

UNIVERSITE DE OUAGADOUGOU ET INSTITUT INTERNATIONAL D'INGENIERIE
DE L'EAU DE L'ENVIRONNEMENT

T H E S E

pour obtenir le grade de

DOCTEUR EN SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE L'EAU, L'ENERGIE ET
L'ENVIRONNEMENT

Discipline : Energétique/Combustion

présentée et soutenue publiquement

par

Sayon dit Sadio SIDIBE

(Ingénieur en génie énergétique)

Le 23 juin 2011.

Titre :

**CONTRIBUTION A L'ETUDE DES HUILES VEGETALES DE
COTON ET DE JATROPHA CURCAS COMME
BIOCARBURANT DANS LES MOTEURS DIESELS A
INJECTION DIRECTE**

JURY

M. Jean KOULIDIATI

directeur de thèse

M. Gilles VAÏTILINGOM

co-directeur de thèse

M. Joël BLIN

encadreur

M. Pascal HIGELIN

rapporteur

M. Bila G. SEGDA

rapporteur

M. Christian CAILLOL

examineur

M. Philippe GIRARD

examineur

M. Arona COULIBALY

examineur

Remerciements

Voilà que se terminent trois années de travaux scientifiques qui m'ont permis d'acquérir des connaissances dans le domaine des moteurs diesels et des huiles végétales pures carburants. Cela n'a été possible que grâce à la confiance, à l'aide, à la sympathie et au soutien de nombreuses personnes à qui je souhaiterais adresser ici, des mots de remerciements qui viennent du plus profond de mon être.

Je souhaiterais tout d'abord remercier mes directeurs de thèse, **Pr. Jean Koulidiati et Dr. Gilles Vaitilingom**, pour leur confiance en moi. C'est la marque de la confiance qu'ils ont eu en moi ; et j'en suis très sincèrement reconnaissant. Je souhaiterais vous dire que, pour ma part, j'ai été ravi de travailler avec vous. La grande autonomie que vous m'avez accordée et la promptitude que vous avez eu lorsque je sollicitais votre conseil et votre aide, m'ont conduit à me dire que j'ai eu une sacrée chance de vous avoir comme Chefs.

Ces remerciements s'adressent tout particulièrement à **Joël Blin** chef du laboratoire Biomasse énergie et biocarburants, initiateur de cette thèse qui, depuis le début, m'a apporté sa confiance et son soutien dans mes choix. Ses conseils et sa franchise m'ont permis non seulement de mener à bien ce travail mais surtout d'acquérir de nombreuses et précieuses connaissances. Merci Joël !

A présent, je voudrais exprimer ma plus grande gratitude aux membres du jury de thèse qui ont eu l'amabilité de se déplacer, pour certains de très loin, de lire et de juger ce manuscrit de thèse. Je remercie particulièrement **M. Pascal Higelin** et **M. Bila G. Segda** qui ont rapporté avec bienveillance ce volumineux manuscrit. Je tiens à exprimer toute ma gratitude à **MM. Christian Caillol, Philippe Girard, Arona Coulibaly**. C'est un très grand honneur pour moi qu'ils aient accepté d'être membres de mon jury.

Cette thèse s'est déroulée entre mars 2008 et juin 2011 dans deux laboratoires de recherche au Burkina Faso et en France : laboratoire de biomasse énergie et Biocarburants (LBEB) de 2iE et l'UPR 42 du Cirad de Montpellier. C'est grâce à l'aide et au soutien des personnes rencontrées dans ces structures que j'ai pu aboutir dans mon travail et que ces trois années

resteront un très bon souvenir. Je remercie tous les membres des deux laboratoires, docteurs, chercheurs, ingénieurs, thésards et techniciens, pour leur accueil et leur convivialité. Un Merci particulier à **François-Xavier Collard, Nathalie Weismann, Christel Brunschvicg, Jeremy Valette, Bruno Piriou, Sylvain Thiombiano** qui m'ont beaucoup aidé et conseillé.

Mes remerciements s'adressent à toute l'équipe de génie énergétique et industriel de 2iE. Particulièrement, je remercie **Yao Azoumah** pour les corrections, les remarques intéressantes, et ses conseils tout au long de ce travail. Un grand merci aussi à la tante de GEI **Mme Ouattara Bernadette Sanou** pour son écoute et ses conseils.

Mes remerciements vont à l'endroit des travailleurs de l'école doctorale de 2iE, je remercie particulièrement **Reine Dagbo** pour son aide, sa gentillesse et son sourire.

Je remercie **Dr. Oumar Sanogo** de l'IRSAT de Ouagadougou pour son apport qualitatif à cette thèse.

Je remercie l'ensemble des chercheurs et doctorants du laboratoire de physique et chimie de l'environnement (LPCE) de l'université de Ouagadougou. Je remercie particulièrement **Tizane Daho** et **Bernard Nana** pour toute l'aide qui m'ont apporté.

Ce travail de thèse est le fruit de l'effort, du soutien et des bons conseils de nombreuses personnes à qui je tiens à témoigner toutes mes reconnaissances ; il s'agit de:

- Mon père **Mamadou Sidibé**, mon premier soutien qui à toujours cru à moi. Merci **Boua** pour la qualité de l'éducation que j'ai reçue. J'imagine la joie qu'aurais été le tien si tu avais pu vive ce moment de ma vie. Repose en paix mon cher père ! Que la terre te soit légère ! Amen
- Ma mère **Diaratou Souckô**, ma meilleure amie, merci pour tous ceux que tu as fait pour moi. Merci pour tes précieux conseils, tes attentions, ta douceur et la confiance que tu m'as toujours porté. Je t'aime maman.

- Mes **frères** et mes **sœurs** qui m'ont soutenu, guidé et conseillé depuis l'école primaire. Un grand merci à vous tous. Ce travail est les vôtres !
- Ma femme, **Aissata Coulibaly**, qui m'a supporté, encouragé et même m'obligé souvent à travailler. Merci d'avoir pris soin de nos jumeaux dans les moments où j'étais absent. Merci pour ta patience et ton soutien. Tu es mon cœur, mon amour.

Je ne saurais oublier mes amis de Bamako, de Ouagadougou et de Montpellier ainsi que l'association des élèves et stagiaires maliens de Ouagadougou.

Je dédie cette thèse

A mon père **Mamadou Sidibé**

A ma mère Mme **Sidibé Diaratou Soucko**

Sommaire

Liste des tableaux	5
Liste des figures	7
Abréviations	11
Introduction générale.....	14
I. Intérêt des biocarburants	15
II. Enjeux pour les pays en voie de développement.....	18
III. Généralités sur les biocarburants.....	20
III.1 Les différentes filières existantes	20
III.2 Problèmes dus à l'utilisation des huiles végétales pures carburant.....	24
IV. Objectifs de la thèse	28
IV.1 Objectif général de la recherche.....	28
IV.2 Objectifs spécifiques de la recherche	28
IV.3 Méthodologie de l'étude	29
IV.4 Choix des combustibles	30
PARTIE I : étude de l'influence de différentes modifications appliquées en amont de la chambre de combustion sur le fonctionnement d'un moteur diesel à injection directe.....	31
Chapitre 1 : état de l'art de l'utilisation des huiles végétales pures (HVP) comme carburant dans les moteurs diesels.....	33
I. Introduction	34
II. Production des Huiles végétales pures carburant.....	35
II.1 Origine des huiles végétales pures.....	35
II.2 La production des HVP	36
III. Caractéristiques chimiques et physiques des HVP	40
III.1 Caractéristiques chimiques des HVP	40
III.2 Caractéristiques physiques	42
III.3 Standard et normalisation des huiles végétales pour une utilisation comme carburant.....	44
III.4 Synthèse sur la qualité des HVP	46
IV. Utilisation des HVP dans les moteurs diesels à injection directe.....	47
IV.1 Généralités	47

IV.2 Impact du type de moteur diesel sur l'utilisation des HVP.....	48
IV.3 Mode d'utilisation des HVP dans le moteur diesel à injection directe	48
IV.4 L'utilisation directe des HVP : bicarburation, les différents types de bicarburation	49
IV.5 L'utilisation des mélanges HVP/gazole	57
V. Recirculation des gaz d'échappement (EGR : exhaust gas recirculation)	63
V.1 Historique et définition de l'EGR	63
V.2 Les effets de l'EGR	66
Chapitre 2 : description du banc d'essai et du mode opératoire.....	69
I. Local du banc d'essai.	70
II. Le moteur diesel du banc d'essai	70
III. Mesure des grandeurs mécaniques et thermiques	72
III.1 La température des gaz d'échappement	72
III.2 Mesure du débit de consommation en carburant.....	72
III.3 Mesure des émissions de polluants dans les gaz d'échappement.....	73
IV. Le dispositif de préchauffage d'huile et mélanges d'huile/gazole	75
V. Dispositif de la vanne d'EGR.....	75
VI. Méthodes	77
VI.1 Protocole des mesures sur le banc d'essai	77
VI.2 L'usure de l'injecteur	78
VI.3 L'encrassement de la chambre de combustion	78
VII. Répétabilité des essais	79
Chapitre 3 : études d'optimisation du moteur	80
I. Introduction	81
II. Etude de la viscosité des combustibles	81
II.1 Introduction	81
II.2 résultat et discussions	82
II.3 Conclusion	84
III. Les essais préliminaires.....	84
III.1 Réglage de la pression d'injection	84
III.2 Résultats obtenus.....	85
III.3 Conclusion :.....	90
IV. Optimisation de l'EGR sur le moteur diesel du banc d'essai.....	91

IV.1 Introduction	91
IV.2 Influence de l'EGR sur les performances du moteur	92
IV.3 Influence de l'EGR sur les émissions du moteur	94
IV.3 Conclusion	97
Chapitre 4 : utilisation de l'huile de Jatropha pure et de ses mélanges préchauffés comme carburant dans le moteur diesel du banc d'essai.....	98
I. Introduction	99
II. Résultats et analyse des essais d'huile de Jatropha préchauffée	99
II.1 Résultats et analyse des performances du moteur	99
II.2 Résultats et analyse des émissions de gaz du moteur	103
III. Résultats et analyse des essais de mélanges HJP/gazole préchauffés	106
III.1 Résultats et analyse des performances du moteur	106
III.2 Résultats et analyse des émissions des gaz d'échappement du moteur.....	109
IV. Conclusion.....	112
Chapitre 5 : étude de la recirculation des gaz d'échappement du moteur avec comme carburant l'huile de coton pure.	114
I. Introduction	115
II. Résultats et analyse des données	115
II.1 Résultats et analyse des performances du moteur	115
II.2 Résultats et analyse des émissions de gaz d'échappement du moteur.....	118
III. Conclusion.....	121
Partie II : détermination des délais d'inflammation et de la combustion développée des huiles végétales pures de coton et de Jatropha Curcas dans un moteur à injection directe instrumenté.....	122
I. Objectifs	123
II. Etat de l'art de la combustion dans le moteur diesel.....	123
II.1 L'auto-inflammation.....	123
II.2 Le délai d'auto-inflammation.....	123
II.3 Le déroulement de la combustion.....	125
III. Descriptif du banc d'essai moteur.....	128
III.1 Description du moteur diesel.....	128
III.2 Frein dynamométrique et dispositif de commande	129
III.3 Dispositifs d'analyse des gaz d'échappement	130

III.4 Dispositifs de mesure de la consommation et des températures	130
III.5 Mesure des températures	131
III.6 Mesure de la pression de la chambre de combustion	132
III.7 Mesure de la pression dans la tubulure d'injection	132
III.8 Mesure de l'angle de vilebrequin	132
IV. Résultats des essais de performance et d'émission du moteur	133
IV.1 Introduction	133
IV.2 Résultats des performances et émissions.	134
III.3 Analyse et discussions des résultats de performance et d'émissions de gaz d'échappement du moteur	141
III.4 Conclusion partielle.....	143
IV. Etude de la combustion	144
IV.1 Délai d'inflammation	144
IV.2 Etude de la combustion développée.....	146
Conclusion générale et perspectives	165
Références bibliographiques	171
Annexe	177
Annexe A : généralités sur moteur diesel à combustion interne	178
Annexe B : caractéristiques des carburants	210
Annexe C : résultats d'essai de la partie I	212
Annexe D : résultats d'essai de la partie II.....	217

Liste des tableaux

Tableau 1 : valorisation de la biomasse énergie.....	16
Tableau 2: différences entre biodiesel et huiles végétales pures carburant.....	26
Tableau 3: les huiles végétales pures carburant[6, 8].....	35
Tableau 4: caractéristiques physiques des HVP [6, 12, 14, 49].....	44
Tableau 5: prénorme allemande DIN 51 605 pour la production des HVP.....	44
Tableau 6: paramètres à analyser.....	45
Tableau 7: caractéristiques physiques des mélanges Jatropha curcas/gazole [35].....	57
Tableau 8: résumé des études de performance du moteur : les huiles non comestibles et le gazole [71].....	61
Tableau 9: résumé des études d'émissions du moteur : les huiles non comestibles et le gazole [65].....	62
Tableau 10 : méthodes de détermination du taux d'EGR.....	65
Tableau 11: caractéristiques techniques du moteur diesel du banc d'essai.....	71
Tableau 12: caractéristiques de l'analyseur de gaz Testo 350 XL.....	74
Tableau 13: température des gaz d'admission, mélange, EGR et du groupe : essai huile de coton.....	92
Tableau 14: caractéristiques du moteur diesel HATZ.....	129
Tableau 15 : caractéristiques techniques de l'analyseur de gaz Quintox KM9106.....	130
Tableau 16: points d'essai du moteur diesel.....	133
Tableau 17 : caractéristiques physico-chimiques des combustibles.....	134
Tableau 18 : consommation spécifique de carburant avec l'incertitude sur les mesures.....	135
Tableau 19 : comparaison des consommations spécifiques de carburant.....	136
Tableau 20 : comparaison des émissions de NOx.....	139
Tableau 21 : comparaison des émissions de CO ₂ du moteur.....	141
Tableau 22 : délais d'inflammation comparés entre le gazole, les huiles de coton et de Jatropha curcas pour le moteur.....	144
Tableau 23 : Corrélations empirique pour h.....	149
Tableau 24 : corrélations issues du modèle d'analyse dimensionnel.....	149
Tableau 25 : corrélations issues du modèle d'analyse dimensionnel (suite).....	150
Tableau 26 : Caractéristiques physiques du gazole, huile de Jatropha et leurs mélanges pour les essais de préchauffage.....	211
Tableau 27 : Caractéristiques du gazole, de l'huile de Coton et de l'huile de Jatropha pour les essais de la première partie.....	211
Tableau 28 : mesures et calculs de performances et émissions du moteur: l'huile de Jatropha préchauffée.....	213
Tableau 29 : mesures et calculs de performances et émissions du moteur: l'huile de Jatropha pure.....	213
Tableau 30 : mesures et calculs de performances et émissions du moteur: gazole pur.....	213
Tableau 31 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : gazole pur.....	214
Tableau 32 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 20% de Jatropha/80% de gazole.....	214
Tableau 33 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 40% de Jatropha/60% de gazole.....	214
Tableau 34 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 50% de Jatropha/ 50% de gazole.....	214

Tableau 35 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 75% de Jatropha / 25% de gazole.....	215
Tableau 36 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur sans EGR et l'huile de coton avec et sans EGR.....	215
Tableau 37 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur sans EGR et l'huile de coton avec et sans EGR (suite).....	215
Tableau 38 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur sans EGR et l'huile de coton avec et sans EGR (suite).....	216
Tableau 39 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur avec EGR	216
Tableau 40 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai gazole pur.....	218
Tableau 41 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de coton non préchauffée	218
Tableau 42 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de coton préchauffée	218
Tableau 43 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de Jatropha non préchauffée.....	219
Tableau 44 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de Jatropha préchauffée.....	219

Liste des figures

Figure 1 : évolution des productions d'éthanol dans le monde [4].....	21
Figure 2: modifications du circuit d'alimentation [65]	50
Figure 3: délai d'inflammation en fonction de la pression en début d'injection pour le gazole et 7 huiles végétales[6]	53
Figure 4: consommations spécifiques de carburants diesel pur, Jatropha et mélange [35].....	58
Figure 5: rendements globaux du moteur pour différents carburants [35].....	59
Figure 6 : vanne EGR montée sur le moteur	76
Figure 7 : vue d'ensemble du moteur avec le dispositif de la vanne d'EGR	76
Figure 8: viscosité cinématique du mélange gazole/Jatropha à 37,8°C	82
Figure 9 : viscosité cinématique du gazole, de l'huile Jatropha et des mélanges.	83
Figure 10 : courbes de la température d'échappement du moteur avec des pressions d'injection de 180, 200 et 220 bars.....	86
Figure 11: consommation spécifique de carburant du moteur	87
Figure 12: courbes du rendement global sur l'arbre de l'alternateur	87
Figure 13: émission de CO ₂ du moteur à la pression d'injection de 180, 200 et 220 bars	88
Figure 14: émission de CO du moteur à la pression d'injection de 180, 200 et 220 bars	89
Figure 15: émission de NO _x du moteur à la pression d'injection de 180, 200 et 220 bars	90
Figure 16: température des fumées d'échappement en fonction de la charge et du taux d'EGR : huile de coton	93
Figure 17: consommation spécifique de carburant du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR : huile de coton pure	94
Figure 18: émissions de NO _x du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR dans le moteur fonctionnant avec de l'huile de coton pure comme carburant	95
Figure 19: émissions de CO du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR dans un moteur fonctionnant avec de huile de coton pure comme carburant.....	96
Figure 20: émissions de CO ₂ du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR dans un moteur fonctionnant avec de l'huile de coton pure comme carburant	97
Figure 21 : consommation spécifique de carburant du moteur en fonction de la charge avec différents combustibles	100
Figure 22: rendement effectif du moteur en fonction de la charge avec différents combustibles	101
Figure 23: température d'échappement du moteur en fonction de la charge avec différents combustibles.....	102
Figure 24 : émissions de CO ₂ du moteur en fonction de la charge pour les combustibles	103
Figure 25: émissions de CO du moteur en fonction de la charge pour les combustibles.....	104
Figure 26 : émissions de NO _x du moteur en fonction de la charge.....	105
Figure 27 : consommation spécifique de carburant en fonction de la charge et pour différents combustibles.....	107
Figure 28 : rendement effectif du moteur en fonction de la charge et pour différents combustibles.....	108
Figure 29 : température des gaz d'échappement du moteur en fonction de la charge pour différents carburants	109
Figure 30 : émissions de CO ₂ du moteur en fonction de la charge pour les combustibles....	110
Figure 31 : émissions de CO du moteur en fonction de la charge pour les combustibles.....	111
Figure 32 : émissions de NO _x du moteur en fonction de la charge pour les combustibles	112
Figure 33: consommation spécifique du moteur en fonction de la charge.....	115
Figure 34 : rendement global du moteur en fonction de la charge (Essai EGR).....	116

Figure 35 : température des gaz d'échappement du moteur en fonction de la charge (Essai EGR).....	117
Figure 36 : émissions des NOx du moteur en fonction de la charge (essai EGR)	118
Figure 37 : émission de CO du moteur en fonction de la charge (essai EGR).....	119
Figure 38 : émission de CO ₂ du moteur en fonction de la charge (essai EGR)	120
Figure 39 : évolution de la vitesse de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin [90]	125
Figure 40: analyse des phases de la combustion	126
Figure 41 : consommation spécifique du moteur à 1500 tr/min	135
Figure 42 : consommation spécifique du moteur à 2400 tr/min	135
Figure 43 : le rendement effectif du moteur à 1500 tr/min	137
Figure 44 : le rendement effectif du moteur à 2400 tr/min	137
Figure 45 : température d'échappement du moteur en fonction du couple à 1500 tr/min.....	138
Figure 46 : température d'échappement du moteur en fonction du couple à 2400 tr/min.....	138
Figure 47 : émissions de NOx du moteur au régime de 1500 tr/min	139
Figure 48 : émissions de NOx du moteur au régime de 2400 tr/min	139
Figure 49 : émissions de CO du moteur au régime de 1500 tr/min	140
Figure 50 : émissions de CO du moteur au régime de 2400 tr/min	140
Figure 51 : émissions de CO ₂ du moteur au régime de 1500 tr/min	141
Figure 52 : émissions de CO ₂ du moteur au régime de 2400 tr/min	141
Figure 53 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N	153
Figure 54 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N.....	153
Figure 55 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N	154
Figure 56 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N.....	154
Figure 57 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N	155
Figure 58 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N.....	155
Figure 59 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N (ordonnée x 200)	157
Figure 60 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N (Ordonnée x200)	157
Figure 61 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N (ordonnée x 200)	158
Figure 62 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N	159
Figure 63 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N.....	159
Figure 64: pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N (ordonnée x 200)	160
Figure 65 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N	160
Figure 66 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N.....	161
Figure 67 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30 mN (ordonnée x 200)	161

Figure 68 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N	162
Figure 69 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N	162
Figure 70 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36 mN (ordonnée x 200)	163
Figure 71: coupe longitudinale d'un moteur diesel [105]	179
Figure 72 : Bloc cylindre [91]	180
Figure 73 : Coupe du piston	181
Figure 74 : la culasse	182
Figure 76 : l'arbre à came [93]	183
Figure 75 : la soupape	183
Figure 77 : éléments intermédiaires	184
Figure 78 : éléments de la bielle.....	185
Figure 79 : le vilebrequin [94].....	186
Figure 80 : pompe Bosch taille A avec graissage moteur (pompe en ligne).....	188
Figure 81 : l'injecteur et porte injecteur.....	189
Figure 82 : injecteur à trous Bosch type DLL avec protecteur de chaleur.....	190
Figure 83 : injecteur à téton à extrémité cylindrique.....	190
Figure 84 : circuit d'alimentation [99]	191
Figure 85 : Moteur à chambre de précombustion.....	198
Figure 86 : Chambre de turbulence "Ricardo"	198
Figure 87 : Injection directe	198
Figure 88 : cycle du diesel à quatre temps [104].....	199
Figure 89 : diagramme théorique	200
Figure 90 : diagramme réel pression-volume du moteur à allumage commandé.	201
Figure 91 : caractéristique géométrique du moteur.....	203
Figure 92 : chronologie de la combustion [96]	208
Figure 93 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000tr/min et un couple de 18 m.N	220
Figure 94 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N.....	220
Figure 95 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N (ordonné x200)	221
Figure 96 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N	221
Figure 97 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N	222
Figure 98 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N (ordonné x200)	222
Figure 99 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N	223
Figure 100 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N.....	223
Figure 101 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N (ordonné x200)	224
Figure 102 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N	224
Figure 103 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N.....	225

Figure 104 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N (ordonné x200)	225
Figure 105 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N	226
Figure 106 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N	226
Figure 107 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N (ordonné x200)	227
Figure 108 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N	227
Figure 109 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N	228
Figure 110 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N (ordonné x200)	228
Figure 111 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N	229
Figure 112 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N	229
Figure 113 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N (ordonné x200)	230
Figure 114 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N	230
Figure 115 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N	231
Figure 116 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N (ordonné x200)	231
Figure 117 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N	232
Figure 118 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N	232
Figure 119 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N (ordonné x200)	233
Figure 120 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N	233
Figure 121 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N	234
Figure 122 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N (ordonné x200)	234

Abréviations

2iE : Institut international d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement

ASTM : American Society for Testing and Material

CIRAD: Centre de coopération Internationale en Recherche Agronomique pour le Développement

CO : Monoxyde de carbone

CO₂ : Dioxyde de carbone

Conso : consommation

Cs : consommation spécifique de carburant

CSE : Consommation Spécifique Effective

Cst : constant

EN : European Norme

FOD : Fioul Oil Domestique

FP : Flash Point (Point éclair)

HAP : Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques

HC : Hydrocarbures imbrûlés

HCP : Huile de coton pure

HJP : Huile de Jatropha pure

IC : Indice de Cétane

IRSAT : Institut de Recherche en Sciences Appliquées et Technologies (Ouagadougou)

ISO : International Standardisation Organization

NDIR : Non-Dispersive Infra Red

NF : Norme Française

NO_x : Oxydes d'azote (NO et NO₂)

PCI : Pouvoir Calorifique Inférieur

PE : Point d'Écoulement

- PI : Point initial de distillation (initial Point)
 PT : Point de Trouble
 ppm : partie par million
 RC : Résidu Conradson
 Rdmt : rendement global
 SO₂ : Dioxyde de soufre
 UEMOA : Union Economique et Monétaire Ouest Africaine

Notations

- C_p : Chaleur spécifique (J.kg⁻¹.K⁻¹)
 E_a : Energie d'activation (J)
 FP : Flash Point (°C)
 G_r : Nombre de Grashof
 h : Coefficient d'échange thermique par convection (W.m⁻².K⁻¹)
 I_a : Indice d'acide (mg KOH/g)
 Le : Nombre Lewis
 M : Masse molaire (g.mol⁻¹)
 m : Masse du carburant (kg)
 \dot{m} : Débit massique (kg. s⁻¹)
 Nu : Nombre de Nüsselt
 Oh : Nombre de Ohnesorge
 P : Pression du milieu ambiant (Pa)
 P_c : Pression critique (atm)
 PCI : Pouvoir Calorifique Inférieur (J.kg⁻¹)
 P_r : Nombre de Prandtl
 Q_a : la quantité de chaleur apportée au gaz (J)
 Q_c : la quantité de chaleur dégagée par la combustion du combustible (J).
 Q_p : quantité de chaleur échangée avec les parois (J).

r	: distance radiale (m)
R	: Constante Universelle des gaz parfait ($\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
RC	: Résidu Conradson (%)
Re	: Nombre de Reynold
Sc	: Nombre de Schmidt
Sh	: Nombre de Sherwood
T	: Température (K)
T_c	: Température critique (K)
T_r	: Température de référence
t	: Temps (s)
We	: Nombre Weber

Introduction générale

I. Intérêt des biocarburants

I.1 La dépendance énergétique

La fourniture mondiale d'énergie dépend largement de la production pétrolière. En 2008 le pétrole brut représentait 41,64% de la consommation mondiale d'énergie dont 61,4% de cette part est utilisée pour le secteur du transport [1]. Les besoins en pétrole devraient augmenter encore dans le moyen terme en particulier dans les pays en croissance de la zone non OCDE (48,7% de la consommation mondiale de pétrole, et notamment dans les pays de l'Afrique (4,1% de la consommation mondiale du pétrole). Les crises énergétiques successives rendent la situation des pays en voie de développement difficile. Face à la hausse constante de la démographie (la population mondiale atteindra 8,5 Milliards de personne en 2020) et une consommation croissante de ressources limitées, une crise énergétique majeure apparaît inévitable si aucune alternative n'est envisagée. Au rythme de la consommation actuelle, il reste du pétrole pour les 30 à 100 prochaines années selon que l'on considère que certaines réserves sont exploitables ou non. Selon les mêmes hypothèses, on pourra encore utiliser du gaz durant une période allant de 80 à 160 ans. Dans ce contexte, les énergies renouvelables deviennent une alternative prioritaire à l'utilisation des énergies fossiles.

Les énergies renouvelables (soleil, vent, eau, biomasse,...) sont intarissables et suivent des cycles naturels. La seule source d'énergies renouvelables susceptible de remplacer à la fois les vecteurs énergétiques solide, liquide et gazeux est la biomasse énergie.

Le tableau 1 ci-dessous présente les différentes voies de valorisation de la biomasse énergie.

Tableau 1 : valorisation de la biomasse énergie

Voies	Procédés	Appareils	Vecteurs	Utilisations
Biochimiques	Fermentation méthanique	Digesteur	Méthane	Moteur à gaz
	Fermentation	Distillerie	Alcool	Moteur à alcool
Physico-chimiques	Thermochimique	Réacteur d'hydro-liquéfaction	Hydrocarbure	Moteur
		Réacteur pour incinération	Vapeur haute température	Turbine
		Recteur de carbonisation	Charbon de bois	Turbine
		Gazogène	Gaz pauvre, méthanol	Moteur à gaz, moteur à alcool
	Mécanique	Presse extraction	Huile végétale	Moteur diesel

Parmi les énergies renouvelables, la seule susceptible de remplacer les produits pétroliers à l'heure actuelle est le biocarburant, encore appelé agrocarburant.

Le développement de technologies et de systèmes énergétiques plus durables est en train de se développer, en particulier dans le secteur des transports et de l'agriculture. Cela va prendre de plus en plus d'importance pour devenir plus cruciale dans un avenir à moyen terme.

Dans un monde où l'énergie est devenue une préoccupation essentielle pour les acteurs économiques, les biocarburants connaissent un développement sans précédent. Cette évolution encouragée par des mesures politiques vise à la fois à diminuer la dépendance énergétique vis à vis des ressources d'origine fossile et à limiter les émissions de gaz à effet de serre, dont l'influence sur le réchauffement climatique est reconnue aujourd'hui par l'ensemble de la communauté scientifique.

I.2 L'effet de serre et les gaz à effet de serre (GES)

Environ 50% du rayonnement solaire sont absorbés par le sol qui réémet de la chaleur sous forme de rayonnement infrarouge. Ceux-ci sont interceptés en partie par des gaz

naturellement présents à faible concentration dans l'atmosphère (vapeur d'eau, CO₂, CH₄, N₂O, ...). De ce fait, la couche atmosphérique retient la chaleur en jouant le même rôle que les parois d'une serre [2].

Sans cet effet de serre naturel, la température moyenne de la terre serait de -18°C. A titre de comparaison, la température moyenne de Mars, certes plus loin du soleil que la Terre, mais dont l'atmosphère ne referme pas de GES, est seulement de -50°C. En revanche, sur Venus dont l'atmosphère est majoritairement constituée de CO₂, la température est supérieure à 400°C [2].

Une grande quantité des émissions de CO₂ émises dans l'atmosphère est liée à la combustion de combustibles fossiles. L'étude de la concentration atmosphérique en CO₂ au cours des âges par l'analyse de bulles d'air dissoutes dans les strates de glaces polaires fait apparaître que cette concentration a augmenté de façon exponentielle depuis le début de la révolution industrielle. Elle est passée de 260 ppm à l'aube de l'ère industrielle à environ 380 ppm en 2005 avec un accroissement annuel de 2 ppm [3]. La teneur en CO₂ de l'atmosphère influe directement sur l'effet de serre [2-3].

L'effet de serre est un phénomène important pour l'équilibre écologique de la planète en maintenant la température de la Terre à un niveau acceptable, Néanmoins, un accroissement trop important de la teneur en CO₂, qui engendre une hausse des températures de la Terre, va provoquer des bouleversements sur le climat avec des impacts plus ou moins grave pour l'humanité et l'environnement.

La combustion (et, dans une moindre mesure, la production) des combustibles d'origine fossile contribue à émettre massivement des gaz à effet de serre (GES) et contribue donc au réchauffement climatique. En revanche, le CO₂ émis lors de la combustion de biocarburants (filière huile ou filière éthanol) va à posteriori être fixé par les plantes (palme, colza, maïs, blé, bois, ...) lors de la photosynthèse [4] (la photosynthèse est un processus bioénergétique qui permet aux plantes et à certaines bactéries de synthétiser de la matière organique en exploitant la lumière du soleil), si une culture durable est assurée. Le bilan carbone est donc a priori neutre et le recours à cette énergie permet d'éviter des émissions supplémentaires de gaz à effet de serre. Néanmoins, la production de biocarburants requiert une consommation de carburant et éventuellement d'autres produits (engrais, produits phytosanitaires ...), dont l'usage produit aussi des Gaz à Effet de Serre. Les phénomènes de déforestation observés lorsqu'une culture énergétique remplace une culture alimentaire qui est déplacée sur une

prairie ou une forêt amènent également à prendre en compte la problématique du changement d'affectation des sols. Ainsi, avant d'affirmer que le bilan carbone de filières biocarburants est neutre, il faut au préalable réaliser le bilan énergétique et le bilan GES spécifique à cette filière de production de biocarburants.

Néanmoins, aussi légitimes que soient ces inquiétudes écologiques, il est difficilement compréhensible que la critique se focalise sur les productions agro énergétiques qui ne représentent qu'une proportion infime de la production agricole mondiale. Entre 2002 et 2008, différentes études - menées par l'ADEME / DIREM, General Motors ou encore le consortium européen d'étude entre CONCAWE, EUCAR, JRC [4]- ont débouché sur des résultats contradictoires au sujet des émissions de gaz à effet de serre. Une conclusion était cependant commune aux trois études : les biocarburants réduisent la dépendance aux énergies fossiles non renouvelables.

De manière générale, le bilan environnemental des biocarburants comporte ainsi trois aspects principaux :

- économie d'énergie fossile et réduction des gaz à effet de serre (GES)
- effet sur la pollution due aux moteurs grâce au remplacement du carburant pétrolier par un biocarburant.
- effet environnemental des cultures dédiées à la production de biocarburants (eau, sol, déforestation, biodiversité ...)

L'étude présentée ici s'est portée à répondre aux préoccupations des deux premiers aspects énoncés ci-dessus.

II. Enjeux pour les pays en voie de développement.

II.1 Situation énergétique de l'Afrique

En proie à une crise financière dont on ne voit pas encore l'issue, sous développés énergétiquement, les pays en voie de développement, et en particulier ceux de l'Afrique Subsaharienne, doivent faire face à l'accroissement de leurs besoins alimentaires[5-6]. Un des problèmes majeurs réside dans une agriculture africaine trop archaïque, sous-mécanisée, sous-alimentée en énergie et condamnée à devoir augmenter sa production pour réussir à subvenir à

ses besoins [7]. Pour faire face à ce défi, l'Afrique ne doit plus continuer d'étendre son agriculture à très faible rendement sur de nouvelles surfaces défrichées, mais plutôt essayer de mécaniser les travaux agricoles, utiliser des variétés à hauts rendements, en renforçant les traitements post-récoltes et les transformations agro-alimentaires [5]

La couverture des besoins en énergie, l'accroissement de la production agricole, la croissance économique sont les enjeux réels des biocarburants dans ces pays. En effet, la plupart de ces pays ont une économie qui repose sur l'agriculture dont le développement passe par une mécanisation. Les initiatives de mécanisation du secteur agricole (en amont et en aval) dans ces pays connaissent aujourd'hui un développement très lent du fait du coût élevé de l'énergie fossile. Cela est encore plus remarquable pour les pays enclavés et dépourvus de ressources fossiles. Les prix des produits pétroliers sont très élevés dans les zones rurales de ces pays où le pouvoir d'achat est très faible. Par ailleurs, ces pays disposent en général de potentiels importants de production de biocarburants qui permettraient une mécanisation rapide de l'agriculture. L'une des perspectives de la mécanisation de l'agriculture dans ces pays est l'utilisation de biocarburants en circuit court d'autoconsommation. Cette option offre la possibilité de produire le carburant nécessaire à la production agricole à partir de la production agricole elle-même et cela dans un rapport très intéressant. En effet, l'agriculture peut produire cinq à dix fois l'énergie qu'elle consomme [6]. Ainsi, les unités de production agricole petites ou moyennes, peuvent produire sur place le produit alimentaire, le carburant nécessaire à la production et le sous-produit (tourteau) utilisable directement en alimentation animale. De telles options contribueraient à couvrir d'une part les besoins en énergie dans ces pays et d'autre part à augmenter leur production agricole, [8].

II.2 L'importance des services énergétiques

Bien qu'aucun des Objectifs du Millénaire pour le Développement (OMD) ne mentionne explicitement l'énergie, il est nécessaire d'améliorer les services énergétiques (y compris les combustibles domestiques modernes, les foyers améliorés, l'augmentation de la production de biomasse durable, et l'élargissement de l'accès à l'électricité et à l'énergie mécanique) pour atteindre tous les objectifs. Le lien entre services énergétiques et réduction de la pauvreté a été explicitement identifié par le Sommet Mondial sur le Développement Durable (SMDD) dans le plan de mise en œuvre de Johannesburg [9].

Les services énergétiques ont un impact direct sur la pauvreté monétaire et d'autres dimensions de la pauvreté, telles que l'inégalité entre les sexes, la mauvaise santé, le manque d'éducation ou l'accès insuffisant aux services d'infrastructure [9].

L'électricité joue un rôle crucial dans la fourniture de services sociaux de base, dont l'éducation et la santé, où le manque d'énergie constitue souvent un obstacle à la stérilisation, à l'approvisionnement en eau et à sa purification, à l'assainissement et l'hygiène, ainsi qu'à la réfrigération des médicaments essentiels. L'électricité peut également faire tourner des machines qui viennent en appui aux opportunités génératrices de revenus, par exemple pour le pompage de l'eau dans l'agriculture, la transformation des aliments, la fabrication de vêtements et les industries légères.

En milieu rural, l'absence de services énergétiques modernes peut décourager les travailleurs qualifiés (tels que les enseignants, médecins, infirmières et agents de vulgarisation) de s'installer dans ces zones, ce qui limite encore davantage les services et les opportunités offerts aux populations locales. De même, le manque de services modernes, décourage le retour de ceux qui ont quitté les zones rurales pour s'installer ailleurs, et réussi à améliorer leur sort [7, 9].

Les biocarburants peuvent être produits localement et utilisés dans des groupes électrogènes comme carburant de substitution aux produits pétroliers afin de fournir l'électricité à la population locale et améliorer l'accès aux services énergétiques [10].

III. Généralités sur les biocarburants

Les biocarburants, aussi appelés agrocarburants quand ils sont issus de l'agriculture, sont des carburants organiques non fossiles issus de la biomasse. La biomasse, une des formes de captation de l'énergie solaire, désigne au sens large l'ensemble des matières organiques d'origine végétale ou animale. Depuis les différents chocs pétroliers, ce terme désigne généralement l'ensemble des produits d'origine animale ou végétale utilisés à des fins énergétiques ou agronomiques.

III.1 Les différentes filières existantes

III.1.1 les biocarburants de première génération

Deux sous filières principales existent : celle de l'éthanol et celle des huiles végétales. La première résulte de l'exploitation de végétaux à forte teneur en molécules sucrées (canne à sucre, betterave, maïs), alors que la deuxième est basée sur des cultures de plantes

oléagineuses, comme le colza, le tournesol, le palmier à huile. Bien que la biomasse représente l'une des principales ressources primaires d'énergie dans le monde, la consommation des biocarburants ne correspond pas à plus de 3% [11] de l'énergie utilisée à l'heure qu'il est dans le secteur des transports.

a. La filière éthanol

La filière éthanol est la plus importante en termes de quantité de production au niveau mondial. Les USA et le Brésil sont, loin devant la Chine, l'Inde et l'Union Européenne, les principaux producteurs [4]. Toutefois leurs productions diffèrent sur un point essentiel qui est la matière première. En effet, alors que les USA obtiennent leur éthanol à partir du maïs, le Brésil, pour sa part, exploite la canne à sucre ; c'est aussi le cas en Inde, en Chine et en Afrique, bien que dans ces derniers, des tentatives de diversification intéressante de production à base de sorgho se développent. En Europe, la betterave à sucre et le blé sont prédominants.

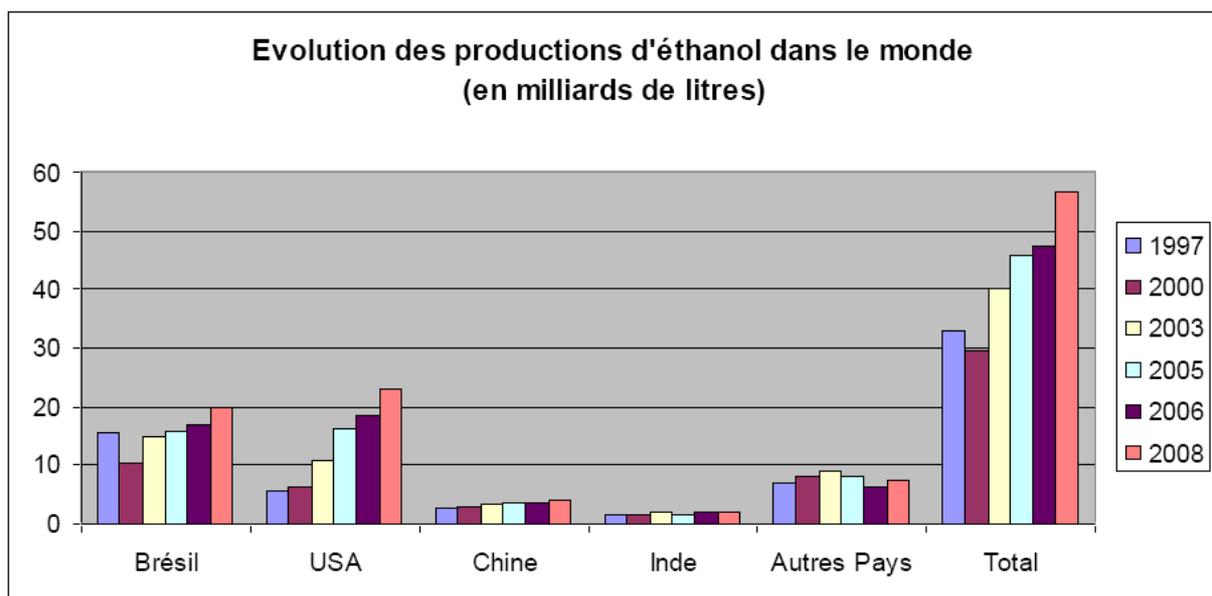


Figure 1 : évolution des productions d'éthanol dans le monde [4]

• Procédé de fabrication de l'éthanol

Les sucres fermentescibles (glucose, saccharose, etc.) peuvent être utilisés pour la production d'éthanol par fermentation. Ils existent sous différentes configurations moléculaires dans la majorité des espèces végétales. Actuellement, la filière concerne principalement la canne à sucre, la betterave à sucre, le sorgho, le blé, le maïs ou encore la pomme de terre. Toutefois, des systèmes de production dits de secondes générations sont en cours de développement et

permettront la fabrication d'éthanol à partir des polysaccharides que sont la cellulose et les hémicelluloses contenus dans toutes les biomasses que ce soit de l'herbe, du bois ou encore des déchets de cultures. En fonction de la configuration des molécules sucrées, un ou plusieurs traitements doivent être appliqués à la matière première pour l'obtention d'éthanol. Il s'agit dans un premier temps d'obtenir des sucres simple via des traitements principalement mécaniques sur la matière première. Puis, une étape de fermentation à l'aide de micro-organismes aboutit à une solution qui doit finalement subir une distillation pour l'obtention d'un éthanol hydraté. Pour l'utilisation en carburant liquide, il faut ensuite réaliser une déshydratation et d'autres opérations éventuelles en fonction des normes en vigueur localement.

b. La filière oléagineuse

Les quantités de biocarburants produites dans le cadre de la filière oléagineuse sont bien moindres que dans celle de l'éthanol (18 milliards de litres pour le Biodiesel contre 74 milliards pour le Bioéthanol, chiffres 2009). Toutefois les deux suivent actuellement les mêmes tendances de développement. La filière oléagineuse permet la production d'huiles végétales qui sont généralement transformées en biodiesel, lequel sera ajouté au diesel conventionnel. Elles peuvent également être utilisées pures dans un moteur adapté. L'Europe est le premier producteur mondial de biodiesel suivie par les USA, l'Asie du Sud Est, le Brésil et de nombreux pays africains qui voient leurs secteurs respectifs évoluer rapidement.

De façon générale, tous les moteurs diesels fonctionnent correctement avec des biodiesels. Les moteurs à préchambre de combustion fonctionnent également très bien avec des huiles filtrées et dégommees ce qui n'est pas le cas des moteurs diesels à injection directe. Les caractéristiques physico-chimiques des huiles végétales et de leurs dérivés sont proches du gazole. De plus, tous ces produits peuvent être mélangés entre eux et avec le gazole sans problèmes. Ce sont donc des substituts naturels au gazole.

- La transestérification

La transestérification permet de modifier des triglycérides (huiles) par réaction avec de l'alcool, principalement du méthanol (sous-produit de l'industrie pétrolier) pour produire des mono-esters plus couramment appelés biodiesel. L'éthanol pourrait également être utilisé mais les procédés de purification du biodiesel obtenu sont alors beaucoup plus délicats à mener à bien. La réaction de transestérification est obtenue à l'aide de catalyseurs homogènes basique ou acide ou de catalyseur solide en catalyse hétérogène [12-14]. Les esters

méthyliques d'huile végétale ont des caractéristiques physico-chimiques proches du gazole. L'utilisation du biodiesel n'impose pas de modifications sur le moteur mais peut poser certains problèmes de corrosion et une augmentation de la production de NO_x [13].

La filière biodiesel fournit un excellent carburant pour tout type de moteur Diesel. La technologie est largement maîtrisée mais semble n'être rentable qu'à grande échelle. L'utilisation des produits dérivés du pétrole (méthanol) dans son élaboration n'en fait pas un carburant indépendant de la situation énergétique mondiale. De plus, les procédés d'élaboration sont coûteux et les co-produits (principalement la glycérine) ne trouvent pas toujours les débouchés qui permettraient de réduire les coûts.

- **Les huiles végétales pures**

Les huiles végétales pures, encore appelées huiles végétales brutes ou carburant [15], s'obtiennent classiquement par simple pressage de graines oléagineuses telles que le tournesol, le soja, le coton, etc.

Les huiles végétales brutes comme carburant sont plus accessibles que le biodiesel et l'éthanol et présentent des opportunités pour les populations en zone rurale (utilisation directe sur les zones de production). Ces huiles présentent cependant une trop forte viscosité et un indice de cétane (aptitude à l'auto-inflammation) trop faible, ce qui rend problématique leur utilisation directe dans un moteur diesel traditionnel et impose des modifications.

Le tableau 2 ci-dessous montre les différences entre le biodiesel et l'huile végétale pure carburant.

III.1.2 les biocarburants de seconde génération

Les biocarburants dits de seconde génération sont issus de la transformation de l'intégralité de la matière lignocellulosique des plantes. Cette ressource est disponible en grande quantité sous diverses formes : bois, paille, foin, déchets forestiers, etc.

Les filières de seconde génération n'entrent pas en concurrence avec les usages alimentaires. Leur objectif est de produire des carburants utilisables directement ou en mélange avec les essences, le gazole et le kérosène. Deux voies sont principalement étudiées : la conversion biochimique et la conversion thermochimique [16]:

- **La conversion biochimique**

La conversion biochimique permet de transformer les polysaccharides que sont la cellulose et les hémicelluloses de la biomasse en éthanol. Les étapes de cette filière sont [16]: conditionnement de la biomasse en poudre pour en augmenter la réactivité, prétraitement pour libérer les sucres complexes, hydrolyse enzymatique pour transformer les sucres complexes en sucres simples facilement fermentescibles, fermentation par micro-organismes (levures) pour transformer les sucres simples en éthanol, et enfin séparation, via une première étape de distillation et une étape finale de déshydratation, pour atteindre les spécifications de pureté requises de l'éthanol en usage biocarburant.

- **Conversion thermochimique de la biomasse**

La deuxième voie de conversion de la biomasse est la filière thermochimique, ou BtL (Biomass to Liquids). Il s'agit de conditionner la biomasse, de la gazéifier, de purifier le gaz de synthèse obtenu, puis de procéder à une synthèse Fischer-Tropsch pour transformer le gaz en gazole et kérosène de très haute qualité [16].

III.2 Problèmes dus à l'utilisation des huiles végétales pures carburant

A l'heure actuelle, toutes les conséquences liées à l'utilisation des huiles végétales pures comme carburant dans les moteurs diesels ne sont pas maîtrisées. On rencontre encore plusieurs problèmes [17] :

- d'injection : la viscosité nettement plus importante des huiles végétales comparées aux gazoles conduit à une augmentation très sensible de la pression d'injection ; les pompes et tubulures doivent être dimensionnées en conséquence.
- de combustion : la combustion des huiles végétales dans les moteurs diesel et plus particulièrement les moteurs à injection directe, produit généralement un encrassement du haut du moteur. Dans le cas le plus favorable, l'encrassement est limité à la zone environnant les trous d'injecteurs. Dans le pire des cas, on observe des dépôts goudronneux sur la culasse, les injecteurs, les pistons, les soupapes qui provoquent une diminution graduelle de la puissance du moteur et peuvent conduire jusqu'à la rupture du moteur dans un délai de quelques dizaines d'heures.
- de polluants dans les gaz d'échappement : en effet les huiles végétales carburants ne sont pas en marge du problème d'émission des polluants. On obtient des niveaux d'émissions presque semblables à ceux du gazole avec l'avantage que les huiles végétales ne rejettent pas de **CO₂** fossile dans l'atmosphère terrestre. En revanche, un

moteur mal adapté à la combustion des huiles végétales pures rejettera des polluants en quantités bien supérieures aux normes [6].

- de contamination de l'huile de lubrification : plusieurs auteurs ont constaté une détérioration rapide de l'huile de lubrification lors de l'utilisation des huiles végétales comme carburant. On peut attribuer cette dégradation des caractéristiques à la dilution d'huile végétale carburant dans l'huile de graissage. En effet, des températures d'huile de lubrification de l'ordre de 90 à 120°C conduisent très rapidement à une polymérisation de l'huile végétale diluée.

Les travaux de recherches entrepris au cours de cette thèse sont consacrés à une approche technologique (énergétique et génie de procédés) de l'utilisation des huiles végétales dans des moteurs diesel à injection directe qui sont les plus sujets aux problèmes de combustion des huiles végétales.

Tableau 2: différences entre biodiesel et huiles végétales pures carburant

	Biodiesel	Huile végétale carburant
Matières premières	<ul style="list-style-type: none"> • Huiles végétales pures (huile de soya, de canola, de palme, etc.). • Huiles de fritures recyclées. • Graisses animales. 	<ul style="list-style-type: none"> • Huiles végétales pures. • Huiles de friture recyclées.
Procédé	<ul style="list-style-type: none"> • Transestérification. 	<ul style="list-style-type: none"> • Décantation et filtration.
Modification du moteur	<ul style="list-style-type: none"> • Aucune n'est requise. 	<ul style="list-style-type: none"> • Modifications dépendent du type de moteur : réservoir, réchauffeur, pompe de gavage, etc.
Respect des garanties des fabricants	<ul style="list-style-type: none"> • Équipementiers et fabricants de moteurs respectent leurs garanties • jusqu'à B20 mais la plupart recommandent de ne pas dépasser B5. 	<ul style="list-style-type: none"> • Garanties invalidées.
Normes de qualité applicables	<ul style="list-style-type: none"> • ASTM D6751 pour le B100. • CAN/ONGC 3.520 pour le B2 à B5. 	<ul style="list-style-type: none"> • Il n'existe aucune norme de qualité applicable
Programmes d'assurance qualité Existants	<ul style="list-style-type: none"> • Accréditation BQ-9000 pour les producteurs. • Certification BQ-9000 pour les distributeurs. 	<ul style="list-style-type: none"> • Il n'existe aucun programme d'assurance qualité applicable.
Utilisation par temps froid	<ul style="list-style-type: none"> • Efficace jusqu'à B5 avec un biodiesel qui rencontre les normes de qualité. • L'utilisation du biodiesel représente un plus grand défi par temps froid pour le B20 et le B100, mais on peut gérer la contrainte en utilisant un additif, un système de gestion thermique du carburant ou en laissant les véhicules dormir à l'intérieur en hiver. 	<p>À tous les niveaux de concentrations, l'utilisation de ce carburant par temps froid n'est pas recommandée car elle peut occasionner des pannes.</p>
Problèmes les plus courants	<ul style="list-style-type: none"> • Si le biodiesel ne respecte pas les normes de qualité, il peut occasionner des problèmes d'utilisation. 	<ul style="list-style-type: none"> • Oxydation élevée et risques de contamination résiduelle entraînant le

- Le biodiesel est un solvant qui, par nature, agit sur certaines matières. Surtout pour les véhicules plus anciens (avant 1994), il se peut que le biodiesel ne soit pas compatible avec les matériaux utilisés.
- L'effet solvant du biodiesel à forte concentration (B20 à B100) peut également entraîner, en nettoyant les systèmes encrassés, le colmatage des filtres à carburant.

colmatage des filtres, des dommages au niveau des injecteurs et au niveau de la pompe.

IV. Objectifs de la thèse

IV.1 Objectif général de la recherche

L'objectif général de la thèse est de contribuer à une meilleure connaissance des conditions d'utilisation des huiles végétales dans les moteurs Diesel à injection directe, l'enjeu étant d'arriver à une meilleure maîtrise de leur combustion. En effet, ces dernières années, de nombreuses équipes de recherche ont travaillé sur l'utilisation des huiles végétales comme carburant dans les moteurs Diesel. Ces travaux se sont intéressés principalement à la réduction de la viscosité des huiles végétales pour qu'elle soit proche de celle du diesel (préchauffage et mélange huile/gazole) en espérant que les huiles aient ainsi une combustion similaire à ce dernier. Les publications qui résultent de ces travaux de recherche se contredisent souvent notamment en ce qui concerne les conclusions sur les solutions à apporter aux problèmes d'utilisation des huiles végétales. La recirculation des gaz d'échappement du moteur dans l'admission d'air neuf est souvent citée dans la littérature comme une solution envisageable. Mais peu de travaux y sont consacrés. Dans cette étude un accent particulier est porté sur la recirculation des gaz d'échappement.

Les moteurs Diesel ont été conçus pour une combustion optimisée du gazole (pressions, températures,...) mais pas pour les huiles végétales. Pour un fonctionnement efficace avec les huiles végétales, il convient d'étudier la combustion en analysant les phénomènes au cœur même du moteur, chambre de combustion et injecteur. L'étude de la combustion permet d'expliquer des phénomènes non encore élucidés afin de maîtriser le point optimal de fonctionnement des moteurs Diesel avec des huiles végétales

IV.2 Objectifs spécifiques de la recherche

De manière spécifique, les objectifs visés sont les suivants :

- Mener une étude sur les adaptations les plus citées à apporter aux équipements situés en amont de l'injecteur (préchauffeur, recirculation des gaz échappements, injecteurs, bicarburation, mélanges huile/gazole) qui permettent de conférer aux huiles végétales un comportement de combustible proches du gazole. Un premier travail bibliographique permet de lister et de mener une analyse critique des options proposées dans la littérature. Les options qui apparaissent les plus pertinentes ont été testées sur les bancs moteurs du 2IE et du Cirad, au travers des tests de longues durées.

- Analyser les caractéristiques de la combustion (délais d'inflammation, la combustion cinétique et la combustion diffusante) des huiles végétales dans les moteurs à injection directe.

L'objectif recherché est de définir les modifications à apporter au niveau de l'injection (pression d'injection, gouttelettes d'huiles, ...) pour une combustion optimale des huiles végétales. A la suite de cette étude, nous tenterons de comprendre les relations entre la viscosité et le processus de la combustion.

L'originalité de ces travaux de thèse tient dans son objectif qui est la recherche d'une solution concrète afin de pouvoir utiliser des huiles végétales pures issues de circuits courts de production dans les moteurs Diesel présents en milieu rural africain pour l'électrification et les usages de puissance (pompage, transformations des produits agricoles, mécanisation).

IV.3 Méthodologie de l'étude

Nous avons mené nos études à « l'extérieur » et à « l'intérieur » de la chambre de combustion des moteurs d'essai.

- Dans un premier temps un travail bibliographique approfondi sur l'utilisation des huiles végétales dans les moteurs diesels a été effectué. Les adaptations les plus citées dans les articles scientifiques ont été identifiées ainsi que leurs performances annoncées.
- Dans un deuxième temps, grâce au banc d'essai du 2IE (analyseur de gaz, débitmètre de liquide, capteurs de température,...), nous avons étudié les performances des solutions les plus pertinentes de la bibliographie par des essais sur un moteur diesel à injection directe.
- Dans un troisième temps, nous avons comparé les différentes phases de la combustion du gasoil et de nos huiles végétales carburant, dans le but de comprendre et d'optimiser leur combustion. Ces travaux se sont déroulés sur le banc d'essai du Cirad à Montpellier avec un second moteur diesel à injection directe instrumenté (capteur de pression cylindre, capteur de pression d'injection, codeur angulaire, analyseur de gaz d'échappement,...).

IV.4 Choix des combustibles

L'huile de *Jatropha curcas* et de coton sont utilisées dans cette étude. Ces choix ont été guidés par :

- tout d'abord leurs disponibilités dans la sous région de l'Afrique de Ouest et l'attention dont elles sont l'objet en tant que substitut du gasoil en particulier pour les usages en zones rurales..
- l'huile de *Jatropha curcas*, parce qu'elle est non comestible et ne rentre pas directement en compétition avec les huiles alimentaires.
- Enfin, l'huile de coton, parce qu'au moment des travaux elle était disponible sur le marché ce qui n'était pas encore le cas de l'huile de *Jatropha* ; Par ailleurs nous avons choisi un lot d'huile raffinée face à l'huile de *Jatropha Curcas* qui n'est que simplement filtrée après l'étape de pressage.

Au cours de cette étude il faut reconnaître qu'on n'a pas toujours eu la quantité nécessaire d'huile de *Jatropha curcas* pour les essais, en particulier ceux portant sur l'EGR.

Cette étude n'a pas comme objectif principal de comparer les résultats d'huile de *Jatropha* et de coton entre elles. Cependant, ces deux huiles sont assez proches en termes de caractéristiques spécifiques aux huiles végétales.

**PARTIE I : étude de l'influence de
différentes modifications appliquées en
amont de la chambre de combustion sur le
fonctionnement d'un moteur diesel à
injection directe.**

Chapitre 1 : état de l'art de l'utilisation des huiles végétales pures (HVP) comme carburant dans les moteurs diesels.

I. Introduction

Historique des recherches

L'idée d'utiliser des huiles végétales ou leurs dérivés n'est pas nouvelle puisqu'en 1892, Rodolphe Diesel préconisait déjà, dans son premier brevet, l'utilisation des corps gras d'origine animale ou végétale dans son nouveau moteur. Cette application n'est pas restée au stade du simple concept puisque, pendant toute la durée de l'exposition universelle de Paris de 1900, on a pu voir un moteur Diesel fonctionner à l'huile d'arachide. Il a fallu ensuite attendre jusqu'à la fin de la première guerre mondiale pour que d'autres travaux soient réalisés. A partir des années 1920, la Belgique a étudié la possibilité d'utiliser de l'huile végétale au Congo (palme et coton principalement) à des fins énergétiques. Dans les années suivantes, l'huile de palme a servi à alimenter de nombreuses installations fixes au Congo.

