

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté des Sciences de L'Ingénieur  
Département Génie Mécanique

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en Génie Mécanique  
**Spécialité**  
*Energétique*

---

## *Thème*

---

**Etude de l'effet de l'ajout de l'hydrogène pure ou mélangé  
au gaz naturel dans les moteurs Diesel**

Présenté par :

M<sup>elle</sup> Nadia TICHRAFI

M<sup>elle</sup> Nadhira SEDKAOUI

Promoteur :

**Dr. M. S. LOUNICI**

Co-promoteur :

**Mr. A. MENAA**

**Promotion 2018- 2019**

## *Remerciements*

*Nous remercions tout avant tout le bon « Dieu » de nous avoir permis et de nous avoir donné la force, la patience nécessaire pour la réalisation de ce projet de fin d'étude.*

*Nous tenons à exprimer notre gratitude à notre encadreur, **Mr.Lounici** qui nous a prêté de son temps le plus précieux et nous a aidé par ses précieuses directives.*

*Nous n'oublions pas d'adresser nos vifs remerciements à **Mr.Menaa** pour son aide et pour son encouragement durant la préparation de ce travail.*

*Nous tenons à remercier tous nos enseignants spécialement **m<sup>lle</sup>.Ouchikh** et **Mr.Ait Chikh** qui nous ont transmis leur savoir et leurs expériences durant tout notre cursus universitaire et ont permis ainsi d'atteindre le niveau scientifique nécessaire pour la réalisation de ce travail.*

*Nous tenons également à exprimer l'honneur que nous font les membres du jury de nous prêter leur attention et évaluer notre travail.*

*Nous remerciment vont également a l'ensemble des enseignants de département énergétique de la faculté des sciences des ingénieurs **M'hamed Bouguera Boumerdes** et nos responsables de la promo **2018/2019***

***Nadia TICHE RAFI ET Nadhira SEDKAOUI***

# Dédicace

*Je dédie ce travail,*

*A ma très chère mère Allah yarhamha*

*Qui nous a élevés dans la droiture, l'intégrité et l'altruisme et nous a quitté si jeune pour un monde meilleur avant de voir sa vision se réaliser.*

*Ce travail est une preuve de reconnaissance de la part d'un enfant qui a toujours prié pour le salut de son âme. Puisse Dieu, le Tout puissant, l'avoir en sa Sainte Miséricorde. Amen*

*À mon cher père*

*Aucune parole ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon éducation, instruction et mon bien être.*

*Merci pour votre amour, merci pour votre soutient, merci pour toutes vos prières, j'espère que votre bénédiction m'accompagne à jamais.*

*Que ce modeste travail soit l'exaucement de vos vœux tant formulés, le fruit de vos innombrables sacrifices, bien que je ne vous en acquitterai jamais assez.*

*A mes sœurs Wassila, Zahia et son mari Razki*

*A mes frère Boualem, Aissa, Ali, Mohammed*

*A mes chers cousins et cousines.*

*A toute la famille SEDKAOUI*

*A mon binôme, mon amie Nadia Puisse ce travail être le résultat de nos années d'amitié, la preuve de notre louable effort et le témoin des moments inoubliables que j'ai passé en ta compagnie. Merci pour toutes ces belles années.*

*A mes amis Imane, Chahra zed, Sara, Dihia, Hoda, Bouchra, Lilya.*

*A tous mes amis et mes collègues le long de mes études*

*Nadhira.*

## *Dédicace*

*À mon père et à ma mère qui ont toujours été la lumière qui éclairait ma voie vers le succès et le bonheur, qui m'ont appris à ne jamais lâcher prise et à me battre jusqu'à la fin.*

*À mes belles sœurs « Nassira, Samira, Jina » et leurs maris et leurs enfants.*

*A mes chers frères « Kamel, Yazid, Hamid » et leurs femmes et leurs enfants.*

*À tous mes oncles, mes tantes, cousins et cousines et toute la famille TICHERAFI et la famille DJADI.*

*À tous mes chères adorables amis Sadia, Hanane, Lamia, Rym, Bouchra, Houda, Rabiaa et Ilyes .*

*Et tous mes autres ami(e)s.*

*À ma binôme Nadhira, Je te souhaite un avenir plein de joie, de bonheur et de réussite.*

*À tous mes amis de la section du **master 2** de département **Energétique** sans exception.*

*Enfin, à mes divers compagnons de route et à tous ceux qui m'ont si profondément aidés.*

*Nadia.*

### Résumé

Dernièrement, les moteurs Diesel ont connu une évolution remarquable grâce à leur rendement exceptionnel cela malgré l'émission de gaz polluants. Le réchauffement climatique devient problématique, les réserves de combustibles fossiles s'amenuisent et leurs prix augmentent fortement, la recherche de combustibles alternatifs est plus qu'une nécessité.

Le fonctionnement dual fuel est une technique intéressante d'utilisation de ce carburant dans les moteurs, tant sur le plan énergétique qu'environnemental. Cependant, pour être plus attrayant, quelques aspects doivent être améliorés. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif propre, son utilisation dans les moteurs dual fuel est une technique prometteuse. La première partie de notre travail, consiste en l'amélioration du fonctionnement dual fuel avec l'ajout d'hydrogène. La deuxième partie, présente l'effet de l'ajout d'hydrogène au gaz naturel en fonctionnement dual fuel.

Une amélioration du rendement du moteur et une diminution de la consommation spécifique de carburant aux faibles charges est constatée. En ce qui concerne les émissions, quelques polluants ont été réduits.

**Mots clés :** diesel, gaz naturel, dual fuel, hydrogène, modèle dimensionnel, émissions, réchauffement climatique.

### Abstract

Recently, diesel engines have undergone a remarkable evolution thanks to their exceptional performance, despite the emission of polluting gases. Global warming is becoming problematic, fossil fuel reserves are dwindling and prices are rising sharply, the search for alternative fuels is more than a necessity.

The dual fuel operation is an interesting technique for using this fuel in engines, both environmentally. However, to be more attractive, some aspects need to be improved. Natural gas is of great interest as a clean alternative fuel, its use in dual fuel engines is a promising technique. The first part of our work is the improvement of dual fuel operation with the addition of hydrogen. The second part of our work presents the effect of adding hydrogen to natural gas in dual fuel operation.

An improvement in engine efficiency and a decrease in specific fuel consumption at low loads is noted. With regard to emissions, some pollutants have been reduced.

**Key words:** diesel, natural gas, dual fuel, hydrogen, dimensional model, emissions, global warming.

# **Sommaire**

## Sommaire

Résumé

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale..... 1

### Chapitre1 Généralité sur moteur Dual-Fuel

#### Partie 1: généralités sur le moteur diesel

1.Introduction .....	3
2.Principe de fonctionnement du moteur Diesel .....	3
3.Performance du moteur à combustion interne.....	5
3.1. Travail par cycle [ <i>J/cycle</i> ] .....	5
3.2. Puissance indiquée et effective .....	5
3.3. Pression moyenne indiquée et effective .....	5
3.4. Consommation spécifique (g/KWh).....	6
3.5. Rendement du moteur.....	6
4.Les différents polluants atmosphériques .....	8
4.1. Le monoxyde de carbone (CO) .....	8
4.2. Hydrocarbures imbrulés (HC) .....	9
4.3. Les oxydes d'azote (NOx).....	9
4.4. Le dioxyde de carbone CO2 .....	9
4.5. Les oxydes de Soufre (SO2et SO3).....	10
4.6. Les particules (PM) .....	10
5.Approche globale de la combustion .....	10
5.1. Caractérisation d'un mélange carburé.....	11

5.2. Limite d'inflammabilité.....	11
5.3. Auto inflammation.....	11
5.4. Déroulement de combustion dans les moteurs .....	12
<b>Partie 2 : Moteur Dual-Fuel</b>	
1. Historique .....	15
2. Principe de fonctionnement du moteur DF .....	15
2.2 Modes d'injection dual-fuel.....	16
3. Le gaz naturel comme carburant alternative .....	17
3.1. Type de moteur au gaz naturel .....	18
3.2. Les avantages du gaz naturel par rapport aux carburants traditionnels:.....	19
4. Utilisations d'hydrogène dans les moteurs diesel .....	21
4.1. Propriétés de l'hydrogène .....	21
4.2. L'Hydrogène comme vecteur énergétique .....	23
4.3. Avantages d'utilisation l'hydrogène dans le moteur .....	24
4. 4. Les inconvénients d'utilisation l'hydrogène dans le moteur .....	24
5. L'utilisation de mélange H <sub>2</sub> -Gaz Naturel (HCNG) dans le moteur diesel .....	25
5. 1. Les avantages de mélange gaz naturel-hydrogène (HCNG) .....	25
Conclusion.....	26
 <b>Chapitre 2 revues bibliographiques sur les moteurs duals fuels</b>	
2.1. Introduction.....	27
2.2. Etat de l'art.....	27
2.3. Conclusion .....	39
 <b>Chapitre 3 l'effet de l'ajout d'hydrogène sur les performances moteur</b>	
3.1 Introduction .....	40
3.2. Présentation du banc d'essais .....	40
3.2.1 Caractéristiques du moteur .....	40
3.2.2. Frein dynamométrique.....	43

3.2.3. Carburant gazeux .....	44
3.3. Système d'acquisition .....	44
3.3.1. Acquisition lente.....	44
3.3.2. Système d'acquisition rapide.....	44
3.4. Procédure expérimentale.....	44
3.5. Etude du moteur fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par différent pourcentage d'hydrogène.....	45
3.5.1. Les performances énergétiques .....	45
3.5.2. Les émissions polluantes .....	47
3.6. Etude du moteur fonctionnant en mode dual-fuel au gaz naturel enrichi par différents pourcentages d'hydrogène .....	52
3.6.1. Les performances énergétiques .....	52
3.6.2. Les émissions polluantes .....	54
3.7. Conclusion.....	57

**Chapitre 4 Caractérisation de la combustion**

4.1. Introduction .....	58
4.2. Modélisation du cycle thermodynamique .....	58
4.2. 1. Modèle d'analyse à une zone .....	59
4.2.2. Equation de modèle .....	59
4.2.3. Technique de lissage .....	60
4.2.4. Validation de la technique de lissage.....	61
4.3 Analyse de la combustion.....	61
4.3.1. Pression cylindre .....	61
4.3.2. Taux de dégagement de chaleur .....	62
4.3.3. Délai d'auto allumage .....	62
4.3.4. Durée de la combustion.....	63

4.4. Etude de l'effet de l'ajoute d'hydrogène sur les caractéristiques de la combustion du moteur dual-fuel .....	64
4.4.1. Cas diesel enrichi en hydrogène .....	64
4.4.2. Cas dual fuel avec gaz naturel enrichi en hydrogène .....	69
4.5. Conclusion.....	74
Conclusion générale .....	75
Référence Bibliographiques.....	77

**Liste des figures**

**Figure 1.1.** Quatre temps du moteur diesel ..... 4

**Figure 1.2.** Chaîne du rendement du moteur à combustion interne..... 7

**Figure 1.3.** Plage d'inflammabilité en fonction de la concentration de combustible de combustible (haute) et de la richesse du mélange (bas) à température et pression fixes ..... 11

**Figure 1.4.** Courbe de dégagement de chaleur sur les moteurs diesel..... 13

**Figure 1.5.** Courbe de dégagement de chaleur sur le moteur dual fuel ..... 14

**Figure 1.6.** Les différentes phases de cycle moteur fonctionnent en mode dual fuel..... 16

**Figure 1.7.** Limites de l'inflammabilité de l'hydrogène du méthane et de l'isooctane..... 22

**Figure 3.1.** Photo représentative du piston (a) et de la culasse (b) du moteur Lister-Petters... 41

**Figure 3.2.** Dispositif expérimental pour les essais moteur..... 42

**Figure 3.3.** Représentation détaillée de l'installation expérimentale ..... 43

**Figure 3.4.** la variation de rendement thermique en fonction de charge ..... 46

**Figure 3.5.** la variation de la consommation spécifique en fonction de la charge ..... 47

**Figure 3.6.** la variation des émissions des NOx en fonction de la charge..... 48

**Figure 3.7.** la variation des émissions de NO en fonction de charge ..... 48

**Figure 3.8.** la variation des émissions de CO2 en fonction de la charge du moteur ..... 49

**Figure 3.9.** la variation des émissions de CO en fonction de la charge du moteur ..... 50

**Figure 3.10.** la variation des émissions de PM en fonction de la charge du moteur ..... 51

**Figure 3.11.** la variation des émissions d'O2 en fonction de charge du moteur ..... 51

**Figure 3.12.** la variation des émissions de THC en fonction de charge du moteur..... 52

**Figure 3.13.** la variation de rendement thermique en fonction de charge ..... 53

**Figure 3.14.** la variation de consommation spécifique en fonction de la charge du moteur ... 53

**Figure 3.15.** la variation des émissions des NOx en fonction de charge du moteur ..... 54

**Figure 3.16.** la variation des émissions de CO2 en fonction de charge du moteur ..... 55

**Figure 3.17.** la variation des émissions de CO en fonction de charge ..... 56

**Figure 3.18.** la variation des émissions de THC en de la fonction de charge du moteur ..... 57

**Figure 4.1:** synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à combustion interne.....58

**Figure 4.2:** gradient de pression et dégagement de chaleur pour les trois méthodes.....61

**Figure 4.3 :** courbe de pression cylindre.....62

**Figure 4.4 :** l'évolution de pression d'injection (a), et de taux dégagement de chaleur (b), en fonction d'angle de vilebrequin.....63

**Figure 4.5 :** le taux de dégagement de chaleur cumulé.....63

<b>Figure 4.6</b> : La variation de pression cylindre en fonction d'angle de vilebrequin.....	65
<b>Figure 4.7</b> : La variation de taux de dégagement de chaleur en fonction d'angle de vilebrequin.....	67
<b>Figure 4.8</b> : La variation de délai d'allumage en fonction du taux d'hydrogène pour différents charges.....	68
<b>Figure 4.9</b> : La variation de la durée de combustion en fonction du taux d'hydrogène pour différents charges.....	69
<b>Figure 4.10</b> : La variation de la pression cylindre (en angle vilebrequin).....	70
<b>Figure 4.11</b> : La variation de taux dégagement de chaleur aux différents taux d'enrichissement pour plusieurs charges.....	72
<b>Figure 4.12</b> : La variation de délai d'allumage en fonction du taux d'hydrogène pour différents charges.....	73
<b>Figure 4.13</b> : La variation de la durée de combustion en fonction du taux d'hydrogène pour différents charges.....	74

**Liste des tableaux**

**Tableau 1.1.** Composition gaz naturel commun..... 17  
**Tableau 1.2.** Tabl Propriétés physicochimiques typiques des carburants concernés..... 21  
**Tableau 3.1.** Les principales caractéristiques techniques de ce moteur.....41

## **Nomenclature**

### **List des abréviations**

<b>Abréviation</b>	<b>Signification</b>
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
AOA	Avance Ouverture Admission
AOE	Avance Ouverture Echappement
RFA	Retard Fermeture Admission
RFE	Retard Fermeture Echappement

### **Chimie :**

CO	Monoxyde de carbone
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de carbone
SO <sub>2</sub>	Dioxyde de soufre
SO <sub>3</sub>	Trioxycde de soufre
SO <sub>4</sub>	Sulfate
PM	Particules du sues
DPM	Particules Diesel
SOF	Soluble organic fraction
CaCO <sub>3</sub>	Carbonate de calcium
CaO	La chaux
THC	Total unburned Hydrocarbon
C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	Hydrocarbure non spécifié
HC	Hydrocarbures imbrûlés

$N_2$	Dioxyde d'azote
NO	Monoxyde d'azote
$NO_2$	Dioxyde d'azote
$NO_x$	Oxydes d'azote
$O_2$	Oxygène
C	Carbone
$H_2$	Dioxyde d'Hydrogène
HNG	Hydrogen natural gas
GN	Gaz naturel
HRR	Heat Release Rate

**Mécanique :**

D	Diamètre	[m]
$\omega$	Vitesse angulaire	[rad/s]
V	Volume	[m <sup>3</sup> ]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
$W_{ind}$	Travail indiqué	[J/cycle]
$\omega$	Vitesse angulaire	[rad/s]
$W_{ind}$	Travail indiqué	[J/cycle]
$W_{eff}$	Travail effectif	[J/cycle]
$P_{ind}$	Pression indiqué	[J/s ou W]
$P_{eff}$	Pression effective	[J/s ou W]
$\Gamma_{eff}$	Couple	[N.m]
$V_d$	volume de cylindrée	[m <sup>3</sup> ]
$m_a$	masse d'air	[g]

---

$m_c$	masse du carburant	[g]
$\Theta$	Angle de vilebrequin	[°CA]

**Thermodynamique et combustion :**

$Q_{comb}$	Quantité de chaleur de combustion	[J/cycle]
$\eta_{eff}$	Rendement effectif	[%]
$\eta_{mec}$	Rendement mécanique	[%]
$\eta_{th}$	Rendement théorique	[%]
$\eta_{thermo}$	Rendement thermodynamique	[%]
CSE	Consommation spécifique effective	[kg/kWh]
CSI	Consommation spécifique indiquée	[kg/kWh]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[J/kg]
PME	Pression moyenne effective	[Pa]
PMI	Pression moyenne indiquée	[Pa]
$\Phi$	Richesse	[-]
$\Phi_s$	Rapport stœchiométrique	[-]

# **Introduction générale**

## Introduction générale

Les moteurs diesel sont largement utilisés dans le monde en raison de leur rendement thermique élevé, leur fiabilité, leur adaptabilité et leur rapport coût-efficacité. Toutefois, les moteurs diesel sont l'un des principaux facteurs de pollution de l'environnement.

Les contaminants nocifs des moteurs diesel sont les NOX et les PM. L'émission d'oxydes d'azote est l'une des principales causes de la fumée photochimique. C'est aussi la cause des pluies acides. Ces particules ont des effets extrêmement nocifs sur la santé humaine et l'environnement. Plusieurs études ont montré que ces particules posent des problèmes dans les troubles respiratoires, cardiovasculaires et vasculaires et neurodégénératifs. En outre, les émissions de gaz d'échappement des moteurs diesel ont été identifiées comme cancérogènes par l'Organisation mondiale de la santé le 12 juin 2012. Par conséquent, les normes d'émission deviennent plus stricts pour réduire ces émissions nocives. D'autre part, la demande en énergie augmente mais les ressources en pétrole diminuent. Afin d'atténuer la contradiction entre la nécessité d'augmenter l'énergie et la diminution des ressources en pétrole tout en réduisant les émissions de polluantes, les carburants alternatifs sont prometteurs.

Pour pallier aux problématiques liées à une pénurie de production du pétrole, un grand nombre de travaux de recherche a été mené dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Il ressort qu'il existe plusieurs alternatives, tels que le gaz naturel, le gaz de pétrole liquéfié (GPL) et l'hydrogène, le méthanol et le bioéthanol. En vue d'examiner leur valeur ajoutée, deux voies principales peuvent être suivies : les investigations expérimentales et la modélisation numérique.

L'hydrogène s'avère être un vecteur d'énergie qui semble avoir sa place dans le bouquet énergétique future. L'hydrogène semble être la solution miracle pour sortir de la crise énergétique. Les infrastructures et les progrès technologique dans le domaine des moteurs peuvent être utiles pour l'emploi d'hydrogène comme carburant.

Le gaz naturel est un carburant alternatif prometteur pour satisfaire les normes sévères sur les émissions dans de nombreux pays. L'utilisation de carburant dans les moteurs diesel en mode dual-fuel semble être une technique intéressante tant sur le plan économique qu'environnemental.

Dans ce travail, nous avons comme objectif d'étudier l'influence de l'utilisation des carburants de substitution, tels que le gaz naturel et l'hydrogène à l'état pur et en mélange, sur les performances des moteurs à combustion interne à allumage par compression. La caractérisation de la combustion des moteurs alimentés par ces carburants, a aussi bénéficiée d'un intérêt particulier.

Ce travail est constitué de quatre chapitres. Le premier chapitre est une description générale sur les moteurs à combustion interne diesel et dual fuel, les différents polluants émis par les moteurs.

Le deuxième chapitre présente une revue biographique sur les moteurs diesel en mode dual fuel.

Le Troisième chapitre présente l'effet des différents ratios de carburant sur les performances et les niveaux d'émission d'un moteur diesel, ainsi que les avantages énergétiques environnementaux de cette technologie dual fuel.

Le quatrième chapitre, porte sur la caractéristique de la combustion dans ces types de moteur. Pour ce faire, un modèle thermodynamique d'analyse une zone est d'abord développée.

En fin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

# Chapitre 1

## **Partie 1 : généralités sur le moteur diesel**

### **1. Introduction**

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand Rudolf Christian Karl Diesel, né le 18 mars 1858 à Paris et disparu en 1913. A l'âge de 35 ans il publia après de longues études un ouvrage intitulé : "Théorie et construction d'un moteur thermique rationnel". Dans cet ouvrage, Rudolf Diesel, qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapprochait du cycle de Carnot. Il a présenté ce nouveau moteur comme un moteur à combustion interne dans lequel a été utilisée la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible.

Cinq mois plus tard, la Société CRUPP fait les essais du premier moteur diesel, dans l'atelier d'Augsbourg, le combustible injecté après pulvérisation, explosa comme prévu mais malheureusement, le moteur ne résista pas. Toutefois, le but recherché était atteint et Rudolf Diesel ne se découragea pas : il construisit un moteur plus résistant et fit une démonstration du parfait fonctionnement de son nouveau moteur à KASSEL en 1897.

A la suite de ces expériences, le Français CAPITAINE inventa, en 1918, un moteur semi-diesel ainsi nommé pour la simple raison qu'il ne comprime pas l'air jusqu'à la température d'inflammation du combustible. La mise en route s'effectue après préchauffage de la chambre de combustion dont la température est ensuite entretenue par les combustions successives.

En 1925, la firme BENZ réalisa un moteur diesel à deux cylindres et GNUMERS un moteur diesel deux temps à cylindres opposés. PACKARD construisit en 1930 un moteur d'avion en étoile, à refroidissement par air.

Sans les études poussées de Rudolf Diesel tous les dérivés du moteur diesel n'auraient jamais pu être réalisés. Rudolf Diesel, passionné de mécanique, a obtenu différents brevets dont un en particulier, en 1892, intitulé "procédé pour produire de la force motrice en faisant brûler un combustible". Il disparut en 1913 alors qu'il se rendait en Angleterre [1, 2].

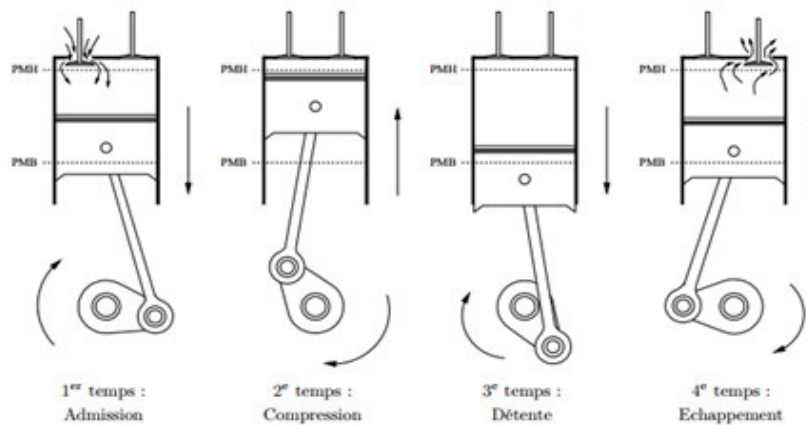
### **2. Principe de fonctionnement du moteur Diesel**

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'autoallumage ; Il n'a donc pas besoin de bougies d'allumage (bougie d'étincelle).

Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre le démarrage du moteur à froid en augmentant la température de la chambre de combustion, mais leur présence n'est pas systématique [3].

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur. Un temps moteur correspond à un taret du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi-tour de vilebrequin). La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur [4].

Le fonctionnement de moteur à combustion interne à quatre temps se décompose en 4 phases élémentaires (**figure 1. 1**).



**Figure 1.1: Quatre temps du moteur diesel [6].**

### ***1<sup>ere</sup> temps : Admission***

La soupape d'admission ouverte et la soupape d'échappement fermée, le piston est au PMH et va se déplacer vers le PMB. La descente du piston crée une dépression dans la chambre de combustion et par conséquent l'air frais est aspiré.

### ***2<sup>eme</sup> temps : Compression***

Les deux soupapes sont fermées, le piston se déplaçant de PMB vers PMH, la chambre de combustion est complètement hermétique. Le volume de la chambre de combustion est diminué avec une augmentation de pression et de température.

### ***3<sup>eme</sup> temps : Combustion-Détente***

Les deux soupapes sont toujours fermées. L'injection de combustible sous forme gouttelettes lorsque le piston atteint le PMH ; entraîne une combustion qui dégage une grande quantité d'énergie et permet de repousser le piston.

**4<sup>ème</sup> temps : Echappement**

La soupape d'échappement s'ouvre et permet l'évacuation de gaz résultant de la combustion et des imbrulés [5]

**3. Performance du moteur à combustion interne**

Nous allons définir dans cette section quelques grandeurs essentielles à l'évaluation des performances d'un moteur à combustion interne, les plus importantes sont les suivantes: le travail par cycle, la puissance, la pression moyenne, la consommation spécifique et le rendement.

**3.1. Travail par cycle [J/cycle]**

On peut définir Le travail indiqué comme le travail des forces de pression transmise au piston par les gaz chauds perdant les quatre temps du cycle moteur, il est mesuré par l'air du cycle réel , il est représenté par l'équation (1.1).

$$W_{ind} = \oint -P dV \quad (1.1)$$

**3.2. Puissance indiquée et effective**

Il est représenté par la formule suivante :

$$P_{eff} = \Gamma_{eff} * \omega \quad (1.2)$$

$\omega$ : est la vitesse angulaire du moteur en rd/s

$\Gamma_{eff}$  : est le couple effectif en [N.m] mesuré à l'aide d'un dynamomètre.

La relation entre la puissance et le travail par cycle est donnée par les équations

$$P_{eff} = W_{eff} * \frac{N}{120} \quad (1.3)$$

$$P_{ind} = W_{ind} * \frac{N}{120} \quad (1.4)$$

**3.3. Pression moyenne indiquée et effective**

La pression moyenne du cycle représente le travail spécifique du moteur par unité de volume de cylindrée. C'est une valeur conditionnelle et constante de la pression produite,

pendant une seule course motrice de piston. Elle permet de comparer le travail des moteurs des différentes dimensions. Elle est exprimée par la formule suivante:

La pression moyenne indiquée :

$$PMI = \frac{W_{ind}}{V_d} \quad (1.5)$$

La pression moyenne effective :

$$PME = \frac{W_{eff}}{V_d} \quad (1.6)$$

### 3.4. Consommation spécifique (g/KWh)

La consommation spécifique est le rapport entre la de consommation de combustible et la puissance produite. La consommation spécifique indiquée et effective sont données par les équations [6].

$$CSE = \frac{Q_{combustion}}{P_{eff}} \quad (1.7)$$

$$CSE = \frac{Q_{combustion}}{P_{eff}} \quad (1.8)$$

### 3.5. Rendement du moteur

Le moteur Diesel ne convertie pas intégralement l'énergie emmagasiné du combustible en travail mécanique utile. Les différents rendements (**Figure 1. 2**) permettent de juger de la qualité du cycle réel réalisé dans le cylindre du moteur.

