côté et de 1,6 bar de l'autre.

Données du problème	
Température à la sortie du mélangeur $T_0$	294 K
Pression à la sortie du mélangeur $P_0$	1,6 bar
Cylindrée $C_y$	3,7699 L
Rapport entre la course et l'alésage $C/D$	1,2
Section du piston $S_p$	7542,96 mm <sup>2</sup>
Section de la soupape d'admission $S_{ad}$	1590,43 mm <sup>2</sup>
Vitesse du piston $v_p$	6 m/s
Vitesse d'écoulement d'air à travers la soupape d'admission, $v_{ad}$	28,456 m/s
Coefficient des pertes de charge à l'admission, $\beta^2 + \xi_{ad}$	4
Masse volumique de l'air ambiant $\rho_0$	1,20 kg/m <sup>3</sup>
Masse volumique du GNC $\rho_{GNC}$	1,053 kg/m <sup>3</sup>
Chaleur spécifique de l'air $C_{p_{air}}$	1,007 kJ/kg.K
Chaleur spécifique du GNC $C_{p_{GNC}}$	2,354 kJ/kg.K
Constante des gaz parfaits $R$	8,314 J/mol.K
Température des gaz résiduels $T_r$	850 K
Température de réchauffage par les parois $\Delta T$	30 °C
Masse molaire de l'air $M_{air}$	28,9 kg/kmole
Masse molaire du gazole $M_{comb}$	226 kg/kmole
Masse molaire du GNC $M_{GNC}$	16 kg/kmole
Taux de compression volumétrique $\varepsilon$	19
Taux d'élévation de pression $\lambda$	1,9
Coefficient adiabatique $\gamma$	1,4
Coefficient polytropique de compression $k_{c \text{ dual}}$	1,322
Pouvoir calorifique inférieur du gazole $P_{CI}$	42 MJ/kg
Pouvoir calorifique inférieur du GNC $P_{CI}$	48 MJ/kg
Coefficient polytropique de détente $k_{d \text{ dual}}$	1,27
coefficient d'arrondissement du diagramme $\psi$	0,95
Rendement mécanique $\eta_m$	0,85
Vitesse de rotation $N$	1500 tr/min

<b>Résultats obtenus</b>		
<b>Pression d'entrée</b>	<b>1,6 bar</b>	<b>1,013 bar</b>
<b>Pression à la fin d'admission <math>P_a</math></b>	1,58 bar	0,994 bar
<b>Température à la fin d'admission <math>T_a</math></b>	336,83 K	337,08
<b>Taux de remplissage <math>\eta_v</math></b>	0,8868	0,88
<b>Pression des gaz résiduels, <math>P_r = 1.17 P_0</math></b>	1,872 bar	1,185
<b>Coefficient des gaz résiduels, <math>\gamma_r</math></b>	0,025	0,025
<b>Coefficient de pureté <math>K_p</math></b>	0,9753	0,9751
<b>Pression à la fin de compression <math>P_c</math></b>	77,48 bar	48,74 bar
<b>Température à la fin de compression <math>T_c</math></b>	869,3 K	869,9 K
<b>Pression à la fin de combustion isochore <math>P_D</math></b>	147,21 bar	92,6 bar
<b>Température à la fin de combustion isochore <math>T_D</math></b>	1651,67 K	1652,81 K
<b>Pression à la fin de combustion isobare <math>P_E</math></b>	147,21 bar	92,6 bar
<b>Température à la fin de combustion isobare <math>T_E</math></b>	2127,61 K	2127,95 K
<b>Pression à la fin de combustion isotherme <math>P_t</math></b>	56,62 bar	35,61 bar
<b>Température à la fin de combustion isotherme <math>T_t</math></b>	2127,61 K	2127,95 K
<b>Taux de détente préliminaire <math>\rho</math></b>	1,288	1,287
<b>Taux de détente <math>\delta</math></b>	5,67	5,676
<b>Pression à la fin de détente <math>P_F</math></b>	6,25 bar	3,92 bar
<b>Température à la fin de détente <math>T_F</math></b>	1331,75 K	1331,45 K
<b>Température d'échappement <math>T_G</math></b>	902,29 K	904,52 K
<b>Pression moyenne indiquée <math>P_{mi}</math></b>	10,409 bar	6,55 bar
<b>Travail indiqué <math>W_i</math></b>	981,026 J	617,38 J
<b>Puissance indiquée <math>P_i</math></b>	49,05 kW	30,87 kW
<b>Couple indiqué <math>C_i</math></b>	312,27 N.m	196,52 N.m
<b>Rendement indiqué <math>\eta_i</math></b>	0,3836	0,3813
<b>Consommation spécifique indiquée <math>g_i</math></b>	199,25 g/kWh	200,45 g/kWh
<b>Pression moyenne effective <math>P_{me}</math></b>	8,85 bar	5,57 bar
<b>Travail effectif <math>W_e</math></b>	833,87 J	524,77 J
<b>Puissance effective <math>P_e</math></b>	41,69 kW	26,24 kW
<b>Couple effectif <math>C_e</math></b>	265,43 N.m	167,04 N.m
<b>Rendement effectif <math>\eta_e</math></b>	0,3261	0,3241
<b>Consommation spécifique effective <math>g_e</math></b>	234,41 g/kWh	235,83 g/kWh

## IV.8 Discussions

On remarque que la puissance a diminué d'environ 16% par rapport au cycle diesel (de 36,65 kW à 30,87 kW), mais si on prend la pression d'entrée 1,6 bar qui est la pression de sortie du mélangeur, on aura une augmentation de 33,8% (de 36,65 kW à 49,05 kW).

Pour détailler encore notre étude, on propose de calculer les performances du moteur dual fuel pour différentes valeurs du taux de compression  $\varepsilon$  (16 et 22).

### IV.8.1 Modification du piston

Si nécessaire, le taux de compression doit être réduit pour éviter le cliquetis dans la chambre de combustion en raison de la haute pression et des caractéristiques d'auto-inflammation du GNC. Il peut être réduit par trois méthodes différentes [17] :

- Modification de la chambre de combustion, cette méthode est généralement utilisée par fraisage de la tête de piston pour augmenter le volume mort.
- Modification de la longueur de la bielle, cependant, ce procédé est très coûteux et compliqué, ainsi qu'une mauvaise conception provoque des vibrations dans le cylindre.
- Insertion d'une plaque d'étanchéité, elle a une épaisseur « t » et elle agit comme un joint d'étanchéité entre le bloc moteur et la tête de piston. La forme de la plaque suivra la forme de la partie supérieure de la tête de piston. Cette méthode est choisie en raison de son coût de construction plus faible et plus facile à réaliser par rapport aux deux autres méthodes, en outre, la conception ne nécessite pas de calculs compliqués.

On a le volume de la plaque :  $V_{\text{plaque}} = \frac{\pi}{4} D^2 t$

$$D'où : \varepsilon = \frac{C_y + V_m + V_{\text{plaque}}}{V_m + V_{\text{plaque}}} \Rightarrow V_{\text{plaque}} = \frac{C_y + V_m(1 - \varepsilon)}{\varepsilon - 1}$$

Pour  $\varepsilon=16$  et  $C_y=3,7699$  L, on aura :  $V_{\text{plaque}} = 4,19 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \Rightarrow t = 5,34$  mm.

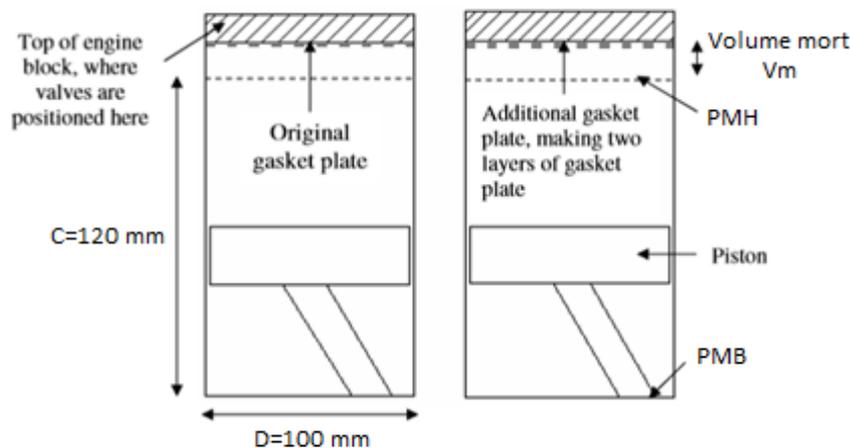


Figure IV.1. Addition d'une plaque pour réduire le taux de compression.

### IV.8.2 Variation du taux de compression

Les résultats sont représentés dans les graphes ci-dessous ;

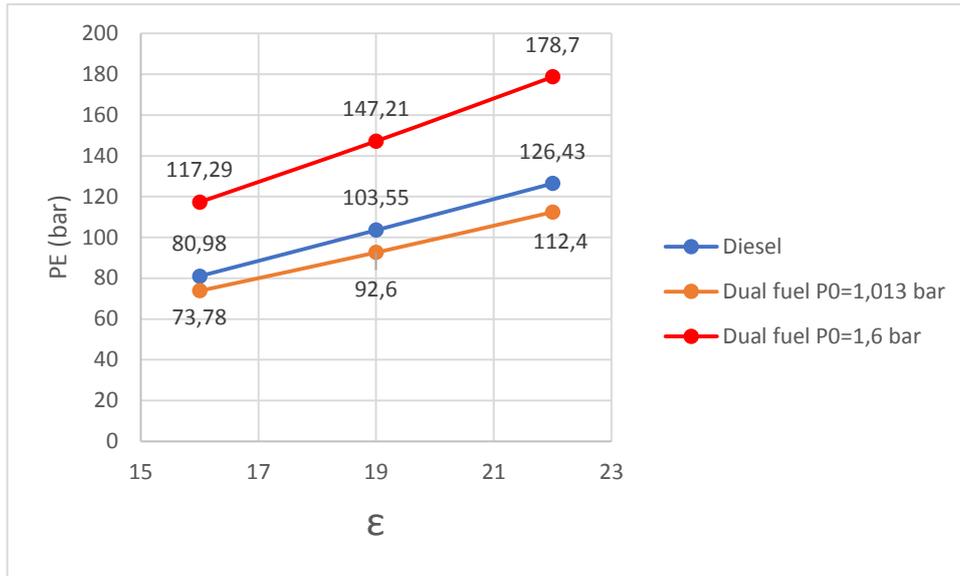


Figure IV.2. Effet de la variation du taux de compression sur la Pression en fin de combustion.