Les premières applications françaises datent des années 1930. Mais c'est au cours de la seconde guerre mondiale, que les huiles végétales ont été utilisées comme carburant dans les moteurs Diesel dans les zones isolées [18]. Par exemple dans le port d'Abidjan (Côte d'Ivoire) où le ravitaillement en carburants classiques devenait difficile, la Société de Construction du port utilisa, dans ses moteurs de 50 à 800 CV, de l'huile de palme filtrée avec un filtre-presse à raison de 100 tonnes par mois [6]. En France métropolitaine, de nombreuses études ont été réalisées par des organismes comme l'Institut de Recherche sur les Huiles et Oléagineux (IRHO), l'Office National des Combustibles Liquides à Bellevue (ONCL) ou le laboratoire de Mécanique Physique de la Sorbonne à St Cyr. Dès cette époque, il est déjà signalé l'intérêt de la transestérification qui fournit des produits (biodiesels) plus aptes à la combustion ; surtout pour les encrassements des injecteurs.

A partir des années 1950, le développement très important de l'industrie pétrolière ne justifie plus le recours aux huiles végétales et les travaux dans ce domaine disparaissent presque totalement. Les huiles végétales pures utilisées comme carburant dans les moteurs ont connus un regain d'engouement dans les années 1970 lors des deux chocs pétroliers. De très nombreux pays se sont alors engagés dans des programmes de recherche pour optimiser l'utilisation des huiles végétales comme carburant [6].

Actuellement, de nombreux chercheurs de différents pays mènent encore des investigations sur l'utilisation de différents types d'huiles végétales comme substituts des carburants diesel [12]. Par exemple, l'huile de soja aux États-Unis, les huiles de colza et de tournesol en

Europe, l'huile de palme en Asie du Sud-est [12] et l'huile de coton et de *Jatropha curcas* en Afrique de l'Ouest [19-20] sont en cours d'expérimentation et d'utilisation.

II. Production des Huiles végétales pures carburant

II.1 Origine des huiles végétales pures

Les huiles végétales peuvent être obtenues à partir des graines de plantes cultivées pour leur huile (l'arachide, le colza, le ricin, le *Jatropha curcas*, le soja, le tournesol). Il faut y ajouter les graines de plantes cultivées pour fournir des fibres textiles et subsidiairement de l'huile (coton et lin principalement). Quant aux fruits oléagineux, ils proviennent principalement du Cocotier (noix de coco contenant le coprah), du Noyer, du Palmier à huile (palme et palmiste) et de l'Olivier (olive). Le tableau 3 présente les principales huiles végétales et la teneur en huile des graines ou fruits.

Tableau 3: les huiles végétales pures carburant[6, 8]

	Famille	Nom botanique	Nom commun	Huile/graine (%)
monocotylédones	Palmacée	<i>Cocos nucifera</i>	Cocotier	60
	Palmacée	<i>Elaeis guineensis</i>	Palme et palmiste	20 et 50
	Palmacée	<i>Orbignya Eprciosa</i>	Babassu	60
dicotylédones	Juglandacée	<i>Juglan regia</i>	Noix	50
	Crucifère	<i>Brassica compestris</i>	Colza	41
	Papilionacée	<i>Arachis hypogaeasis</i>	Arachide	50
	Linacée	<i>Linium usitatissimun</i>	Lin	38
	Composée	<i>Carthamus tinctorius</i>	Carthame	35
	Euphorbiaceae	<i>Aleurites fordii</i>	Tung	60
	Euphorbiaceae	<i>Ricinus communis</i>	Ricin	49
	Euphorbiaceae	<i>Jatropha curcas</i>	<i>Jatropha curcas</i>	25
	Malvacée	<i>Gossypium hirsitum</i>	Coton	36
	Buxacée	<i>Simmondsia</i>	Jojoba	60
	Sapotacée	<i>Butyrospermum parkii</i>	Karité	30
	Pedaliacée	<i>Sesamum indicum</i>	Sésame	52

	Composée	Heliantus annuus	Tournesol	40
	Papilionacée	Glycine max	Soja	25

Les huiles végétales ont des caractéristiques physiques proches du gazole (tableau 4) et ont donc des comportements comme combustibles similaires. En outre, elles sont biodégradables, non toxiques, et étant d'origine végétale elles ont un potentiel de réduction significatif des émissions de CO₂ dans l'atmosphère [21].

La littérature propose pour désigner les huiles végétales pures plusieurs acronymes : HVP pour huile végétale pure, HVB pour huile végétale brute, HVC pour huile végétale carburant. Tous ces acronymes désignent des huiles végétales naturelles simplement filtrées au contraire des huiles végétales raffinées issues de productions industrielles. Le travail de thèse présenté ici utilisera l'acronyme HVP pour désigner ces huiles.

Les HVP ont l'avantage d'être obtenues par une technologie simple, facilement vulgarisable qui peut même être envisagé pour des applications énergétiques de petits villages en zones décentralisées.

Les huiles végétales pures et raffinées présentent les mêmes compositions chimiques, c'est la présence de composés minoritaires (phospholipides, cires, ..) dans les huiles simplement filtrées qui les différencie des huiles raffinées industrielles qui n'en contiennent pas ou en extrêmement faibles quantités.

II.2 La production des HVP

Comme le démontre le schéma 1, les HVP sont obtenues suivant un certain nombre d'opérations de transformation de la biomasse oléagineuse. Les opérations successives requièrent des équipements simples, tel qu'une presse, des filtres et/ou des cuves de décantation et des cuves de stockage. La matière première (biomasse) doit être débarrassée de toutes impuretés et bien séchée avant le pressage. Une fois pressée, l'huile doit être filtrée par l'une des deux opérations suivantes : soit la décantation dans des cuves successives soit la filtration directe par un filtre. Pour chaque étape de cette filière de production, de nombreux facteurs peuvent modifier et influencer la qualité de l'huile obtenue en aval. Il en résulte qu'un certain nombre de précautions doivent être prises pour chaque étape de transformation.

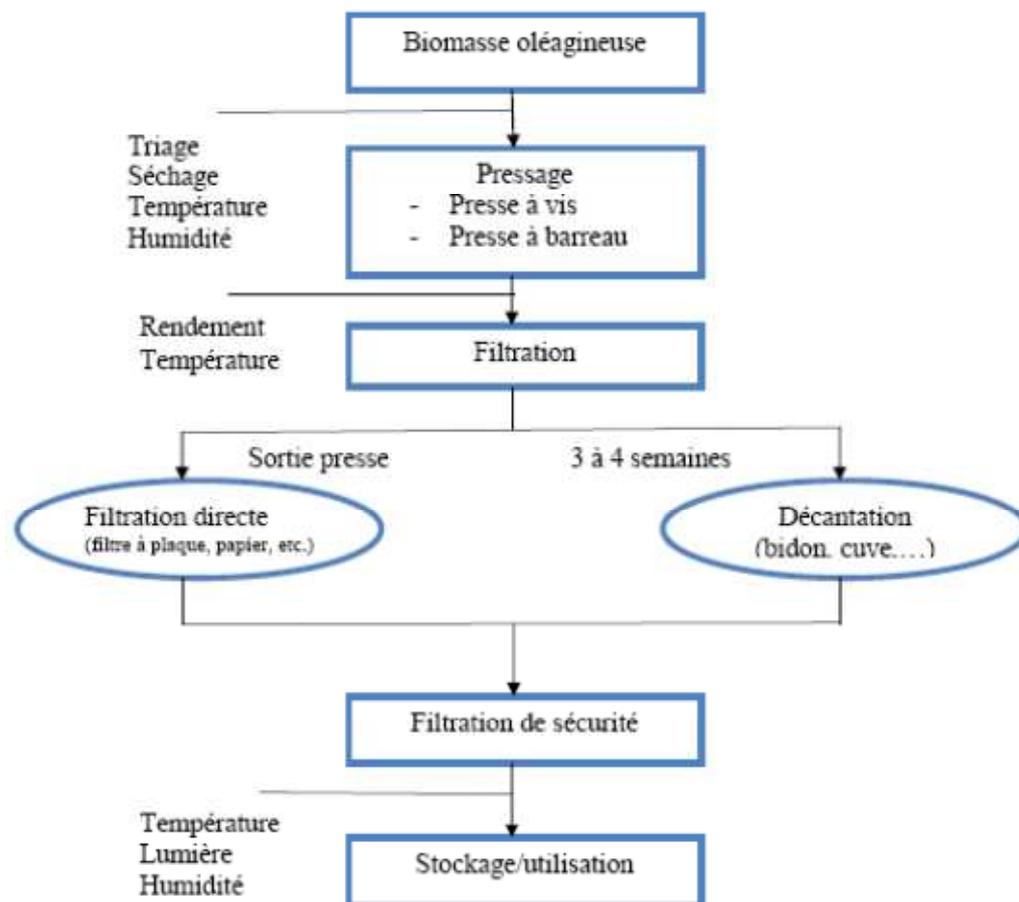


Schéma 1: itinéraire de production des HVP

a. Qualité de la biomasse oléagineuse

Les graines oléagineuses sont issues des cultures dédiées (*Jatropha curcas*, tournesol, colza...), des résidus de culture (coton, lin ...) ou encore des plantations (palmier, cocotier...). Le stockage des graines peut s'étaler sur plusieurs mois, elles doivent être exemptes de toutes impuretés. Les graines doivent être ventilées régulièrement pour éviter l'acidification et les échauffements [22]. Les lots sont considérés comme stabilisés si leur humidité est égale ou inférieure à 9 % en masse [23] : c'est le taux d'humidité maximal des graines pour le bon fonctionnement de la plupart des presses artisanales actuellement disponibles sur le marché. Les impuretés (feuille d'arbre, cailloux, objets métalliques, ...) présentes dans les graines doivent être éliminées. Leur taux doit être au moins inférieur à 2% [23]. Elles sont responsables du pourrissement et de l'échauffement des graines. Elles provoquent surtout l'usure de la presse et contribuent à augmenter le taux d'impuretés dans l'huile.

b. Le pressage

L'HVP est obtenue par simple pressage à froid des graines et fruits oléagineux. Les quantités et qualités des huiles extraites sont variables. Elles dépendent notamment du type de presse, de la variété de la graine, du taux d'humidité, de la chauffe ou non de celle-ci et de la propreté de la graine [24]. Classiquement deux types de presses sont disponibles [24] : les presses «à cage percée ou à anneaux» pour des capacités inférieurs à 100 kg de graines traitées par heure ; les presses « à barreaux » qui permettent de presser jusqu'à 2 tonnes de graines par heure.

Les conditions de pressage jouent un rôle très important sur la qualité de l'huile obtenue. Une forte hygrométrie et une température de la graine inférieure à l'air ambiant peuvent provoquer un phénomène de condensation à l'origine de présence d'eau dans l'huile. Le préchauffage régulé de la graine à 20°C, contribue à améliorer le taux d'extraction. La température et la vitesse de la presse sont des paramètres importants parce qu'ils influencent directement la qualité de l'huile [23] : la température de pressage joue sur la teneur en phospholipide et la vitesse influence le rendement d'extraction de l'huile. Le taux d'extraction est corrélé avec le débit de la presse. Un fort débit diminue le taux d'extraction. Il est préconisé de ne pas dépasser une température de 60°C à l'intérieur de la presse. La teneur en phospholipides augmente proportionnellement avec la température d'extraction ce qui justifie une pression à froid [22, 24].

Lors de l'opération de pressage, il est préférable de privilégier un fonctionnement en continu de la presse pour obtenir des caractéristiques homogènes de l'huile et donc du tourteau.

Le taux d'extraction se situe dans une fourchette de 80 à 85%. Les variations sont plus ou moins fortes en fonction de la température extérieure (moins de rendement par temps froid) et du taux d'humidité de la graine [22, 24].

c. La filtration/purification

La filtration permet de débarrasser l'huile de toutes impuretés (particule lourde, métaux, phospholipides) afin d'avoir une meilleure qualité de carburant. La purification des huiles est une étape nécessaire et importante, souvent négligée, pour une utilisation des huiles végétales dans le moteur [22, 24].

Pour avoir des HVP de bonne qualité biocarburant, deux techniques sont recommandées [22, 24] :

-
- La décantation de l'huile consiste à la maintenir au repos pendant plusieurs jours, voire quelques semaines (3 à 4 semaines)[22], une partie des particules solides (les plus lourdes) se retrouvent par gravité dans le fond de la cuve. Il est recommandé de répéter la décantation dans des cuves successives pour en maximiser l'efficacité. La décantation est la méthode la plus économique pour purifier l'huile. Toutefois, le processus requiert beaucoup de temps et d'espace. La décantation permet difficilement d'obtenir le niveau souhaité pour une utilisation en termes de carburant. Il est donc conseillé de faire une ultime filtration de sécurité après l'étape de la décantation [22, 24].
- La filtration directe consiste à filtrer l'huile en sortie de presse avec un filtre presse à plateaux ou un filtre vertical. La filtration directe à basse température n'est pas aisée à cause de la viscosité importante des HVP. Toutefois, filtrer l'huile à trop haute température permet le passage à travers le filtre de particules indésirables au point de fusion plus élevé. Il est dès lors recommandé de filtrer à une température entre 20 et 60°C[22]. Au-dessus de 60°C il y a en outre un risque élevé d'oxydation de l'huile qui diminue la durée de conservation de celle-ci. Il existe plusieurs types de filtres mais le système à plaques est particulièrement efficace pour garantir une filtration suffisante. Lorsque l'on utilise un filtre à plaques, il est recommandé de filtrer directement, sans passer par des cuves de décantation. En outre, lorsque l'on filtre directement l'huile après pressage, la filtration est plus aisée par la température adéquate de l'huile. En effet, dû aux frottements existants dans la presse, l'huile est chauffée à la bonne température pour la filtration, soit aux alentours de 60°C. Idéalement la filtration doit être de 10 µm pour éviter toutes contaminations et toutes impuretés dans l'huile[25].

d. Le stockage de l'huile

Si les huiles sont produites via un procédé artisanal, ce qui est le cas des circuits courts d'autoconsommation, leur production est simple et peu coûteuse. En revanche le stockage reste un poste exigeant de qualité et propreté (contenants propres et réservés à l'huile végétale). Afin de garantir une conservation optimale de l'huile, il faut tenir compte des paramètres suivants[24] :

- l'huile doit être aussi propre que possible;
- le lieu de stockage doit être frais ;
- des variations de température doivent être évitées car elles entraînent de la condensation ;

- l'huile doit être conservée à l'obscurité, à l'abri de la lumière directe du soleil. La lumière favorise l'oxydation et l'acidité de l'huile.

Des conditions de stockage inappropriées pendant une longue période conduisent à l'oxydation de l'huile, et donc une viscosité plus importante et des problèmes de filtration dans le moteur.

III. Caractéristiques chimiques et physiques des HVP

En fonction de la nature de la biomasse oléagineuse dont elles sont issues, et des conditions d'extractions et de séchage, les HVP obtenues présentent des caractéristiques physico-chimiques et des propriétés de combustions très variables.

III.1 Caractéristiques chimiques des HVP

- **Nature des acides gras (sur ce point, HVP et huiles industrielles ne diffèrent pas)**

La nature et les teneurs en acides gras des huiles végétales est fonction de la plante oléagineuse utilisée. L'influence de la nature des acides gras déterminent pour une grande part leur aptitude à brûler correctement dans un moteur. Vaitilingom et Daho ont mis en évidence que l'insaturation des triglycérides influence la combustibilité [6, 8].

L'indice d'iode caractérise le degré d'insaturation d'une huile (nombre de doubles et de triples liaisons). Il correspond au nombre de grammes d'iode fixé par 100 g de corps gras. Plus l'huile est insaturée, plus son indice d'iode est élevé. Un indice d'iode faible (huile saturée) est favorable à une bonne combustion. Cependant un indice d'iode trop faible peut conduire à des caractéristiques à froid (figeage) défavorables pour un usage « carburant » [6].

Classiquement les HVP peuvent être classées en quatre grands groupes selon leur l'indice d'iode :

- Les huiles dites saturées : l'indice d'iode est compris entre 5 et 50 (huiles de coprah, le palmiste)
- Les huiles mono-insaturées ; l'indice d'iode varie entre 50 et 100 (arachide, colza, olive, ...)
- Les huiles di-insaturées : l'indice d'iode varie entre 100 et 150 (tournesol, soja, maïs)
- Les huiles tri-insaturées : l'indice d'iode est supérieur à 150 (le lin, le bois de chine ...)

Globalement, d'un point de vue « qualité » les huiles saturées présentent une meilleure combustion (faible temps d'évaporation, faible délai d'inflammation, moins de dépôts) que

les huiles insaturées. La qualité de combustion décroît avec l'insaturation. Par ailleurs, la nature des acides gras des HVP détermine leur tendance à la polymérisation. Ce phénomène qui intervient le plus souvent avec les huiles insaturées, peut causer le colmatage des crémaillères pilotant l'injection du carburant [6].

En revanche, les huiles saturées sont solides à des températures plus élevées que leurs homologues insaturées. La présence de doubles liaisons dans un acide gras insaturé le rend plus fluide que l'acide saturé correspondant et abaisse sa température de fusion [6, 17]

- **La teneur en phospholipides**

Les phospholipides sont des constituants indésirables qui proviennent des membranes cellulaires des graines et amandes. Leur concentration varie selon les techniques de pressage et de filtration. La teneur en phosphore indique la présence de phospholipides. Ce paramètre est très important pour un usage carburant. En effet, les phospholipides semblent participer à l'encrassement des soupapes, de la chambre de combustion et des cylindres lors de l'utilisation d'huile végétale pure (phénomène de gommage) [26-29]. Les HVP contiennent des teneurs en phospholipides variables. Ainsi, un pressage à froid autour de 50°C permet de produire une huile dont la teneur en phosphore est fortement réduite.

- **Teneur en cires**

Ce qui est communément appelé cires sont des esters d'acides gras et des alcools gras à longue chaîne (pouvant aller jusqu'à 46 atomes de carbone); elles proviennent de la coque de certaines graines ou de la peau de certains fruits (tournesol, olive) [8]. La teneur en cires peut varier en fonction de l'origine de la graine et de sa maturité et de la température d'extraction de l'huile [8]. Les cires se solubilisent à chaud mais sont filtrables à froid. Elles ne posent pas de difficulté au niveau de la combustion, mais elles sont problématiques à froid pour les organes périphériques : circuit d'alimentation, pompe, filtre [6, 8].

- **Indice de peroxyde**

Cet indice permet d'apprécier le degré d'oxydation d'une huile [8] et donc son degré de stabilité. Plus une huile est insaturée, plus elle est sensible à l'oxydation. L'oxydation est un phénomène fondamental dans toute l'industrie des corps gras. L'altération chimique des corps gras insaturés par l'oxygène de l'air débute par la formation d'un peroxyde et ensuite par la formation de "produits de scission". Ces produits de scission résultent de la coupure de la chaîne grasse au niveau de la double liaison qui donne une série de composés à chaîne courte comme les aldéhydes et les cétones, responsables de l'odeur rance des corps gras. Cette

réaction commence très lentement puis s'accélère de façon exponentielle. L'oxygène se fixe sur les chaînes grasses de façon différente suivant la température à laquelle a lieu l'oxydation. Van Gerpen [30] montre qu'il existe pour certaines huiles, une plage d'indice de peroxyde où l'indice de cétane augmente avec l'indice de peroxyde.

III.2 Caractéristiques physiques

- **La viscosité cinématique :**

La viscosité des HVP est plus élevée que celle du gazole et elle augmente avec l'insaturation, la longueur des chaînes carbonées et l'abaissement de la température. Les HVP couramment utilisées ont en moyenne une viscosité 5 à 15 fois plus élevée que celle du gazole [6, 8, 14] (tableau 4). La viscosité a des incidences sur le fonctionnement du moteur diesel, notamment la diminution du débit d'injection maximal provoqué par des pertes de charge importantes dans la pompe d'injection ainsi que dans les filtres, les injecteurs ou les gicleurs et une mauvaise atomisation et vaporisation d'où une combustion incomplète [12, 21, 31-34]. Aussi, apparaissent souvent des problèmes de lubrification sur certaines pompes d'injection à basse température entraînant des pertes mécaniques importantes [6, 8, 33, 35-38]. Cette forte viscosité des huiles végétales est attribuée à sa masse molaire élevée (600 à 900g/mol) [14]. Préchauffer l'huile avant le démarrage du moteur peut être une solution [21, 39-40]. Une autre solution consiste à mélanger l'huile à du diesel [18-21, 41] ou du biodiesel [12, 42-46] ou encore à démarrer le moteur avec du diesel pur avant de passer à l'huile pure (bicarburation).

- **Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) :**

Le PCI détermine la consommation en carburant et en grande partie le taux de dégagement de chaleur ainsi que le rendement du moteur. Le PCI des huiles végétales est inférieur à celui du gazole. L'écart entre le PCI massique des huiles végétales et celui du gazole est de l'ordre de 10 à 15% (tableau 2) [8, 12]. Cependant, en raison de la masse volumique élevée des huiles végétales, leur PCI volumique n'est en moyenne inférieure que de 5 à 6 % par rapport à celui du gazole. Combiné avec la masse volumique, le PCI permet de déterminer le rapport des débits volumiques des huiles végétales par rapport au gazole, de manière à injecter une quantité d'énergie identique [17]. Les conséquences de la faible valeur du PCI des HVP comparées à celui du gazole sont la surconsommation d'environ 8% en huile, la baisse de la puissance du moteur et la baisse du rendement thermique [12, 21, 31, 41, 47-49].

- **L'indice de cétane :**

L'indice de cétane caractérise le délai entre l'injection et la combustion dans un moteur Diesel. Plus l'indice est élevé, plus le carburant est facilement inflammable (démarrage à froid aisé). Les indices de cétane obtenus pour la plupart des huiles végétales se situent entre 29 et 43 contre 45 à 55 pour le gazole (tableau 4). La conséquence de l'indice de cétane faible des HVP comparé au gazole est le démarrage difficile du moteur lorsqu'il est froid et l'augmentation du bruit (combustion plus brutale car délai d'inflammation plus long) [6].

- **La densité :**

La densité des HVP est plus élevée de 10% en moyenne que celle du gazole (tableau 4). Ce n'est pas à proprement parler un problème mais un élément à prendre en compte pour ajuster les débits de carburant par exemple [6].

Les caractéristiques de volatilité des carburants sont déterminées par leur courbe de distillation, leur tension superficielle et leur point éclair.

- **La courbe de distillation :**

La courbe de distillation d'un produit donne l'évolution du volume du produit évaporé en fonction de sa température. Les paramètres caractéristiques de distillation déterminent l'inflammabilité du produit ainsi que sa tendance à la formation de dépôts lors de sa combustion dans le cas des produits pétroliers. La méthode de détermination de la courbe de distillation n'est pas adaptée aux huiles végétales. Les valeurs limites sont fixées par les spécifications pétrolières.

- **La tension superficielle :**

elle détermine les critères de transition entre les différents régimes de désintégration du jet de carburant [8]. Une valeur relativement élevée de la tension superficielle est défavorable à l'obtention du régime atomisation. Sa valeur est plus élevée pour les huiles végétales comparée à celle du gazole. Elle décroît avec la température.

- **Le point éclair :**

C'est la température minimale à laquelle les vapeurs émises par un produit, dans des conditions normalisées, s'enflamment en présence d'une flamme. Une valeur minimale est exigée pour limiter les risques d'incendie. Le point éclair n'a pas d'incidence directe sur la combustion et les performances du moteur, c'est un paramètre de sécurité des combustibles. Nettement plus élevé pour les HVP que pour les gazoles (+100°C) (tableau 3), sa valeur n'a pas d'influence particulière directe sur les rendements de combustion ou sur les performances

des moteurs, c'est plutôt un paramètre de sécurité pour le stockage [6, 8, 12]. Les précautions habituelles de stockage pour les produits pétroliers sont donc surdimensionnées pour l'HVP [6].

Tableau 4: caractéristiques physiques des HVP [6, 12, 14, 49]

Combustible	Densité à 20°C	Point éclair (°C)	Indice de cétane	PCI (kJ/kg)	Viscosité cinématique (mm ² /s) à 20°C	Point d'écoulement (°C)
Gazole	836	93	50	43800	3 à 7,5	<-5
Coton	921	243	35-40	36780	73	-1
Palme	915	280	38-40	36920	95-106	31
Coprah	915	-	40-42	37100	30-37	20-28
Colza	915	320	32-36	37400	77	-11
Tournesol	925	316	35-37	37750	55-61	-5
Soja	920	330	36-38	37300	58-63	-4
Arachide	914	258	39-41	39330	85	9
Jatropha c	920	240	45	38850	55	3
Lin	940	241	35	39307	45-50	1,7
Mais	915	277	98	39500	60-64	-1,1

III.3 Standard et normalisation des huiles végétales pour une utilisation comme carburant

Le bon développement de la filière HVP dans le monde, nécessite de canaliser, dès le départ, cette dynamique nouvelle en établissant un cahier des charges précis et obligatoire, adapté à la filière depuis la plantation jusqu'à l'utilisateur avec transparence et traçabilité : norme ou standard de qualité. Il n'existe aujourd'hui qu'une prénorme venant d'Europe, la DIN 51 605 (tableau 3) d'origine Allemande pour l'utilisation des HVP carburant. Ces recommandations concernent principalement l'huile de colza [50].

Tableau 5: prénorme allemande DIN 51 605 pour la production des HVP

Propriétés/contenu	Unité	Valeur limites	
		Min	Max

Acidité	mg KOH/g	-	2
Teneur en particules	mg/kg	-	24
Contenu en phosphore	mg/kg	-	12
Contenu en cendre	mg/kg	-	10
Contenu en eau	mg/kg	-	75
Contenu en calcium + magnésium	mg/kg	-	20
Stabilité à l'oxydation (110°C)	Heures	6	-
Contenu en iode	g iode/100g	95	125
Contenu en soufre	mg/kg	-	10
Densité (15°C)	kg/m ³	900	930
Point d'auto-inflammation	°C	220	-
Viscosité cinématique (40°C)	mm ² /s	-	36
Pouvoir calorifique inférieur	kJ/kg	36000	-
Inflammabilité	-	39	
Carbone résiduel	mg/kg	-	400

Le constat est que cette norme est trop drastique et fait appel à des outils analytiques difficiles à mettre en place dans les zones agricoles et plus particulièrement dans les pays en voie de développement. En outre, elle est basée sur les méthodes analytiques utilisées dans le secteur pétrolier qui demandent beaucoup de moyens et de compétences techniques.

Tous les paramètres proposés par la norme ne doivent pas être systématiquement analysés en production d'HVP, car nombre d'entre eux sont par nature déjà conformes à celle-ci. Il faut pratiquer une analyse d'huile avec au moins les facteurs présentés dans le tableau 6 ci-dessous :

Tableau 6: paramètres à analyser

Propriétés /teneur	Unités	Maxi	Méthode d'analyse
Teneur en particules	mg/kg	24 (24ppm)	DIN EN 12662
Acidité	mg KOH/g	2.0	DIN EN 14104
Teneur en phosphore	Mg/kg	12 (12ppm)	DIN EN 14107

Teneur en Ca et Mg	Mg/kg	20 (20ppm)	DIN EN 14538
Teneur en eau	%masse	0.075 (750ppm)	DIN EN ISO 12937
Teneur en cire			Chromatographe gazeuse
	Totales	100 (100ppm)	
	Cristallisables	75 (75ppm)	

Plusieurs propriétés telle que la densité, le PCI, la viscosité cinématique, ... ne dépendent pas des processus d'obtention de l'HVP et ne dépendent que de la nature de la biomasse d'origine. Par contre, la teneur en particules, phosphore, cendre, eau, ...dépendent de la rigueur des processus de séchage des graines, d'extraction, de filtration et de stockage des huiles. Vaitilingom (2006) [25], démontre dans ses travaux qu'un taux de phosphores de 50 ppm dans l'huile végétale suffit pour avoir les qualités requises comme carburant.

Produire de l'huile naturelle carburant peut s'envisager en utilisant les outils artisanaux ou industriels existants pour la filière alimentaire. Les exigences de qualité sont moins grandes et moins coûteuses qu'en production alimentaire. Elles concernent essentiellement la pression, la filtration et le stockage.

III.4 Synthèse sur la qualité des HVP

Il ressort dans le travail présenté ici que deux types de facteurs influencent la qualité finale de l'HVP :

- Les facteurs de production, parmi lesquels interviennent les conditions de stockage, la qualité des graines et leur humidité, la température ambiante, les conditions de préparation de la graine avant pressage (nettoyage, triage, éventuels préchauffage et assèchement, aplatissage...), les conditions d'extraction (qui devra être effectuée avec un minimum de cisaillement et une température la plus basse possible), mais également et pour une part prépondérante, les conditions et la qualité de la filtration (matériels, procédés...).
- Les facteurs liés à la nature de la biomasse oléagineuse, parmi lesquels la composition en acide gras, en phospholipides et en cires.

La qualité carburant qu'une huile à usage en motorisation rurale doit avoir après l'étape de filtration est la suivante [25] : elle ne doit pas contenir plus de 50 ppm de phosphore et plus de 500 ppm de cires.

Lors des différentes opérations (séchage, pressage, filtration et stockage) les paramètres suivants sont donc à maîtriser :

- Le taux d'humidité des graines doit être inférieur à 9%
- La pression de la graine doit se faire à froid ;
- L'huile doit être filtrée à 10 µm ou moins ;
- Le stockage doit se faire à l'abri de la lumière, de l'humidité et des variations de température.

IV. Utilisation des HVP dans les moteurs diesels à injection directe

IV.1 Généralités

Les huiles végétales sont connues pour leur comportement global en tant que carburant (performances, émissions, ...) mais également pour un certain nombre de problèmes rencontrés lors de leur utilisation [12, 21]. Ces problèmes sont régulièrement décrits dans la littérature : colmatage des filtres, dépôt dans la chambre de combustion [12, 14, 21, 25, 32-33, 48, 51], ... et plusieurs solutions pour y remédier sont proposées :

- mélange des huiles végétales avec le gazole à différentes teneurs,
- préchauffage des huiles végétales ou bicarburant (démarrage au gazole puis passage à l'huile quand celle-ci est chaude) ;
- recirculation des gaz d'échappement (EGR) dans le moteur ;
- modification de la chambre de combustion (piston, injecteur, ...)

L'analyse des travaux publiés permet de constater rapidement les divergences entre les auteurs sur les phénomènes proposés comme étant à l'origine de ces problèmes ainsi que sur les solutions préconisées. Un autre constat est que beaucoup de publications discutent les options individuellement sans réelle comparaison entre elles [12, 21, 33, 39, 47, 52-53].

Ce qui est unanimement reconnu dans les études publiées est que pour une bonne utilisation des huiles végétales comme carburant dans un moteur Diesel, *il est à la fois important d'avoir une huile de bonne qualité mais également de faire des modifications adéquates du moteur.*

IV.2 Impact du type de moteur diesel sur l'utilisation des HVP

Les moteurs diesels sont regroupés principalement en deux familles (annexe 1): les moteurs diesels à injection directe et les moteurs diesels à injection indirecte. Selon la famille de moteur, l'HVP n'a pas les mêmes effets.

Les huiles végétales pures ou raffinées ne sont pas utilisables directement dans des moteurs diesels à injection directe. Lorsque ces moteurs délivrent jusqu'à la moitié de leur puissance nominale, ils présentent des températures moyennes de chambre inférieures à 200°C. Les travaux de Vaitilingom (1992) [6] et de Daho (2008) [8] sur les gouttelettes de carburant montrent que la température de combustion complète des HVP est supérieure à 450°C pour la plupart d'entre elles. Ce qui signifie qu'une part de gouttelettes d'huile ne va pas se vaporiser mais va se coller aux parois provoquant des dépôts goudronneux. Ces dépôts vont vite s'accumuler sur le nez des injecteurs perturbant ainsi la pulvérisation et dégradant le fonctionnement. Ils vont également se loger dans la gorge du premier segment lui interdisant son élasticité ce qui mène à des grippages et/ou une usure rapide de celui-ci. Cela engendre la perte de compression, difficultés de démarrage à froid et détérioration du rendement (augmentation anormale de la consommation). Si alors la dilution d'huile végétale dans le lubrifiant dépasse 1% il peut y avoir une rapide polymérisation de l'huile de graissage provoquant le grippage total du moteur par l'absence de lubrification.

Dans les moteurs diesels à injection indirecte de type chambre de turbulence, la température moyenne de la préchambre est d'environ 500 à 600°C dès 10% de puissance délivrée [6] Permettant donc aux huiles végétales de brûler complètement.

IV.3 Mode d'utilisation des HVP dans le moteur diesel à injection directe

Les huiles végétales sont utilisées sous différentes formes (pures ou transformées) avec adaptation ou non des moteurs diesel. Leur comportement global en tant que carburant ainsi que les principaux problèmes rencontrés lors de leur utilisation ont fait l'objet de nombreuses études [8, 12, 14, 18-19, 21, 25, 31-34, 36, 38-41, 47-49, 51-62].

Selon de nombreux chercheurs, l'un des problèmes principaux qui fait obstacle à une utilisation courante des huiles végétales naturelles dans un moteur diesel moderne est la viscosité élevée [29, 35, 38, 63], thermosensible, due à la glycérine, qui rend difficile la circulation (pompage), le filtrage et surtout la nébulisation très fine lors de l'injection du carburant. D'autres chercheurs pensent que la viscosité des HVP n'est pas la seule

responsable des problèmes d'utilisation, même résolue les problèmes demeurent mais dans une moindre mesure[64].

Parmi les études menées et publiées sur la compréhension et les solutions à ces problèmes, de nombreuses divergences existent. Ce chapitre, loin d'être exhaustif, discute et compare les modes d'utilisation des HVP décrits dans la littérature. On s'intéressera aux deux modes principaux d'utilisation des HVP :

- l'utilisation directe des HVP : bicarburation,
- l'utilisation des HVP en mélange à des teneurs différentes dans le gazole.

IV.4 L'utilisation directe des HVP : bicarburation, les différents types de bicarburation

L'usage direct d'HVP sans modification dans le moteur Diesel engendre les problèmes évoqués ci-dessus. De nombreux auteurs de publications sur l'utilisation directe des HVP, recommandent de fonctionner en « bicarburation ». La bicarburation consiste à démarrer le moteur à partir de gazole, puis d'injecter l'huile dans le circuit, seulement quand l'huile végétale est chaude ou, quelquefois, quand le moteur est « chaud ». Cette bicarburation est simple à mettre en œuvre ce qui explique les nombreuses applications recensées dans la littérature.

Elle est très différente de la « bicarburation Cirad » qui n'autorise la passage de gazole à huile que lorsque la charge du moteur est suffisante pour avoir une température élevée de la chambre de combustion qui permette une combustion totale de l'huile (500°C) [6].

Ce dernier procédé a été mis en place et appliqué par le CIRAD sur des tracteurs, des camions et des groupes électrogènes [65].

Il consiste à installer un second circuit d'alimentation pour l'huile végétale pure en parallèle à celui du gazole. Sur ce circuit, on trouve en série[66] :

- un filtre à carburant adapté à l'huile végétale,
- un réchauffeur, pour réduire la viscosité de l'huile et se rapprocher de celle du gazole
- une pompe de circulation et de gavage de la pompe à injection,
- une électrovanne qui permet de basculer d'un carburant à un autre ; c'est-à-dire permettant au moteur de fonctionner soit au gazole soit à l'HVP.

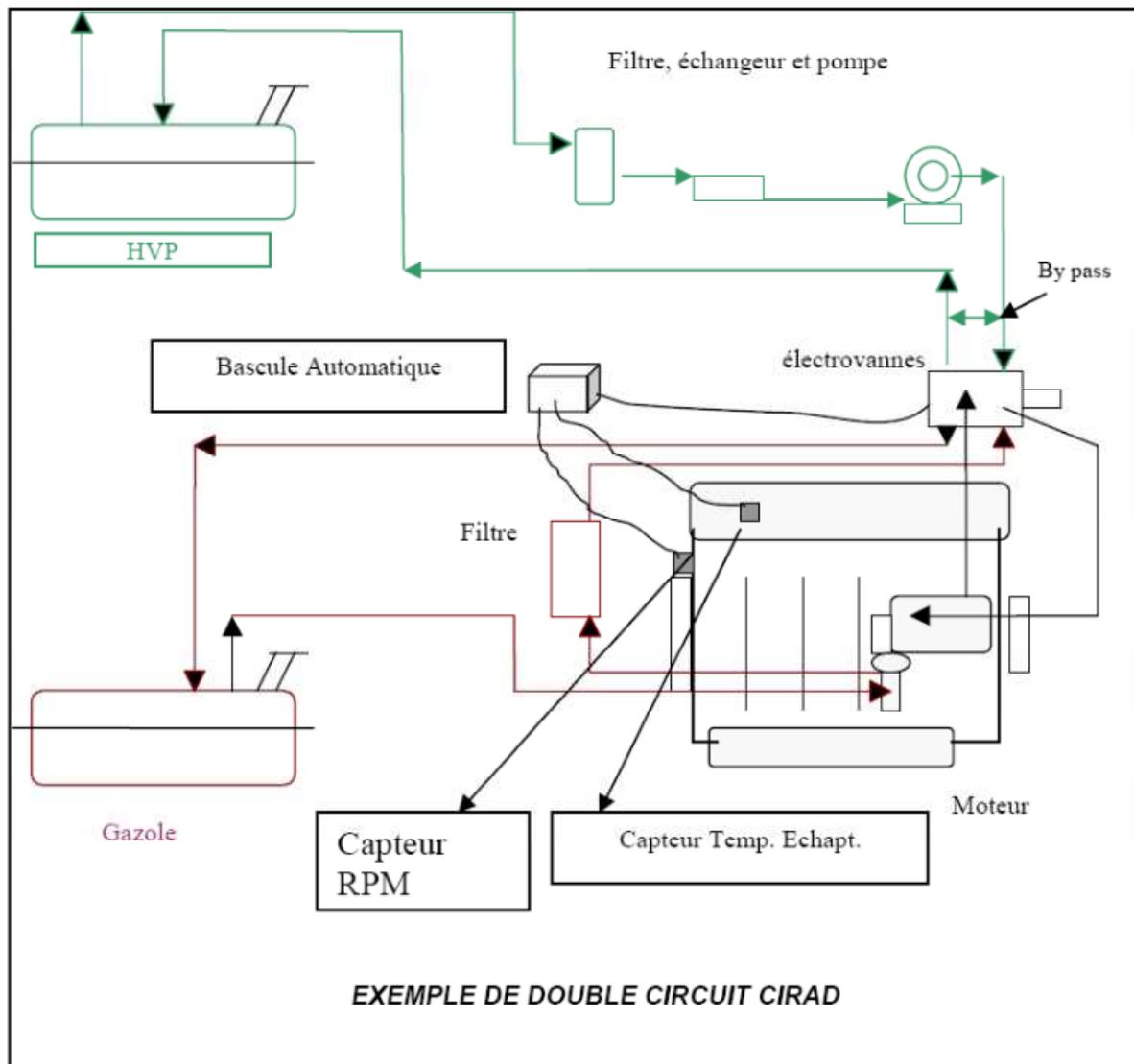


Figure 2: modifications du circuit d'alimentation [65]

Le contrôle des conditions de bascule gazole/huile végétale se fait de la façon suivante : tant que les chambres de combustion n'ont pas les niveaux de température suffisants pour une bonne combustion de l'huile végétale, le moteur reste alimenté en gazole. Dès que la température des chambres est suffisante le système de bascule pilote l'électrovanne qui alimente alors le moteur grâce au circuit huile végétale.

Avant d'éteindre le moteur, le moteur est réalimenté en gazole pour purger l'ensemble du circuit d'alimentation en carburant afin de pouvoir redémarrer à froid la fois suivante avec 100% de gazole.

Le pilotage du système de bascule peut s'effectuer en contrôlant un de ces deux paramètres : la température d'échappement ou la vitesse de rotation du moteur.

- **La température de l'échappement**

La température des gaz d'échappement est proportionnelle à la température moyenne des chambres de combustion. On peut la mesurer en plaçant une sonde au niveau de la sortie des chapelles d'échappement dans le flux gazeux [65].

- **La vitesse de rotation du moteur**

La vitesse de rotation du moteur se mesure grâce à des capteurs qui sont connectés au système de bascule automatique. Il est à noter que pour des applications à vitesse constante (groupes électrogènes, certains groupes de pompage,...) ce capteur est inutile. La valeur de la vitesse est directement programmée comme constante dans le système de bascule [65].

Sur la base des travaux publiés, les avantages de la bicarburation sont nombreux :

- l'huile est préchauffée et donc devient plus fluide et a une viscosité réduite ;
- meilleure vaporisation dans la chambre de combustion et meilleur indice de cétane du fait du préchauffage
- cette solution est compatible avec pratiquement tous les moteurs Diesel (injection directe ou indirecte) ;
- les modifications sont mineures et permettent l'utilisation de 100% de gazole à tout moment.
- et enfin le moteur est arrêté avec le gazole, ce qui permet de bien rincer le circuit d'alimentation ;

IV.4.1 Les performances de l'utilisation directe des HVP:

a. Le couple et la puissance :

Les résultats des études sur les huiles végétales dans le moteur sont nombreux et différents [8, 12, 14, 17-18, 21, 25, 31, 33, 36-39, 41-42, 47-49, 53-54, 56, 58-61, 63-64, 67-68]. Dans certains cas une baisse de la puissance d'environ 10% est observé avec les huiles végétales par rapport au gazole [8, 47, 68]. Les auteurs de ces travaux expliquent cela par le fait que le PCI des huiles végétales est inférieur à celui du gazole. D'autres auteurs en revanche, ont montré que la puissance et le couple restent inchangés avec souvent une augmentation de 5 à 10% de la puissance du moteur avec les huiles végétales carburants par rapport au gazole, lorsque des modifications mineures sont faites sur le moteur (avance injection, augmentation de la pression d'injection, suralimentation du moteur, adaptation du filtre a carburant, ...) [25]. Lorsqu'on analyse bien en détail les tests qui ont été menés, on constate que la différence de ces résultats s'explique par le fait que le type de moteur utilisé, les conditions de

fonctionnement et la nature des huiles sont différents. En effet, les caractéristiques techniques (course, alésage, cylindrée, rapport de compression,...) des moteurs utilisés et les conditions d'essais (banc d'essai, température ambiante, matériel de test, ...) par les chercheurs ne sont pas les mêmes.

b. La consommation spécifique :

Ce qui est appelé consommation est le poids en grammes de combustible consommé en 1 heure pour 1 kW de puissance effective. La consommation spécifique de carburant est un des paramètres importants des moteurs. De manière générale la consommation spécifique diminue avec l'augmentation de la charge du moteur pour tous les carburants et est plus élevée avec les HVP comparée au gazole dans les moteurs Diesel (toutes publications) compte tenu de la surconsommation volumique [8, 18, 21, 25, 33, 36, 41, 47, 64, 68]. Cette surconsommation volumique peut atteindre les 8% [47] mais peut être beaucoup plus faible (>5%) selon certains auteurs [12, 33, 41]. On attribue la valeur élevée de la consommation spécifique des huiles végétales par le PCI faible, la densité élevée et la viscosité élevée des huiles végétales par rapport au gazole [41, 49, 52].

c. Le rendement global (rendement effectif) :

Le rendement effectif ou global du moteur exprime l'efficacité de conversion de l'énergie chimique du carburant en travail mécanique. Il est égal au rapport de l'énergie recueillie sur l'arbre sur l'énergie susceptible d'être dégagée par la combustion complète du carburant. Le rendement global des HVP comme carburants est en général plus faible que celui du gazole [41]. Le faible rendement global avec les HVP est dû aux caractéristiques de combustion qui est la conséquence de leur viscosité élevée et leur faible volatilité [21, 41]. Par contre dès que le moteur est modifié, le rendement global est relativement plus grand avec les huiles que pour le gazole [25].

d. La combustion :

La combustion dans le moteur se passe en trois phases distinctes : le délai d'inflammation du combustible, la combustion cinétique et la combustion diffusante. Le délai d'inflammation est l'intervalle de temps qui sépare le début de l'injection au début de la combustion. C'est le temps de préparation du mélange air/carburant avant la combustion. Les délais d'inflammation des HVP sont plus longs comparés au gazole voir figure 2 ci-dessous. Cela est dû à leurs indices de cétane qui sont plus faibles que celui du gazole [6, 32, 68]. Cependant l'écart entre les délais d'inflammation des huiles végétales et le gazole ne sont pas

très élevés alors que la différence entre les indices de cétane est souvent importante. Fort et *al.* (1982) tout comme Jalinier [8] ont publiés dans les années 1980 des travaux qui leur ont permis d'affirmer que le délai d'inflammation des HVP est plus court que celui du gazole. Ces disparités dans les résultats peuvent être dues aux conditions de détermination des délais d'inflammation. Vaitilingom [6] a montré qu'à 500°C, les huiles végétales ont les mêmes caractéristiques d'évaporation et les mêmes délais d'inflammation que celui du gazole.

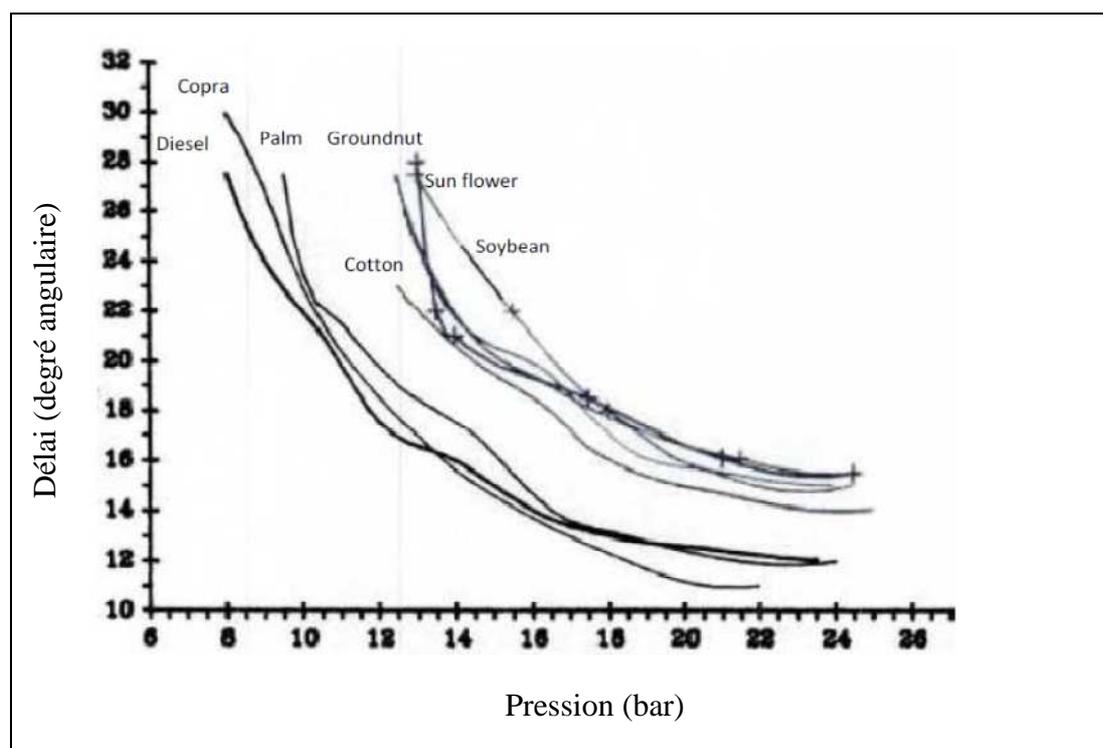


Figure 3: délai d'inflammation en fonction de la pression en début d'injection pour le gazole et 7 huiles végétales[6]

IV.4.2 Emission des gaz d'échappement.

L'émission des gaz d'échappement des HVP comparée à celle du gazole est la plus traitée dans la littérature. L'émission des polluants est classifiée en deux catégories : les polluants classiques réglementés dans le monde depuis 1970 et les polluants spécifiques dont les niveaux d'émission sont faibles mais font l'objet d'une attention particulière compte tenu de leur caractère toxique ou de leur effet néfaste sur l'environnement.

a. Les polluants classiques :

- Emission du monoxyde de carbone (CO)

Les causes principales de l'émission du CO dans les moteurs Diesel sont les hétérogénéités de richesse dans les cylindres et l'oxydation partielle des hydrocarbures dans la tubulure d'échappement [19].

L'émission de CO des huiles végétales carburant est plus élevée que celle du gazole et elle diminue avec l'augmentation de la charge du moteur. L'émission de CO atteint sa valeur minimale autour de 75% de la charge maximale du moteur. A cette charge la différence est de 31,6% [33] entre les émissions de CO du gazole et de l'HVP. Au delà de cette charge les émissions de CO augmentent jusqu'à la charge maximale du moteur [8, 21, 33, 47, 68-69]. La raison évoquée est la mauvaise combustion des huiles végétales qui est due à la viscosité plus élevée et la volatilité faible des huiles. D'autres auteurs ont trouvé une émission de CO des huiles végétales comparable sinon plus faible à celle du gazole, en réchauffant les huiles [39, 52] ou encore avec le réglage de l'avance à l'injection [39-40]. Ces derniers résultats confirment bien l'effet de l'atomisation et la qualité du mélange air/carburant.

- **Emission du dioxyde de carbone (CO₂) :**

Le CO₂ rejeté par les moteurs Diesel utilisant l'HVP comme carburant ne participe pas à l'accroissement des gaz à effet de serre dans l'atmosphère car celui-ci est ensuite mobilisé par la croissance de la plante lors du cycle cultural suivant. La grande majorité des publications ne donnent pas la méthode de détermination des émissions de CO₂. Par ailleurs l'émission de CO₂ des huiles végétales est élevée d'environ 20% comparée à celle du gazole, due à la mauvaise combustion des HVP [21]. D'autres publications donnent une émission de CO₂ des moteurs utilisant l'HVP plus faible de 6% pour le gazole à 80% de la charge [33]. Cependant le problème ici est que les performances de ce moteur [33] sont particulièrement faibles même au fioul.

- **Emission des oxydes d'azote (NO_x)**

Les oxydes d'azote couramment dénommés NO_x correspondent en fait à un mélange de NO, et de NO₂. Seul le NO est formé en quantité importante dans les conditions de fonctionnement du moteur [8].

Les émissions de NO_x sont souvent plus faibles avec les huiles végétales industrielles ou les HVP comparées à celle du gazole [8, 21, 25, 33, 47, 49]. A 100% de charge du moteur la diminution des émissions atteint 40,3% [33]. Cette diminution des émissions de NO_x des huiles végétales par rapport au gazole est due, selon certains auteurs, à la faible valeur des PCI des huiles végétales [12, 33], avec des pics de température dans la chambre de combustion plus faible [58-59]. Cependant certains chercheurs ont observé une augmentation des émissions de NO_x avec les huiles végétales comparées au gazole [39, 52]. Ils ont attribués cette valeur des émissions de NO_x à la formation de dépôts de la chambre de combustion qui

provoque une augmentation de la température de cette dernière. Cependant dans toutes les publications, il est admis que les émissions de NO_x augmentent avec l'augmentation de la charge du moteur (température plus élevée).

- **Emission des hydrocarbures imbrulés :**

Par hydrocarbures imbrulés (HC) on entend les composés hydrocarbonés issus du carburant qui sont retrouvés dans les gaz d'échappement et constitués des composés du carburant lui-même et des produits issus de réactions complexes. En général, les niveaux d'émission de HC des huiles végétales sont supérieurs à ceux obtenus avec le gazole [25, 33, 49]. Cela est attribué par certains auteurs aux PCI faibles des huiles végétales [12, 33], à l'extinction de la flamme à certains endroits (parois, volumes morts...), ainsi qu'à la présence de zones trop riches en carburant (mauvaise atomisation de carburant). Cependant, certaines études menées avec des moteurs bien réglés ont permis de [52, 58, 68] constater des niveaux d'émission d'hydrocarbures imbrulés plus faibles avec des huiles végétales par rapport à ceux du gazole.

- **Emission de dioxyde de soufre SO_2 :**

La teneur en soufre des HVP étant très faible, l'analyse des émissions de la teneur de SO_2 est insignifiante par rapport à ceux du gazole[6, 8].

b. Les polluants spécifiques :

On retrouve dans les gaz d'échappement des produits qui ne sont pas en général réglementés mais font l'objet d'une attention particulière compte tenu de leur toxicité ou de leur impact environnemental. Ce sont les aldéhydes, les Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques (HAP) et certains hydrocarbures spécifiques tels le benzène, le buta-1,3-diène[8].

IV.4.3 La formation de dépôts

L'utilisation directe de l'huile végétale comme carburant dans les moteurs Diesel à combustion interne dans certaines conditions conduit à la formation des dépôts sur le nez de l'injecteur, la paroi de la chambre de combustion et sur la tête du piston. Ces observations sont obtenues dans la plupart des études réalisées dans le moteur [6, 17, 36, 49]. Seules quelques études précisent les conditions de fonctionnement pour lesquelles on assiste à la formation de ces dépôts [6, 17]. La formation des dépôts commence par le nez de l'injecteur qui est la partie la plus froide de la chambre de combustion, ensuite les segments et leur gorge, les parois de la chambre, puis la culasse, etc....

L'intensité des dépôts est liée au type de moteur et à la qualité des HVP. Le phénomène de dépôts est plus particulièrement remarquable avec les moteurs à injection directe. Le niveau de température dans ces moteurs étant faible par rapport aux moteurs à injection indirecte.

Les hypothèses de formation des dépôts sont nombreuses. Ces hypothèses se basent sur les caractéristiques physico-chimiques des huiles et le niveau de température dans la chambre de combustion.

- Les caractéristiques physiques mises en cause lors de la formation des dépôts sont la forte viscosité et la faible volatilité des HVP. Dans la littérature, beaucoup d'auteurs retiennent la viscosité comme la première cause de la formation des dépôts [49, 67-68, 70]. La viscosité élevée des huiles végétales entraîne l'encrassement des filtres, provoque une mauvaise atomisation et une forte pénétration de jet de carburant. D'autres auteurs ont constatés par contre qu'en réglant le problème de la viscosité notamment par préchauffage cela ne résout pas le problème de formation de dépôts [6]. Résoudre le problème de la viscosité permet d'avoir une bonne atomisation et améliore la combustion sans pour autant régler le problème de dépôts. Donc ce n'est pas une condition suffisante pour empêcher la formation de dépôts. La faible volatilité de l'huile a pour effet une vaporisation difficile et incomplète de l'huile. Les gouttes d'huile sur les parois froides, consécutives à la forte pénétration, conduisent à la formation des dépôts suite aux phénomènes de décomposition thermique [8]. Les phénomènes de décomposition thermique des huiles végétales avec la température ont amené certaines études à conclure qu'un niveau thermique élevé provoquerait des dépôts [8]. Cependant d'autres études attestent que le phénomène de dépôts disparaît avec un niveau de température supérieure à 500°C dans la chambre de combustion [6, 17, 36].
- Les dépôts sont souvent attribués à la nature chimique même des huiles notamment les triglycérides, et au degré de traitement de huile. En effet une huile estérifiée avec des traces de triglycérides provoque des dépôts tandis qu'une huile estérifiée ne contenant pas de trace de triglycérides a le même niveau faible de dépôts que le gazole [6, 17, 36].

Le degré de traitement de l'huile peut avoir un effet important sur la formation des dépôts. En effet, les mucilages contenus dans certaines huiles brutes contribuent à la formation des dépôts. Lors des opérations de raffinage ou de dégomme simple de l'huile, ces mucilages sont éliminés en grande partie. Cependant, cette élimination des

mucilages n'empêche pas la formation des dépôts dans certains cas. D'autres paramètres relatifs au degré de traitement de l'huile tels que, la teneur en impuretés, en cendre, en savons et l'acidité n'ont aucune corrélation établie avec la formation des dépôts. Ainsi, l'influence du degré de traitement de l'huile semble se traduire principalement par la participation des mucilages à la formation des dépôts [6].

IV.5 L'utilisation des mélanges HVP/gazole

La viscosité élevée des HVP par rapport à celle du gazole est la première cause citée dans les publications comme étant à l'origine des problèmes rencontrés dans les moteurs. Plusieurs méthodes existent pour diminuer la viscosité des HVP, le mélange avec le gazole en est une.

IV.5.1 Les propriétés physiques du mélange :

Le tableau 7 [41] présente un exemple des caractéristiques physiques d'un mélange d'huile de Jatropha avec le gazole à différent taux. De façon générale, la viscosité et la densité plus élevées des HVP diminuent avec la diminution du taux d'huile dans le mélange HVP/gazole. Le PCI augmente avec le taux d'huile dans le mélange.

Tableau 7: caractéristiques physiques des mélanges Jatropha curcas/gazole [35]

% of J. curcas oil (v/v)	% of diesel fuel (v/v)	Density (g/cc) 30°C	Viscosity (cSt) 30°C	Viscosity reduction (%)	Observation
70	30	0.900	23.447	55.56	Stable mixture
60	40	0.890	19.222	62.13	Stable mixture
50	50	0.853	17.481	66.86	Stable mixture
40	60	0.880	13.953	73.55	Stable mixture
30	70	0.871	9.848	81.00	Stable mixture
20	80	0.862	6.931	86.86	Stable mixture

IV.5.2 Les performances comparées :

Nombreux essais menés avec moins de 30% de l'huile végétale pure dans le mélange donnent des résultats de performances comparables à ceux du gazole pur [8, 12, 21, 33, 41, 52].

La consommation spécifique augmente avec l'augmentation du taux d'huile dans le mélange comme le montre la figure 4 ci-dessous en raison des masses volumiques injectées plus important [8]. La différence de la consommation spécifique entre les mélanges et le gazole est

maximale aux charges modérées (50 à 75%). La raison évoquée de cette augmentation de la consommation spécifique est le PCI des HVP plus faible comparé à celui du gazole [21].

Les rendements effectifs sont légèrement plus faibles avec l'augmentation de la proportion de l'huile dans le mélange (figure 5) [41]. Les valeurs du rendement global des mélanges HVP/gazole se situent entre celle de l'HVP et du gazole. Le constat général est que les valeurs des rendements effectifs restent comparables pour l'ensemble des carburants [21, 33, 53].