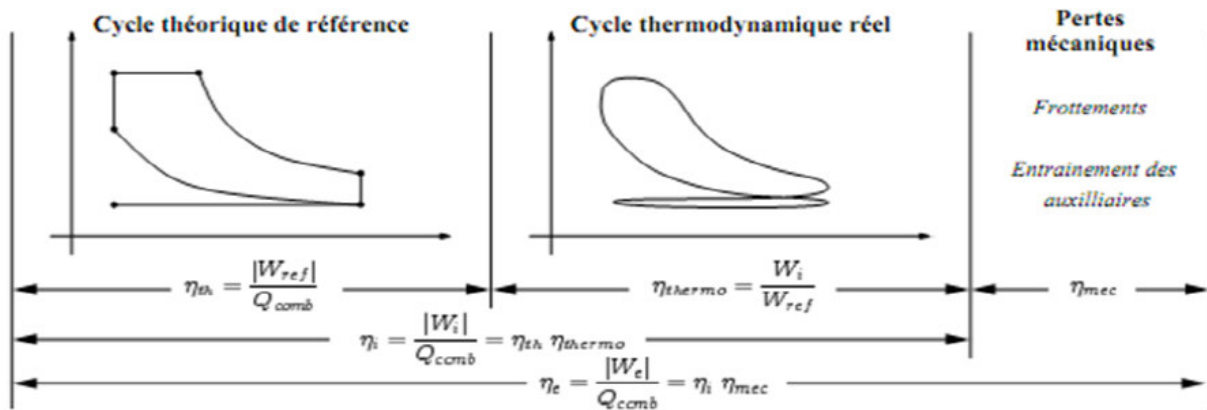


Figure 1. 2: Chaîne du rendement du moteur à combustion interne

**a) Rendement effectif**

Il est défini comme le rapport du travail mécanique effectif (au frein ou dynamomètre) par l'énergie contenue dans le carburant, ce rendement (équation 1. 9) donc inclut toutes les pertes qui existent dans un moteur.

$$\eta_{eff} = \frac{|W_{eff}|}{Q_{combustion}} \quad (1. 9)$$

**b) Rendement mécanique**

Le rendement mécanique est le rapport entre le travail effectif disponible sur le vilebrequin  $W_{eff}$  et le travail indiqué des gaz sur le piston de cycle réel  $W_{ind}$ . Il est représenté par équation (1. 10)

$$\eta_{mec} = \frac{W_{eff}}{W_{ind}} \quad (1. 10)$$

**c) Rendement théorique :**

Le rendement du cycle théorique est le rapport entre la valeur absolue du travail du cycle théorique et la quantité de chaleur apportée au cycle. Il est donné par la formule suivante :

$$\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_a} \quad (1. 11)$$

**d) Rendement thermodynamique (cycle)**

Il traduit l'écart entre le cycle thermodynamique idéal c.à.d. il caractérise l'effet de prendre la combustion à volume et/ou à pression constante, le transfert de chaleur (non

adiabatique) et les propriétés thermodynamique constante durant le cycle thermodynamique ( $C_v$ ,  $C_p$ ) et l'effet de l'avance et retard ouverture et fermeture des soupapes.

Le rendement thermodynamique est égal au rapport du travail indiqué de cycle réel par le travail théorique de cycle idéal (théorique). Il est représenté par la formule suivante :

$$\eta_{\text{thermo}} = \frac{W_{\text{ind}}}{W_{\text{th}}} \quad (1.12)$$

#### 4. Les différents polluants atmosphériques

Les polluants atmosphériques peuvent être classés selon deux grandes catégories, les polluants primaires et secondaires.

Les polluants primaires sont directement issus des différentes sources de polluant comme le secteur des transferts au l'industrie. On y trouve notamment les  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{SO}_3$ ,  $\text{PM}$ ,  $\text{NO}_x$  et les hydrocarbures imbrulés (HC).

Les polluants secondaires sont quant à eux issus de la transformation dans la basse atmosphère des polluants primaires, sous l'action des rayons solaire ou de la chaleur l'ozone est le principal polluant secondaire dans la troposphère [7].

##### 4.1. Le monoxyde de carbone (CO)

Le monoxyde de carbone (CO) est un gaz incolore, inodore, inflammable et très toxique, L'inhalation de ce gaz peut être mortelle pour l'être humain. Une concentration aussi faible que 0,1 % entraînera une intoxication. Chez l'homme, la fixation du monoxyde de carbone sur l'hémoglobine est irréversible et mène à la dégradation de l'oxygénation, ce qui est nocif au niveau du système nerveux central. Le niveau d'exposition doit être maintenu en dessous de 30 ppm pour assurer la sécurité. Par ailleurs, le monoxyde de carbone contribue également à la formation de gaz à effet de serre et au réchauffement climatique [8].

Le CO est également classée parmi les émissions les plus nocives du moteur. Sa formation est due à la combustion incomplète du carburant, et de faible température du mélange gazeux dans le cylindre. Ces deux paramètres, contrôlent la vitesse de décomposition du carburant ainsi que son oxydation [9].

Une quantité importante de CO, est généralement générée dans les régions plus riches en carburant, en raison d'absence d'oxygène. Cependant, une grande quantité de CO, peut être également produite dans la région pauvre en carburant, lorsque la température de la combustion est inférieure à 1450 K [30].

La réduction du monoxyde de carbone dans les moteurs à combustion interne peut être obtenue en améliorant l'efficacité du processus de combustion ou par utilisation de catalyseurs à oxydation pour transformer le monoxyde de carbone en dioxyde de carbone. Des modifications du moteur telles qu'une conception améliorée de la culasse, la commande de l'admission d'air et l'injection électronique de carburant peut contribuer à maintenir un mélange favorable [8].

#### **4.2. Hydrocarbures imbrûlés (HC)**

Les hydrocarbures imbrûlés (HC) sont des composés hydrocarbonés issus de la combustion incomplète de combustibles hydrocarbonés. Ils peuvent avoir des effets sur le système nerveux, les globules et les plaquettes de sang et sont cancérogènes [10].

#### **4.3. Les oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>)**

Les oxydes d'azotes (NO<sub>x</sub>) regroupent le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>). Ils sont principalement produits lors de la combustion à haute température, par réaction entre l'azote et l'oxygène de l'air. Ils proviennent principalement du secteur automobile et plus particulièrement des moteurs Diesel (émissions de NO<sub>x</sub> deux à trois fois supérieures à celles des moteurs à allumage commandé) du fait de la haute pression dans la chambre de combustion et de la présence d'un excès d'oxygène. Ces produits sont décomposés habituellement lorsque la température diminue. Cependant, lorsque celle-ci chute de manière rapide, la décomposition n'a pas lieu, entraînant la libération de NO<sub>x</sub> dans l'atmosphère. C'est notamment le cas pour les moteurs thermiques utilisés pour la propulsion des véhicules. Le monoxyde d'azote est un gaz incolore à température ambiante irritant dès 0,3 ppm

Le monoxyde d'azote a des effets similaires au CO puisqu'il a la capacité de se fixer sur l'hémoglobine du sang. Sa toxicité est 10 fois supérieure à celle de CO [7].

#### **4.4. Le dioxyde de carbone CO<sub>2</sub>**

Le Dioxyde de carbone ou gaz carbonique, gaz incolore, inodore et inflammable. Dont la molécule est formée d'un atome de carbone relié à deux atomes d'oxygène (CO<sub>2</sub>) par deux double liaisons. Est un gaz non toxique, il est naturellement présent dans l'air atmosphérique car est un produit de la combustion. Seule sa concentration excessive, due à l'utilisation des combustibles fossiles, est dangereuse parce qu'elle accroît l'effet de serre [4].

Les émissions de dioxyde de carbone sont des produits directs de la combustion ou des sous-produits d'oxydation d'autres gaz non désirables à l'aide de catalyseurs [8].

#### 4.5. Les oxydes de Soufre (SO<sub>2</sub> et SO<sub>3</sub>)

Les émissions oxydes de soufre dans l'atmosphère urbaine proviennent principalement de la combustion de combustibles fossiles. Le soufre est principalement rejeté sous la forme de SO<sub>2</sub> (95%) et de SO<sub>3</sub> (1 à 2%) [4].

La teneur en soufre dans les gaz d'échappement peut être réduite en utilisant des combustibles à faible teneur en soufre. Les oxydes de soufre peuvent aussi être réduits par l'utilisation de calcaire (CaCO<sub>3</sub>) ou de la chaux (CaO) pour produire des précipités de calcium et de dioxyde de carbone. La teneur en soufre du gaz naturel est beaucoup plus faible que celle de gazole à ultra faible teneur en soufre, qui est de 10 -50ppm. Le gaz naturel ne contient pas, non plus de benzène ou 1,3- butadiène, composés toxiques. Ceci réduit considérablement la production d'oxydes de soufre dans le processus de combustion et élimine l'odeur irritante des gaz sulfuriques [8].

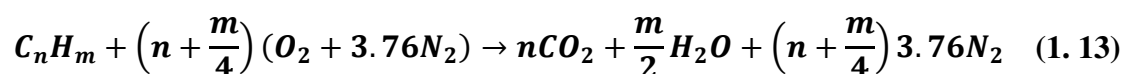
#### 4.6. Les particules (PM)

Les particules Diesel (DPM) sont généralement divisées en trois catégories, qui comprennent les particules de carbone sec ou suie, les fractions organiques solubles (SOF) résultant de la combustion, l'adsorption et la condensation incomplète d'hydrocarbures lourds sur des particules de carbone, et la fraction de sulfate (SO<sub>4</sub>). En plus de ces éléments, de petites quantités de zinc, soufre, phosphore, calcium, fer, chrome et de silicium peuvent être aperçues dans les particules. Les fractions organiques de particules sont un sérieux danger pour la santé humaine et pour l'environnement. Les particules de carbone primaire ont une taille de noyaux de l'ordre de 0,04 à 1µm.

La formation des particules dans les moteurs diesel est un processus qui survient à des températures comprise entre 1000 et 2800 K, des pressions entre **50** et **100 bar** et dans les zones où la richesse est élevée [8].

### 5. Approche globale de la combustion

Une réaction complète de combustion est représentée par une équation chimique ou équation de combustion



Cette équation permet de calculer la masse d'air nécessaire pour brûler **1g** de carburant :

$$\Phi_s = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse du carburant}} = \frac{((n + m/4)(32 + 3.76 * 28))}{((12 * n) + m)} \quad (1.14)$$

### 5.1. Caractérisation d'un mélange carburé

- Rapport air/carburant  $\left(\frac{m_a}{m_c}\right) = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse du carburant}} \quad (1.15)$

- Rapport carburant/air  $\left(\frac{m_c}{m_a}\right) = \frac{\text{masse du carburant}}{\text{masse d'air}} \quad (1.16)$

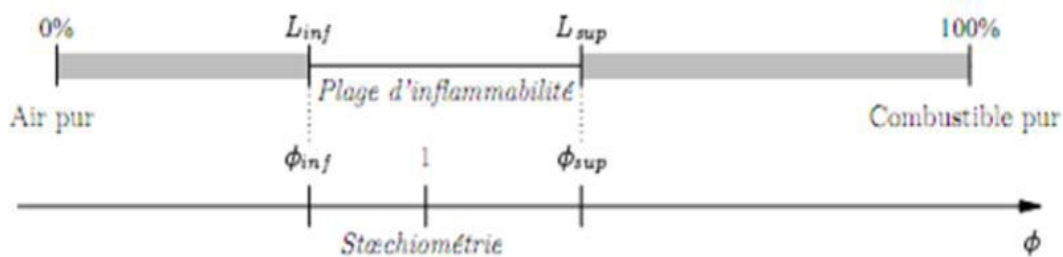
- La richesse du mélange : 
$$\Phi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{\text{stoechiométrique}}} \quad (1.17)$$

$$= \frac{1}{\Phi_s} \left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{\text{réel}}$$

### 5.2. Limite d'inflammabilité :

L'inflammation du carburant ainsi que la propagation de la flamme au travers de la chambre de combustion ne sont possibles que sous certaines conditions.

La limite d'inflammabilité est une plage de richesse dans lequel le mélange (air/carburant) peut s'enflammer. Cette plage est défini par deux limites extrêmes  $L_{inf}$  et  $L_{sup}$  de richesse, une richesse inférieure ( $\Phi_{inf}$ ) correspond au mélange trop dilué et une richesse supérieure ( $\Phi_{sup}$ ) correspond au mélange hautement saturé **Figure 1. 3**. La limite d'inflammabilité dépend de la nature de carburant et des conditions opératoires les plus importants sont la pression et la température [22].



**Figure 1. 3: Plage d'inflammabilité en fonction de la concentration de combustible (haut) et de la richesse du mélange (bas) à température et pression fixes [22].**

### 5.3. Auto inflammation

Le délai d'auto-inflammation correspond au temps séparant les premières gouttelettes de gazole à l'injection et le début de la combustion. Il exprime en millisecondes ou en degrés de rotation vilebrequin ( $^{\circ}V$ ) [6]. Le délai d'auto d'inflammation est le temps nécessaire pour un mélange hydrocarbure/oxygène porté à certaine température et pression, de s'enflammer

d'une manière indépendante sans apport extérieur d'une étincelle. Le délai d'auto-inflammation d'un carburant est influencé à la fois par les conditions de fonctionnement et d'injection et par les caractéristiques du carburant [11]. Il y'a deux délais d'auto-inflammation:

- Le délai physique (l'évaporation).
- Le délai chimique (la vitesse de réaction).

Le délai physique dépend évidemment de la volatilité du combustible. Il dépend également de la viscosité du fait de l'influence qu'exerce celle-ci sur la dimension des gouttelettes (c'est-à-dire sur le gradient d'échauffement du combustible) et leur éclatement [13]. Les principaux phénomènes intervenant pendant ce délai sont : l'atomisation du carburant, la vaporisation et le mélange en phase homogène du carburant avec l'air.

Le délai chimique intervient quand un mélange homogène air-carburant est formé. Il représente le laps de temps entre le moment où les réactifs sont en phase gazeuse et l'instant d'initiation de la combustion [6].

### 5.4. Déroulement de combustion dans les moteurs :

#### a. Moteur diesel :

Dans le moteur diesel, le processus de combustion est divisé en trois étapes **Figure 1. 4:**

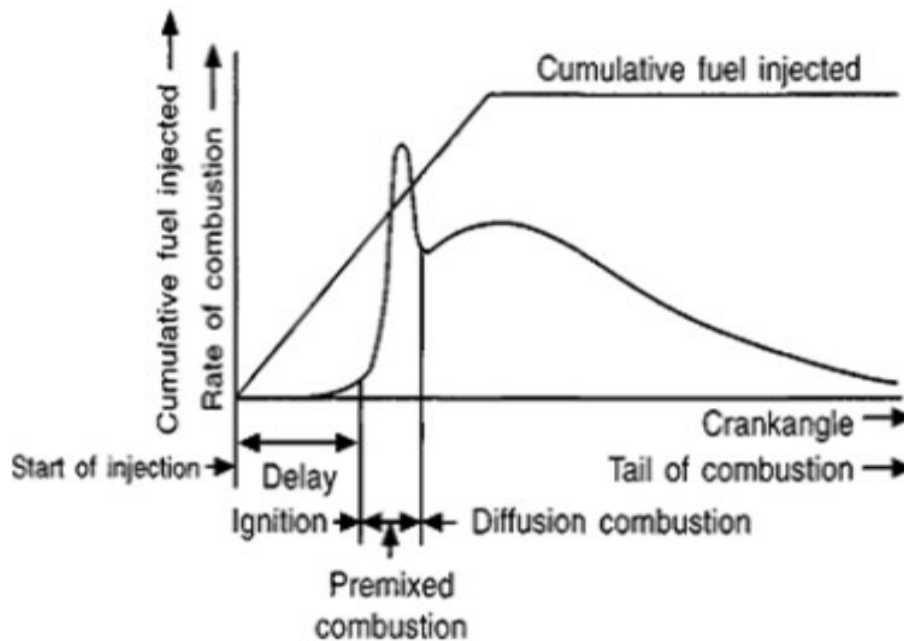
Première étape : est correspond au délai d'inflammation du combustible injecté.

Deuxième étape est décrite comme une étape de précombustion. A ce stade, le taux de dégagement de chaleur est élevé car le mélange de combustion est pré-mélangé.

Cette étape, a lieu lorsque la fraction de combustible injecté a eu le temps suffisant pour se mélanger avec l'air et se trouvant entre les deux limites d'inflammabilité. La partie mélangée de la cargaison est sujette à une combustion rapide. Cette phase est souvent appelée combustion contrôlée chimiquement.

Troisième étape : est la phase de combustion où le taux de dégagement de chaleur est contrôlé par le taux de mélange. Bien que la température aille en croissant, cette vitesse de combustion est inférieure à celle de la seconde phase car les gouttelettes de combustible pénètrent dans un mélange d'air et de produits de combustion [12]. Cette phase, dite phase de diffusion, se situe après la pression maximale, elle se développe après que le fluide contenu dans la chambre ait atteint la température maximale. En fin de phase de combustion, pendant

la course d'expansion, le taux de dégagement de chaleur devient plus lent. Cela se produit lorsque la température des gaz de la chambre chute pendant cette partie de la course.



**Figure 1. 4 : courbe de dégagement de chaleur sur les moteurs diesel [22].**

#### **b. moteur dual fuel :**

La combustion dans le moteur dual fuel se constitue de quatre étapes de combustion (**Figure 1. 5**):

1. Le délai d'auto inflammation.
2. La combustion rapide de combustible pilote.
3. La combustion rapide de combustible primaire.
4. La combustion diffusante.

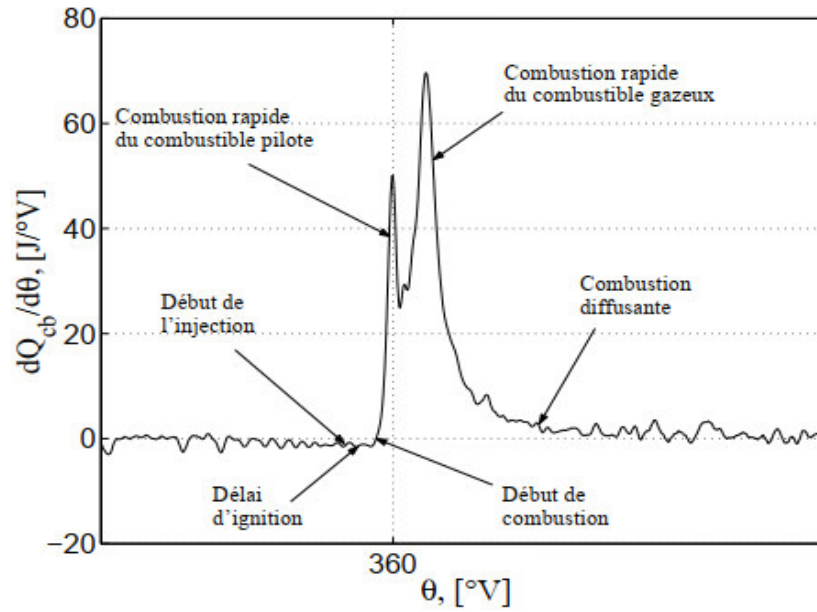


Figure 1. 5 : courbe de dégagement de chaleur sur le moteur dual fuel [22].

## Partie 2 : Moteur Dual-Fuel

### 1. Historique

En 1930 Helmore et Sokes ont introduit l'hydrogène comme combustible primaire dans le moteur diesel. Avec cette modification un gain de 20 % en consommation de combustible liquide est possible lors d'introduction de l'hydrogène. À cette époque le moteur dual fuel n'a été pas commercialisé à cause de leur conception compliquée et le fonctionnement irrégulier à cause de problème de l'auto-allumage et les cliquetis aux faibles taux de compression

En 1939, le premier moteur dual-fuel utilisé à grande échelle a été conçu par National Gas and Oil Engine Co en grande Bretagne. Le moteur fonctionnait avec du gaz de ville ou d'autres combustibles gazeux. Il a été utilisé pour la production de l'électricité pour un prix modéré [13].

**Second Guerre Mondiale :** durant la second guerre mondiale les scientifiques allemand, italiens et Grande-Bretagne ont focalisé leurs attention sur la possibilité de conversion les moteur diesel conventionnel pour fonctionner en mode dual fuel ; afin de remédier au problème de l'insuffisance de combustible liquide dans les applications civile ou militaire. Différents combustibles gazeux ont été utilisés à savoir : le gaz de charbon, le gaz d'épuration et le méthane [33].

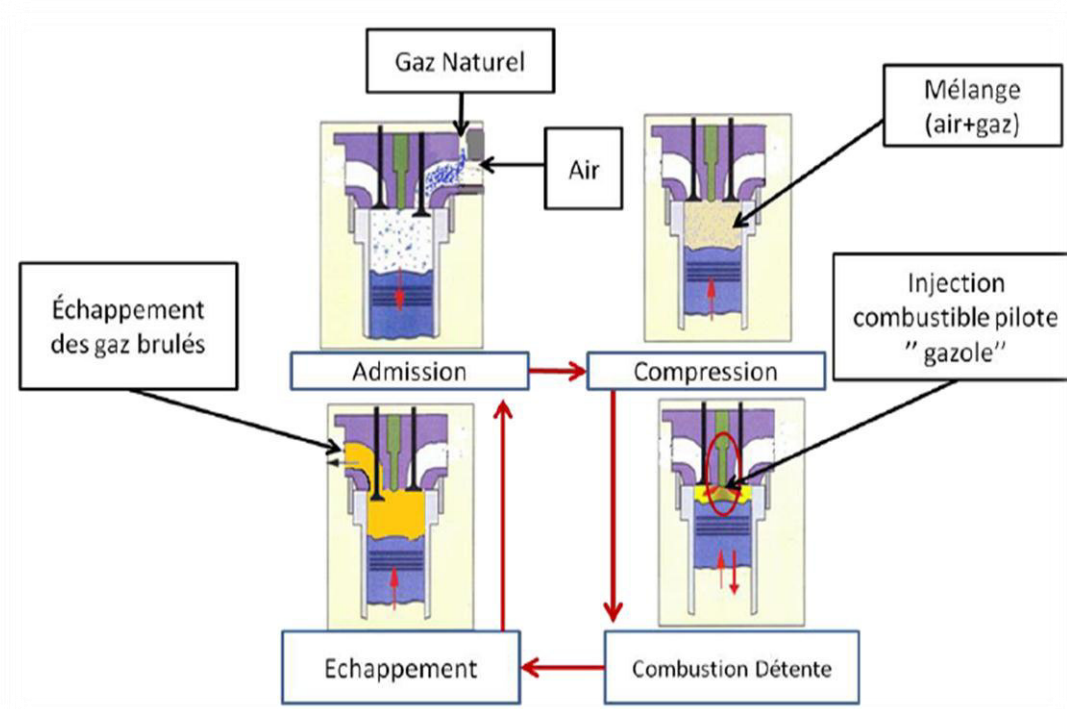
**Après la seconde guerre mondiale :** pour des raisons économiques et environnementales, les moteurs duals fuels ont continué à être développé et utilisé dans les installations de production d'énergie stationnaire, le transport routier et maritime. La majorité des moteurs diesel conventionnels convertis pour fonctionner en mode dual fuel par les constructeurs automobiles ont un système à doubles arbre à came ou bien avec double pompe dans le système d'injection, pour commander la petite quantité de combustible liquide [14].

### 2. Principe de fonctionnement du moteur DF

Le moteur fonctionnant en mode Dual Fuel est un moteur qui utilise deux combustibles simultanément, le combustible qui fournit la majorité de l'énergie introduite dans le cylindre est appelé combustible primaire (gaz naturel, GPL, H<sub>2</sub>, Essence...etc.) qui a un indice d'octane élevé et le combustible secondaire appelé pilote (gazole, Biocarburant,...etc.) qui a un indice de cétane élevé. Le combustible primaire (Gaz Naturel, H<sub>2</sub>...) est introduit dans le conduit d'admission ou bien injecté directement dans la chambre de combustion ainsi mélangé avec l'air et ensuite comprimé. À un angle donné (angle d'injection) avant le point mort haut, où la

température et la pression sont suffisantes pour l'auto inflammation de combustible pilote dans un court délai ce dernier est injecté, l'allumage de combustible pilote (secondaire) fournit une énergie qui joue le rôle de la chaleur fournie par la bougie d'étincelle dans les moteurs à allumage commandé par conséquent le combustible primaire s'enflamme et donne l'énergie principale qui va être produite par le moteur et transformée sous forme de puissance et couple au vilebrequin [15].

Les moteurs dual-fuel ont l'avantage de fournir la même puissance qu'un moteur diesel conventionnel, puisqu'il conserve le même taux de compression élevé et produit de plus faibles quantités concernant certaines émissions notamment les particules [8].



**Figure 1. 6 : Les différentes phases de cycle moteur fonctionnent en mode dual fuel [22]**

### 2.1. Modes d'injection dual-fuel

Le processus de combustion dans les moteurs diesel, dépend fortement de l'injection du combustible dans le cylindre. Comme la distribution de richesses dans la chambre de combustion n'est pas uniforme, la combustion se fait d'une manière très hétérogène avec des zones soit très pauvres en carburant, soit très riches. Par conséquent, une volonté générale est d'homogénéiser la distribution des combustibles et ainsi, de limiter les écarts de richesse dans

le cylindre. Dans ce but, l'injection du combustible pilote s'avère un processus essentiel pour l'optimisation de la combustion.

Le combustible est injecté vers la fin de la compression dans un mélange d'air, de combustible primaire et de gaz résiduels. La différence entre le PMH et l'angle précis auquel l'injection commence, est appelée avance à l'injection. Les valeurs habituelles sont de l'ordre de 10-20°V, mais elles peuvent varier en fonction des conditions opératoires.

L'injection peut être de deux types selon l'endroit où elle se réalise : injection directe ou injection indirecte. Usuellement les moteurs dual-fuel sont à injection directe, c'est-à-dire que le combustible pilote est introduit directement dans le cylindre. Pour obtenir une meilleure dispersion du combustible pilote dans la chambre de combustion et pour réaliser un mélange charge gazeuse-combustible pilote plus uniforme, les injecteurs sont prévus avec plusieurs orifices d'injections [16].

Au moment de l'injection, la pression dans la chambre de combustion peut atteindre 5-10 MPa et la température est de l'ordre de 1000K. Ces valeurs dépendent notamment du taux de compression du moteur et de la pression de suralimentation, pour les moteurs avec turbocompresseurs. En conséquence, la masse volumique du milieu gazeux peut atteindre des valeurs d'environ 15-20 fois la valeur en conditions atmosphériques [16].

### **3. Le gaz naturel comme carburant alternative**

Le gaz naturel est incolore, inodore et insipide. Pour des raisons de sécurité, un parfum chimique, le mercaptan, qui lui donne une odeur peu agréable, lui est souvent ajouté afin de permettre la détection d'une éventuelle fuite de gaz. A pression atmosphérique, il se présente sous sa forme gazeuse au-delà de  $-161^{\circ}\text{C}$  [17].

Le gaz naturel contient un mélange de méthane, éthane, propane, butanes, pentanes et autres hydrocarbures. Il est formé d'animaux et de plantes décédés il y a un million d'années, construit en couches épaisses et emprisonnées sous la surface de la terre. Au fil du temps, chaleur intense et pression changé ces fossiles en huiles noires, charbons et gaz naturels. Le gaz naturel est extrait de la formation souterraine à travers un puits avec d'autres hydrocarbures liquides hydrocarbures et non hydrocarbures, qui plus tard sont filtrés de ces composants et envoyés par des pipelines pour la distribution [18]. L'utilisation de gaz naturel dans le moteur à combustion par compression (diesel) a pour le but d'atteindre les

performances identiques voire meilleures de moteur diesel et des émissions polluantes proche ou meilleure de moteur à essence [23].

<b>Composés Hydrocarbonés principaux dans un gaz "type"</b>	
Méthane	65% - 95%
Ethane	2% - 15%
Propane	0,25% - 5%
Butane	0% - 5%
Pentane	0,05% - 2%
<b>Autres Composés</b>	
Azote	0% - 20%
Sulfure d'Hydrogène	0%-15%
Dioxyde de Carbone	0%-20%

**Tableau 1.1 : Composition gaz naturel commun [17].**

### 3.1. Type de moteur au gaz naturel

Le gaz naturel est l'un des carburants alternatifs les plus souples. Il peut être utilisé dans les moteurs à allumage commandé ou par compression du plus petit des motocyclettes aux plus grands de locomotives ou central électrique. Les moteurs sont disponibles dans une variété de formats mais peuvent être généralement classés dans une des catégories suivantes :

#### ➤ **Dédié, mono-fuel**

Dans un moteur dédié, le gaz naturel est l'unique carburant utilisé. Ce type de moteur a l'avantage d'être optimisé pour fonctionner au gaz naturel, permettant ainsi de meilleures performances et une amélioration des émissions. Les véhicules dotés d'un tel moteur nécessitent un seul réservoir de carburant. Cette réduction de poids permet une augmentation du rendement du moteur. Certains véhicules dédiés sont également équipés d'un réservoir d'essence de secours en cas de panne en gaz. Cependant comme le véhicule est optimisé pour le gaz naturel, il ne devrait dans ce cas, être utilisé que pour de courts trajets seulement, et non pas d'une façon régulière [8].