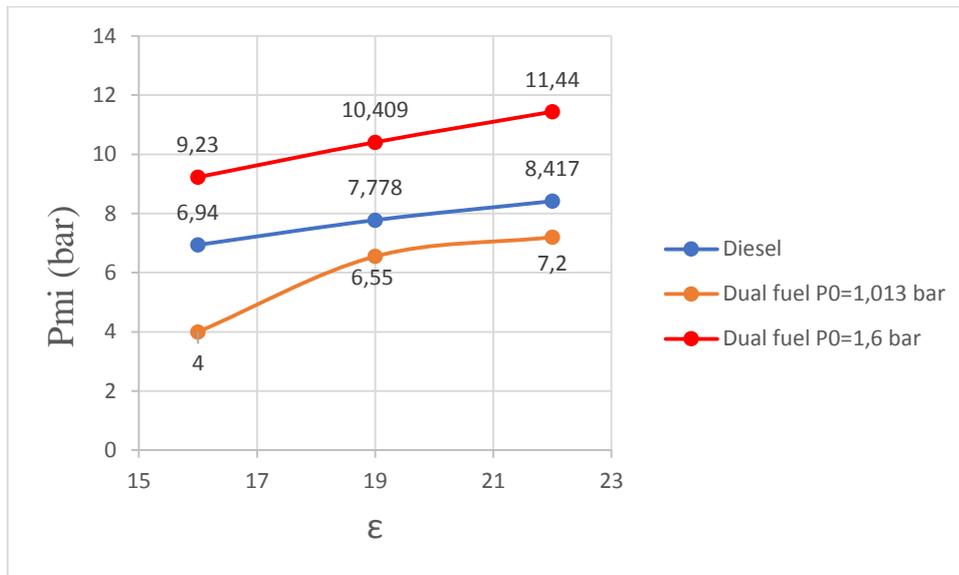


Figure IV.3. Effet de la variation du taux de compression sur la Pression moyenne indiquée.

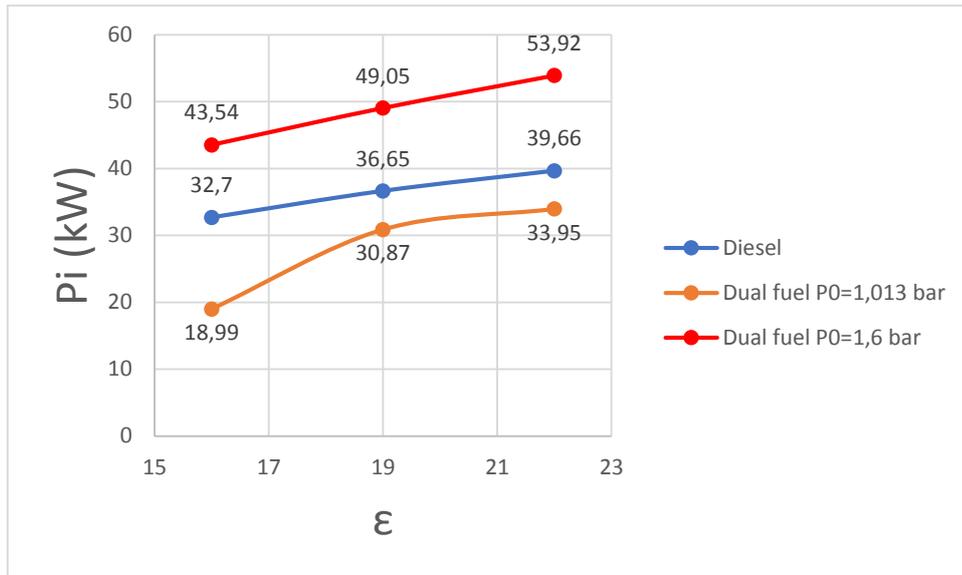


Figure IV.4. Effet de la variation du taux de compression sur la Puissance indiquée.

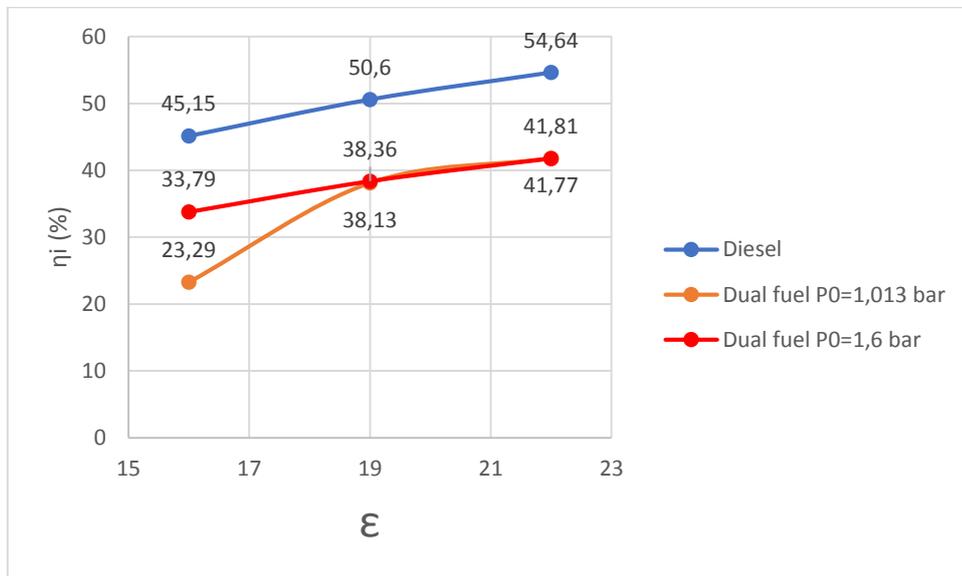


Figure IV.5. Effet de la variation du taux de compression sur le rendement indiqué.

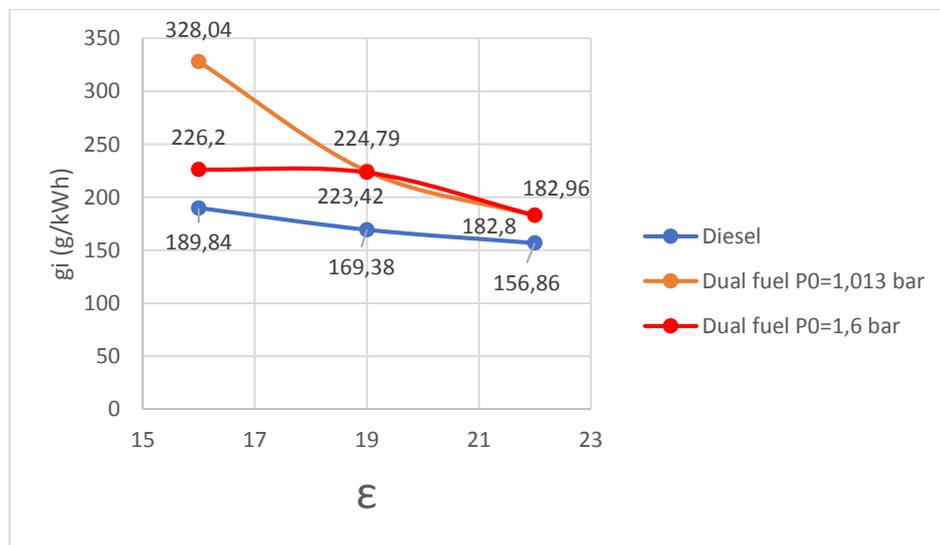


Figure IV.6. Effet de la variation du taux de compression sur la consommation spécifique.

Pour le cycle diesel, les performances du moteur augmentent avec l'augmentation du taux de compression, la pression moyenne monte de 6,94 bar pour  $\epsilon=16$  jusqu'à 8,417 bar pour  $\epsilon=22$ , la puissance monte de 32,7 kW jusqu'à 39,66 kW, tandis que le rendement augmente de 45,15% pour  $\epsilon=16$  jusqu'à 54,64% pour  $\epsilon=22$ .

En admettant une pression d'entrée de 1,013 bar pour le cycle dual fuel, les performances sont légèrement en dessous de celles du cycle diesel, la pression moyenne qui est de 4 bar pour  $\epsilon=16$  monte jusqu'à 7,2 bar pour  $\epsilon=22$ , la puissance monte de 18,99 kW jusqu'à 33,95 kW, tandis que le rendement augmente de 23,29% pour  $\epsilon=16$  jusqu'à 41,81% pour  $\epsilon=22$ .

C'est en prenant une pression d'entrée de 1,6 bar qu'on trouve de meilleurs résultats par rapport aux deux cycles précédents, la pression moyenne qui est de 9,23 bar pour  $\epsilon=16$  monte jusqu'à 11,44 bar pour  $\epsilon=22$ , la puissance monte de 43,54 kW jusqu'à 53,92 kW, cependant, le rendement diminue par rapport au diesel de 11,36 % et monte de 33,79% pour  $\epsilon=16$  jusqu'à 41,77% pour  $\epsilon=22$ .

Pour la consommation spécifique nous remarquons une augmentation dans le cas du dual fuel par rapport au diesel car 1 litre de gazole contient davantage d'énergie (car il est plus dense), ce qui explique en partie pourquoi les moteurs diesel consomment moins.

## Conclusion

Le but de ce chapitre était de faire une étude thermodynamique comparative entre les cycles diesel et dual fuel et ceci en variant le taux de compression.

Pour le dual fuel, on a considéré deux cas dans lesquels on change la pression d'entrée qu'est la pression de sortie du mélangeur étudié en chapitre II.

Les résultats sont assez logiques car d'un côté l'augmentation de  $\epsilon$  implique nécessairement l'augmentation des performances, et de l'autre côté, pour une pression d'entrée de 1,013 bar les performances du dual fuel sont nettement inférieures à celles du diesel car le pourcentage du GNC est important d'où le moteur sera considéré comme un moteur à gaz ou à essence. Pour résoudre ce problème, il suffit d'y ajouter une soufflante pour augmenter la pression d'entrée et ainsi augmenter les performances considérablement, néanmoins, le taux de compression peut être réduit si nécessaire pour éviter le phénomène de cliquetis.

# Chapitre V

## Etude dynamique de l'attelage mobile

### Introduction

L'étude dynamique de l'attelage mobile (piston-bielle-vilebrequin) du moteur en ligne F4L912 est liée à l'étude du cycle thermodynamique, on considère dans notre travail que le problème de base (Pressions-Températures) a été résolu et on n'en recherchera que l'impact au niveau mécanique. Cette étude dynamique est reliée à une étude cinématique qui détermine les positions, les vitesses et les accélérations des points particuliers de l'attelage.

### V.1 Etude cinématique

Dans toute l'étude, on suppose que la vitesse de rotation du moteur est constante

#### V.1.1 Mise en place des repères et formules de passage

L'étude du système bielle-manivelle nécessite la mise en place de trois repères (Figure V.1)

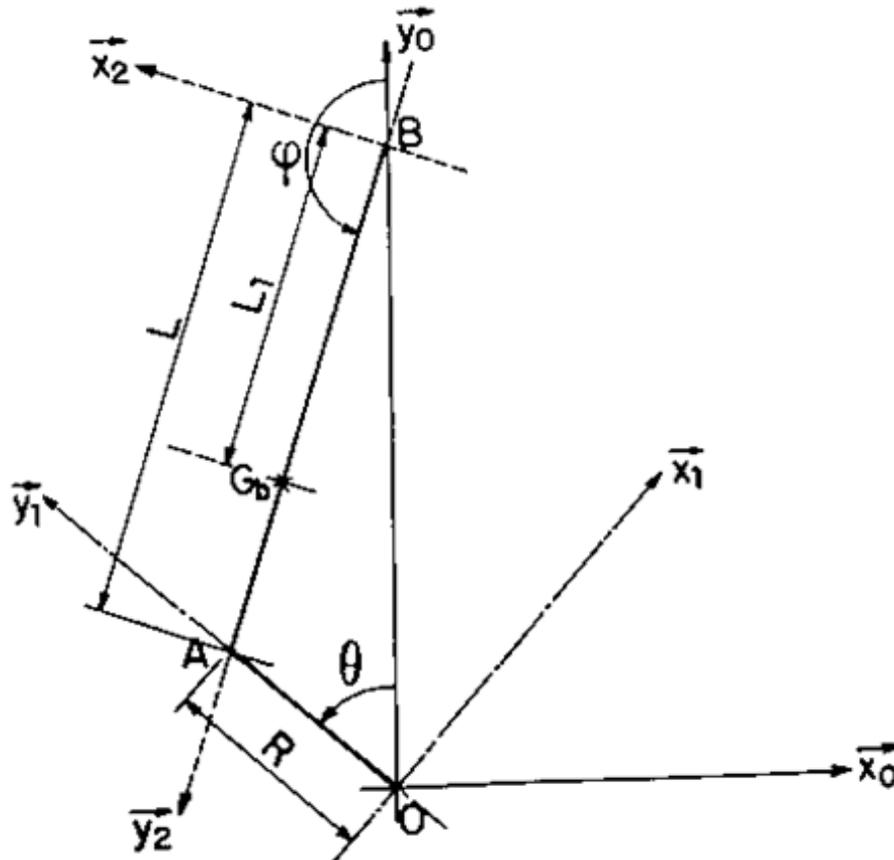


Figure V.1 Présentation de l'ensemble bielle-manivelle

Repère fixe :  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$

O est le centre du vilebrequin

Repère mobile lié au vilebrequin :  $(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$

$\vec{y}_1$  porte la manivelle.