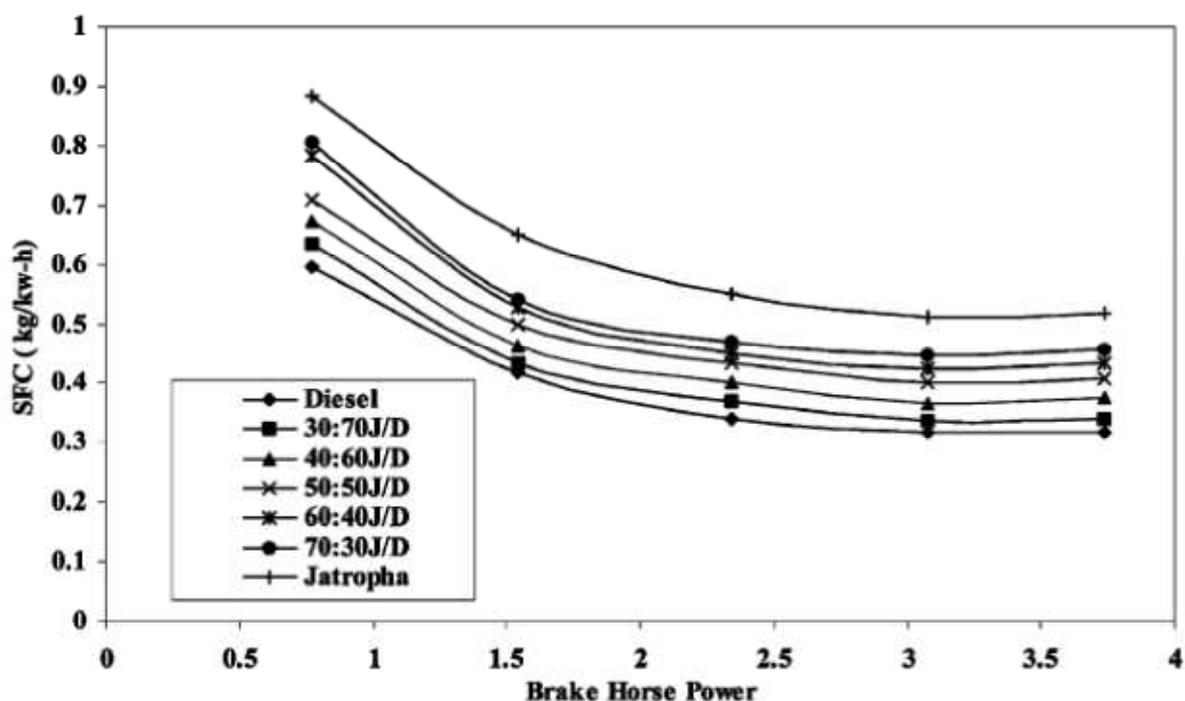


Figure 4: consommations spécifiques de carburants diesel pur, Jatropha et mélange [35]

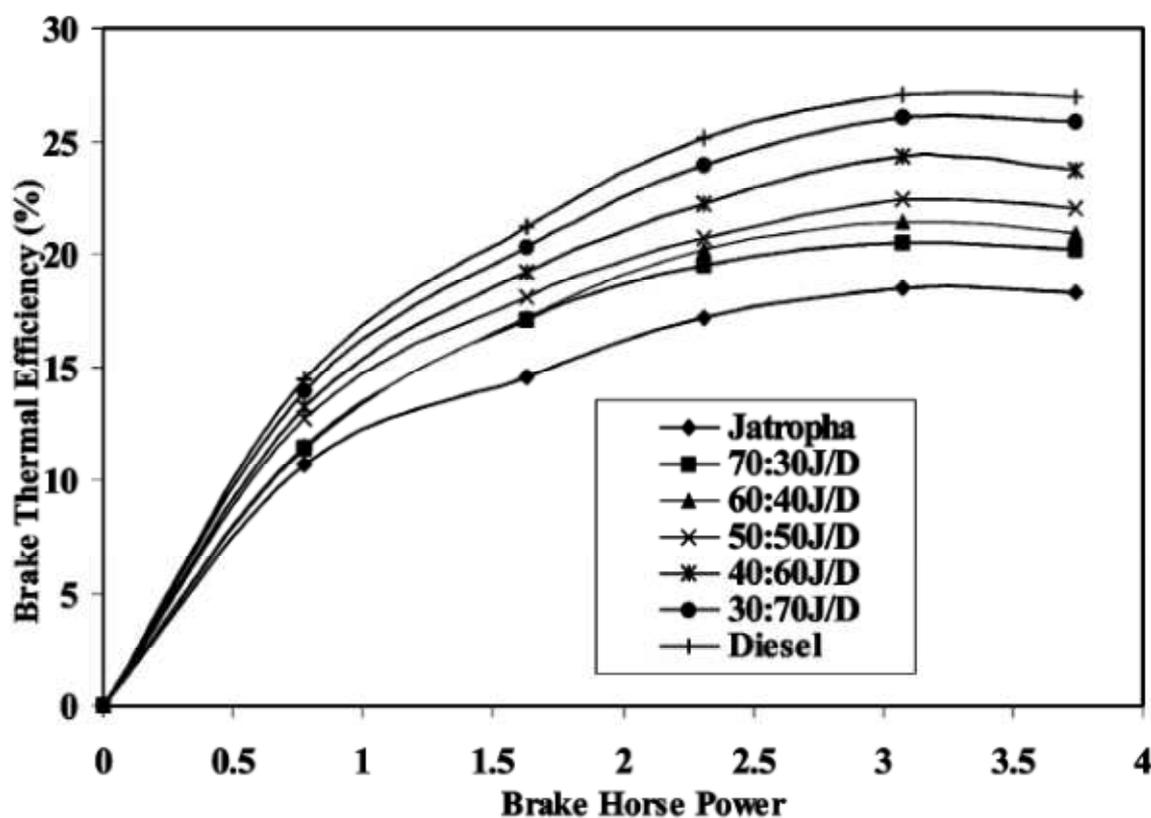


Figure 5: rendements globaux du moteur pour différents carburants [35]

IV.5.3 Les émissions polluantes

a. Le monoxyde de carbone CO :

Les résultats des émissions de CO du moteur pour les différents carburants (HVP, mélange HVP/gazole et gazole pur) sont dans les mêmes intervalles de valeurs [8]. Les émissions diminuent avec l'augmentation de la charge jusqu'à des charges intermédiaires (60 à 80%). Puis les émissions augmentent jusqu'à la charge maximale.

L'émission de CO des mélanges HVP/gazole est située entre celle des HVP et le gazole. Elles augmentent avec l'augmentation du taux d'huile végétale dans le mélange [8, 21, 33, 53].

b. Les oxydes d'azote NO_x :

L'émission de NO_x pour les huiles végétales et leurs mélanges avec du gazole est plus faible comparées à celles du gazole (toutes publications) [21, 33, 53]. Ce constat est parfois attribué à un niveau de température dans la chambre de combustion plus faible pour les huiles et les mélanges.

c. Les hydrocarbures imbrulés HC :

D'après les études de Nwafor et de Kalam les émissions d'hydrocarbures imbrulés (HC) pour les HVP et mélanges sont faibles comparés au gazole pur [52-53, 58]. D'autres études observent une augmentation de l'émission des imbrulés comparés au gazole pur [21]. D'autres par contre ne trouvent pas de tendance claire à l'émission des imbrulés [33]. L'une des causes possibles des différences de ces résultats peut être due au type de moteur utilisé (injection directe ou indirecte).

d. Les émissions de CO₂

Les niveaux d'émission pour les mélanges sont comparables ou plus élevées par rapport au gazole pur [21, 47, 53, 58]. Les études de Wang montrent que les émissions de CO₂ sont plus élevées pour le gazole pur comparé aux mélanges. Il explique ce résultat par la présence d'oxygène contenu dans les molécules d'huile végétale [33].

IV.5.4 L'endurance :

D'après une étude bibliographique de Daho [8], le comportement en endurance des mélanges avec le gazole reste le même que celui des huiles végétales pures sur les moteur à injection indirecte. Par contre avec les moteurs à injection directe, les mélanges contenant moins de 20% d'huile végétale ont les mêmes comportements que le gazole. Toutefois, des auteurs ont constaté des dépôts dans la chambre de combustion avec des teneurs faibles d'huile dans le mélange. Seulement le temps de formation de dépôts est plus long [8]

IV.5.5 Synthèse sur l'utilisation des HVP comme carburant dans le moteur Diesel :

a. Différence entre les résultats publiés

Une étude de recherche bibliographique récemment mené par Hossain [71] et Sidibé et Al [10] sur Les huiles végétales comme carburant pour moteurs à allumage par compression montrent que les résultats publiés sur les performances et les émissions des polluants issus de l'utilisation des HVP comme carburant sont nombreux. Ces résultats sont donnés dans les tableaux 8 et 9 ci-dessous.

Tableau 8: résumé des études de performance du moteur : les huiles non comestibles et le gazole [71]

Combustible	Caractéristique moteur	Modification/ajustement et état de fonctionnement du moteur	Comparaison des performances avec gazole (%charge)				Réf.
			Puis./taux dé gag. chaleur	de de	Csc/Cse	Rendement	
Huile Hévéa	1 cylindre, AC, Puissance : 4,4kw à 1500Tr/mn	Vit. cste, charge variable	n/d		+7% (Cse pleine charge)	-11,3% (pleine charge)	[72]
Huile de chanvre mélange 50/50 au gazole	1 cylindre, WC, DI, Puissance : 3,68kw à 1500Tr/mn	Préchauffé, vit. charge variable	n/d		+15,6% (Csc) ; +6,4% (Cse) (pleine charge)	-6%(pleine charge)	[57]
			n/d		+0,2% (Cse pleine charge)		
Jatropha non préchauffée et préchauffée à 80-90°C	Kirloskar, 1- cylindre, 7.4 kW at 1500 tr/min, DI, WC	Vit. cste, charge variable	n/d		Csc élevée avec les huiles de Jatropha, faible pr Jatropha préchauffée/non préchauffée.	Elevée pr préchauffée/ Jatropha non chauffée	[21]
Gazole/Jatropha (97.4:2.6, 80:20, 50:50)	Lister Petter, 1- cylindre, AC, DI, 4- temps	Jatropha non préchauffée et préchauffée	Augmentation pr les mélanges de 2,6%		Presque semblable. Faible avec 2,6% de mélange Jatropha	Elevé pr 100% de gazole puis 2,6% de mélange Jatropha	[38]
Jatropha/Gazole (10:90, 20:80, 50:50,75:25, 100:0)					+21% pour Jatropha. Augmente en% d'augmentation dans le mélange	Presque semblable à faible charge. Diminue légèrement à mesure que l'huile dans le mélange augmente	[21]
Jatropha	6 CV, AC, IT: 30.5_ bTDC, PI: 205 bar,	Paramètres optimum: 32 ° avant le PMH, 220 bars et 9 mm. à vit. cste, à pleine charge	Diminution de la pression et le taux de dégagement de chaleur	n/a		-9.96%	[32]
Jatropha, gazole et mélange Jatropha/gazole	Kirloskar, 3.68 kW à 1500 tr/min, 1- cylindre	Pression injection 210 bars. Vitesse cste	n/d		Elevé pour Jatropha et mélanges pour toutes charges.	Faible pour Jatropha et mélanges. Plus faible Jatropha pure	[41]
Coton (comestible)	1-cylindre, 2000 tr/min	Huile préchauffée à 80°C	-18%		+12.2%	n/d	[47]
Mélange lin/gazole (0:100, 10:90, 20:80, 30:70, 40:60, 50:50)	Kirloskar, 4 kW à 1500 tr/min, 1- cylindre, WC	Vit. cste, charge variable	n/d		Csc plus faible pr 50% mélange d'huile. Cse est presque identique pour tous les mélanges	Similaires à faible charge. Légèrement élevé pour mélange 50% d'huile	[54]

Puis. : Puissance ; Cste: constant ; vit. : vitesse ; Csc : consommation spécifique de carburant ; Cse : consommation spécifique d'énergie ; n/d : non défini

Tableau 9: résumé des études d'émissions du moteur : les huiles non comestibles et le gazole [65]

Combustible	Caractéristiques moteur	Modification / ajustement et état de fonctionnement du moteur	Comparaison des performances avec gazole (%)				Température des gaz d'échappement	Réf.	
			Emission des gaz d'échappement (ppm)						
			CO	HC	CO ₂	NO _x			
Huile Hévéa	1 cylindre, AC, Puissance : 4,4kw à 1500Tr/mn	Vit. cste, charge variable	+49% (charge élevée)	+12.8% (charge élevée)	n/d	-34% (charge élevée)	+10.8% (charge élevée)	[72]	
Jatropha non préchauffée et préchauffée à 80-90°C	Kirloskar, 1-cylindre, 7.4 kW at 1500 tr/min, DI, WC	Vit. cste, charge variable	(+) (non préchauffée). décroît pour huile préchauffée	(+)	n/d	n/d	(+) (élevée pour huile préchauffée / non préchauffée)	[21]	
Gazole/Jatropha (97.4:2.6, 80:20, 50:50)	Lister Petter, 1-cylindre, AC, DI, 4-temps	Jatropha préchauffée	non et	Presque similaire	n/d	0 (plus faible pour 97.4:2.6)	n/d	(+) [+25% Pour l'huile de Jatropha à 100%. Diminue pour tous les mélanges]	[38]
Jatropha/Gazole (10:90, 20:80, 50:50,75:25, 100:0)	Kirloskar, 1-cylindre, 7.4 kW à 1500 tr/min, DI, WC, 4 temps	Vit. cste, charge variable	Augmente avec l'huile dans le mélange. Similaires à faible charge	Augmente avec l'huile dans le mélange.	(+) (+ 33% pour Jatropha pure)	n/d	Elevée avec l'augmentation de l'huile du mélange	[21]	
Jatropha	6 CV, AC, IT: 30.5_ bTDC, PI: 205 bar,	Paramètres optimum: 32 ° avant le PMH, 220 bars et 9 mm. à vit. cste, à pleine charge	n/d	-33,33 %	n/d	-34%	n/d	[32]	
Jatropha, gazole et mélange Jatropha/gazole	Kirloskar, 3.68 kW à 1500 tr/min, 1-cylindre	Pression injection 210 bars. Vitesse cste	n/d	n/d	n/d	n/d	Augmente avec l'augmentation de l'huile dans le mélange pour toute charge	[41]	

Nous constatons des divergences sur les résultats publiés que se soit pour l'utilisation directe des huiles ou en mélange avec le gazole. Ces divergences peuvent s'expliquer par les différences de qualités d'huiles utilisées, les conditions des essais, les équipements utilisés, les types de moteur utilisés, etc. Néanmoins force est de reconnaître que les différences entre les résultats avec les essais huiles végétales et ceux du gazole ne sont pas souvent significatives.

Certains comportements différents entre HVP et gazole sont unanimement reconnus : chute de la puissance de 10% environ, dépôts dans la chambre de combustion dans les moteurs à injection directe (toutes publications).

Les divergences concernent principalement :

- La consommation spécifique (tantôt supérieure à celle du gazole, tantôt inférieure) ;
- Les émissions des polluants ;
- Les délais d'inflammation (tantôt plus longs, tantôt le contraire) ;
- Les causes de la formation des dépôts.

b. Comparaison HVP directe/ HVP en mélanges avec le gazole

L'objectif de l'utilisation des mélanges d'huile végétale avec du gazole est de réduire la viscosité afin de faciliter l'écoulement, la pulvérisation et l'atomisation de l'huile végétale.

Les études sur l'utilisation des mélanges comme carburant montrent qu'à moins de 30% de teneur en huile, les performances sont comparables avec celles du gazole [33, 41, 49, 52]. De façon générale, les émissions de polluant et les performances obtenues avec les mélanges se situent entre celles des huiles végétales pures et le gazole pur [8, 33].

Le comportement des moteurs Diesel face à l'endurance avec les mélanges à faible teneur en huiles végétales (inférieur à 20%) est comparable au gazole pur. Seul les moteurs Diesel à injection directe utilisés avec des mélanges à faible teneur d'huile végétale voient apparaître des dépôts dans la chambre de combustion. Cependant le temps de formation des dépôts est plus long pour le mélange à faible teneur d'HVP comparé à l'utilisation directe de l'HVP.

V. Recirculation des gaz d'échappement (EGR : exhaust gas recirculation)

V.1 Historique et définition de l'EGR

V.1.1. Historique

Depuis la fin des années 1970, les constructeurs d'automobiles et les pétroliers s'efforcent de réduire très fortement la pollution atmosphérique produite par les moteurs à combustion interne. De plus, depuis la fin des années 1990, les constructeurs automobiles sont soumis à des normes anti-pollution limitant les émissions de certains polluants qui sont le CO, les

particules, les HC totaux et les NO_x [73]. Il s'avère que la température et la richesse dans la chambre de combustion pendant la combustion joue un rôle primordial sur les émissions de polluants. C'est pourquoi actuellement de nombreux motoristes développent un mode de combustion où la température maximale pendant le cycle moteur est plus faible, permettant ainsi d'atteindre des émissions de NO_x très faibles et d'avoir un mélange air/carburant plus homogène entraînant des émissions de particules quasiment nulles, d'où la mise en place de la recirculation des gaz d'échappement pour un fonctionnement optimal.

La recirculation des gaz d'échappement a été utilisée pour la première fois dans les années 1970 aux USA. L'objectif principal visé était de diminuer les émissions de NO_x des gaz d'échappement [74-79]. En effet, une partie des gaz d'échappement recyclée dans l'admission d'air frais du moteur augmente la chaleur spécifique du mélange et réduit la concentration en oxygène du mélange à l'admission [74]. Ces deux facteurs combinés réduisent significativement les émissions de NO_x .

V.1.2 Définition

La recirculation des gaz d'échappement (en anglais : Exhaust Gas Recirculation : EGR) permet de recycler une partie des gaz d'échappement vers l'admission de l'air neuf du moteur. En d'autre terme l'EGR peut être défini comme le remplacement de l'Oxygène et de l'azote des l'air frais entrant dans la chambre de combustion par celles du Dioxyde de carbone CO_2 et de la vapeur d'eau des gaz d'échappement [74].

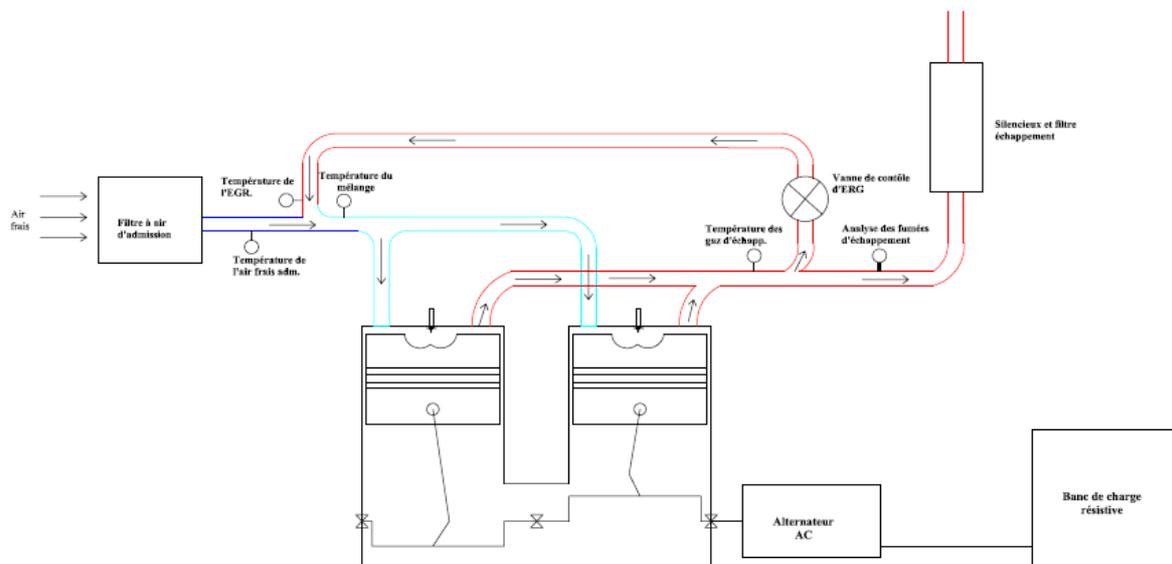


Schéma 2: recirculation des gaz d'échappement

V.1.3 Détermination du taux d'EGR

Plusieurs méthodes sont utilisées pour le calcul de ratio d'EGR. Ces méthodes sont basées soit sur le débit massique des gaz misent en jeu soit sur la concentration du CO₂ contenue dans les gaz. La méthode de détermination du taux d'EGR par la concentration en CO₂ semble être plus aisée dans notre cas à mettre en place.

Tableau 10 : méthodes de détermination du taux d'EGR

Formule	Abréviations	Auteurs
$\%EGR = \frac{m_e}{m_a + m_e + m_f} 100$	m_e : Débit massique EGR m_a : Débit massique air m_f : Débit massique fuel	MING Zheng et al[80]
$\%EGR = \frac{m_{egr}}{m_{air} + m_{fuel}} 100$	m : Débit massique	H. E. SALEH[81]
$\%EGR = \frac{m_{egr}}{m_{entr.tot}}$	m : Débit massique	Abd-Alla [82]
$\%EGR = \frac{X_{co2int}}{X_{co2extr}} X100$	$X_{co2inlet}$: Concentration CO ₂ entrant $X_{CO2exhaust}$: Concentration CO ₂ sortant	Alain MAIBOON[77]
$EGR = \frac{Intake [CO_2]}{exhaust [CO_2]}$	[CO ₂] : Concentration de CO ₂	M. ZHENG et al. [80]
$\%EGR = \frac{M_{egr}}{M_i} X100$	M_i : Masse totale du mélange à l'entrée	ARGAWAL D. [74]
$\%EGR = \frac{[CO_2]_{ent} - [CO_2]_{air}}{[CO_2]_{ent}} X100$	[CO ₂] _{air} : Concentration de CO ₂ dans l'air	W. YING [79]
$\%EGR = \frac{M_{air sans} - M_{air avec}}{M_{air sans}} X100$	$M_{air sans}$: Masse d'air sans EGR $M_{air avec}$: Masse d'air	V. PRADEEP [83]

	avec EGR	
$\%EGR = \frac{[CO_2]_{int} - [CO_2]_{atm}}{[CO_2]_{ext} - [CO_2]_{atm}} \times 100$	[CO ₂] _{atm} : Concentration CO ₂ de l'atmosphère	D. ARMAS[75]

V.2 Les effets de l'EGR

L'étude avec l'EGR peut être menée sous trois angles ou effets principaux : l'effet thermique, l'effet chimique, l'effet de dilution [74, 77].

- **L'effet thermique** se résume à une augmentation de la chaleur entrante, causée par la forte chaleur spécifique des CO₂ et H₂O, par rapport à celle des O₂ et N₂.
- **L'effet chimique** est produit par la dissociation de la vapeur d'eau et du CO₂ recirculés pendant la combustion.
- **L'effet dilutif** est causé par la diminution de la concentration en O₂ à l'entrée, ce qui a pour conséquence de ralentir la vitesse de mélange entre le carburant et l'oxygène.

Cette partie fait état des connaissances des effets du recyclage des gaz d'échappement dans les moteurs diesels avec différents carburants. Les effets de l'EGR sur les émissions de gaz d'échappement, sur les performances, et la formation de dépôts dans la chambre de combustion ont fait objet de plusieurs études avec le gazole et des biodiesels comme carburant. Des divergences existent à plusieurs niveaux.

V.2.1 Influence de l'EGR sur les émissions de NO_x

Les oxydes d'azote sont principalement composés de NO, NO₂ et N₂O. Ils participent à la pollution atmosphérique (pluies acide, irritation, précurseurs d'ozone troposphérique) et au réchauffement de la planète par effet de serre [8].

Il existe trois mécanismes identifiés à ce jour conduisant à la formation du NO lors de la combustion [8] : le mécanisme du NO précoce, le mécanisme du NO du combustible, et le mécanisme du NO thermique. De ces trois mécanismes de formation du NO, le mécanisme du « NO thermique » dit de Zeldovich est prépondérant lors de la combustion dans un moteur Diesel. Il fait intervenir l'oxygène et l'azote de l'air, réagissant l'un et l'autre sous forme atomique et moléculaire, dans la zone des gaz brûlés, en aval du front de flamme.

La teneur en NO des fumées d'échappement est de ce fait quasi proportionnelle à la charge du moteur [84] (puisque la température d'échappement augmente avec la charge du moteur).

Un moteur diesel produit des fumées qui contiennent environ 5% d'oxygène en pleine charge et 20% au ralenti [80]. Aussi, l'oxygène contenu dans les gaz d'échappement diminue avec l'augmentation de la charge du moteur, la chaleur spécifique des gaz d'échappement augmente en raison de la concentration de CO₂. L'efficacité de la réduction des NO_x par recyclage des gaz d'échappement varie avec la charge du moteur. Les résultats indiquent que l'EGR doit être appliqué à faible charge et à faible valeur du taux d'EGR (inférieur à 30%) [74].

Les essais menés sur les moteurs Diesel à injection directe avec un système EGR en utilisant du gazole [74, 83], et des huiles végétales et leur ester [74, 79-80, 83, 85] donnent les résultats suivants:

- Les émissions des NO_x décroissent avec l'augmentation du taux d'EGR.
- Les émissions de NO_x augmentent avec la charge du moteur.
- La réduction de NO_x avec l'EGR est optimale pour un taux de 15 à 20% selon les auteurs. Au-delà de 25%, l'EGR ne permet pas une diminution considérable des NO_x.

V.2.2 Influence de l'EGR sur les teneurs en CO

Les teneurs de CO dans les gaz brûlés dépendent fortement de la composition des gaz frais. Plus la flamme est pauvre en carburant plus les quantités de CO émises seront faibles. De plus, une étude montre qu'une augmentation de la température accroît la teneur de CO dans les fumées[84].

En d'autre terme [74] :

- Les émissions de CO du moteur augmentent avec l'augmentation du taux d'EGR ;
- Les émissions de CO du moteur augmentent aussi avec l'augmentation de la charge du moteur.

La raison évoquée à ces augmentations est la faible concentration de l'oxygène du mélange d'air pour la combustion [74].

V.2.3 Influence de l'EGR sur les teneur en HC

Les hydrocarbures imbrûlés (HC) sont des composés hydrocarbonés retrouvés dans les gaz d'échappement et constitués par des composés du carburant lui-même et des produits issus de réactions complexes. On regroupe souvent sous la même appellation les produits d'oxydation incomplète (aldéhydes, cétones, acides organiques etc.) [8].

On retrouve les mêmes observations que pour le CO en ce qui concerne l'utilisation de l'EGR : une augmentation des émissions de HC avec l'augmentation de la charge et du taux d'EGR [74]. La raison donnée à cette augmentation des HC est la faible concentration en O₂ du mélange air/carburant à différent endroit de la chambre de combustion.

V.2.4 Influence de l'EGR sur les encrassements de la chambre de combustion.

Le recyclage des gaz d'échappement avec l'air frais d'admission augmente la température du mélange. L'influence de la température d'air d'admission est déterminante pour le problème d'encrassement de la chambre de combustion. Cependant, pour éliminer totalement les dépôts dans la chambre de combustion, il faut atteindre des températures de comburant de l'ordre de 200°C [36]. Atteindre un tel niveau de température en utilisant de l'EGR suppose des taux d'EGR importants sinon impossibles. D'autre part, en augmentant la température de l'air d'admission la masse volumique diminue donc le remplissage de la chambre de combustion diminue [36], d'où une diminution des performances du moteur.

V.2.5 Autres effets de l'EGR

L'utilisation de l'EGR peut avoir d'autres conséquences sur le moteur :

- Augmentation les particules dans les fumées d'échappement,
- Une diminution de la température des gaz d'échappement

Chapitre 2 : description du banc d'essai et du mode opératoire

I. Local du banc d'essai.

Le local du banc d'essai moteur du LBEB au 2iE est construit en maçonnerie et divisé en deux compartiments. Les deux compartiments sont séparés par une cloison préfabriquée avec une baie vitrée. Dans l'un des deux compartiments, la cellule d'essai, se trouve le moteur diesel qui repose sur un socle en béton armé. Dans l'autre compartiment se trouvent les commandes. Ce dernier compartiment est isolé acoustiquement et thermiquement de la partie moteur. Quatre extracteurs d'air sont encastrés dans le faux plafond et permettent l'évacuation des fumées et l'aération du moteur diesel.

Un système d'évacuation des fumées est monté sur le pot d'échappement du moteur diesel. Ce système est composé d'un tube galvanique de diamètre normalisé DN50 et un tube flexible pour atténuer la vibration du système d'évacuation.

La commande du banc d'essai est constituée par le coffret de commande du moteur diesel, l'analyseur des gaz, la centrale d'acquisition des températures et un micro ordinateur qui permet de faire la lecture des données de gaz polluants et de températures.

Les essais sont effectués dans les conditions normales de pression et température.

II. Le moteur diesel du banc d'essai

Les expériences de la première partie de thèse ont été effectuées sur un moteur diesel de marque LOMBARDINI de type 9LD 561 2/L. C'est un moteur à injection directe, bicylindre, quatre temps, refroidi par air, et à aspiration naturelle d'air de combustion. La puissance nominale du moteur est de 8,8 kW à 1500 tr/min. Le moteur entraîne un alternateur électrique de puissance nominale apparente 8 kVA soit 6kW. Le tableau 11 ci-dessous présente les caractéristiques du moteur et de l'alternateur.

La mise en charge de l'alternateur est réalisée grâce à deux bancs de charge triphasés composés chacun de résistances électriques chauffantes. La charge est réglable de 0 à 6 kW par des pas de 0,2kW.

Tableau 11: caractéristiques techniques du moteur diesel du banc d'essai.

Moteur diesel LOMBARDINI	9LD561-2/L
Nombre de cylindre	2
Alésage (mm)	90
Course (mm)	88
Cylindrée	1120
Rapport de compression	15,5 :1
Tours/mn	1500
Consommation spécifique de carburant (g/kWh)	179
Puissance (kW/CV)	8,8/12,0
Alternateur	GENELEC
Vitesse de rotation	1500
Puissance	8 kVA/6Kw
Cos phi	0,8

L'alimentation en combustible du moteur est assurée par un système de bicarburant. La bicarburant permet d'alimenter le moteur avec deux carburants successivement. Une vanne à commande électrique communément appelée « *électrovanne* » permet le basculement entre les deux réservoirs.

Le schéma 3 ci-dessous présente le banc moteur diesel du LBEB.

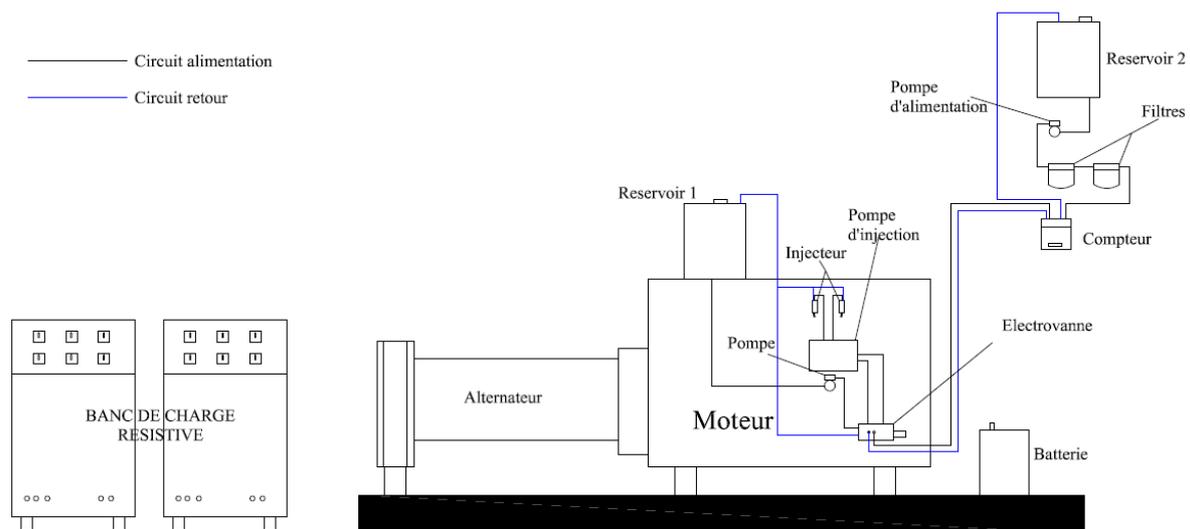


Schéma 3: banc d'essai moteur diesel

III. Mesure des grandeurs mécaniques et thermiques

III.1 La température des gaz d'échappement

La température des gaz d'échappement est donnée à l'aide d'une sonde thermocouple NiCr-Ni de classe K. Les thermocouples sont constitués de deux fils soudés en un point, en métaux et alliages différents. Pour mesurer la température, l'on se sert de l'effet thermoélectrique à la surface de contact. Il engendre une tension relativement faible, laquelle dépend de la différence de température entre le point de mesure et les bornes de connexion.

Le thermocouple est connecté à une centrale d'acquisition des données **ALMEMO 2690-8** à six voies. Le convertisseur delta-sigma A/D assure des valeurs de mesures rigoureuses. L'écran graphique de l'**ALMEMO 2690-8**, affiche toutes les variables mesurables, en temps réel, au cours de la mesure ; l'écran fournit à l'utilisateur un guide clair et facile à comprendre. Une sortie RS232 est prévue pour la connexion à un micro ordinateur.

III.2 Mesure du débit de consommation en carburant.

La mesure du débit de consommation en combustible du moteur est effectuée de deux manières : le débit volumique et le débit massique.

- Le débit volumique est mesuré par un compteur volumétrique de marque SOLEC. Le capteur volumétrique est entraîné selon le principe à engrenage par le débit du liquide qui le traverse. Les pignons s'engrènent dans la chambre de mesure. Les paliers des engrenages sont montés sur paliers à billes et paliers lisses sans frottement. Chaque passage de dent est détecté par deux capteurs sans contact logés dans le couvercle. Les capteurs sont isolés de la chambre de mesure par un disque amagnétique, résistant à la pression. La consommation volumique du carburant est calculée avec les données du compteur volumétrique et le temps de l'essai. La consommation massique se calcule à partir de la masse volumique ρ et la consommation volumique du combustible.

Ainsi, le calcul de la consommation spécifique se fait comme suit :

$$C_s \text{ (g/kWh)} = \frac{C_v \times d}{P_f}$$

$$C_v \text{ (l/h)} = \frac{\text{débit volumique}}{\Delta t}$$

Avec :

C_s : la consommation spécifique (g/kWh)

d : la masse volumique du combustible (g/l)

C_v : la consommation volumique (l/h)

P_f : la puissance effective recueillie sur l'alternateur

Δt : le temps de consommation (h)

- Le débit massique est mesuré par l'utilisation d'une quantité de carburant dans un récipient placé sur une balance (précision $\pm 1g$). Un tube souple n'entrant pas en contact avec ce récipient permet à la pompe d'alimentation de pomper le carburant sans perturber la mesure. A partir de la masse M de carburant pompée par le moteur en un temps donné, on calcule la consommation horaire massique C du moteur.

III.3 Mesure des émissions de polluants dans les gaz d'échappement

Le diagnostic de la combustion et l'analyse des polluants se font à l'aide d'un analyseur de gaz d'échappement **TESTO 350XL**. Les gaz mesurés par le TESTO 350XL sont l'oxyde de carbone CO, les oxydes d'azote (NO et NO₂), les hydrocarbures imbrulés (HC), le dioxygène (O₂) et le dioxyde de soufre (SO₂). L'émission de CO₂ est calculée à partir des caractéristiques du combustible et de l'oxygène résiduel mesuré dans les fumées.

Les gaz d'échappement du moteur sont aspirés par la sonde de l'analyseur connectée sur la tubulure du pot d'échappement du moteur. Les fumées sont ensuite filtrées et analysées dans le boîtier de l'analyseur. L'acquisition est effectuée à l'aide d'un boîtier de contrôle qui permet l'affichage des valeurs, l'impression des valeurs ou encore le transfert des données sur un micro ordinateur grâce à une connexion RS232 et un logiciel dénommé **testo easyEmission Software V2.3**. Les caractéristiques techniques des cellules sont données dans le tableau 12.

Les valeurs de concentration utilisées sont des valeurs moyennées sur 2 min. les valeurs acquises sont en ppm (%). L'analyseur de gaz est étalonné avant le début des essais.

Les émissions de CO₂ sont calculées à partir de la cellule d'O₂ et du taux maximal de CO₂ donné en fonction du combustible.

$$CO_2 = CO_{2max} \frac{20,94\% - [O_2]\%}{20,94\%}$$

CO_{2max} : constante donnée en fonction du combustible utilisé.

Tableau 12: caractéristiques de l'analyseur de gaz Testo 350 XL

Gaz	Plage de mesure	Temps de réponse	Précision	Résolution
CO ₂	0 à CO ₂ max	20s	Calculer en fonction d'O ₂ résiduel dans les fumées et les caractéristiques du carburant	0.01%
O ₂	0 à 25%	20s	± 8%	0,1%
CO	0... +10000 ppm CO	40 s	±5% of mv (+100 à +2000 ppm CO) ±10% of mv (+2001 à +10000 ppm CO) ±10 ppm CO (0 à +99 ppm CO)	1 ppm CO (0 à +10000 ppm CO)
NO	0 à +3000 ppm NO	30s	±5% of mv (+100 à +1999.9 ppm NO) ±10% of mv (+2000 à +3000 ppm NO) ±5 ppm NO (0 à +99 ppm NO)	1 ppm NO (0 à +3000 ppm NO)
NO ₂	0 à 500 ppm NO ₂	40s	±5% of mv (+100 à +500 ppm NO ₂) ±5 ppm NO ₂ (0 à +99.9 ppm NO ₂)	0.1 ppm NO ₂ (0 à +500 ppm NO ₂) 0.1 ppm NO ₂ (0... +500 ppm NO ₂)
SO ₂	0 à +5000 ppm SO ₂	30 s	±5% of mv (+100 à +2000ppm SO ₂) ±10% of mv (+2001 à +5000ppm SO ₂) ±5 ppm SO ₂) (0 à +99ppm SO ₂)	1 ppm SO ₂ (0 à +5000 ppm SO ₂)
Température des fumées	-4,4°C à +1200°C		<0,56 °C (-4,4 à +100 °C) <0.5% m.v. (+100 à +1200 °C)	±1°C

Une vue d'ensemble de l'instrumentation du moteur est représentée sur le schéma 4.

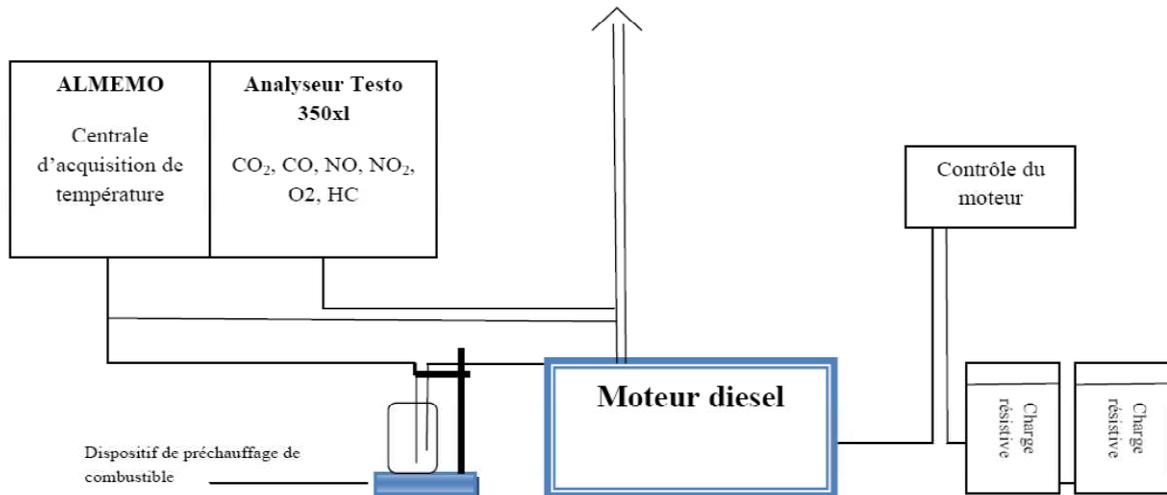


Schéma 4: dispositif du banc d'essai moteur diesel

IV. Le dispositif de préchauffage d'huile et mélanges d'huile/gazole

Un agitateur chauffant est utilisé pour le préchauffage des combustibles d'huiles végétales et leurs mélanges avec le gazole à la température d'essai. Un thermocouple connecté à l'agitateur permet la régulation de la température. La température d'essai est obtenue avec une variation de $\pm 5^{\circ}\text{C}$. Le circuit d'alimentation du moteur est isolé thermiquement pour qu'il n'ait pas de variation de température.

V. Dispositif de la vanne d'EGR

Afin de mieux étudier l'aspect thermique de l'EGR sur les émissions des différents gaz et sur le système, nous avons choisi de faire de l'EGR à chaud, c'est-à-dire qu'après filtrage, les gaz sont renvoyés dans le moteur.

Le schéma ci-dessous montre ce système. Il a été installé entre le tuyau d'échappement des fumées et l'entrée d'air neuf du moteur. Le diamètre intérieur du tube est de 50 mm, avec une épaisseur de 2 mm. Le tube est capable de résister à des températures de 600°C . Le corps du filtre à air a été fabriqué par nous même. Le filtre à air résiste aux fortes températures et permet de mieux emprisonner les particules.

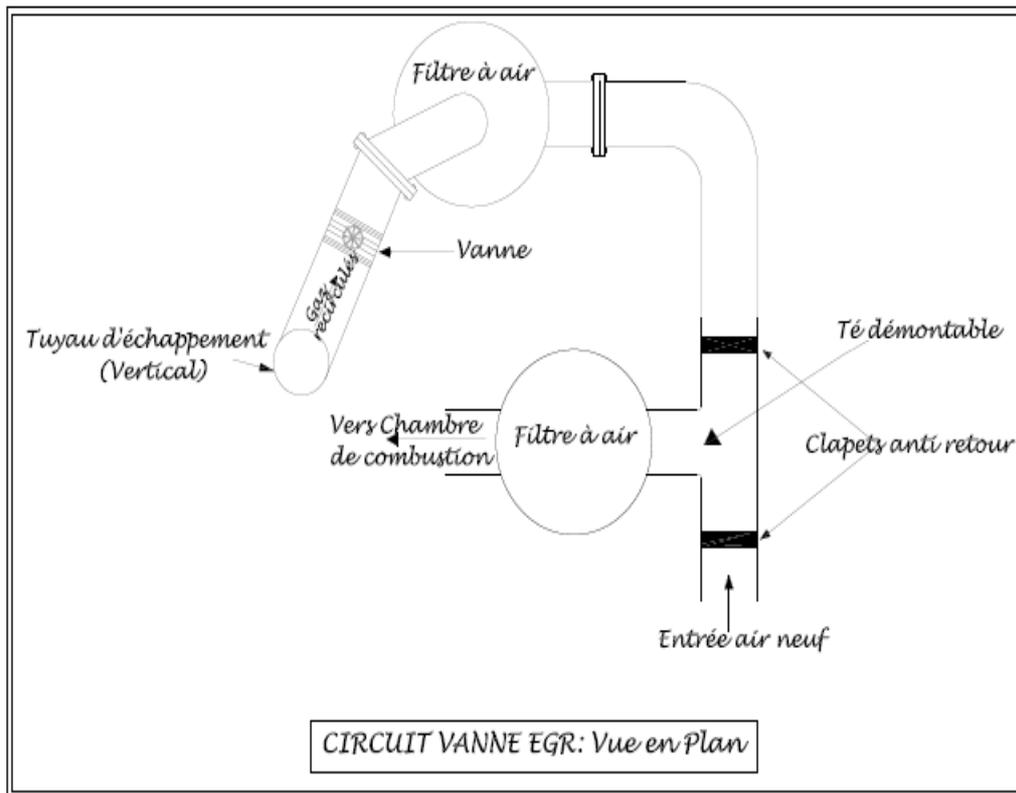


Schéma 5: circuit de recirculation des gaz d'échappement



Figure 6 : vanne EGR montée sur le moteur



Figure 7 : vue d'ensemble du moteur avec le dispositif de la vanne d'EGR

Détermination du taux d'EGR

L'analyseur de gaz placé à l'entrée de l'air neuf du moteur permet d'obtenir la concentration en CO_2 de l'air entrant (calculée), et celui placé au niveau du pot d'échappement, la

concentration du CO₂ à la sortie (calculée). Ces deux données permettent de calculer en tout instant, le taux d'EGR, par la formule :

$$\%EGR = \frac{[CO_2]_{entrant}}{[CO_2]_{sortant}} \times 100$$

La régulation du taux d'EGR, est possible de deux manières :

- En modifiant le débit des gaz recirculés, au niveau de la vanne, que l'on règle manuellement
- En modifiant le débit de l'air neuf à l'aide d'un couvercle coulissant installé à l'entrée du tuyau d'air, afin de permettre une meilleure régulation du mélange.

VI. Méthodes

VI.1 Protocole des mesures sur le banc d'essai

Le moteur diesel est accouplé à une génératrice permettant d'assurer une vitesse de rotation constante de 1500 tr/min quelle que soit la charge du moteur. L'alimentation en combustible du moteur se fait en bicarburation. Les essais sont réalisés avec 0, 20, 40, 60, 80 et 100% de charge de l'alternateur. Pour chaque charge du moteur, les mesures durent six minutes. Chaque deux minutes, nous effectuons des mesures de températures d'échappement et des fumées, de la consommation volumique et des gaz polluants. Les valeurs utilisées sont des

valeurs moyennes des trois mesures obtenues pour chaque charge.

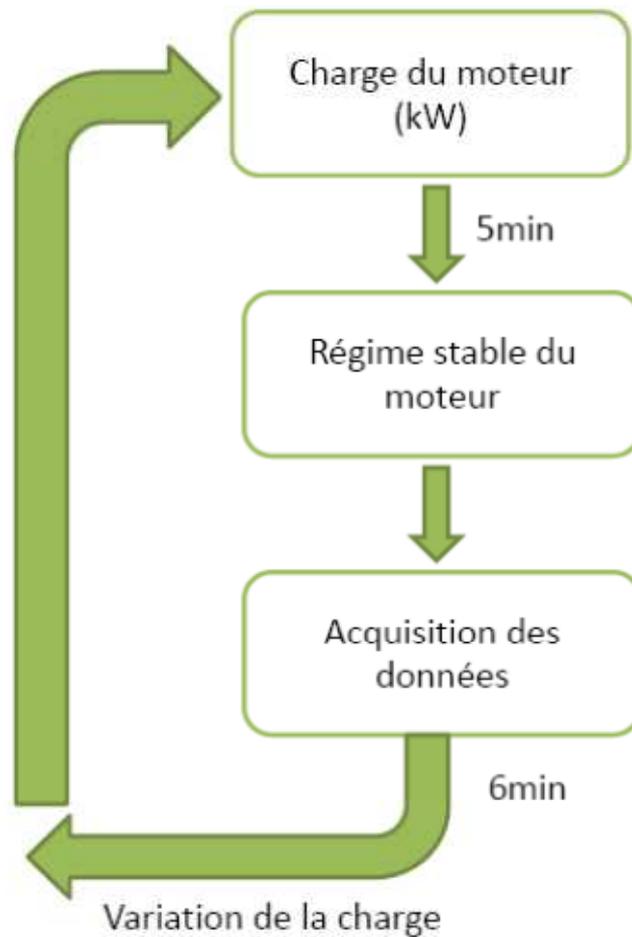


Schéma 6: protocole des mesures sur le banc d'essai

VI.2 L'usure de l'injecteur

L'usure de l'injecteur est constatée visuellement. L'injecteur est monté sur une pompe à tarer les injecteurs. On observe la qualité de pulvérisation, la forme des jets ainsi que la pression d'injection.

VI.3 L'encrassement de la chambre de combustion

L'appréciation de l'encrassement se fait par démontage, observation et comparaison des organes de la chambre de combustion (nez de l'injecteur, culasse, piston et cylindre). Les organes de la chambre de combustion sont photographiés avant et après les essais de manière à comparer l'évolution de l'encrassement dans le moteur.

VII. Répétabilité des essais

D. Alseda [86] a démontré que les essais sur banc moteur sont répétables mais avec une certaine variabilité. En effet, afin de réaliser des essais optimaux, il conviendrait de toujours travailler avec une pression atmosphérique et une température qui soient constantes. Cependant, nos essais ont été réalisés avec un banc d'essai n'étant pas instrumenté pour réguler la température et la pression à l'intérieur de la cellule. De plus selon qu'il s'agit des premiers essais de la journée ou les derniers, le moteur ne fonctionne pas tout à fait de la même manière : c'est-à-dire chambre de combustion plus froide en début de la journée, variation de la température atmosphérique de 10 à 15°C environ, mauvais refroidissement du moteur et encrassement plus élevé des filtres en fin de journée.

Pour pallier au maximum à ces problèmes des essais de référence sont effectués et vérifiés au début et à la fin de chaque essai. Nous appellerons ces essais « la cartographie du moteur ». Ils nous servent à vérifier l'ensemble des essais effectués.

Il est important de prendre en considération le fait que les essais ont eu lieu sur 2 ans et que les moyens d'essais ont été partagés avec plusieurs autres études. Le moteur a donc subi des entretiens périodiques et des changements de pièces. Ces modifications ont certainement eu une influence sur les résultats. C'est pourquoi les résultats d'une même série d'expériences sont toujours comparés ensemble avec les essais de référence les plus proches, nous nous sommes abstenus de comparer l'ensemble des résultats des différentes chapitre de la thèse.

Chapitre 3 : études d'optimisation du moteur

I. Introduction

L'état de l'art sur l'utilisation des HVP dans les moteurs diesels à injection directe (chapitre 1) présente des solutions aux problèmes d'usage des HVP comme carburant. Un grand nombre de chercheurs revendiquent que ces problèmes sont principalement causés par les caractéristiques physico-chimiques des HVP. La connaissance de ces caractéristiques est fondamentale pour la suite de notre étude (condition expérimentale et analyse des résultats).

Il est difficile de connaître les causes de l'encrassement du moteur diesel utilisant de l'huile végétale sans se mettre dans les mêmes conditions expérimentales, c'est-à-dire même viscosité cinématique, et même pression d'injection, de pulvérisation et d'atomisation des combustibles.

Dans ce contexte, une étude sur l'utilisation des HVP et leurs mélanges à été menée pour contribuer à une meilleure compréhension des origines des problèmes d'encrassement dans les moteurs diesels à injection directe. Cette étude a débuté par l'analyse des combustibles (viscosité cinématique, densité, PCI, ...) puis des essais sur le moteur diesel à injection directe du banc moteur. Les essais moteurs ont été effectués dans les conditions bien précises : préchauffage du combustible, tarage de l'injecteur et réglages du moteur.

Il faut noter ici que l'objectif de ce chapitre n'est pas de discuter les résultats obtenus et de les comparés avec ceux de la littérature. Il s'agit pour nous de trouver les meilleures conditions d'utilisation de l'huile végétale et du moteur diesel.

II. Etude de la viscosité des combustibles

II.1 Introduction

La viscosité d'un liquide est sa caractéristique d'être plus ou moins fluide ou, en d'autres termes d'opposer plus ou moins de résistance à la pompe ou au passage au travers d'un orifice ou d'un tuyau.

Si la température de l'HVP augmente, celle-ci devient plus fluide, et la viscosité diminue, l'inverse s'applique si la température diminue. Dans le cas d'un injecteur, la viscosité, et donc la température de l'huile, joue un rôle important. Un combustible fluide est plus facile à pomper et permet une meilleure pulvérisation. Une pulvérisation plus fine améliore le mélange le mélange air/huile et favorise la combustion. Une viscosité trop élevée (faible température) génère des gouttes plus grosses et entraîne une plus mauvaise combustion, la

formation de rouille, l'encrassement, un transfert de chaleur réduit ainsi qu'une baisse du rendement.

L'étude de la viscosité des huiles végétales pures et les essais moteurs vont se faire avec l'huile de *Jatropha curcas*. Ceci a été possible grâce à la disponibilité d'un lot en quantité suffisante de cette huile au moment des essais.

L'objectif de cette étude est de déterminer la température à laquelle l'huile de *Jatropha curcas* et ses mélanges avec le gazole doivent être préchauffées avant l'injection dans le moteur pour avoir la même viscosité ou presque que celle du gazole.

La viscosité cinématique du gazole, de l'huile de *Jatropha* et ses mélanges à été déterminée avec un viscosimètre, à capillaire, en verre type UBBELOHDE.

II.2 résultat et discussions

Pour chaque combustible (gazole, huile pure de *Jatropha* et les mélanges), la viscosité cinématique est déterminée à des températures variables de 37,8°C ; 50°C ; 60°C ; 70°C ; 80°C et 100°C. Les résultats obtenus sont présentés figure 6.

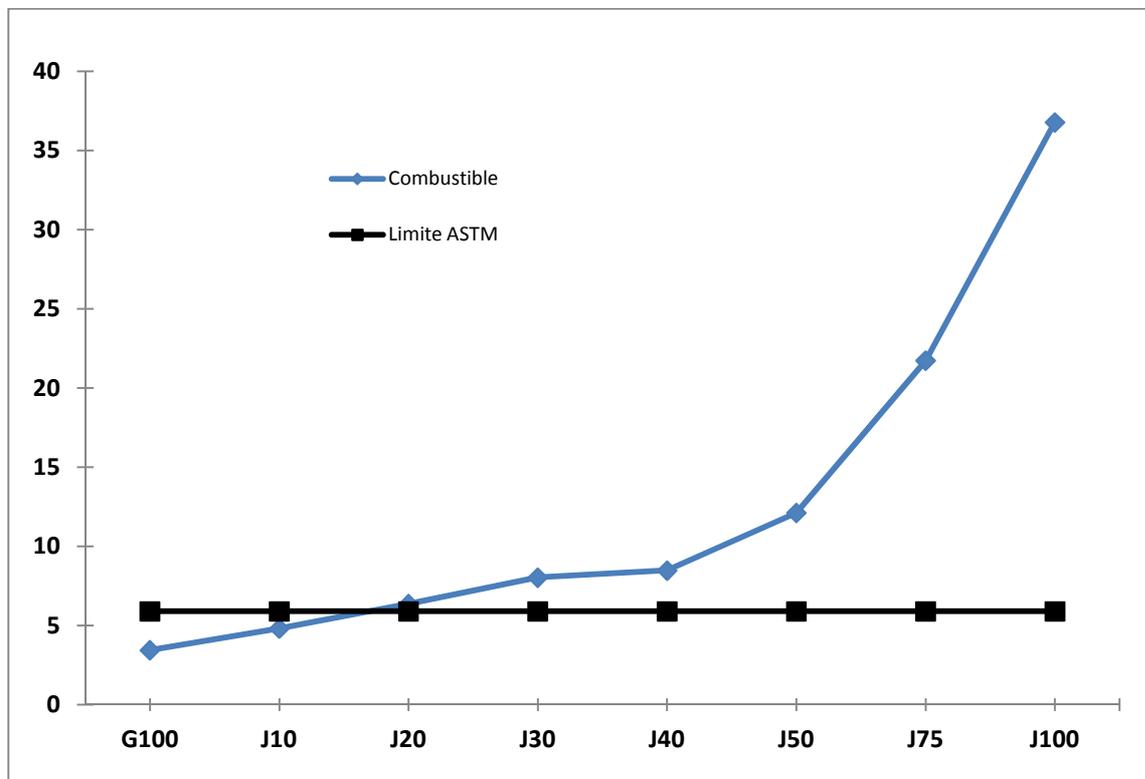


Figure 8: viscosité cinématique du mélange gazole/Jatropha à 37,8°C

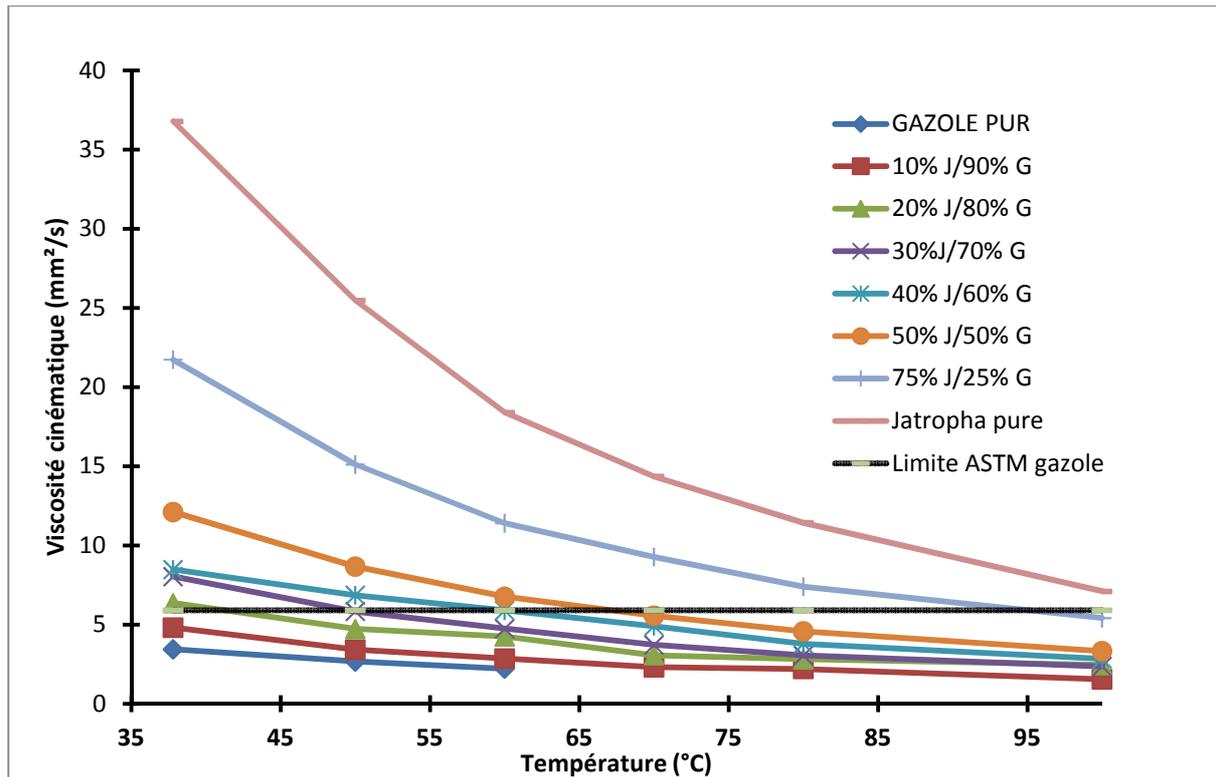


Figure 9 : viscosité cinématique du gazole, de l'huile Jatropha et des mélanges.