#### ➤ **Bi-fuel ou Bivalent**

Les moteurs bi-fuels fonctionnent soit au gaz naturel ou à l'essence (ou un autre carburant pouvant être utilisé dans les moteurs à allumage commandé tel que l'éthanol). Ces moteurs sont obtenus soit par conversion ou initialement ainsi conçus. Généralement les moteurs à

allumage commandé peuvent facilement être convertis en moteurs bi-fuels par placement ultérieur d'un kit GNV. Un sélecteur de carburant permet à l'utilisateur de choisir le carburant voulu. Cependant, les bi-fuels utilisent généralement l'essence pour le démarrage. Ainsi, au moins une petite quantité d'essence est toujours nécessaire pour un bon fonctionnement. Les véhicules bivalents souffrent d'une perte de puissance, à pleine charge, d'environ 10 à 15% quand le gaz naturel est utilisé [8].

➤ **Dual fuel**

Dans le moteur dual fuel, le gaz naturel est fumigé avec de l'air dans le flux d'admission par un venturi installé (avant le turbocompresseur dans le cas de moteur turbocompresseur). Le débit de gaz naturel est contrôlé par un étranglement (débitmètre). La quantité de gaz naturel admise dans le flux d'air d'admission dépend de la charge et du régime du moteur. Le mélange est comprimé et une petite quantité de carburant diesel est injectée vers la fin de la course de compression pour initier la combustion. Aucune modification n'est apportée au fonctionnement interne du moteur ou du système d'injection diesel. Le gaz naturel va déplacer une partie du diesel nécessaire au fonctionnement du moteur, ce qui réduira la consommation de carburant diesel pour la même puissance [8].

### **3.2. Les avantages du gaz naturel par rapport aux carburants traditionnels**

Un grand nombre de travaux de recherches ont été menés dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt dans ce contexte. Peu de carburants alternatifs offrent les avantages distincts et indéniables du gaz naturel [8].

Les moteurs fonctionnant avec ce type de carburant émettent beaucoup moins de polluants que ceux qui utilisent les combustibles traditionnels tels que l'essence, le carburant diesel ou le gaz du pétrole liquéfié (GPL). Il produit ainsi le moins de CO<sub>2</sub> (jusqu'à 25% plus faibles par rapport à l'essence), le gaz qui contribue majoritairement à l'effet de serre. En outre, les moteurs au gaz naturel émettent moins d'agents polluants acidifiants que les carburants conventionnels.

Les émissions de particules fines sont presque nulles pour les véhicules qui roulent au gaz naturel. Donc le gaz naturel est beaucoup moins nocif pour l'environnement et pour la santé humaine: le NO<sub>2</sub> et les particules fines entraînent des maladies respiratoires et de l'asthme.

Les véhicules alimentés au gaz naturel sont moins bruyants que ceux roulant au carburant diesel. Cet avantage est un aspect important dans les zones urbaines, où actuellement le transport en commun utilise généralement le diesel. De plus, étant donné qu'un moteur au gaz naturel émet moins de vibrations de résonance qu'un moteur diesel, le moteur s'use moins et les frais d'entretien sont moins élevés.

Le gaz naturel étant plus léger que l'air, il se disperse et se dilue rapidement dans l'air Ambiant. Contrairement à l'essence et au gaz du pétrole liquéfié, Il s'enflamme uniquement quand sa concentration dans l'air se situe entre 5 et 15 %. En dessous de 5 %, le mélange est trop pauvre pour brûler et au-dessus de 15 %, le mélange est trop riche et ne brûlera pas non plus. La température d'auto allumage du gaz naturel est d'approximativement 1076 °F (580 °C), pour le diesel, il est de 500 °F (260 °C), alors que l'essence s'enflamme à 428 °F (220 °C)

Les véhicules roulant au gaz naturel sont actuellement plus chers que ceux fonctionnant avec les carburants traditionnels. Néanmoins, le gaz naturel véhicule est significativement moins cher que les carburants classiques tels que l'essence ou le diesel: 1 kg de gaz naturel compressé coûte à la pompe de 30 à 40 % moins cher qu'un litre de diesel. L'écart de prix entre un véhicule au gaz et un véhicule essence ou diesel va diminuer au fil du temps.

Le gaz naturel est transporté en toute sécurité par gazoducs souterrains. Ceci permet aussi de distribuer du gaz naturel dans les stations-service des zones à forte densité de population.

Un réservoir de gaz naturel résiste mieux à une collision qu'un réservoir à essence traditionnel et plus importante par rapport les autres combustibles fossiles. Le gaz naturel est stocké dans des cylindres dont la paroi mesure 10 à 20 mm d'épaisseur et qui sont réalisés en matériaux durables et comprennent des dispositifs de sécurité intégrés.

En plus, le gaz naturel possède d'autres avantages tels que:

- Couple disponible à bas régime plus élevé qu'à l'essence.
- Stabilité de fonctionnement accrue.
- Bruits de fonctionnement atténués.
- Démarrages en richesse stœchiométrique possibles.
- Indice d'octane élevé [11]

#### 4. Utilisations d'hydrogène dans les moteurs diesel

Le nom d'hydrogène existe déjà depuis 1787. C'est Lavoisier qui lui donna son nom qui signifie " générateur de l'eau". Dans des conditions normales, l'hydrogène se présente sous la forme de gaz ( $H_2$ ) et ne se liquéfie sous la pression ambiante qu'à une très basse température ( $-253^\circ C$ ). L'hydrogène est un vecteur énergétique : il doit donc être fabriqué avant d'être stocké et utilisé [25].

L'hydrogène est un combustible qui permet de répondre aux deux problématiques à savoir la diminution des ressources en pétrole et la pollution atmosphérique ; c'est aussi une ressource d'énergie renouvelable. L'hydrogène est un produit industriel, et est un combustible propre sans émission de carbone, sa combustion produit seulement de l'eau et une quantité réduite d'oxydes d'azote. Bien qu'il existe en abondance dans l'univers, l'hydrogène est un gaz qui n'existe pas à l'état naturel où il est combiné à l'oxygène ou à de longues chaînes carbonées. L'hydrogène n'est donc pas une énergie primaire mais un vecteur énergétique [19]. C'est une matière gazeuse non toxique, non odorante et qui peut également être brûlée complètement. Et son coût de production par électrolyse est lié à l'électricité et à son mode de production. Dans le cas d'une électricité, ce sont les coûts en capitaux du système renouvelable (photovoltaïque, éolien....) qui influenceront [26]. La combustion d'hydrogène avec de l'oxygène produit de l'eau comme seul produit [29]:



##### 4.1. Propriétés de l'hydrogène :

L'hydrogène a des propriétés de combustion très intéressantes (haute diffusivité, vitesse de la flamme élevée, plage d'inflammabilité plus étendue...etc.), qui permettent lorsqu'il est utilisé dans les moteurs de fonctionner à des performances énergétiques et environnementales très attrayantes. Les majeurs inconvénients de l'utilisation d'hydrogène dans le moteur diesel sont : l'apparition du phénomène de cliquetis, le retour de la flamme et pré allumage [24].

L'hydrogène se caractérise par une réactivité élevée et une vitesse de combustion jusqu'à cinq fois plus importante que celle du méthane ou de l'isooctane (**tableau 1.2**). De plus, l'hydrogène présente un domaine d'inflammabilité plus étendu que celui des autres carburants (**figure 1. 7**). Grâce à ces caractéristiques, l'ajout d'une faible quantité d'hydrogène dans le mélange carburant-air-diluant permet d'augmenter les vitesses de combustion et de rendre la combustion plus stable en réduisant la durée de combustion et en diminuant les variations

cycle-à-cycle. En plus de ces avantages, l'ajout d'une certaine quantité d'hydrogène permet toutefois d'améliorer la résistance du mélange carburant/air au cliquetis [20].

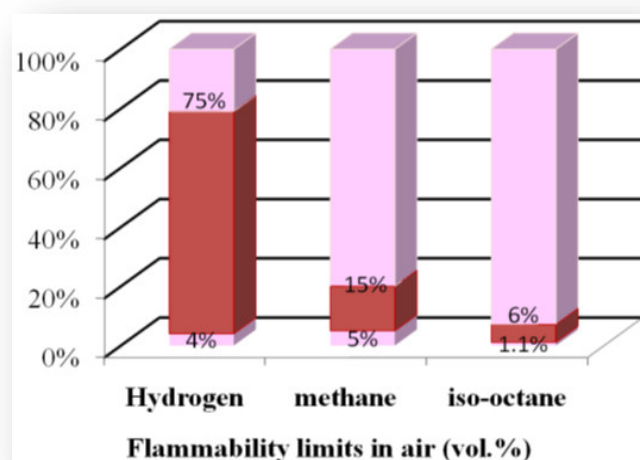


Figure 1. 7. Limites de l'inflammabilité de l'hydrogène du méthane et de l'isooctane

Propriété (1atm/ 298.15 K)	Méthane	Hydrogène	Essence	Diesel
Pouvoir calorifique inférieure (PCI) (MJ / kg)	46.72	119.7	44.79	42.5
pouvoir calorifique inférieur volumétrique	32.97	10.22	216.38	–
PCI du mélange stœchiométrique (MJ / m3)	3.13	3.02	3.83	–
Densité au NTP (kg / m3)	0.67	0.08	720–775	833–881
Masse molaire (kg / mol)	16.04	2.02	100–105	204
Coefficient de diffusion (cm <sup>2</sup> / s)	0.189	0.61	–	–
Limites d'inflammabilité dans l'air (% vol) (inf – sup)	5.3–15.0	4.0–75.0	1.2–6.0	0.7–5
Vitesse de la flamme laminaire au NTP (m/s)	0.38	2.65–3.25	0.37–0.43	–
Température d'auto-inflammation dans l'air (K)	813	858	~500–750	~553
Température de la flamme adiabatique dans l'air NTP (K)	2224	2379	~2470	2327
Énergie minimale d'inflammation (mJ) [26]	0.28	0.02	0.25	–
Distance de désactivation dans l'air NTP (mm)	2.03	0.64	~2.0	–

Tableau 1.2: Tabl Propriétés physicochimiques typiques des carburants concernés [31].

#### **4.2. L'Hydrogène comme vecteur énergétique :**

L'hydrogène est une des matières de base des industries chimique et pétrochimique. L'utilisation de l'hydrogène dans les moteurs à combustion interne permet un fonctionnement en mélanges pauvres pour toutes les charges, ce qui résulte en une augmentation du rendement, une réduction d'émission de NOx, ainsi qu'une diminution de la consommation spécifique [24].

Les champs d'application de l'hydrogène comme carburant dans une économie de l'hydrogène qui attend d'être mise en place sont nombreux : dans les centrales électriques stationnaires et les véhicules. L'hydrogène est utilisé comme fluide caloporteur dans certaines machines de haute puissance [27].

L'Hydrogène est utilisé dans les piles à combustibles ainsi que dans les machines thermique à hydrogène (les moteurs alternatifs, les turbines à vapeur et à gaz) [28].

L'utilisation d'hydrogène comme combustible est intéressante pour plusieurs raisons. Tout d'abord, le seul rejet polluant de combustion de l'hydrogène est les NOx (dans les moteurs et turbines) ; sinon aucun polluant ni émis. Son utilisation permet donc d'éliminer l'émission de dioxyde de carbone à l'endroit où se situe l'installation de machine thermique. De plus, il sera alors possible d'utiliser des combustibles qui contiennent une grande quantité d'hydrogène dans le but de produire de l'énergie et de la chaleur tout en produisant peu d'émissions polluantes, en ayant une grande efficacité thermique et un processus peu coûteux.

L'hydrogène ne peut être utilisé comme carburant unique dans un moteur à allumage par compression (CI), car la température d'auto allumage est très élevée qui requiert des taux de compression très élevés.

L'utilisation d'hydrogène dans les moteurs à combustion interne. Augmente l'efficacité et réduit les émissions d'oxydes d'azote, ainsi que la consommation spécifique [21].

L'hydrogène peut être produit à partir d'un grand nombre d'énergies primaires et être utilisé dans une multitude d'applications mobiles et stationnaires, notamment via la technologie de la pile à combustibles. Même si l'hydrogène est vu comme un futur vecteur d'énergies clé, il subsiste plusieurs points de résistance d'aspect technique, (économique et social).

Premièrement, les technologies relatives à la production, au stockage et à la distribution doivent être développées afin que l'hydrogène soit utilisé comme un combustible usuel.

Deuxièmement, les limites d'inflammabilités de l'hydrogène sont très étendues. Cela nécessitera de redéfinir certaines normes de sécurité [29].

### 4.3. Avantages d'utilisation l'hydrogène dans le moteur

L'utilisation de l'hydrogène en tant que carburant dans les moteurs à combustion interne présente, à l'évidence, plusieurs avantages conséquents [11].

- À bas régime, le moteur à hydrogène est plus efficace et à haut régime, c'est le moteur thermique qui prend le dessus.
- Le seul polluants émis par la combustion d'hydrogène est les oxydes d'azote ( $\text{NO}_x$ ) de ce fait il ne génère pas de produits toxiques tels que les acides organiques, HC, CO,  $\text{CO}_2$  et  $\text{SO}_x$ .
- L'utilisation d'hydrogène comme carburant ne connaît pas les mêmes problèmes techniques que ceux rencontrés lors de l'utilisation des carburants liquides.
- La plage d'inflammabilité de l'hydrogène dans l'air est très étendu (de 4 à 75 % en volume), ce qui rend possible son inflammation avec large gamme de mélange air/carburant.

### 4. 4. Les inconvénients d'utilisation l'hydrogène dans le moteur

Toutefois, l'utilisation de l'hydrogène comme combustible dans le domaine automobile a des inconvénients [11, 26] :

- L'hydrogène ne peut pas être utilisé directement dans un moteur diesel, puisque sa température d'auto-inflammation est très élevée en effet une bougie d'étincelle est recommandé ou bien l'utilisation d'une petite quantité d'un combustible ayant un nombre de cétane élevée (diesel, biodiesel, ...etc.) qui va jouer le rôle de la source de chaleur d'allumage (bougie).
- Ses flammes se propagent près de la paroi du cylindre et de l'injection, par ce que l'hydrogène possède une courte distance d'extinction de la flamme.
- La faible énergie d'allumage de l'hydrogène contribue à l'application des gaz chauds et des points chauds dans le cylindre, qui peuvent servir de sources d'allumages

prématurés au cours de la course d'admission qui provoque le phénomène de pré-allumage ainsi retour de flamme.

- Du fait de la légèreté, l'hydrogène, à poids égal, occupe un volume beaucoup plus important qu'un autre gaz.
- L'hydrogène est élément le plus abondant dans la nature, il existe sous forme de dihydrogène, qu'il n'existe jamais à l'état pur.
- L'hydrogène peut s'enflammer ou exploser au contact de l'air.

## 6. L'utilisation de mélange H<sub>2</sub>-Gaz Naturel (HCNG) dans le moteur diesel

Le HCNG a été utilisé comme carburant de remplacement dans un moteur diesel non modifié via un collecteur d'admission et la réduction du carburant diesel a été obtenue à l'aide d'une injection pilote.

### 6.1. Les avantages de mélange gaz naturel-hydrogène (HCNG)

En fait une amélioration sur le moteur dual fuel au gaz naturel par l'ajout de l'hydrogène, qui se caractérise par ces avantages

- L'addition d'hydrogène au GN était une méthode prometteuse pour améliorer le mode de fonctionnement du moteur dual fuel.
- A faible charge, l'enrichissement de gaz naturel en hydrogène réduit généralement les émissions de THC (hydrocarbures imbrulé total "le gaz naturel et H<sub>2</sub> résiduel inclus avec HC) et CO en raison de l'amélioration de la combustion de mélange gazeux, avec les émissions CO<sub>2</sub> réduites et les émissions de NO<sub>x</sub> légèrement augmente.
- En outre un avantage important en termes de performances du moteur a été obtenus, à savoir une réduction de 60% de la consommation spécifique avec le mélange de 10% de H<sub>2</sub> par rapport au gaz naturel pur.
- A forte charge, [70, 90%], les études de [Zhou et al], examines sur les pourcentages de H<sub>2</sub>, ils ont trouvés que l'addition de 30% d'hydrogène dans le méthane s'est avéré être le meilleur carburant pour réduire les émissions de particules et NO<sub>x</sub> [32].

**CONCLUSION**

Dans ce chapitre, nous avons décrit les principaux concepts essentiels intervenant dans un moteur à combustion interne. On a vu que il y a des problèmes sur les moteurs dual fuels en ce qui concerne la consommation aux faible charge et les émissions d'hydrocarbure et de monoxyde de carbone. Certaines pistes d'amélioration du fonctionnement de moteur dual fuel ont été examinées pour résoudre ces problèmes de performance. Le dopage en hydrogène parmi les techniques utilisées.

# Chapitre 2

## 2.1. Introduction

Le mode dual fuel est une technique prometteuse pour l'utilisation de gaz naturel dans les moteurs à combustion interne. L'addition d'hydrogène au gaz naturel est une méthode efficace pour améliorer la qualité de combustion, avec une vitesse laminaire d'hydrogène sept fois plus élevée que celle de méthane. Cela peut améliorer aussi la stabilité de la combustion. L'enrichissement de méthane par l'hydrogène peut réduire les émissions polluantes (THC, CO,....), et peuvent également augmenter le rendement thermique et diminuer la consommation de carburant.

## 2.2. Etat de l'art

**Selim. M.Y.E (2001) [33]** A étudié expérimentalement l'effet de plusieurs paramètres (charge moteur, vitesse de rotation, angle d'injection et quantité de combustible pilote) sur le gradient de pression cylindre à la charge maximale durant la phase combustion qui représente le bruit moteur due à la combustion. Le moteur qui a utilisé est diesel (Ricardo E6) alimenté au gaz naturel, monocylindre, à injection directe, avec un taux de compression 21,07 :1 a une puissance de 09 kW à 3000 tr/min, d'une course 111,1 mm, d'un alésage 76,6 mm avec un angle d'injection varie de 20 à 45 degré vilebrequin (°V) avant PMH. Il a remarqué que le gradient de pression cylindre diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur, mais il augmente avec l'avance de l'injection de combustible pilote dans les deux modes de fonctionnement. L'augmentation de la quantité de combustible pilote diminue le bruit de combustion jusqu'à certain valeur puis il augmente.

À une vitesse constante, l'augmentation de la charge n'a pas eu d'impact significatif sur le gradient de pression cylindre dans le moteur diesel. Par contre dans le moteur dual fuel ; l'augmentation de la charge a entraîné une augmentation de gradient de pression maximale. En générale, à la charge maximale et dans tous les cas qui a traité le gradient de pression cylindre est

plus élevée en mode dual fuel en comparaison avec le mode diesel conventionnel.

**Bauer CG.et al (2001) [34]** Ont étudié l'effet d'ajout d'hydrogène sur les performances des véhicules fonctionnant avec du mélange-hydrogène ( $\text{CH}_4/\text{H}_2$ ) méthane en proportions suivantes (en %): 100/0, 80/20, 60/40, 40/60, en faisant varier la richesse, la charge, à la vitesse de rotation 700 et 900 tr/min. Ils ont utilisé un moteur monocylindrique avec un taux de compression 8,5:1. Ils ont déduit que :

Avec l'ajout de l'hydrogène (60%), la puissance effectif diminue jusqu'à 8% pour un  $\phi = 1$  et la consommation spécifique diminue jusqu'à 14% pour un  $0,58 < \phi < 1$ . L'ajout d'hydrogène jusqu'à 60% en volume contribue à la diminution des émissions de  $\text{CO}_2$  jusqu'à 26% (pour  $\phi$  allant de 0,58 jusqu'à 1,0), de CO jusqu'à 40% (pour  $\phi = 0,95$ ), des HC jusqu'à 60% ( $\phi$  allant de 0,58 jusqu'à 1,0) et à l'augmentation des émissions de NO de presque 30% (pour une fraction volumique égale à 40%), pour  $\phi = 0,83$ .

**Papagiannakis et al (2004) [35]** Ont effectué une comparaison des performances énergétiques et émissions de moteur Diesel conventionnel avec le moteur dual fuel (gaz naturel-diesel). Le moteur qui ont utilisé moteur à diesel Lister LV1, monocylindrique, à quatre temps, à refroidissement par air, à injection directe modifiée pour fonctionner en mode dual fuel avec GN comme combustible primaire. Leurs études ont montré que la pression cylindre au cours de la course de compression (près du PMH) était légèrement inférieure en mode dual-fuel. Le pic de pression cylindre en mode dual-fuel est toujours inférieur à celui du mode diesel conventionnel, ceci est valable à faible et à forte charge moteur. Ils ont noté que, sous toutes les charges du moteur, les émissions de  $\text{NO}_x$  en mode dual-fuel, étaient inférieures à celles du mode diesel conventionnel. Les émissions des particules de suies ont augmenté en mode diesel avec l'augmentation de la charge du moteur et sont

plus élevées en comparaison avec le mode dual fuel. Ils ont trouvé que le moteur dual fuel souffre des émissions élevées de CO et HC par rapport au mode diesel conventionnel et une consommation plus élevée en particulier aux faibles charges. Cette dernière peut compenser voir les le faible prix de gaz naturel.

**Roy et al (2010) [36]** ont effectué une investigation expérimentale sur les performances et les émissions polluantes d'un moteur dual fuel suralimenté avec l'hydrogène comme combustible primaire et diesel combustible pilote. Pour objectif d'optimiser l'angle d'injection de diesel pilote, maximiser la puissance moteur pour différentes richesses sans apparition du phénomène de cliquetis et à un pic de pression inférieur à une valeur maximale. Les expériences ont été réalisées sur un moteur diesel à injection directe, 4 temps, monocylindre, refroidi par eau modifié pour fonctionner en mode dual-fuel à une vitesse moteur 1000 tr/min à pression d'injection et quantité de combustible pilote constante pour différentes richesses et aux différents instants d'injection avec et sans dilution.

Le moteur a d'abord été testé avec des conditions de fonctionnement en hydrogène jusqu'à une richesse maximale possible de 0,3. Les résultats qui ont été obtenus sont:

- La PME (pression moyenne effective) maximale est 908 kPa et un rendement thermique d'environ 42% est atteint.
- La richesse n'a pas pu être augmentée davantage en raison du cliquetis du moteur.
- Les émissions de CO n'étaient que d'environ 5 ppm et celle de HC d'environ 15 ppm. Cependant, les émissions de NO<sub>x</sub> étaient élevées, de 100 à 200 ppm ou plus. La dilution de la charge par N<sub>2</sub> a ensuite été effectuée pour obtenir des émissions de NO<sub>x</sub> très faibles. La réduction de 100% des NO<sub>x</sub> a été atteinte.

- En raison de la dilution par le gaz  $N_2$ , de plus grandes quantités d'énergie pourraient être introduite à partir d'hydrogène sans avoir risque de cliquetis, et une augmentation de PME d'environ 13% par rapport au cas sans dilution de charge (normal ou initiale).

**Miyamoto et al (2011) [37]** Ils ont fait une investigation expérimentale de l'effet d'ajout d'hydrogène à l'air admis sur les performances moteur émissions polluantes dans moteur diesel à haute pression d'injection et injection tardive (02 degré vilebrequin avant PMH).

Ils ont utilisés moteur diesel monocylindre à injection directe avec un taux de compression 16,7, à une vitesse de rotation de 1500 à 3000 tr/min, une pression d'injection de carburant diesel de 150 MPa et une température de l'eau de refroidissement d'environ de 348 à 500 K. dans leurs essais ils ont gardé l'énergie total introduites par l'hydrogène et le diesel constante et ils ont varié la fraction d'hydrogène.

Ils ont trouvé que le gradient de pression est faible à la fraction d'hydrogène 10% en volume dans l'air admis et des émissions de NO minimale à une fraction d' $H_2$  particulier. Afin d'avoir un gradient de pression plus faible possible avec des émissions de  $NO_x$  et des fumées très faibles ils ont testé l'utilisation d'EGR. Ils ont constaté que dans le cas de l'injection de carburant diesel à l'angle 2 degré vilebrequin Avant PMH avec 3,9% de l'hydrogène dans l'air admis, la valeur d'émission de fumée était de 0%, l'émission de NO était très faible, la variation cycle-par-cycle était très faible et le gradient de la pression cylindre maximum était acceptable au voisinage stœchiométriques sans affecter le rendement thermique.

**Liu et al (2012) [38]** Ils ont numériquement analysé l'effet de l'addition d'hydrogène dans le mélange DME (Di-Méthyl Ether)/ $CH_4$  sur les caractéristiques de la combustion et les émissions polluantes d'un moteur dual

fuel. Les résultats qui ont obtenus montrent que, l'angle d'autoallumage avance et le pic de pression cylindre augmente avec l'addition d'hydrogène. L'addition d'hydrogène à un grand effet au début et à la fin de la phase de combustion. L'émission de CH<sub>4</sub> est réduite avec l'addition de l'hydrogène. L'émission de CO est diminuée et la grande portion de CO restant est produite par la combustion du CH<sub>4</sub> pré mélangé. Avec l'ajout d'hydrogène, l'émission de NO est augmentée. La simulation montre que les émissions finales de NO<sub>x</sub> sont déterminées de manière significative par la stratégie d'injection et la quantité de carburant pilote utilisée dans le cas de moteur dual fuel.

**Liu et al(2013) [39]** Dans cette étude, ils ont investigué l'effet de la quantité de combustible pilote à un angle d'injection optimale sur les émissions de moteur dual-fuel GNC/diesel. Le moteur qui ont utilisé dans l'expérimentation est diesel à système de rampe commune, à injection directe, 6 cylindres, avec une puissance nominale 247 kW à la vitesse de rotation 2200 tr/min. ils ont trouvé que :

- L'émission de CO en mode dual-fuel est considérablement plus élevée que ceux des modes de fonctionnement diesel standard, même à forte charge.
- Le mode dual-fuel réduit les émissions de NO<sub>x</sub> de 30% en moyenne par rapport au mode diesel.
- Les émissions de HC total (THC) en mode dual-fuel sont évidemment plus élevées que celles du mode diesel normal, en particulier pour les faibles à moyennes charges. Et environ 90% des émissions de THC est du méthane imbrûlé.
- Les émissions de THC diminuent considérablement avec l'augmentation de la quantité de combustible pilote (diesel)
- Les émissions de particules sont inférieures en mode diesel par rapport au mode dual fuel.

- L'émission de particules augmente avec l'augmentation de la quantité de combustible pilote.

**Lounici et al (2014) [40]** Ils ont évalué les performances et les émissions du moteur fonctionnant en mode dual-fuel avec biogaz-gazole ainsi que l'effet de la composition du biogaz sur les performances et les émissions, de plus ils ont vérifié le risque d'apparitions des cliquetis. Le moteur qui ont utilisé est diesel lister Petter, monocylindre à injection directe, d'une puissance 4.5 kW à la vitesse de rotation 1500tr/min, avec taux de compression 18:1.

Ils ont trouvé que le mode dual-fuel est une technique très attractive pour réduire les émissions des particules de suie, en particulier à des charges élevées. Le rendement thermique, la puissance maximale sont faible en mode dual fuel en comparaison avec le mode diesel.

Ils ont constaté que le biogaz contenant 70% de CH<sub>4</sub> offre des performances meilleures en comparaison avec 50, 60 et 80% de CH<sub>4</sub>. En plus, ils ont constaté que le biogaz résiste bien au phénomène de cliquetis. La résistance au cliquetis est plus grande lorsque le pourcentage de CO<sub>2</sub> est élevé.