On note  $\theta$  l'angle de rotation du vilebrequin  $\theta = (\vec{y}_0, \vec{y}_1)$ , d'où le vecteur rotation instantanée :  $\overline{\Omega(1/0)} = \dot{\theta} \vec{z}$

Repère mobile lié à la bielle :  $(O, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$

$\vec{y}_2$  porte la bielle.

On note  $\varphi$  l'angle de rotation du vilebrequin  $\varphi = (\vec{y}_0, \vec{y}_2)$ , d'où le vecteur rotation instantanée :  $\overline{\Omega(2/0)} = \dot{\varphi} \vec{z}$

On note A le centre de tête de bielle et R le rayon de manivelle, donc :  $\overline{OA} = R \vec{y}_1$

On note B le centre de pied de bielle et L l'entraxe de la bielle, donc :  $\overline{BA} = L \vec{y}_2$

On note  $G_b$  le centre de gravité de la bielle, donc :  $\overline{BG_b} = L_1 \vec{y}_2$

Passage du repère  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  au repère  $(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$

$$\begin{cases} \vec{x}_1 = \cos\theta \vec{x}_0 + \sin\theta \vec{y}_0 \\ \vec{y}_1 = -\sin\theta \vec{x}_0 + \cos\theta \vec{y}_0 \\ \vec{z}_1 = \vec{z}_0 \end{cases} \quad (\text{V.1})$$

Passage du repère  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  au repère  $(O, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$

$$\begin{cases} \vec{x}_2 = \cos\varphi \vec{x}_0 + \sin\varphi \vec{y}_0 \\ \vec{y}_2 = -\sin\varphi \vec{x}_0 + \cos\varphi \vec{y}_0 \\ \vec{z}_2 = \vec{z}_0 \end{cases} \quad (\text{V.2})$$

Passage du repère  $(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$  au repère  $(O, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$

$$\begin{cases} \vec{x}_2 = \cos(\varphi - \theta) \vec{x}_1 + \sin(\varphi - \theta) \vec{y}_1 \\ \vec{y}_2 = -\sin(\varphi - \theta) \vec{x}_1 + \cos(\varphi - \theta) \vec{y}_1 \\ \vec{z}_2 = \vec{z}_1 \end{cases} \quad (\text{V.3})$$

L'examen du système bielle-manivelle (Figure V.1) nous montre qu'en projection sur l'axe  $\vec{x}_0$ , le rayon de manivelle est égal à l'entraxe de bielle, d'où la relation cinématique fondamentale entre  $\theta$  et  $\varphi$ .

$$R \sin \theta = L \sin \varphi \quad (\text{V.4})$$

$$\sin \varphi = \frac{R \sin \theta}{L} = \frac{\sin \theta}{\lambda} \quad (\text{V.5})$$

$$\cos^2 \varphi = 1 - \sin^2 \varphi = 1 - \frac{R^2 \sin^2 \theta}{L^2} \Rightarrow \cos \varphi = -\sqrt{1 - \frac{R^2 \sin^2 \theta}{L^2}} = -\sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \quad (\text{V.6})$$

$$\text{En dérivant l'équation, on trouve : } \dot{\varphi} = \frac{R\dot{\theta}\cos\theta}{L\cos\varphi} = \frac{\dot{\theta}\cos\theta}{\lambda\cos\varphi} \quad (\text{V.7})$$

$$\text{En dérivant une deuxième fois, on trouve : } \ddot{\varphi} = (\dot{\varphi}^2 - \dot{\theta}^2)tg\varphi \quad (\text{V.8})$$

## V.1.2 Cinématique des différents points

### V.1.2.1 Cinématique du point A

$$\text{Position du point A : } \overrightarrow{OA} = R\overrightarrow{y_1} = -R\sin\theta\overrightarrow{x_0} + R\cos\theta\overrightarrow{y_0}$$

$$R^2 = (-R\sin\theta)^2 + (R\cos\theta)^2$$

Le point A se déplace sur un cercle de centre O et de rayon R.

$$\text{Vitesse du point A : } \overrightarrow{V(A, 1/0)} = \frac{d^0\overrightarrow{OA}}{dt} = \frac{d^0(R\overrightarrow{y_1})}{dt} = -R\dot{\theta}\overrightarrow{x_1}$$

La vitesse du point A est constante et portée par une tangente au cercle.

$$\text{Accélération du point A : } \overrightarrow{\Gamma(A, 1/0)} = \frac{d^0\overrightarrow{V(A, 1/0)}}{dt} = -R\ddot{\theta}\overrightarrow{x_1} - R\dot{\theta}^2\overrightarrow{y_1}$$

L'accélération du point A est constante et portée par un rayon du cercle, elle est centripète.

### V.1.2.2 Cinématique du point B

$$\text{Position du point B : } \overrightarrow{OB} = \overrightarrow{OA} + \overrightarrow{AB} = R\overrightarrow{y_1} - L\overrightarrow{y_2} = (R\cos\theta - L\cos\varphi)\overrightarrow{y_0} = d\overrightarrow{y_0}$$

d étant l'ordonnée du point B.

$$\text{Vitesse du point B : } \overrightarrow{V(B, 2/0)} = \frac{d^0\overrightarrow{OB}}{dt} = R\frac{d^0\overrightarrow{y_1}}{dt} - L\frac{d^0\overrightarrow{y_2}}{dt} = R\dot{\theta}\overrightarrow{x_1} + L\dot{\varphi}\overrightarrow{x_2}$$

$$\overrightarrow{V(B, 2/0)} = R(\dot{\varphi} - \dot{\theta})\sin\theta\overrightarrow{y_0} = R\dot{\theta}\left(\frac{\cos\theta}{\lambda\cos\varphi} - 1\right)\sin\theta\overrightarrow{y_0}$$

$$\text{Accélération du point B : } \overrightarrow{\Gamma(B, 2/0)} = \frac{d^0\overrightarrow{V(B, 2/0)}}{dt} = [R\dot{\theta}(\dot{\varphi} - \dot{\theta})\cos\theta + R\ddot{\varphi}\sin\theta]\overrightarrow{y_0}$$

### V.1.2.3 Cinématique du point G<sub>b</sub>

$$\text{Position du point G}_b : \overrightarrow{OG_b} = \overrightarrow{OB} + \overrightarrow{BG_b} = R(\cos\theta - L\cos\varphi)\overrightarrow{y_0} + L\overrightarrow{y_2}$$

$$\overrightarrow{OG_b} = -\frac{L_1 R \sin\theta}{L}\overrightarrow{x_0} + (R\cos\theta + (L_1 - L)\cos\varphi)\overrightarrow{y_0}$$

$$\text{Vitesse du point G}_b : \overrightarrow{V(G_b, 2/0)} = \frac{d^0\overrightarrow{OG_b}}{dt} = \overrightarrow{V(B, 2/0)} + \overrightarrow{\Omega(2/0)} \wedge \overrightarrow{BG_b}$$

$$\overrightarrow{V(G_b, 2/0)} = R(\dot{\varphi} - \dot{\theta})\sin\theta\overrightarrow{y_0} + \dot{\varphi}\overrightarrow{z} \wedge L\overrightarrow{y_2}$$

$$\overrightarrow{V(G_b, 2/0)} = -\frac{L_1 R \dot{\theta} \cos\theta}{L}\overrightarrow{x_0} + \left(R(\dot{\varphi} - \dot{\theta}) - \frac{L_1 \dot{\varphi}}{L}\right)\sin\theta\overrightarrow{y_0}$$

Accélération du point  $G_b$  :  $\overrightarrow{\Gamma(G_b, 2/0)} = \frac{d^0 \overrightarrow{V(G_b, 2/0)}}{dt}$

$$\overrightarrow{\Gamma(G_b, 2/0)} = \frac{L_1 R \dot{\theta}^2 \sin \theta}{L} \overrightarrow{x_0} + [R \dot{\theta} \left( \dot{\varphi} - \dot{\theta} - \frac{L_1 \dot{\varphi}}{L} \right) \cos \theta + R \ddot{\varphi} \left( 1 - \frac{L_1}{L} \right) \sin \theta] \overrightarrow{y_0}$$

### V.1.3 Application numérique

On a comme données :

- Entraxe de la bielle :  $L=216$  mm
- Rayon de manivelle :  $R = \frac{c}{2} = 60$  mm  $\Rightarrow \lambda = \frac{L}{R} = 3,6$
- Centre de gravité de la bielle  $L_1=144$  mm
- Régime  $N=1500$  tr/min  $\Rightarrow \dot{\theta} = \frac{1500\pi}{30} = 157,08$  rad/s

#### V.1.3.1 Cinématique du maneton

Le centre A se déplace sur un cercle de centre O et de rayon R

Sa vitesse est constante et égale à :  $\overrightarrow{V(A, 1/0)} = -R \dot{\theta} \overrightarrow{x_1} = -9,42 \overrightarrow{x_1}$

Son accélération centripète est constante et égale à :  $\overrightarrow{\Gamma(A, 1/0)} = -R \dot{\theta}^2 \overrightarrow{y_1} = -1480,44 \overrightarrow{y_1}$

#### V.1.3.2 Cinématique du piston

On a :  $\overrightarrow{OB} = d \overrightarrow{y_0}$  Avec  $d = R \cos \theta - L \cos \varphi$

Si  $\theta=0$ , le piston est au PMH,  $d_{\max}=R+L=276$  mm

Si  $\theta=\pi$ , le piston est au PMB,  $d_{\min} = -R+L=156$  mm

La vitesse au point B est :  $\overrightarrow{V(B, 2/0)} = R(\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \sin \theta \overrightarrow{y_0}$

Si  $\theta=0$  ou  $\theta=\pi$ , au PMH et au PM :  $\overrightarrow{V(B, 2/0)} = \vec{0}$

Si  $\theta=\frac{\pi}{2}$  ou  $\theta=\frac{3\pi}{2}$  :  $\overrightarrow{V(B, 2/0)} = \mp R \dot{\theta} \overrightarrow{y_0} = \mp 9,42 \overrightarrow{y_0}$