10%J/90%G : mélange de 10% d'huile de Jatropha et 90% de gazole

20%J/80%G : mélange de 20% d'huile de Jatropha et 80% de gazole

30%J/70%G : mélange de 30% d'huile de Jatropha et 70% de gazole

40%J/60%G : mélange de 40% d'huile de Jatropha et 60% de gazole

50%J/50%G : mélange de 50% d'huile de Jatropha et 50% de gazole

75%J/25%G : mélange de 75% d'huile de Jatropha et 25% de gazole

La norme ASTM (*American society for setting and matériel*) donne une limite maximale de viscosité cinématique de 5.9mm²/s pour l'usage des produits pétroliers dans les moteurs diesel. La conception de la plupart des moteurs diesels est réalisée pour répondre aux spécifications de cette norme. Le constat est qu'à la température ambiante, l'huile de Jatropha curcas et ses mélanges avec le gazole (fig. 8) ne répondent pas à cette spécification de la norme. En préchauffant l'huile de Jatropha et les mélanges avec le gazole, leurs viscosités baissent significativement. Le mélange de 10%J/90%G à une viscosité proche du gazole pur et n'a pas besoin d'être préchauffé. Pour les mélanges de 20%J/80%G, 30%J/70%G, 40%J/60%G, 50%J/50%G et 75%J/25%G, il est nécessaire de préchauffer respectivement à 40°C, 50°C, 60°C, 70°C et 95°C pour être dans la limite de la norme. L'huile de Jatropha pure même préchauffée à plus de 100°C ne respecte pas cette norme.

Par la suite, les essais d'huiles de Jatropha préchauffée et les mélanges Jatropha/gazole se feront avec les températures déterminées dans ce chapitre pour que la viscosité des mélanges se situe en dessous du seuil recommandé par la norme ASTM.

II.3 Conclusion

Les figures 8 et 9 permettent de faire les analyses suivantes :

- La viscosité de l'huile de Jatropha est 10 fois plus élevée que celle du gazole à la température de 37,8°C.
- Pour la même température de 37,8°C (figure 8), la viscosité des mélanges huile de Jatropha/gazole décroît en fonction de l'augmentation de la teneur en gazole du mélange. Les valeurs de la viscosité des mélanges sont entre celle du gazole et de l'huile pure de Jatropha.
- La viscosité de l'huile de Jatropha et ses mélanges diminuent en fonction de l'augmentation de leurs températures (fig. 9).
- A partir des résultats obtenus de l'analyse de la viscosité des combustibles, les températures auxquelles les viscosités sont comparables sont déterminées. A titre d'exemple, à 50°C, 10, 20, 30% d'huile de Jatropha dans le mélange gazole/Huile de Jatropha ont des viscosités comparables à celle du gazole pur.
- *Les essais d'huile de Jatropha préchauffée doivent être menés en préchauffant l'huile à 110°C. Les mélanges de 20%J/80%G, 30%J/70%G, 40%J/60%G, 50%J/50%G et 75%J/25%G sont préchauffés respectivement à 40°C, 50°C, 60°C, 70°C et 95°C pour les essais mélanges préchauffés.*

III. Les essais préliminaires

L'objectif de ces essais est de faire une étude cartographique du moteur. Les conditions optimales et les mesures standards sont déterminées et pour servir ensuite d'étalon pour les essais proprement dits. Les essais préliminaires sont effectués avec du gazole pur qui est le carburant naturel du moteur diesel.

III.1 Réglage de la pression d'injection

III.1.1 Définition

Placé sur la culasse, l'injecteur débouche directement dans la chambre de combustion (injection directe). Son rôle est de pulvériser sous haute pression le combustible refoulé par la pompe d'injection et de le répartir dans la chambre de combustion.

L'injecteur assemblé sur le porte injecteur par un raccord fileté comporte un corps et une aiguille.

L'aiguille est maintenue sur son siège par la poussée d'un ressort taré à une valeur précise. Un dispositif constitué de cales ou de vis de réglage permet de régler la pression d'injection [87].

III.1.2 Réglage de la pression d'injection

Le fabricant du moteur du banc d'essai donne une pression d'injection se situant entre 180 et 220 bars. Après vérification, la pression d'injection avant les essais était de 180 bars. Nous avons choisi trois valeurs de pression d'injection (180, 200 et 220 bars) pour les essais. L'objectif du réglage de la pression d'injection est d'obtenir les meilleures conditions de pulvérisation, d'atomisation et de combustion du combustible dans la chambre de combustion.

Le réglage de la pression d'injection se fait par le tarage de l'injecteur. Il s'agit de régler la pression d'injection à 180 puis 200 bars et enfin 220 bars. Pour chaque pression d'injection, les mesures de performances et des émissions de gaz d'échappement du moteur sont effectuées et comparées.

III.2 Résultats obtenus

Les essais ont été effectués à des charges variables de 50 à 100% de la charge maximale du moteur. Les performances et les émissions en polluants du moteur ont été mesurées ou calculées.

III.2.1 Les performances du moteur diesel

a. La température des gaz d'échappement

Les résultats des mesures de la température d'échappement du moteur sont présentés figure 10.

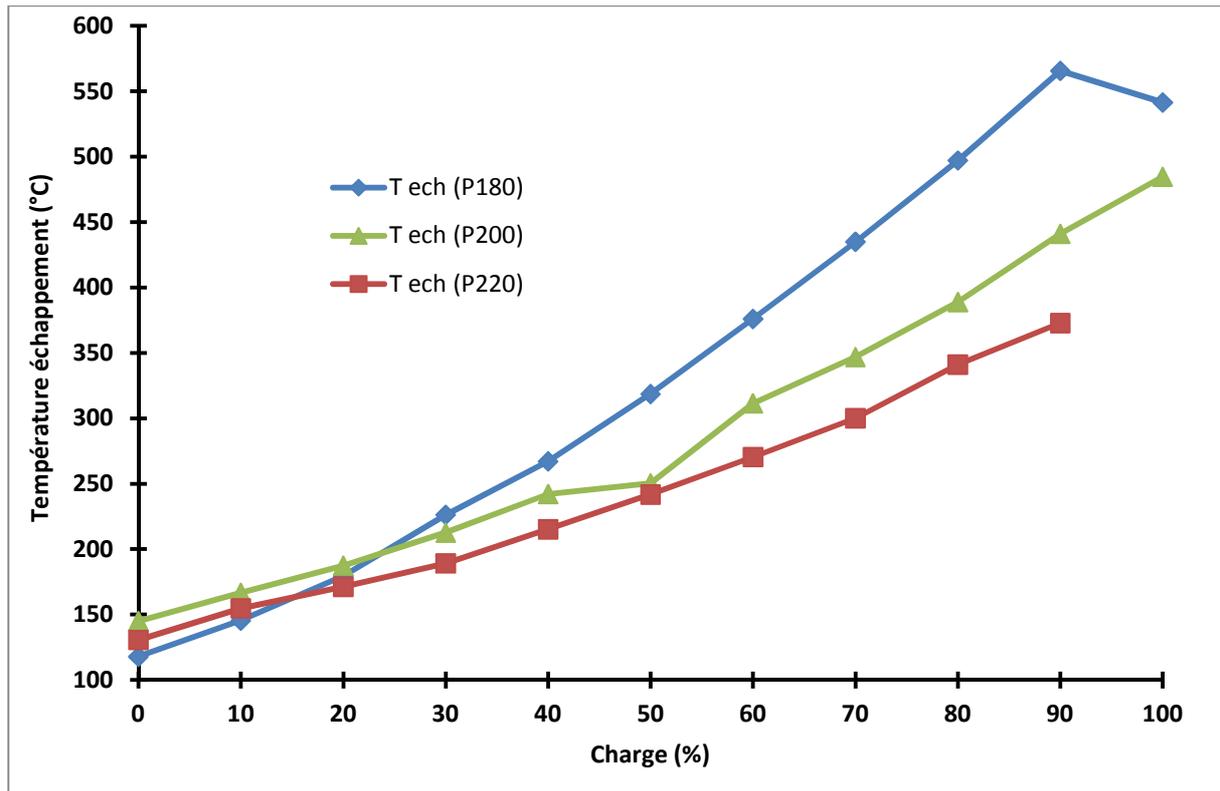


Figure 10 : courbes de la température d'échappement du moteur avec des pressions d'injection de 180, 200 et 220 bars.

La température d'échappement du moteur augmente avec l'augmentation de la charge (tous essais). A faible charge (0 à 20% de charge), la température d'échappement du moteur avec la pression d'injection de 200 bars est la plus élevée suivie de celle de 220 bars puis de celle de 180 bars. A partir de 20% de charge du moteur, les tendances s'inversent, la température la plus élevée étant obtenue avec l'essai de la pression d'injection de 180 bars puis de celui de 200 bars.

b. La consommation spécifique de carburant

Les courbes de la consommation spécifique de carburant du moteur sont présentées dans la figure 11 ci-dessous.

La consommation spécifique de carburant décroît avec l'augmentation de la charge du moteur (tous essais). La consommation spécifique de carburant du moteur est faible avec l'essai de la pression d'injection de 180 bars et pour toutes les charges du moteur suivie de celui de 200 bars puis de 220 bars. Les valeurs de la consommation spécifique restent comparables aux charges élevées pour les essais de 180 et 200 bars.

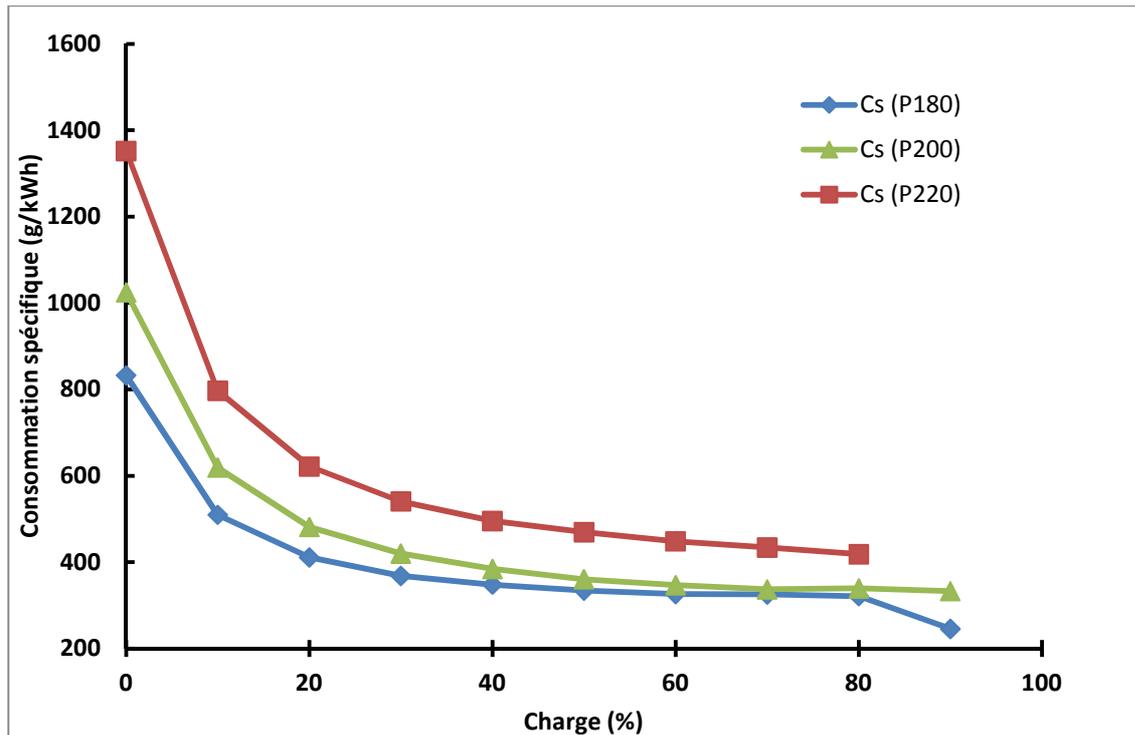


Figure 11: consommation spécifique de carburant du moteur

c. Le rendement global

Le rendement global du moteur est déterminé à partir de la puissance absorbée par les charges résistives connectées à l'alternateur du moteur diesel.

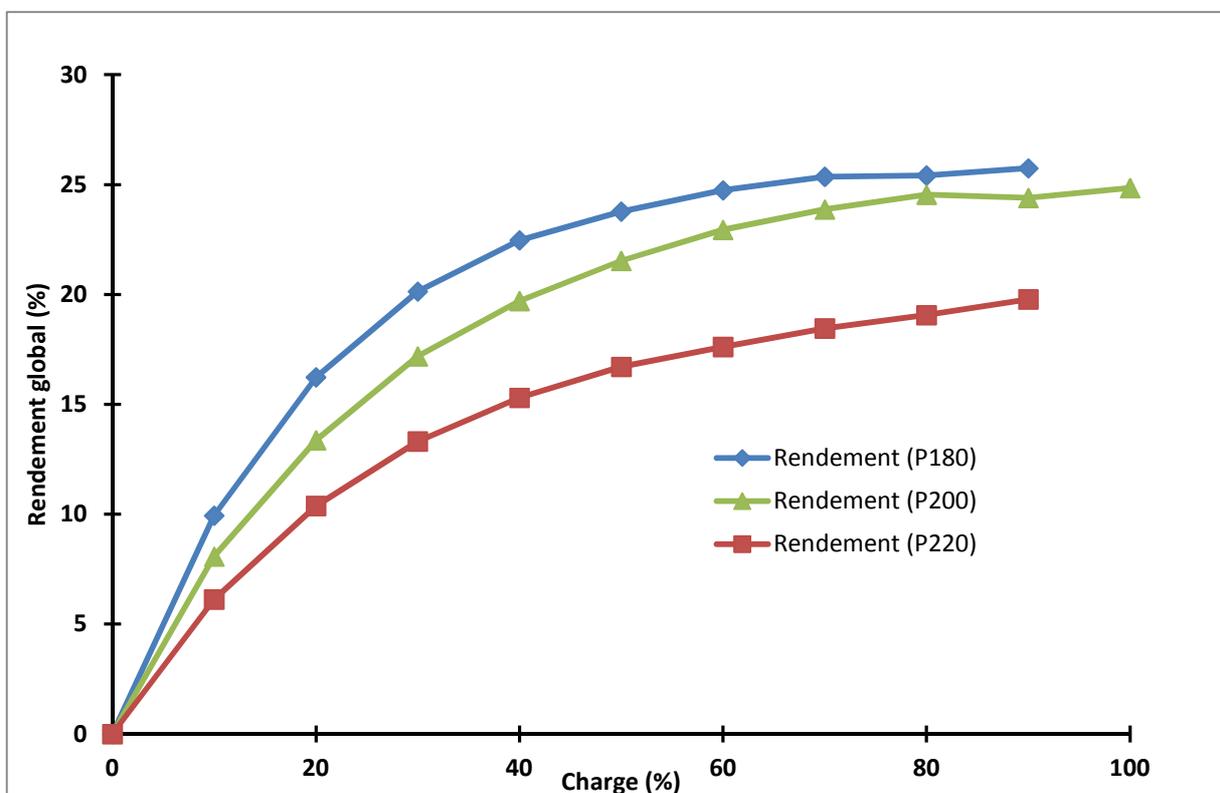


Figure 12: courbes du rendement global sur l'arbre de l'alternateur

Le rendement global du moteur pour tous les essais augmente avec l'augmentation de la charge (figure 12). Il est plus élevé avec l'essai de pression d'injection de 180 bars et faible pour l'essai de pression d'injection de 220 bars. Cette observation est valable pour toutes les charges du moteur.

III.2.2 Les émissions polluants du moteur diesel

a. Les émissions de CO₂

Les courbes d'émissions de CO₂ sont présentées sur la figure 13 ci-dessous.

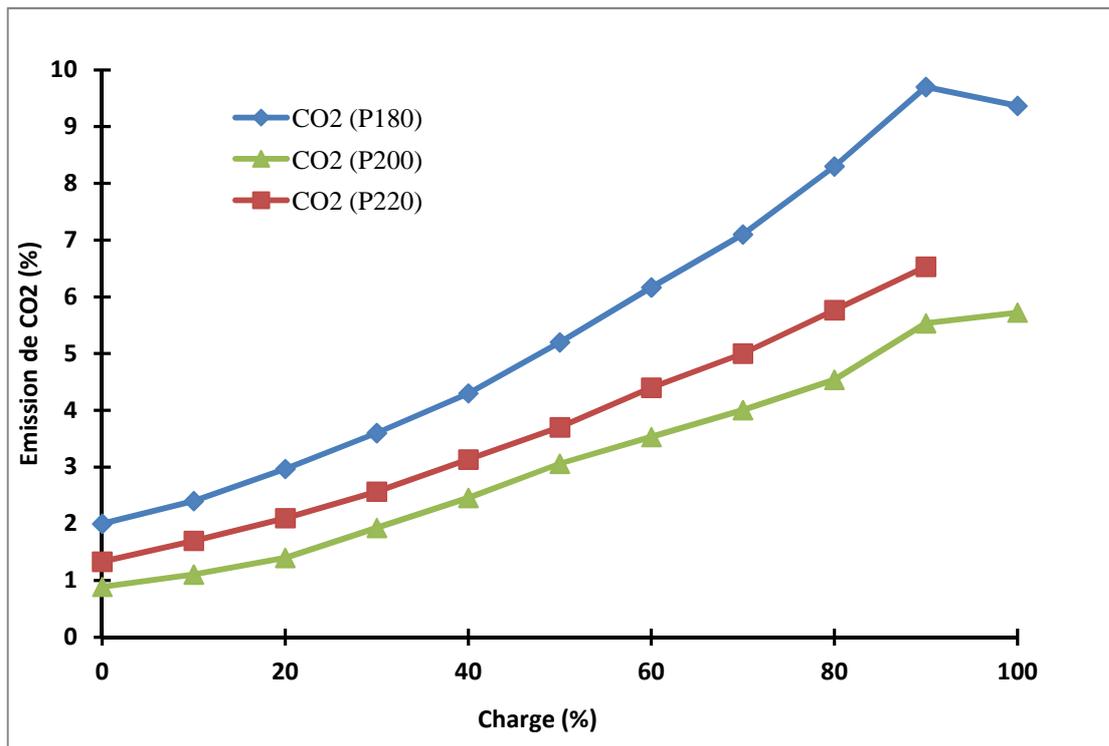


Figure 13: émission de CO₂ du moteur à la pression d'injection de 180, 200 et 220 bars

Les émissions de CO₂ du moteur augmentent avec l'augmentation de la charge du moteur pour l'ensemble des essais. Les valeurs les plus élevées des émissions de CO₂ sont obtenues avec l'essai de pression d'injection de 180 bars suivies de celui 220 bars et faible avec la pression d'injection de 200 bars.

b. Les émissions de CO du moteur

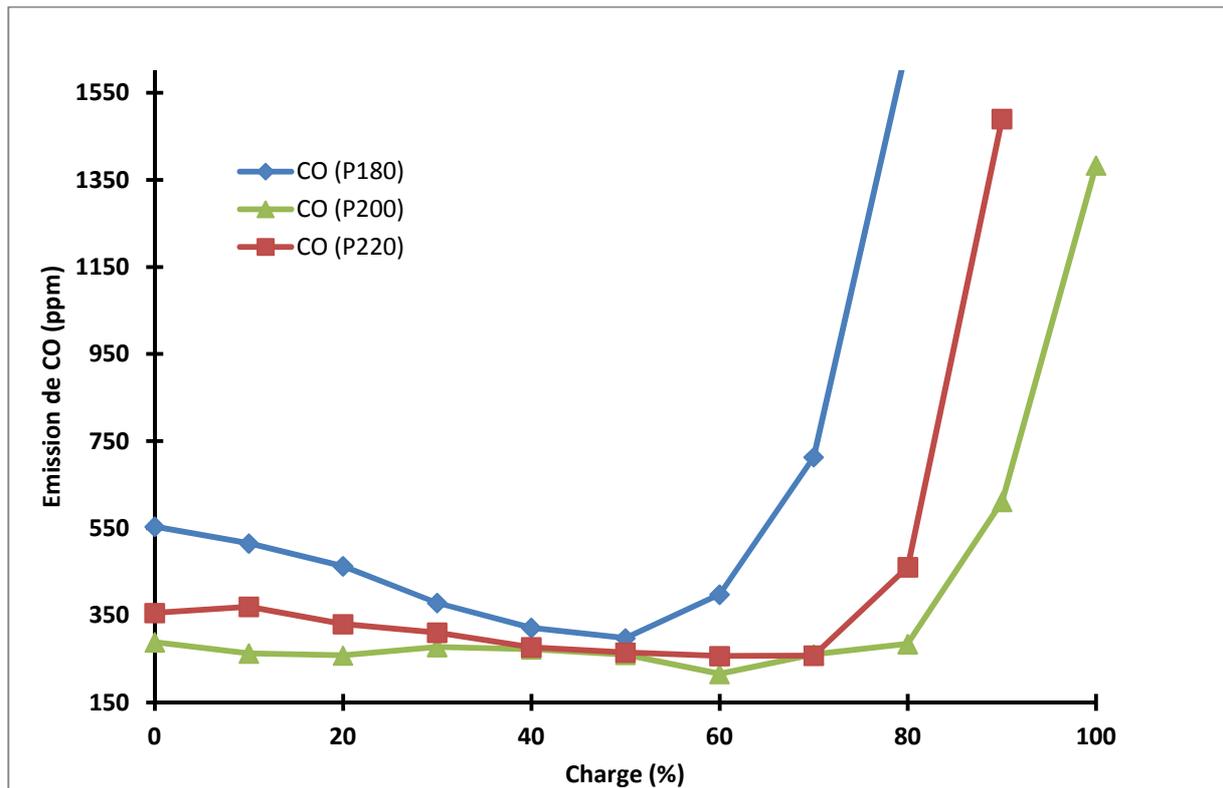


Figure 14: émission de CO du moteur à la pression d'injection de 180, 200 et 220 bars

Les courbes des émissions de CO pour l'ensemble des essais ont les mêmes allures, elles décroissent de 0 à 60% de la charge maximale du moteur (figure 14). A partir de 60%, elles croient jusqu'à la charge maximale du moteur. Les valeurs minimales et maximales des émissions de CO sont obtenues avec respectivement 200 bars et 180 bars et pour toutes les charges du moteur.

c. Les émissions de NO_x du moteur

Les émissions des oxydes d'azote (communément appelées NO_x) du moteur diesel pour les trois essais sont représentées figure 15.

L'allure des courbes d'émissions de NO_x du moteur avec les trois essais de pression d'injection différentes est la même. Elle augmente avec la charge et atteint la limite aux alentours de 80% de charge du moteur. A partir de 80% l'allure des courbes décroît faiblement. Les émissions les plus faibles sont obtenues avec la courbe de l'essai de pression d'injection du moteur de 200 bars.

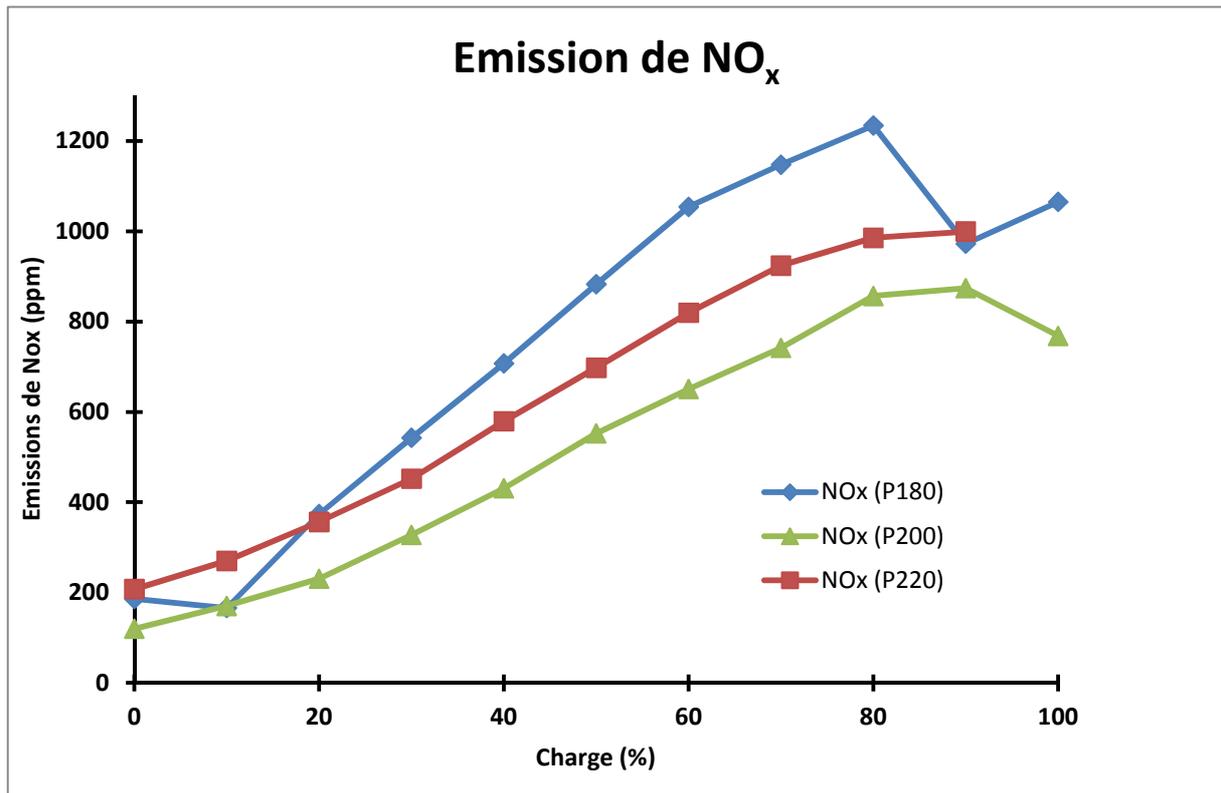


Figure 15: émission de NO_x du moteur à la pression d'injection de 180, 200 et 220 bars

III.3 Conclusion :

Il ressort de cette étude que pour une pression d'injection de 200 bars, les performances et les émissions du moteur sont optimales.

- Une température à l'échappement plus élevée est idéale pour une meilleure combustion des huiles végétales ;
- Une consommation spécifique faible résultat de la bonne pulvérisation et atomisation de combustible ;
- Des émissions de CO faibles résultante de la meilleure combustion dans la chambre de combustion ;
- Des émissions de NO_x faibles, d'où moins de rejet de gaz polluants ;
- Et enfin des émissions de CO₂ faibles résultant de la faible consommation.

Les résultats de performances et d'émissions du moteur obtenus ci-dessus montrent que la pression d'injection optimale est de 200 bars. Nous

choisissons cette pression pour l'ensemble des essais effectués sur le moteur du banc d'essai.

IV. Optimisation de l'EGR sur le moteur diesel du banc d'essai

IV.1 Introduction

L'optimisation du taux d'EGR du moteur diesel du banc d'essai est effectuée en choisissant des taux de 10, 15, 20, 25 et 30% de gaz issus de l'échappement. Ces gaz pauvres de l'échappement sont filtrés puis mélangés avec l'air avant l'admission comme comburant dans le moteur. La régulation du taux de recirculation est faite en deux endroits : la vanne placée à la sortie des gaz d'échappement du moteur et l'admission d'air neuf. Le taux d'EGR est calculé en faisant le rapport de la concentration de CO₂ du mélange air/gaz d'échappements et la concentration de CO₂ de gaz d'échappements. Pour atteindre le taux désiré, la vanne d'EGR à commande manuelle est constamment ajustée, et à l'entrée d'air neuf, l'ouverture est aussi ajustée manuellement. Lorsque le taux est atteint, les différentes ouvertures sont maintenues à leur position, et le chronomètre est lancé, pour cinq minutes, temps nécessaire pour que le système se stabilise dans cette position. Après ce temps, nous vérifions que le taux de recirculation est toujours adéquat. Si tel est le cas, l'acquisition des mesures est lancée.

Nous avons utilisé comme combustible du gazole et de l'huile pure de coton pour les différents essais. Le gazole nous a servi de base de comparaison pour les essais avec l'huile de coton pure. Le choix de l'huile de coton comme carburant pour cette étude est liés à son potentiel carburant dans les pays de l'Afrique de l'ouest. En plus, la disponibilité de l'huile de *Jatropha curcas* était difficile et nous n'en disposons pas assez pour l'ensemble des essais.

Dans cette étude, nous avons étudié l'influence du taux de recirculation des gaz sur les performances et les émissions du moteur. L'objectif étant de déterminer le taux d'EGR optimal pour le moteur LOMBARDINI du banc du LBEB. Je rappelle que dans ce sous chapitre, nous ne discutons pas les résultats obtenus. Il s'agit de faire des essais d'EGR avec plusieurs taux de recirculation afin de trouver le taux optimal.

IV.2 Influence de l'EGR sur les performances du moteur

La recirculation des gaz brûlés a de nombreuses incidences sur les performances du moteur. Certaines sont très facile à mettre en évidence alors que d'autres sont moins visibles car elles sont plus intimement liées au déroulement de la combustion [36].

a. Influence de l'EGR sur la température

Lors de l'utilisation du dispositif d'ERG, nous remarquons une augmentation de la température du mélange air atmosphériques froid et les gaz brûlés chaud issus de la recirculation (tableau 13). Ce mélange est d'autant plus chaud que la recirculation est importante. Cette augmentation de la température des gaz admis accroît le niveau moyen de la température des gaz contenus dans le cylindre, ce qui augmente la température des parois du moteur.

Tableau 13: température des gaz d'admission, mélange, EGR et du groupe : essai huile de coton

TAUX DE CHARGE	SONDE	Température (°C)				
		10%	15%	20%	25%	30%
50%	TAUX D'EGR	10%	15%	20%	25%	30%
	T° ADMISSION	33	34	36,3	-	43,5
	T° MELANGE	32,6	43,1	54,6	60,8	65
	T° EGR	32,5	52,7	72,4	83,4	85,2
	T° GE	174,4	178,5	184,5	188,7	191,8
60%	T° ADMISSION	34,9	34,4	38,7	49,2	53,5
	T° MELANGE	38,3	42,8	55,8	71,5	78,4
	T° EGR	47,9	50,6	71,3	90,7	106,9
	T° GE	195,4	205,5	220,1	230,6	242,5
70%	T° ADMISSION	34,4	36,1	39,6	50,2	60,5
	T° MELANGE	38,1	44,4	57,3	73,4	83,5
	T° EGR	47,3	53,6	77,9	101,7	114,3
	T° GE	234,4	239,7	240,1	263,1	271,5
80%	T° ADMISSION	36,9	37,1	43,9	52,6	60,8
	T° MELANGE	40,3	45,4	62,2	73,8	84,1
	T° EGR	47,3	55,8	86,4	100,8	114,7

	T° GE	254,6	258	269,7	278,7	281,9
90%	T° ADMISSION	36,4	38,7	45,7	54,2	62,8
	T° MELANGE	41,3	50,2	63,1	72,1	84,1
	T° EGR	48,6	64,5	86,6	98,1	113,1
	T° GE	269,2	276,6	285,9	291,4	299,6
100%	T° ADMISSION	38,2	41,7	47,4	57	60,2
	T° MELANGE	44,2	53,9	65,1	77,1	85,3
	T° EGR	52,1	70,4	94,2	111,8	121,2
	T° GE	283,5	290,9	299,2	306,4	312

La température des fumées du moteur augmente avec l'augmentation de la charge et le taux d'EGR du moteur (Fig. 16). La température des fumées du moteur fonctionnant avec de l'huile de coton pure (HCP) sans EGR est faible entre les charges de 60 à 90%. Au cours de l'essai, nous constatons une perte de puissance du moteur aux charges élevées et avec les taux d'EGR de 25 et 30%

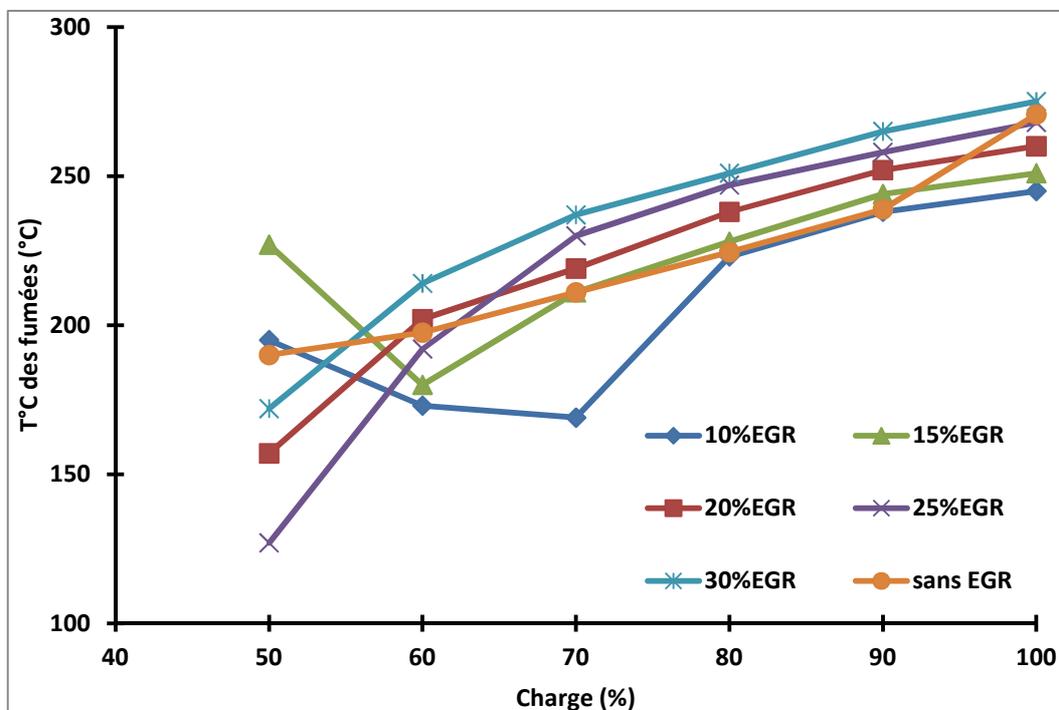


Figure 16: température des fumées d'échappement en fonction de la charge et du taux d'EGR : huile de coton

b. Influence de l'EGR sur la consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique du moteur baisse avec l'augmentation de la charge pour l'ensemble des courbes (fig. 17). Les valeurs élevées de la consommation spécifique sont obtenues avec la courbe dont le taux d'EGR de 15% suivi de celle de 20%. Les consommations spécifiques sont comparables pour les courbes de 25% d'EGR et celle sans EGR.

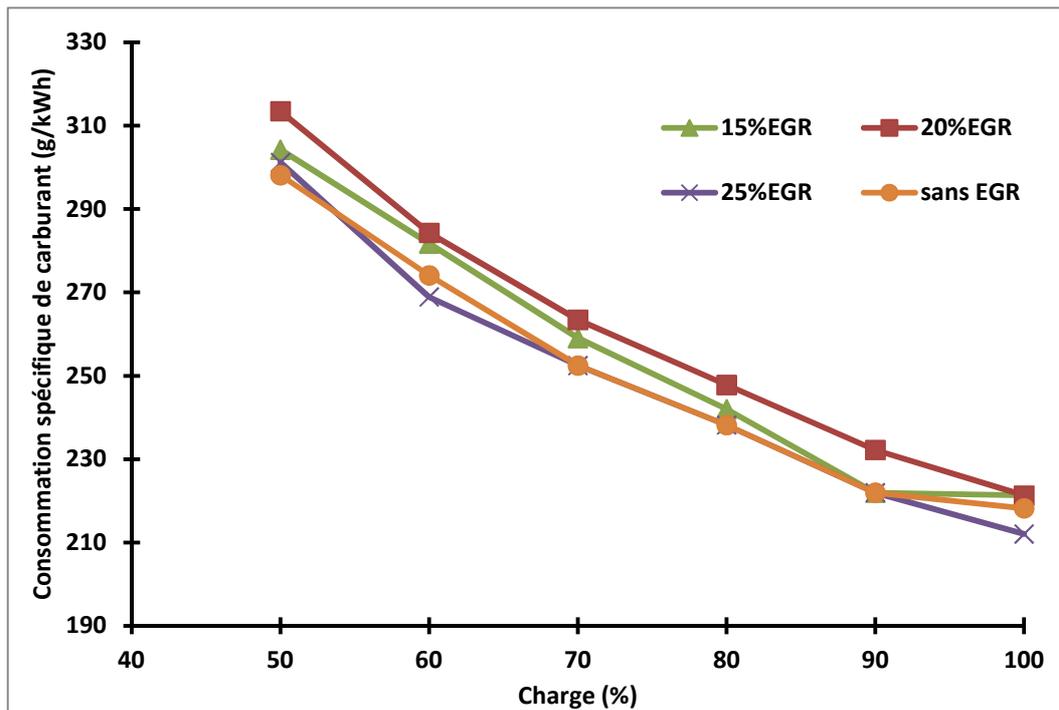


Figure 17: consommation spécifique de carburant du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR : huile de coton pure

IV.3 Influence de l'EGR sur les émissions du moteur

Les mécanismes de formation des polluants sont très complexes et leur compréhension suppose une modélisation de la combustion dans la chambre de ce moteur, ce qu'il n'a pas été possible d'effectuer au cours de ces travaux. Ainsi, dans cette partie, nous n'essaierons pas d'expliquer systématiquement les tendances mais plutôt de les mettre en valeur et de les quantifier.

a. Influence de l'EGR sur les NOx

La figure 18 ci-dessous présente les émissions d'oxydes d'azote en fonction de la charge et de la teneur d'EGR.

Les émissions d'oxydes d'azote sont très influencées par la recirculation des gaz d'échappement. Nous remarquons une forte diminution de ces émissions avec l'augmentation

du taux d'EGR. Les émissions de NO_x du moteur avec comme carburant l'huile de coton pure à des niveaux d'émissions plus élevées sauf pour ceux de l'EGR à 10%.

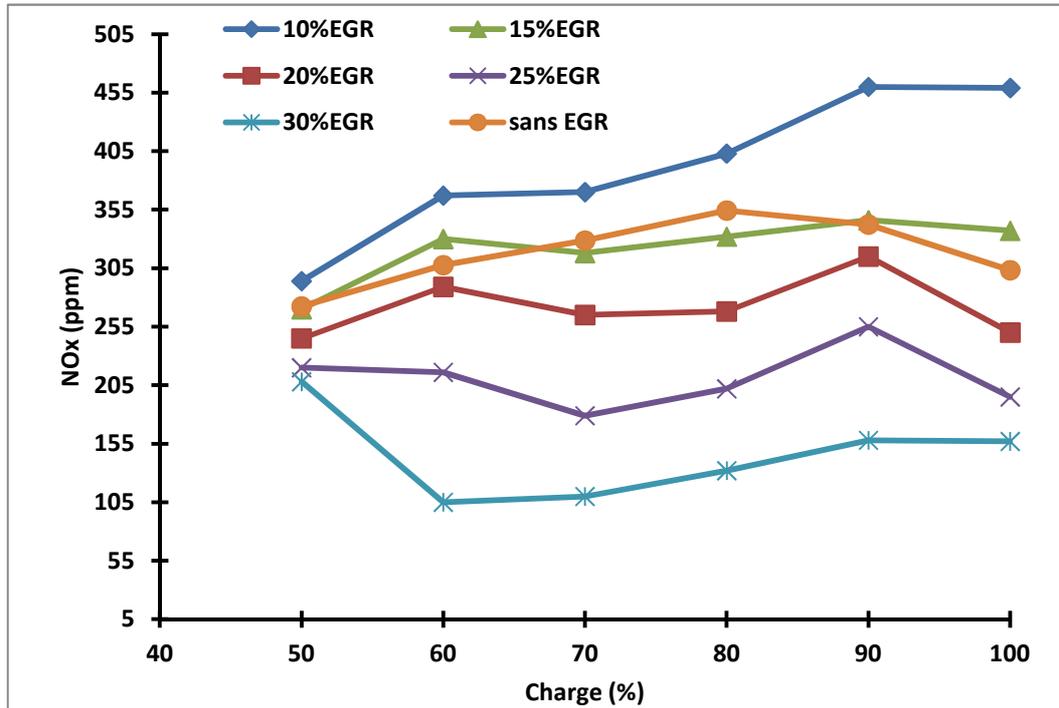


Figure 18: émissions de NO_x du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR dans le moteur fonctionnant avec de l'huile de coton pure comme carburant

b. Influence de l'EGR sur le monoxyde de carbone CO

La figure 19 présente les émissions de monoxyde de carbone pour différentes charges du moteur et pour différents taux d'EGR.

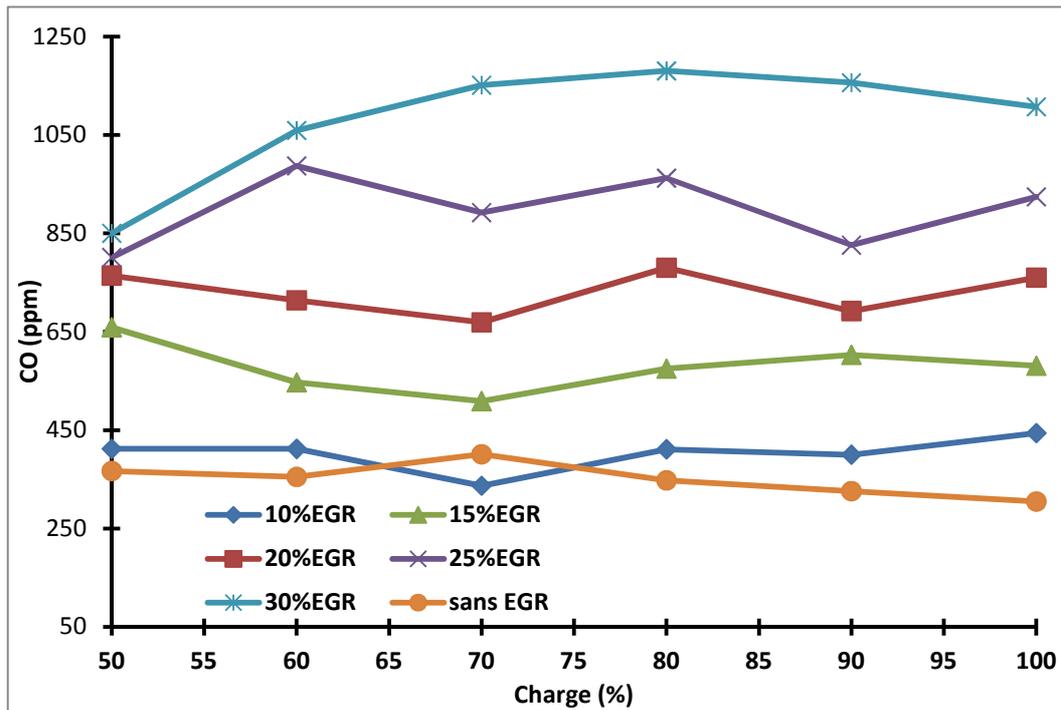


Figure 19: émissions de CO du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR dans un moteur fonctionnant avec de l'huile de coton pure comme carburant

Les émissions de monoxyde de carbone CO du moteur augmentent avec l'augmentation du taux de recirculation des gaz du moteur. Les émissions restent comparables pour la courbe de l'huile de coton sans EGR et celle de 10% d'EGR.

c. Influence de l'EGR sur les émissions du dioxyde de carbone CO_2

La figure 20 présente les émissions de dioxyde de carbone du moteur diesel en fonction de la charge et du taux d'EGR.

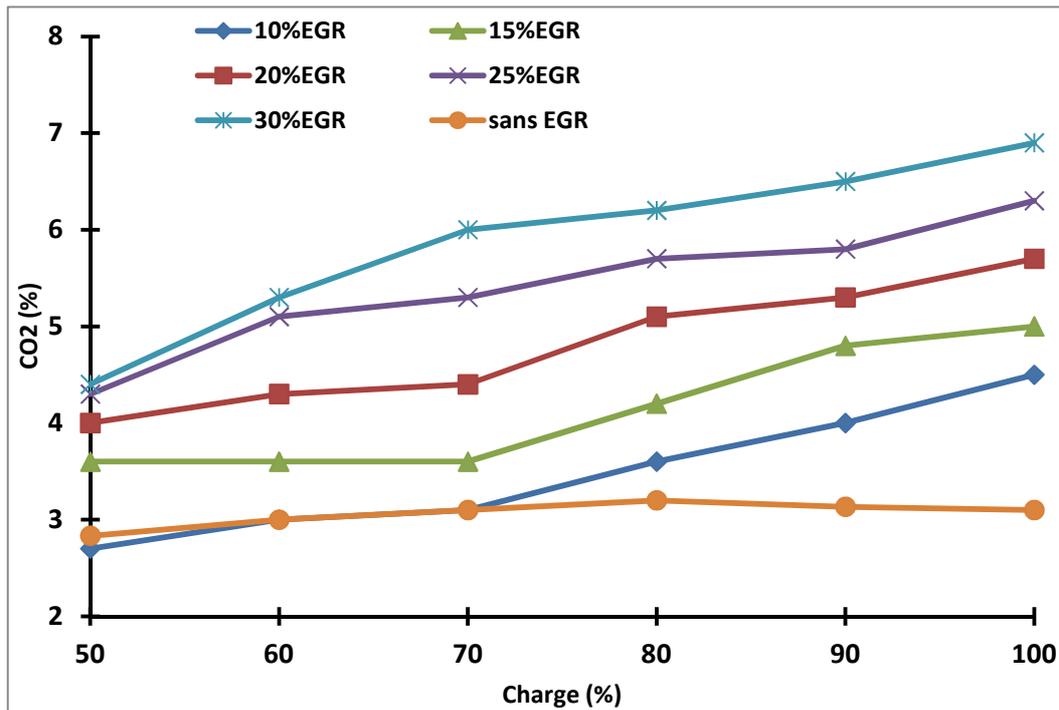


Figure 20: émissions de CO₂ du moteur en fonction de la charge et du taux d'EGR dans un moteur fonctionnant avec de l'huile de coton pure comme carburant

Les émissions de CO₂ du moteur augmentent avec l'augmentation de la charge et aussi avec l'augmentation de la recirculation. Les plus faibles émissions de CO₂ étant obtenues avec comme carburant l'huile de coton pure sans EGR.

IV.3 Conclusion

Au vu des différentes observations faites plus haut, et des différentes figures, le taux d'EGR optimum, pour le moteur du banc essai, est de 20%.

Par contre, 10% de taux de recirculation est très faible, et insignifiant (comparable avec l'essai sans EGR), lors des essais, nous avons constaté qu'aux fortes charges, ce taux est atteint, même avec la vanne complètement fermée.

Lors des essais d'EGR avec comme carburant le gazole pur, le moteur s'étouffe pour un taux d'EGR de 30%, à partir de 70% de charge. Il ne reprend qu'après la fermeture de la vanne d'EGR. Concernant l'HCP, le moteur a bien réagi et est monté à des charges de 100%.

Les résultats de performances et d'émissions du moteur avec l'EGR montrent que le taux optimal de recirculation des gaz est de 20%. Ce taux des 20% servira pour les essais d'EGR.

**Chapitre 4 : utilisation de l'huile de
Jatropha pure et de ses mélanges
préchauffés comme carburant dans le
moteur diesel du banc d'essai**

I. Introduction

Dans l'état de l'art, au chapitre 1 de ce document, il apparait que la cause majeure des problèmes liés à l'utilisation des huiles végétales comme carburant dans le moteur diesel est leur viscosité selon de nombreuses équipes de recherche. Seulement, nous constatons qu'il est difficile de faire une comparaison et de tirer une conclusion de ces études. La raison est que les conditions expérimentales définies ne sont pas les mêmes. Nous pensons que pour **tirer des conclusions sur les effets de la viscosité sur la combustion**, il faut que l'HVP et le gazole aient les mêmes conditions d'utilisation c'est-à-dire la même viscosité. L'huile de Jatropha curcas et ses mélanges ont été préchauffés à des températures prédéfinies par l'analyse de leur viscosité (chapitre 3). Ainsi, l'huile de Jatropha pure est préchauffée et maintenue à la température de $105^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$. Le circuit d'alimentation en combustible est isolé thermiquement pour maintenir cette température jusqu'à la pompe d'injection. Les caractéristiques physico-chimiques de ces carburants sont données à l'annexe B.

Dans ce chapitre, pour des raisons de disponibilité, nous utilisons comme carburant l'huile de Jatropha curcas.

II. Résultats et analyse des essais d'huile de Jatropha préchauffée

Dans cette partie de ce document nous présentons les résultats de performance (température des gaz d'échappement, la consommation spécifique et le rendement global) et d'émissions de gaz d'échappement (NO_x , CO, CO_2) obtenus des essais de préchauffage de l'huile de Jatropha pure. Nous comparons ces résultats avec les résultats des essais de l'huile de Jatropha non préchauffée et de ceux du gazole.

II.1 Résultats et analyse des performances du moteur

a. La consommation spécifique de carburant

La figure 21 présente la consommation spécifique de carburant du moteur en fonction de la charge pour les huiles de Jatropha (préchauffées ou non) et le gazole.

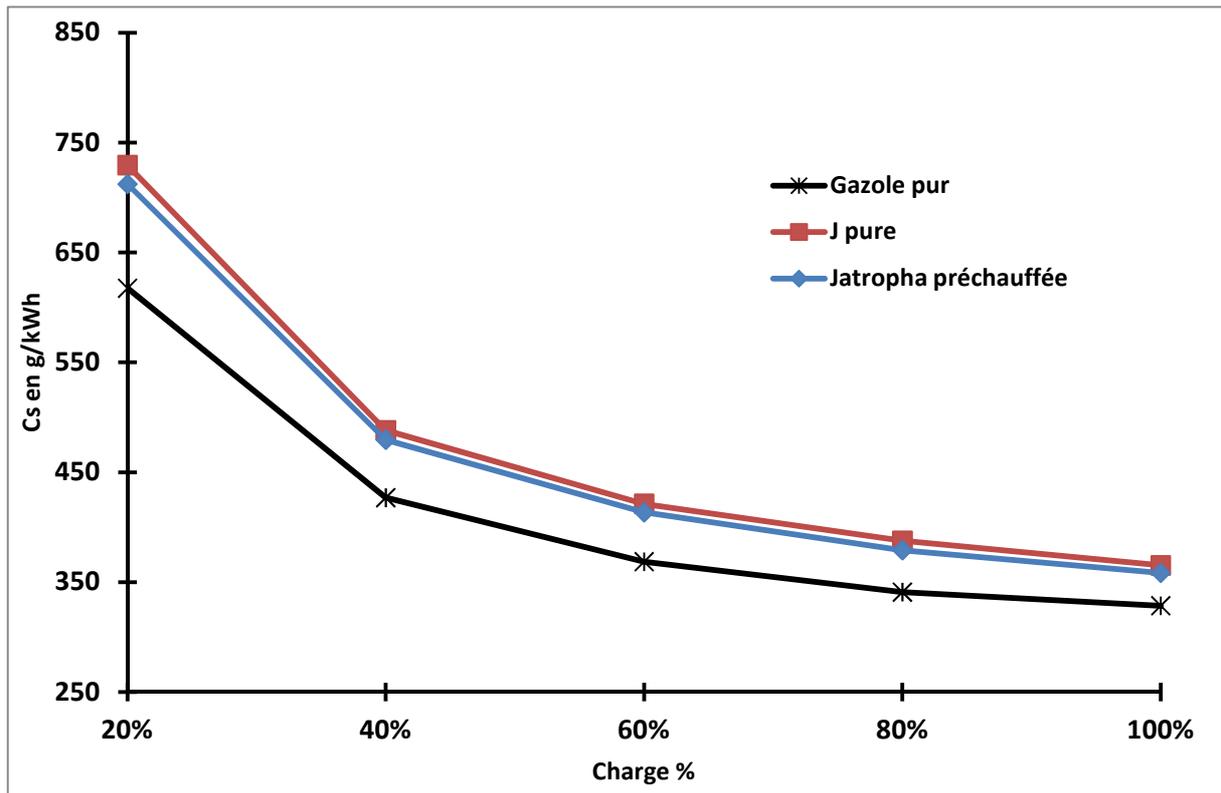


Figure 21 : consommation spécifique de carburant du moteur en fonction de la charge avec différents combustibles

La consommation spécifique de carburant du moteur décroît avec l'augmentation de la charge du moteur pour l'ensemble des carburants. Elle est faible en moyenne de 10,71% par rapport à celle de l'huile de Jatropha préchauffée et de 12,51% à celle de l'huile de Jatropha non préchauffée. Ce résultat est conforme avec les résultats d'autres chercheurs [21, 88].

L'explication de cette surconsommation en huile de Jatropha s'explique par la différence de pouvoir calorifique inférieur (PCI) entre le gazole et l'huile de Jatropha. En effet, les PCI du gazole est supérieur de 7% par rapport à celui de l'huile de Jatropha. Pour la même puissance délivrée par le moteur avec les combustibles étudiés, la masse injectée d'huile de Jatropha est plus importante.

La consommation spécifique de carburant est plus élevée en moyenne de 2% pour l'huile de Jatropha non préchauffée par rapport à l'huile de Jatropha préchauffée. Cette surconsommation en huile est trop faible pour se prononcer sur les causes probables. Néanmoins, la viscosité et la densité élevées de l'huile de Jatropha non préchauffée comparées à celles de l'huile préchauffée crée une mauvaise pulvérisation et une mauvaise atomisation de l'huile. En conséquence, on peut supposer qu'il se produit une mauvaise

combustion du mélange dans la chambre qui augmente les pertes thermiques des parois, d'où une surconsommation en huile.

b. Le rendement global ou effectif du moteur

Le rendement effectif calculé est obtenu à la sortie de l'alternateur en mesurant la puissance des charges résistives coupler au moteur du banc d'essai. La figure 22 ci-dessous présente les courbes de rendement effectif du moteur pour les trois combustibles utilisés (gazole, Jatropha non préchauffée et préchauffée).

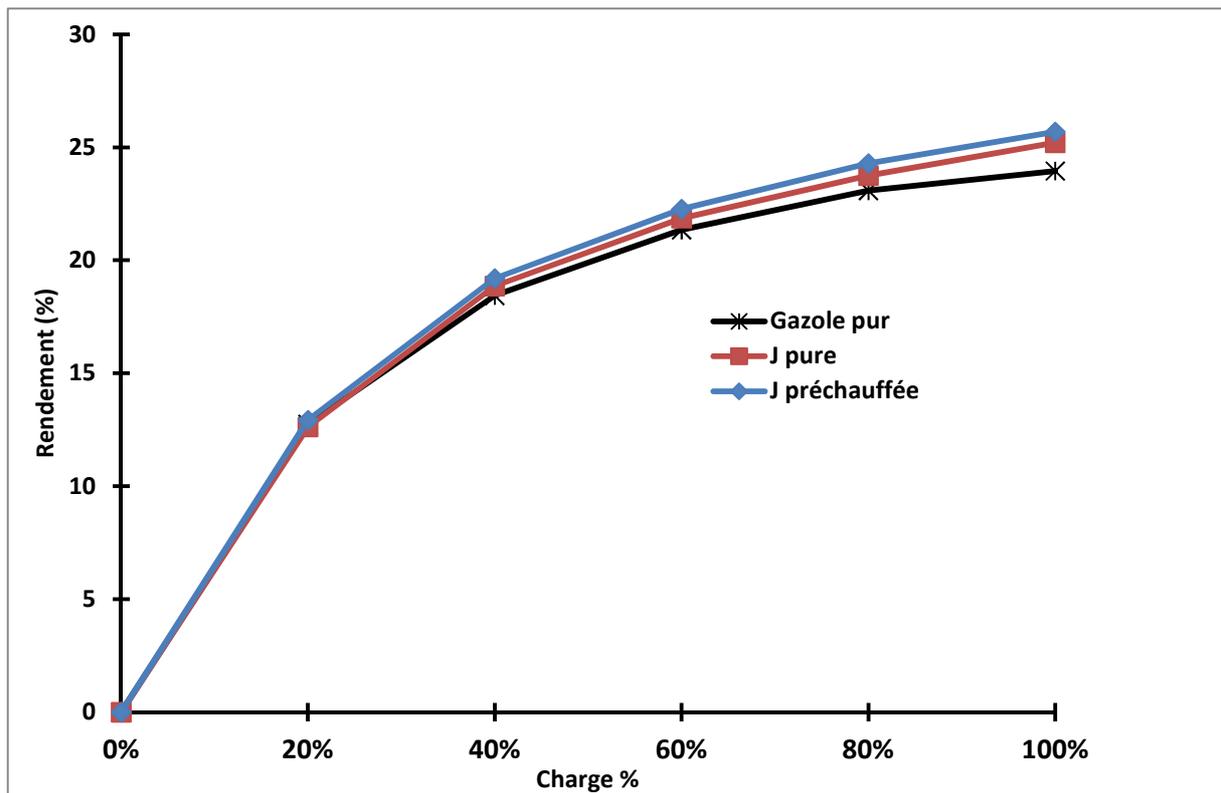


Figure 22: rendement effectif du moteur en fonction de la charge avec différents combustibles

Le rendement effectif du moteur augmente avec l'augmentation de la charge quelque soit le combustible utilisé. Pour les faibles charges jusqu'à 40%, les rendements effectifs sont comparables entre le gazole, l'huile de Jatropha préchauffée et l'huile de Jatropha non préchauffée. De 40 à 100% de charge du moteur, le rendement est plus faible pour le gazole pur suivi du Jatropha non préchauffée et élevé pour l'huile de Jatropha préchauffée. Ce résultat contredit ceux obtenus par d'autres chercheurs [21, 88] où le meilleur rendement obtenu est celui du gazole suivi de l'huile de Jatropha préchauffée. Il faut toutefois préciser ici que le matériel et les modes opératoires pour les essais ne sont pas les mêmes que ceux de la littérature.