**Lounici et al (2014) [41]** Ont expérimentalement examiné et comparé les caractéristiques de la combustion, les performances énergétiques et les émissions polluantes entre mode dual fuel et diesel conventionnel pour quatre vitesses de rotations (1500, 1800, 2000 et 2200 tr/min) chaque une à quatre charges différentes (20, 40, 60, 80 90% de la charge maximale). Le moteur testé est diesel de type Lister Peter TS1 à quatre temps, monocylindre, à injection directe, à un taux de compression 18:1 et une puissance maximale 4.5 kW à 1500 tr/min. Le combustible primaire (gaz naturel) est introduit dans le conduit d'admission, la quantité de gasoil injecté en mode dual fuel est fixée pour toutes les charges à environ de 10% de la charge maximale en énergie. Les résultats qui ont obtenu sont intéressantes aux moyennes et fortes charges

qui sont représentés par : une diminution de la consommation spécifique, de la concentration de CO, CO<sub>2</sub> et en particulier une diminution très importante des particules de suie aux fortes charges. Par contre aux faibles charges une mauvaise qualité de combustion est remarquée à cause de la combinaison de la faible température et la faible richesse qui traduit par : une consommation spécifique élevée, augmentation de la concentration de CO et les hydrocarbures imbrulés.

**Zhou et al (2014) [42]** Ils ont examiné les performances et les émissions du moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel avec différents carburants (H<sub>2</sub> ou CH<sub>4</sub> ou mélange GN-H<sub>2</sub> avec différent pourcentage de H<sub>2</sub> dans le mélange) et cinq charges moteur. Le moteur qui ont utilisé diesel ISUZU 4HF1, 4 cylindres avec un taux de compression 19,0: 1 et une puissance maximale 88 kW à 3200 tr/min. Ils ont conclu que:

- La pression cylindre et le dégagement de chaleur changent légèrement aux faibles à moyennes charges mais augmentent considérablement aux fortes charges en raison de la température de combustion élevée et de la quantité important de diesel pilote qui contribue à une meilleure combustion des combustible gazeux.
- Les performances de moteur dual fuel à la charge 30% augmente avec l'augmentation du taux de substitution d'hydrogène et sont toujours meilleur que ceux de dual fuel CH<sub>4</sub>-diesel.
- En comparaison avec le mode dual fuel standard (CH<sub>4</sub>-diesel), l'enrichissement de méthane par l'hydrogène contribue à la réduction des émissions de CO/CO<sub>2</sub>/HC sans affecter les émissions des NO<sub>x</sub>. Le fonctionnement de moteur en mode dual fuel avec le mélange CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub> et diesel peut supprimer ou bien avoir des niveaux très faible des émissions de particules de suies.

- Ils observé que l'enrichissement de méthane avec l'hydrogène à un taux de 30% aux charge 70 et 90% est le meilleur choix et peuvent réduire considérablement les émissions des NO<sub>x</sub> et les particules de suies.

**Madhujit Deb et al (2015) [43]** Ils ont analysé les performances et les émissions d'un moteur diesel modifié pour fonctionner en mode dual fuel (hydrogène–diesel), pour plusieurs taux de substitution d'hydrogène (0%, 11%, 17%, 30% et 42%). L'hydrogène est introduit dans le collecteur d'admission en utilisant l'injecteur GPL-GNG et le gazole est injecté directement dans la chambre de combustion. Le moteur utilisé est diesel monocylindre, quatre temps, à injection directe (KirloskarTV1), avec un taux de compression 17,5:1, d'une puissance maximale de 5,2 kW à 1500 tr/min.

Ils constaté que :

- Une augmentation du rendement thermique effectif et diminution de la consommation spécifique avec l'augmentation du taux de substitution d'hydrogène.
- Les émissions de CO<sub>2</sub>, et de fumée diminuent avec l'augmentation du pourcentage de l'hydrogène en énergie. En revanche, les émissions de NO<sub>x</sub> ont augmenté à mesure avec l'augmentation de taux d'hydrogène
- La pression cylindre maximale et le taux de dégagement de chaleur maximales augmente significativement avec l'augmentation du taux d'hydrogène.

**Arat et al (2016) [44]** Ils ont expérimentalement étudié l'effet de l'enrichissement de GN par l'hydrogène (GN-H<sub>2</sub>) sur les performances et les émissions du moteur. Dans cette étude. Ils ont utilisé un moteur diesel modifié 3,6 L, quatre cylindres, refroidi à l'eau, entre 1200 et 2600 tr/min.

Ils ont observé qu'avec le mélange GN-H<sub>2</sub> à 30% d'hydrogène (30HGN). Le couple moteur, la puissance et la consommation spécifique ils diminuent de 4,3, 8 et 26,8% respectivement. En plus, les émissions des NO<sub>x</sub> et CO<sub>2</sub> diminuent de 74,2 et 16,7% respectivement, par contre l'émission CO augmenté de 8 %.

**Aklouche et al (2017) [45]** ils ont expérimentalement analysé le fonctionnement de moteur dual fuel en utilisant le biogaz synthétique aux fortes charges à un taux de substitution de biogaz en énergie (PES) constant. Ils ont comparé les performances, caractéristiques de la combustion, délai d'auto allumage et les émissions de moteur dual fuel (biogaz-diesel) et le moteur diesel conventionnel. Le moteur testé est diesel de type Lister Peter TS1 à quatre temps, monocylindre, à injection directe, à un taux de compression 18:1 et une puissance maximale 4.5 kW à 1500 tr/min.

Le biogaz synthétique (combustible primaire) utilisé est composé de 60% CH<sub>4</sub> et 40% CO<sub>2</sub>, il est introduit dans le conduit d'admission via la technique de carburation. Dans les l'expérimentation, ils ont varié la richesse ( $\phi$ ) en variant le débit d'air sachant que ils ont gardé l'énergie introduite dans le moteur constante pour tous les cas examiné.

Les résultats qui ont obtenu montrent que lorsque la richesse augmente, le délai d'auto allumage augmente et le pic de dégagement de chaleur augmente aussi. De plus, lorsque la richesse augmente de 0,35 à 0,7, les émissions de HC, CO diminuent par 77% et 58% respectivement. Les émissions des NO<sub>x</sub> diminuent par 24% et le rendement thermique augmente de 13% pour une énergie de substitution de biogaz égale à 60%.

**Tarabet et al (2017) [46]** Dans le même moteur, Lister Peter TS1, ils ont investigué l'effet de l'enrichissement de GN par l'hydrogène sur les performances énergétiques et environnementales de moteur fonctionnant en mode dual-fuel avec biodiesel (eucalyptus) comme combustible pilote pour plusieurs pourcentage d'hydrogène. Ils ont constaté que l'ajout d'H<sub>2</sub> conduit à

une réduction des hydrocarbures imbrulés totales (THC) et de CO par rapport au gaz naturel pur. Et l'émission de NOx augmenté jusqu'à 60% pour tous les charges moteur, en plus. L'enrichissement de GN en H<sub>2</sub> entraîne une augmentation significative du taux de dégagement de chaleur et de pic de pression en raison du court délai d'inflammation et de la combustion rapide au cours de la phase de combustion pré-mélangée, par rapport au mode dual fuel (GN-biodiesel). Ils ont également conclu que la consommation spécifique plus élevée et rendement thermique plus faible pour le mode dual-fuel comparé au fonctionnement diesel conventionnel pour les faibles à moyennes charges.

**Talibi et al (2017) [47]** ils ont examinée l'influence de la composition du mélange GN/H<sub>2</sub> (80/20, 60/40, 50/50, 40/60 et 20/80) sur les performances et les émissions polluantes du moteur pour différentes charges (pression moyenne effectif) varient entre 0 à 7 bar. Le moteur testé est à allumage par compression, 4 cylindre, 2 litre, pression maximale dans cylindre 150bar, et taux de compression 18 :3,1. Ils ont constaté que :

- L'augmentation de la fraction d'hydrogène dans le mélange réduit le délai d'auto allumage et augmente le taux maximal de dégagement de chaleur aux fortes charges.
- pour toute les charges du moteur, les émissions CO<sub>2</sub> et les particules de suie diminue et les émissions CO, NOx et THC plus élevé en mode dual fuel par rapport les diesel conventionnels.

**Li et al (2017) [48]** Ils ont analysé l'effet de l'ajout de l'hydrogène ou GN sur les caractéristiques de combustion (début de combustion, pic de dégagement de chaleur, durée de combustion et rendement thermique) d'un moteur diesel lourd converti pour fonctionner en mode dual fuel. L'effet de l'hydrogène est investigué à des charge allant de 10 à 70% de la charge maximale et un pourcentage en volume d'hydrogène dans l'air allant jusqu'à 6.5% et le gaz naturel pour des charges de 15 à 100% et le pourcentage en volume de GN

dans l'air allant jusqu'à 5%. Ils ont mené des tests sur un moteur 1999 Cummins ISM 370 à allumage par compression, six cylindres, d'un taux de compression 16,5:1 avec une puissance max 370 chv à 2100tr/min. les principaux résultats qui ont obtenu sont :

- aux faibles charges, l'ajout d'un grand pourcentage d'H<sub>2</sub> ou GN diminue le taux de dégagement (HRR) de la phase de combustion pré-mélangé.
- Aux fortes charges, l'ajout relativement grand poucentage d'H<sub>2</sub> et GN augmente considérablement le pic de HRR de la phase de combustion diffusion. La substitution en H<sub>2</sub> a un effet plus grand que le GN sur le pic de HRR.
- L'ajout de GN retard le début de combustion tandis que l'ajout d'H<sub>2</sub> a un faible effet.
- Le rendement thermique augmente avec l'addition d'une quantité importante d'hydrogène ou gaz naturel aux moyennes à fortes charges qui due à la diminution de la durée de combustion.
- Le rendement thermique diminue aux faibles charges en mode dual fuel.

**Imran et al (2018) [49]** Ils ont examiné l'effet de l'enrichissement de gaz naturel en hydrogène dans un moteur fonctionnant en mode dual fuel avec le gazole et Ester Méthylique de Colza (*rapeseed methyl ester*) comme combustible pilote sur les émissions des NO<sub>x</sub> et particules de suies en particulier. Ils ont réalisé des tests sur un moteur Gardner 1L2 monocylindre à allumage commandé d'un alésage 107,95 mm, d'une course de 152,40mm, d'un taux de compression 13,11:1, et d'une puissance maximale 11kw à 1500tr/min, le moment d'injection est 24,5 °V avant PMH. Ils ont constaté une baisse significative des émissions de HC, avec l'addition de H<sub>2</sub> aux faibles charges, tandis avec petite augmentation des NO<sub>x</sub> comparés au mode dual fuel à base de gaz naturel.

**Yousefia et al (2019) [50]** ils ont étudié l'effet de l'angle d'injection de diesel sur les performances et les émissions de moteurs dual-fuel (GN-diesel) pour quatre charges différentes. Le moteur utilisé est diesel, monocylindre, à un taux de compression 16,25 :1 à 2100tr/min modifié pour fonctionner en mode dual fuel. Cette étude a montré que :

Le pic de pression, le rendement thermique et les émissions des NO<sub>x</sub> augmentent quand on avance le moment d'injection du carburant pour tous les charges. Tandis que les émissions de méthane non brûlé et CO<sub>2</sub> diminuent dans le moteur dual-fuel, avec tous les charges et les vitesses.

**Nag et al (2019) [51]** Ils ont investigué les performances et les émissions d'un moteur alimenté par un mélange gaz naturel-hydrogène avec la recirculation des gaz d'échappement (EGR) aux différentes charges (25%, 50%, 75% et 100%). Ils ont varié le taux d'EGR (0%, 5% et 10%) pour différents pourcentage d'hydrogène (0%, 10% et 30%). Le moteur testé est diesel (Kirloskar TV1), monocylindre, quatre temps, à un taux de compression 17,5 :1 avec une puissance 5.2 KW à 1500tr/min. Les résultats obtenus montrent qu'un pourcentage de 30% d'hydrogène et 10% d'EGR réduit de 38,4%, 27,4%, 33,4%, 32,3% et 20% les émissions de NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, THC et les PM, respectivement. Dans ce cas, il est utile de combiner l'ajout d'hydrogène et de RGE pour réduire les émissions globales. Le rendement thermique plus élevé est obtenu avec un taux de substitution d'hydrogène égale à 30% et un taux de 0 % d'EGR à la charge 100%.

**S. Ouchikh et al (2019) [32]** Ils ont examiné l'effet de l'addition d'hydrogène au gaz naturel en mode dual fuel sur les caractéristiques de la combustion. Ils ont fait les essais avec un moteur à allumage par compression Lister Petter (TS1) monocylindre refroidi à l'air, à une puissance 4,5 kW à 1500 tr/min. Différentes fractions d'hydrogène (10, 20 et 30% en volume) sont examinées. Les résultats sont comparés à ceux du diesel conventionnel et du dual fuel au

gaz naturel pur. Leurs conclusions montrent que l'ajout d'hydrogène au gaz naturel améliore le taux de dégagement de chaleur (HRR), qui conduit à une augmentation de la pression à forte charge (4,1 bar à une charge de 70%). Aussi, ils ont confirmé que le mode dual fuel au gaz naturel souffre d'un rendement thermique inférieur, donc ont conséquent d'une consommation d'énergie spécifique (BSEC) plus élevé, par rapport au mode diesel classique à charges partielles.  $COV_{IMEP}$  ne dépasse pas 10% avec tous les mélanges d'essais pour l'hydrogène. En ce qui concerne les performances, une amélioration importante de la conversion d'énergie a été obtenue avec presque tous les mélanges d'hydrogène, grâce à une combustion améliorée du carburant gazeux. Un rendement thermique effectif (BTE) maximum de 32,5%, presque similaire à celui du diesel, et une consommation de carburant minimale de 236 g / kWh sont obtenus avec un enrichissement en hydrogène de 10% à une charge du moteur de 70%.

### 2.3. Conclusion

L'enrichissement de gaz naturel avec l'hydrogène améliorer le rendement du moteur. Il augmente avec l'augmentation de la fraction d'hydrogène à différents instants d'injection.

En ce qui concerne les émissions, en général, HC, CO<sub>2</sub>, et les émissions de CO diminuent avec l'augmentation de pourcentage d'hydrogène. D'autre part, l'ajout d'hydrogène provoque une augmentation des émissions de NO<sub>x</sub>. Cependant, quand on atteint à un pourcentage de H<sub>2</sub> 30%', les émissions de NO<sub>x</sub> peuvent être diminuées.

En effet, l'ajout d'hydrogène a l'effet inverse sur les émissions d'hydrocarbures, il donc nécessaire de faire des compromis dans une proportion de H<sub>2</sub> dont les émissions de NO<sub>x</sub> et d'hydrocarbures sont également faibles.

# Chapitre 3

### 3.1. Introduction

Le gaz naturel et l'hydrogène sont des combustibles très proteurs pour être utiliser comme carburant alternatifs dans les moteurs à combustion interne. Le gaz naturel présente des avantages environnementaux ,en plus de sa large disponibilité et distribution dans le monde, et le coût qui reste faible et encourageux. Le gaz naturel peut être produit par les énergie renouvelable comme le biogaz produit par plusieurs techniques. L'hydrogène présente également des avantages environnementaux. Ces propriétés physico-chimique sont très attrayantes. De plus, l'hydrogène peut être produit via les énergies renouvelables par l'électrolyse de l'eau en utilisant l'énergie solaire (photo voltaïque ou thermique), eoliènne , bioénergie ou géothermique comme source d'énergie primaire dans l'electrolyseur.

La presente étude consiste en une investigation experimentale de l'effet d'introduire l'hydroène sur les performances énergétique et environnementales dans un moteur à allumage par compression. Pour cela, on examine l'effet d'hydrogène dans le cas de moteur diesel pour lequel on fait une comparaison entre le moteur diesel conventionnel et dual fuel (H<sub>2</sub>-gazole). L'effet du taux de substitution en hydrogène est examiné. Dans la seconde partie on examine l'effet d'hydrogène dans le cas de moteur dual fuel (GN-gazole) pour lequel on fait une comparaison entre le moteur diesel conventionnel, dual fuel (GN-gazole) et dual fuel (HGN-gazole). l'effet du taux de substitution du gaz naturel par l'hydrogene est aussi étudié.

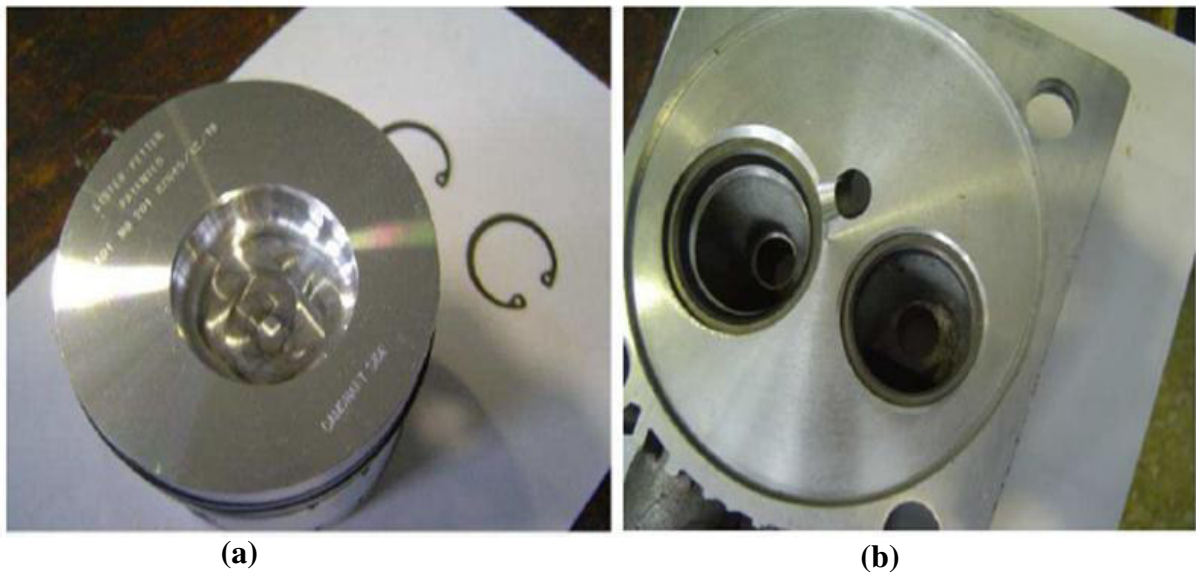
### 3.2.Présentation du banc d'essais

La figure (3.2) donne une vue d'enemble du banc d'essai et la figure (3.3) montre ses différents constituants ainsi que les moyens d'acquisitions utilisés. Ce banc d'essai est composé principalemet d'un moteur diesel, d'un frein dynamométrique, d'une baie d'analyse des gaz d'échappement, d'un analyseur des particules et d'un système d'alimentation en gaz.

#### 3.2.1 Caractéristiques du moteur

Le moteur utilisé est un monocylindre diesel (Lister-Petter TS1) refroidi par air, conçu pour fonctionner à vitesse variable, comprise entre 0 et 2500 tr/min. la puissance est 4,5 kW à 1500 tr/mn. Les principales caractéristiques techniques de ce moteur sont données dans le tableau 3.1.

La tête du piston est sous forme d'un bol (*bowl en anglais*) désaxé par rapport à l'axe centrale du cylindre, la culasse possède une soupape d'admission et une soupape d'échappement de diamètres différents (Figure 3.1).



**Figure 3.1: Photo représentative du piston (a) et de la culasse (b) du moteur Lister-Petter**

Modèle	Lister-Petter TS1
Type de moteur	4 temps, allumage par compression, injection directe diesel
Nombre de cylindre	Monocylindre
Alésage x Course	95,5 x 88,94 mm
Bielle	165,3 mm
Cylindrée	630 cm <sup>3</sup>
Taux de compression	18
Injection	13 °V avant le PMH
Pression d'injection	250 bars
Puissance nominale	4,5 kW à 1500 tr/min
AOA	36° V avant le PMH
RFA	69° V après le PMB
AOE	76° V avant le PMB
RFE	32° V après le PMH

**Tableau 3.1 : Les principales caractéristiques techniques de ce moteur.**



---

1- Moteur Diesel

2- Analyseur de gaz

3- Analyseur des  
particules

4) Réservoir du  
diesel

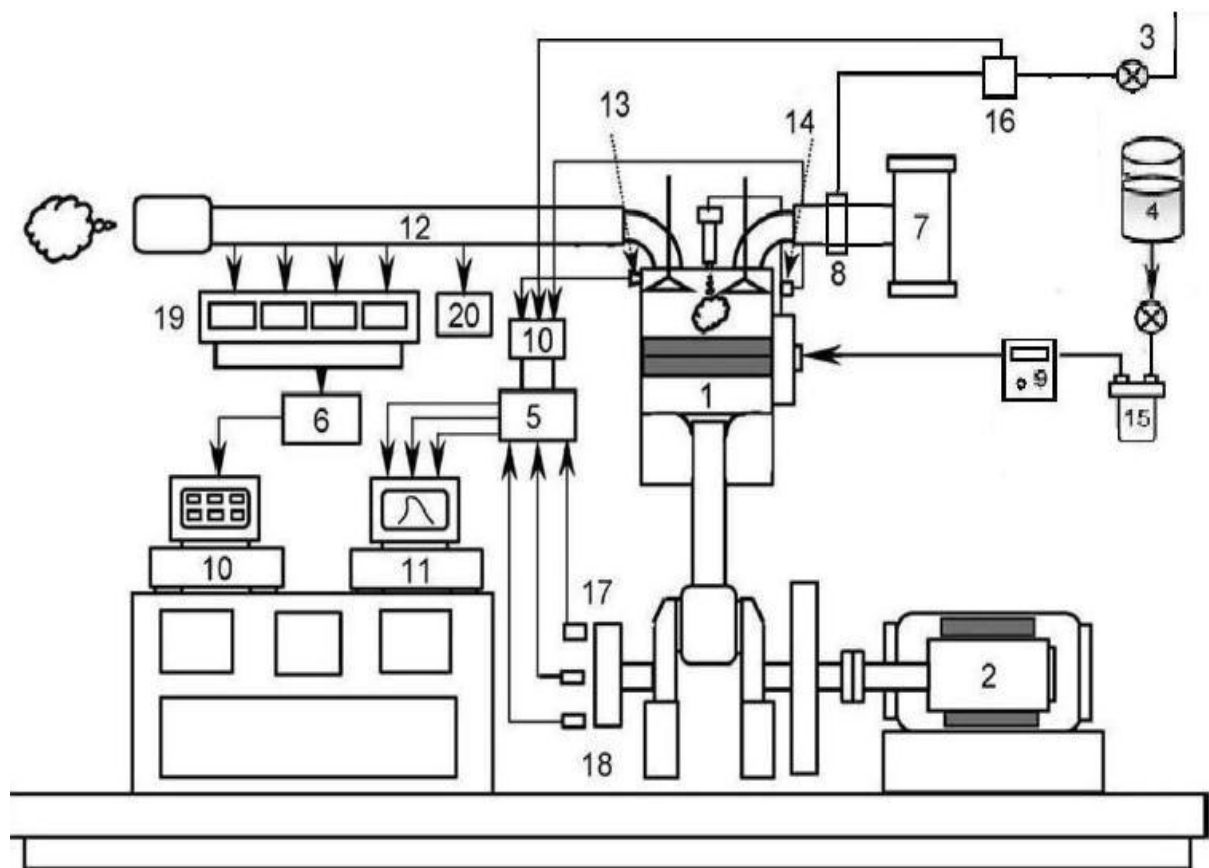
5) Réservoir du  
biocarburant

6) Débitmètre  
(carburant)

7) Câbles des  
thermocouples

---

**Figure 3.2 : Dispositif expérimental pour les essais moteur [8].**



**Figure 3.3 : Représentation détaillée de l'installation expérimentale**

1. Moteur diesel monocylindre	11. Système d'acquisition rapide
2. Frein dynamométrique	12. Système d'acquisition lent
3. combustibles gazeux	13. Capteur de pression cylindre
4. Réservoir du gazole	14. Capteur de pression d'injection
5. Carte de capteur de pression	15. Filtre du combustible liquide
6. Carte de l'analyseur fumée	16. Débitmètre massique pour gaz carburant
7. Entrée d'air d'admission	17. Détecteur du PMH
8. Mélangeur air-gaz	18. Capteur de vitesse de rotation
9. Débitmètre de combustion	19. Analyseur de gaz de d'échappement
10. Amplificateur de signal	20. Analyseur de particules

### 3.2.2. Frein dynamométrique

Le banc d'essai moteur est couplé à un frein dynamométrique à courants de Foucault, utilisé comme frein moteur figure.3.3. Cette machine joue le rôle d'une machine motrice au démarrage du moteur, et se transforme en machine génératrice lorsque le moteur fonctionne normalement. L'énergie mécanique convertie en électricité est transmise directement au réseau à l'aide d'un convertisseur. En outre, afin de reproduire une puissance électrique à une fréquence de 50Hz, le régime moteur doit prendre une valeur constante au cours des tous les

cas étudiés ; pour notre cas nous avons opté pour une vitesse de rotation du régime 1500 tr/min.

### 3.2.3. Carburant gazeux

Deux types de carburant gazeux ont été testés pour le fonctionnement du moteur diesel en mode dual-fuel : le hydrogène et le gaz naturel.

## 3.3. Système d'acquisition

Le banc d'essai moteur comprend deux systèmes d'acquisition : acquisition rapide et Lente.

### 3.3.1. Acquisition lente

Ce système est utilisé pour mesurer plusieurs paramètres décrivant le régime permanent ou quasi-stationnaire à une fréquence de 125Hz. Nous citons parmi eux :

- Débit de la combustion
- Débit d'air
- Température et pression
- Température et pression ambiante
- Compositions des émissions polluantes
- Vitesse de rotation du moteur
- Température de parois du cylindre et de la culasse
- température de l'huile et de l'eau de refroidissement
- Puissance du moteur.
- Couple de frein.

### 3.3.2. Système d'acquisition rapide

Un système numérique d'acquisition rapide de données (AVL-Indiwin) est mis en place afin d'enregistrer les paramètres variant au cours du cycle moteur chaque 0,2 °V à une fréquence de 0.9 Hz. Ces paramètres se résument par :

- Angle vilebrequin,
- Pression cylindre,
- Pression d'injection.

## 3.4. Procédure expérimentale

L'objet de la présente étude est l'investigation des performances énergétiques et environnementales, d'un moteur diesel adapté pour fonctionner en mode dual fuel. On a utilisé le gazole comme combustible pilote.

Pour la première série d'essai, l'hydrogène a été utilisé comme combustible gazeux. Afin d'étudier ce mode de fonctionnement, différentes teneurs d'hydrogène en énergie ont été

examinées (3%, 5%, 10%, 15%). Le reste (la majorité) de l'énergie est assuré par le gasoil. Dans le cas de moteur fonctionnant en mode dual fuel à l'hydrogène la majorité d'énergie est assurée par le gasoil et le reste par l'hydrogène. Dans ce cas l'utilisation d'hydrogène est pour améliorer la qualité de combustion.

Pour la seconde série d'essais, le gaz naturel est enrichi par l'hydrogène. Dans ce cas, la majorité de l'énergie introduite est assurée par le combustible primaire et la petite quantité par le combustible pilote. Dans ces essais l'énergie de gasoil (combustible pilote) est fixé au minimum afin d'assurer l'énergie nécessaire à allumage de mélange air-carburant, le pourcentage de gasoil est fixé à environ 15% de la puissance à la charge maximale. Différentes teneurs d'hydrogène dans le gaz naturel en énergie ont été examinées (3%, 5%, 10%, 15% et 20%) qui représente 10,3%, 16,3%, 29,2%, 39,6% et 48,1% en volume ou bien 1,26%, 2,12%, 4,38%, 6,78% et 9,34% en masse.

Les charges considérées sont, 20%, 40%, 60%, 80% et 100% de la charge maximale à une vitesse de rotation maintenue constante à 1500 tr/min.