L'accélération au point B est :  $\overrightarrow{\Gamma(B, 2/0)} = \frac{d^0 \overrightarrow{V(B, 2/0)}}{dt} = [R \dot{\theta} (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \cos \theta + R \ddot{\varphi} \sin \theta] \overrightarrow{y_0}$

Si  $\theta=0$ , le piston est au PMH, son accélération est maximale :

$$\overrightarrow{\Gamma(B, 2/0)} = -R \dot{\theta}^2 \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) \overrightarrow{y_0} = -1891,67 \overrightarrow{y_0}$$

Si  $\theta=\pi$ , le piston est au PMB, son accélération passe par un extrémum positif :

$$\overrightarrow{\Gamma(B, 2/0)} = -R \dot{\theta}^2 \left( 1 - \frac{1}{\lambda} \right) \overrightarrow{y_0} = -1069,2 \overrightarrow{y_0}$$

### V.1.3.3 Cinématique de la bielle

Position du centre de gravité de la bielle :

$$\overrightarrow{OG_b} = -\frac{L_1 R \sin \theta}{L} \overrightarrow{x_0} + (R \cos \theta + (L_1 - L) \cos \varphi) \overrightarrow{y_0}$$

Sur  $\overrightarrow{x_0}$  : -Si  $\theta = \frac{\pi}{2}$  l'abscisse est minimale =  $-\frac{L_1 R}{L} = -40 \text{ mm}$

-Si  $\theta = \frac{3\pi}{2}$  l'abscisse est maximale =  $\frac{L_1 R}{L} = 40 \text{ mm}$

=> course sur  $\overrightarrow{x_0} = 80 \text{ mm}$

Sur  $\overrightarrow{y_0}$  : -Si  $\theta = 0$  l'ordonnée est maximale =  $(R + L - L_1) = 132 \text{ mm}$

-Si  $\theta = \pi$  l'ordonnée est minimale =  $(-R + L - L_1) = 12 \text{ mm}$

=> course sur  $\overrightarrow{y_0} = 2R = 120 \text{ mm}$

Vitesse du centre de gravité de la bielle :

$$\overrightarrow{V(G_b, 2/0)} = -\frac{L_1 R \dot{\theta} \cos \theta}{L} \overrightarrow{x_0} + (R(\dot{\varphi} - \dot{\theta} - \frac{L_1 \dot{\varphi}}{L}) \sin \theta) \overrightarrow{y_0}$$

Sur  $\overrightarrow{x_0}$  : - Si  $\theta = 0$  ou  $\theta = \pi$  :  $\overrightarrow{V(G_b, 2/0)} = \mp \frac{L_1 R \dot{\theta}}{L} \overrightarrow{x_0} = \mp 6,28 \overrightarrow{x_0}$

-Si  $\theta = \frac{\pi}{2}$  ou  $\theta = \frac{3\pi}{2}$  : la vitesse est nulle.

Sur  $\overrightarrow{y_0}$  : - Si  $\theta = 0$  ou  $\theta = \pi$  : la vitesse est nulle.

-Si  $\theta = \frac{\pi}{2}$  ou  $\theta = \frac{3\pi}{2}$  :  $\overrightarrow{V(G_b, 2/0)} = \mp R \dot{\theta} \overrightarrow{y_0} = \mp 9,42 \overrightarrow{y_0}$

L'accélération du centre de gravité de la bielle

$$\overrightarrow{\Gamma(G_b, 2/0)} = \frac{L_1 R \dot{\theta}^2 \sin \theta}{L} \overrightarrow{x_0} + [R \dot{\theta} \left( \dot{\varphi} - \dot{\theta} - \frac{L_1 \dot{\varphi}}{L} \right) \cos \theta + R \ddot{\varphi} \left( 1 - \frac{L_1}{L} \right) \sin \theta] \overrightarrow{y_0}$$

Sur  $\overrightarrow{x_0}$  : - Si  $\theta = 0$  ou  $\theta = \pi$  : l'accélération est nulle.

-Si  $\theta = \frac{\pi}{2}$  ou  $\theta = \frac{3\pi}{2}$  :  $\overrightarrow{\Gamma(G_b, 2/0)} = \mp \frac{L_1 R \dot{\theta}^2}{L} \overrightarrow{x_0} = \mp 986,96 \overrightarrow{x_0}$

Sur  $\overrightarrow{y_0}$  : - Si  $\theta = 0$  ou  $\theta = \pi$  :  $\overrightarrow{\Gamma(G_b, 2/0)} = \left[ R \dot{\theta}^2 \left( \frac{L_1 R}{L^2} - \frac{R}{L} \mp 1 \right) \right] \overrightarrow{y_0} = \begin{cases} 1343,37 \overrightarrow{y_0} \\ -1617,53 \overrightarrow{y_0} \end{cases}$

-Si  $\theta = \frac{\pi}{2}$  ou  $\theta = \frac{3\pi}{2}$  :  $\overrightarrow{\Gamma(G_b, 2/0)} = \frac{R^2 \dot{\theta}^2 (1 - \frac{L_1}{L})}{L \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}} \overrightarrow{y_0} = 142,69 \overrightarrow{y_0}$

## V.2 Etude dynamique

L'étude dynamique a pour but de définir les efforts dus aux liaisons ou au contact piston sur chemise, en fonction du cycle moteur, on définit les efforts aux points caractéristiques. L'étude du type de Liaisons (supposées parfaites) entraîne la connaissance du torseur dynamique et donc les composantes des actions. Celles-ci sont définies sur la bielle et le piston ainsi que sur le maneton du vilebrequin.

Dans toute l'étude dynamique :

- on néglige les efforts de pesanteur face aux efforts des gaz,
- on suppose que les contacts sont ponctuels et sans frottement,
- on suppose que les éléments mécaniques (bielles, pistons, axes de piston, etc.) sont géométriquement parfaits et symétriques [18].

### V.2.1 Etude Dynamique de la bielle

#### V.2.1.1 Analyse des actions mécaniques appliquées à la bielle

On isole la bielle (Figure V.2), il y a deux actions extérieures appliquées à celle-ci :

- l'action du maneton sur la bielle au point A.
- l'action de l'axe de piston sur la bielle au point B.

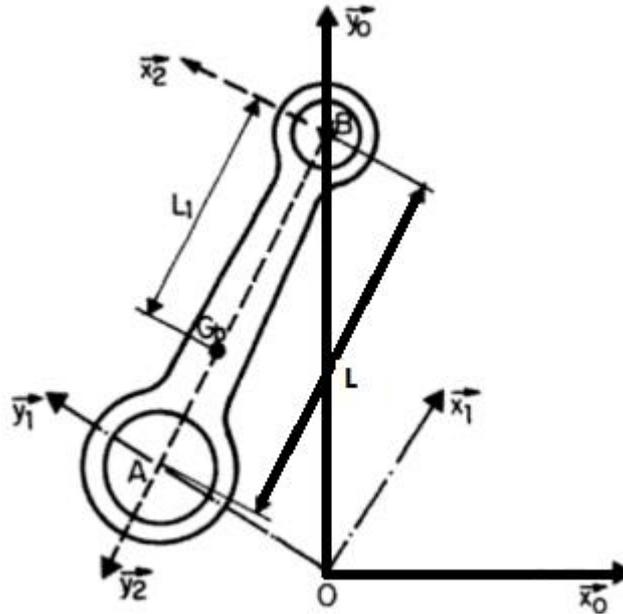


Figure V.2 Analyse des actions mécaniques appliquées à la bielle

$$\overline{G_b A} = (L - L_1)\overline{y_2}, \quad \overline{G_b B} = -L_1 \overline{y_2}$$

Torseur au point A :  $\left\{ \begin{array}{c} \overline{F_A} \\ \overline{m_A} \end{array} \right\}_A$

La liaison est du type verrou, donc :  $\overline{F_A} \cdot \vec{z} = 0$  et  $\overline{m_A} \cdot \vec{z} = 0$ . Les pièces en mouvement étant géométriquement parfaites, la bielle ne transmet pas de moment au maneton. Le torseur des actions mécaniques au point A se résume donc à :

$$\vec{F}_A = \begin{pmatrix} X_A \\ Y_A \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix} \quad \vec{m}_A = \vec{0}$$

**Torseur au point B :**  $\left\{ \begin{matrix} \vec{F}_B \\ \vec{m}_B \end{matrix} \right\}_B$

La liaison est du type verrou, donc :  $\vec{F}_B \cdot \vec{z} = 0$  et  $\vec{m}_B \cdot \vec{z} = 0$ . Les pièces en mouvement étant géométriquement parfaites, l'axe du piston ne transmet pas de moment à la bielle. Le torseur des actions mécaniques au point B se résume donc à :

$$\vec{F}_B = \begin{pmatrix} X_B \\ Y_B \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix} \quad \vec{m}_B = \vec{0}$$

C'est la liaison de type verrou qui est la plus fréquente dans les moteurs ; exemples :

- Axe de piston-piston ;
- Tête de bielle-maneton.

### V.2.1.2 Equations vectorielles fondamentales de la bielle

Les équations vectorielles fondamentales de la bielle sont :

$$m_{bielle} \cdot \overrightarrow{\Gamma(G_b, 2/0)} = \sum \overrightarrow{F_{ext/bielle}} \dots \dots \dots (I)$$

$$\delta (bielle/G_b) = \sum \overrightarrow{m_{F_{ext}/G_b}} \dots \dots \dots (II)$$

#### - Calcul du moment dynamique

Tout d'abord, on commence par le calcul du moment cinétique :

$$\overrightarrow{\sigma^2 \left( \frac{bielle}{G_b} \right)} = I \left( \frac{bielle}{G_b} \right) \cdot \Omega \left( \frac{2}{0} \right)$$

Vu que le tenseur d'inertie et le vecteur rotation instantanée doivent être exprimés dans le même repère et puisque la bielle a deux plans de symétrie (x<sub>2</sub>,y<sub>2</sub>) et (y<sub>2</sub>,z<sub>2</sub>), Donc le moment dynamique s'écrit comme suit :

$$\overrightarrow{\delta (bielle/G_b)^2} = \frac{d^0}{dt} \left[ \overrightarrow{\sigma^2 (bielle/G_b)} \right] = \dot{\varphi} C \vec{z}$$

#### - Calcul des moments

Puisque le moment dynamique est calculé au centre de gravité de la bielle, il faut ramener les moments des forces extérieures appliqués à la bielle au centre de gravité.