A puissances effectives égales, le déficit énergétique de l'huile étant compensé par une surconsommation de celle-ci, on obtient des énergies disponibles très comparables entre le gazole et l'huile de Jatropha pure. Par ailleurs, les difficultés et les imprécisions liées à l'évaluation du rendement effectif ne permettent pas de conclure d'une variation du rendement avec l'incorporation de l'huile dans le cas présent.

c. La température des gaz d'échappement

La figure 23 présente les courbes de température d'échappement du moteur avec comme combustible l'huile de Jatropha préchauffée, l'huile de Jatropha non préchauffée et le gazole en fonction de la charge du moteur.

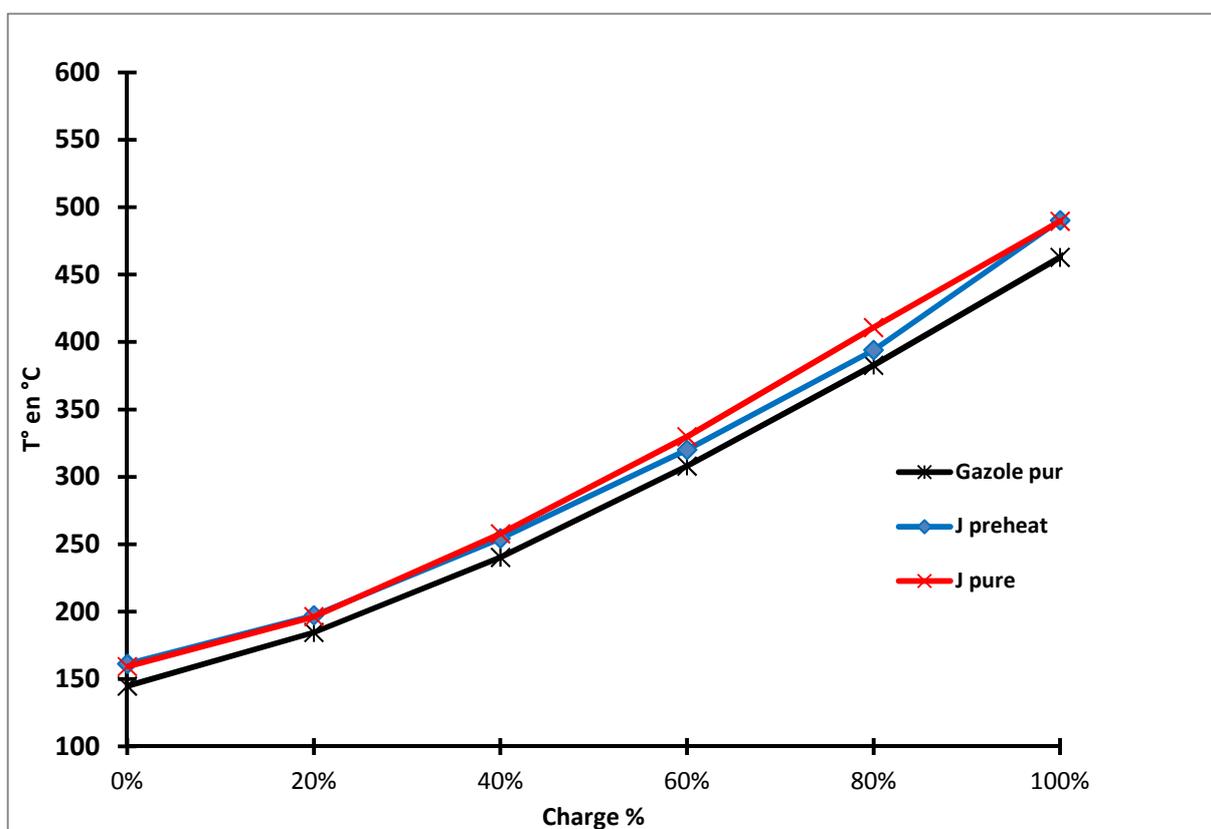


Figure 23: température d'échappement du moteur en fonction de la charge avec différents combustibles

La température des gaz d'échappement du moteur augmente avec l'élévation de la charge du moteur (pour tous les combustibles). Les valeurs de la température d'échappement du moteur sont plus faibles avec le gazole pour toutes les charges. Ces niveaux de température sont comparables pour les deux huiles de Jatropha avec une légère élévation de la température de l'huile de Jatropha non préchauffée entre 40 et 100% de la charge maximale de l'alternateur. Dans la littérature, la température d'échappement la plus élevée est obtenue avec l'huile de

Jatropha préchauffée [21, 41, 88]. Ils expliquent ces résultats par la mauvaise combustion de l'huile de Jatropha curcas par rapport au gazole.

Nous pensons que la surconsommation de l'huile de Jatropha est très certainement la cause majeure de l'augmentation de la température des gaz d'échappement du moteur diesel.

II.2 Résultats et analyse des émissions de gaz du moteur

a. Les émissions de dioxyde de carbone CO_2 du moteur

Les émissions de dioxyde de carbone en fonction de la charge du moteur pour les huiles de Jatropha (non préchauffée et préchauffée) et le gazole sont présentées sur la figure 24 ci-dessous.

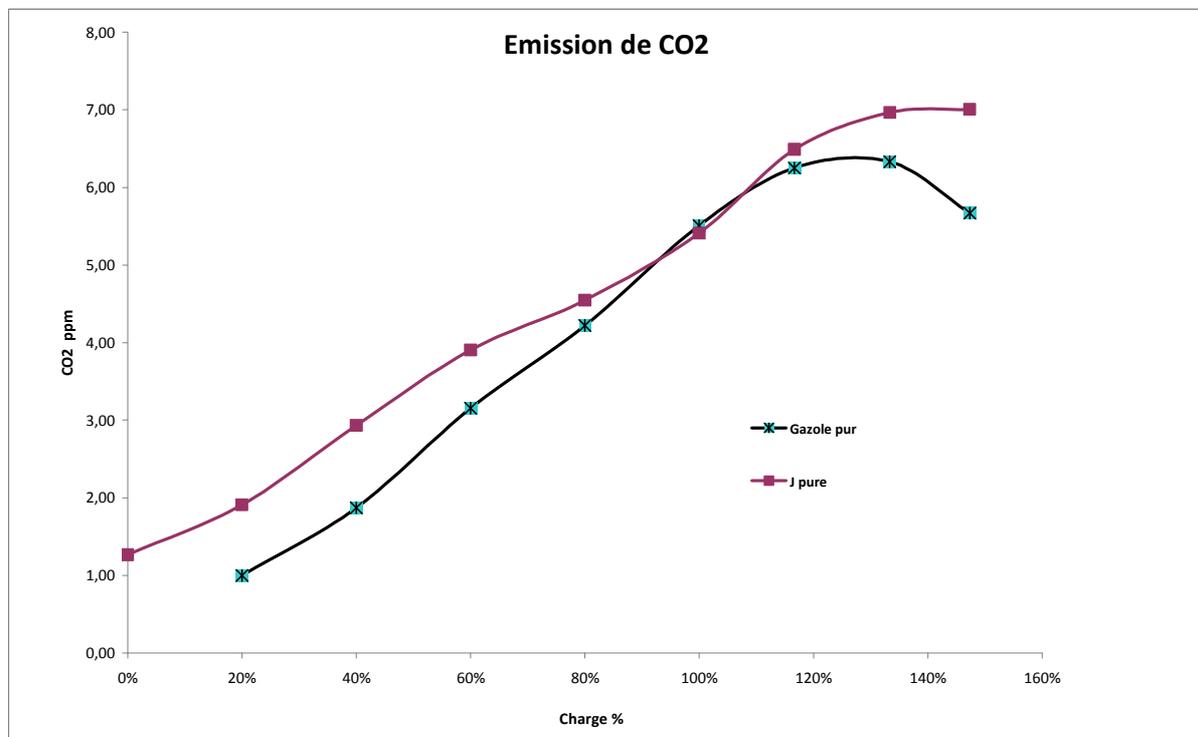


Figure 24 : émissions de CO_2 du moteur en fonction de la charge pour les combustibles

Les émissions de CO_2 du moteur croissent avec l'augmentation de la charge du moteur et pour l'ensemble des combustibles utilisés. Les émissions de CO_2 du gazole apparaissent plus faibles sur les basses charges que celles de l'huile mais ces données sont peu fiables suite à un problème lié au fonctionnement de l'analyseur de gaz. Dans la littérature, on retrouve des émissions de CO_2 élevées avec l'huile de Jatropha curcas préchauffée et faibles avec le gazole pur [21, 88]. Ils expliquent ces résultats par la faible teneur en carbone dans l'huile, la surconsommation et la bonne pulvérisation de l'huile préchauffée.

b. Les émissions de monoxyde de carbone du moteur

La figure suivante (figure 25) présente les évolutions des émissions de monoxyde de carbone en fonction de la charge pour le gazole, l'huile de Jatropha préchauffée et l'huile de Jatropha non préchauffée.

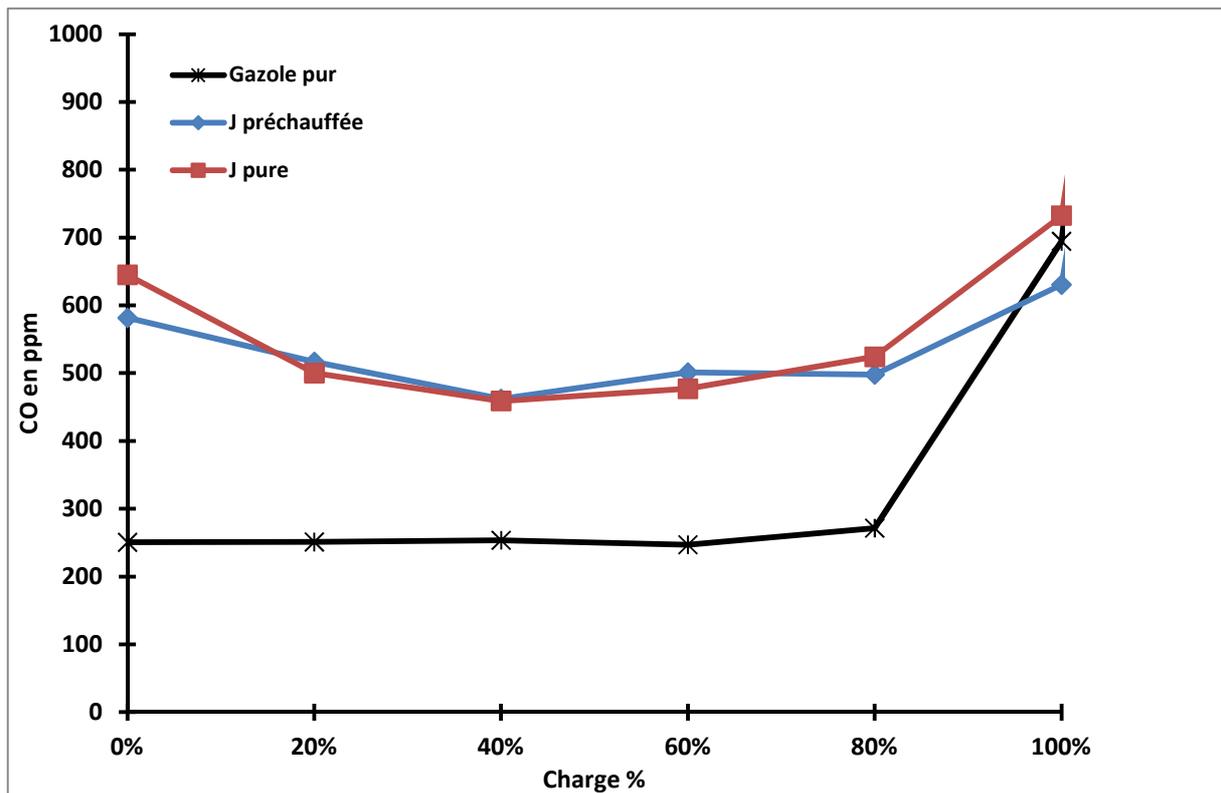


Figure 25: émissions de CO du moteur en fonction de la charge pour les combustibles

Les émissions de monoxyde de carbone du moteur présentent un minimum autour de 60% de charge (tous combustibles). Aux charges élevées du moteur, les émissions de monoxyde de carbone augmentent. Les émissions de CO sont comparables pour les huiles de Jatropha préchauffée ou non, tantôt plus faible pour l'huile de Jatropha non préchauffée, tantôt plus élevée. Ces niveaux d'émissions de CO des huiles de Jatropha restent élevés par rapport à ceux du gazole. Ce résultat est cohérent avec les résultats obtenus par d'autres études de recherches [8, 21, 88]. Un autre constat est qu'à 100% de la charge du moteur, les niveaux d'émissions de CO sont comparables pour l'ensemble des combustibles.

L'explication des émissions élevées de CO du moteur avec les huiles végétales se trouve dans le processus de formation du CO au cours de la combustion. La formation de CO intervient comme une étape intermédiaire essentielle du processus d'oxydation des combustibles

conduisant au produit final CO_2 . En effet, la vitesse d'oxydation du combustible dépend, pour une part, de la concentration disponible laissée aux réactions pour s'accomplir (c'est-à-dire le régime moteur). Le paramètre principal gouvernant les émissions de CO est la richesse du mélange carburé. En mélange riche, les concentrations en CO augmentent régulièrement avec la richesse ; le défaut d'oxygène entraîne une combustion incomplète.

Nous pouvons donc conclure que la surconsommation constatée ci-dessus rend le mélange air/combustible plus riche et provoque une augmentation des émissions de monoxyde de carbone du moteur.

c. Les émissions d'oxydes d'azote (NO_x) du moteur

La figure 26 ci-dessous présente les courbes d'oxydes d'azote avec comme carburant le gazole, l'huile de Jatropha non préchauffée et l'huile de Jatropha préchauffée.

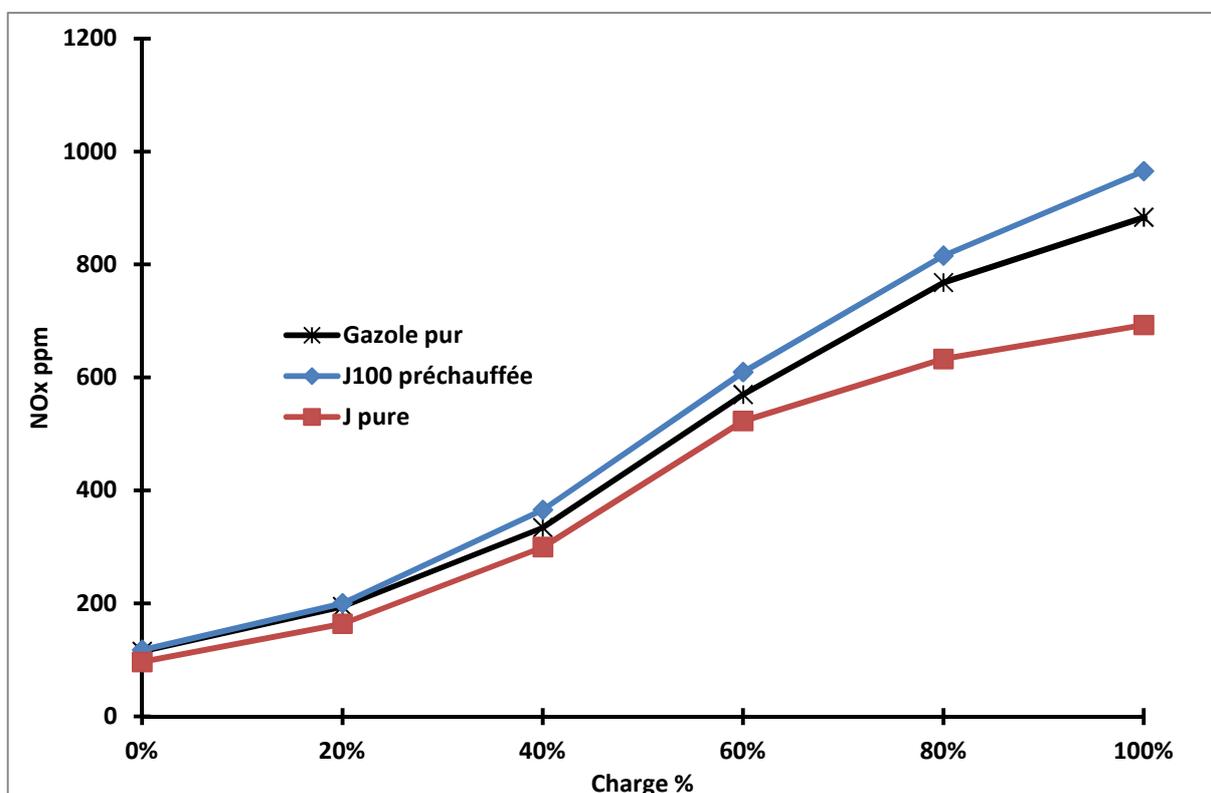


Figure 26 : émissions de NO_x du moteur en fonction de la charge.

Les courbes d'émissions d'oxydes d'azote du moteur avec les huiles de Jatropha (préchauffée et non préchauffée) et le gazole ont la même allure. Les émissions de NO_x augmentent avec l'augmentation de la charge du moteur.

Les températures dans la chambre de combustion sont élevées aux charges élevées avec des richesses modérées. En effet, la température élevée dans la chambre de combustion conduit à

une plus grande formation du NO thermique. Cela s'illustre par des niveaux plus élevés de NO_x observés avec le gazole et l'huile de Jatropha préchauffée et les niveaux les plus faibles observés avec l'huile de Jatropha non préchauffée. Aux faibles charges, les niveaux de températures sont plus faibles dans la chambre de combustion et aux très fortes charges (100%), la plus forte richesse conduit à une faible augmentation des NO_x du fait d'une combustion incomplète. Il apparaît des zones de refroidissement des gaz dans la chambre de combustion. Ces résultats indiquent bien que les facteurs déterminants dans la formation des NO_x, sont la température et les richesses locales. Les émissions de NO_x plus élevées avec l'huile Jatropha préchauffée sont cependant plus difficiles à expliquer alors qu'il n'y a pas de différences significatives entre les températures d'échappement de l'huile réchauffée ou non. (figure 23). D'autres essais (Brésil UFPA, 2011. Communication personnelle) avec des huiles de palme réchauffées à 150°C indiquent des températures d'échappement plus élevées et des NO_x plus faibles par rapport au gazole. Mais un résultat comme le nôtre a déjà été observé par d'autre étude de recherche sur l'huile de Jatropha [88].

III. Résultats et analyse des essais de mélanges HJP/gazole préchauffés

Dans cette partie du document les résultats des performances et d'émissions de gaz polluants du moteur avec les mélanges de 20, 40, 50 et 75% d'huiles de Jatropha dans le gazole sont analysés et comparés avec ceux du gazole pure, de l'huile de Jatropha préchauffée et de l'huile de Jatropha non préchauffée.

Dans le chapitre 3 l'analyse de la viscosité des mélanges de 20, 40, 50 et 75% d'huile de Jatropha dans le gazole a permis de les préchauffés respectivement de 50, 60, 70 et 100°C avant d'être injectés dans le moteur.

III.1 Résultats et analyse des performances du moteur

a. La consommation spécifique de carburant

La figure 27 présente les courbes de consommation spécifique en carburant du moteur en fonction de la charge pour différents combustibles (huiles de Jatropha pure, mélanges, et gazole pur).

Les courbes de la consommation spécifique ont les mêmes allures, baisse avec l'augmentation de la charge. La consommation spécifique est faible avec le gazole et augmente avec l'augmentation de la teneur en huile dans les mélanges pour toutes les charges. A 20% d'huile dans le mélange, la courbe de la consommation spécifique est comparable avec celle du

gazole pur. Ce résultat est conforme aux résultats d'autres équipes de recherche [21]. Le PCI faible de l'huile de Jatropha et ses mélanges avec le gazole est la cause de cette augmentation de la consommation spécifique.

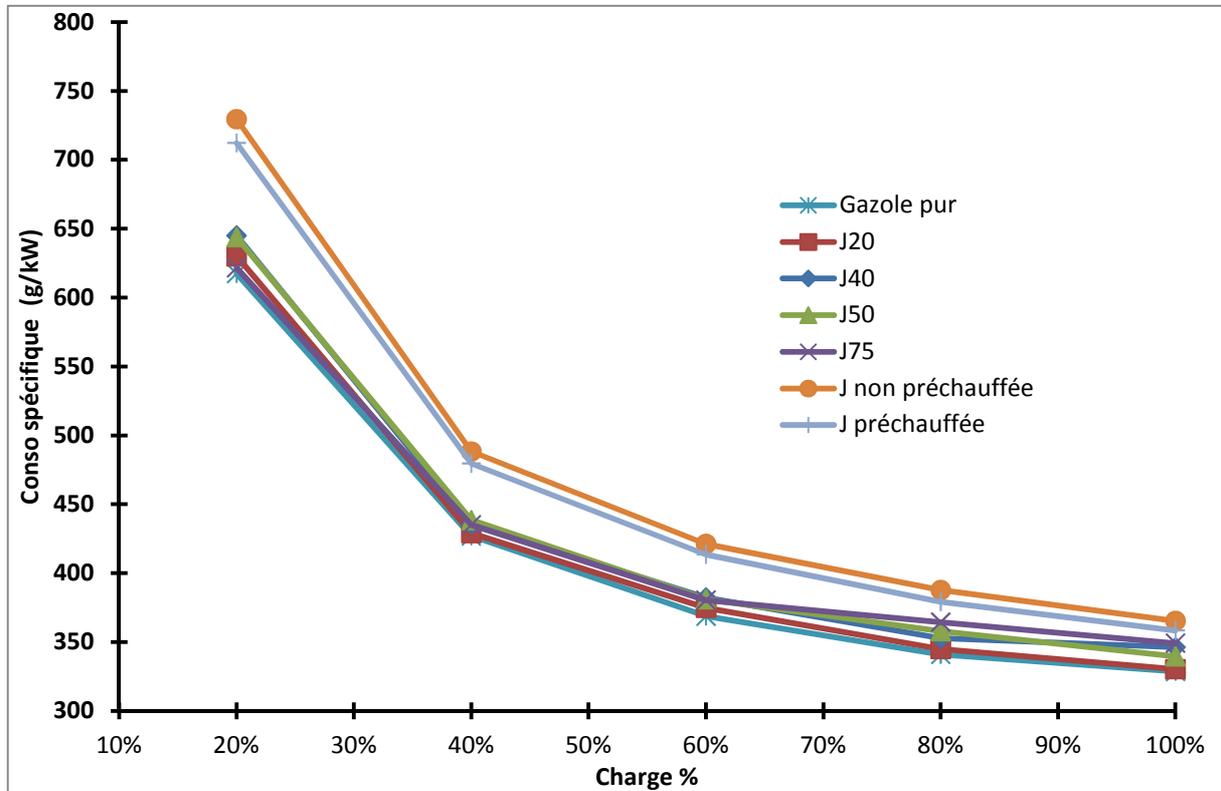


Figure 27 : consommation spécifique de carburant en fonction de la charge et pour différents combustibles

b. Le rendement effectif du moteur

Le rendement effectif du moteur avec comme combustible le gazole, les huiles de Jatropha préchauffée et non préchauffée et les mélanges huiles de Jatropha/gazole sont présentés sur la figure 28 ci-dessous. Ces valeurs de rendement spécifique du moteur sont obtenues sur la sortie de l'alternateur connecter à des charges résistives, d'où leur faible valeur.

Le rendement effectif du moteur augmente avec la charge pour l'ensemble des combustibles. Il est plus faible avec le gazole et augmente avec l'augmentation du taux d'huile dans le mélange. Nous obtenons le rendement le plus élevé avec le mélange 75% d'huile dans du gazole suivi de l'huile de Jatropha préchauffée. Le rendement de l'huile de Jatropha non préchauffée est comparable avec ceux des mélanges de 20 et 40% d'huiles dans le gazole. Ce constat de rendement élevé avec les huiles et leurs mélanges par rapport au gazole peut être dû à la présence de molécules d'oxygène dans ces combustibles.

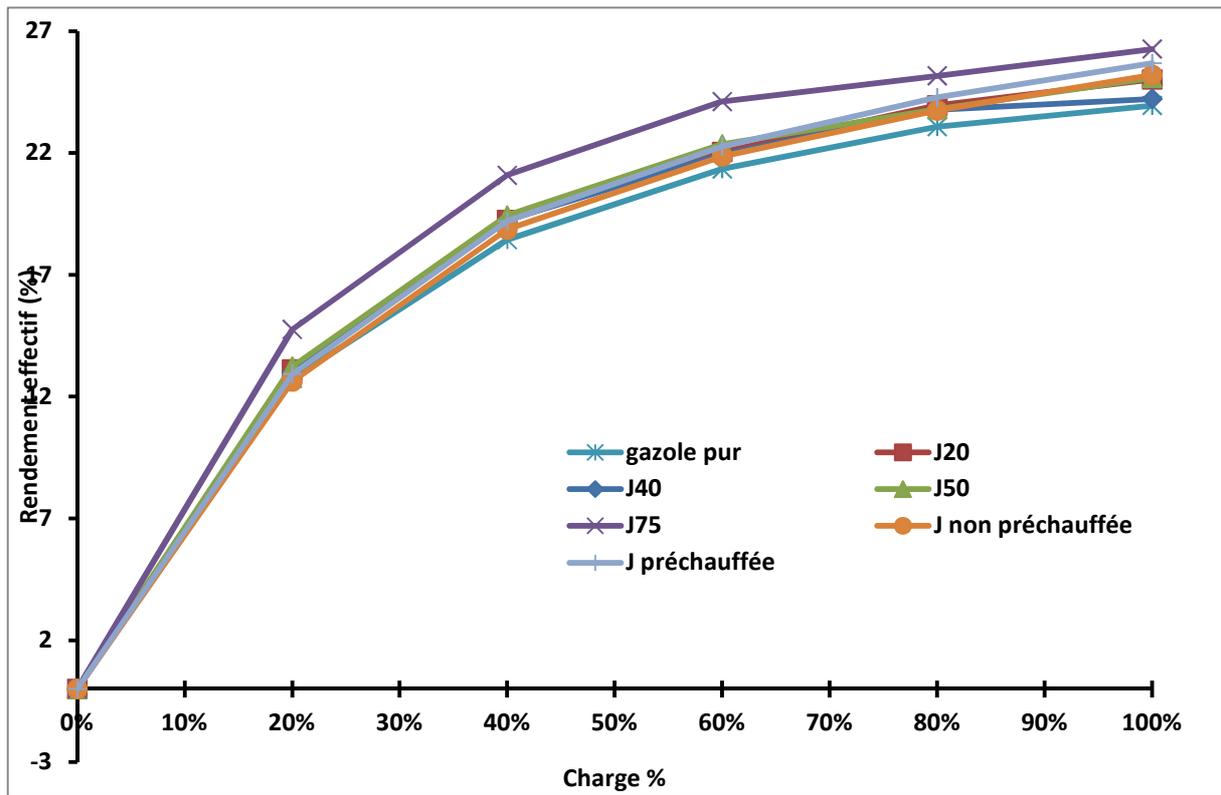


Figure 28 : rendement effectif du moteur en fonction de la charge et pour différents combustibles

c. La température d'échappement

La figure 29 présente les évolutions de la température des gaz à l'échappement du moteur en fonction de la charge et pour différents combustibles (Huiles de Jatropha, mélanges préchauffés et gazole).

Les courbes de température des gaz d'échappement du moteur pour l'ensemble des combustibles utilisés ont les mêmes allures, elle augmente avec l'augmentation de la charge. La température est plus élevée avec l'huile de Jatropha préchauffée, l'huile de Jatropha non préchauffée et pour 75% de mélange de Jatropha dans du gazole. Elle est faible pour les mélanges de 40 et 50% d'huiles dans le gazole. Nous remarquons que pour l'ensemble des combustibles, la température d'échappement reste comparable. D'autres chercheurs sont parvenus aux mêmes résultats [21]. La surconsommation constatée en huile et mélanges d'huile avec le gazole semble être la cause des températures d'échappement du moteur élevée.

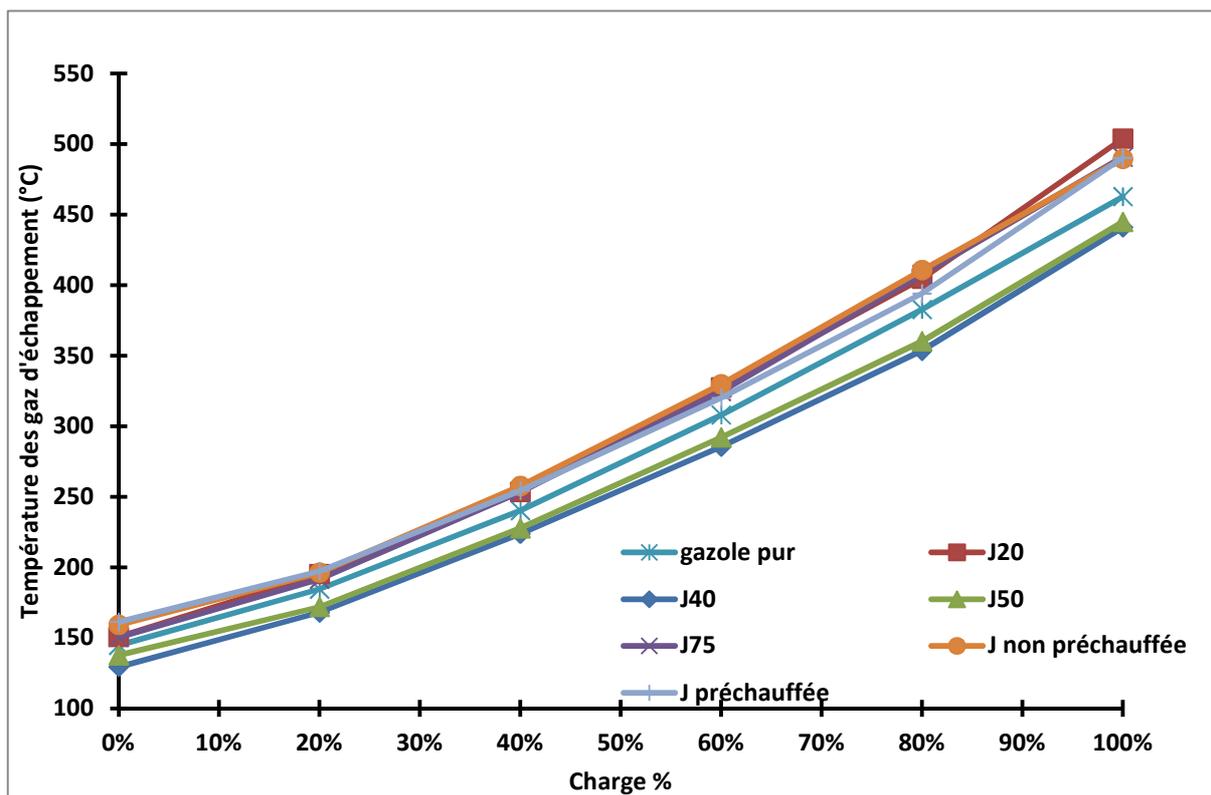


Figure 29 : température des gaz d'échappement du moteur en fonction de la charge pour différents carburants

III.2 Résultats et analyse des émissions des gaz d'échappement du moteur

a. Etude des émissions de dioxyde de carbone du moteur

Les courbes présentant les émissions de dioxyde de carbone du moteur en fonction de la charge et pour l'ensemble des combustibles sont données dans la figure 30 ci-dessous.

L'allure des courbes est la même pour l'ensemble des combustibles. Les émissions de CO_2 augmentent avec l'augmentation de la charge du moteur. De façon générale, les émissions de CO_2 sont élevées avec le gazole et les mélanges à faible concentration d'huile de Jatropha, en revanche, les émissions de CO_2 sont plus élevées avec l'huile pure de Jatropha. Ce constat peut être dû simplement à la surconsommation de carburant observée avec les huiles pures de Jatropha et certains mélanges. Des résultats contradictoires ont été relevés avec d'autre étude [21]. Il faut noter que les conditions expérimentales ne sont pas les mêmes (préchauffage des mélanges d'huile/gazole).

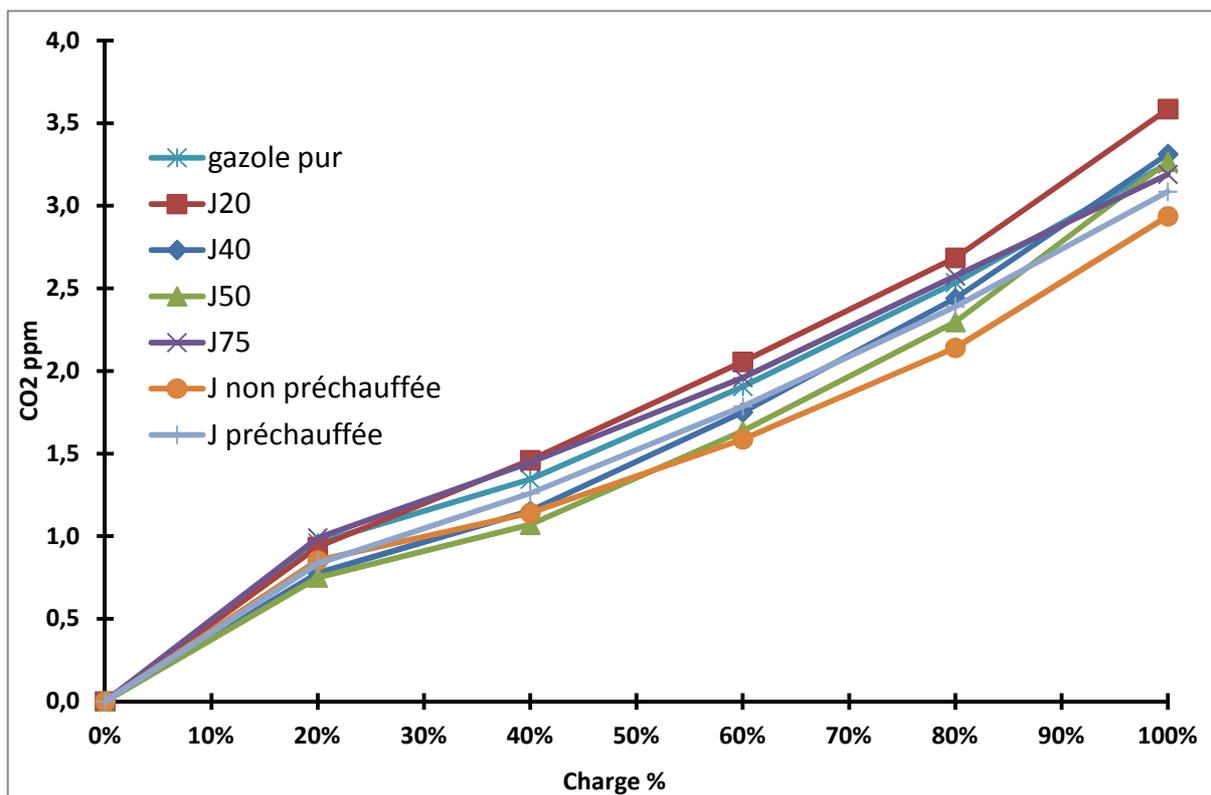


Figure 30 : émissions de CO₂ du moteur en fonction de la charge pour les combustibles

b. Etude des émissions de monoxyde de carbone CO du moteur

Les courbes présentant les émissions de monoxyde de carbone CO du moteur en fonction de la charge et pour l'ensemble des combustibles sont données dans la figure 31 ci-dessous.

Les émissions de CO du moteur avec les combustibles utilisés sont faibles aux faibles charges, avec une faible diminution entre 50 et 70% de charge, et élevées à fortes charges (80 à 100% de charge). Ceux-ci sont dus principalement au déroulement de la combustion dans le moteur diesel[89].

La formation du CO intervient comme une étape intermédiaire essentielle du processus d'oxydation des hydrocarbures conduisant au produit final CO₂. En effet, la vitesse d'oxydation du combustible dépend de la concentration disponible en oxygène, de la température des gaz et du temps disponible laissé aux réactions pour s'accomplir (c'est à dire le régime moteur).

Le paramètre principal gouvernant les émissions de CO est la richesse du mélange carburé. En mélange riche, les concentrations en CO augmentent régulièrement avec la richesse ; le défaut d'oxygène entraîne une combustion incomplète.

Comme les moteurs Diesel fonctionnent toujours en mélange globalement pauvre (excès d'oxygène), les émissions de CO y sont nettement plus faibles que celles du moteur à essence. Toutefois, des conditions de charge très élevées peuvent conduire à des émissions significatives de CO, dans la mesure où le mélange avec l'air ne s'effectue pas complètement. Par ailleurs, des blocages de combustion peuvent également conduire à la formation de CO ainsi que d'autres imbrûlés.

Les émissions de CO sont plus faibles avec le gazole et augmentent avec l'augmentation de la teneur en huile dans le mélange pour toutes les charges du moteur. La combustion des huiles et leurs mélanges engendrent une mauvaise combustion due à certaines caractéristiques de ces combustibles comme l'indice de cétane. Ce résultat est en cohérence avec des études antérieures [8, 21, 33].

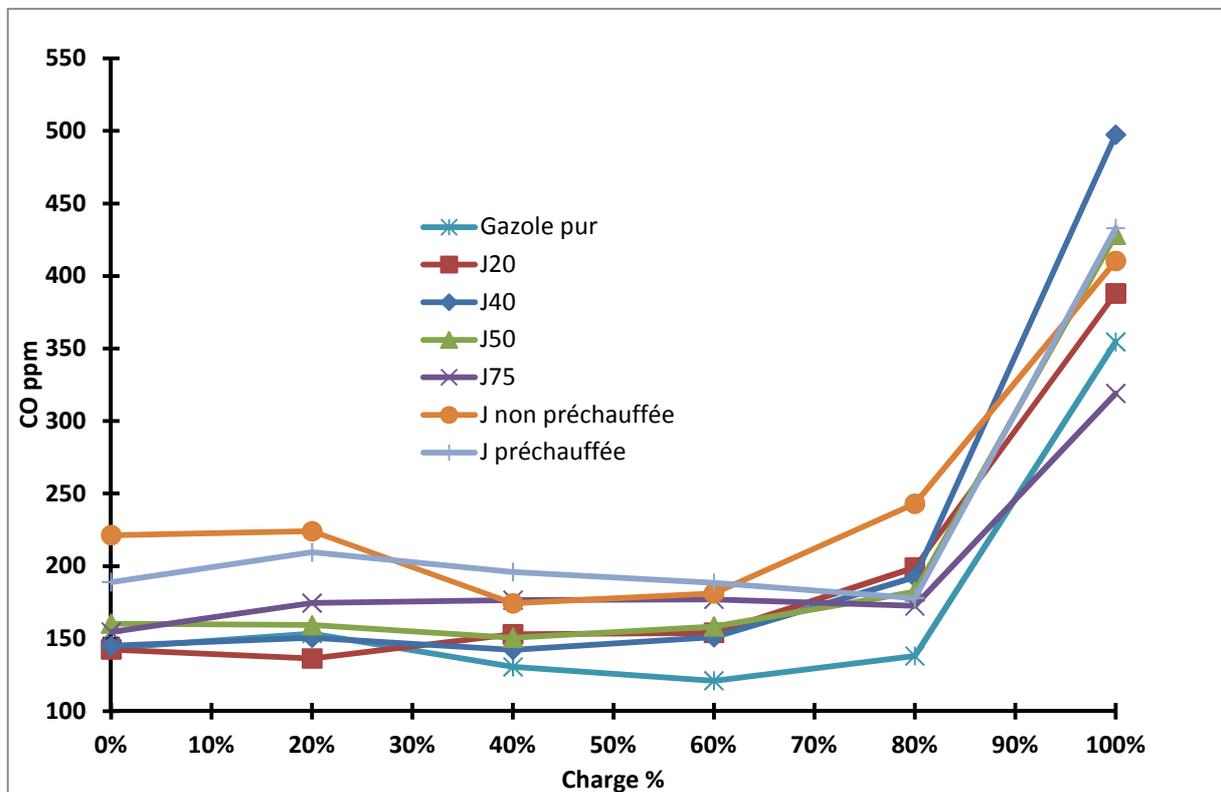


Figure 31 : émissions de CO du moteur en fonction de la charge pour les combustibles

c. Etude des émissions d'oxyde d'azote (NO_x) du moteur

La figure 32 ci-dessous présente les courbes d'oxydes d'azote avec comme carburant le gazole, l'huile de Jatropha non préchauffée, l'huile de Jatropha préchauffée et les différents mélange huile/gazole.

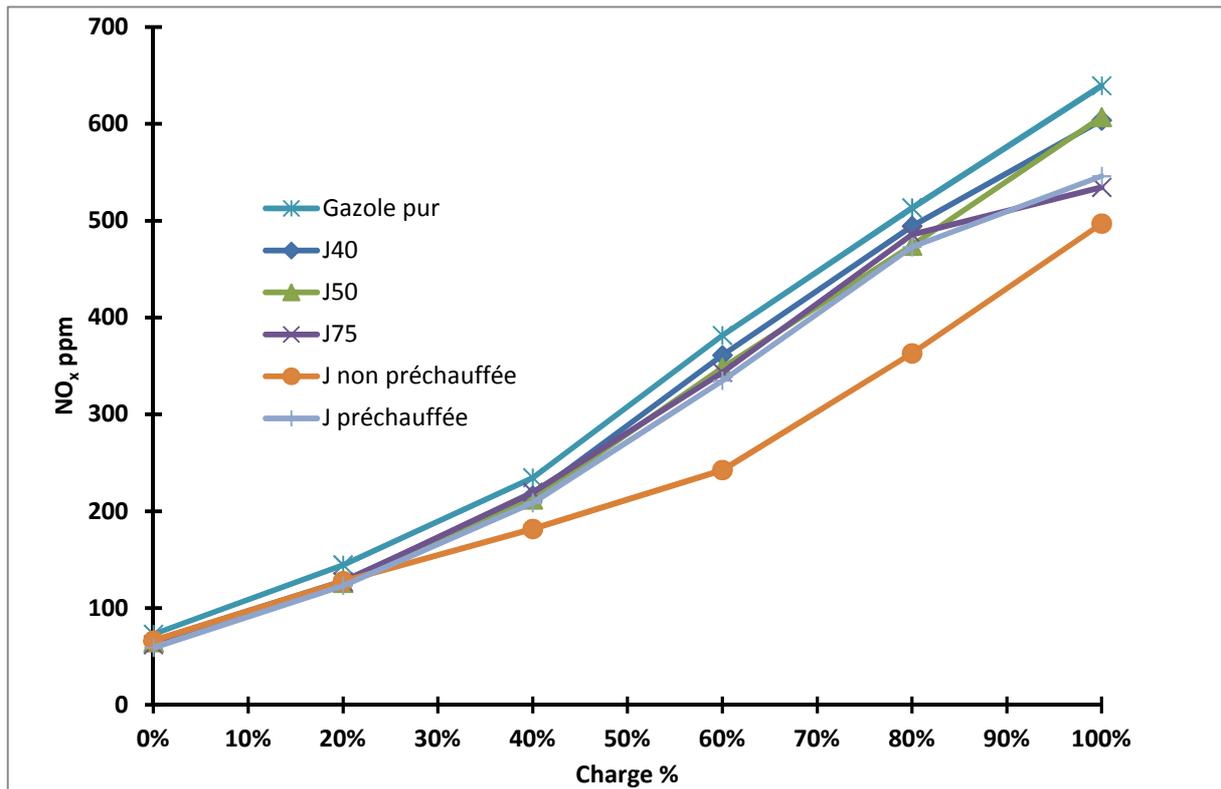


Figure 32 : émissions de NO_x du moteur en fonction de la charge pour les combustibles

Comme en combustion Diesel, la richesse augmente en fonction de la quantité de carburant injectée, les émissions de NO_x sont grossièrement proportionnelles à cette quantité de carburant [90]. Ainsi à forte charge, qui implique des pics de pression plus élevés et donc de température, le niveau de NO_x croît pour l'ensemble des combustibles. Les valeurs des émissions de NO_x restent très proches pour les combustibles de tel point qu'il est difficile d'en conclure sur les tendances. Ce résultat est conforme à d'autres études [8, 33].

IV. Conclusion

L'étude de préchauffage de l'huile de Jatropha et de ses mélanges avec du gazole permet de tirer les conclusions suivantes :

- Les résultats obtenus sont liés au moteur utilisé, aux conditions expérimentales et surtout aux combustibles utilisés.
- Les performances du moteur diesel sont comparables entre une huile préchauffée et une huile non préchauffée.
- Les différences constatées au niveau des résultats d'émissions de gaz d'échappement du moteur sont plus dues au processus de combustion et à d'autres caractéristiques intrinsèques de l'huile (PCI, densité, indice de cétane) que celle de la viscosité.

- Les résultats des performances et des émissions de gaz du moteur avec comme carburant le mélange de 20% d'huile de Jatropha dans le gazole, sont assimilables à ceux du gazole pur.
- Le mélange de 75% d'huile de Jatropha dans du gazole utilisé comme carburant dans le moteur donne les meilleures performances et permet une diminution des émissions de gaz d'échappement du moteur par rapport à l'ensemble des combustibles utilisés.
- Le préchauffage de l'huile de Jatropha et ces mélanges n'a pas une influence significative sur la combustion. L'influence est beaucoup plus visible sur les organes d'alimentation du moteur c'est-à-dire les filtres, la pompe d'alimentation, la pompe d'injection et l'injecteur.

Dans le chapitre 1 de ce document, il apparaît dans la littérature scientifique que la cause majeure des problèmes d'utilisation des HVP dans le moteur diesel est leur viscosité plus élevée que celle du gazole. Cette étude réalisée dans les conditions d'une diminution considérable de la viscosité de l'huile et ses mélanges au gazole en les préchauffant, donne des résultats similaires à d'autres études. L'effet du préchauffage n'est pas perceptible sur les résultats obtenus. Ce qui nous permet de dire que la viscosité n'influe pas sur les performances globales et les émissions à l'échappement. Elle ne semble pas donc être la cause majeure des problèmes d'encrassement du moteur.

Chapitre 5 : étude de la recirculation des gaz d'échappement du moteur avec comme carburant l'huile de coton pure.

I. Introduction

Dans le chapitre 3, nous avons mené une étude sur l'optimisation de la recirculation des gaz d'échappement (EGR) du moteur. Cette étude a permis de montrer que le taux optimal de recirculation à partir d'huile végétale pour le moteur du banc d'essai est de 20%. Dans ce chapitre, l'étude de la recirculation est faite avec cette valeur choisie d'EGR. Les combustibles utilisés sont l'huile pure de coton et le gazole. Le choix de l'huile de coton repose sur sa disponibilité au moment des essais. La charge du moteur varie de 0% (ralenti) à 100% (pleine charge) de l'alternateur couplé au moteur à des pas de 20%.

II. Résultats et analyse des données

II.1 Résultats et analyse des performances du moteur

a. Etude de la consommation spécifique en carburant

La figure 33 présente les courbes de la consommation spécifique du moteur en fonction de la variation de la charge pour l'huile de coton pure et le gazole avec un taux d'EGR de 20%.

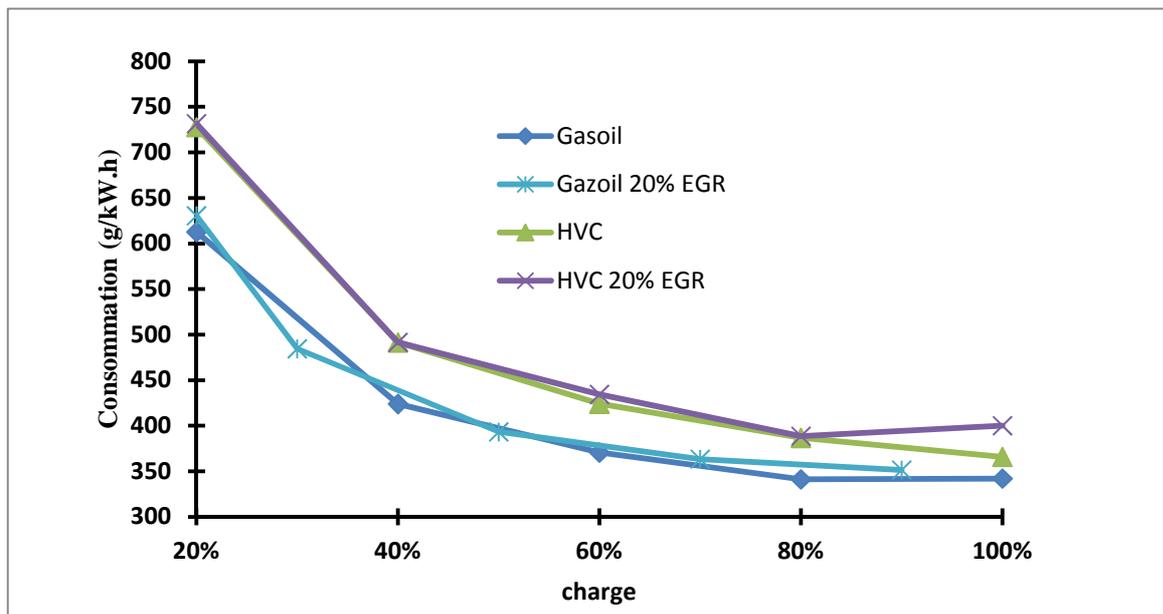


Figure 33: consommation spécifique du moteur en fonction de la charge

A travers les courbes de la figure 33 nous remarquons que la consommation spécifique décroît lorsque la charge augmente qu'il s'agisse du gazole ou de l'huile de coton avec ou sans EGR. Les consommations sont faibles avec l'essai gazole sans EGR avec une légère augmentation avec l'essai gazole avec EGR. Ensuite vient l'essai d'huile pure de coton avec une augmentation significative et enfin l'essai d'huile pure de coton avec EGR dont la

consommation est relativement supérieure. De 20 à 40% de charge et comme carburant huile végétale de coton, la consommation du moteur avec et sans EGR est pratiquement la même. Pour des charges supérieures à 40%, la consommation spécifique du moteur avec EGR et comme carburant l'huile végétale de coton est faiblement plus élevée que celle de l'huile pure de coton sans recirculation. Nous pouvons donc affirmer que la consommation spécifique augmente avec la recirculation des gaz d'échappement. Le maintien de la puissance provoque cette surconsommation observée.

b. Etude du rendement effectif du moteur

La figure 34 présente les courbes du rendement effectif du moteur en fonction de la variation de la charge pour l'huile de coton pure et le gazole avec ou sans EGR

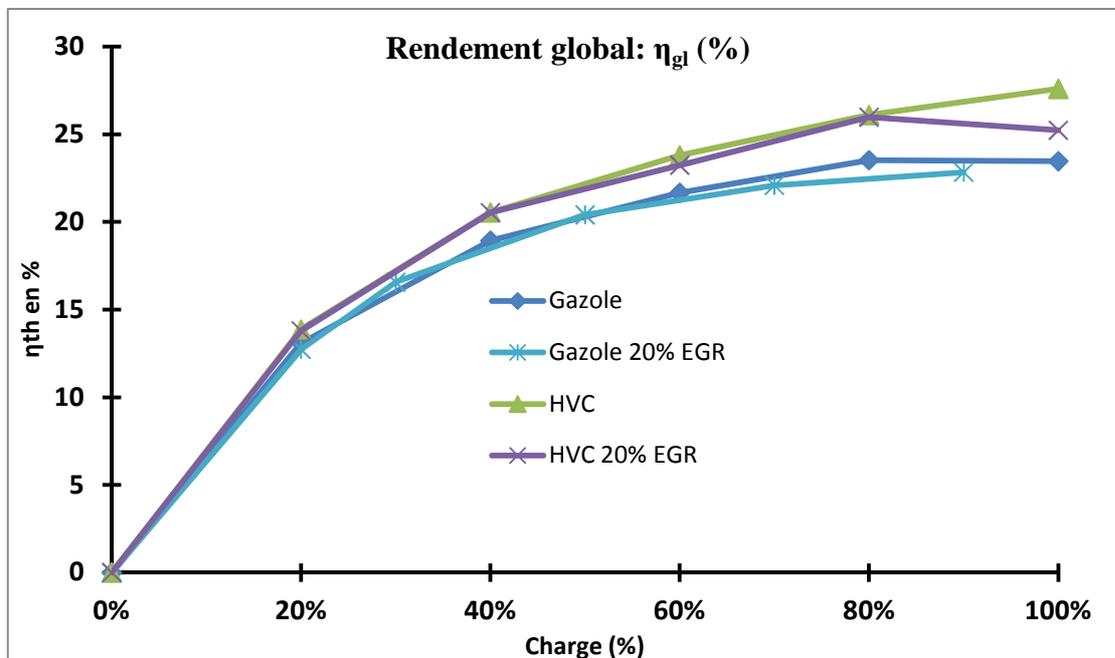


Figure 34 : rendement global du moteur en fonction de la charge (Essai EGR)

Le rendement effectif ou global du moteur croît lorsque la charge augmente pour tous les carburants et avec ou sans EGR. Il est plus élevé avec l'huile végétale de coton avec ou sans EGR. Il est identique lorsque le moteur est chargée entre 20 et 40% avec de l'HVC avec ou sans EGR. Le meilleur rendement est obtenu avec l'huile végétale de coton sans EGR. Nous remarquons que l'effet EGR contribue à réduire le rendement global aux charges élevées. L'EGR entraîne des pertes d'énergie due à l'augmentation des pertes aux parois mise en évidence par Charlet [36].

Nous remarquons une diminution de la puissance délivrée du moteur avec la recirculation que ce soit avec le gazole ou l'HCP. Cette diminution est beaucoup plus visible aux fortes

charges. Cette perte de puissance s'explique par une augmentation des pertes de chaleur aux parois. En effet, les gaz admis dans le moteur sont un mélange d'air atmosphérique froid et de gaz brûlés chauds. Ce mélange est d'autant plus chaud que la charge du moteur est élevée (tableau 12). Cette augmentation de la température des gaz admis accroît le niveau moyen de la température dans le cylindre, ce qui augmenterait les pertes de chaleur aux parois.

c. Etude de la température des gaz d'échappement du moteur

La figure 35 présente les courbes de la température des gaz d'échappement du moteur en fonction de la variation de la charge pour l'huile de coton pure et le gazole avec ou sans EGR

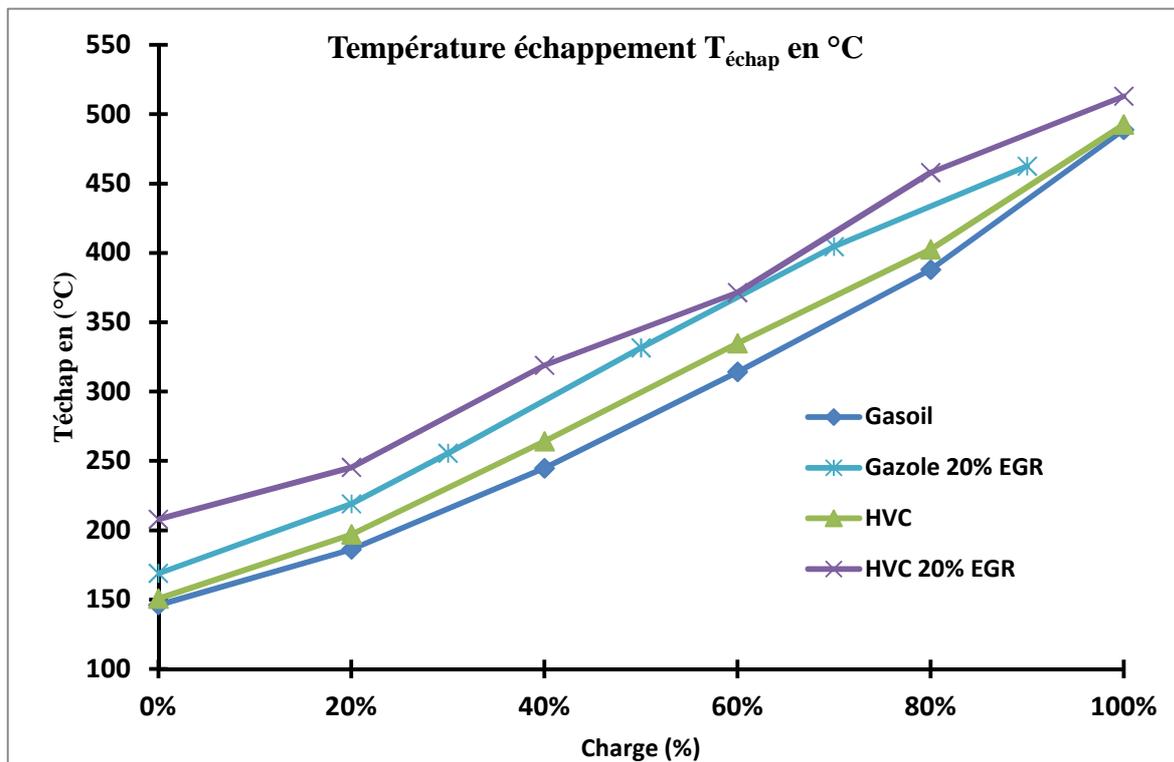


Figure 35 : température des gaz d'échappement du moteur en fonction de la charge (Essai EGR)

La température des gaz d'échappement du moteur augmente avec la recirculation pour toutes les charges du moteur. La température est plus élevée avec l'HCP avec EGR suivi du gazole sans EGR puis de l'HCP sans EGR. Ceci est dû d'une part à la recirculation qui augmente le niveau moyen de la température des gaz dans la chambre et d'autre part à la surconsommation de HCP. Ce résultat est conforme avec les résultats obtenus par Charlet [36]. Dans cette étude Charlet [36] met en évidence l'effet de l'augmentation de la température d'échappement sur la combustion. Son étude montre une évolution sensible et systématique du taux de dégagement de chaleur. La surface de la phase de pré-mélange diminue en fonction de l'augmentation de la recirculation. Ce phénomène est, lui aussi, lié à l'augmentation de la température des gaz

admis. En effet, cette augmentation facilite l'obtention des conditions d'auto-inflammation du mélange. On passe donc plus rapidement à la phase de diffusion. Charlet [36] constate en parallèle une petite diminution du délai d'inflammation.