### **3.5. Etude du moteur fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par différent pourcentage d'hydrogène**

#### **3.5.1. Les performances énergétiques**

##### **➤ Rendement thermique**

La figure (3.4), présente la variation du rendement thermique en fonction de la charge moteur. On remarque que le rendement thermique augmente avec la charge, pour les deux modes de fonctionnement. En générale le rendement thermique en mode dual fuel est meilleur par rapport au mode diesel conventionnel. Cela est justifié par l'amélioration de la qualité de combustion à cause de la haute diffusivité d'hydrogène et la vitesse de la flamme très importante [43]. Le rendement thermique en mode dual fuel pour les faibles pourcentages d'hydrogène est toujours supérieur par rapport aux pourcentages élevé (10% et 15%), cela peut être justifié par le rendement volumétrique élevé pour les faibles pourcentages et l'amélioration de la combustion avec l'hydrogène. Autrement, il y'a deux facteur l'addition d'hydrogène améliore la combustion mais par contre le rendement volumétrique (remplissage) diminue avec l'augmentation du taux d'hydrogène (une quantité d'air est remplacé par le combustible gazeux) [22].

Le meilleur rendement est obtenu pour un taux de substitution de 5% en hydrogène pour toutes les charges testés.

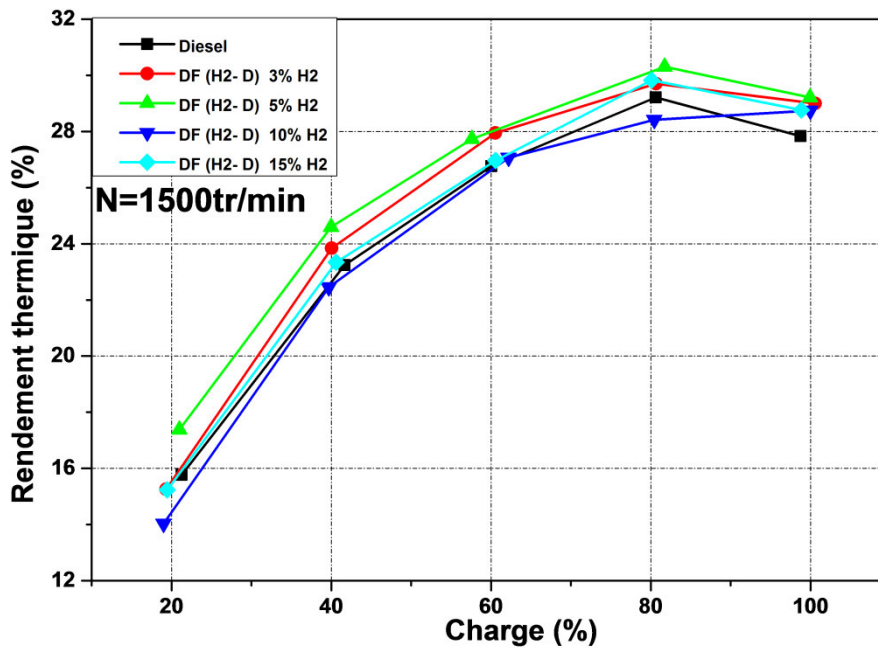


Figure 3.4: la variation de rendement thermique en fonction de charge

#### ➤ Consommation spécifique

La figure (3.5) présente la variation de la consommation spécifique pour les deux modes testés en fonction de la charge moteur. La consommation spécifique diminue avec la charge pour les différents cas testés. Pour toutes les charges, la consommation spécifique en mode dual fuel est inférieure par rapport au diesel conventionnel.

La courbe de la consommation spécifique est l'inverse du rendement c.à.d. lorsque le rendement est élevé la consommation spécifique est faible. Pour notre cas on remarque que la consommation spécifique diminue avec l'augmentation du taux d'hydrogène. Vu que le pouvoir calorifique (en masse) d'hydrogène est très élevé (plus 2 fois) par rapport au gasoil, de plus, le taux de substitution d'hydrogène n'est fort lorsque la consommation spécifique est faible.

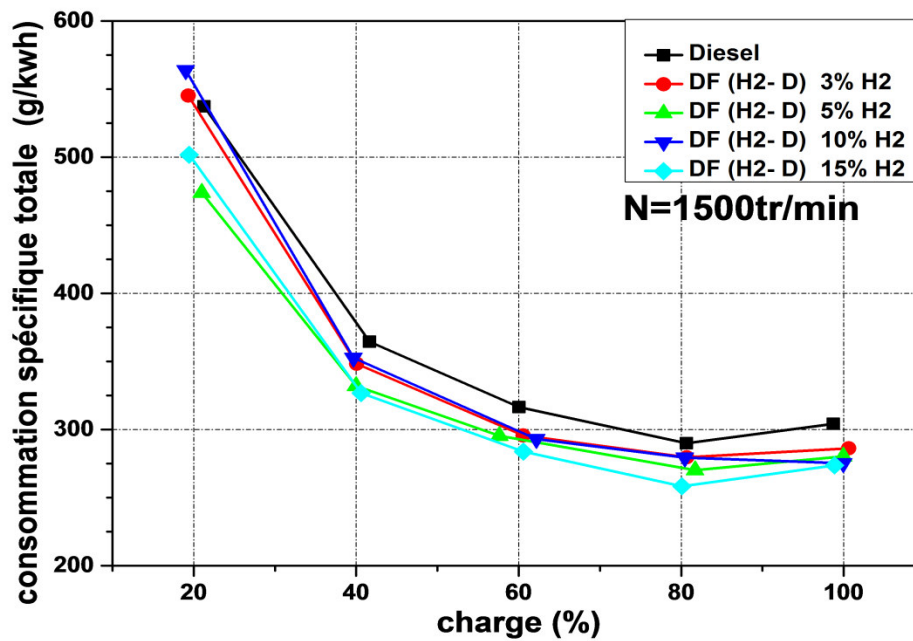


Figure 3.5 : la variation de la consommation spécifique en fonction de la charge

### 3.5.2. Les émissions polluantes

#### ➤ Les émissions des NO<sub>x</sub>

La formation des NO<sub>x</sub> dans un moteur à combustion interne est liée à la température, à la concentration en oxygène et au temps résiduelle des espèces dans la chambre de combustion [43]. La Figure (3.6) montre la variation des émissions des NO<sub>x</sub> en fonction de la charge, en mode de fonctionnement diesel et dual fuel pour différents taux de substitution d'hydrogène. Aux faibles charges (20 et 40%) l'ajout d'hydrogène c'était plus avantage par rapport à celle de diesel conventionnel.

A la charge 20%, en générale les émissions des NO<sub>x</sub> du moteur diesel conventionnel sont légèrement supérieures en comparaison avec le mode dual fuel. Cette augmentation peut être expliqué par l'augmentation de de la température dans les cylindre dans le mode diesel, grand pourcentage d'oxygène dans le cylindre en mode diesel et le faible temps résiduel en mode dual fuel. A 5% d'hydrogène donne une minimum valeur des émissions des NO<sub>x</sub> par rapport les autres mélanges. A la charge 40%, les émissions des NO<sub>x</sub> sont presque identiques.

Aux charges (60%, 80% et 100%), fortes charges, les émissions des NO<sub>x</sub> sont supérieures en mode dual fuel par rapport au mode diesel conventionnel. Cela, peut être expliqué par la haute température de mélange avec l'utilisation d'hydrogène autrement avec l'addition d'hydrogène améliore la qualité de combustion ce qui augmente la température à l'intérieur de la chambre. En générale les émissions des NO<sub>x</sub> augmente avec l'augmentation du pourcentage d'hydrogène.

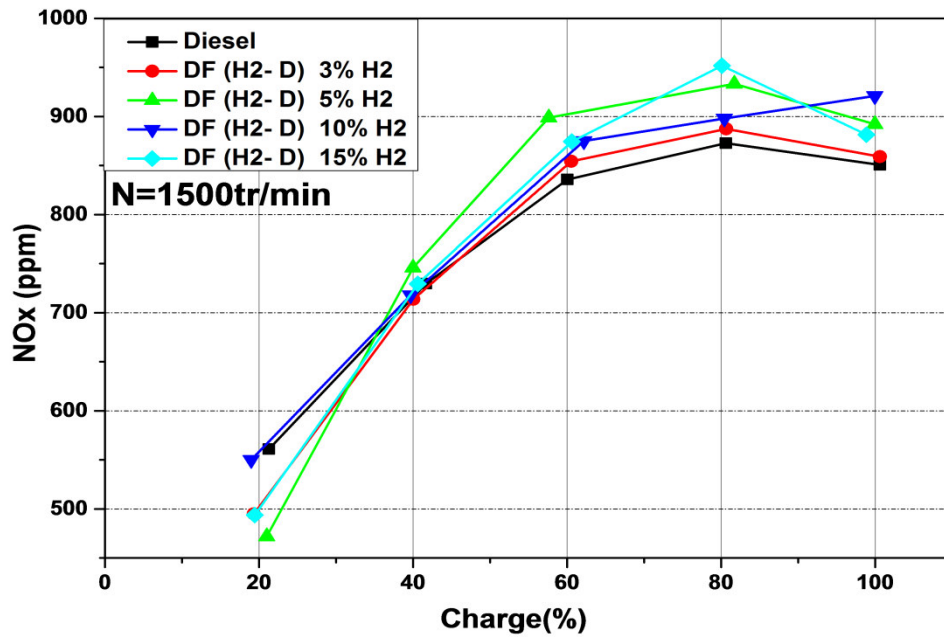


Figure 3.6: la variation des émissions des NOx en fonction de la charge

#### ➤ Les émissions de NO

La figure (3.7), présente la variation des émissions de NO en fonction de la charge de moteur. D'après la figure on remarque que la tendance des NO est identique avec les émissions des NOx. Les valeurs de NO sont inférieures aux valeurs des NOx car les NOx incluent le NO, la majorité des NOx est de NO et le reste NO<sub>2</sub> et d'autres éléments. Aux faibles et moyennes charges, l'émission de NO (monoxyde d'azote) est généralement inférieure en mode DF par rapport au mode D. aux fortes charges l'émission de NO est proche ou légèrement supérieure en mode dual fuel.

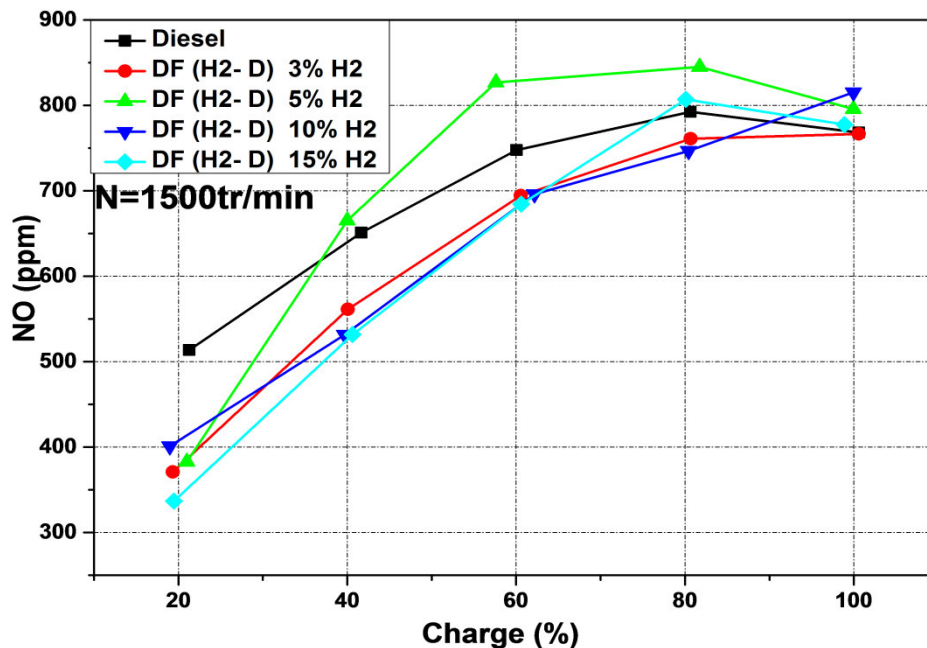


Figure 3.7 : variation des émissions de NO en fonction de charge

### ➤ les émissions de CO<sub>2</sub>

La figure (3.8) montre la variation des émissions de CO<sub>2</sub> en fonction de la charge, en fonctionnement diesel et dual fuel. On remarque que les émissions de CO<sub>2</sub> augmentent avec l'augmentation de la charge pour tous les mélanges testés. Cela est due à la quantité de combustible brûlé car le CO<sub>2</sub> est un produit de combustion donc chaque fois la quantité de combustible augmente le niveau de CO<sub>2</sub> augmente.

Les émissions de CO<sub>2</sub> sont légèrement plus faibles au mode dual-fuel par rapport à celle diesel conventionnel. En générale les émissions de CO<sub>2</sub> diminuent avec l'augmentation du taux d'hydrogène. Ceci est dû au rapport H/C élevé d'hydrogène, or car l'hydrogène ne contient pas de carbone [21]. La différence est faible car le taux d'hydrogène est petit.

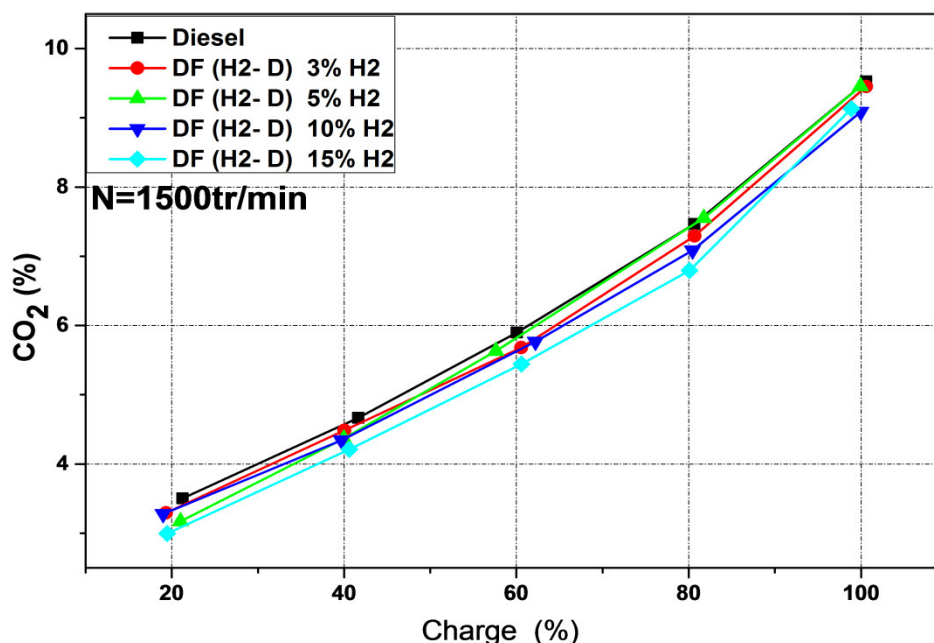


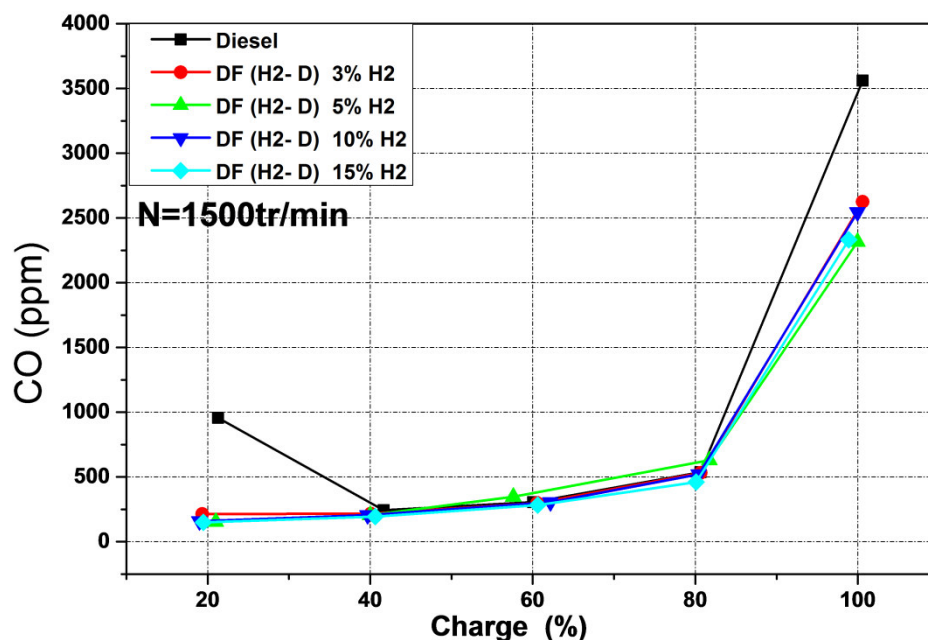
Figure 3.8 : la variation des émissions de CO<sub>2</sub> en fonction de la charge du moteur

### ➤ Les émissions de CO

La figure (3.9) montre une variation des émissions de CO en fonction de la charge moteur, en mode de fonctionnement diesel et dual fuel. A charge 20%, avec l'ajout d'hydrogène on remarque que les émissions de CO deviennent plus faibles par rapport à celle de diesel conventionnel. A 15% d'hydrogène on obtient la minimum valeur des émissions de CO qui est égale à (150 ppm).

Aux charges (40%, 60%, 80%), les émissions de CO en mode dual fuel sont proches aux celles de diesel conventionnel. A la charge 100%, les émissions des CO sont faibles dans le moteur dual fuel en comparaison avec le moteur diesel conventionnel.

Le monoxyde de carbone (CO) est un produit intermédiaire de la combustion le CO augmente avec la diminution de la température cylindre ou bien manque d'oxygène. Par conséquent, l'ajout d'hydrogène diminue la quantité des émissions de CO, à cause de la vitesse élevée de propagation de la flamme de l'hydrogène facilite l'augmentation de la température cylindrique et augmente l'efficacité de la combustion [43].



La figure 3.9 : la variation des émissions de CO en fonction de la charge du moteur

#### ➤ les émissions de PM

La figure (3.10) montre la variation des émissions de PM en fonction de la charge. On remarque que les émissions de PM dans le moteur diesel est plus élevée par rapport au moteur dual fuel. Cela est dû à la quantité du combustible liquide plus importante dans le cas du moteur diesel par rapport à celle du moteur dual fuel. A faible charge (20%, 40%), on obtient les émissions de PM en mode dual fuel, sont presque identiques par rapport à celle de diesel conventionnel.

Le mode dual fuel à l'hydrogène, est une technique très prometteuse pour réduire les émissions de PM, aux fortes charges cette diminution est plus significative pour le cas des pourcentages élevés d'hydrogène (10%, 15%), avec leur valeur ( $71,5 \text{ mg/m}^3$ ,  $63 \text{ mg/m}^3$  respectivement).

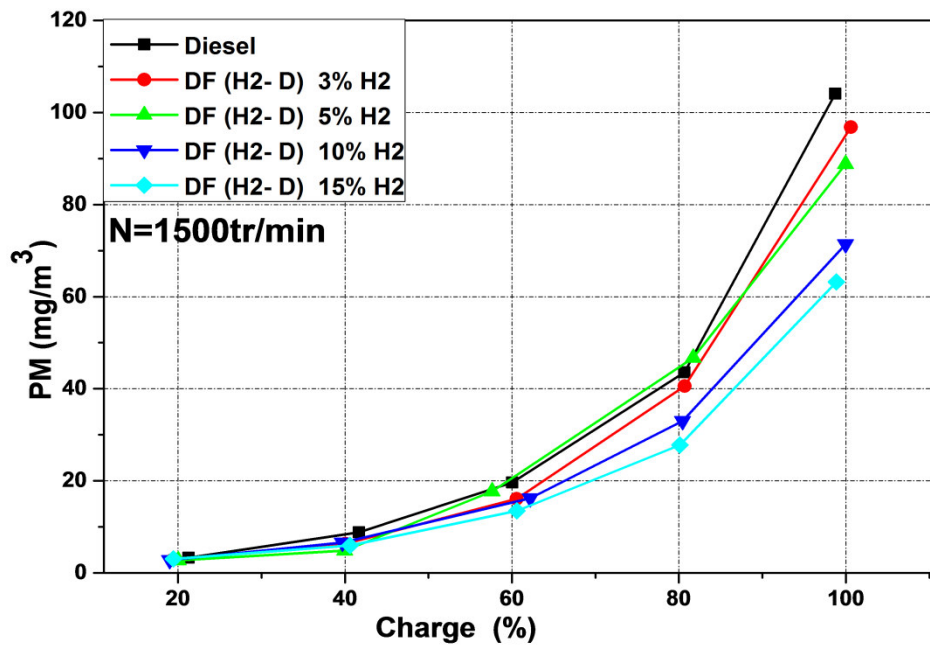


Figure 3.10 : la variation des émissions de PM en fonction de la charge du moteur

➤ le produit d'O<sub>2</sub>

La figure (3.11) présente la variation des émissions d'O<sub>2</sub> en fonction de la charge de moteur. Aux faibles charges en remarque que le pourcentage d'O<sub>2</sub> en mode dual fuel, sont presque identique par rapport à celle de diesel conventionnel. Aux fortes charges, le pourcentage d'O<sub>2</sub> sont très inférieurs par rapport aux faibles charges.

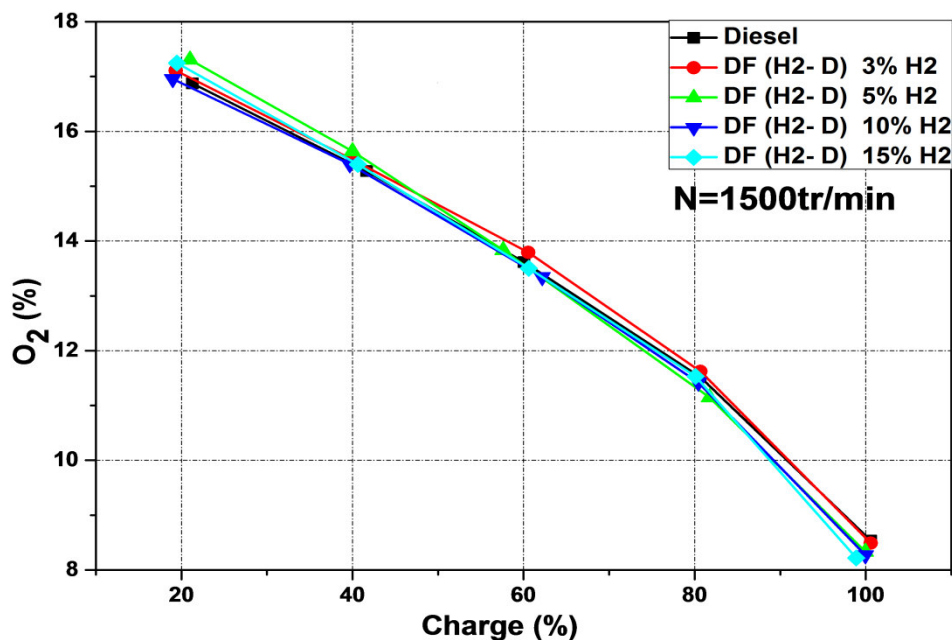


Figure 3.11 : la variation des émissions d'O<sub>2</sub> en fonction de charge du moteur

### ➤ Les émissions de THC

La figure (3.12), montre la variation des émissions de THC (les hydrocarbures imbrulés totales) en fonction de la charge. Les émissions de THC inclus avec la quantité d'hydrogène non brûlé. On remarque que généralement pour les faibles taux d'hydrogène (3% et 5%) le niveau de THC est élevé en comparaison avec le diesel standard aux faibles et moyennes charges. Pour les taux de substitution élevé 10% et 15% le niveau de THC est proche avec le moteur diesel standard aux faibles et moyennes charges. Les émissions de THC est supérieur en fonctionnement diesel aux fortes charges en comparaison avec le mode dual fuel.

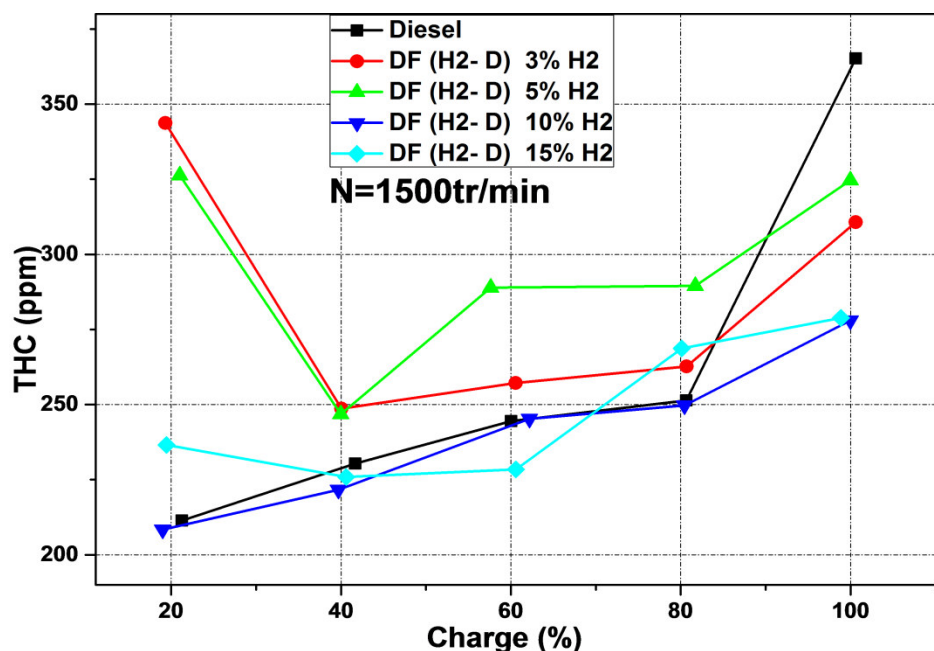


Figure 3.12: variation des émissions de THC en fonction de charge du moteur

## 3.6. Etude du moteur fonctionnant en mode dual-fuel au gaz naturel enrichi par différents pourcentages d'hydrogène

### 3.6.1. Les performances énergétiques

#### ➤ Rendement thermique

La figure (3.13), montre la variation de rendement thermique en fonction de la charge. On remarque que le rendement thermique au mode diesel conventionnel supérieur par rapport au mode dual fuel pour toutes les charges. La valeur maximale obtenue est en mode diesel conventionnel à charge 80% est 29,17%. On remarque que le rendement thermique augmente avec l'addition d'hydrogène sauf au 20%. Cette augmentation peut être expliquée par l'amélioration de la combustion. La diminution pour le pourcentage 20 % peuvent être expliquée par la diminution du rendement volumétrique avec l'augmentation du taux d'hydrogène, masse volumique très faible d'hydrogène donc l'hydrogène occupé un volume important dans le mélange air-carburant admis, et les pertes thermiques importantes à la paroi (distance d'extinction de la flamme qui favorise les pertes thermique à la paroi).

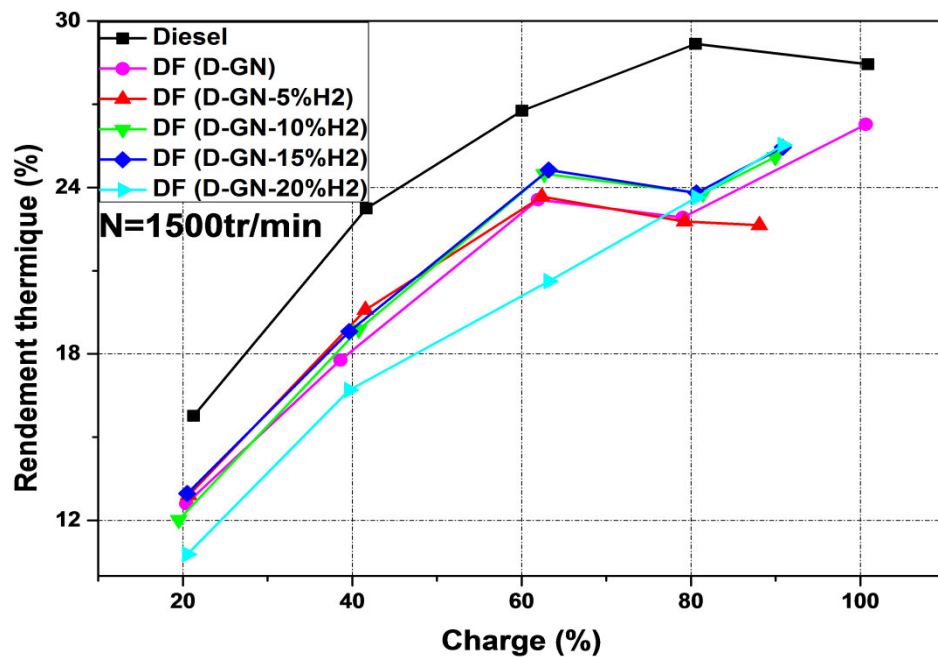


Figure 3.13: la variation de rendement thermique en fonction de charge

#### ➤ Consommation spécifique

La figure (3.14) présente la variation de la consommation spécifique pour les deux modes testés en fonction de la charge. Les courbes présentent la même allure pour le mode diesel et celle en mode dual fuel. On remarque une diminution de la consommation avec l'augmentation de la charge. Aux faibles charges, on obtient que la consommation spécifique en mode dual fuel HCNG est presque identique par rapport au diesel.