**Moment de la force  $\vec{F}_A$**

$$\begin{aligned} \overrightarrow{m_{F_A/G_b}} &= \overrightarrow{m_{F_A/A}} + G_b \vec{A} \wedge \vec{F}_A \\ \overrightarrow{m_{F_A/G_b}} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -(L - L_1)(X_A \cos \varphi + Y_A \sin \varphi) \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix} \end{aligned}$$

**Moment de la force  $\vec{F}_B$**

$$\begin{aligned} \vec{m}_{\vec{F}_B/G_b} &= \vec{m}_{\vec{F}_B/B} + \vec{G}_b \vec{B} \wedge \vec{F}_B \\ \vec{m}_{\vec{F}_B/G_b} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ L_1(X_B \cos \varphi + Y_B \sin \varphi) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

La projection de l'équation vectorielle (I) sur le repère  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  donne :

Sur  $\vec{x}_0$ :  $m_{bielle} \cdot \frac{L_1}{L} R \dot{\theta}^2 \sin \theta = X_A + X_B \dots \dots \dots (1)$

Sur  $\vec{y}_0$ :  $m_{bielle} \cdot [R \dot{\theta} (\dot{\varphi} - \dot{\theta} - \frac{L_1}{L} \varphi) \cos \theta + R \ddot{\varphi} (1 - \frac{L_1}{L}) \sin \theta] = Y_A + Y_B \dots \dots \dots (2)$

Sur  $\vec{z}_0$ :  $0=0$

La projection de l'équation vectorielle (II) sur le repère  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  donne :

Sur  $\vec{x}_0$ :  $0=0$

Sur  $\vec{y}_0$ :  $0=0$

Sur  $\vec{z}_0$ :  $-(L - L_1)(X_A \cos \varphi + Y_A \sin \varphi) + L_1(X_B \cos \varphi + Y_B \sin \varphi) = \ddot{\varphi} C \dots \dots \dots (3)$

L'étude dynamique de la bielle aboutit à un système de trois équations linéaires (1), (2), (3) à quatre inconnues  $X_A, Y_A, X_B$  et  $Y_B$ . Il faut donc isoler le solide voisin, c'est-à-dire le piston afin de faire apparaître une équation supplémentaire sans inconnue en plus ou (n+1) équations supplémentaires avec n inconnues en plus.

**V.2.2 Etude Dynamique du piston**

**V.2.2.1 Analyse des actions mécaniques appliquées au piston**

On isole le piston (Figure V.3), il y a trois actions extérieures appliquées à celui-ci :

- l'action de l'axe de piston sur le piston au point B.
- l'action de la chemise sur le piston au point C.
- l'action des gaz sur le piston au point P.

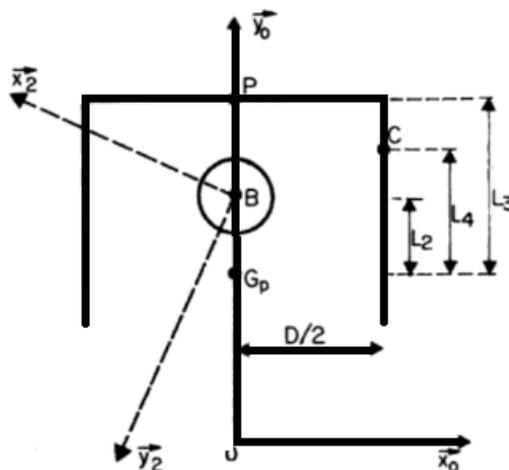


Figure V.3 Analyse des actions mécaniques appliquées au piston.

$$\overrightarrow{G_p B} = L_2 \overrightarrow{y_0}, \quad \overrightarrow{G_p C} = \frac{D}{2} \overrightarrow{x_0} + L_4 \overrightarrow{y_0}, \quad \overrightarrow{G_p P} = L_3 \overrightarrow{y_0}$$

**Torseur au point B :**  $\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_B} \\ \overrightarrow{m_B} \end{array} \right\}_B$

Le torseur des actions mécaniques au point B est :

$$\overrightarrow{F_B} = \begin{pmatrix} -X_B \\ -Y_B \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{x_0} \\ \overrightarrow{y_0} \\ \overrightarrow{z_0} \end{matrix} \quad \overrightarrow{m_B} = \vec{0}$$

**Torseur au point C :**  $\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_c} \\ \overrightarrow{m_c} \end{array} \right\}_c$

Si on suppose que le piston est géométriquement parfait et que sa tête est plate, les gaz n'exercent aucun effort sur  $\overrightarrow{z_0}$ . Le torseur des actions mécaniques au point C se résume donc à :

$$\overrightarrow{F_c} = \begin{pmatrix} X_c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{x_0} \\ \overrightarrow{y_0} \\ \overrightarrow{z_0} \end{matrix} \quad \overrightarrow{m_c} = \vec{0}$$

**Torseur au point P :**  $\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_P} \\ \overrightarrow{m_P} \end{array} \right\}_P$

On suppose que la pression des gaz est uniformément répartie sur la tête de piston et que le point d'application de l'effort résultant est centré sur le tête de piston. De ce fait, les gaz n'exercent pas de moment sur le piston. Et supposons que la tête de piston est plate, donc les efforts dus aux gaz sont uniquement dirigés sur  $-\overrightarrow{y_0}$  et dépendent de l'angle du vilebrequin, de ce faite il faut bien connaitre le diagramme des pressions en fonction de l'angle vilebrequin.

Le torseur des actions mécaniques au point P se résume donc à :

$$\overrightarrow{F_P}(\theta) = \begin{pmatrix} 0 \\ -Y_P(\theta) \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \overrightarrow{x_0} \\ \overrightarrow{y_0} \\ \overrightarrow{z_0} \end{matrix} \quad \overrightarrow{m_P} = \vec{0} \quad \text{avec} \quad Y_P(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P(\theta)$$

### V.2.2.2 Equations vectorielles fondamentales du Piston

Les équations vectorielles fondamentales du piston sont :

$$m_{piston} \cdot \overrightarrow{\Gamma(G_p, piston/0)} = \sum \overrightarrow{F_{ext/piston}} \dots \dots \dots (III)$$

$$\delta (piston/G_p) = \sum \overrightarrow{m_{F_{ext}/G_p}} \dots \dots \dots (IV)$$

#### - Calcul moment dynamique

Tout d'abord, on commence par le calcul du moment cinétique :

$$\sigma^0 \left( \frac{piston}{G_p} \right) = I \left( \frac{piston}{G_p} \right) \cdot \Omega \left( \frac{piston}{0} \right)$$

Le piston n'a aucune rotation par rapport au repère 0, donc :

$$\overrightarrow{\Omega(piston/0)} = \vec{0} \text{ Donc } \sigma^0(piston/G_p) = \vec{0}$$

D'où, le moment dynamique s'écrit comme suit :

$$\overrightarrow{\delta^0 \left( \frac{piston}{G_p} \right)} = \vec{0}$$

**- Calcul des moments :**

Puisque le moment dynamique est calculé au centre de gravité du piston, il faut ramener les moments des forces extérieures appliqués au centre de gravité du piston.

**Moment de la force  $\overrightarrow{-F_B}$**

$$\begin{aligned} \overrightarrow{m_{-F_B/G_p}} &= \overrightarrow{m_{-F_B/B}} + \overrightarrow{G_p B} \wedge \overrightarrow{-F_B} \\ \overrightarrow{m_{-F_B/G_p}} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ L_2 X_B \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

**Moment de la force  $\overrightarrow{F_C}$**

$$\begin{aligned} \overrightarrow{m_{F_C/G_p}} &= \overrightarrow{m_{F_C/C}} + \overrightarrow{G_p C} \wedge \overrightarrow{F_C} \\ \overrightarrow{m_{F_C/G_p}} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -L_4 X_C \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

**Moment de la force  $\overrightarrow{-F_P(\theta)}$**

$$\begin{aligned} \overrightarrow{m_{-F_P(\theta)/G_p}} &= \overrightarrow{m_{-F_P(\theta)/P}} + \overrightarrow{G_p P} \wedge \overrightarrow{-F_P(\theta)} \\ \overrightarrow{m_{F_B/G_b}} &= \vec{0} \end{aligned}$$

La projection de l'équation vectorielle (III) sur le repère  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  donne :

Sur  $\vec{x}_0$ :  $0 = -X_B + X_C \dots \dots \dots (4)$

Sur  $\vec{y}_0$ :  $m_{piston} \cdot [R\dot{\theta}(\dot{\phi} - \dot{\theta}) \cos \theta + R\ddot{\phi} \sin \theta] = -Y_B - Y_P(\theta) \dots \dots \dots (5)$

Sur  $\vec{z}_0$ :  $0=0$

La projection de l'équation vectorielle (IV) sur le repère  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  donne :

Sur  $\vec{x}_0$ :  $0=0$

Sur  $\vec{y}_0$ :  $0=0$

Sur  $\vec{z}_0$ :  $0 = L_2 X_B - L_4 X_C \dots \dots \dots (6)$

L'étude dynamique du piston a introduit trois équations supplémentaires (4), (5) et (6) et une inconnue supplémentaire  $X_C$ . On peut remarquer que les deux équations (4) et (6) ne sont compatibles que si  $L_2=L_4$ , l'équation (6) est donc en trop.

Nous avons maintenant autant d'équations que d'inconnues. Le système final est un système de cinq équations à cinq inconnues  $X_A, Y_A, X_B, Y_B$  et  $X_C$ .

$$\begin{aligned} X_A + 0 + X_B + 0 + 0 &= m_{bielle} \cdot \left(\frac{L_1}{L} R \dot{\theta}^2 \sin \theta\right) \\ 0 + Y_A + 0 + Y_B + 0 &= m_{bielle} \cdot [R \dot{\theta} \left(\dot{\varphi} - \dot{\theta} - \frac{L_1}{L} \dot{\varphi}\right) \cos \theta + R \ddot{\varphi} \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \sin \theta] \\ -(L - L_1) \cos \varphi X_A - (L - L_1) \sin \varphi Y_A + L_1 \cos \varphi X_B + L_1 \sin \varphi Y_B + 0 &= \ddot{\varphi} C \\ 0 + 0 - X_B + 0 + X_C &= 0 \\ 0 + 0 + 0 + Y_B + 0 &= -\frac{\pi D^2}{4} \cdot P(\theta) - m_{piston} \cdot [R \dot{\theta} (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \cos \theta + R \ddot{\varphi} \sin \theta] \end{aligned}$$

Nous avons établi un programme simple en MATLAB qui permet de déterminer les inconnues en fonction de l'angle vilebrequin. Les résultats seront exprimés sous forme de graphes.

### V.2.3 Application numérique

On a les données suivantes :

- Masse du piston :  $m_{piston} = 1650$  g
- Masse de la bielle :  $m_{bielle} = 1685$  g
- Masse de la manivelle :  $m_m = 2800$  g
- Moment d'inertie :  $C_I = 0,02095$  kg.m<sup>2</sup>

#### V.2.3.1 Etude de l'effort de la chemise sur le piston

La direction de l'effort latéral de la chemise sur le piston  $\vec{F}_C$  pour un moteur monocylindre est parallèle à l'axe  $\vec{x}_0$  du repère fixe  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  :  $\vec{F}_C = X_C \cdot \vec{x}_0$

La figure V.4 montre l'évolution de l'effort de la chemise sur le piston pour  $N = 1500$  tr/min,