II.2 Résultats et analyse des émissions de gaz d'échappement du moteur

a. Etude des émissions d'oxyde d'azote (NO_x) du moteur

La figure 36 présente les courbes des émissions de NO_x du moteur en fonction de la variation de la charge pour l'huile de coton pure et le gazole avec ou sans EGR

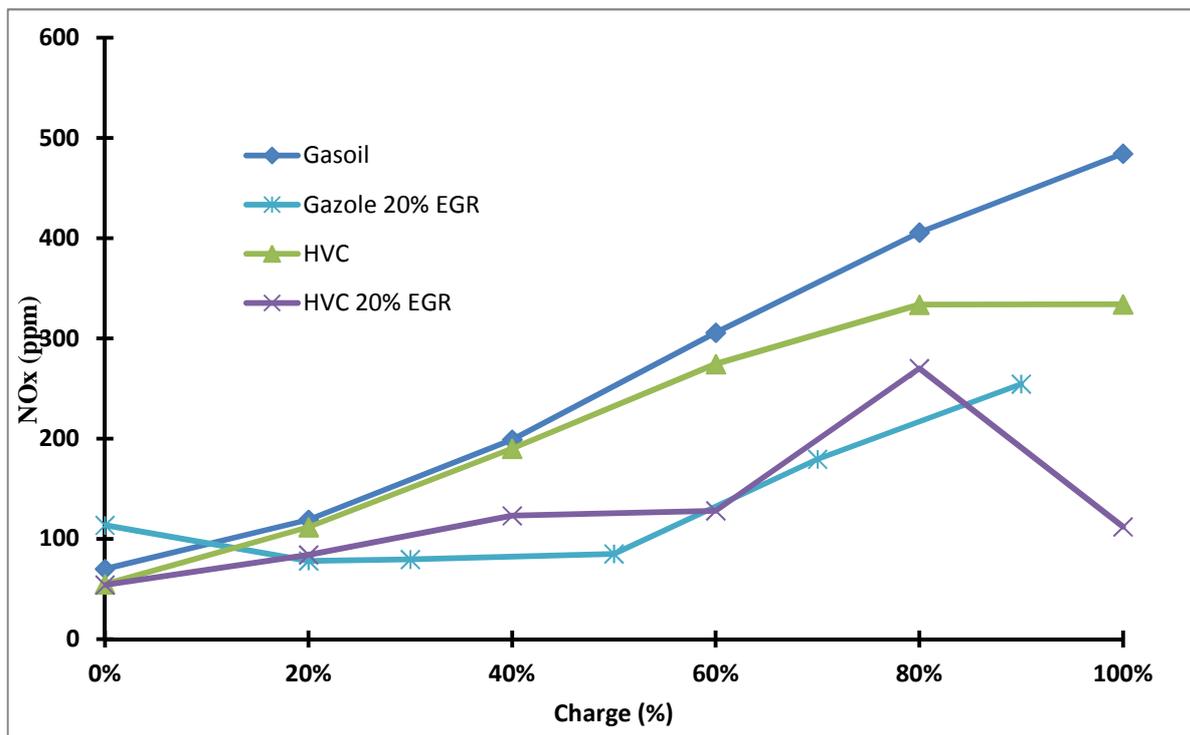


Figure 36 : émissions des NO_x du moteur en fonction de la charge (essai EGR)

Les émissions de NO_x sont très influencées par la recirculation des gaz d'échappement. On peut remarquer une forte diminution de ces émissions avec la recirculation que ce soit avec le gazole ou l'huile de coton. Cette réduction est estimée :

- En moyenne à 25% pour l'HVC aux charges faibles et 66,5% pour la charge maximale ;
- En moyenne, à 34,5% pour le gazole aux charges faibles et 47,5% pour la charge maximale.

Ceci permet d'attester que le système à EGR permet une diminution conséquente des oxydes d'azote. Ce phénomène est principalement visible à forte charge lorsque l'apport énergétique de la combustion est très faible.

Dans le chapitre 1 de ce document, nous avons expliqué les mécanismes de formation de NO_x . Il est évident que l'EGR agit sur ces mécanismes de formation. Tout dépend de quelle manière. On pourrait penser que la présence des gaz brûlés peu réactifs dans les gaz admis diminue la température instantanée de la combustion et limite ainsi le mécanisme de Zeldovich. Seulement, l'analyse de la température d'échappement montre une augmentation de celle-ci avec la recirculation. D'où une augmentation de la température de la combustion. L'explication peut être l'influence de la recirculation sur la richesse locale pendant la combustion et diminue ainsi le mécanisme du « prompt NO ».

b. Etude des émissions de monoxyde de carbone du moteur

La figure 37 présente les courbes des émissions de CO du moteur en fonction de la variation de la charge pour l'huile de coton pure et le gazole avec ou sans EGR.

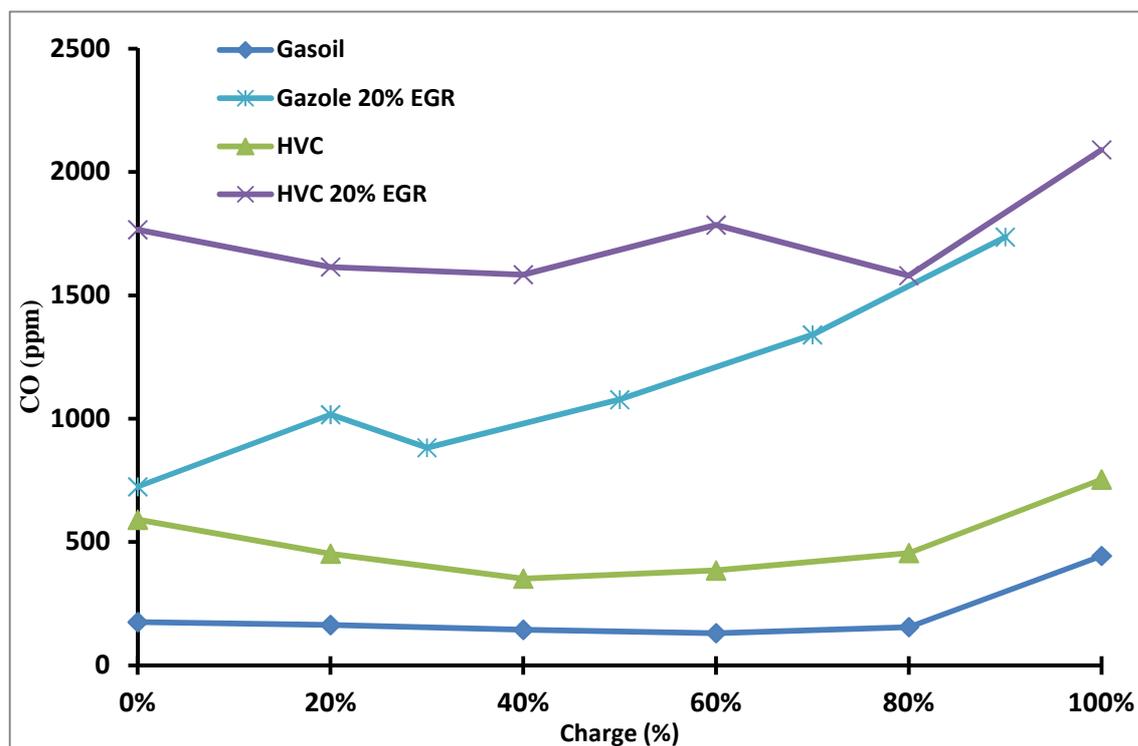


Figure 37 : émission de CO du moteur en fonction de la charge (essai EGR)

La recirculation a une grande influence sur les émissions de CO, aussi bien avec le gazole que pour la HCP.

Le CO émis est très faible avec le gazole sans EGR, suivi de l'huile végétale pure sans EGR. Les émissions sont importantes avec EGR pour le gazole et encore plus importantes lorsqu'il s'agit de l'huile de coton avec EGR. Les écarts sont plus importants entre les essais EGR et sans EGR aux charges élevées. Cette évolution s'explique par la richesse du mélange. La combustion dans le moteur diesel nécessite un excès d'air assez important. Lorsque, la charge augmente, cet excès d'air diminue. La combustion est alors riche et elle commence à se dégrader. Les produits de la combustion incomplète commencent alors à apparaître comme le monoxyde de carbone (CO). Les émissions élevées de CO avec l'EGR et l'HCP comme carburant sont en plus dues à la mauvaise combustion des huiles végétales par rapport à celle du gazole.

c. Etude des émissions de dioxyde de carbone du moteur

Les émissions de CO₂ du moteur avec ou sans EGR et comme combustible l'huile pure de coton et le gazole sont présentées sur la figure 38 ci-dessous.

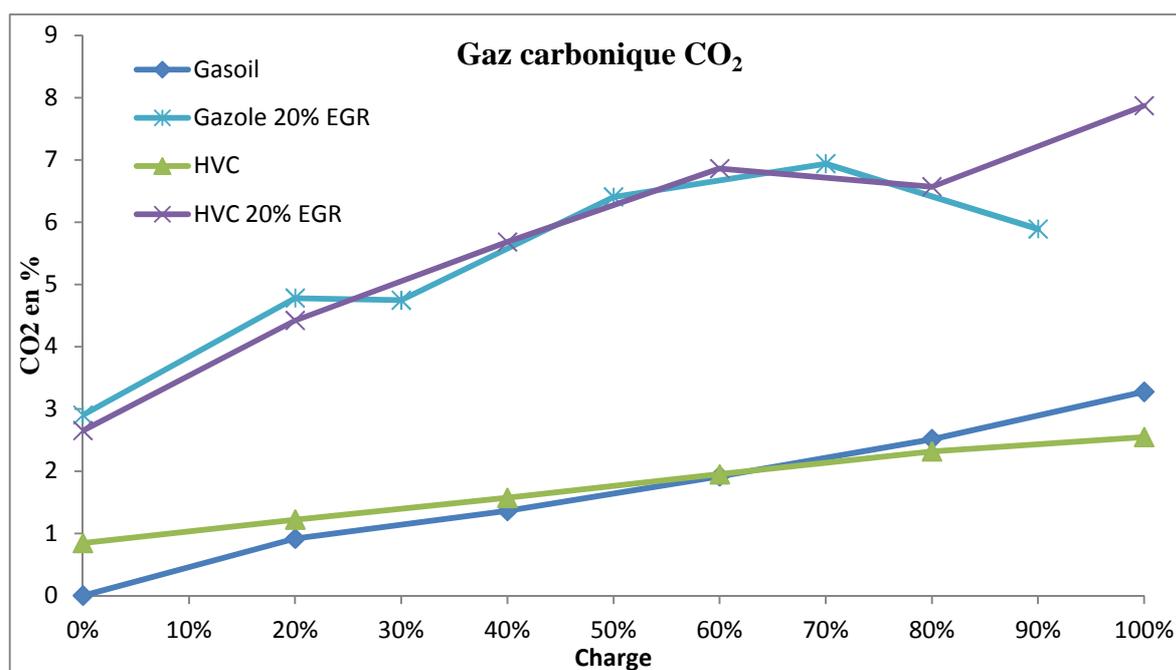


Figure 38 : émission de CO₂ du moteur en fonction de la charge (essai EGR)

Les émissions de CO₂ augmentent avec l'EGR pour les deux combustibles (HCP et gazole). Cette augmentation est d'autant plus importante que la charge est élevée. Les niveaux d'émissions de CO₂ du moteur restent comparables avec l'EGR pour l'HCP et le gazole. Même remarque avec les essais sans EGR. Pour comprendre une telle augmentation des émissions de CO₂ avec EGR, il est important de connaître la composition des gaz recyclés.

Le CO₂, le N₂ et la vapeur d'eau constituent les espèces majoritaires des gaz recyclés [36]. Ces trois principaux gaz sont considérés comme des espèces « inertes » d'un point de vue réactionnel mais peuvent cependant impacter la cinétique globale des mécanismes d'oxydation.

Le CO₂ et la vapeur d'eau ont ainsi un impact sur l'oxydation des combustibles surtout à travers la dilution et grâce à leur capacité calorifique Cp très supérieur au Cp de l'air ambiant. Cependant, ils peuvent avoir aussi un rôle d'oxydant. Les effets de CO₂ et de la vapeur d'eau sur la combustion sont donc très proches : ils retardent l'initiation, diminuent le pic de dégagement de chaleur et allongent la durée de combustion [73].

III. Conclusion

Dans ce chapitre, l'analyse des résultats montre que les effets dus à l'influence de la recirculation des gaz d'échappement sur le fonctionnement général du moteur, sont les mêmes quelque soit le carburant utilisé (huile de coton et gazole).

L'EGR augmente la consommation spécifique et diminue le rendement global. La recirculation augmente la température de la combustion mais aussi et surtout crée une combustion incomplète.

L'huile de coton avec des caractéristiques physico-chimiques différentes de celle du gazole se consume dans des conditions plus difficiles par rapport au gazole dans le moteur. Une utilisation du système EGR avec l'huile de coton semble présenter des risques d'encrassement dans la chambre de combustion du moteur.

Ce qui rend ces travaux particulier est le fait même que les essais ont été menés avec de l'HVP (huile Coton). En effet, non seulement la littérature scientifique est presque muette sur ce sujet mais les travaux existants ont été effectués avec le biodiesels et/ou le gazole. Pour cette raison, il est difficile de comparer les résultats obtenus dans ce chapitre avec ceux d'autres études. Il serait intéressant d'approfondir l'étude de l'EGR avec comme carburant les HVP afin de confirmer ou infirmer les résultats obtenus dans cette étude.

**Partie II : détermination des délais
d'inflammation et de la combustion
développée des huiles végétales pures de
coton et de Jatropha Curcas dans un
moteur à injection directe instrumenté.**

I. Objectifs

Dans la première partie de la thèse, nous avons menés une étude hors moteur (préchauffage de l'HVP et EGR) afin d'avoir les conditions optimales de fonctionnement du moteur diesel. La seconde partie de la thèse a comme objectif de mener une étude de la combustion des huiles végétales préchauffées et non préchauffées. Nous commencerons cette étude par faire un état de l'art sur la combustion. Avant de commencer l'étude de la combustion, une étude des performances et des émissions de gaz d'échappement du moteur à été menée sur le moteur diesel à injection directe du banc d'essai du Cirad afin de confirmer ou infirmer les résultats obtenus au chapitre 4 de la première partie. L'étude a comme objectif de mesurer les délais d'inflammation et de comparer les différentes phases de la combustion (combustion cinétique et combustion diffusante) des huiles végétales préchauffées ou non et du gazole dans un moteur à injection directe.

II. Etat de l'art de la combustion dans le moteur diesel

II.1 L'auto-inflammation

La combustion d'un mélange homogène air-combustible peut emprunter deux voies différentes. Si la vitesse de transformation des réactifs en produits est très faible, on parle d'oxydation lente. Si au contraire, la transformation des réactifs est quasi instantanée ce qui est le cas dans les moteurs thermiques, la réaction s'apparente alors à une combustion vive. Dans un moteur Diesel, le carburant s'enflamme spontanément par auto-inflammation, du point de vue de la cinétique, ce phénomène est associé à l'emballement de la réaction chimique. L'auto-inflammation est la manifestation du passage d'une vitesse de transformation lente des réactifs à une vitesse de transformation extrêmement rapide. Ce mode de déclenchement de la combustion est une particularité du moteur diesel qui n'est pas doté d'un dispositif d'allumage comme c'est le cas pour les moteurs à essence (présence de bougies). L'auto-inflammation est donc un phénomène primordial puisque c'est par elle que naît la combustion [6, 17, 36, 90].

II.2 Le délai d'auto-inflammation

Dans un moteur le délai d'auto-inflammation correspond au temps séparant la levée de l'aiguille de l'injecteur (c'est-à-dire de l'injection des premières gouttelettes de gazole) et le début de la combustion, il s'exprime en millisecondes ou en degrés de rotation vilebrequin (°V). Le phénomène d'auto-inflammation englobe deux délais, le premier s'apparente à un

temps physique et le second à un temps chimique. Il n'y a pas véritablement de séparation entre ces deux composantes car les processus d'ordre physique et chimique ne sont pas consécutifs, ils se déroulent en parallèle et s'influencent l'un l'autre :

- Le délai physique correspond au temps qui s'écoule entre l'introduction du gazole et l'instant où il existe localement une région de la chambre au sein de laquelle le mélange est propice à l'auto-inflammation. 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.

Expressions du délai d'inflammation [6, 17, 90]

$$\tau = AP^{-n} e^{\frac{E_A}{RT}} \quad 1$$

Avec :

τ : délai d'auto-inflammation ;

P : la pression cylindre

T : la température dans le cylindre

E_A : énergie d'activation nécessaire à l'initiation du processus cinétique.

A et n sont des constantes positives déterminées expérimentalement sur des tubes à chocs, par exemple.

L'expression (1) ne reflète pas exactement le délai d'auto-inflammation dans le moteur diesel puisque les essais sont réalisés pour des mélanges homogènes. Par conséquent, elle ne tient pas compte de tous les phénomènes physiques qui participent à la réaction complète [91]. L'équation du délai peut néanmoins s'étendre à la combustion dans le moteur Diesel ; dans ce cas, les constantes A et n sont relatives à la fois aux mécanismes physiques et chimiques. Cette approximation induit un facteur d'erreur plus important.

II.3 Le déroulement de la combustion

La combustion propre au moteur à allumage par compression se développe au travers quatre étapes distinctes identifiables grâce à l'étude de la pression cylindre P (Fig. 1 et 2). Une autre méthode d'analyse de la progression de la réaction consiste à calculer la vitesse de transformation de l'énergie chimique du carburant ou vitesse de dégagement de chaleur (Fig. 1 et 2). Elle s'obtient en appliquant le premier principe de la thermodynamique et la loi des gaz parfaits [90]:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad 1.2$$

Avec :

- $\frac{dQ}{d\theta}$: la vitesse de dégagement de chaleur ;
- γ le rapport des chaleurs spécifiques $\frac{c_p}{c_v}$ (ou rapport isentropique) ;
- V le volume de la chambre de combustion ;
- Et P la pression cylindre.

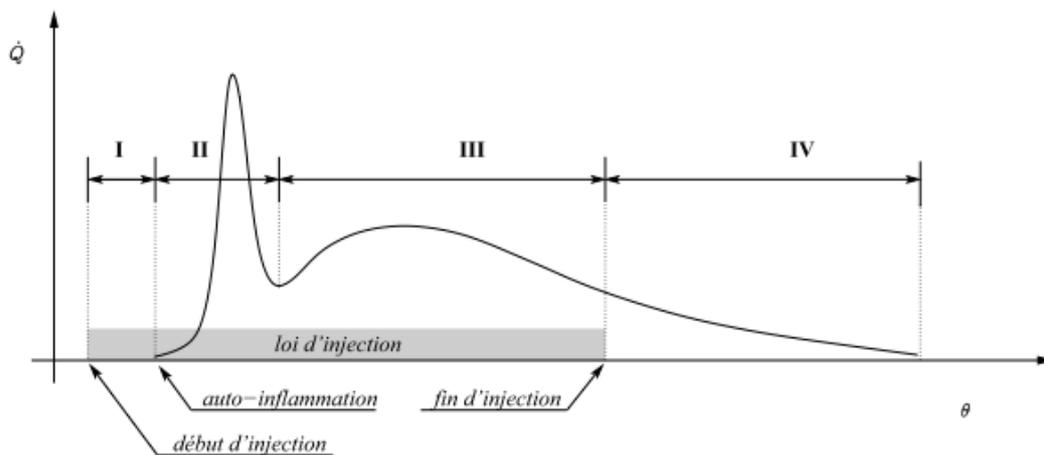


Figure 39 : évolution de la vitesse de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin [90]

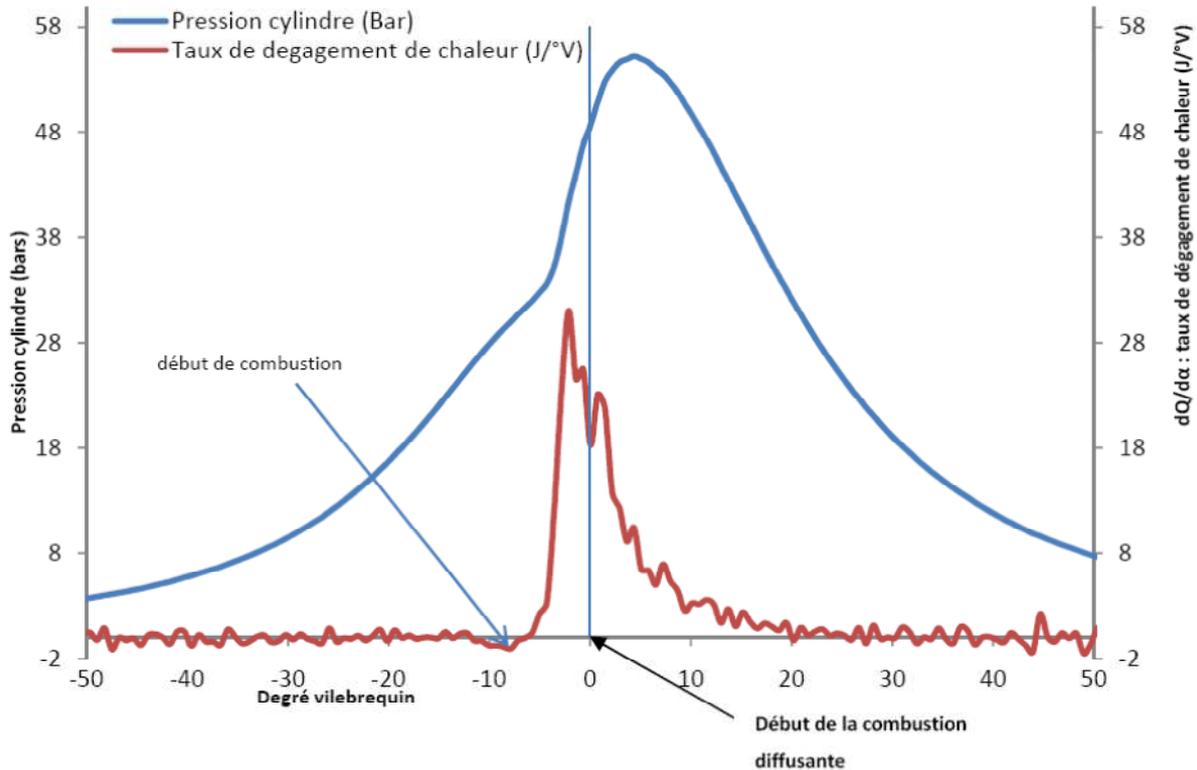


Figure 40: analyse des phases de la combustion

Etape I : délai d'auto-inflammation [91]

Nous l'avons vu précédemment, cette étape intervient dans l'intervalle qui sépare le début de l'injection du carburant et le début de la combustion. Elle correspond à un temps de préparation du mélange. Le point de départ de cette phase est facilement repérable. Le début de l'injection est déterminé par le début de levée d'aiguille de l'injecteur. Cependant, l'auto-inflammation du carburant qui marque son achèvement est plus délicat à détecter. Trois méthodes sont mises en œuvre à cet effet. Ces trois méthodes appliquées sur le même essai ne donnent pas rigoureusement les mêmes valeurs, on définit par conséquent trois délais d'inflammation expérimentaux[17].

- La première reposant sur l'analyse de la pression instantanée dans la chambre de combustion. L'inflammation du carburant se distingue par une rupture de pente dans l'évolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin (Fig. 1 et 2). Cette méthode simple peut être imprécise si la combustion démarre progressivement.
- La deuxième repose sur l'analyse du taux de dégagement de chaleur. La position du début de la combustion est déterminée par le dégagement d'une fraction de quantité de chaleur totale libérée par la combustion. Cette fraction est en général comprise entre 1 et 5%. Cette méthode est beaucoup plus précise que la méthode précédente. Elle

présente cependant l'inconvénient de reposer sur des valeurs calculées à partir de relevés expérimentaux et de paramètres thermodynamiques et géométriques : l'incertitude relative est importante.

- Une autre technique consiste à observer les phénomènes lumineux (chimiluminescence) à l'intérieur du cylindre. Le début de la réaction est marqué par l'apparition d'espèces chimiques, les radicaux ayant la propriété d'émettre de la lumière, notamment le radical hydroxyle *OH*. La précision d'une telle méthode est évidemment bien meilleure que la simple observation de la pression cylindre mais elle exige un matériel sophistiqué (capteur optique, spectromètre, caméra CCD).

Etape II : phase de combustion rapide [91]

La combustion démarre dans une zone de la chambre où le carburant injecté pendant le délai d'auto-inflammation a eu le temps de se mélanger avec l'air. La flamme qui en résulte est appelée flamme de pré-mélange. Elle se propage extrêmement rapidement sur tout le volume du cylindre où le mélange est homogène. Pendant cette phase, la vitesse de libération de l'énergie chimique est très importante et on observe un fort gradient de pression (4 à 5 bar/°V). Cette étape s'étale sur la brève période angulaire (quelques degrés vilebrequin) qui sépare l'auto-inflammation de l'instant où la pression atteint sa valeur maximale.

Etape III : combustion diffusante [91]

Dès que le mélange homogène est totalement consommé, la vitesse de transformation des réactifs décroît en raison du temps nécessaire à l'apparition de zones propices à la propagation de la flamme (atomisation, vaporisation). Le régime de combustion se modifie, la flamme de pré-mélange laisse la place à une flamme de diffusion. La vitesse de libération d'énergie dépend alors de la diffusion entre les réactifs. La combustion est essentiellement gouvernée par la loi de débit de l'injecteur, et par les phénomènes aérodynamiques. On considère que la fermeture de l'injecteur marque la fin de cette étape.

Etape IV : combustion tardive [91]

La combustion tardive met en jeu le combustible qui ne s'est pas encore mélangé avec l'air. Durant cette période, la vitesse de libération d'énergie est tributaire de la rencontre de l'air et du carburant. La combustion du carburant non encore utilisé dépend uniquement du brassage des gaz dans le cylindre, c'est pourquoi l'aérodynamique joue un rôle décisif au cours de ce dernier épisode de la réaction.

III. Descriptif du banc d'essai moteur

Les essais de la seconde partie de la thèse se sont déroulés dans le banc d'essai du Cirad de Montpellier. Ce banc d'essai est instrumenté et nous permet de faire l'étude de la combustion. Le banc comporte un moteur Diesel, un frein dynamométrique à courant de Foucault, un dispositif d'analyse des gaz d'échappement, un dispositif de mesure de la consommation, des capteurs de pression cylindre et d'injection, des capteurs de températures d'admission, d'échappement et d'huile de lubrification, un dispositif de contrôle du banc. Le schéma ci-dessous illustre le banc d'essai.

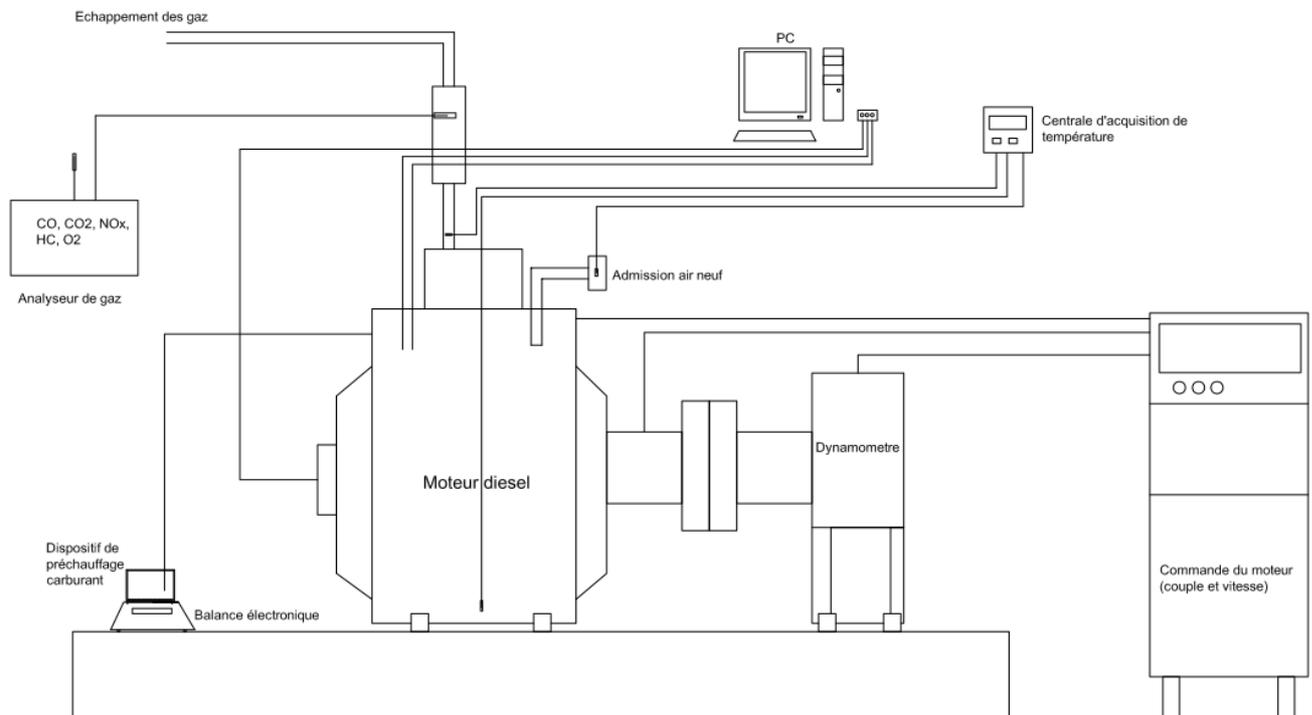


Schéma 7 : dispositif du banc d'essai du moteur Diesel à Injection directe

III.1 Description du moteur diesel

Un moteur monocylindre de marque HATZ ID80 à injection directe est utilisé sur le banc d'essai. Le moteur est refroidi par l'air. Les caractéristiques techniques du moteur sont décrites dans le tableau 9.

Tableau 14: caractéristiques du moteur diesel HATZ

Caractéristique	Spécification
Type	HATZ 1D80, quatre temps, refroidissement à air
Combustion	Injection directe, injecteur à 4 trous taré à 250 bars
Pompe d'injection	BOSCH
Nombre de cylindres	1
Alésage	100 mm
Course	85 mm
Cylindrée	667 cm ³
Couple maximal	38,5 Nm à 1850 tr/min
Puissance maximale	11 kW

III.2 Frein dynamométrique et dispositif de commande

Le frein utilisé sur le banc est un frein à courant de Foucault. Ce type de frein comporte un corps de frein (constitué de deux chambres de refroidissement avec des canaux de refroidissement concentriques) et un rotor à forme de disque situé à l'intérieur du corps de frein sur lequel se fixe l'arbre du moteur. Une bobine d'excitation, traversée par un courant continu, génère un champ magnétique dans lequel tourne le rotor. Des courants de Foucault sont alors générés dans la paroi interne du carter de refroidissement. Ce sont les champs magnétiques de ces courants qui sont à l'origine du freinage. La chaleur produite, consécutive au freinage, est dissipée par le circuit de refroidissement du frein. Quatre aérothermes placés à l'extérieur de la cellule de mesure sont utilisés pour le refroidissement du frein. Le montage en pendulaire du carter de frein et son logement, par l'intermédiaire d'un bras de levier, sur un dispositif dynamométrique permettent la mesure du couple de freinage. Un disque polaire de 60 pôles, placé sur l'extrémité de l'arbre du frein dynamométrique, génère dans un capteur tachymétrique des impulsions de tension selon le nombre de tours. Cette tension (10 V maximum) sert à l'affichage numérique ou analogique du nombre de tours. La puissance est déduite sur la base du couple et de la vitesse mesurée.

Le dispositif de commande du frein et celui du moteur permettent de faire varier la vitesse et le couple dans la plage des points de fonctionnement définis par la cartographie du moteur. Le dispositif de commande comporte un écran permettant l'affichage du couple et de la vitesse de rotation de l'arbre du moteur.

III.3 Dispositifs d'analyse des gaz d'échappement

Un analyseur de gaz Quintox KM 9106 est utilisé pour l'analyse des fumées du moteur. Cet analyseur est équipé de cellules électrochimiques. Il permet de mesurer les teneurs en O₂, NO, NO_x, CO, SO₂ dans les fumées sèches. Le taux de CO₂ est calculé en fonction des caractéristiques du combustible et de l'oxygène résiduel mesuré dans les fumées. Les fumées humides passent à travers une canne puis un conduit réchauffé à 115°C pour éviter la condensation et la dissolution de certains gaz (SO₂, NO_x). Les gaz passent ensuite dans un conditionneur de gaz de combustion (KM9008) permettant un refroidissement brusque des fumées humides. Le passage brusque en dessous du point de rosée de la vapeur d'eau permet de réduire le temps de condensation et de minimiser la dissolution des gaz. Les fumées « quasi-sèches » passent enfin dans l'analyseur de gaz. L'acquisition est effectuée à l'aide d'un boîtier de contrôle qui permet par la suite, Les caractéristiques techniques des cellules sont données dans le tableau 2.

Tableau 15 : caractéristiques techniques de l'analyseur de gaz Quintox KM9106

Paramètre	Gamme de mesure	Précision	Résolution
Température des fumées	0 – 1100 °C	1,0 ± 0,3% du relevé	0,1 °C
Oxygène (O ₂)	0 – 25%	-0,1% +2%	0,1%
Oxyde de carbone (CO)	0 – 10000 ppm	±20 ppm < (400 ppm) 5% du relevé (< 2000 ppm) ±10% du relevé (>2000 ppm)	1 ppm
Oxyde Nitrique (NO)	0 – 5000 ppm	±5% du relevé (>100 ppm) ±5 ppm (<100 ppm)	1 ppm
Dioxyde d'azote (NO ₂)	0 – 1000 ppm	±5% du relevé (>100 ppm) ±5 ppm (<100 ppm)	1 ppm
Dioxyde de soufre (SO ₂)	0 – 5000 ppm	±5% du relevé (>100 ppm) ±5 ppm (<100 ppm)	1 ppm
Dioxyde de carbone	0 – valeur combustible	±0,3%	0,1%

III.4 Dispositifs de mesure de la consommation et des températures

La consommation est mesurée grâce à une balance et un chronomètre. Une pompe à carburant électronique de gavage (FACET-PUROLATOR) assure le passage du carburant entre le réservoir et la pompe d'injection entre lesquels est placé un filtre.

La mesure de la masse ou le débit massique de carburant est effectuée en mesurant simultanément une masse M de carburant avec la balance et son temps de consommation Δt

$$\dot{m} = \frac{M}{\Delta t}$$

La consommation spécifique est ainsi déduite :

$$C_s = \frac{\dot{m}[\text{g/h}]}{P_e[\text{kW}]} = \frac{3600}{\eta_g \cdot PCI}$$

Où

C_s : Consommation spécifique en (g/kWh)

\dot{m} : Débit massique de carburant

P_e : Puissance effective recueilli sur le vilebrequin : $P_e = C_m \times N \times 2\pi / 60$

C_m : couple moteur et N : la vitesse de rotation du moteur.

La précision de mesure sur la consommation spécifique est donc fonction des incertitudes relatives du couple moteur, de sa vitesse de rotation et du débit massique de carburant consommé :

$$\frac{\Delta(C_s)}{C_s} = \frac{\Delta(N)}{N} + \frac{\Delta(C_m)}{C_m} + \frac{\Delta(\dot{m})}{\dot{m}}$$

Cette incertitude relative varie bien sûr avec le point de fonctionnement du moteur défini par les coordonnées N et C_m .

- L'erreur sur la pesée est de $\pm 0,2$. A titre d'exemple pour une mesure de 100 g, l'incertitude relative est de $0,4/100 = 0,4\%$
- L'erreur sur le régime : ± 10 tr/min (soit pour 1500 tr/min : $20/1500 = 1,3\%$)
- L'erreur sur le couple : $\pm 0,2$ mN (soit pour 36 mN : $0,4/36 = 1,11\%$)

Ainsi pour cet exemple, l'incertitude relative maximale est de $0,4+1,3+1,11 = 2,81\%$ sur la consommation spécifique. Une C_s de 250 g/kWh est en fait donnée avec un delta de $250 \times 2,81\% = 7,03$; soit $250 \pm 3,52$ g/kWh.

Le tableau 18 présente la consommation spécifique avec l'incertitude sur les valeurs.

III.5 Mesure des températures

Trois thermocouples de type K, placés dans le conduit des gaz d'admission d'air, d'échappement des fumées, et dans le carter d'huile de graissage. Un thermocouple est un circuit électrique constitué par deux conducteurs de nature différente qui sont reliés entre eux par deux soudures. Lorsque les deux soudures sont à des températures différentes, le thermocouple est le siège d'une différence de potentiel, qui est fonction de la nature des deux conducteurs et de la différence de température.

Un système d'acquisition permet le transfert des données en temps réel sur un ordinateur.

III.6 Mesure de la pression de la chambre de combustion

Le moteur HATZ est instrumenté pour mesurer la pression instantanée dans la chambre de combustion. Un capteur piézoélectrique est monté sur la culasse du moteur dans un alésage spécial et débouche directement dans la chambre de combustion. La méthode piézoélectrique est la plus répandue pour la mesure de pression de combustion, le principe est assez simple. L'effort de pression appliqué sur le diaphragme du capteur est transmis à un quartz de cristal. La force appliquée modifie la charge électrique du quartz. La charge électrique, proportionnelle à la pression, est convertie en signal de tension analogique exploitable par amplificateur spécifique. La tension analogique en sortie de l'amplificateur de charge est échantillonnée en synchronisation avec la position angulaire du vilebrequin grâce à une carte d'acquisition rapide (période d'échantillonnage égale à un demi-degré vilebrequin). Ce capteur ne nécessite aucun refroidissement spécial mais grâce à son diaphragme ThermoCOMP®, il est quasiment insensible aux chocs thermiques et la dérive à long terme du signal mesuré est minime. La construction avec isolement par rapport à la masse limite l'influence de perturbations électriques dues à des boucles de masse.

Il est important de préciser que le capteur mesure la pression relative et elle doit être corrigée par rapport à une valeur de référence. Cette dernière est égale à la pression au croisement, soit au point mort haut en fin d'échappement et au début d'admission, les deux soupapes ouvertes. Les données sont enregistrées avec un logiciel d'acquisition (LabVIEW), puis elles sont ensuite exportées au format ASCII pour le traitement numérique sur MATLAB.

III.7 Mesure de la pression dans la tubulure d'injection

La mesure de la pression d'injection de carburant est effectuée dans le conduit haute pression du circuit d'alimentation du moteur. Le capteur de pression est placé aussi près que possible de l'injecteur. Un capteur de pression piezorésistif Kistler est utilisé. Ce type de capteur est bien adapté à la mesurer de la pression dans le système d'injection. Ces capteurs de pression d'injection sont surtout dans la R & D des principaux constructeurs de moteurs Diesel.

III.8 Mesure de l'angle de vilebrequin

Sa plage de régime extrêmement étendue, de 0 ... 20 000 tr/min, permet d'utiliser ce capteur dans les moteurs les plus divers. Cette plage étendue de régime permet de mesurer l'angle du vilebrequin même sur des moteurs à régime élevé. Le codeur angulaire pour vilebrequin offre une résolution de 720 demi degrés vilebrequin par tour, soit 1440 points pour un cycle.

IV. Résultats des essais de performance et d'émission du moteur

IV.1 Introduction

Les essais de performance et d'émissions du moteur ont été réalisés avec une balance électronique, un réchauffeur de carburant, des sondes de température et un analyseur de gaz. Les combustibles utilisés sont : le gazole pur, l'huile de coton non préchauffée et préchauffée à 100°C, et l'huile de *Jatropha curcas* non préchauffée et préchauffée à 100°C.

Les carburants sont testés à des charges variables après une période de rinçage des conduits d'alimentation et d'injection (15 min de fonctionnement au ralenti). Pour différentes vitesses de rotation du moteur (1500, 2000 et 2400 tr/min), le couple est varié pour avoir 1/4, 1/2, et 4/4 de la puissance du moteur (tableau 3). La consommation spécifique, le rendement effectif, la température d'échappement et les émissions polluantes du moteur sont déterminées après une période de stabilisation du moteur de 6 minutes à chaque régime. Plusieurs séries d'essais sont effectués pour chaque point de fonctionnement pour un carburant donné.

Tableau 16: points d'essai du moteur diesel

POINT	TR / MN	C (mN)	Charge du moteur
1	1500	15	1/4
2		30	1/2 *
3		36	4/4
4	2000	18	1/2
5		36	4/4*
6	2400	10	1/4
7		20	1/2
8		32	~ 4/4*

Les caractéristiques des combustibles utilisés sont données dans le tableau 17. La température de la cellule au moment des essais se situait autour de 10°C. A cette température, les huiles végétales ne sont pas complètement liquide. Les huiles sont chauffées à 30°C pour les essais de l'huile non préchauffée et à 100°C pour les essais d'huile préchauffée.

Tableau 17 : caractéristiques physico-chimiques des combustibles

	Gazole	Huile de coton	Huile de Jatropha C
Viscosité à 40°C	3,3	35.7	36,79
Viscosité à 100°C (mm ² /s)	-	8,60	7,10
Densité à 15°C (kg/l)	844	922	919
Teneur en eau (ppm)	0	748	608,67
PCI (kJ/kg)	42 564	37 059	36 620
Indice de cétane[10]	50	35-40	45
Acidité (mg KOH/g)	-	0.10	13,78

IV.2 Résultats des performances et émissions.

2.1 Résultats des performances globales du moteur

a. Résultat de la consommation spécifique

La consommation spécifique de carburant diminue avec l'augmentation de la charge du moteur pour tous les combustibles (fig. 41 et 42). De façon générale, les courbes de consommation spécifique ont la même allure.

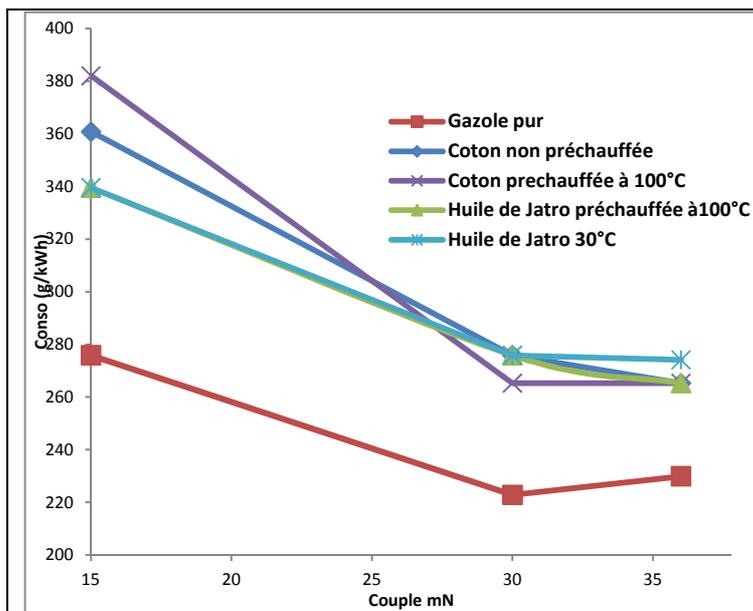


Figure 41 : consommation spécifique du moteur à 1500 tr/min

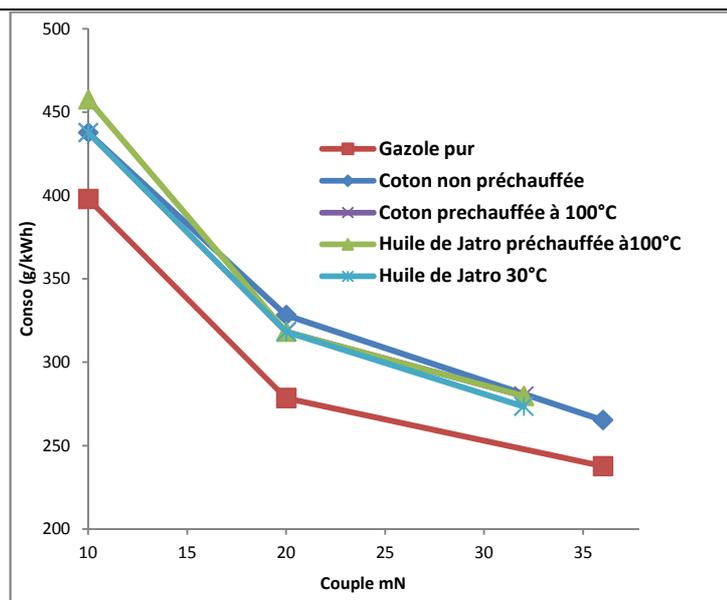


Figure 42 : consommation spécifique du moteur à 2400 tr/min

Tableau 18 : consommation spécifique de carburant avec l'incertitude sur les mesures.

Régime tr/min	Couple mN	kW Puiss	gazole		C30		C100		J30		J100	
			g/kWh CS	±	g/kWh CS	±	g/kWh CS	±	g/kWh CS	±	g/kWh CS	±
1500	15	2,36	275,87	5,60	360,75	7,30	381,97	7,72	339,53	6,88	339,53	6,88
1500	30	4,71	222,82	3,01	275,87	3,72	265,26	3,58	275,87	3,72	275,87	3,72
1500	36	5,65	229,89	2,85	265,26	3,28	265,26	3,28	274,10	3,39	265,26	3,28
2000	18	3,77	265,26	4,33	318,31	5,18	305,05	4,97	305,05	4,97	305,05	4,97
2000	36	7,54	225,47	2,41	271,89	2,90	271,89	2,90	265,26	2,83	271,89	2,90
2400	10	2,51	397,89	9,70	437,68	10,66	437,68	10,66	437,68	10,66	457,57	11,14
2400	20	5,03	278,52	3,99	328,26	4,69	318,31	4,55	318,31	4,55	318,31	4,55
2400	32	8,04	237,63	2,33	265,26	2,60	279,76	2,94	273,55	2,87	279,76	2,94

Au régime de 1500 tr/min, la consommation spécifique du moteur est plus faible, en moyenne de 16% pour le gazole par rapport aux huiles de coton et de Jatropha en pleine charge (tableau 19). A 2400 tr/min et en pleine charge du moteur, cette surconsommation en huile est en moyenne de 15% par rapport au gazole pur. La surconsommation en huile végétale par rapport au gazole est due au PCI des huiles végétales plus faibles comparé à celui du gazole. A puissance fournie égale, la masse injectée en huile végétale est de 7% plus élevée que celle du gazole pur.

La consommation spécifique du moteur est comparable entre l'huile de Jatropha préchauffée et non préchauffée à toutes les charges du moteur et aux régimes de 1500 et 2400 tr/min (elles sont presque superposées). Par contre la différence est plus marquée à 1500 tr/mn entre l'huile

de coton préchauffée et non préchauffée. A 2400 tr/min, les consommations spécifiques sont comparables entre l'huile de coton préchauffée et l'huile coton non préchauffée. La surconsommation en huile est plus importante au régime de 1500 tr/min qu'au régime de 2400tr/min (tableau ci-dessous).

Tableau 19 : comparaison des consommations spécifiques de carburant

Comparaison consommation spécifique					
Régime tr/min	Charge	G/C30	G/C100	G/J30	G/J100
1 500	1/4	-30,769	-38,462	-23,077	-23,077
	1/2	-23,810	-19,048	-23,810	-23,810
	~4/4	-15,385	-15,385	-19,231	-15,385
2 000	1/2	-20,000	-15,000	-15,000	-15,000
	~4/4	-20,588	-20,588	-17,647	-20,588
2 400	1/4	-10,000	-10,000	-10,000	-15,000
	1/2	-17,857	-14,286	-14,286	-14,286
	~4/4	-11,628	-17,733	-15,116	-17,733

G/C30 : gazole par rapport à l'huile de coton non préchauffée.

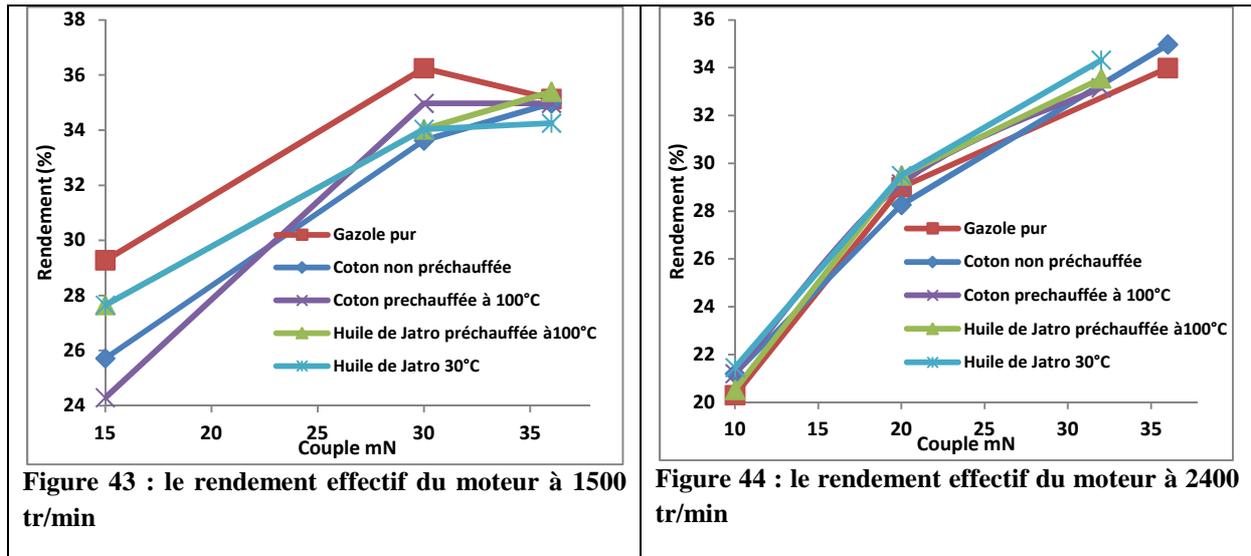
G/C100 : gazole par rapport à l'huile de coton préchauffée.

G/J30 : gazole par rapport à l'huile de Jatropha non préchauffée.

G/J100 : gazole par rapport à l'huile de Jatropha préchauffée.

b. Résultat du rendement effectif du moteur

Les rendements effectifs du moteur diesel pour différents combustibles au régime du moteur de 1500 et 2400 sont présentés dans les figures 43 et 44 ci-dessous. L'allure générale des courbes est la même pour l'ensemble des combustibles. Le rendement effectif du moteur augmente avec l'augmentation du couple moteur pour tous les régimes du moteur, ce qui est observé de façon courante.



A 1500 tr/min, le rendement est plus élevé avec le gazole par rapport aux huiles de coton et de Jatropha. Le rendement du moteur est comparable avec les huiles de Jatropha préchauffée et non préchauffée. Le rendement effectif du moteur est tantôt plus faible avec l'huile coton préchauffée par rapport à l'huile de coton non préchauffée (faible charge du moteur), tantôt plus élevé (50 et 100% de charge du moteur).

A 2400 tr/min, les rendements sont comparables pour l'ensemble des combustibles utilisés.

c. Résultats de la température des gaz d'échappement du moteur diesel.

Les figures 45 et 46 présentent les courbes de température d'échappement du moteur diesel en fonction du couple pour les régimes de 1500 et 2400 tr/min. Les courbes de température d'échappement du moteur ont la même allure et augmentent avec l'augmentation du couple.

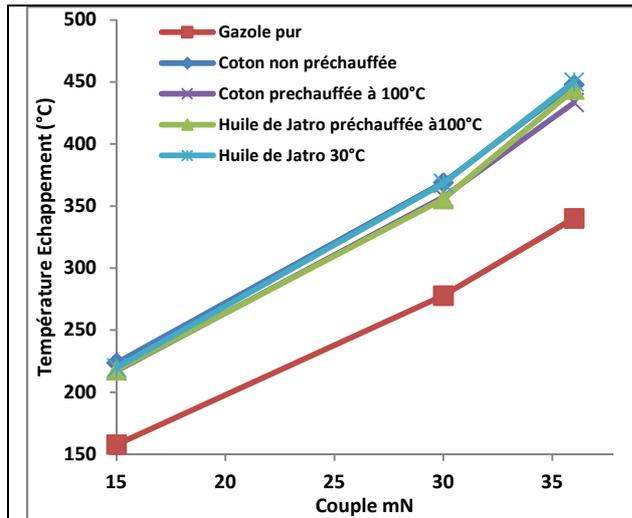


Figure 45 : température d'échappement du moteur en fonction du couple à 1500 tr/min

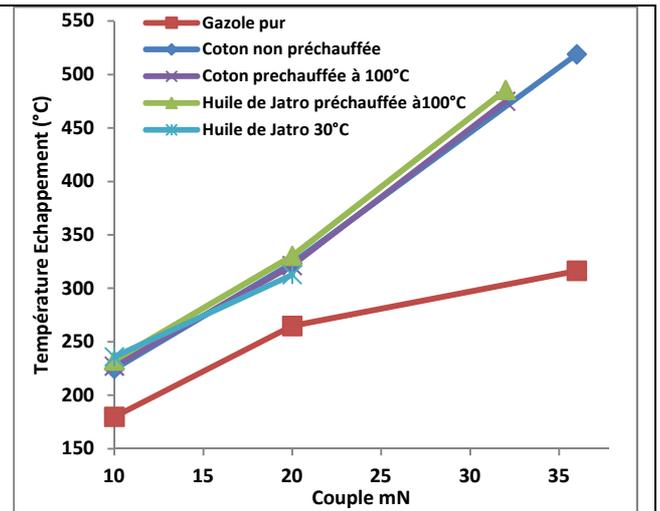


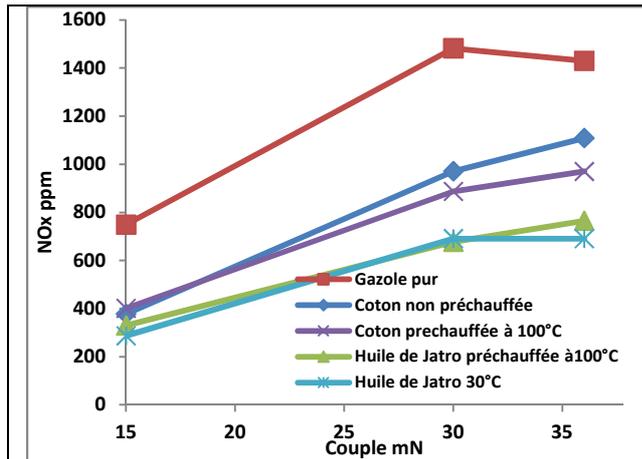
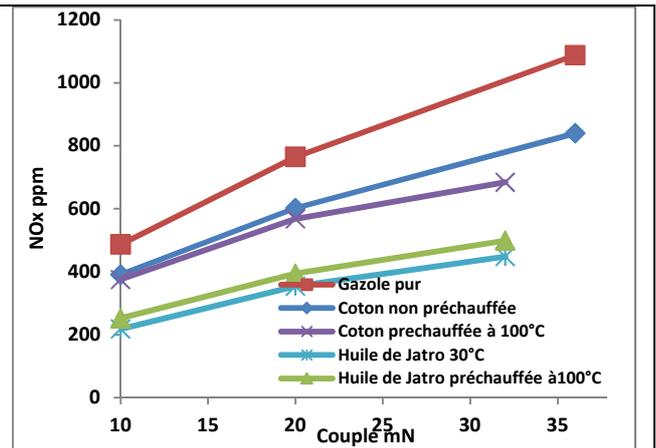
Figure 46 : température d'échappement du moteur en fonction du couple à 2400 tr/min

La température d'échappement du moteur est plus faible pour le gazole en moyenne de 35% par rapport aux huiles de coton et de Jatropha au régime de 1500 tr/min. Les températures d'échappement du moteur sont comparables pour les huiles de coton et de Jatropha préchauffées ou non. A 2400 tr/min, les niveaux de température sont comparables pour les huiles de coton et de Jatropha et, là aussi, élevés par rapport au gazole.

2.2 Résultat des émissions de gaz d'échappement du moteur

a. Résultat des émissions d'oxydes d'azote (NO_x)

Les émissions d'oxydes d'azote du moteur diesel aux régimes de 1500 et 2400 tr/min pour différents combustibles sont présentées dans les figures 47 et 48.

Figure 47 : émissions de NO_x du moteur au régime de 1500 tr/minFigure 48 : émissions de NO_x du moteur au régime de 2400 tr/min

Le tableau ci-dessous présente le rapport des émissions de NO_x entre le gazole et les huiles de coton et de Jatropha. Au régime de 1500 tr/min et pour 100% de la charge du moteur, les émissions de NO_x sont plus élevées avec le gazole en moyenne de 22% par rapport à l'huile de C30, 32% par rapport C100, 52% par rapport à l'huile de J30 et 46% par rapport à J100. Les plus faibles émissions de NO_x sont obtenues avec l'huile de Jatropha à toutes les charges du moteur. Les niveaux d'émissions sont comparables entre les huiles Jatropha préchauffée et non préchauffées (même remarque avec les huiles de coton). Une autre remarque est que la différence des émissions de NO_x entre le gazole et les huiles diminue avec l'augmentation de la charge au régime de 1500 tr/min. A 2400tr/min, cette différence augmente avec l'augmentation de la charge.

Tableau 20 : comparaison des émissions de NO_x

Comparaison des émissions de NO _x						
Régime tr/min	Charge	G/C30	G/C100	G/J30	G/J100	Moyenne
1 500	1/4	49,533	46,462	61,682	55,941	53,405
	1/2	34,480	40,148	53,374	54,251	45,563
	~4/4	22,448	32,168	51,678	46,503	38,199
2 000	1/2	23,039	25,123	53,309	45,956	36,857
	~4/4	21,057	29,096	57,657	48,315	39,031
2 400	1/4	19,713	22,998	55,236	48,255	36,550
	1/2	21,307	25,752	53,725	48,497	37,320
	~4/4	22,794	37,132	58,824	54,136	43,222

b. Résultat des émissions de monoxyde de carbone (CO)

Les figures 49 et 50 présentent les courbes d'émissions de CO du moteur en fonction du couple pour des régimes de 1500 et 2400 tr/min.