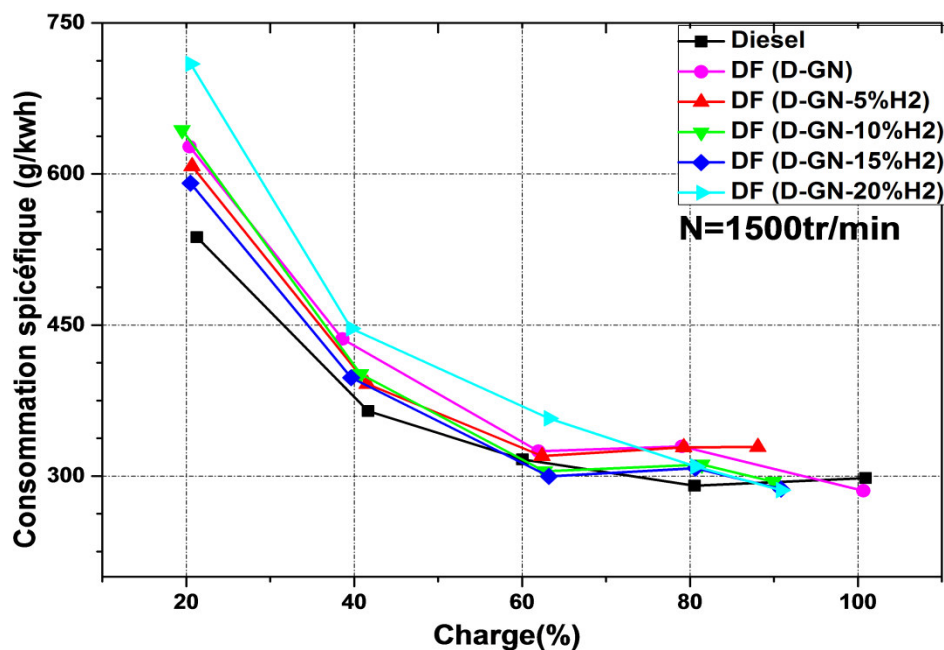


Figure 3.14: la variation de consommation spécifique en fonction de la charge du moteur

### 3.6.2. Les émissions polluantes

#### ➤ Les émissions des NO<sub>x</sub>

La Figure (3.15) montre la variation des émissions des NO<sub>x</sub> en fonction de la charge, en fonctionnement diesel et dual fuel. Pour les faibles et moyennes charges (20%, 40% et 60%), la concentration des NO<sub>x</sub> dans le moteur diesel est plus élevée par rapport au mode dual-fuel. Les émissions des NO<sub>x</sub> en mode dual fuel au gaz naturel est presque identique par rapport en mode dual fuel au gaz naturel enrichi par l'hydrogène (HCNG). Aux fortes charges (80%, 100%), la concentration de NO<sub>x</sub> dans le moteur diesel est inférieure par rapport au moteur dual fuel en particulier à la charge maximale où les émissions des NO<sub>x</sub> sont très élevées. La faible concentration des NO<sub>x</sub> aux faibles charges dans le moteur dual fuel est peut être expliquée par la faible température dans le cylindre car le gaz naturel souffre de la qualité de combustion médiocre aux températures basses. Par contre aux fortes charges, la température augmente dans le cylindre qui améliore la qualité de combustion (augmente la vitesse de la flamme) qui traduit par une augmentation très importante des émissions des NO<sub>x</sub>.

On remarque que la charge en mode dual-fuel au gaz naturel/hydrogène testé est limitée à une charge de 90%. Cette limitation est une mesure de sécurité afin d'éviter le risque d'apparition du phénomène de cliquetis.

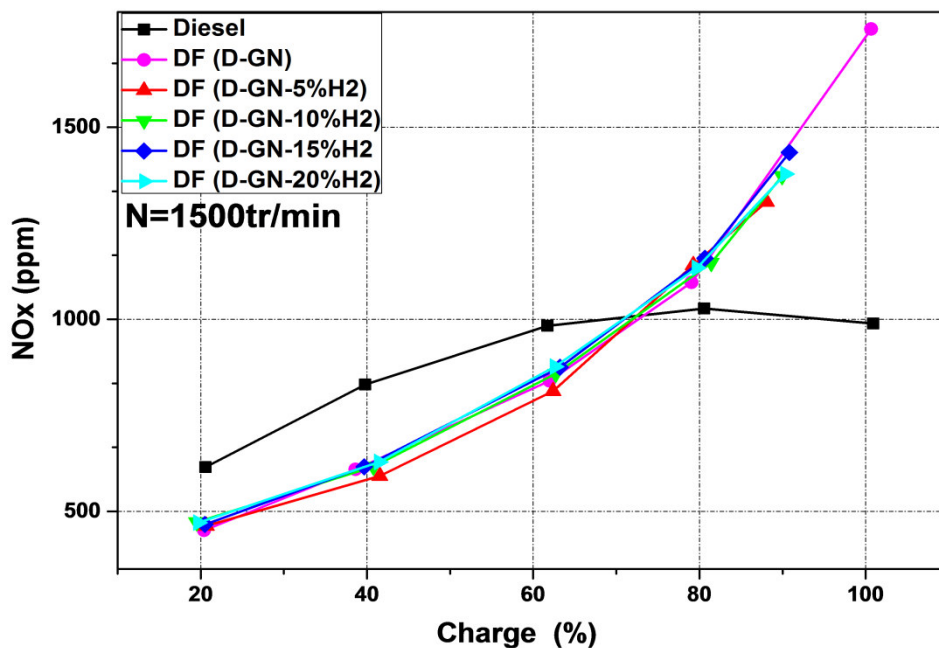


Figure 3.15 : la variation des émissions des NO<sub>x</sub> en fonction de charge du moteur

#### ➤ les émissions de CO<sub>2</sub>

Les émissions de dioxyde de carbone sont des produits directs de la combustion ou des sous-produits d'oxydation d'autres gaz non désirables. La Figure (3.16) montre la variation des émissions de CO<sub>2</sub> en fonction de la charge en fonctionnement diesel et dual fuel. On remarque que les émissions de CO<sub>2</sub> augmentent en fonction avec l'augmentation de la

charge pour tous les mélanges testés. L'augmentation de  $\text{CO}_2$  est justifiée par l'augmentation de la quantité de combustible avec cette dernière.

On remarque que les émissions de  $\text{CO}_2$  dans le moteur diesel conventionnel supérieur par rapport au mode dual fuel. En mode dual fuel (HCNG), présente une réduction significative des émissions de dioxyde de carbone  $\text{CO}_2$  comparés au moteur mode diesel. La diminution de  $\text{CO}_2$  en mode dual fuel est due l'augmentation du rapport H/C dans le gaz naturel (qu'on peut considérer comme de  $\text{CH}_4$  en comparaison avec gasoil  $\text{C}_{12}..C_{14}..$ ) avec l'ajout d'hydrogène dans le gaz naturel le rapport H/C encore et la concentration de  $\text{CO}_2$  diminue encore mais cette diminution est faible car le pourcentage d'hydrogène est faible en masse (1,26%, 2,12%, 4,38%, 6,78% et 9,34%).

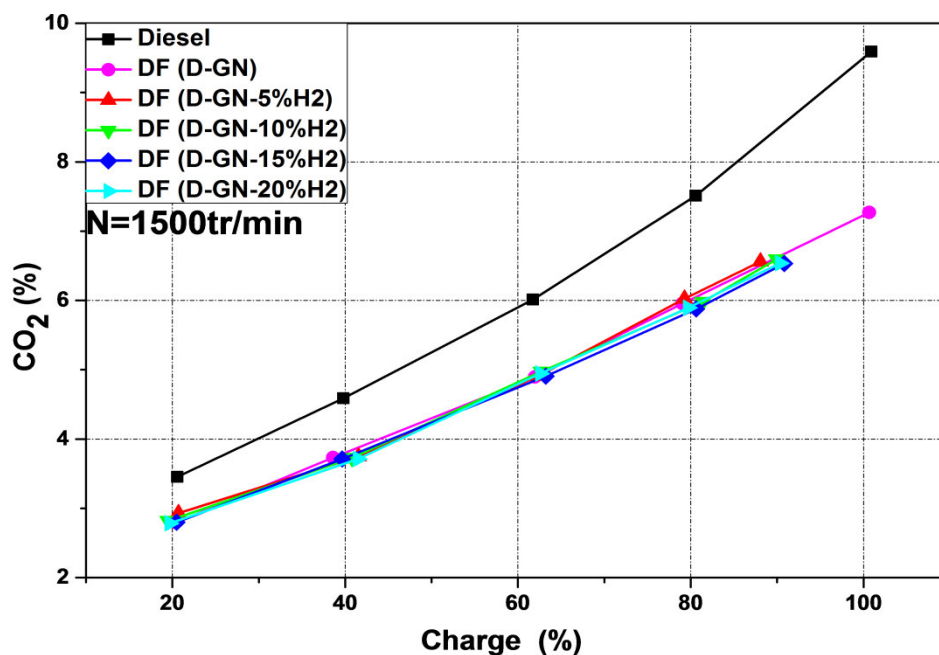


Figure 3.16 : la variation des émissions de  $\text{CO}_2$  en fonction de charge du moteur

#### ➤ les émissions de CO

Le taux de formation de CO est fonction de la quantité disponible de combustible gazeux non brûlé et de la température du mélange, ces deux facteurs contrôlent le taux de décomposition et d'oxydation du combustible.

La figure (3.17), présente la variation des émissions CO en fonction de la charge du moteur. Aux faibles et moyennes charges, les émissions de CO en mode dual fuel est plus élevée par rapport au diesel conventionnel. En remarque qu'en mode dual fuel au gaz naturel et presque identique par rapport par rapport en mode dual fuel au gaz naturel/hydrogène (HCNG). La principale raison de l'augmentation des émissions de CO pourrait résulter d'une combustion incomplète du gaz naturel. A des charges (60%, 80%), en mode dual fuel est toujours supérieur par rapport à celle de diesel conventionnel.

A forte charge (100%), les émissions de CO en mode dual fuel sont inférieures en comparaison avec le diesel conventionnel. On a obtenue en mode dual fuel au gaz naturel la valeur minimale (1125  $[\text{J}/^\circ\text{CA}]$ ).

L'augmentation de CO aux faibles charges en mode dual fuel est due la qualité de combustion qui est mauvaise à cause de la faible température. A la charge (100%), il peut être expliqué par l'augmentation de la température en mode dual fuel qui diminue la concentration de CO et la forte richesse (quantité d'air insuffisante) qui augmente la concentration en mode diesel.

En générale, l'augmentation du taux d'hydrogène diminue la concentration de CO à cause d'excellentes propriétés de combustion d'hydrogène.

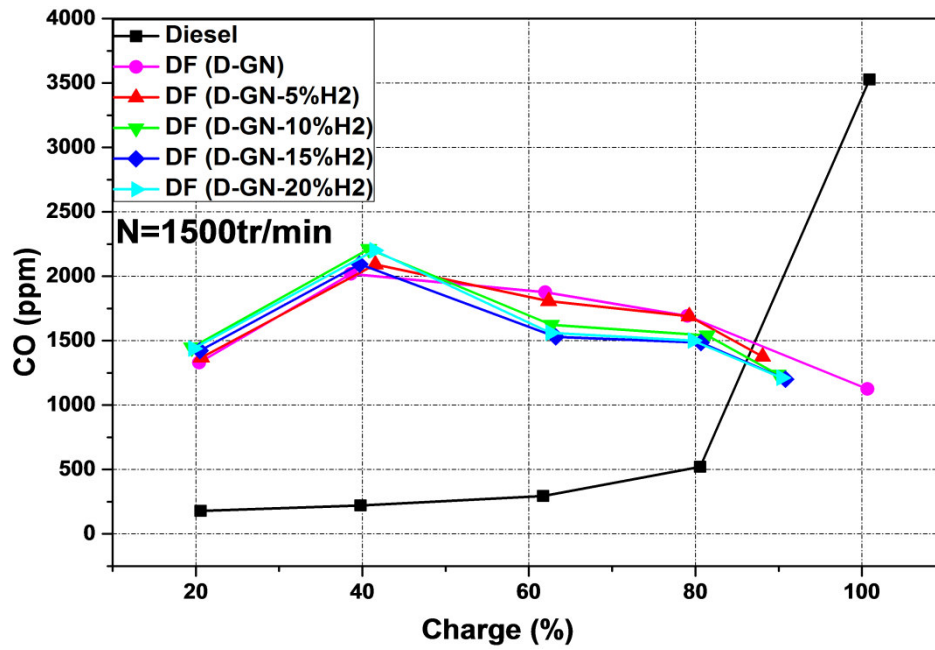


Figure 3.17 : la variation des émissions de CO en fonction de charge

### ➤ Les émissions de THC

Les émissions des hydrocarbures imbrulés totaux (THC Total unburned Hydrocarbon) sont engendrées par une combustion incomplète du carburant. La figure (3.18), présente la variation des émissions THC en fonction de la charge moteur. On remarque que les émissions de THC en fonctionnement dual-fuel plus élevé par rapport au diesel conventionnel pour toutes les charges. La différence entre les deux modes est très significative, en rappel que dans THC ; le combustible (gaz) non brulé est inclus dedans qui sont important ce qui donne des THC très élevés.

Les émissions de THC diminuent avec aux fortes charges dans le mode dual fuel, cette diminution est peut être justifié par l'amélioration de la combustion de gaz naturel aux fortes charges.

En mode dual fuel, l'ajout d'hydrogène au gaz naturel permet une diminution de THC, cette diminution est plus signification pour le cas des pourcentages d'hydrogène (10%,15%, 20%). On remarque que les émissions de THC restent toujours supérieures à celles en mode diesel. Cette diminution de THC avec l'augmentation du taux d'hydrogène peuvent être expliquée par le fait que l'ajout d'hydrogène provoque l'accélération de la propagation de flamme et raccourci la distance de l'extinction de la flamme (quenching distance) ce qui pourrait améliorer qualité de combustion.

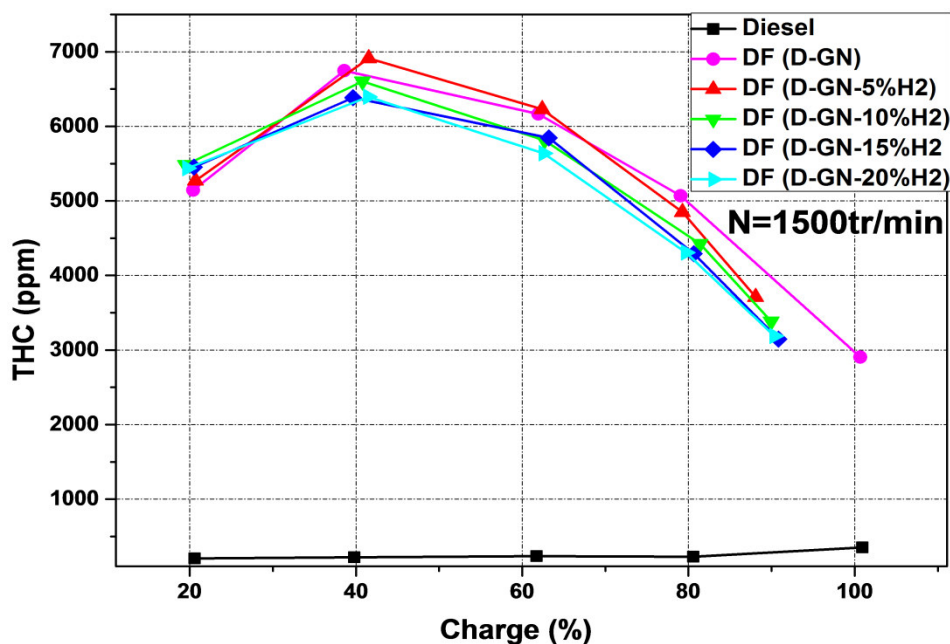


Figure 3.18: la variation des émissions de THC en de la fonction de charge du moteur

### 3.7. Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons présenté l'influence l'ajout hydrogène dans diesel sur les performances et les émissions aux différentes charges de moteur. Les résultats montrent que le moteur converti en mode dual-fuel réduit les émissions polluantes et peut fonctionner avec un rendement élevé.

- Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous avons étudié l'influence de gaz naturel enrichi par d'hydrogène sur les performances et les émissions polluantes d'un moteur. Les résultats montrent qu'il y a une réduction importante du polluantes et des gaz à effet de serre tels que le CO<sub>2</sub> et NO<sub>x</sub> par le moteur mode diesel. A faible charge, la consommation spécifique est élevée en mode dual fuel par rapport au diesel conventionnel.

# Chapitre 4

4.1. Introduction

Dans ce chapitre, on vise à caractériser la combustion dans le moteur à allumage par compression (diesel, dual fuel à l'hydrogène, dual fuel au gaz naturel et dual fuel au mélange hydrogène gaz naturel), en utilisant la pression mesuré ainsi que le dégagement de chaleur calculé. Pour ce faire, l'effet de l'ajout d'hydrogène sur les caractéristique de la combustion notamment le délai d'allumage et la durée de combustion est examiné.

4.2. Modélisation du cycle thermodynamique

L'outil numérique à une grande importance pour le développement des moteurs. Elle est généralement préférée pour analyser les performances des moteurs. Divers modèles ont été ainsi développés. Les modèles thermodynamiques sont aussi appelés modèles zéro-dimensionnels, basés sur les deux premiers principes de la thermodynamique. Ces modèles peuvent se décomposer en deux groupes : les modèles à une zone et ceux multizones (à deux ou trois zones, voire plus). Ils permettent soit de prédire le fonctionnement du moteur (pression et température cylindre, puissance, rendement, éventuellement émissions polluantes) si une loi de combustion est spécifiée (modèle prédictif), soit d'analyser le dégagement de chaleur dû à la combustion à partir d'un diagramme expérimental de la pression dans le cylindre (modèle d'analyse) [52].

La simplicité du modèle "une zone" tient au fait qu'aucune distinction n'y est faire entre les gaz frais et les gaz brulés (bien que ce que évidemment pas le cas en réalité). Le mélange gazeux contenu dans le cylindre est considère comme un mélange homogène dans toute la chambre. De même, les variables thermodynamiques calculées (pression, température...) y sont supposées uniformes [8].

Les modèles à une zone peuvent être utilisés pour analyser le taux du dégagement de chaleur si les diagrammes de pression, déterminés expérimentalement, sont spécifiés dans la 1<sup>ère</sup> loi de la thermodynamique. Ce dernier est plus adapté au calcul des émissions polluantes comme les oxydes de carbone ou d'azote [8]. Une schématisation graphique des modèles physiques est présentée sur la figure (4.1):

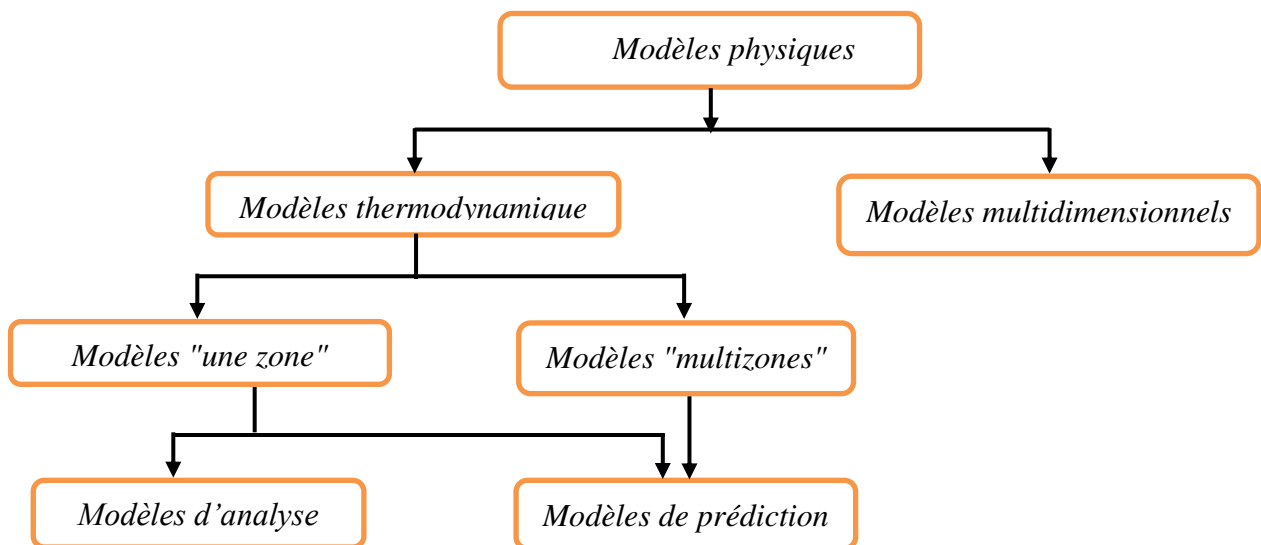


Figure 4.1: synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à combustion interne [8]

**4.2. 1. Modèle d'analyse à une zone**

Comme il a été déjà souligné, le modèle à une zone permet, à partir du calcul et de l'analyse de la vitesse de dégagement de chaleur, de déterminer le délai d'auto-inflammation et la durée de combustion. Cette vitesse de dégagement de chaleur dans le cylindre est fondamentale puisqu'elle permet de retracer l'historique de la combustion.

**4.2.2. Equation de modèle :**

L'expression suivante permet d'obtenir le dégagement de chaleur en utilisant le modèle d'analyse une zone : [8]

$$dQ_{net} = dQ_c - dQ_p = PdV + dU = PdV + mC_vdT \tag{4.1}$$

$$dQ_{net} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} PdV + \frac{1}{\gamma - 1} VdP \tag{4.2}$$

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \tag{4.3}$$

Où  $\frac{dQ_{net}}{d\theta}$  le taux de dégagement de chaleur net,  $P$  est la pression du cylindre,  $\gamma$  le rapport de chaleur spécifique et  $V$  représente le volume instantané de la chambre de combustion, dépend de l'angle de vilebrequin ( $\theta$ ), et des paramètres géométriques du moteur.

Le calcul de la dérivée du volume du cylindre par rapport à l'angle vilebrequin ne pose pas de problème, puisque son expression analytique est connue. Le volume du cylindre évolue avec le déplacement du piston et son expression est déterminée par rapport à l'angle vilebrequin et aux paramètres géométriques du moteur :

$$V(\theta) = V_m + \frac{C_u}{2} [1 + \lambda_v - \cos\left(\frac{\pi}{180}\theta\right) - \sqrt{\lambda_v^2 - \sin^2\left(\frac{\pi}{180}\theta\right)}] \tag{4.4}$$

$V_m$  : Volume mort de la chambre

$C_u$  : Cylindre unitaire de la chambre

$\lambda_v$  : Rapport de La longueur de la bielle sur le rayon de manivelle du vilebrequin :

$$\lambda_v = \frac{l_b}{r} \tag{4.5}$$

La dérivée de l'équation (4.4) donne la variation du volume en angle vilebrequin:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{180} \frac{C_u}{2} \sin\left(\frac{\pi}{180}\theta\right) \left[ \frac{\cos\left(\frac{\pi}{180}\theta\right)}{\sqrt{\lambda_v^2 - \sin^2\left(\frac{\pi}{180}\theta\right)}} \right] \tag{4.6}$$

Un traitement des données de pression par une technique de lissage est indispensable, suite à la tendance bruyante du signal de la pression cylindre entre les valeurs successives. Comme le signal de pression mesuré est fortement bruité (figure 4.2), le bruit sur la dérivée sera amplifié donc le calcul de dégagement de chaleur sera fortement bruité ou bien amplifié. Afin de limiter l'effet du bruit de mesure, nous utilisons une technique de lissage des signaux [52].

#### 4.2.3. Technique de lissage

##### ➤ La moyenne glissante (mobile)

La moyenne glissante, est un type de moyenne statistique utilisée pour analyser des séries ordonnées de données, en supprimant les fluctuations transitoires de façon à en souligner les tendances à plus long terme. Cette moyenne est dite mobile parce qu'elle est recalculée de façon continue, en utilisant à chaque calcul un sous-ensemble d'éléments dans lequel un nouvel élément remplace le plus ancien ou s'ajoute au sous-ensemble. Autrement dit, c'est une moyenne qui, au lieu d'être calculée sur l'ensemble des  $n$  valeurs d'un échantillonnage, est calculée tour à tour sur chaque sous-ensemble de  $N$  valeurs consécutives ( $N \leq n$ ) ; le sous-ensemble utilisé pour calculer chaque moyenne « glisse » sur l'ensemble des données. Le choix de la valeur adéquate du paramètre  $N$  représentant la taille de la fenêtre résulte d'un compromis. La fenêtre de lissage déterminée par cette valeur de  $N$  doit être suffisamment large pour éliminer le bruit, tout en évitant la perte d'informations significatives [52]. On utilise deux méthodes de lissage :

- Pour notre cas, un lissage a été établi pour la pression instantanée et sa dérivée en utilisant l'algorithme de Savitzky-Golay [54], avec 09 points et un polynôme de degré 02, décrit comme suit:

$$P_{liss} = \frac{1}{231} [-21P_{(i-4)} + 14P_{(i-3)} + 39P_{(i-2)} + 54P_{(i-1)} + 59P_{(i)} + 54P_{(i+1)} + 39P_{(i+2)} + 14P_{(i+3)} - 21P_{(i+4)}] \quad (4.7)$$

Avec :

$i$ : La position de la valeur de  $P$  à l'instant  $\theta$

$P_i$ : Pression correspond à l'angle  $\theta(i)$

La dérivée de l'équation (4.7) "gradient de pression lissé" avec lissage est donnée comme suit :

$$\frac{dP_{lissa}}{d\theta} = \frac{1}{60 \Delta\theta} [-4P_{(i-4)} - 3P_{(i-3)} - 2P_{(i-2)} - 1P_{(i-1)} + 1P_{(i+1)} + 2P_{(i+2)} + 3P_{(i+3)} + 4P_{(i+4)}] \quad (4.8)$$

$P$  : La pression lissée

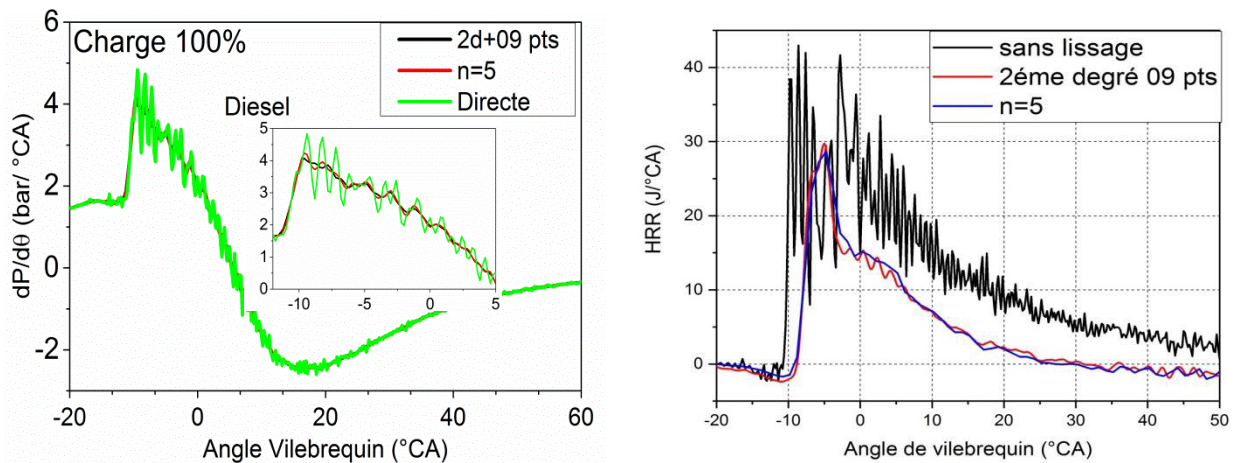
$\Delta\theta$  : L'incrément ou pas de temps en degré vilebrequin (=0,2) pour notre cas.