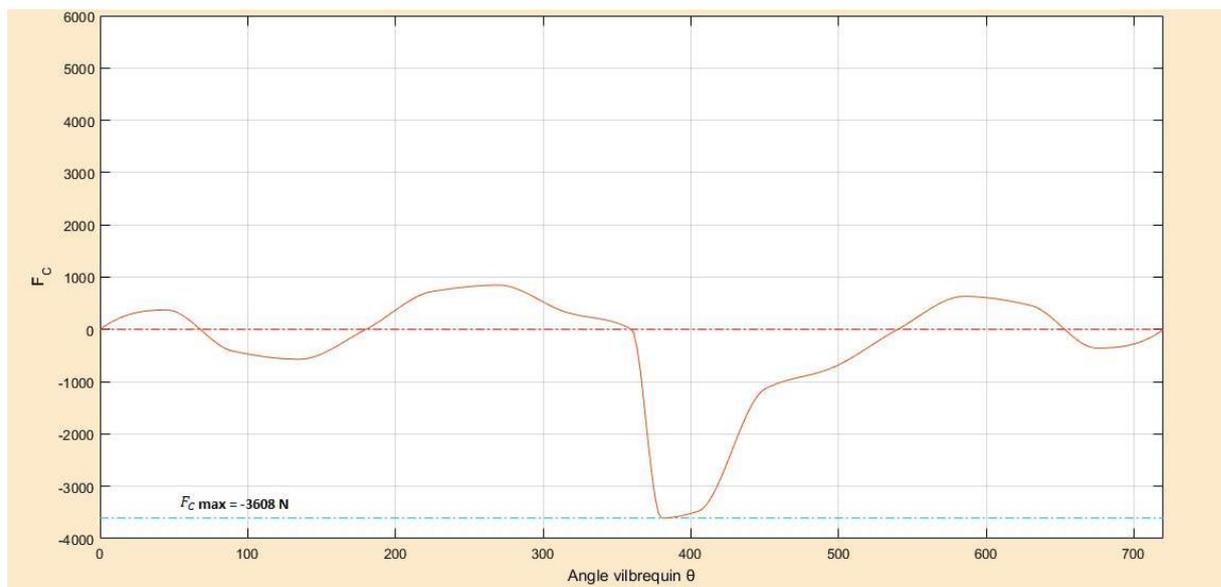


Figure V.4. Effort latéral de la chemise sur le piston en fonction de  $\theta$  pour un moteur monocylindre

L'effort  $\vec{F}_C$  est périodique de période  $4\pi$ , il est composé de deux efforts antagonistes :

-L'effort dû aux gaz de période  $4\pi$ , qui tend à pousser le piston sur la chemise dans le sens des  $\vec{x}_0$  positifs, ce qui donne une réaction  $X_C$  de la chemise sur le piston négative sur  $\vec{x}_0$

-L'effort dû aux inerties de période  $2\pi$ , symétrique par rapport à  $\theta=\pi$ .

Ces deux efforts se composent et s'opposent au moment de la charge.

L'effort maximal = -3608 N pour  $\theta=380^\circ$ .

Le moteur poly cylindre peut être considéré comme résultant de l'assemblage d'un nombre plus grand de monocylindres, dans notre cas :

$$F_C(\theta) = F_C(\theta) + F_C(\theta+\pi) + F_C(\theta+2\pi) + F_C(\theta+3\pi),$$

Dont la figure V.5 représente son évolution,

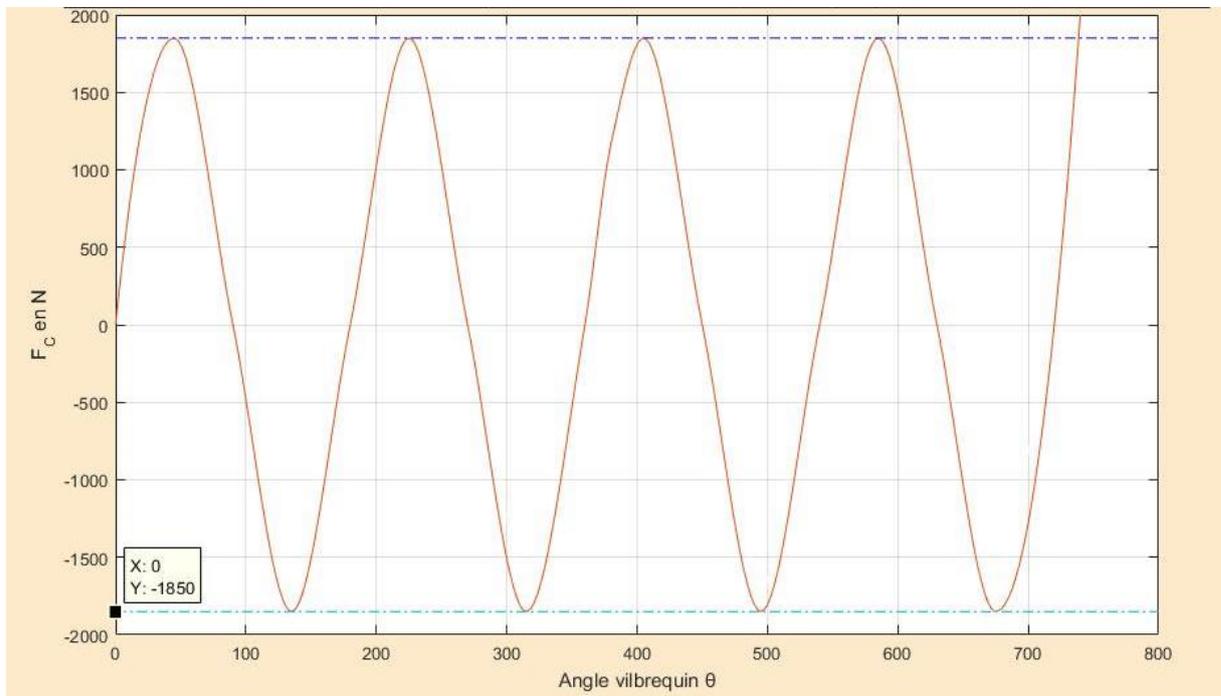


Figure V.5. Effort latéral résultant des chemises sur les pistons en fonction de  $\theta$  pour un moteur 4 cylindres

L'effort est périodique de période  $\pi$ , et l'effort maximal=1945 N.

### V.2.3.2 Etude de l'effort dans l'axe de la bielle $F_A$ sur l'axe $y_1$

La projection de l'effort  $\vec{F}_A$  sur l'axe  $\vec{y}_1$  du repère  $(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$  donne :

$$\vec{F}_A \cdot \vec{y}_1 = -X_A \sin\theta + Y_A \cos\theta$$

La figure V.6 représente son évolution pour  $N=1500$  tr/min,

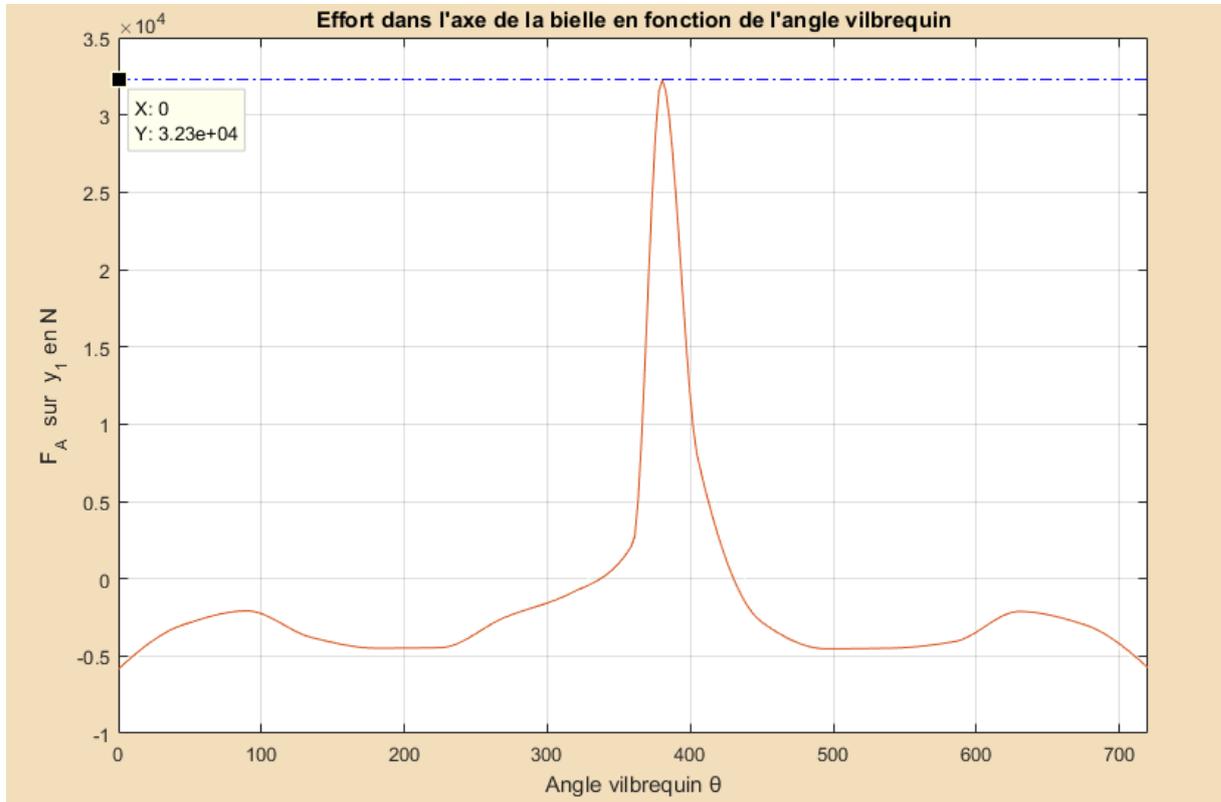


Figure V.6. Effort dans l'axe de la bielle en fonction de  $\theta$

L'effort est périodique de période  $4\pi$ , il est composé de deux efforts antagonistes :

- L'effort dû aux gaz de période  $4\pi$ ,
- L'effort dû aux inerties de période  $2\pi$ , symétrique par rapport à  $\theta=\pi$ .

L'effort maximal =  $32300$  N pour  $\theta=380^\circ$ .

### V.2.3.3 Etude de l'effort dans l'axe de la bielle $F_A$ sur l'axe $y_2$

Cet effort est la projection de  $\vec{F}_A$  sur l'axe de la bielle c'est-à-dire  $\vec{y}_2$ , donc :

$$\vec{F}_A \cdot \vec{y}_2 = -X_A \sin\varphi + Y_A \cos\varphi$$

La figure V.7 représente son évolution pour  $N=1500$  tr/min,

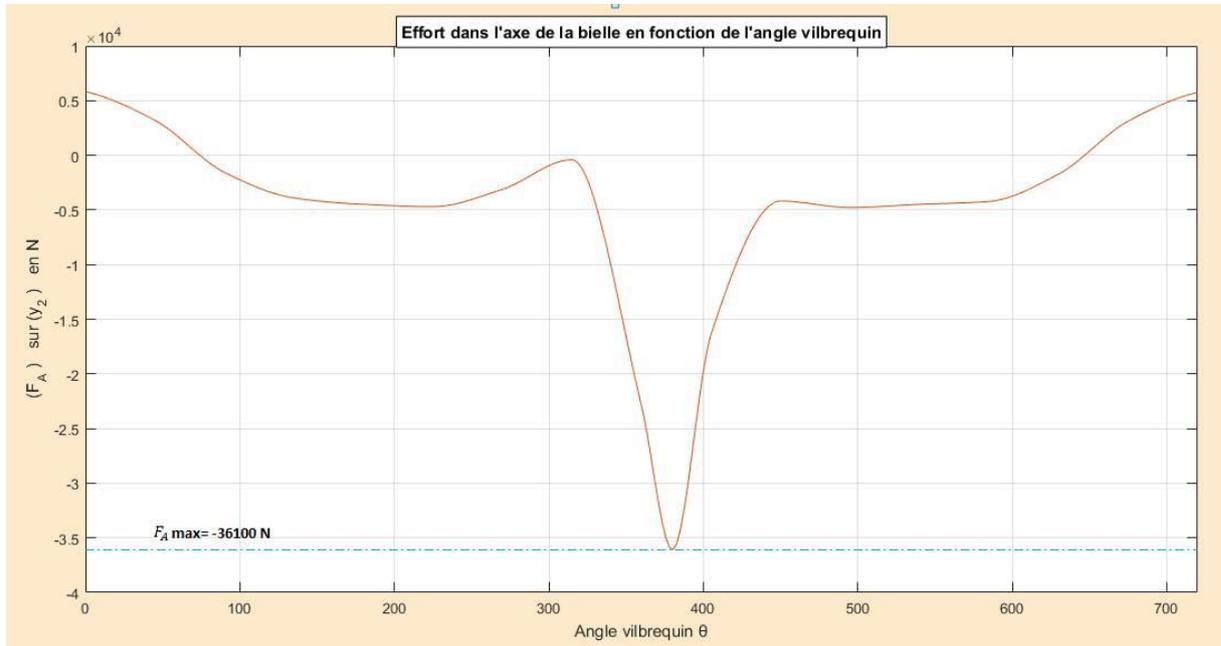


Figure V.7. Effort dans l'axe de la bielle en fonction de  $\theta$

L'effort est périodique de période  $4\pi$ , il est composé de deux efforts antagonistes :

-L'effort dû aux gaz de période  $4\pi$ , qui tend à comprimer la bielle et qui engendre une action de la bielle sur le maneton dans le sens des  $\vec{y}_2$  positifs, ce qui donne une réaction  $F_A$  du maneton sur la bielle négative sur  $\vec{y}_2$

-L'effort dû aux inerties de période  $2\pi$ , symétrique par rapport à  $\theta=\pi$ , qui tend à étirer la bielle au PMH et la comprimer au PMB

Ces deux efforts se composent et s'opposent au moment de la charge.