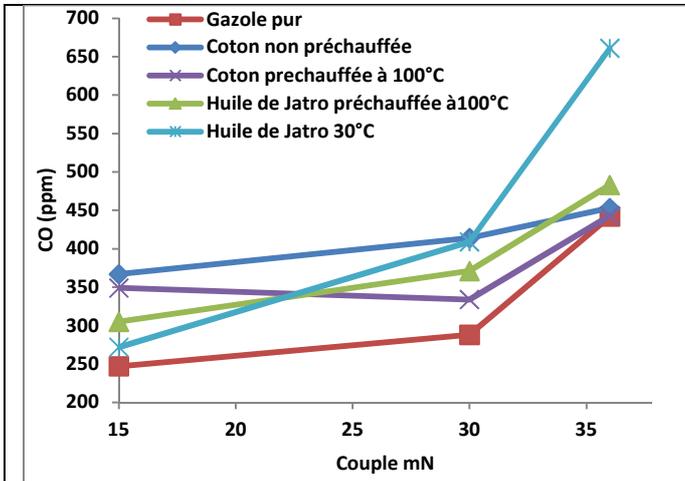


Figure 49 : émissions de CO du moteur au régime de 1500 tr/min

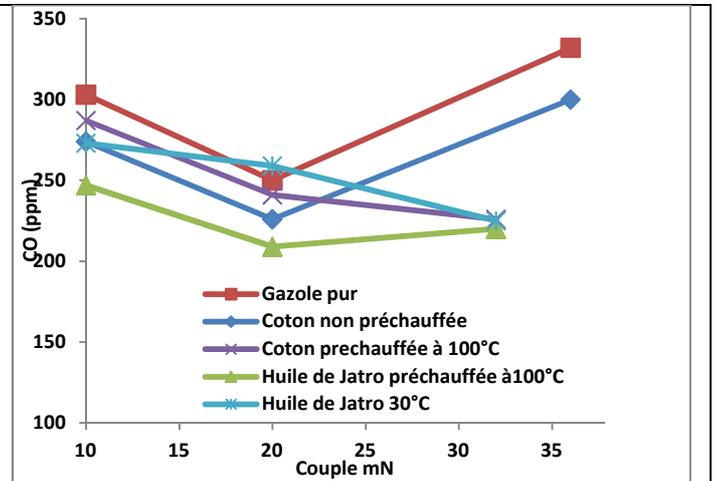


Figure 50 : émissions de CO du moteur au régime de 2400 tr/min

A 1500tr/min, les émissions de CO du moteur sont plus faibles pour le gazole à toutes les charges du moteur. Une tendance claire des émissions de CO ne distingue pas les huiles entre elles.

A 2400tr/min et pour toutes les charges du moteur, les émissions de CO sont plus élevées avec le gazole et plus faibles avec les huiles. Mais à charges élevées, on peut avancer que les huiles préchauffées provoquent moins de CO que les non préchauffées et le gazole.

c. Résultats des émissions de dioxyde de carbone (CO₂) du moteur

Les figures 51 et 52 présentent les niveaux d'émissions de CO₂ du moteur aux régimes de 1500 et 2400 tr/min pour différents combustibles.

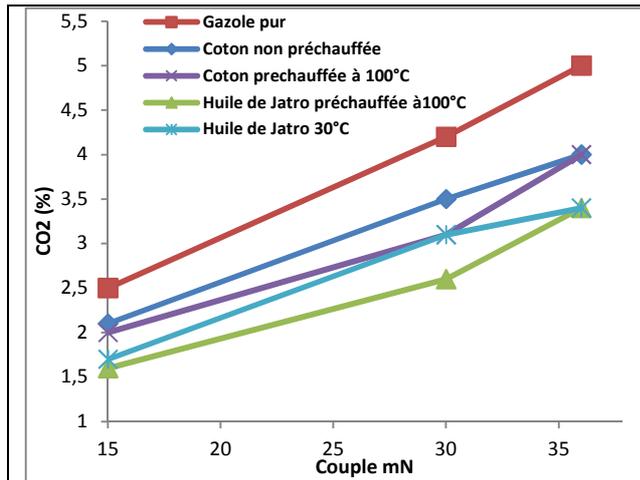


Figure 51 : émissions de CO₂ du moteur au régime de 1500 tr/min

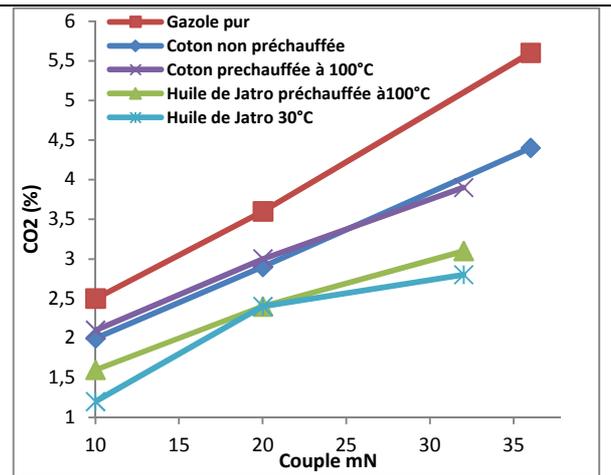


Figure 52 : émissions de CO₂ du moteur au régime de 2400 tr/min

Le gazole comme carburant donne les émissions de CO₂ les plus élevées pour tous les régimes et à toutes les charges du moteur. Les émissions de CO₂ sont élevées pour le gazole en moyenne de 20% par rapport aux huiles de coton et de 32% par rapport aux huiles de Jatropha à 1500tr/min et en pleine charge du moteur (tableau ci-dessous).

A 2400tr/min, pour toutes les charges du moteur, les niveaux d'émissions de CO₂ sont comparables pour les huiles de coton préchauffée et non préchauffée. Même remarque avec l'huile de Jatropha ou les émissions de CO₂ les plus faibles du moteur sont obtenues.

Tableau 21 : comparaison des émissions de CO₂ du moteur

Comparaison des émissions de CO ₂						
Régime tr/min	Charge	G/C30	G/C100	G/J30	G/J100	Moyenne
1 500	1/4	16,000	20,000	32,000	36,000	26,000
	1/2	16,667	26,190	26,190	38,095	26,786
	~4/4	20,000	20,000	32,000	32,000	26,000
2 000	1/2	20,000	16,667	30,000	33,333	25,000
	~4/4	19,231	17,308	36,538	34,615	26,923
2 400	1/4	20,000	16,000	52,000	36,000	31,000
	1/2	19,444	16,667	33,333	33,333	25,694
	~4/4	21,429	30,357	50,000	44,643	36,607

III.3 Analyse et discussions des résultats de performance et d'émissions de gaz d'échappement du moteur

- La surconsommation du moteur constatée avec les huiles de Coton et de Jatropha (fig. 41 et 42) est due à la différence de PCI entre les différents combustibles. En effet, le

PCI du gazole est plus élevé de 13%, et 14% respectivement par rapport aux huiles de coton et aux huiles de Jatropha. Pour la même puissance délivrée par le moteur, la masse injectée en huile est plus importante comparée à celle du gazole. Ce résultat est en accord avec ceux du chapitre 4 de la partie 1 de ce document et aussi avec la littérature.

- Les rendements effectifs du moteur sont comparables pour l'ensemble des huiles végétales utilisées (fig. 43 et 44). L'influence du préchauffage des huiles n'est pas perceptible sur les résultats obtenus. Le déficit énergétique de l'huile étant compensé par une surconsommation de celle-ci, l'énergie disponible obtenue est comparable entre le gazole et les huiles pure. Ce résultat est en contradiction avec ceux obtenus dans le chapitre 4 de la partie 1. Les avis sont partagés dans la littérature en ce qui concerne le rendement effectif du moteur, tantôt plus élevé avec l'HVP comme carburant par rapport au gazole[18], tantôt plus faible[21, 92].
- L'utilisation des huiles végétales comme carburants augmente la température d'échappement de celle-ci (fig. 45 et 46). Cette augmentation de la température d'échappement est la conséquence de l'augmentation de la température de combustion du moteur due à la mauvaise combustion des huiles comparée à celle du gazole. Ces résultats sont en accord avec des études antérieures et ceux du chapitre 4 de ce document [18, 21].
- Les émissions plus élevées de NO_x obtenues avec le gazole par rapport aux huiles végétales (fig. 47 et 48) sont en accord avec les travaux d'autres chercheurs [8, 21, 33, 54]. Les facteurs déterminants dans la formation des NO_x sont la température et les richesses locales. Les huiles de coton préchauffée et non préchauffée donnent des émissions de NO_x du moteur presque semblables. La même remarque est observée avec les huiles de Jatropha. Le préchauffage de l'huile n'a donc pas d'influence sur les émissions de NO_x.
- Les émissions de CO sont gouvernées par deux paramètres : la richesse locale en carburant et la température de combustion. Des conditions de température de combustion relativement faibles favorisent la mauvaise évaporation et préparation du mélange air/carburant. On remarque plus ce phénomène avec les huiles végétales qu'avec le gazole (fig. 49 et 50). A très fortes charges, la masse injectée de carburant est plus importante, les richesses locales sont plus élevées, conduisant à des émissions de CO plus élevées pour l'ensemble des combustibles. Plus le régime du moteur est

élevé, plus les émissions sont élevées avec le gazole par rapport à celles des huiles végétales.

- Les émissions de CO₂ sont élevées avec le gazole par rapport à celles des huiles végétales dues principalement à la bonne pulvérisation, atomisation et combustion du gazole. Le préchauffage des huiles végétales n'influence pas significativement les émissions de CO₂ du moteur. Ces résultats sont conformes à ceux d'autres études antérieures[33].

III.4 Conclusion partielle

Dans cette partie, nous avons étudié les performances et les émissions de gaz du moteur avec trois combustibles afin d'étudier l'impact de la viscosité des huiles végétales. Les huiles végétales ont été préchauffées à 100°C permettant de diminuer fortement leur viscosité. Les conclusions suivantes peuvent être faites :

Les résultats de performances et d'émissions de gaz obtenus avec ce moteur à injection directe montrent qu'il y a peu de différences entre une huile non réchauffée (dont la viscosité est 11 fois supérieure à celle du gazole) et la même huile réchauffée (viscosité 2 fois supérieure à celle du gazole). Ceci est plus net au régime de 2400 tr/min qu'au régime de 1500 tr/min.

A 2400 tr/mn, huiles de Jatropha et de coton se distinguent les unes des autres indiquant une nature physico-chimique différente. Le Jatropha pouvant être considéré ici comme un meilleur carburant que l'huile de coton.

Finalement, la viscosité élevée n'est pas le premier facteur de la dégradation des performances et des émissions de gaz dans ce moteur diesel à injection directe.

Au vu des résultats obtenus dans cette partie, la même conclusion est obtenue que dans le chapitre 4 de ce document : le préchauffage des huiles de Jatropha et de coton n'a pas une influence significative sur les performances et les émissions du moteur. L'influence est surtout due aux conditions de préparation air/carburant, les richesses locales et aux conditions expérimentales. Ceci pour deux moteurs Diesel à injection directe de la famille des petites cylindrées.

IV. Etude de la combustion

IV.1 Délai d'inflammation

a. Objectif

L'objectif de cette étude est de montrer l'influence du réchauffement des huiles de coton et de Jatropha - donc de la viscosité - sur le délai d'inflammation.

b. Hypothèse de base

Le délai d'inflammation est déterminé par deux positions bien distinctes. La position du début de l'injection est déterminée par le capteur de pression se trouvant dans la tubulure d'injection. La position du début de combustion est déterminée par le dégagement d'une fraction de la quantité de chaleur totale libérée par le combustible.

Toutes les mesures de délai d'inflammation sont effectuées dans les mêmes conditions d'utilisation du moteur.

La cellule d'essai est à la température ambiante extérieure.

c. Résultats expérimentaux

Les résultats expérimentaux de délai d'inflammation sont donnés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 22 : délais d'inflammation comparés entre le gazole, les huiles de coton et de Jatropha curcas pour le moteur.

Régime tr/min	Couple mN	Délai d'inflammation (° vilebrequin)				
		Gazole	Coton	Coton à 100°C	Jatropha	Jatropha à 100°C
1500	15	4,55	4,16	5,11	3,54	4,00
	30	3,87	3,00	3,50	3,04	4,02
	36	3,54	3,06	3,48	3,51	3,53
2000	18	3,55	4,03	4,56	4,03	3,55
	36	3,55	2,54	2,55	2,54	2,54
2400	10	4,56	5,04	4,54	4,56	4,55
	20	4,08	4,06	3,54	4,04	3,53
	32	3,03	1,92	2,01	3,04	1,67

Ces chiffres sont des résultats bruts de calcul, l'incertitude estimée est ici de +/- 0,25.

Les délais d'inflammation présentent des grandeurs comparables pour l'ensemble des combustibles utilisés (gazole, Jatropha et coton) à tous les régimes (1500, 2000 et 2400 tr/min). Néanmoins il est possible d'observer des tendances :

A faible régime (1500 tr/mn) :

- Les huiles végétales non réchauffées présentent des délais d'inflammation plus courts que le gazole,
- Le réchauffage des huiles ne réduit pas le délai (c'est même le contraire apparemment).

A haut régime (2400 tr/mn) :

- L'ensemble des huiles végétales présentent des délais égaux ou plus courts que le gazole,
- Le réchauffage des huiles semble entraîner une réduction des délais.

A faibles charges (ici 10, 15 ou 18 m.N) :

- L'huile de Jatropha montre une tendance à des délais plus courts que l'huile de coton.
- Cette tendance est plus nette quand les huiles sont réchauffées

A fortes charges (ici 32 ou 36 m.N) :

- les huiles réchauffées ou non présentent des délais plus courts que le fuel
- il n'y a pas de différences entre huiles de Jatropha et de coton réchauffées ou non.

En résumé :

1. les huiles végétales présentent des délais d'inflammation plus courts ou égaux à ceux du gazole. Plus la charge du moteur augmente plus cette tendance se confirme.

Ce résultat est contraire à ceux obtenus par la plupart des chercheurs ou le délai d'inflammation est plus long avec les huiles végétales par rapport au gazole [6, 93]. La raison principale évoquée est la faible valeur de l'indice de cétane des HVP comparée à celle du gazole.

A faible régime, 1500 tr/min : le délai d'inflammation a tendance à augmenter avec le préchauffage de l'huile de coton mais aucune tendance nette n'est à noter avec l'huile de Jatropha

2. Il n'apparaît pas de différences marquées entre l'huile de Jatropha et l'huile de coton.

3. Le réchauffage des huiles ne semble avoir un effet sur une réduction du délai que dans les basses charges : le Jatropha montre alors une tendance à des délais plus courts que ceux du coton. Cela peut être attribué à l'importance de la granulométrie des gouttelettes du jet surtout pour les très faibles quantités injectées. Mais ceci peut être due à également à l'acidité élevée de l'huile de Jatropha par rapport à l'huile de coton (voir tableau des caractéristiques de carburant). L'acidité (% d'acides gras libres) agissant comme un améliorant d'indice de cétane des huiles végétales [6].

d. Conclusion partielle

Rappelons que le délai d'inflammation est d'autant plus nocif qu'il est plus long. De surcroît, un délai qui se prolonge risque de permettre que le jet de combustible atteigne les parois et, si celles-ci sont froides, le carburant risque de couler et d'aller polluer l'huile de graissage. Si les parois sont chaudes, des dépôts de produits de combustion incomplète.

Au final, un délai long [90, 94]:

- dégrade mécaniquement le moteur,
- diminue le rendement global,
- dans le cas des huiles végétales il peut être favorable à la formation des dépôts dans la chambre de combustion.

Ces résultats de délai d'inflammation indiquent un comportement satisfaisant des huiles végétales choisies pour ces travaux mais ne nous permettent pas de tirer des conclusions claires sur l'influence du réchauffage des huiles sur l'initiation de la combustion.

Par la suite, nous verrons si l'étude de la combustion développée permet de noter une différence significative, entre le gazole et les huiles végétales d'une part et entre les huiles préchauffée et non préchauffée d'autre part.

IV.2 Etude de la combustion développée

L'analyse de la combustion se fait à l'aide de la loi de dégagement de chaleur qui représente l'évolution de la libération d'énergie chimique contenue dans le combustible pendant la phase de combustion. La loi de dégagement de chaleur est calculée à partir des relevés expérimentaux de pression instantanée du cycle.

a. Objectif

L'objectif de l'examen de la combustion développée des différents carburants est d'étudier l'impact de la viscosité des huiles végétales. Pour ce faire, les huiles de coton et de Jatropha ont été préchauffées à 100°C afin de réduire leur viscosité.

b. Hypothèses de base

Pour mener à bien cette étude un certain nombre d'hypothèses de base ont du être émises, a savoir :

- La pression et la température dans la chambre de combustion sont spatialement répartis.
- La température des parois est constante et uniforme au cours du cycle.
- Le gaz dans la chambre de combustion est considéré comme parfait.
- On considère le rapport des chaleurs spécifiques γ constant pour le calcul du dégagement de chaleur. Cependant γ n'est pas constant puisque la valeur de l'énergie interne du mélange évolue avec l'avancement de la réaction. Pour cette étude $\gamma = 1,4$

c. Calcul du taux de dégagement de chaleur

En appliquant les hypothèses de base ci-dessus, nous pouvons calculer une loi de dégagement de chaleur simplifiée :

L'équation des gaz parfait donne :

$$pv = mrT \quad (1)$$

$$pdv + vdp = mrdT \quad (2)$$

D'autre part

$$c_p - c_v = r \text{ et } c_p / c_v = \gamma \text{ d'où } c_v = \frac{r}{\gamma - 1}$$

Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire :

$$du = \delta q + \delta w \quad (3)$$

$$\text{Avec } \delta w = -pdv \quad (4)$$

$$(3) \text{ et } (4) \text{ donnent } \delta q = du + pdv \quad (5)$$

$$du = d\left(\frac{pV}{\gamma - 1}\right) \quad (6)$$

$$du = \frac{(pdv+vd p)}{\gamma-1} \quad (7)$$

L'équation (5) devient donc :

$$\delta q = \frac{\gamma}{\gamma-1} p dv + \frac{1}{\gamma-1} v dp \quad (8)$$

$$\frac{\delta q}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dv}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} v \frac{dp}{d\theta} \quad (9)$$

Avec θ l'angle de rotation du vilebrequin en °V

Cette équation traduit l'apport de chaleur global vu par le piston. Il faut tenir compte des pertes thermiques dues à la conductivité thermique des parois de la chambre de combustion pour déterminer l'apport de chaleur dû à la combustion du combustible.

Le bilan thermique s'écrit :

$$Q_a = Q_c + Q_p \quad (10)$$

Avec

Q_a : la quantité de chaleur apportée au gaz

Q_c : la quantité de chaleur dégagée par la combustion du combustible.

Q_p : quantité de chaleur échangée avec les parois.

Les échanges entre les gaz et les parois se font essentiellement par convection dans le moteur à allumage commandé (essence). Les pertes par rayonnement sont négligées (elles représentent quelques pour cent des pertes totales aux parois)[90]. Cependant, dans la combustion diesel, les pertes par rayonnement ne sont pas négligeables du fait des émissions de particules fortement rayonnantes[90]. Les pertes dans les parois représentent 30 à 40 % des énergies mises en jeu. On prend généralement en compte un coefficient d'échange par convection et rayonnement. Le transfert de chaleur du gaz vers les parois est supposé être une fonction linéaire de l'écart de températures entre les deux milieux échangeant de la chaleur.

On peut écrire :

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = hA(T - T_p) \frac{dt}{d\theta} \quad (11)$$

h : coefficient global de transfert de chaleur ($\text{Wm}^{-2}.\text{K}^{-1}$)

A : surface d'échange de chaleur (m^2)

T_p : Température de paroi de cylindre (donnée égale à 450K [68, 95])

T : Température instantanée des gaz (K)

t : temps (s)

$$\frac{dt}{d\theta} = \frac{1}{60N}$$

La première approche pour la détermination de h relève de corrélations empiriques avec des essais réalisés en bombe sphérique [96]. Cette approche établit l'influence de la température et de la pression du gaz, la vitesse de rotation du moteur sur ces transferts. D'autres auteurs apportèrent des ajustements au modèle de Nusselt (tableau 23).

Tableau 23 : Corrélations empirique pour h

Auteurs	h
Nusselt, (1923)[96].	$h = 0,99(1 + 1,24V_p)\left(\sqrt[3]{P^2T}\right)$ P en Mpa, T en K
Brilling, (1931)[97]	$h = 0,99(3,5 + 0,185V_p)\left(\sqrt[3]{P^2T}\right)$
Eichelberg, (1939)[90]	$h = 2,1\left(\sqrt[3]{V_p}\right)\sqrt{PT}$

Cette première approche était très approximative. Ainsi, elle fut abandonnée au profit de l'utilisation d'approches dimensionnelles en considérant des modèles d'écoulement de fluide sur une plaque plane ou en conduite. Les nombres dimensionnels utilisés se réduisent aux nombres de Nusselt (Nu), Reynold (Re) et Prandt (Pr):

$$Nu = \alpha Re^n Pr^m$$

Annand (1963)[98] est le premier à effectuer cette analyse : Il est suivi par d'autres auteurs. Le tableau 7 donne les corrélations les plus utilisées suivant ce modèle.

Tableau 24 : corrélations issues du modèle d'analyse dimensionnel

Auteurs	Corrélations
---------	--------------

<p>Annand (1963)[98] puis Annand et Ma (1967)[99]</p>	$\frac{Q_p}{A} = \left[a \frac{\lambda}{D} R_e^b (T - T_p) + d (T^4 - T_p^4) \right]$
<p>Woschni (1967)[100]</p>	$h = 110 \left[D^{-0,2} P^{0,8} \left(C_1 V_p + C_2 \frac{V_s T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \right)^{0,8} T^{-0,55} \right]$ <p>D : Alésage (m)</p> <p>V_s : volume balayé (m³)</p> <p>P, pression en bars</p> <p>T, température en K</p> <p>P_r, T_r et V_r, pression, température, volume à des conditions de référence (fermeture de la soupape d'admission par exemple)</p> <p>P_m, pression en moteur entraîné, sans combustion</p> $P_m = P_r \left(\frac{V_r}{V} \right)^k \text{ avec } k \approx 1,3$ <p>pour les phases de balayage $C_1 = 6, 18$ et $C_2 = 0$</p> <p>en compression $C_1 = 2,28$ et $C_2 = 0$</p> <p>en combustion détente, $C_1 = 2,28$ et</p> <p>$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ m/sK pour un moteur à injection directe,</p> <p>$C_2 = 3,22 \cdot 10^{-3}$ m/sK pour l'injection indirecte</p>
<p>Shiling et Woschni (1979) [101]</p>	<p>Ils prennent en compte l'effet du "swirl". Ainsi</p> <p>Pour le balayage $C_1 = 6,18 + 0,417 V_u / V_p$</p> $V_u = \pi D / V_{rot}$ <p>V_{rot}, vitesse de rotation de la charge gazeuse</p>

Tableau 25 : corrélations issues du modèle d'analyse dimensionnel (suite)

<p>Huber, Woschni et Zeilinger (1990)[102]</p>	$h = 127,9 D^{-0,2} P^{0,8} T^{-0,55} (C_1 V_{gaz})^{0,8}$
--	--

	$V_g = V_p \left(1 + \left(\frac{V_m}{V_r} \right)^2 PMI^{-0,2} \right) \text{ si } C_2 \Delta P < 2C_1 V_p \left(\frac{V_m}{V_r} \right)^2 PMI^{-0,2}$ $\text{et } V_g = V_p \Delta P \frac{C_2}{C_1} \text{ si } C_2 \Delta P \geq 2C_1 V_p \left(\frac{V_m}{V_r} \right)^2 PMI^{-0,2}$ <p>V_m, volume mort et PMI, pression moyenne indiquée</p>
Han et al. (1997)[103]	$h(\theta) = 687U(\theta)^{0,75} D^{0,25} P^{75} T^{0,465}$ $U(\theta) = 0,494V_p + 0,73.10^{-6} \left(\frac{1,35Pd\theta}{d\theta} + \frac{VdP}{d\theta} \right)$
(Hohenberg G F, 1979)[104]	$h = \frac{129,8P^{0,8} (V_p + 1,4)^{0,8}}{V_s^{0,06} T^{0,4}}$

Pour le taux de dégagement de chaleur expérimental, nous avons utilisé la forme simplifiée, sans calculs des pertes aux parois, compte tenu des moyens de mesures.

Pour l'étude de nos carburants dont nous ne connaissons a priori peu de choses sur la combustion, ce genre d'approche conserve le caractère comparatif recherché. La connaissance des différences de processus de libération de l'énergie ne peut être envisagée que grâce à l'étude de modèle plus précis, ceci pour chaque huile. Ce type d'étude déborde du cadre de ces travaux dont la prétention pourrait être d'apporter des éléments indicateurs à la mise en œuvre d'une telle recherche.

d. Résultats des essais

d.1 Résultats de la combustion avec l'huile de coton

Les figures ci-dessous présentent le taux de dégagement de chaleur, la pression de combustion et la pression dans la tubulure d'injection pour le gazole, le coton préchauffée et le coton non préchauffée en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin et pour un régime de fonctionnement 1500tr/min.

Nous remarquons dans les figures 53, 55 et 57 que la combustion est dominée par la phase de combustion rapide encore appelée phase de combustion de pré-mélange aussi bien pour le gazole que pour les huiles de coton (préchauffée et non préchauffée). Au cours de cette phase,

le pic de taux de dégagement de chaleur est plus élevé avec le gazole par rapport aux huiles de coton aux charges de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ et $\frac{4}{4}$ du moteur. La différence de taux de dégagement de chaleur entre le gazole et les huiles devient faible avec l'augmentation de la charge du moteur. A $\frac{4}{4}$ de charge on observe pour les huiles l'apparition d'une phase de combustion diffusante alors que le gazole présente toujours une combustion essentiellement de pré-mélange.

Les pressions de combustion dans le cylindre figures 54,56 et 58 sont comparables pour l'ensemble des combustibles avec une légère élévation pour le gazole suivi du coton préchauffée.

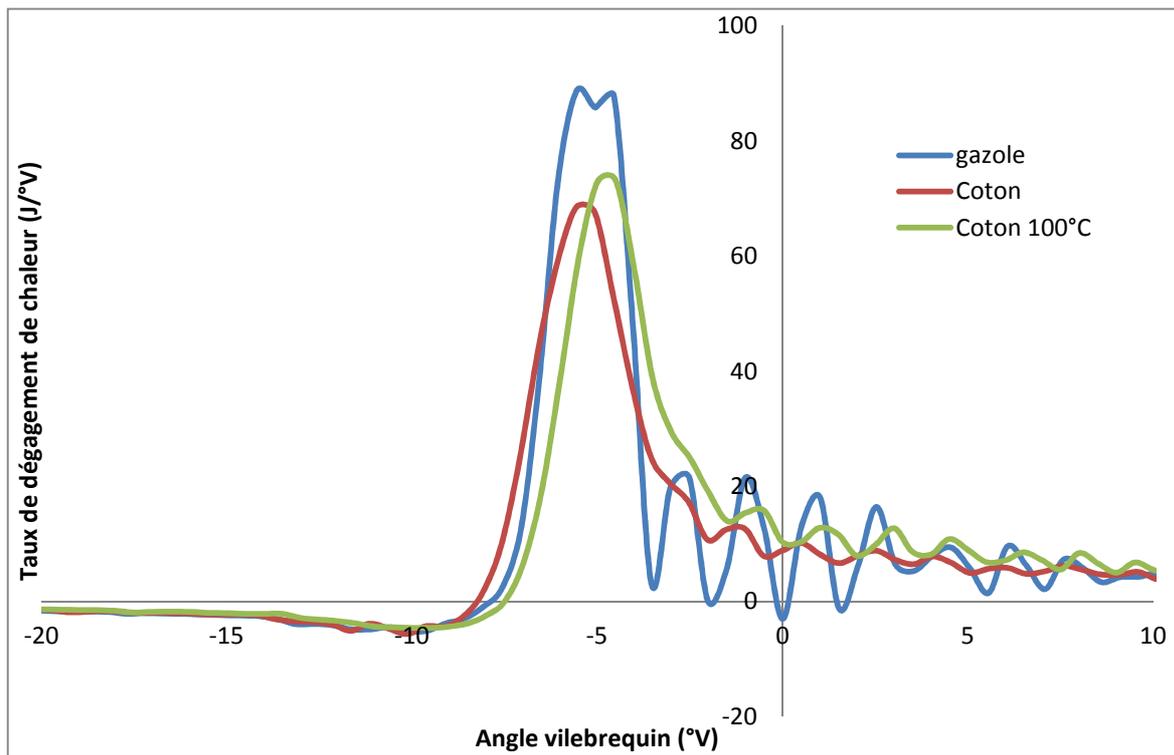


Figure 53 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N

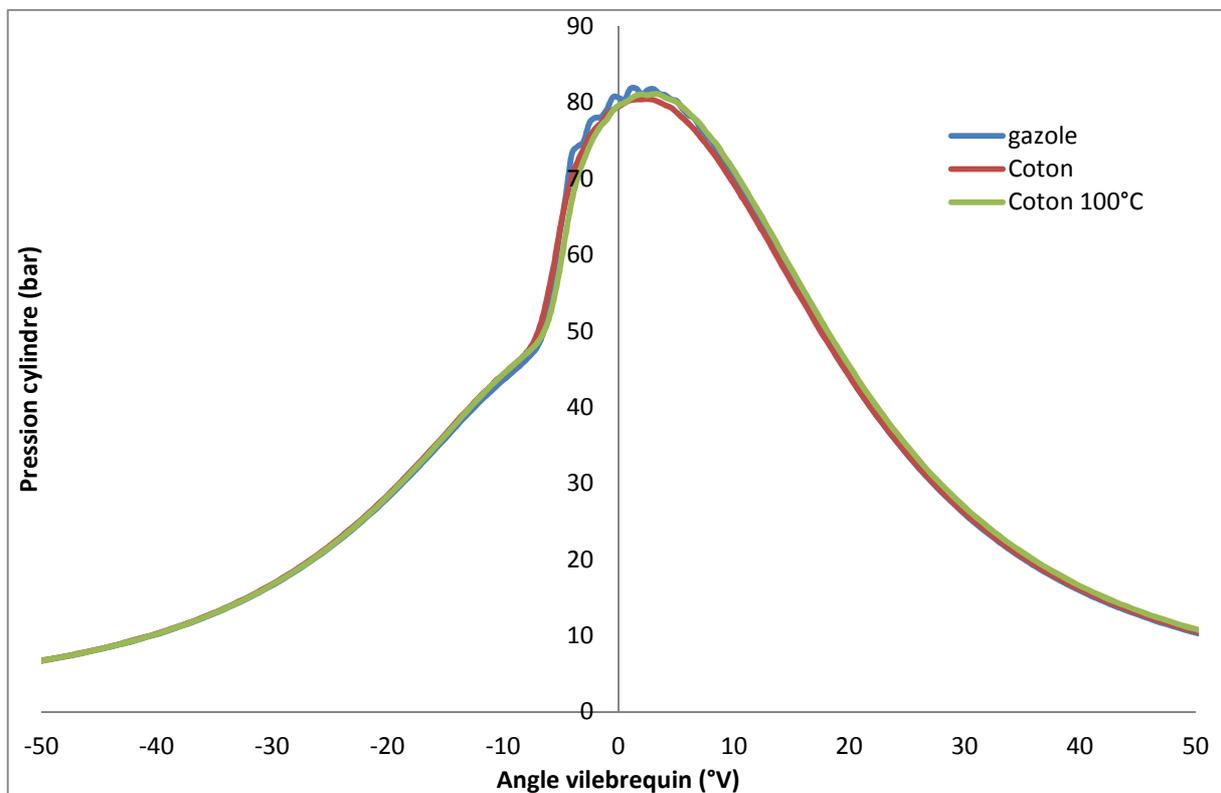


Figure 54 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N

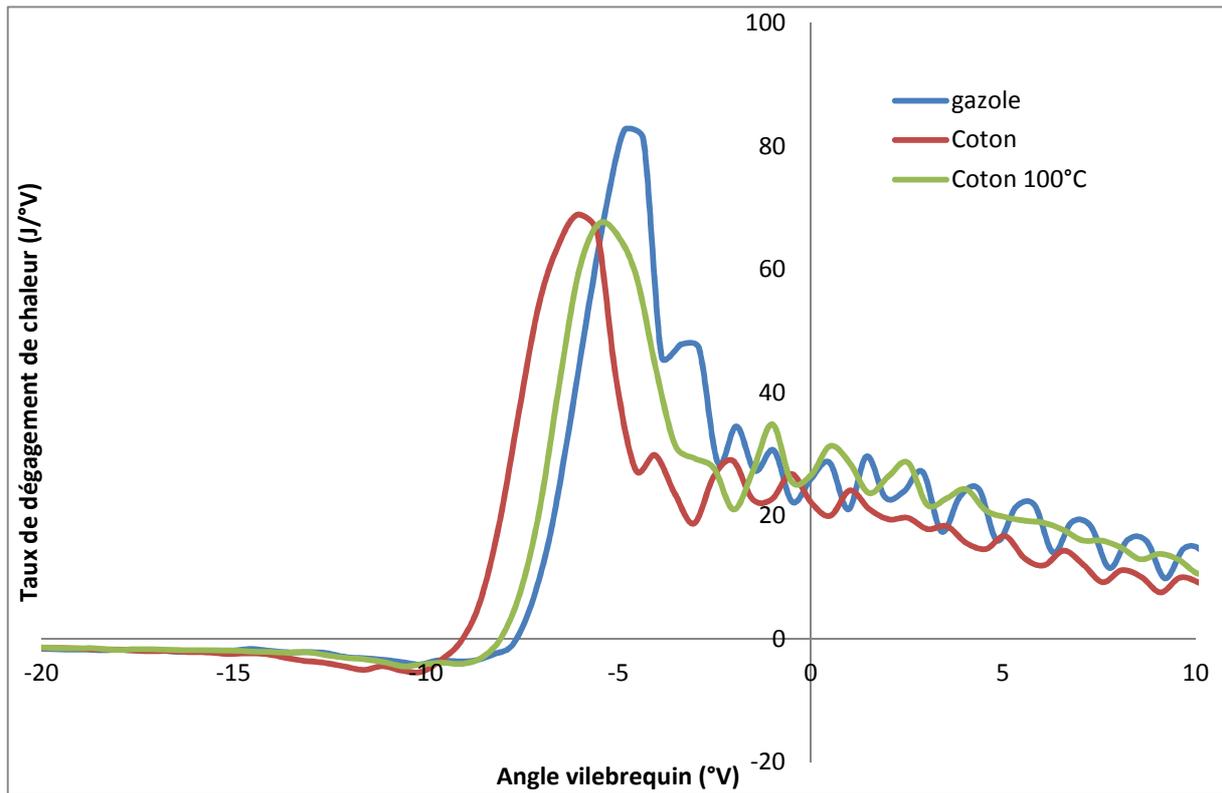


Figure 55 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N

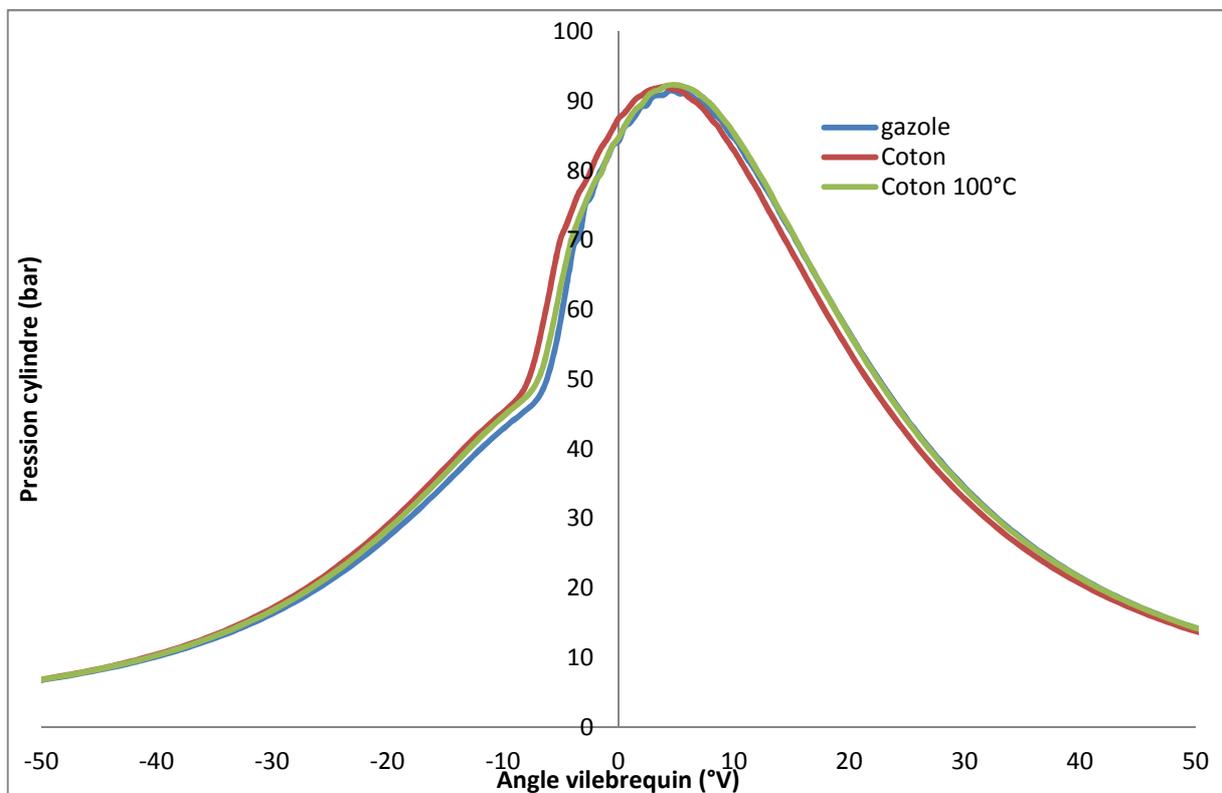


Figure 56 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N

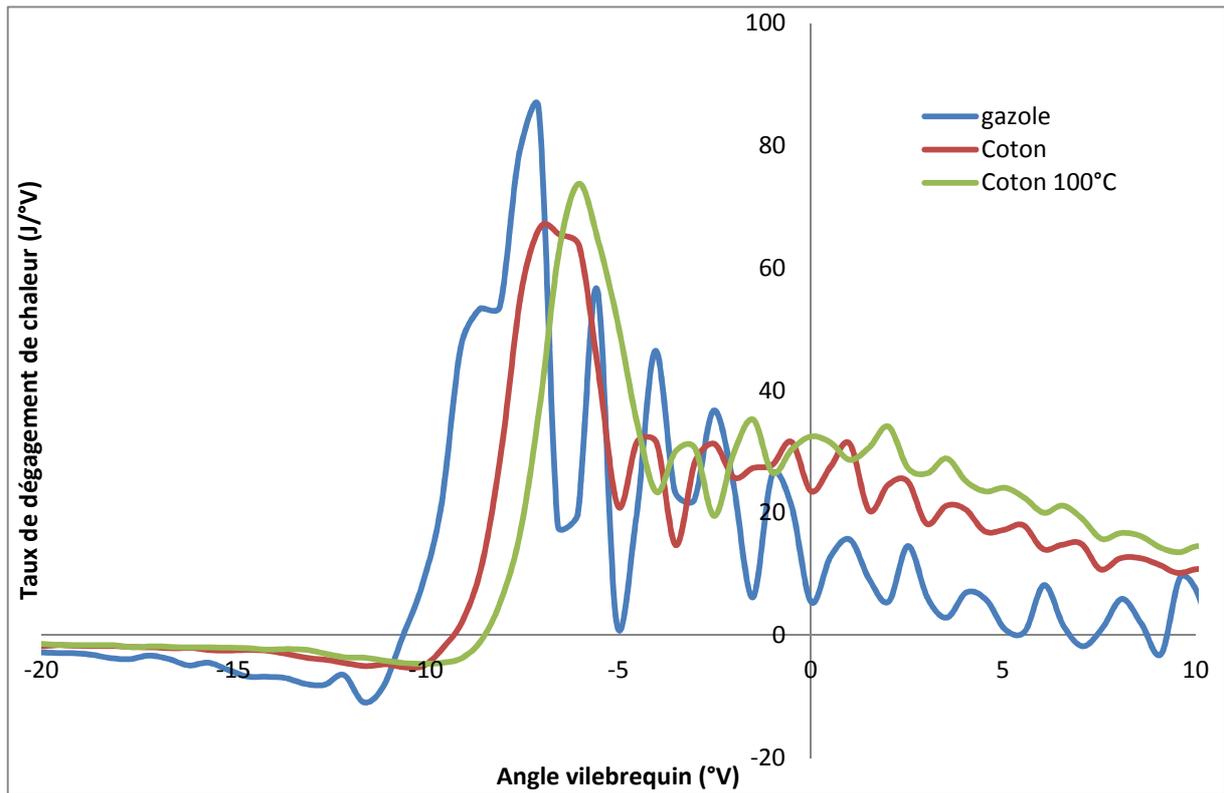


Figure 57 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N

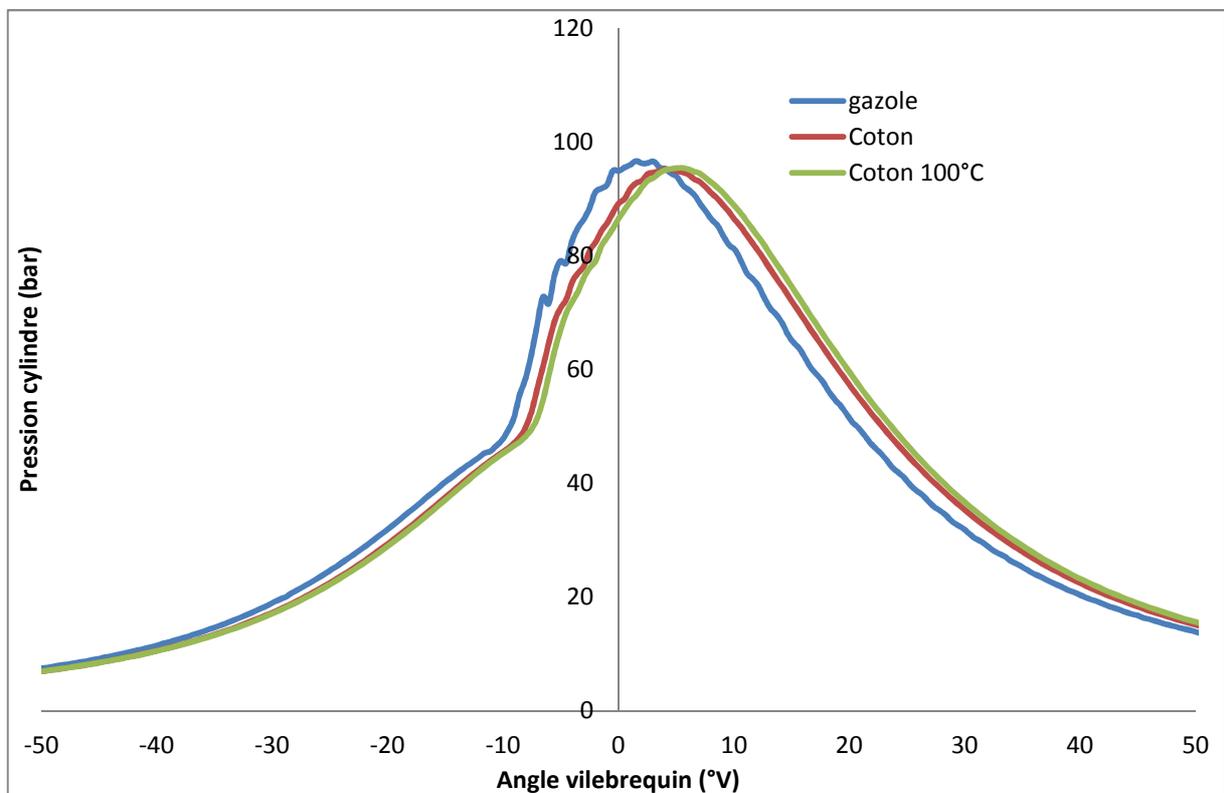


Figure 58 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N

Quelle que soit la charge du moteur, les taux de dégagement de chaleur des huiles préchauffées ou non sont similaires (figures 53, 55 et 57). Ils sont différents de celui du gazole. L'énergie libérée pendant les phases de combustion diffusante et tardive est plus importante et stable avec les huiles de coton préchauffée et non préchauffée comparée au gazole. Plus la charge du moteur est élevée plus cette différence est importante.

Les trois figures n°59, 60 et 61 présentent la pression dans la tubulure d'injection de carburant du moteur pour le gazole, le coton préchauffée et le coton non préchauffée au régime de 1500tr/min.

L'allure des courbes de pression d'injection figure 59, 60 et 61 est similaire pour les huiles de coton préchauffée et non préchauffée. Au pic de la pression d'injection figure 59, 60 et 61, l'huile de coton non préchauffée donne une pression légèrement plus élevée pour l'ensemble des charges du moteur suivie de l'huile de coton préchauffée. Avec le gazole, les pressions d'injections obtenues sont moins élevées qu'avec les huiles végétales (figure 59, 60 et 61) même en tenant compte du décalage de pression statique avant le refoulement de la pompe d'injection. On peut attribuer cette légère différence de pression d'injection à la viscosité plus élevée des huiles même préchauffée à 100°C (7.2 mm²/s contre 3,3 pour le gazole à 30°C), qui augmenterait avec la montée en pression ou plus éventuellement la compressibilité plus faible des huiles vis-à-vis du gazole.

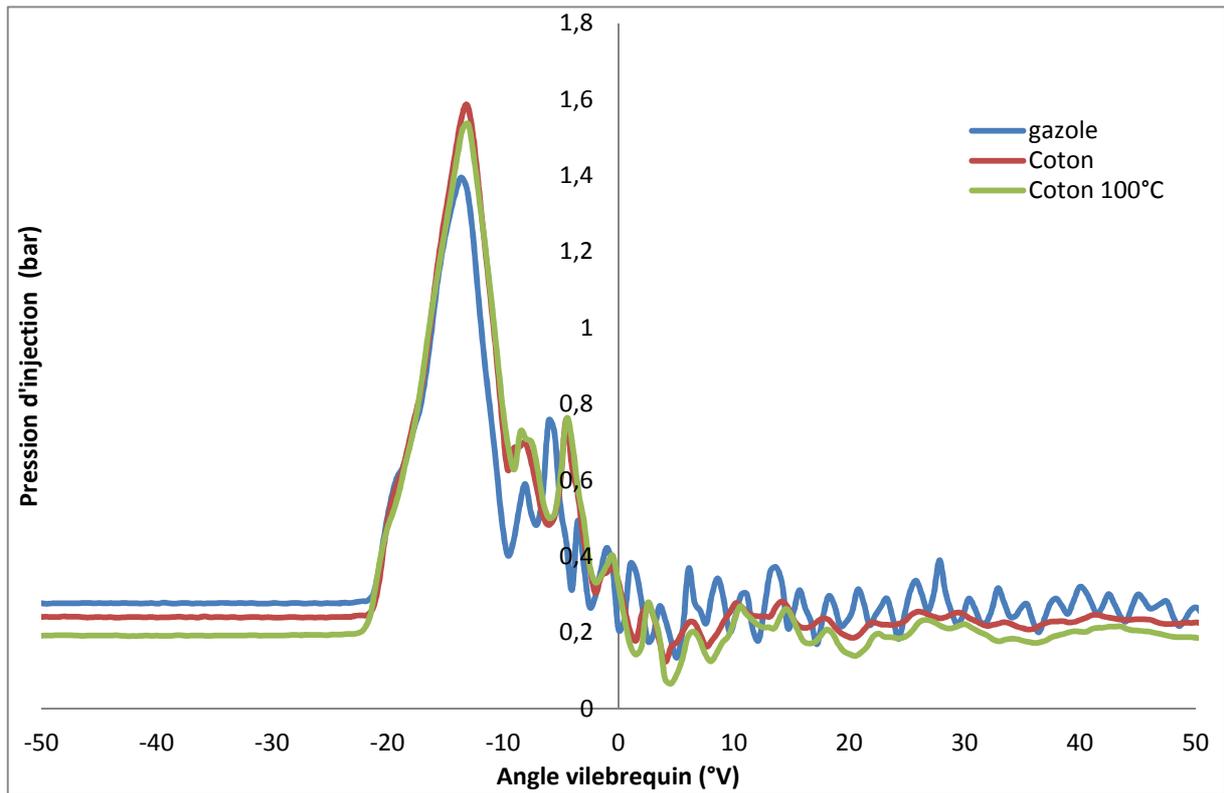


Figure 59 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N (ordonnée x 200)

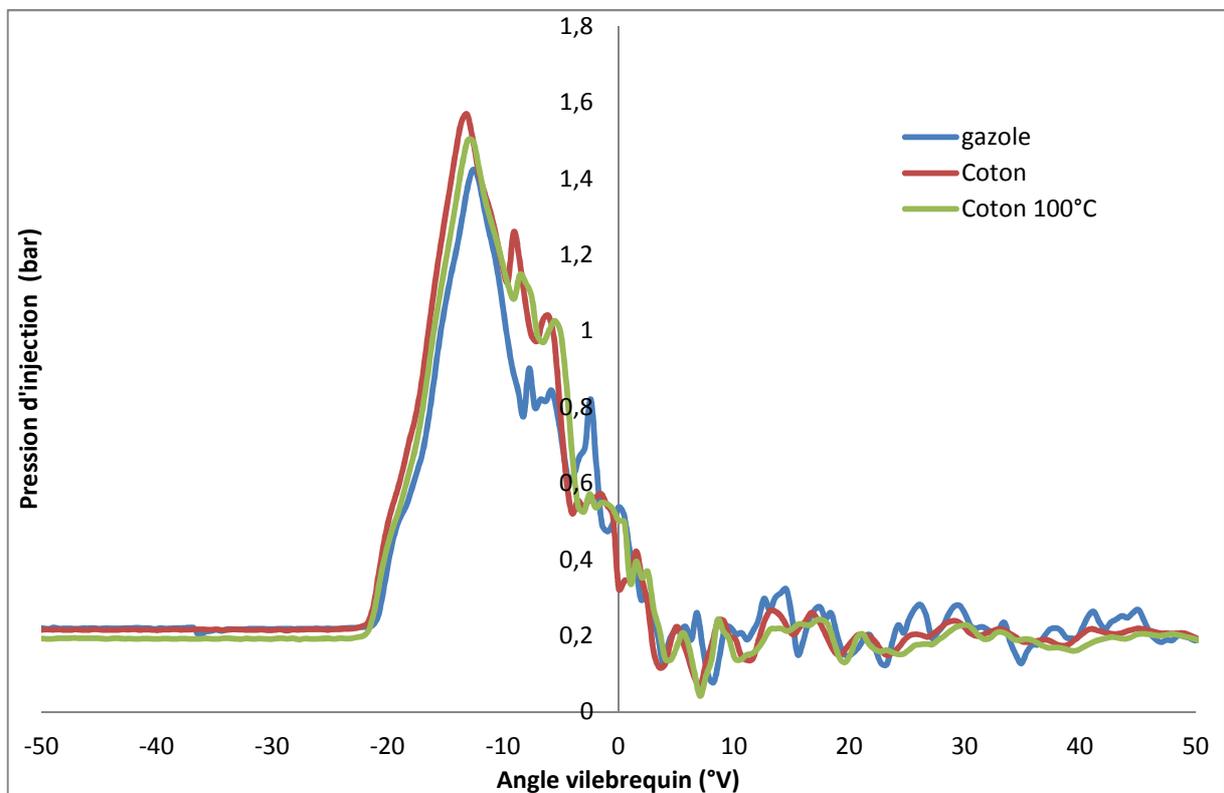


Figure 60 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N (Ordonnée x200)

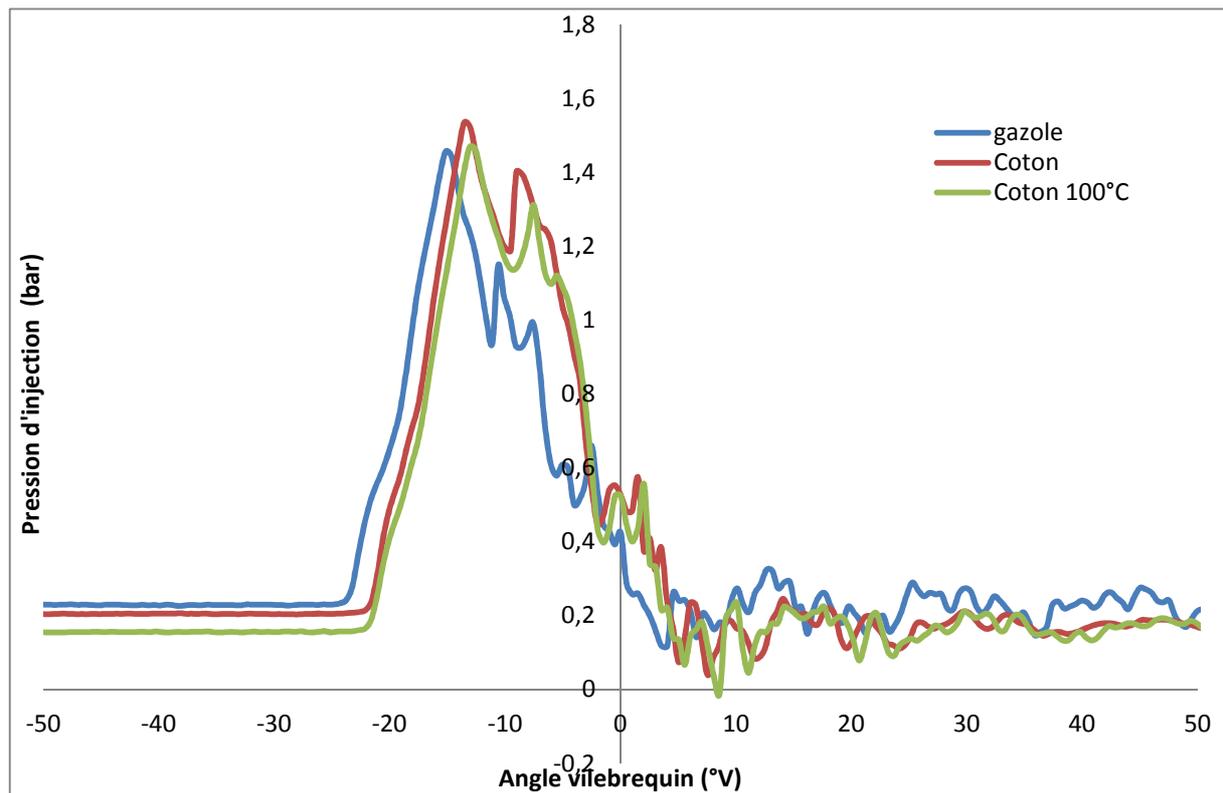


Figure 61 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N (ordonnée x 200)

d.2 Résultats de la combustion de l'huile de Jatropha

Les résultats des analyses de dégagement de chaleur, de la pression cylindre et de la pression d'injection sont présentées sur les figures 62 à 70 respectivement.