- Le calcul de la pression lissée et sa dérivée est donnée comme suit :

$$P_{liss} = \frac{1}{5} [P_{(i-2)} + P_{(i-1)} + P_{(i)} + P_{(i+1)} + P_{(i+2)}] \quad (4.9)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P_{(i+1)} - P_{(i-1)}}{2\Delta\theta} \quad (4.10)$$

#### 4.2.4 Validation de la technique de lissage



**Figure 4.2 : gradient de pression et dégagement de chaleur pour les trois méthodes**

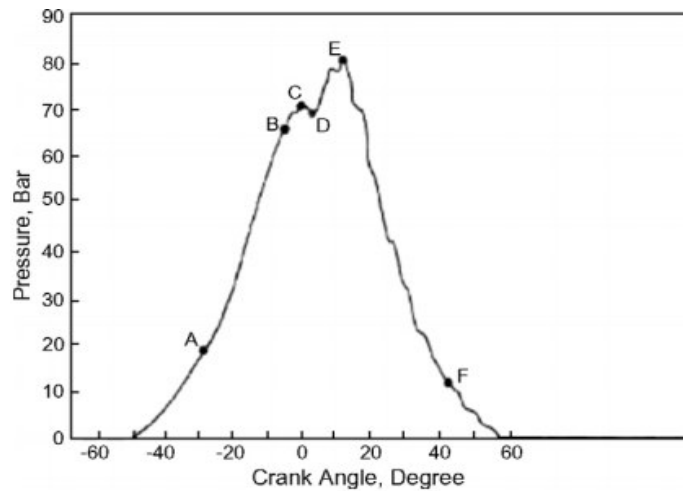
La figure 4.2 montre l'effet de lissage et la technique utilisé sur le gradient de la pression cylindre et le dégagement de chaleur pour le cas diesel à la charge 100%. Il est clair que le lissage limite ou diminue au maximum le bruit due à la fluctuation de la pression prise durant l'expérimentation ainsi le dégagement de chaleur calculé. On remarque que la technique de Savitzky-Golay avec polynôme d'ordres 2 et 09 point donne une courbe mieux lisse, moins bruité, que la technique de moyenne glissante, moyenne mobile avec nombre d'élément N=5.

### 4.3 Analyse de la combustion

Pour analyser la combustion plusieurs paramètres sont utilisés.

#### 4.3.1. Pression cylindre

Pour analyser la combustion, il est important de suivre l'évolution de la pression cylindre, il faut analyser les phénomènes qui se déroulent dans le cylindre depuis l'injection de carburant jusqu'à la fin de la combustion. Cette pression est aussi utilisée pour calculer le dégagement de chaleur. La figure ci-après montre la courbe de pression en générale qui résume les différents points pour le cas de moteur dual fuel.



**Figure 4.3 : courbe de pression cylindre [55].**

**AB:** Délai d'allumage du combustible pilote.

**BC :** La combustion pré mélangé du combustible pilote.

**CD :** Délai d'allumage du combustible primaire.

**DE :** La combustion rapide du combustible primaire.

**EF :** La combustion de la diffusion.

#### 4.3.2. Taux de dégagement de chaleur

Le calcul du dégagement de chaleur vise à obtenir des informations sur le processus de combustion dans le moteur. Les dégagements de chaleur nets sont calculés via un modèle d'analyse, en appliquant le premier principe de la thermodynamique et la loi des gaz parfaits. En utilisant le signal de pression mesurée ainsi que la variation du volume du cylindre comme déjà montré avant.

#### 4.3.3. Délai d'auto allumage

Le délai d'auto-inflammation (DI), défini comme étant l'intervalle (en angle vilebrequin) entre deux points. Le premier point représente le début de l'injection, le second étant le début de la combustion.

Le début d'injection on détermine à partir d'analyse de pression d'injection. L'injection a lieu dès que la pression d'injection devient suffisante pour soulever l'aiguille du cône de l'injecteur, maintenue en position par la pression de tarage de l'injecteur. Dès que l'aiguille se soulève, il y a une légère chute de pression à l'injecteur [52, 8].

Le début de combustion on le détermine à partir d'analyse de taux dégagement de chaleur voir [52].

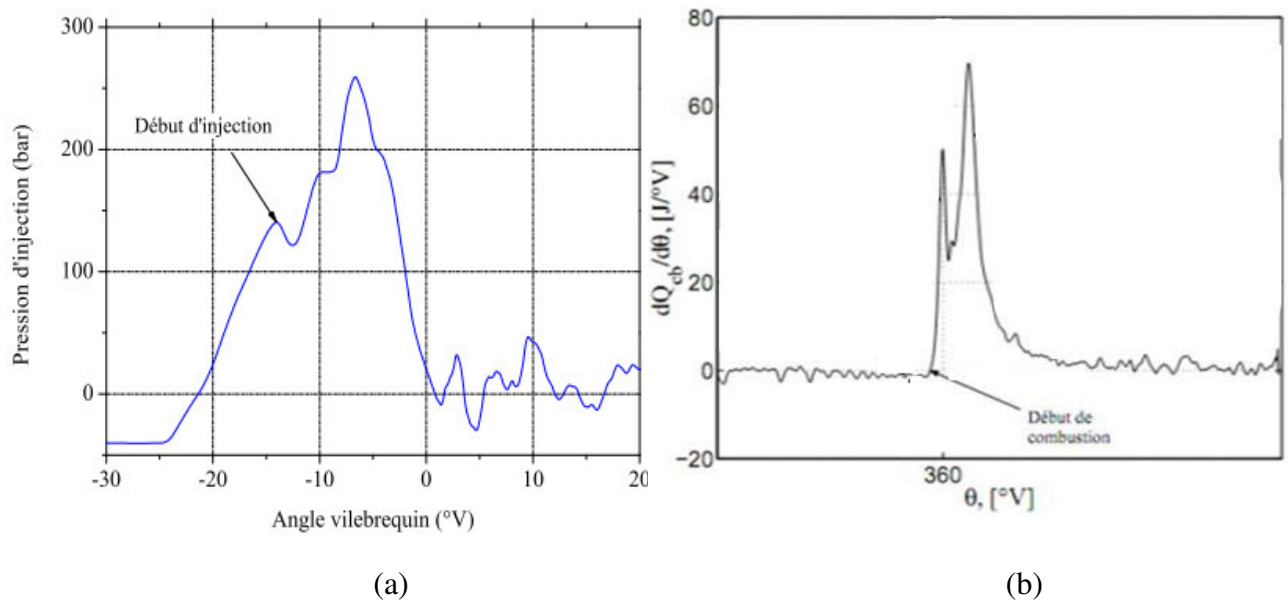


Figure 4.4 : l'évolution de pression d'injection (a), et de taux dégagement de chaleur (b), en fonction d'angle de vilebrequin [52, 22].

#### 4.3.4. Durée de la combustion

La détermination de la durée de la combustion se fait à partir de l'analyse du diagramme cumulé de la fraction de carburant brûlée. Il considère que la combustion se termine lorsque le maximum du diagramme cumulé est atteint. Donc la durée de la combustion représente l'intervalle en degré vilebrequin entre l'angle du début de combustion (déterminé par le diagramme cumulé de la fraction de carburant brûlée, la dérivée du signal de pression, le diagramme de dégagement de chaleur, capteur de lumière...) et l'angle représentant la fin de la combustion (déterminé par le diagramme cumulé de la fraction de carburant brûlée, diagramme de dégagement de chaleur cumulé,...).

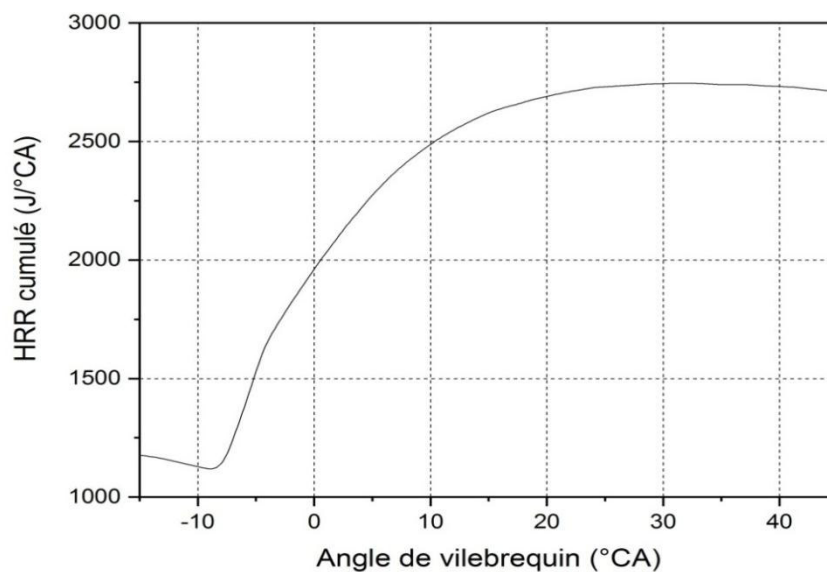


Figure 4.5 : le taux de dégagement de chaleur cumulé [53].

**4.4. Etude de l'effet de l'ajoute d'hydrogène sur les caractéristiques de la combustion du moteur dual-fuel.**

Dans cette section, les caractéristiques de combustion telles que le taux de dégagement de chaleur, délai d'allumage, la durée de la combustion, sont examinées pour le cas de moteur diesel enrichi en hydrogène "modes diesel conventionnel et dual fuel (DF-H<sub>2</sub>)" et le cas de moteur dual fuel avec gaz naturel enrichi en hydrogène "mode disel conventionnel, mode DF (GN-diesel) et mode DF (mélange hydrogène Gn- diesel)" aux différentes charges moteur (20%, 40%, 60%, 80%, 100% à la charge maximale).

**4.4.1. Cas diesel enrichi en hydrogène****A. la pression cylindre**

Les courbes ci-après présentes la comparaison de la pression cylindre de différentes fractions de l'H<sub>2</sub> en énergie (0, 3, 5, 10 et 15%) pour différentes charges. La pression cylindre est plus élevée en mode diesel aux faible charges (20 et 40%) en comparaison avec les modes DF (H<sub>2</sub> - D), aux moyennes charges (60 et 80 %) la pression cylindre augmente avec le taux de substitution d'hydrogène jusqu'à devient légèrement plus élevée par rapport au mode diesel au pleine charge (100%). Pour les fortes charges (80%,100%), la pression cylindre en mode dual-fuel devient supérieure en mode dual fuel par rapport au mode diesel conventionnel en particulier pour les fortes taux de substitution d'hydrogène (10 et 15 %). Cette augmentation peut être expliquée par la vitesse de flamme laminaire élevée de l'hydrogène. La différence de pression est pas plus grands, ce qui signifie que lors d'enrichissement en hydrogène il y'a pas un risque mécanique sur le moteur (contraintes mécanique).

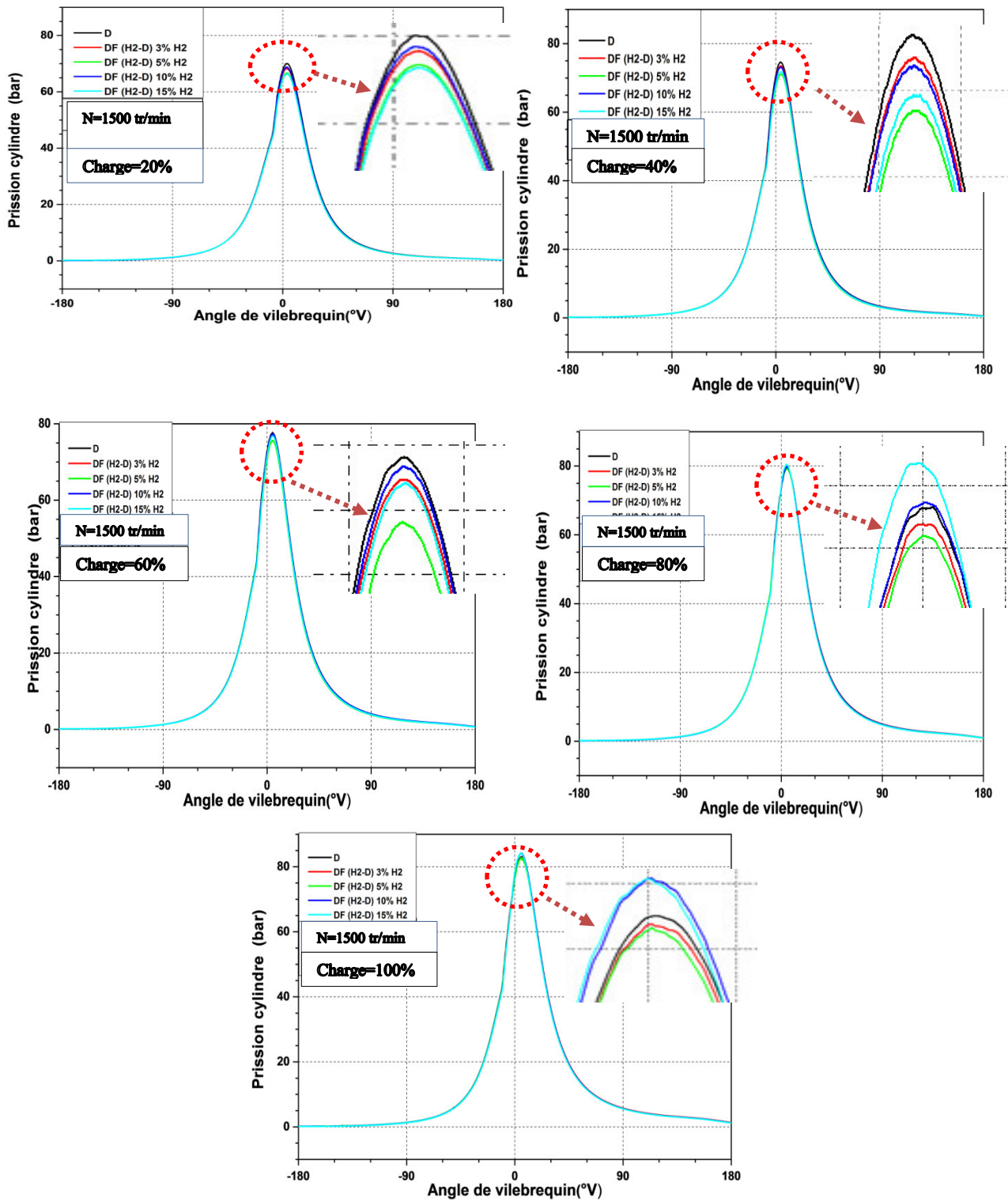


Figure 4.6 : La variation de pression cylindre en fonction d'angle de vilebrequin

**B. dégagement de chaleur :**

La figure (4.7) représente l'évolution du taux de dégagement de chaleur (en angle de vilebrequin) aux différents taux de substitution d'hydrogène, différents mélanges et pour plusieurs charges moteur.

On remarque que pour le mode DF à la fraction 3% de H<sub>2</sub> en énergie ; la courbe de dégagement de chaleur est similaire à celle de diesel conventionnel pour toutes les charges moteur, cela est peut être expliqué par la faible quantité de H<sub>2</sub> additionner. Pour la charge 20% de la charge maximale, on remarque que les figures sont aussi on générale superposé, cela peut être explique de faite que à cette charge l'énergie de deux combustible introduite est très faible.

Aux charges de fonctionnement (20 et 40%) on remarque généralement un pic de taux de dégagement de chaleur important avec dual fuel par rapport au cas de diesel conventionnel pour les taux de substitution élevé. Avec l'ajout d'hydrogène on remarque une légère augmentation en particulier avec 10 et 15% en énergie, le taux maximum de dégagement de chaleur a été obtenue (32.65 [J/°CA]) avec 10% d'hydrogène.

La figure (4.7-c) à une charge 60%, en remarque l'apparition d'un deuxième pic représentant la combustion de carburant gazeux (dans notre cas l'hydrogène), ce deuxième pic présente la combustion pré-mélangé de l'hydrogène en mode dual fuel [55].

A forte charge (80%, 100%), pour tous les mélanges on remarque un taux de dégagement de chaleur important par rapport au faible charge, sur la figure (4.4-d et e) on remarque qu'il y a une domination de la combustion pré-mélangé de combustible gazeux. Pour tous mélange testé on obtient le taux de dégagement de chaleur en mode dual fuel est très important en mode dual fuel par rapport au mode diesel conventionnel. Avec 15% d'hydrogène on a obtenue la valeur maximal de taux de dégagement de chaleur qui supérieur à (30 J/°CA) qui est au voisinage même supérieur a celui de premier pic de combustion pré-mélangé de diesel conventionnel.

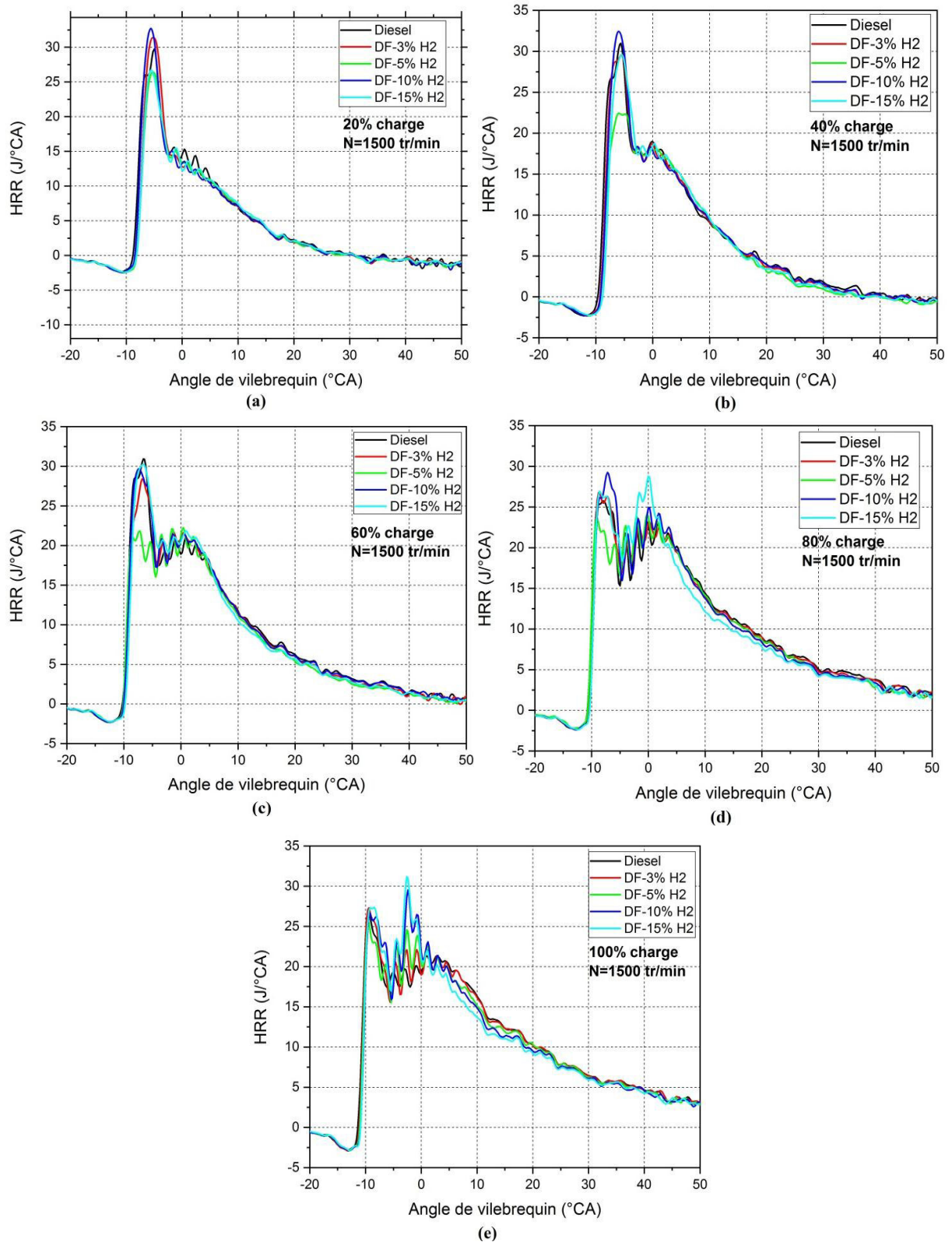


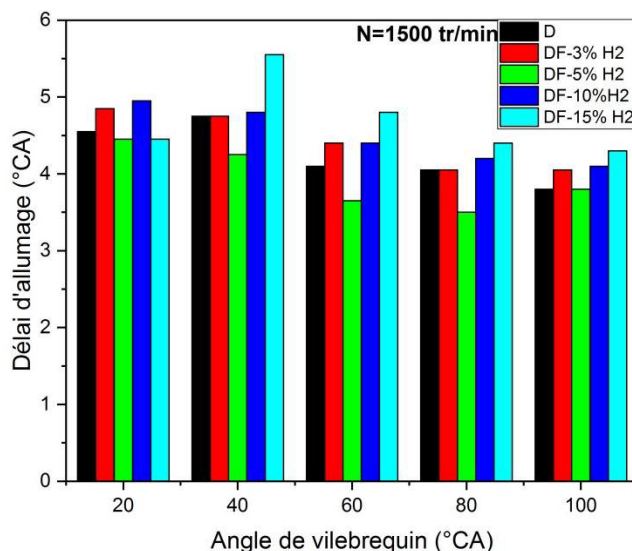
Figure 4.7 . La variation de taux de dégagement de chaleur en fonction d'angle de vilebrequin.

**C. Délai d’allumage**

Le délai d’auto allumage est la somme de deux délais d’auto inflammation chimique et physique. Il est clair que le paramètre influe sur le délai chimique et/ou physique automatiquement influe sur le délai total. Les paramètres influant sur le délai sont de deux type à savoir lié au fonctionnement de moteur (température et pression cylindre, la turbulence, caractéristique de l’injecteur,...etc) et lié au combustible (l’indice de cétane, la viscosité, la masse volumique contenu aromatique et oxygéné, additif pro cétane, détergents,...etc.) [22].

La figure (4.8), présente le délai d’allumage (en angle de vilebrequin) pour différentes charges du moteur aux différents pourcentages d’hydrogène introduit dans le moteur diesel. On remarque que le délai d’auto allumage diminue avec la charge moteur, cela est justifiée par l’augmentation de la température cylindre avec la charge qui diminue le délai d’auto allumage. Pour l’effet de l’ajout d’hydrogène sur le délai d’inflammation, des études trouvent que le délai augmente avec le taux d’hydrogène et d’autre le contraire. Pour le premier ils justifient par la variation (diminution) de la concentration d’oxygène avec le taux d’hydrogène et le second justifie de fait que l’hydrogène participe dans le processus de réaction chimique et active ou accélère la réaction chimique. On remarque que pour le pourcentage 5% le délai est toujours inférieur en mode dual fuel par rapport au mode diesel.

Pour les fort taux d’hydrogène (10% H<sub>2</sub> et 15% H<sub>2</sub>) le délai d’allumage est supérieur en mode dual fuel par rapport au mode diesel.



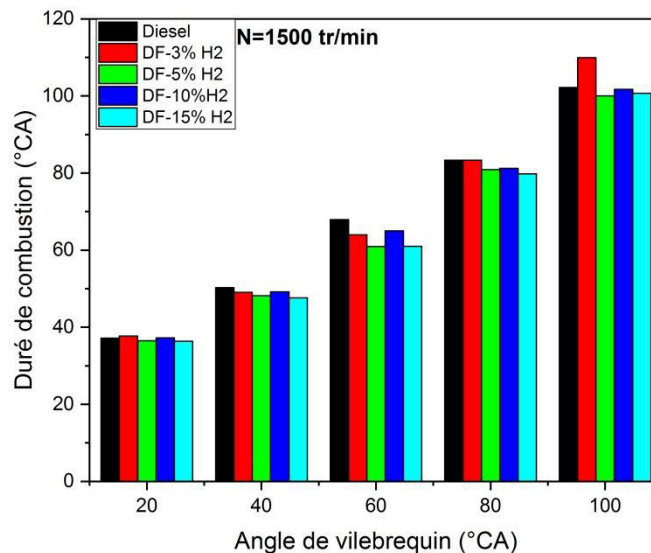
**Figure 4.8 : La variation de délai d’allumage en fonction du taux d’hydrogène pour différents charges**

**D. Durée de combustion :**

La figure (4.9), présente l’effet du taux de substitution d’hydrogène sur la durée de combustion pour différentes charges. La durée de combustion est un bon signe de la qualité de combustion où chaque fois la durée de combustion est très courte chaque fois on approche de cycle thermodynamique à volume constant qui a un rendement proche de cycle idéal de Carnot. Dans

plus, dans le rendement thermodynamique les différentes pertes sont comptées et le rendement ne reflète pas exactement la qualité de combustion en contraire à la durée de combustion.

La durée de combustion augmente avec la charge à cause de l'augmentation de la quantité de combustible pour tous les cas diesel et dual fuel. Généralement pour toutes les charges, l'ajout d'hydrogène diminue la durée de combustion, cela est due à l'augmentation de la vitesse de propagation de la flamme d'hydrogène qui améliore la combustion et conduit ainsi à une durée de la combustion courte.



**Figure 4.9 : La variation de la durée de combustion en fonction du taux d'hydrogène pour différents charges**

#### 4.4.2. Cas dual fuel avec gaz naturel enrichi en hydrogène

##### A. Pression cylindre

La figure (4.10) présente l'évolution de la pression cylindre (en angle vilebrequin) aux différents taux de substitution d'hydrogène ou bien différents mélanges gazeux pour plusieurs charges moteur.

Pour tous les cas (différents taux de substitution d'H<sub>2</sub> pour toutes les charges considérées), la pression cylindre vers la fin de la phase de compression (juste avant ou bien lors de l'injection) est supérieure en mode diesel en comparaison avec le mode dual fuel conventionnel. Cela peut être expliqué par la différence de la chaleur spécifique de mélange gazeux or la chaleur spécifique de mélange hydrogène gaz naturel est supérieure à celle de l'air pur ce qui diminue la température ainsi la pression de fin compression [8, 45, 52]. Généralement la pression cylindre augmente avec l'augmentation du taux d'addition de l'hydrogène dans le gaz naturel dans toutes les charges examinées. Cette augmentation est due à l'amélioration de la qualité de combustion de gaz naturel avec l'ajout d'hydrogène. On remarque à 3% d'hydrogène les courbes de pression sont presque identiques. Ceci peut être expliqué par la faible quantité de combustible gazeux injectés dans la chambre de combustion, en comparaison à celle du combustible pilote injectée.

Aux faibles et moyennes charges (20%, 40% et 60% de la charge maximale), le moteur fonctionnant en mode dual-fuel, présente une pression légèrement plus basse par rapport au moteur diesel conventionnel. Cela est dû à la qualité de combustible de gaz naturel dans les faibles températures. Aux fortes charges (80%, 90% et 100%), la courbe de la pression cylindre en mode dual-fuel devient supérieure dans le moteur dual fuel en comparaison avec le moteur diesel standard. A 15% d'hydrogène on obtient une valeur maximale qui égale à (85,41 bar). A la charge 100%, on remarque une absence d'hydrogène à cause des mesure de sécurité afin d'éviter l'apparition du phénomène de cliquet.