L'effort maximal = -36100 N pour  $\theta=380^\circ$ .

### V.2.3.4 Etude de l'effort dans l'axe de piston $F_B$ sur l'axe $y_2$

La projection de l'effort  $\vec{F}_B$  sur l'axe  $\vec{y}_2$  du repère  $(O, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$  donne :

$$\vec{F}_B \cdot \vec{y}_2 = -X_B \sin\varphi + Y_B \cos\varphi$$

La figure V.8 représente son évolution pour  $N=1500$  tr/min,

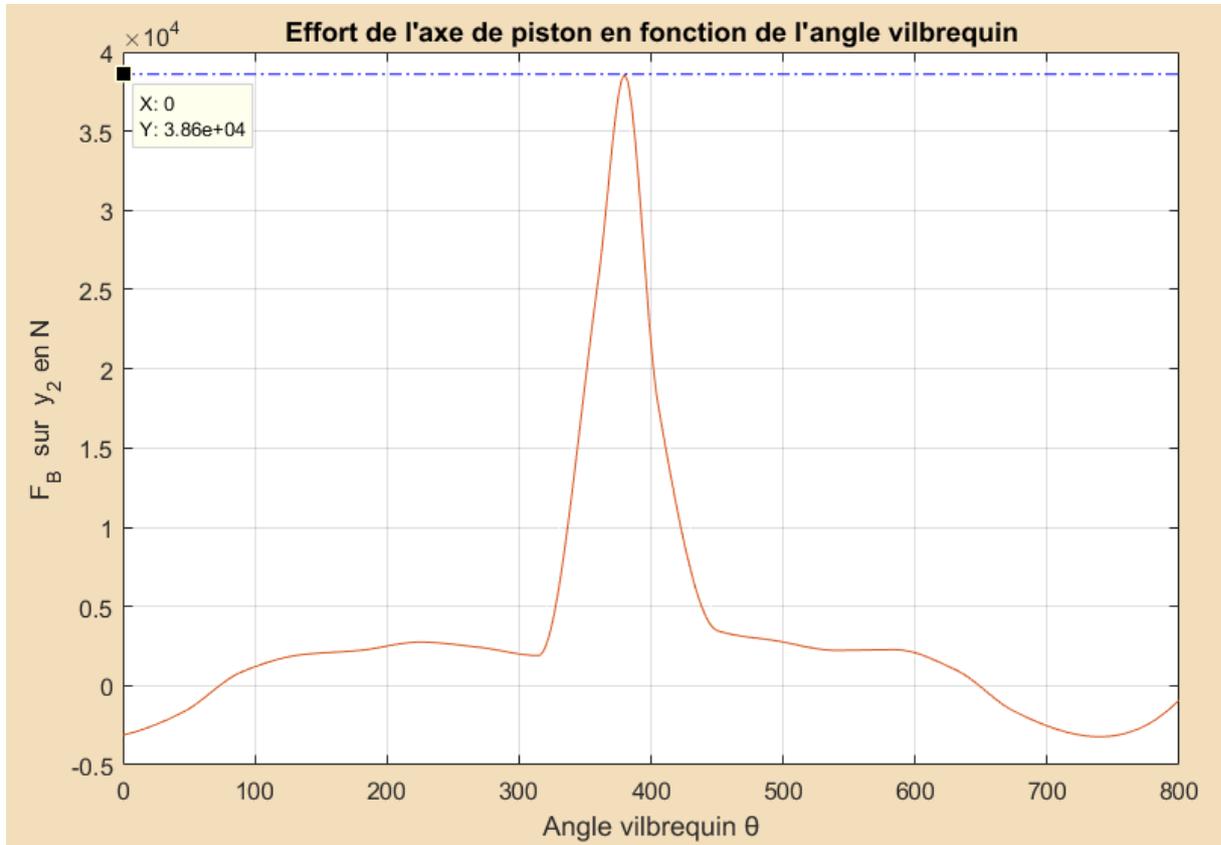


Figure V.8. Effort dans l'axe du piston en fonction de  $\theta$

L'effort est périodique de période  $4\pi$ , il est composé de deux efforts antagonistes :

- L'effort dû aux gaz de période  $4\pi$ ,
- L'effort dû aux inerties de période  $2\pi$ , symétrique par rapport à  $\theta=\pi$ .

L'effort maximal = 38600 N pour  $\theta=380^\circ$ .

### V.2.3.5 Etude du couple moteur

Par définition, le couple moteur est l'effort perpendiculaire du maneton appliqué par la bielle sur le maneton, multiplié par le rayon  $R = \frac{c}{2}$  [18],

Nous connaissons l'effort perpendiculaire du maneton :

$$\vec{F}_A \cdot \vec{x}_1 = X_A \cos\theta + Y_A \sin\theta$$

Cet effort est l'effort du maneton sur la bielle, donc le couple moteur est l'opposé multiplié par  $R$  :

$$\overrightarrow{\text{Couple}} \cdot \vec{x}_1 = -R \cdot \vec{F}_A \cdot \vec{x}_1 = -R(X_A \cos\theta + Y_A \sin\theta)$$

Les figures V.9 et V.10 représente l'évolution du couple moteur en fonction de l'angle vilebrequin pour un moteur monocylindre et un moteur 4 cylindres en ligne, respectivement.

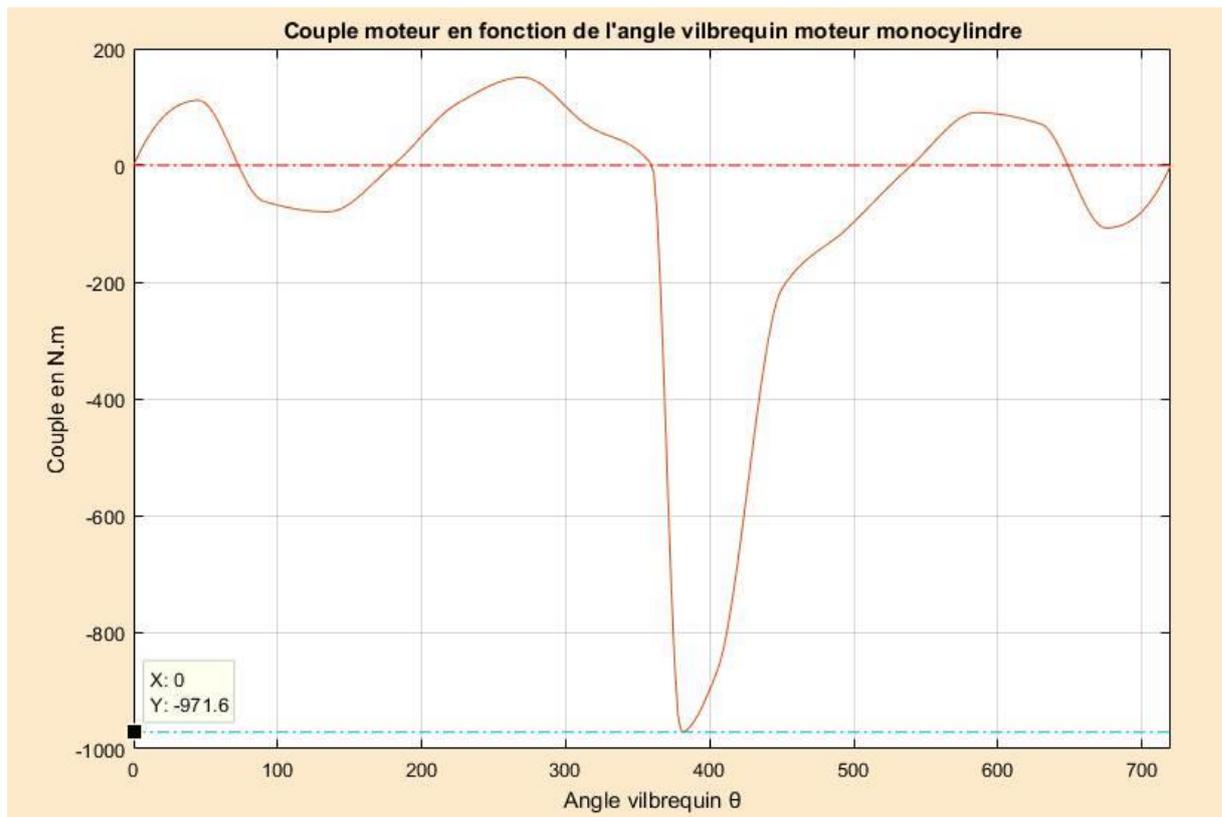


Figure V.9. Couple moteur en fonction de  $\theta$  pour moteur monocylindre

Le couple moteur est périodique de période  $4\pi$ , il est composé de deux couples antagonistes :

- Le couple dû aux gaz de période  $4\pi$  qui tend à pousser le maneton dans le sens des  $\vec{x}_1$  négatifs, ce qui donne une réaction  $F_A$  du maneton sur la bielle positive sur  $\vec{x}_1$ . C'est ce couple qui engendre un couple moyen négatif et qui fait tourner le vilebrequin dans le sens trigonométrique,
- Le couple dû aux inerties de période  $2\pi$ , symétrique par rapport à  $\theta=\pi$ . Ce couple engendre un couple moyen nul car on néglige les frottements.

Ces deux couples se composent et s'opposent au moment de la charge, on dit que l'inertie compense la charge.

Couple maximal = -971,6 N.m pour  $\theta=380^\circ$ .