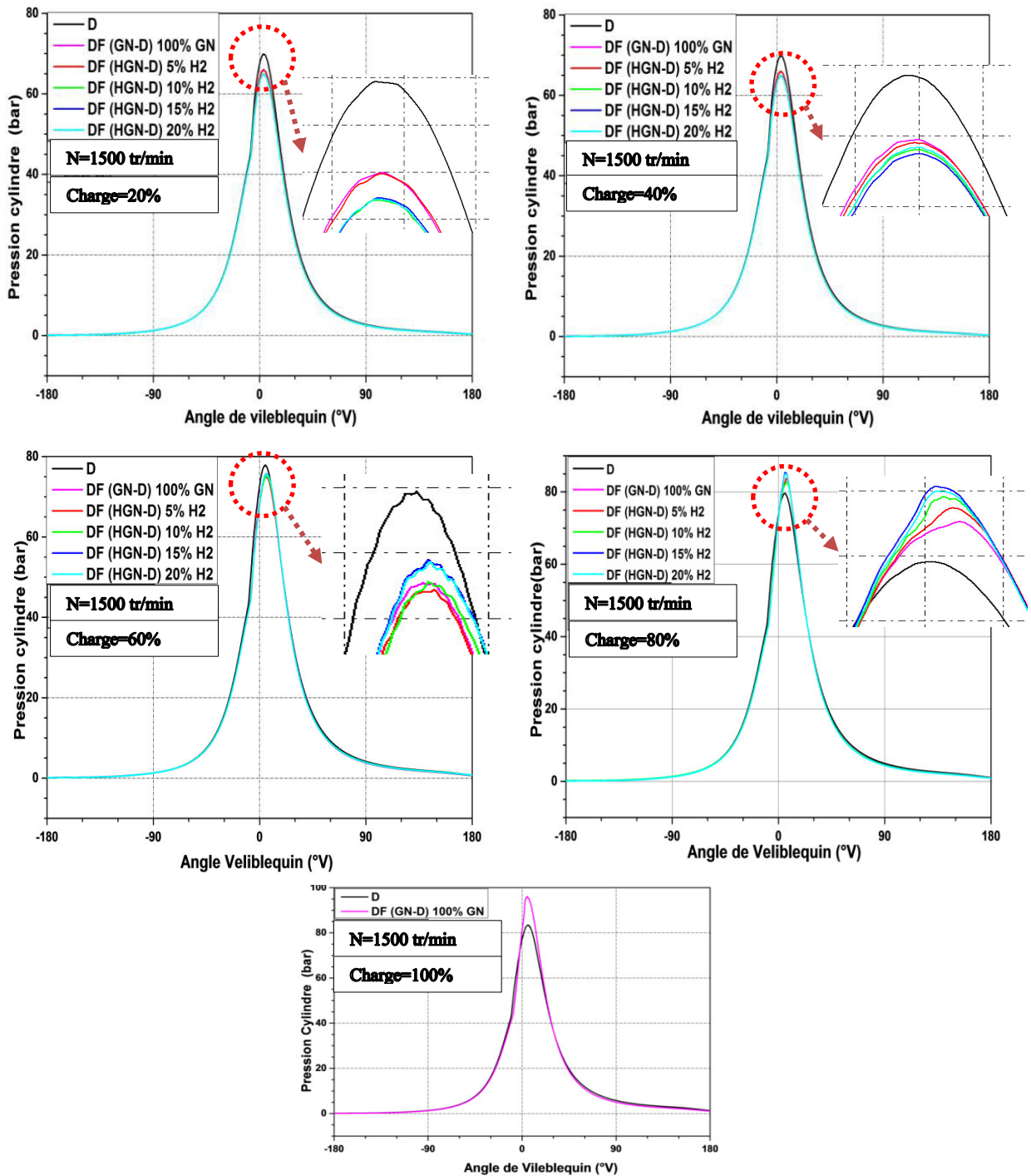


figure 4.10 : La variation de la pression cylindre (en angle vilebrequin)

**B. Taux de dégagement de chaleur :**

La figure (4.11) montre l'effet de l'enrichissement de gaz naturel en hydrogène sur le taux de dégagement de chaleur (HRR Heat Release Rate) pour les modes diesel conventionnels et dual fuel aux différentes charges du moteur. La courbe de HRR montre une tendance presque identique pour le mode de fonctionnement diesel conventionnel et dual fuel à la faible charge (20%). Cela peut être expliqué par le fait qu'à cette charge, une petite quantité de combustible gazeux est utilisée.

Après le début de la combustion révélé par le point où le HRR devient positif, la courbe HRR se caractérise par la présence de deux étages en cas de fonctionnement diesel. Le premier concerne la phase de combustion pré-mélangée et le second concerne la phase de diffusion étendue. En mode dual fuel, en particulier lorsque la charge du moteur est élevée, un autre étage est perceptible, incarné par le deuxième pic, représentant la phase de combustion pré mélangée avec un carburant gazeux.

En ce qui concerne l'effet de l'addition d'hydrogène sur le GN, on peut noter que, à charges moyennes à élevées, le HRR maximale a augmenté, ce qui a révélé une amélioration du processus de combustion du combustible gazeux. L'augmentation de la vitesse de la flamme avec addition d'hydrogène conduit à une domination de la phase de combustion pré mélangée (deuxième pic) [55], et donc à un taux de dégagement de chaleur plus élevé pendant cette phase (figure 4.1-d). Cela peut être lié à l'effet combiné de l'homogénéité de la charge, de l'inflammabilité et de l'amélioration de la vitesse de combustion. En effet, l'hydrogène a une grande diffusivité dans l'air ( $0,63 \text{ cm}^2 / \text{s}$ ), ce qui entraîne la formation d'une charge gazeuse plus homogène (air HNG). De ce fait, l'homogénéité croissante de la charge, l'inflammabilité et la vitesse de combustion avec le HNG permettent une meilleure combustion du mélange de combustible gazeux, ce qui correspond à une augmentation de HRR. Des résultats expérimentaux sont rapportés par menaa au banc d'essai du laboratoire de système énergétique de Nantes (IMT Atlantique). La HRR maximale a été obtenue pour 20% d'addition de  $\text{H}_2$  à charge de 80%.

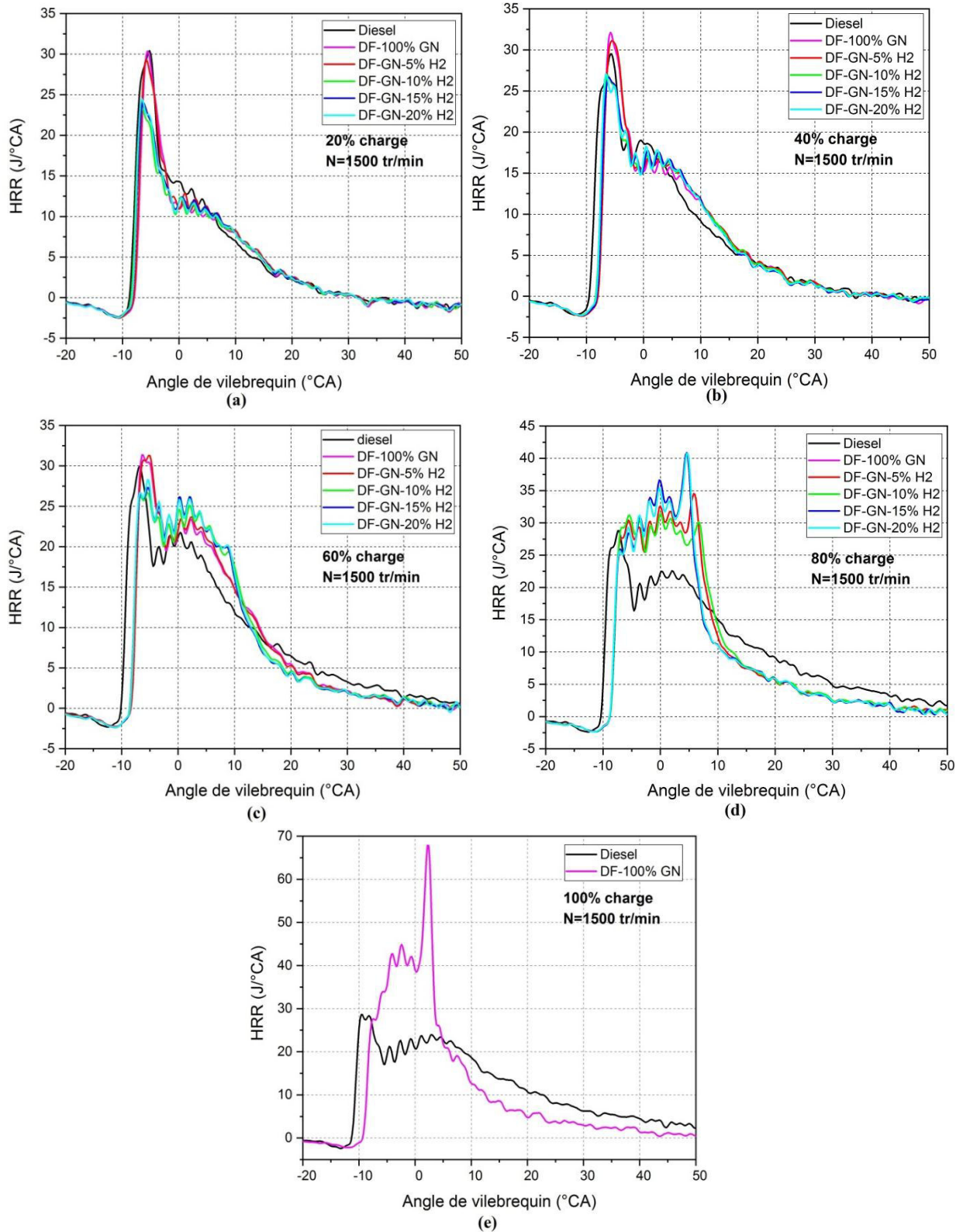


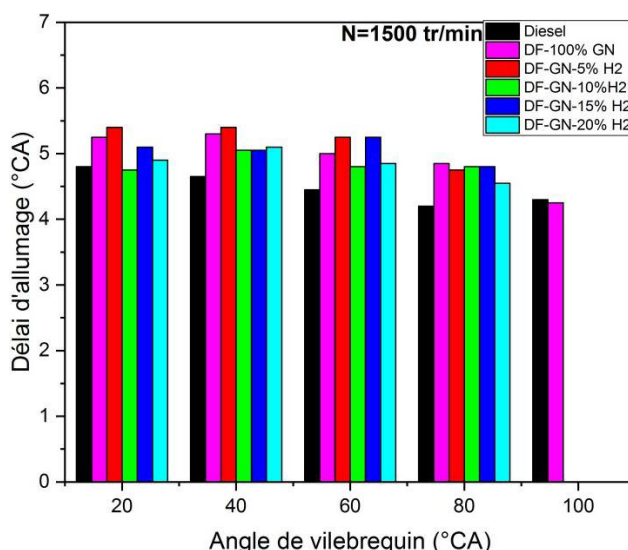
figure 4.11. La variation de taux dégagement de chaleur aux différents taux d'enrichissement pour plusieurs charges

### C. Délai d'allumage :

La figure (4.12), montre l'effet de l'enrichissement du gaz naturel par l'hydrogène sur le délai d'allumage pour différentes charges du moteur dual fuel avec gaz naturel.

On peut constater que le délai d'auto inflammation diminue avec l'augmentation de la charge pour tous les cas traités. Cela est justifié par le fait que la température augmente avec l'augmentation de la quantité de combustible injecté qui diminue le délai d'allumage.

On remarque que le délai d'allumage en générale est plus élevé en mode dual pour toutes les charges par rapport au mode diesel conventionnel. Cela est dû à l'existence de mélange gazeux qui diminue la concentration d'oxygène, la composition chimique de mélange change (processus de réaction). De plus, on a remarqué dans la partie précédente que la pression à la fin de compression est supérieure dans le moteur diesel en comparaison avec le dual fuel ce que implique une température aussi supérieur en mode diesel. Pour l'effet d'addition d'hydrogène, en générale l'enrichissement de gaz naturel en hydrogène diminue le délai d'allumage.

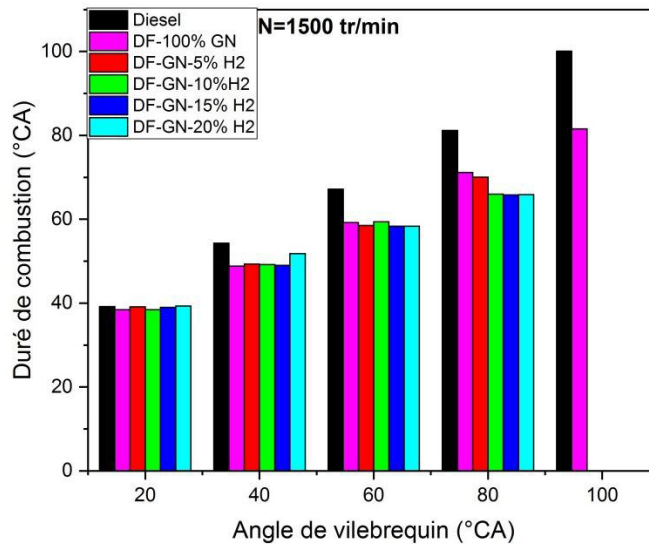


**Figure 4.12 : La variation de délai d'allumage en fonction du taux d'hydrogène pour différents charges**

### D. Duré de combustion :

La figure (4.13), présente l'effet de l'enrichissement du gaz naturel par l'hydrogène sur la durée de combustion pour différentes charges du moteur. On peut voir que la durée combustion a augmenté à mesure que la charge du moteur augmentait en raison de la plus grande quantité de carburant impliquée.

L'enrichissement de gaz naturel en hydrogène en général diminue la durée de combustion, cela peut être expliquer par les excellente caractéristique de combustion d'hydrogène



**Figure 4.13 : La variation de la durée de combustion en fonction du taux d’hydrogène pour différents charges**

#### 4.5. Conclusion

La pression cylindre, le taux de dégagement de chaleur, le délai d’allumage, et la durée de combustion sont des paramètres à maîtriser pour caractériser une combustion. Pour cela, la combustion doit être bien analysée. Dans cette partie, une étude de la combustion est réalisée en utilisant un modèle d’analyse une zone. L’étude a permis de conclure que l’ajout d’hydrogène en mode dual fuel et l’ajout d’hydrogène au gaz naturel en mode dual fuel, sont des techniques intéressantes pour améliorer la qualité de la combustion.

# **Conclusion générale**

### Conclusion générale

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique provoqués par les émissions de gaz à effet de serre sont devenus un des sujets de première importance dans le monde entier. La contribution des moteurs à ce fléau est importante ; Un grand nombre de travaux de recherche a été mené dans le but d'améliorer la combustion et de réduire les gaz polluants.

Le fonctionnement dual-fuel est une technique intéressante d'utilisation de ce carburant dans les moteurs, tant sur le plan économique qu'environnemental. Cependant, pour être plus attrayant, quelques aspects doivent être améliorés.

Le travail que nous avons présenté consiste à étudier le moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel alimenté par l'hydrogène, ou le gaz naturel enrichi par l'hydrogène. La combustion, les performances ainsi que les émissions polluantes de ces types de moteur sont investiguées.

La première partie de notre travail, consiste en l'amélioration du fonctionnement dual fuel avec l'ajout d'hydrogène. L'utilisation de l'hydrogène permet une augmentation du rendement thermique effectif et diminution de la consommation spécifique. En ce qui concerne les émissions de NO, CO<sub>2</sub>, CO et THC ont été significativement réduites pour toutes les charges du moteur, avec des taux de substitution en hydrogène élevés.

La deuxième partie de notre travail, présente l'effet de l'ajout d'hydrogène au gaz naturel en fonctionnement dual fuel. Aux faibles charges du moteur, la consommation spécifique en fonctionnement dual fuel, est plus élevée par rapport au diesel conventionnel. Ceci reflète une mauvaise combustion du carburant gazeux. Cependant, l'utilisation d'hydrogène améliore la consommation spécifique et cela pour toutes les charges du moteur examinées. Ce qui concerne les émissions polluant, le fonctionnement dual fuel au gaz naturel est caractérisé par un niveau d'émissions de THC et CO plus élevé que celui en diesel conventionnel. L'ajout d'hydrogène permet, une diminution de ces émissions. En ce qui concerne les émissions de CO<sub>2</sub> et NO<sub>x</sub>, le fonctionnement dual fuel utilisant le mélange gaz naturel / hydrogène comme combustible gazeux est une technique très efficace pour réduire les émissions de CO<sub>2</sub>. L'ajout d'hydrogène engendre plus d'émissions de NO<sub>x</sub>, cela peut être expliqué par l'augmentation de la température de la combustion due à la température adiabatique élevée de la flamme de l'hydrogène.

Une modélisation thermodynamique une zone, a été utilisée pour analyser la combustion. Une amélioration est observée sur la pression cylindre et le dégagement de chaleur, cela est

due principalement à la température élevée de flamme d'hydrogène. Aussi, on constate que la durée de la combustion est réduite.

# **Référence Bibliographiques**

## **Référence Bibliographiques**

- [1] Urville L. Adams. Traité élémentaire du moteur Diesel, Traduit Par Ch.Schimpf, Editeur Duodi, 1960.
- [2] Didier Jolivet. Le moteur Diesel, Editeurs Chautard Et Associés, 1986 (historique).
- [3] Cours Moteur diesel fvb .ffc constructive, Bruxelles 2012.
- [4] Karima Boussouara. Étude des émissions polluantes et des moyens de de pollution dans les moteurs à combustion interne. L'université de Constantine. Thèse de doctorat 2010.
- [5] Gozim Mohamed Lamine. Contribution à l'étude de transfert de chaleur dans le moteur diesel. Thèse de MAGISTERE 2014. ÉCOLE MILITAIRE POLYTECHNIQUE.
- [6] Hammar Youcef. Modélisation de moteur allumage par compression dans la perspective du contrôle du diagnostic. Thèse de Magistere 2012. ÉCOLE MILITAIRE POLYTECHNIQUE.
- [7] Yvan RENEME. Post traitement catalytique des gaz de combustion de moteurs thermiques fonctionnant au gaz naturel. Thèse de doctorat 2011. Université des Sciences et Technologies de Lille « Molécules et Matière Condensée ».
- [8] Lounici Mohand Saïd. Contribution à la réduction de la pollution urbaine en Algérie par recours à l'utilisation de carburants alternatifs. Thèse de doctorat 2011. UNIVERSITÉ DU BOUMERDES.
- [9] J.B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals: Mcgraw-Hill New York, 1988.
- [10] Guillaume ALIX. Comparaison de concepts de moteur diesel en vue de leur hybridation bilan des émissions de co2 suivant l'usage en véhicule. Thèse de doctorat 2008. L'ÉCOLE CENTRALE DE LYON.
- [11] Rachid Maamri. Modélisation et expérimentation des moteurs à combustion fonctionnant avec différents carburants de substitution et mélanges. Thèse doctorat 2014. UNIVERSITÉ DU QUÉBEC.

- [12] Gilles Vaitilingom. Utilisation des biocarburants dans les moteurs à allumage par compression. Thèse de doctorat 2013.
- [13] G.H. Abd Alla, H.A. Soliman, O.A. Badr, M.F. Abd Rabbo. Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine.
- [14] Alexandaru BILCAN .contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteur fonctionnant en dual-fuel. Thèse doctorat 2003. ECOLE POLYTECH DE L'UNIVERCITE DE NANTES.
- [15] LijiangWei , Peng Geng. A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. 2016.
- [16] GA. Karim, A review of combustion processes in the dual fuel engine-the gas diesel engine. Progr Energy Combust Sci. Vol. 6, p. 277–85, 1980
- [17] G.Bufferne, Eric Cloarec, Jean-Marie Haghcheno, Anne-Céline Lascaux, Gabriel Turzo.'Production de gaz naturel aux normes transport à partir d'un gaz de gisement'' 2009.
- [18] Fort Collins, Colorado. Dual fuel engine combustion and emissions –an experimental investigation coupled with computer simulation. Thèse doctorat 2014.
- [19] M. Belacel , B. Mahmah , N. salhi , G. Morsli. La technologie d'un nouveau carburant mélange gaz naturel/hydrogène .2012
- [20]. Toni Tahtouh. Les effets combinés de l'hydrogène et de la dilution dans un moteur à allumage commandé. Autre. Université d'Orléans, 2010. Français. <NNT : 2010ORLE2052>.
- [21] A.Menaa1, F. Amrouche1, M.S. Lounici, M. Kessal. Effect of intake valve closing on hydrogen dual fuel engine. Article 2017.
- [22] Abdenour. Menaa. Simulation Numérique de la combustion dans un moteur fonctionnant en mode dual fuel. MÉMOIRE 2014. ÉCOLE MILITAIRE POLYTECHNIQUE.
- [23] A. Menaa, T. Belmrabet, L. Tarabet, R. Bouguessa, M.S. Lounici. Comparaison des performances énergétiques et environnementales entre les deux modes de fonctionnement diesel – dual fuel''. Article 2014 Blida.
- [24] A. Menaa et al. Design of a hydrogen intake system to avoid the backfiring phenomenon and improve engine performance. Article 2016.

- [25] Production d'Hydrogène par électrolyse de l'eau. Mémento de l'Hydrogène FICHE 3.2.1. Révision 2017.
- [26] NOUR Meryem. Investigation de pistes d'amélioration de moteur dual fuel au gaz naturel. Mémoire de fin d'études 2012.
- [27] M. Mbaye SECK et M. Moussa DIOP. Etude de faisabilité d'une unité de production d'hydrogène par électrolyse de l'eau fonctionnant grâce à une centrale électro-solaire thermodynamique. Mémoire fin d'études Juillet 2007.
- [28] H. Derbal, M. Belhamel et A. M'Raoui. L'hydrogène, vecteur énergétique solaire. Revue des Energies Renouvelables ICRES-07 Tlemcen (2007).
- [29] Chaganti Sri Krishna Sharma. Hydrogen Usage in I.C. Engines. International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 7, Issue 8, ISSN 2229-5518 August-2016.
- [30] T. Kitamura, J. Senda, H. Fujimoto. Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation, International Journal of Engine Research. Vol. 3 (4), (2002), pp. 223–248.
- [31] Hu seyin Turan Arat, M. Baltacioglu, K. Aydin, M. Ozcanli. Experimental investigation of using 30HCNG fuel mixture on a non-modified diesel engine operated with various diesel replacement rates. (2016) 3199-3207.
- [32] S. Ouchikh, M.S. Lounici, L. Tarabet, K. Loubar, M. Tazerout. Effect of natural gas enrichment with hydrogen on combustion characteristics of a dual fuel diesel engine. International journal of hydrogen energy. Article 2019.
- [33] Mohamed Y.E. Selim. Pressure–time characteristics in diesel engine fueled with natural gas. Renewable energy 2001; 22: 473–489.
- [34] C.G. Bauer, T.W. Forest. Effect of hydrogen addition on performance of methane-fueled vehicles. part i: effect on s.i. engine performance. international journal hydrogen energy 2001; 26:55–70.
- [35] R.G. Papagiannakis, D.T. Hountalas. combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. energy conversion and management, 2004; 45: 2971–2987.

- [36] M.M. Roy, E.tomita, N.kawahara, Y.Harada, A.Sakane. an experimental investigation on engine performance and emissions of a supercharged h<sub>2</sub>-diesel dual-fuel engine. *International journal of hydrocarbon energy*, 2010; 35: 844-853.
- [37] T.Miyamoto, H.Hasegawa, M.Mikami, N.Kojima, H Kabashima, Y.Urata. effect of hydrogen addition to intake gas on combustion and exhaust emission characteristics of a diesel engine. *International journal of hydrogen energy*, 2011; 36: 13138-13149.
- [38] J Liu, F.Yang , H.Wang , M.Ouyang . numerical study of hydrogen addition to dme/ch<sub>4</sub> dual fuel rcci engine. *International journal of hydrogen energy* 37 (2011) 8688-8697.
- [39] J Liu, F.Yang , H.Wang , M.Ouyang, S.Hao . Effect of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a cng/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing. *applied energy*, 2013; 110: 201-206.
- [40] M.S.Lounici, K.Loubar, M.Tazerout, M.Balistrrou, L.Tarabet. experimental investigation on the performance and exhaust emission of biogas-diesel dual-fuel combustion in a ci engine. doi: 10.4271/2014-01-2689.
- [41] M.S. lounici, A.Boussadi, K.Loubar, M.Tazerout. experimental investigation on ng dual fuel engine improvement by hydrogen enrichment. *international journal of hydrogen energy*, 2014; 39: 21297-21306.
- [42] J. .H.Zhou. C.S .Cheung, C.W.Leung. combustion, performance and emissions of a diesel engine with h<sub>2</sub>, ch<sub>4</sub> and h<sub>2</sub>-ch<sub>4</sub> addition. *international journal of hydrogen energy*, 2014; 39: 4611-4621.
- [43] M.Deb, G.R.K. Sastry, P.K. Bose, R. Banerjee. an experimental study on combustion, performance and emission analysis of a single cylinder, 4-stroke di-diesel engine using hydrogen in dual fuel mode of operation. *International journal of hydrogen energy* 40 (2015) 8586-8598.
- [44] H. T. Arat et al .experimental investigation of using 30hcng fuel mixture on a non-modified diesel engine operated with various diesel replacement rates

- [45] F.Z.aklouche, k. Loubar, A.Bentebbiche, S.Awad,M.Tazerout. Experimental investigation of the equivalence ratio influence on combustion, performance and exhaust emissions of a dual fuel diesel engine operating on synthetic biogas fuel. *Energy conversion and management*, 2017; 152: 291-299. ECOLE NATIONALE SUPERIEURE MINES-TELECOM ATLANTIQUE.
- [46] L.Tarabet, M.S.Lounici, K.Loubar, K.khiari, R.Bougoussa, M.Tazerout. hydrogen supplemented natural gas effect on a di diesel engine operating under dual fuel mode with a biodiesel pilot fuel. *International journal of hydrogen energy*, 2017; 43: 5961-5971.
- [47] M.Talibi, R.Balachandran, N.Ladommatos. Influence of combusting methane-hydrogen mixtures on compression-ignition engine exhaust emissions and in-cylinder gas composition, 2017.
- [48] H. Li , S. Liu , C. Liew , T. Gatts , S. Wayne , N. Clark , J. Nuskowski. An investigation of the combustion process of a heavy-duty dual fuel engine supplemented with natural gas or hydrogen. *International journal of hydrogen energy*, 2017; 42: 3352-3362.
- [49]S.Imra, T.korakianitis, R.Shaukat, M.Farooq,S.Condoor, S.Jayaram. Experimentally tested performance and emissions advantages of using natural-gas and hydrogen fuel mixture with diesel and rapeseed methyl ester as pilot fuels. *Applied energy*, 2018; 229: 1260-1268.
- [50] A .Yousefia, H.GuO, M.Birouk. Effect of diesel injection timing on the combustion of natural gas/diesel dual-fuel engine at low-high load and low-high speed conditions. *Fuel* 235 (2019) 838–846
- [51] S.Nag, P.Sharma, A. Gupta, A. Dhar. experimental study of engine performance and emissions for hydrogen diesel dual fuel engine with exhaust gas recirculation. (2019) 12136-12175.
- [52] L.TARABET. Etude de la combustion d'un biocarburant innovant dans les moteurs à combustion interne de véhicules. Thèse de doctorat 2012. UNIVERSITÉ DE NANTES ÉCOLE MILITAIRE POLYTECHNIQUE.
- [53] I.T. Yilmaz, A. Demir, M. Gumus. Effects of hydrogen enrichment on combustion characteristics of a CI engine. 2017.

[54] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Algorithme\\_de\\_Savitzky-Golay](https://fr.wikipedia.org/wiki/Algorithme_de_Savitzky-Golay).

[55] B.B. Sahoo et al. Effet of engine parametres and type of gaseous fuel on the performance of dual fuel gas diesel engines-A critical review. 13 (2009) 1151-1184.