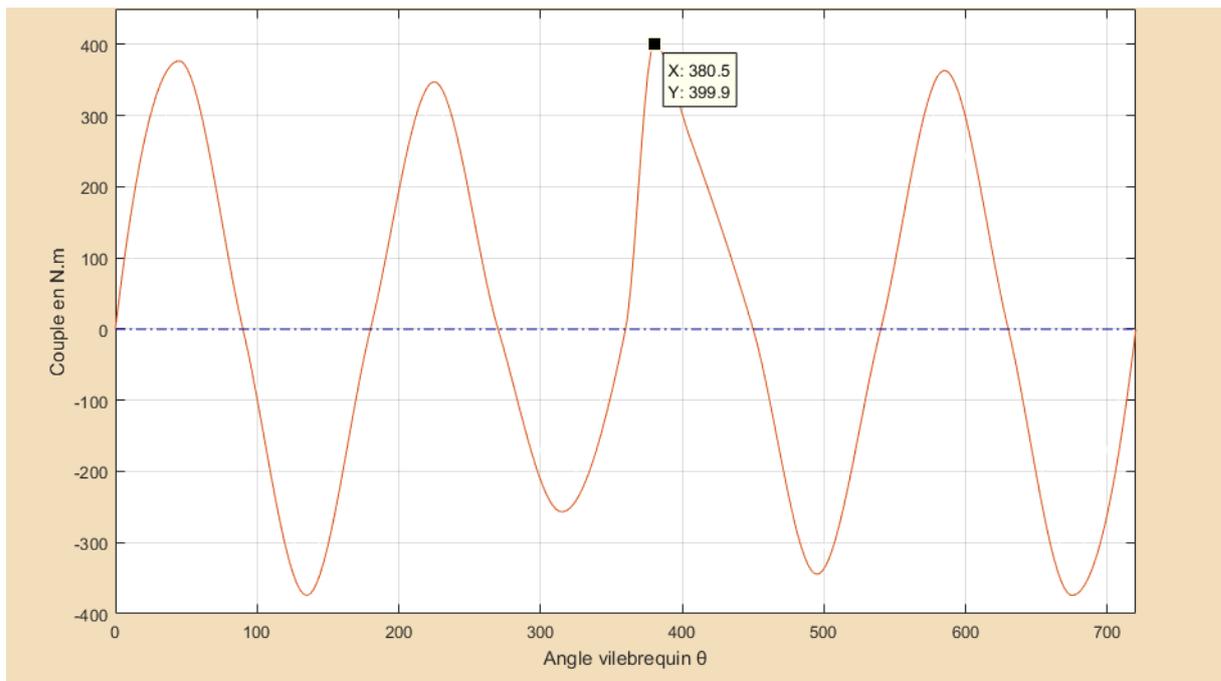


Figure V.10. Couple moteur en fonction de  $\theta$  pour moteur 4 cylindres en ligne

Le couple moteur est presque périodique de période  $\pi$ , le couple maximal=399,9 N.m

## Conclusion

Nous avons remarqué que le tracé des graphes reste à affiner bien que la courbe du couple moteur global prend l'allure d'une sinusoïde.

La résolution du système d'équations linéaires nous a permis de déterminer les efforts appliqués ainsi que le couple moteur théorique résultant sur l'arbre du vilebrequin. Cette étude théorique n'est pas suffisante et doit être complétée par une partie pratique pour connaître le rapport entre le couple théorique calculé ici et le couple réel mesuré sur banc d'essai. Ce qui est recommandé pour la suite du projet dans les années à venir est une étude sur l'attelage mobile en dual fuel.

Le mélange GNC-gazole donnera des contraintes moindres que celles produites en fonctionnement diesel pur où sur ce dernier les différentes contraintes restent dans les limites admissibles.

## *Conclusion générale*

Combiner les deux aspects économique et écologique est certainement une problématique délicate. Le projet d'envergure nationale relatif à la conversion du moteur F4L912 en dual fuel est un grand défi à relever. Ce projet de conversion du moteur F4L912 en Dual-fuel entre dans le cadre des collaborations entre le département de génie mécanique de l'ENP et l'Entreprise « EMO », avec une signature de convention cadre entre les deux institutions, et d'une convention spécifique au projet.

Tout en se conformant au cahier des charges formulé par l'entreprise, la méthodologie développée et adoptée nous a permis d'aboutir à une solution optimale. Le mélangeur dimensionné via le logiciel SOLIDWORKS donne une bonne homogénéité du mélange air-GNC. L'étude du système d'injection du gaz est faite. Ce dernier est composé de plusieurs éléments qui ont été déterminés et financièrement estimés.

L'étude thermodynamique vient d'être solidifiée par une comparaison des performances entre celles du moteur diesel et celles du moteur dual fuel en variant le taux de compression. Ce qui a montré comme résultat la possibilité de travailler en dual et nous a donné d'une façon théorique le comportement du mélange GNC-gasoil. L'étude nous a permis aussi d'avoir une idée sur l'évolution de la puissance et le rendement engendré par la conversion. Les performances du dual fuel sont nettement inférieures à celles du diesel car le pourcentage du GNC est important d'où le moteur sera considéré comme un moteur à gaz ou à essence. Afin d'y remédier à ces insuffisances, on propose d'y ajouter une soufflante pour augmenter la pression d'entrée et ainsi augmenter les performances considérablement, néanmoins, le taux de compression peut être réduit si nécessaire pour éviter le phénomène de cliquetis. Les températures et les pressions dans le cylindre en dual fuel restent proches de celle du diesel, ce qui donne la possibilité d'y retourner en système d'opération en seulement diesel plus facilement.

Dans la partie dynamique, nous avons déterminé les efforts appliqués sur l'attelage mobile, principalement bielle et piston en monocylindre et quatre cylindres. Le but principal était d'avoir une approche sur le maximum des forces appliquées et leurs angles de rotation correspondants. Cette étude théorique n'est pas suffisante et doit être complétée par une partie pratique pour connaître le rapport entre le couple théorique calculé ici et le couple réel mesuré sur banc d'essai.

Comme perspectives, nous proposons d'optimiser nos calculs par une partie de réalisation pratique du projet et faire des essais, et ceci avec une collaboration entre l'entreprise EMO et les constructeurs dans le domaine des moteurs.

Vu que ce domaine est très vaste, et notre projet de fin d'études est parmi les premiers travaux réalisés en Algérie, plusieurs études peuvent être faites dorénavant pour l'améliorer et même le perfectionner, par exemple, l'étude du cliquetis car ce phénomène lié à la combustion est lui-même très vaste et nécessite beaucoup de recherches, aussi, la programmation du système électronique proposé dans le chapitre II sera un énorme défi pour les automaticiens.

En plus, réduire les émissions des moteurs fera certainement l'objet de nombreux travaux et ceci pour respecter les normes strictes des émissions selon les standards internationaux.

Enfin, nous estimons bien avoir donné le meilleur de nous-même pour que ce projet national prenne naissance et donnera ses fruits dans un avenir très proche par la continuité d'autres ingénieurs.

## Bibliographie

- [1] Dr Henni Mansour Z, Cours Thermopropulsion chapitre III : Moteurs thermiques, Département Aéronautique, Université de Blida
- [2] connaissance des moteurs, moteurs Diesel, fvb•ffc Constructiv, Bruxelles, 2012.
- [3] A.Merabet, Contribution à l'étude des échanges thermiques dans un moteur diesel atmosphérique à taux de compression variable, Thèse de Doctorat université Mentouri Constantine.
- [4] prof. Pan Sovanna, Généralités sur les moteurs thermiques, ITC/GIM, Cambodge.
- [5] Carburant, <https://fr.wikipedia.org/wiki/Carburant> (consulté le 22/02/2016).
- [6] Essence, [https://fr.wikipedia.org/wiki/Essence\\_\(hydrocarbure\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Essence_(hydrocarbure)) (consulté le 22/02/2016).
- [7] Gazole, <https://fr.wikipedia.org/wiki/Gazole> (consulté le 22/02/2016).
- [8] GPL, [https://fr.wikipedia.org/wiki/Gaz\\_de\\_p%C3%A9trole\\_liquide](https://fr.wikipedia.org/wiki/Gaz_de_p%C3%A9trole_liquide) (consulté le 22/02/2016).
- [9] Moulay et Fatmi, Combustion du gaz naturel, thèse de doctorat en Génie chimique à l'Ecole Nationale Polytechnique, 2010.
- [10] club biogaz ATEE Association Technique Energie Environnement, Biogaz, France.
- [11] Panorama et évaluation des différentes filières d'autobus urbains, Etude réalisée pour le compte de l'ADEME par Denis BENITA - Service Transports et Mobilité - Direction Villes et Territoires Durables (DVTD) Août 2015.
- [12] Hichem Belhannachi, Etude de la conversion du moteur F4L912 en dual fuel, Projet de Fin d'études en Génie Mécanique à l'Ecole Nationale Polytechnique, 2010.
- [13] Ghazi A.Karim, "Dual fuel Diesel engines", CRC press Canada, 2015.
- [14] ECU, [https://en.wikipedia.org/wiki/Engine\\_control\\_unit](https://en.wikipedia.org/wiki/Engine_control_unit) (consulté le 15/05/2016).
- [15] Diesel distribution fuel-injection pumps BOSCH, 4th Edition, Germany, April 1999.
- [16] Hussein Ibrahim, moteur diesel suralimenté bases et calculs, université du Québec à Chicoutimi Canada 2006.
- [17] LIM Pei Li, The Effect of Compression Ratio on the CNG-Diesel Engine, Bachelor of Engineering (Mechatronic), University of Southern Queensland, October 2004.
- [18] B.SWOBODA, Mécanique des moteurs alternatifs, Société des éditions TECHNIP, 1984.

## Bibliographie consultée et non citée

- John B. Heywood, professor of mechanical engineering in MIT, internal combustion engine fundamentals, USA, 1988.
- JFE technical report, dual fuel engine gas fuel conversion technology, Mars 2014.
- Slawomir Wierzbicki, ‘‘effect of the parameters of pilot dose injection in a dual fuel diesel engine on the combustion process’’, *University of Warmia and Mazury in Olsztyn, Journal of KONES Powertrain and Transport*, 2011.
- Abhay, Tiwari, ‘‘ converting a diesel engine to dual-fuel engine using natural gas ’’, International Journal of Energy Science and Engineering, Mechanical Engineering Department, Chandigarh Group of Colleges Technical Campus, Mohali, India, 2015.
- A. Supee · M. S. Shafeez · R. Mohsin · Z. A. Majid, ‘‘Performance of Diesel-Compressed Natural Gas (CNG) Dual Fuel (DDF) Engine via CNG-Air Venturi Mixjector Application’’, King Fahd University of Petroleum and Minerals ,2014.
- Mofid Gorjibandpy, Mehdi Kazemi Sangsereki, ‘‘ Computational Investigation of Air-Gas Venturi Mixer for Powered Bi-Fuel Diesel Engine’’, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 2010.
- Lounici Mohand Said, ‘‘ Contribution à la réduction de la pollution urbaine en Algérie par recours à l’utilisation de carburants alternatifs’’, Thèse de doctorat, Université M’hamed Bougara, Faculté des sciences de Boumerdes, Novembre, 2011.
- GFI, Alternative Fuel Systems, ‘‘the Smart CNG System’’, Italy, 2014.  
[www.gficontrolsystems.eu](http://www.gficontrolsystems.eu)
- T. Yusaf, P. Baker, I. Hamawand, M.M. Noor, ‘‘ Effect of Compressed Natural Gas Mixing on the Engine Performance and Emissions’’, Computational Engineering and Science Research Centre, School of Mechanical and Electrical Engineering, University of Southern Queensland (USQ), Australia, 2013.