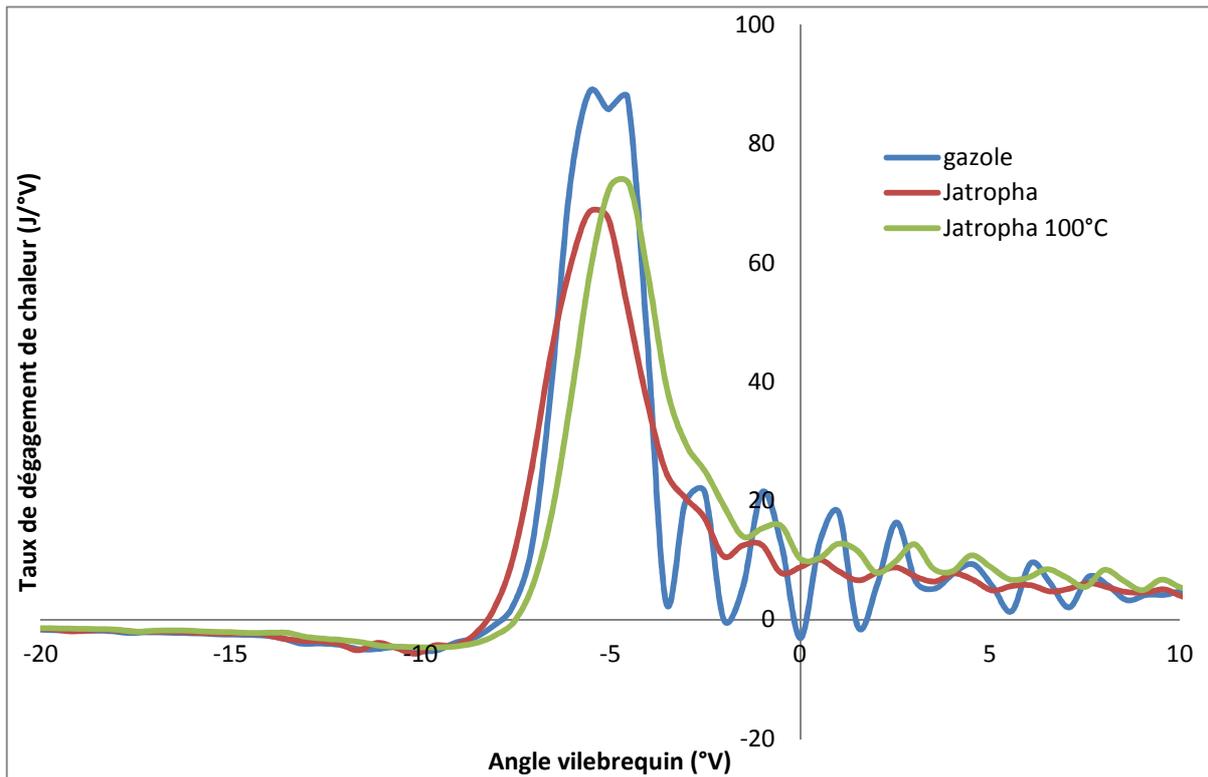


Figure 62 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N

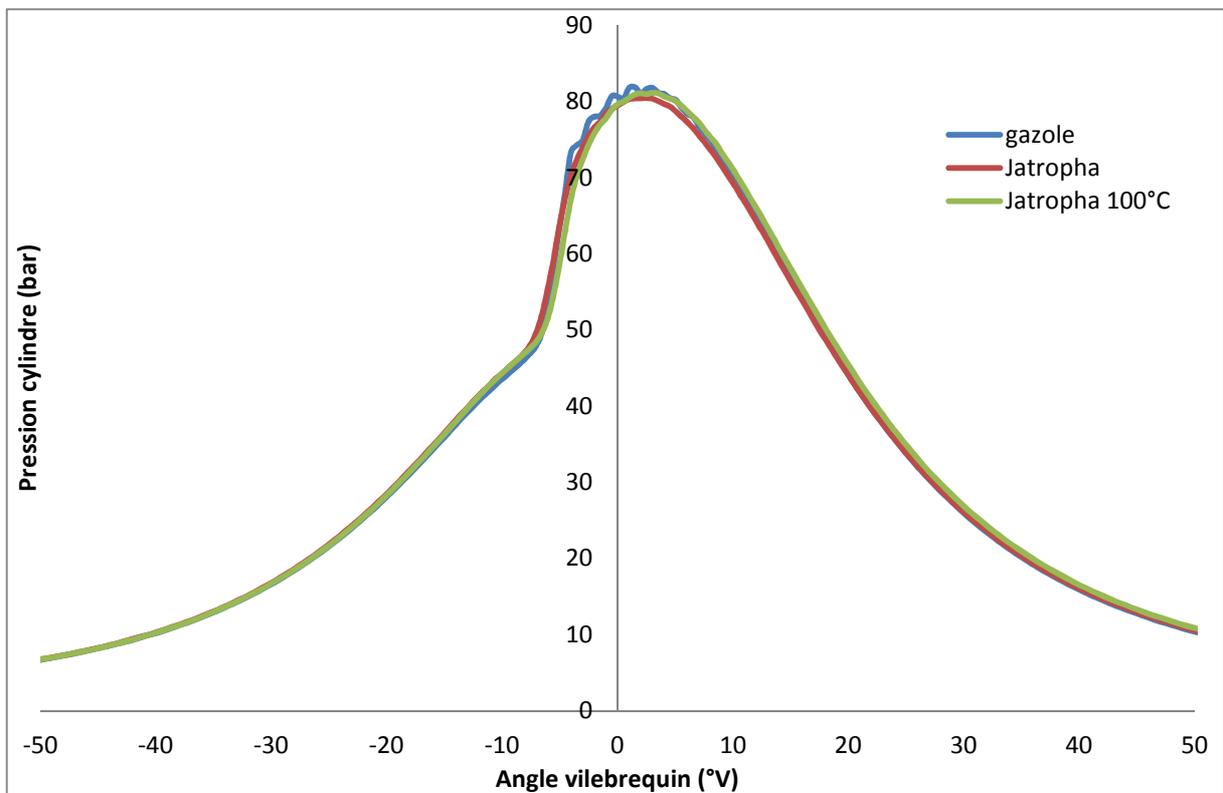


Figure 63 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N

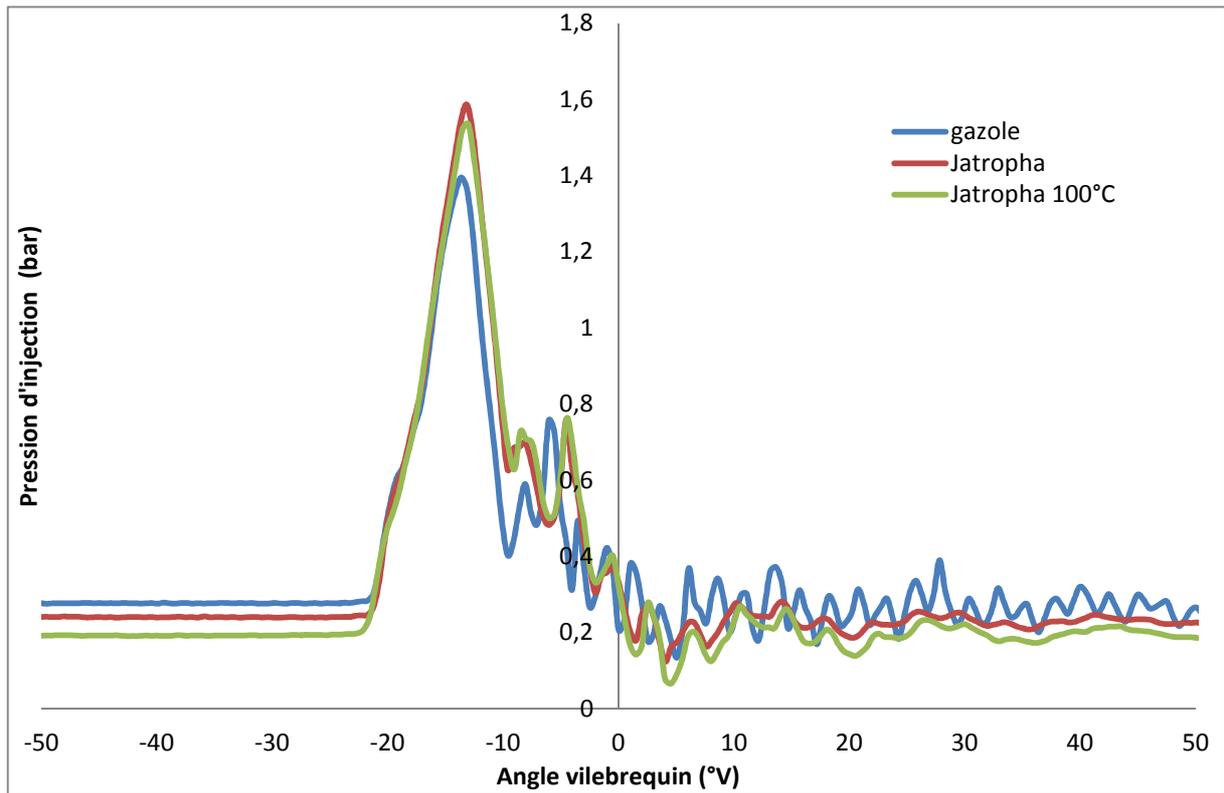


Figure 64: pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 15m.N (ordonnée x 200)

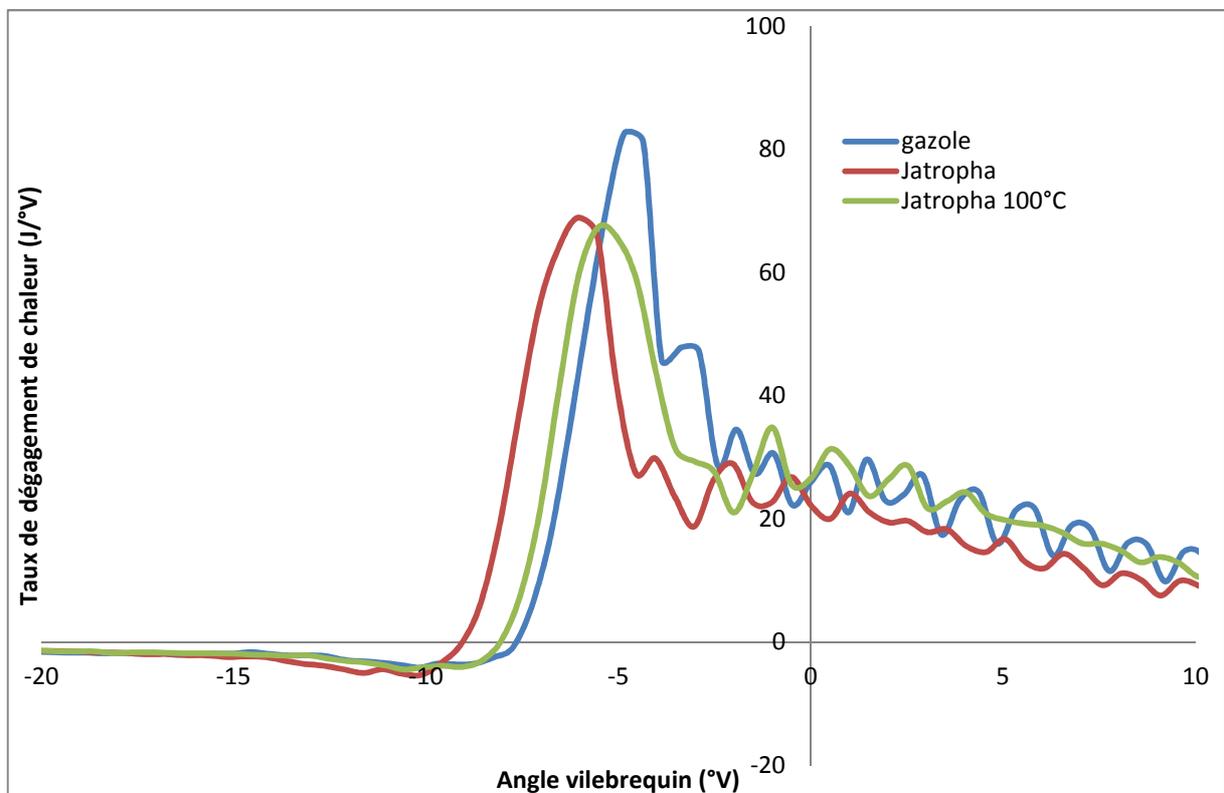


Figure 65 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N

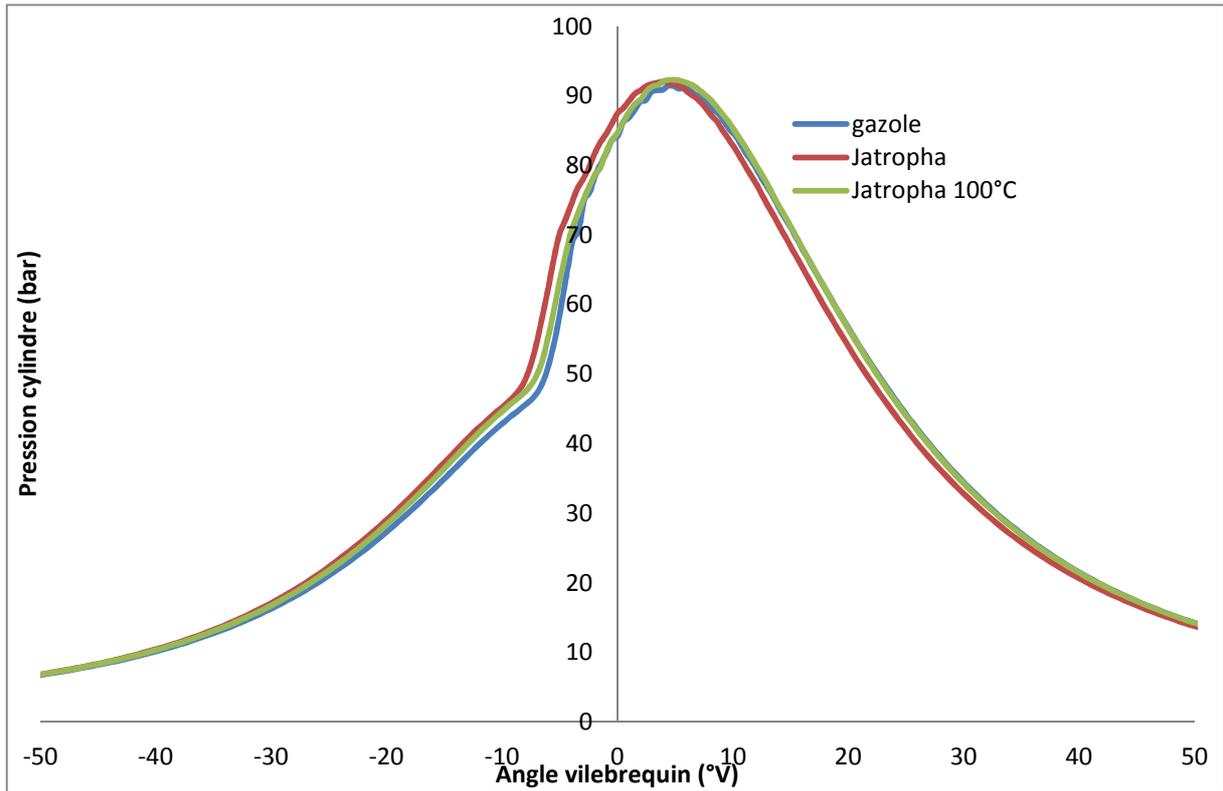


Figure 66 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30m.N

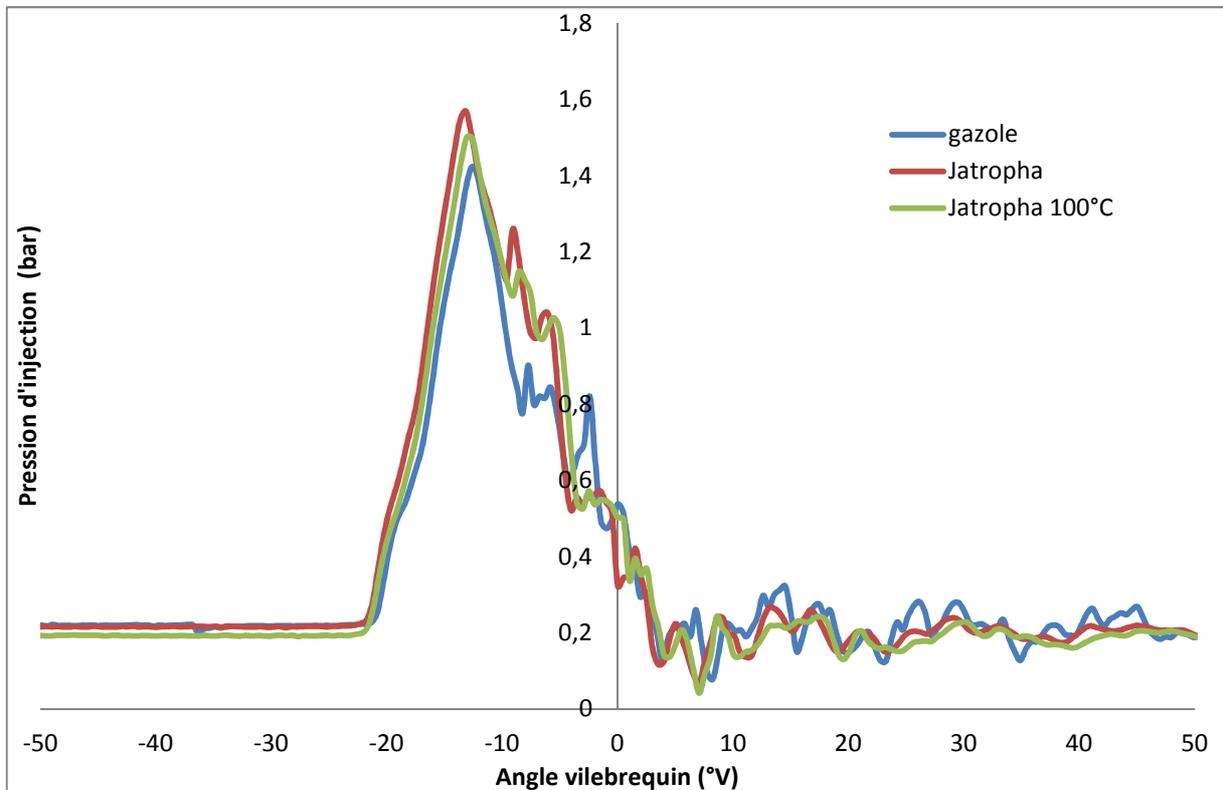


Figure 67 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 30 mN (ordonnée x 200)

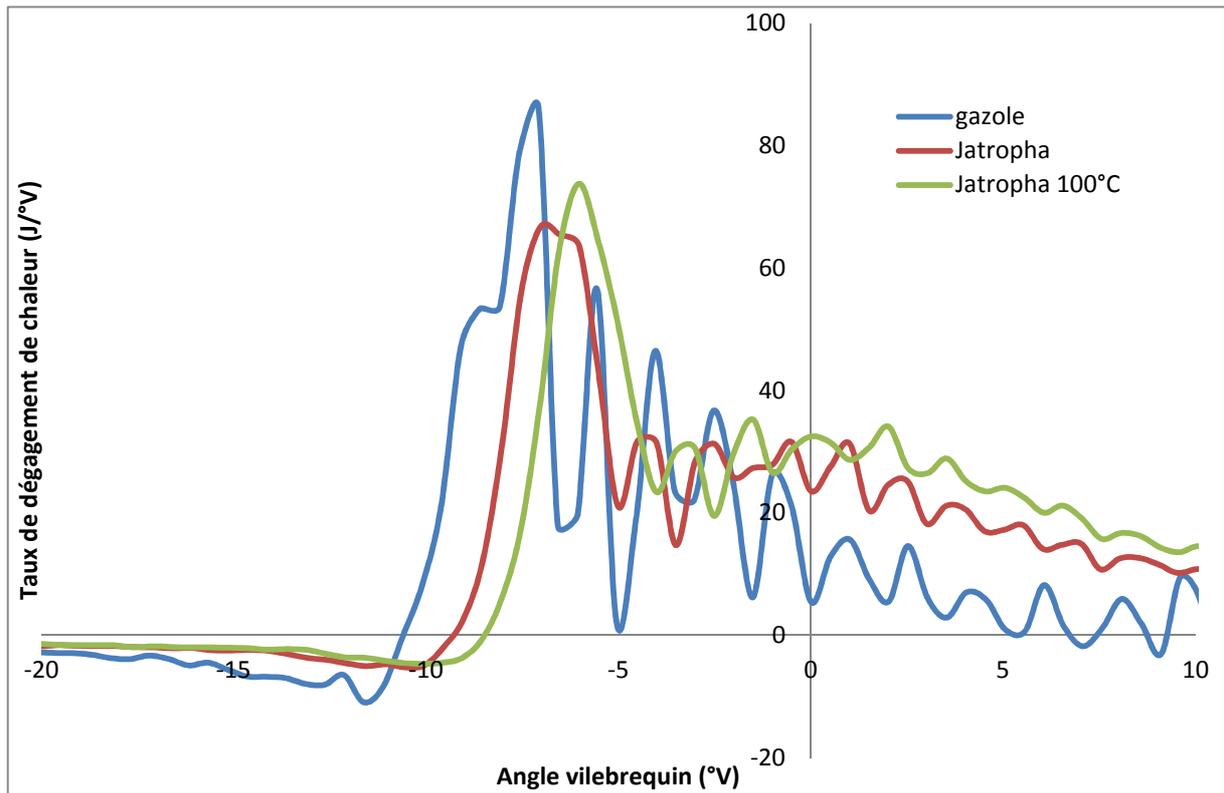


Figure 68 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N

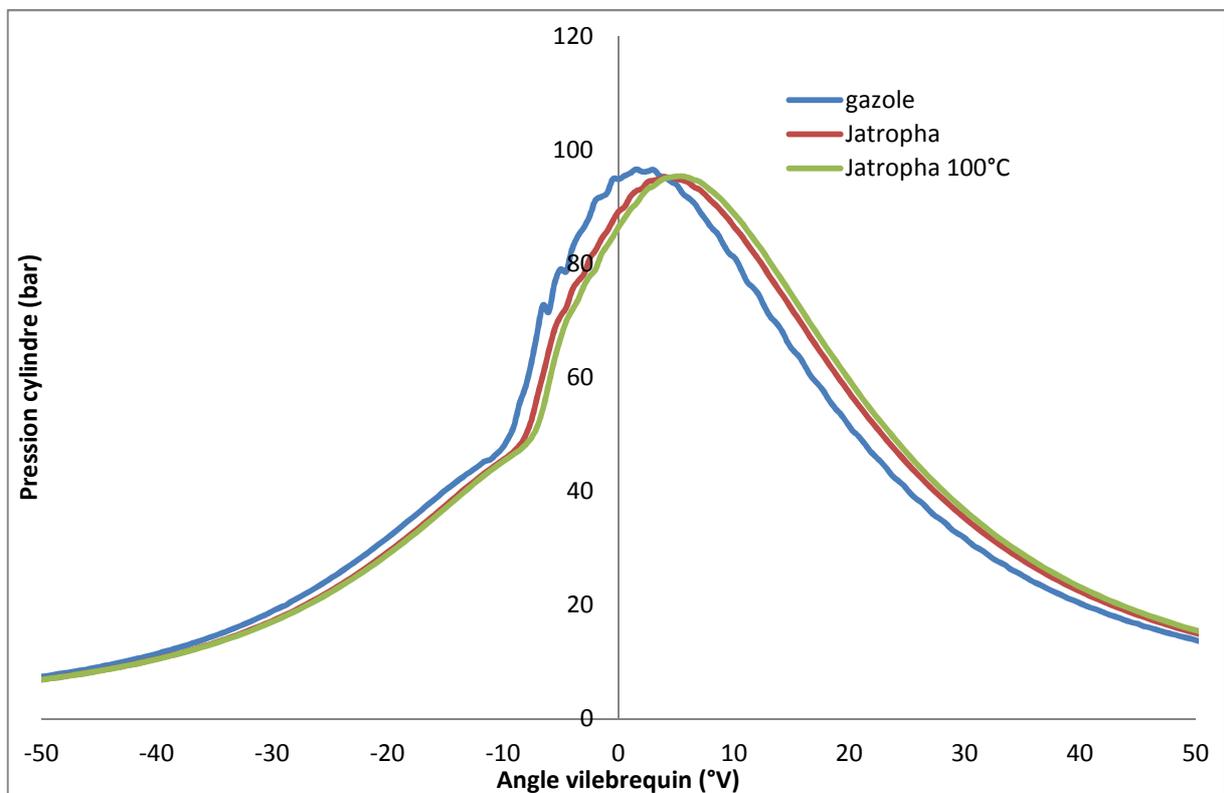


Figure 69 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36m.N

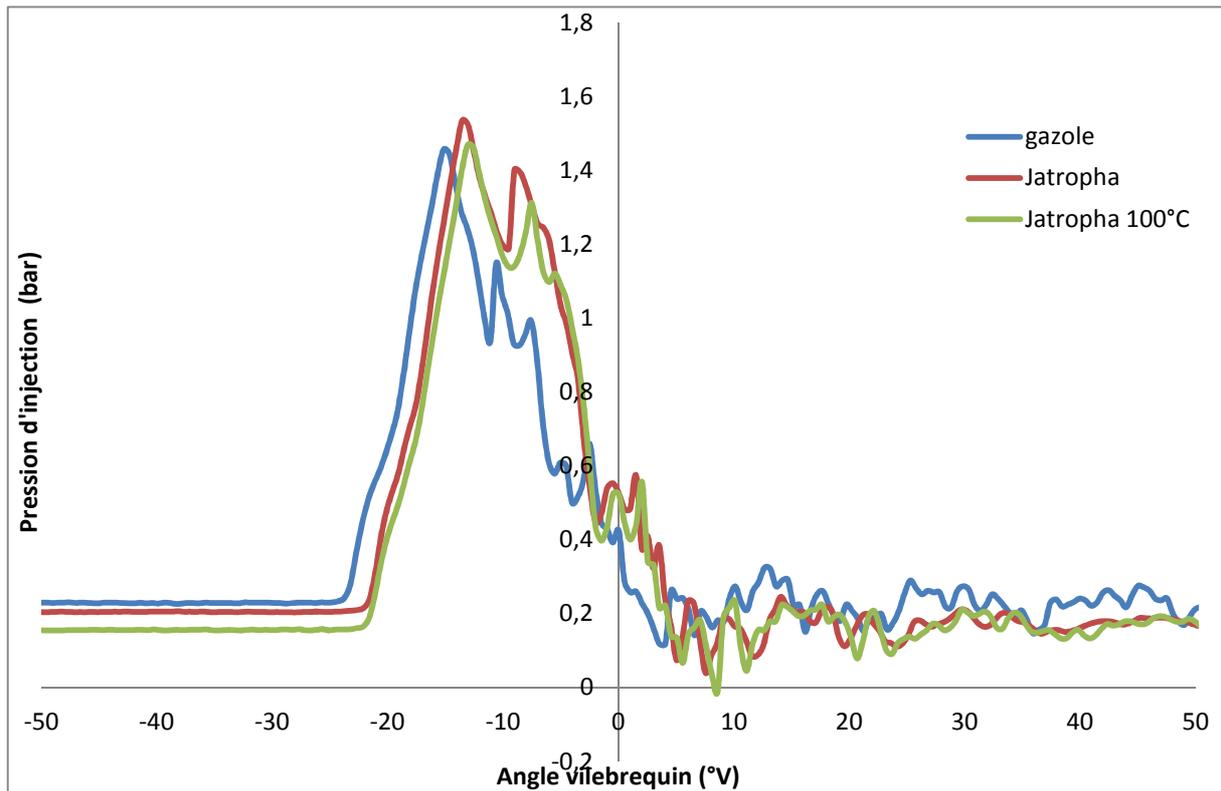


Figure 70 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 1500 tr/min et un couple de 36 mN (ordonnée x 200)

Pour toutes les analyses on remarque que l'huile de Jatropha a des comportements similaires à l'huile de coton précédemment étudiée. Les mêmes remarques peuvent donc être faites.

- Le dégagement de chaleur est plus important dans la phase de combustion rapide pour le gazole. Dans les phases de combustion diffusante et tardive, le dégagement de chaleur est plus élevé avec les huiles de Jatropha par rapport aux gazoles.
- La pression cylindre est comparable pour l'ensemble des combustibles et à toutes les charges du moteur. Elle augmente avec la charge.
- L'allure des courbes de pression d'injection est similaire pour l'huile de Jatropha préchauffée et l'huile de Jatropha non préchauffée. Le pic de pression le plus élevé est obtenu avec l'huile de Jatropha non préchauffée. La pression d'injection la plus faible est obtenue avec le gazole.

e. Analyse et discussion des résultats

L'allure des courbes de dégagement de chaleur montre bien que la phase de combustion rapide est plus importante avec le gazole qu'avec les huiles végétales. Cette phase de la combustion ne se déroule correctement que si le combustible est mis rapidement en présence

d'oxygène dans des conditions telles que la combustion puisse avoir lieu en laissant le moins possible de résidus non gazeux. Il est donc nécessaire de remplir deux conditions [90, 94]:

- Condition de macrostructure : le combustible étant rapidement évaporé, les jets en sont encore plus rapidement détruits et la pénétration dans l'air devient insuffisante pour assurer leurs répartitions. Il faut donc pour obtenir cette répartition, avoir recours à l'air et pour cela communiquer à celui-ci des mouvements tourbillonnaires.
- Condition de microstructure : la pulvérisation doit être assez fine pour que l'évaporation de la particule de liquide soit complète avant qu'il y ait destruction de la molécule.

La pulvérisation des huiles végétales n'est pas aussi fine que celle du gazole ce qui influence le déroulement normale de cette phase [6, 17].

Le dégagement de chaleur de la phase de combustion diffusante est plus importante avec les huiles végétales préchauffées, suivi des huiles végétales non préchauffées. Cette phase dure plus avec les huiles préchauffées suivi des huiles non préchauffées puis le gazole. La durée de cette phase de combustion diffusante est liée aux deux phases précédentes (une qualité de pulvérisation médiocre ou une mauvaise combustion de pré-mélange vont augmenter la combustion diffusante)[94]. La phase de combustion diffusante doit être la plus courte possible. **Toute augmentation de cette durée se traduit par une augmentation de la température des gaz d'échappement et une baisse de rendement** (voir résultats des performances du moteur). Cette dernière remarque est d'autant plus vraie aux fortes charges du moteur.

f. Conclusion partielle

La phase de la combustion rapide est beaucoup plus importante avec le gazole que celle des huiles végétales malgré des délais d'inflammation plus courts que ceux du gazole. Ceci peut s'expliquer par les différences de natures physico-chimiques des huiles et du gazole.

La température des gaz d'échappement élevée et le plus faible rendement global du moteur avec les huiles végétales par rapport au gazole sont dus en partie à l'augmentation de la durée de la phase de combustion diffusante de ces huiles végétales.

Conclusion générale et perspectives

L'objectif général de la thèse est de contribuer à une meilleure connaissance des conditions d'utilisation des huiles végétales comme carburant dans les moteurs Diesel à injection directe, l'enjeu étant d'arriver à mieux maîtriser leur combustion. En effet, il est communément admis aujourd'hui que les huiles végétales ont un bon comportement carburant dans les diesels à injection indirecte alors qu'elles brûlent incomplètement dans les diesels à injection directe. L'idée largement répandue est que ceci est dû à leurs viscosités élevées.

Il s'agissait, d'abord de mener une étude sur les adaptations les plus citées dans la littérature scientifique à apporter aux équipements situés en amont de l'injecteur (préchauffeur, recirculation des gaz d'échappements, mélanges huile/gazole, tarage de l'injecteur, emploi de la bicarburation, etc.) qui permettent de conférer aux huiles végétales un comportement combustible proche du gazole et, dans une seconde partie de la thèse, d'étudier les paramètres influençant la combustion (délais d'inflammation, la combustion cinétique et la combustion diffusante) des huiles végétales préchauffées et non préchauffées dans un moteur diesel à injection directe.

Un premier travail bibliographique a permis de lister et de mener une analyse critique des options proposées dans la littérature. Les options les plus pertinentes de la littérature sont : **le préchauffage des huiles végétales, les mélanges huiles végétales et gazole préchauffés et la recirculation des gaz d'échappement (EGR)**. Ces options ont été ensuite testées sur les bancs moteurs du 2IE et du Cirad.

Pour cette étude, nous avons choisi les huiles végétales de coton et de Jatropha pour les raisons suivantes :

- Tout d'abord leur disponibilité dans la sous région de l'Afrique de Ouest.
- Aussi et surtout parce que l'huile de Jatropha curcas ne rentre pas directement en compétition avec les huiles alimentaires et sa plante est cultivée pour des fins énergétiques.
- Enfin, l'une des huiles végétales, le coton, parce qu'elle est raffinée et l'autre l'huile de Jatropha Curcas, parce qu'elle est simplement filtrée après l'étape de pressage.

Les étapes successives de cette étude ont été :

- L'étude d'optimisation sur le moteur diesel (tarage de l'injecteur et la recirculation des gaz d'échappement) et sur l'huile de Jatropha curcas (étude de la viscosité en fonction de la température),

- L'utilisation de l'huile de *Jatropha curcas* et ses mélanges préchauffés comme carburants dans le moteur diesel,
- L'étude de la recirculation des gaz d'échappement du moteur avec comme carburant l'huile de coton pure
- L'étude de la combustion du moteur diesel avec comme combustibles les huiles végétales de coton et de *Jatropha curcas* préchauffées et non préchauffées et le gazole.

Les principales conclusions de ces études sont les suivantes :

Il existe une pression optimale d'injection de combustible permettant d'optimiser le fonctionnement. Dans le moteur d'essais du LBEB à Ouagadougou celle-ci est de 200 bars. En effet, à cette pression le moteur a les meilleures performances et émissions de gaz. Les conditions de pulvérisation et d'atomisation sont optimum.

Dans ce même moteur, le taux de recirculation optimal de gaz d'échappement est de 20%. A 10% de recirculation ou moins, il n'y a pas d'impact sur les performances du moteur. A plus de 25% de recirculation, les performances et les émissions du moteur se dégradent.

Les résultats de performances et d'émissions de gaz du moteur avec comme carburant l'huile de *Jatropha* non préchauffée et l'huile de *Jatropha* préchauffée sont comparables. Ces résultats avec l'huile de *Jatropha* sont différents de ceux du gazole. On peut avancer les causes suivantes pour expliquer ces résultats :

- Les caractéristiques physico-chimiques intrinsèques à l'huile végétale (PCI, volatilité, indice de cétane, la teneur en acide gras etc.) différentes de celles du gazole.
- La technologie du moteur utilisée (pompe d'injection, injecteur et forme de la chambre de combustion).
- Les conditions expérimentales,

La surconsommation en huile végétale, due à un plus faible PCI, augmente la richesse du mélange et provoque le surplus d'émissions de CO. Mais cette surconsommation n'augmente pas le taux de CO₂ émis qui est apparu équivalent ou plus faible pour les huiles que pour le gazole.

Les plus faibles émissions de NO_x des huiles végétales sont en grande partie dues à leurs caractéristiques physico-chimiques malgré un niveau de température moyenne de la chambre de combustion plus élevé qu'au gazole

Les mélanges de Jatropha/gazole préchauffés pour rapprocher leur viscosité donnent des résultats de performances et d'émissions situés entre ceux du gazole et l'huile végétale pure. Les différences constatées au niveau de ces résultats d'émissions de gaz d'échappement du moteur sont plus dues au processus de combustion et à d'autres caractéristiques intrinsèques de l'huile (PCI, volatilité, indice de cétane) qu'à la différence de viscosité.

L'hypothèse selon laquelle, la viscosité est la première cause de dégradation de la combustion et par conséquent de la formation de dépôts dans la chambre de combustion, apparaît insuffisante pour être déterminante. En effet, les essais réalisés sur deux moteurs diesels à injection directe ont abouti aux mêmes résultats comparables entre l'huile végétale préchauffée et l'huile végétale non préchauffée.

Aux fortes charges du moteur, la température moyenne de la chambre de combustion est élevée, les différences de performances et d'émissions tendent à diminuer.

Un mélange préchauffé de 20% de Jatropha et 80% de gazole préchauffé présente des résultats similaires aux résultats de gazole pur.

La solution d'utiliser un système d'EGR pour la carburation des huiles végétales pures n'est pas apparue intéressante. L'EGR augmente la richesse globale et baisse la température moyenne de la combustion. Ces deux paramètres sont très importants pour la combustion des huiles végétales.

Les essais de la seconde partie de la thèse ont eu lieu à Montpellier sur un autre moteur Diesel à injection directe. Il s'agissait d'analyser les caractéristiques de la combustion (délais d'inflammation, la combustion cinétique et la combustion diffusante) des huiles végétales comparées au gazole.

Contrairement à d'autre étude sur la combustion des huiles végétales, les délais d'inflammation sont plus courts pour les huiles végétales que pour le gazole. Le préchauffage, donc une viscosité réduite et une meilleure atomisation des gouttelettes du jet, ne semble réduire les délais que dans les faibles charges des moteurs...

La part de la combustion diffusante est plus importante avec les huiles végétales qu'avec le gazole, cette différence augmente aussi avec la charge du moteur. Elle est à la base de l'élévation de la température d'échappement et du rendement global faible.

Au terme de cette étude, nous pouvons nous prononcer sur les différentes solutions proposées dans la littérature qui sont entre autre :

- Le mélange huile végétale au gazole
- Le préchauffage de l'huile végétale (la bicarburation)
- L'EGR.

Les deux premières solutions ont comme objectif de diminuer la viscosité et la troisième de réchauffer l'air admis dans la chambre. L'étude de ces trois solutions nous permet de dire :

- La viscosité n'est pas la cause majeure des dépôts carbonneux dans la chambre de combustion. La température moyenne dans la chambre au moment de l'injection est un paramètre majeur agissant sur la présence des dépôts carbonneux et contribue à leur formation (température inférieure à 500°C) comme à leur disparition (température supérieure à 500°C). La diminution de la viscosité des huiles végétales (par préchauffage) ne contribue qu'à la meilleure circulation dans le circuit d'alimentation, à moins de fatigue de la pompe d'injection et à une meilleure pulvérisation du combustible.
- 20% de mélange huile végétale dans le gazole préchauffé peut être utilisé dans le moteur diesel sans modification de ce dernier mais n'est pas une garantie contre la formation des dépôts.
- L'EGR ne semble pas être une solution envisageable pour un moteur utilisant des huiles végétales pures comme carburant.
- La bicarburation avec passage gazole-huile végétale à partir d'une charge suffisante est la meilleure solution d'utilisation des huiles végétales dans les moteurs tournant à un régime de fonctionnement fixe.

Cette étude ouvre de nombreuses perspectives :

La plupart des méthodes de détermination des caractéristiques des produits pétroliers sont inadaptées pour les huiles végétales. De plus, certaines caractéristiques ne paraissent pas pertinentes pour apprécier la qualité « carburant » des huiles végétales. Cela nécessite l'élaboration de procédures normalisées et des critères de qualité des huiles végétales qui prennent en compte leurs spécificités par rapport aux carburants pétroliers.

Le processus de production de l'huile végétale pure a une influence significative sur sa qualité. En effet, les sédiments, les phospholipides, l'humidité, l'acidité et l'oxydation de l'huile végétale dépendent des étapes de prétraitement de graines, du pressage de l'huile, de sa filtration et de son stockage. Le constat est qu'actuellement ces étapes ne sont pas bien maîtrisées. Il serait donc intéressant de faire une étude de la production des huiles afin de sa normalisation.

Pour une étude plus complète des huiles végétales comme carburants, il est primordial de faire des essais d'endurance. Ces essais permettront de voir l'impact, dans le temps, des huiles végétales sur les organes de la chambre de combustion, la pompe d'injection et l'injecteur.

Aussi, dans l'étude de la combustion de l'huile dans les moteurs, les huiles ou leurs mélanges au gazole ont été utilisés dans les conditions standards du gazole. Chaque carburant devra être placé dans les conditions favorables à sa combustion afin d'effectuer une comparaison « équitable » entre ceux-ci.

Enfin, Il serait intéressant d'étudier les liens entre les caractéristiques physico-chimiques des huiles, leur tendance à polymériser à certaines températures et la durabilité des moteurs. Cela passe entre autre par une étude des mécanismes de décomposition des huiles suivant différentes conditions de température et de pression.

Références bibliographiques

1. IEA, *Key World Energy Statistics*, IEA, Editor. 2010. p. 82.
2. Ballerini, D. and N. Alazard-Toux, *Les biocarburants : état des lieux, perspectives et enjeux du développement*. Technip ed. 2006, France: IFP. 348.
3. AFH2-LD, *Situation mondiale de l'énergie*, M.d. l'Hydrogène, Editor. 2007, Association Française de l'Hydrogène.
4. Peyrache, R., *Les agrocarburants : vers une gouvernance mondiale*, R.-. FPH, Editor. 2009, RONGEAD. p. 60.
5. FOA, *Sustainable agriculture and rural development (SARD) policy brief 10*. 2007.
6. Vaïtilingom, G., *Huiles végétales - Biocombustible diesel. Influence de la nature des huiles et en particulier de leur composition en acides gras sur la qualité-carburant*, in *Mécanique-Energétique*. 1992, Université d'Orléans. p. 312.
7. Culot, M., *Environnement, pauvreté et énergie : l'interdépendance*. 2007, Réseau international d'accès aux énergies durables: Belgique. p. 15.
8. Daho, T., *Contribution à l'étude des conditions optimales de combustion des huiles végétales dans les moteurs Diesel et sur les brûleurs : cas de l'huile de coton*, in *Energétique-combustion*. 2008, Université de Ouagadougou. p. 245.
9. *Stratégie pour la fourniture d'énergie nécessaire pour l'atteinte des OMD au Bénin* d.l.é.e.d.f. Ministère du développement and d.m.e.d.l.e. Ministère de l'énergie, Editors. 2006: Cotonou (Benin). p. 59.
10. Sidibé, S.S., et al., *Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: Literature review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010. **14**(9): p. 2748-2759.
11. IEA, *Key World Energy Statistics*, IEA, Editor. 2007. p. 80.
12. Murugesan, A., et al., *Bio-diesel as an alternative fuel for diesel engines—A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008.
13. Nabi, M.N., M.M. Rahman, and M.S. Akhter, *Biodiesel from cotton seed oil and its effect on engine performance and exhaust emissions*. *Applied Thermal Engineering*, 2009. **29**(11-12): p. 2265-2270.
14. Ramadhas, A.S., S. Jayaraj, and C. Muraleedharan, *Use of vegetable oils as I.C. engine fuels-A review*. *Renewable Energy*, 2004. **29**(5): p. 727-742.
15. Vaïtilingom, G., *Les huiles végétales biocarburants pour moteurs diesels* 2004, CIRAD UPR 42: Montpellier (France).
16. IFP, *Les nouvelles technologies de production de biocarburants : état des lieux et enjeux des filières en développement*, I.é. nouvelles, Editor. 2011, IFP: Paris.
17. Higelin, P., *Huiles végétales - Biocombustible diesel. Incidence des aspects thermiques liés au type de moteur sur la combustion*, in *Mécanique-Energétique*. 1992, Université d'Orléans: Orléans. p. 257.
18. Agarwal, A.K. and K. Rajamanoharan, *Experimental investigations of performance and emissions of Karanja oil and its blends in a single cylinder agricultural*. *Applied Energy*, 2009. **86**(1): p. 106-112.
19. Azoumah, Y., J. Blin, and T. Daho, *Exergy efficiency applied for the performance optimization of a direct injection compression ignition (CI) engine using*. *Renewable Energy*, 2009. **34**(6): p. 1494-1500.
20. Daho, T., G. Vaitilingom, and O. Sanogo, *Optimization of the combustion of blends of domestic fuel oil and cottonseed oil in non-modified domestic boiler*. *Fuel* 2009. **88**(1): p. 1261 - 1268.

21. Agarwal, D. and A.K. Agarwal, *Performance and emissions characteristics of Jatropha oil (preheated and blends) in a direct injection compression ignition engine*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(13): p. 1314-2323.
22. Pyrénées-atlantiques, C., *L'Huile Végétale Pure – HVP : Production et valorisations à la ferme*, in CUMA. 2006.
23. Amalia Kartika, I., P.Y. Pontalier, and L. Rigal, *Extraction of sunflower oil by twin screw extruder: Screw configuration and operating condition effects*. Bioresource Technology, 2006. **97**(18): p. 2302-2310.
24. Remacle, M.S., *L'huile végétale brute de pression à froid*. 2005, ValBiom: Paris (France).
25. Vaïtilingom, G., *Utilisations énergétiques de l'huile de coton*. 2006, Cahiers Agricultures: Montpellier.
26. Koris, A. and G. Vatai, *Dry degumming of vegetable oils by membrane filtration*. Desalination, 2002. **148**(1): p. 149-153.
27. Openshaw, K., *A review of Jatropha curcas: an oil plant of unfulfilled promise*. Biomass and Bioenergy 2000. **19**: p. 1-15.
28. Shah, S., A. Sharma, and M.N. Gupta, *Extraction of oil from Jatropha curcas L. seed kernels by combination of ultrasonication and aqueous enzymatic oil extraction*. Bioresource Technology 2005. **96**: p. 121-123.
29. Sirisomboon, P., et al., *Physical and mechanical properties of Jatropha curcas L. fruits, nuts and kernels*. Biosystems Engineering, 2007. **97**(2): p. 201-207.
30. Van Grepen, J. *Cetane Number Testing of Biodiesel*. in *Proceedings from the 3rd Liquid Fuels and Industrial Products from Renewable Resources Conference*. 1996. Nashville, Tennessee.
31. Agarwal, A.K., *Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines*. Progress in Energy and Combustion Science 2007. **33**: p. 233-271.
32. Narayana Reddy, J. and A. Ramesh, *Parametric studies for improving the performance of a Jatropha oil-fuelled compression ignition engine*. Renewable Energy, 2006. **31**(12): p. 1994-2016.
33. Wang, Y.D., et al., *An experimental investigation of the performance and gaseous exhaust emissions of a diesel engine using blends of a vegetable oil*. Applied Thermal Engineering, 2006. **26**(1): p. 1684-1691.
34. Labeckas, G. and S. Slavinskas, *Performance of direct-injection off-road diesel engine on rapeseed oil*. Renewable Energy, 2006. **31**(6): p. 849-863.
35. Banapurmath, N.R., et al., *Combustion characteristics of a 4-stroke CI engine operated on Honge oil, Neem and Rice Bran oils when directly injected and dual fuelled with producer gas induction*. Renewable Energy, 2009. **34**(7): p. 1877-1884.
36. Charlet, A., *Combustion et pollution des biocarburants dans les moteurs diesel à injection directe*, in *Mécanique-Energétique*. 1994, Université d'Orléans: Orléans. p. 213.
37. Espadafor, F.J., et al., *The viability of pure vegetable oil as an alternative fuel for large ships*. Transportation Research Part D, 2009.
38. Forson, F.K., E.K. Oduro, and E. Hammond-Donkoh, *Performance of jatropha oil blends in a diesel engine*. Renewable Energy, 2004. **29**(7): p. 1135-1145.
39. Bari, S., T.H. Lim, and C.W. Yu, *Effects of preheating of crude palm oil (CPO) on injection system, performance and emission of a diesel engine*. Renewable Energy, 2002. **27**(3): p. 339-351.

40. Nwafor, O.M.I., G. Rice, and A.I. Ogbonna, *Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines*. Renewable Energy, 2000. **21**(3): p. 433-444.
41. Pramanik, K., *Properties and use of jatropha curcas oil and diesel fuel blends in compression ignition engine*. Renewable Energy, 2003. **28**(2): p. 239-248.
42. Balat, M. and H. Balat, *A critical review of bio-diesel as a vehicular fuel*. Energy Conversion and Management 2008. **49**: p. 2727-2741.
43. Demirbas, A., *Biodiesel from vegetable oils via transesterification in supercritical methanol*. Energy Conversion and Management, 2002. **43**(17): p. 2349-2356.
44. Krawczy, T., *Biodiesel-alternative fuel makes in roads but hurdles remain*. INFORM, 1996. **7**(8): p. 800-15.
45. Kumar Tiwari, A., A. Kumar, and H. Raheman, *Biodiesel production from jatropha oil (Jatropha curcas) with high free fatty acids: An optimized process*. Biomass and Bioenergy, 2007. **31**(8): p. 569-575.
46. Lang, X., et al., *Preparation and characterization of bio-diesels from various bio-oils*. Bioresource Technology, 2001. **80**(1): p. 53-62.
47. Altin, R., S. Cetinkaya, and H.S. Yucesu, *The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines*. Energy Conversion and Management, 2001. **42**(5): p. 529-538.
48. Knothe, G., R.O. Dunn, and M.O. Bagby. *Biodiesel: The Use of Vegetable Oils and Their Derivatives as Alternative Diesel Fuels*. 2003; Available from: http://www.biodiesel.org/resources/reportsdatabase/reports/gen/19961201_gen-162.pdf
49. Rakopoulos, C.D., et al., *Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with*. Energy Conversion and Management, 2006. **47**(18): p. 3272-3287.
50. DGPEIR, *Recommandations concernant les méthodes de production d'huile végétale destinée à être utilisée comme carburant agricole*, e.e.i. Direction générale des politiques économique, Editor. 2006.
51. Cert, A., W. Moreda, and M.C. Perez-Camino, *Chromatographic analysis of minor constituents in vegetable oils*. Journal of Chromatography A, 2000. **881**(1): p. 131-148.
52. Kalam, M.A., M. Husnawan, and H.H. Masjuki, *Exhaust emission and combustion evaluation of coconut oil-powered indirect injection diesel engine*. Renewable Energy 2003. **28**: p. 2405-2415.
53. Nwafor, O.M.I. and G. Rice, *Performance of rapeseed oil blends in a diesel engines*. Applied Energy, 1996. **54**(4): p. 345-454.
54. Agarwal, D., L. Kumar, and A.K. Agarwal, *Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine*. Renewable Energy, 2008. **33**(6): p. 1147-1156.
55. Fox, N.J. and G.W. Stachowiak, *Vegetable oil-based lubricants-A review of oxidation*. Tribology International, 2007. **40**(7): p. 1035-1046.
56. Haldar, S.K., B.B. Ghosh, and A. Nag, *Studies on the comparison of performance and emission characteristics of a diesel engine using three degummed non-edible vegetable oils*. Biomass and Bioenergy, 2009. **33**(8): p. 1013-1018.
57. Hebbal, O.D., K.V. Reddy, and K. Rajagopal, *Performance characteristics of a diesel engine with deccan hemp oil*. Fuel, 2006. **85**: p. 2187-2194.
58. Kalam, M.A. and H.H. Masjuki, *Emissions and deposit characteristics of a small diesel engine when operated on preheated crude palm oil*. Biomass and Bioenergy, 2004. **27**(3): p. 289-297.
59. Masjuki, H., M. Kalam, and M. Maleque. *Combustion characteristics of biological fuel in diesel engine*. in SAE 2000 World Congress. 2000. Detroit, Michigan.

60. San José Alonso, J., et al., *A note on the combustion of blends of diesel and soya, sunflower and rapeseed vegetable oils in a light boiler*. Biomass and Bioenergy, 2008. **32**(9): p. 880-886.
61. Sayin, C. and M. Canakci, *Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine*. Energy Conversion and Management, 2009. **50**(1): p. 203-213.
62. Sayin, C., K. Uslu, and M. Canakci, *Influence of injection timing on the exhaust emissions of a dual-fuel CI engine*. Renewable Energy, 2008. **33**(6): p. 1314-1323.
63. Sirisomboon, P. and P. Kitchaiya, *Physical properties of Jatropha curcas L. kernels after heat treatments*. Biosystems Engineering, 2009. **102**(2): p. 244-250.
64. Vaïtilingom, G., *Performances globales des moteurs diesel alimentés par des huiles de tournesol et du colza*. 2005, CIRAD: Montpellier.
65. Rousset, P., *Guide pratique pour une utilisation énergétique des huiles végétales*, ed. Cirad. 2008. 288.
66. Vaïtilingom, G., *Extraction, conditionnement et utilisation des Huiles Végétales Pures Carburant*, in *Conference Internationale Biocarburants de Ouagadougou*. 2007: Enjeux et perspectives des biocarburants pour l'Afrique. p. 52.
67. Ryan, T.W., L.G. Dodge, and T.J. Callaman, *The effet of vegetable oils properties on injection and combustion in two different diesel engines*. FAOCS, 1984. **61**(10).
68. Vanhemelryck, J.L., *Influences des propriétés du carburant dans les moteurs diesel à injection directe : application aux huiles végétales et leurs dérivés*, in *Unité de Thermodynamique et de turbomachines*. 1997, UCL/FSA.
69. Sendzikiene, E., V. Makareviciene, and P. Janulis, *Influence of fuel oxygen content on diesel engine exhaust emissions*. Renewable Energy, 2006. **31**(15): p. 2505-2512.
70. Harwood, H.J., *Oleochemicals an a fuel : mechanical and economic feasibility*. JAOCS, 1984. **61**(2).
71. Hossain, A.K. and P.A. Davies, *Plant oils as fuels for compression ignition engines: A technical review and life-cycle analysis*. Renewable Energy, 2010. **35**(1): p. 1-13.
72. Geo, V.E., G. Nagarajan, and B. Nagalingam, *A comparative combustion analysis of rubber seed oil and its methyl ester in a D.I. diesel engine*. SAE, 2008. **01**: p. 1386.
73. Piperel, A., *Impact des propriétés des gaz d'échappement recyclés sur l'initiation et le déroulement de la combustion : caractérisation paramétrique de la réactivité de l'EGR*, in *Ecole Doctorale de Sciences et Technologies*. 2008, Université d'Orléans: Orléans. p. 304.
74. Agarwal, D., S. Sinha, and A.K. Agarwal, *Experimental investigation of control of NOx emissions in biodiesel-fueled compression ignition engine*. Renewable Energy, 2006. **31**(14): p. 2356-2369.
75. Armas, O., J.J. Hernandez, and M.D. Cardenas, *Reduction of diesel smoke opacity from vegetable oil methyl esters during transient operation*. Fuel, 2006. **85**(17): p. 2427-2438.
76. Hountalas, D.T., G.C. Mavropoulos, and K.B. Binder, *Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance*. Energy, 2008. **33**(2): p. 272-283.
77. Maiboom, A., X. Tauzia, and J.F. Hetet, *Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive*. Energy, 2008. **33**(1): p. 22-34.
78. Pillai, R.R., *Efficiency analysis of varying EGR under PCI mode of combustion in a light duty diesel engine*. 2008.

79. Ying, W. and Z. Longbao, *Experimental study on exhaust emissions from a multi-cylinder DME engine operating with EGR and oxidation catalyst*. Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(13): p. 1589-1595.
80. Zheng, M., G.T. Reader, and J.G. Hawley, *Diesel engine exhaust gas recirculation--a review on advanced and novel concepts*. Energy Conversion and Management, 2004. **45**(6): p. 883-900.
81. Saleh, H.E., *Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine*. Fuel, 2008. **87**(13-14): p. 3031-3039.
82. Abd-Alla, G.H., *Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review*. Energy Conversion and Management, 2002. **43**(8): p. 1027-1042.
83. Pradeep, V. and R.P. Sharma, *Use of HOT EGR for NOx control in a compression ignition engine fuelled with bio-diesel from Jatropha oil*. Renewable Energy 2007. **32**(7): p. 1136-1154.
84. Meyer, M. *Huile végétale - le carburant renouvelable pour un marché de niche*. 2004.
85. Karabektas, M., G. Ergen, and M. Hosoz, *The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine*. Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(17-18): p. 2136-2143.
86. Alsedá, D., *Contrôle de la combustion en mode HCCI par une formulation adaptée du carburant*, in *Ecole Doctorale de Sciences et Technologies*. 2007, Université d'Orléans: France.
87. Pallas, J.-L., *Guide pratique d'entretien et de réparation des Moteurs Diesel*. Loisirs nautiques ed, ed. L.c. techniques. 2003.
88. Chauhan, B.S., et al., *Performance and emission study of preheated Jatropha oil on medium capacity diesel engine*. Energy, 2010. **35**(6): p. 2484-2492.
89. Diaby, M., *Compréhension des mécanismes de formation de dépôts en fond de première gorge de piston de moteurs diesel*, in *Ecole polytechnique de Paris*. 2009, ParisTech. p. 202.
90. Heywood, J.B., *Internal Combustion engine fundamentals*. Hill Book Co, ed. McGraw. 1988, New York.
91. Grondin, O., *Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic*, in *Sciences Physiques et Mathématiques pour l'Ingénieur*. 2004, Rouen. p. 216.
92. Devan, P.K. and N.V. Mahalakshmi, *Performance, emission and combustion characteristics of poon oil and its diesel blends in a DI diesel engine*. Fuel, 2009. **88**(5): p. 861-867.
93. Purushothaman, K. and G. Nagarajan, *Performance, emission and combustion characteristics of a compression ignition engine operating on neat orange oil*. Renewable Energy, 2009. **34**(1): p. 242-245.
94. Brun, R., *Science et technique du moteur diesel industriel et de transport*. Technip ed. Vol. 1. 1984, France: Institut Français du pétrole.
95. Rakopoulos, C.D., et al., *Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction*. Energy Conversion and Management, 2004. **45**(9-10): p. 1471-1495.
96. Nüsselt, W., *Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*. VDI. Försch, 1923. **264**.
97. Brilling, N., *Experiments on working cycles and heat transfert in diesel engines*. Moscow, 1931.
98. Annand, W.J.D., *Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engine*. Proc. Inst. Mech. Eng, 1963. **177**(36).

99. Annand, W.J.D. and T. Ma, *Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression ignition engine*. Proc. I. Mech. E., 1971. **185**(72): p. 976-87.
100. Woschni, G., *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*. SAE, 1967. **670931**.
101. Shiling, K. and G. Woschni, *Experimental investigation of the instantaneous heat transfer in the cylinder of the a high speed diesel engine*. SAE paper, 1979. **790833**.
102. Huber, K., G. Woschni, and K. Zeilinger, "*Investigation on heat transfer in internal combustions engines under low load and motoring conditions*". SAE Paper, 1990. **905018**.
103. Han, S.B., et al., *Empirical formula for instantaneous heat transfer coefficient in S.I. engines*. SAE Paper, 1997. **972995**,
104. Hardenberg, H.O. and F.W. Hase, *An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct injection diesel engines*. SAE Paper, 1979. **88**: p. 790493.
105. Fillettaz, G. *Classification des moteurs diesel*. 15/08/2002 17/03/2008]; Available from: <http://pagesperso-orange.fr/jean-pierre.rossi/diesel/diesel.htm>.
106. Sovanna, P., *Chap. II Système enceinte*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/10/2004. p. 6.
107. BRUN, R., *Science et technique du moteur diesel industriel et de transport* TECHNIP ed. Vol. Tome 2. 1983: Ecole nationale superieure du pétrole et des moteurs. 500.
108. Sovanna, P., *Chap. II Système de distribution*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/04/2004. p. 7.
109. Sovanna, P., *Chap. II Système bielle-manivelle*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/04/2004. p. 5.
110. Sovanna, P., *Chap. III Combustion et suralimentation*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/10/2004. p. 7.
111. Sovanna, P., *Chap. III Alimentation et injection*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/10/2004. p. 14.
112. BRUN, R., *Science et technique du moteur diesel industriel et de transport* TECHNIP ed. Vol. Tome 3. 1986: Ecole nationale superieure du pétrole et des moteurs. 455.
113. Sovanna, P., *Chap. II Système d'alimentation*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/10/2004. p. 14.
114. Sovanna, P., *Chap. II Système de lubrification*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/10/2004. p. 7.
115. Meca_tech. *Les lubrifiants*. 2008 [cited 2008 11 Mars 2008]; Available from: <http://deacon.chez-alice.fr/lubrifiants.html>.
116. Sovanna, P., *Chap. II Système de refroidissement*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/10/2004. p. 7.
117. Sovanna, P., *Chap. III Particularité du moteur diesel*, in *Moteurs Thermiques*, ITC/GIM, Editor. 18/10/2004. p. 6.
118. Akash, B.A., *Effect of heat transfer on the performance of an ait-standard diesel cycle*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2001. **28**(1): p. 87-95.
119. Hou, S.-S., *Heat transfer effects on the performance of an air standard Dual cycle*. Energy Conversion and Management, 2004. **45**(18-19): p. 3003-3015.

Annexes

**Annexe A : généralités sur moteur diesel à
combustion interne**

1. Introduction

Fruit des travaux menés par l'ingénieur allemand Rudolf Diesel entre 1893 et 1897, 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. Cela est possible grâce à un très fort taux de compression (rapport volumétrique) d'environ 16/1 à 24/1, permettant d'obtenir une température de 600 °C. 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.

Les moteurs Diesel fonctionnent habituellement au gazole, au fuel lourd ou aux huiles végétales. Ils peuvent aussi bien être à deux temps qu'à quatre temps.

2. Descriptif général du moteur

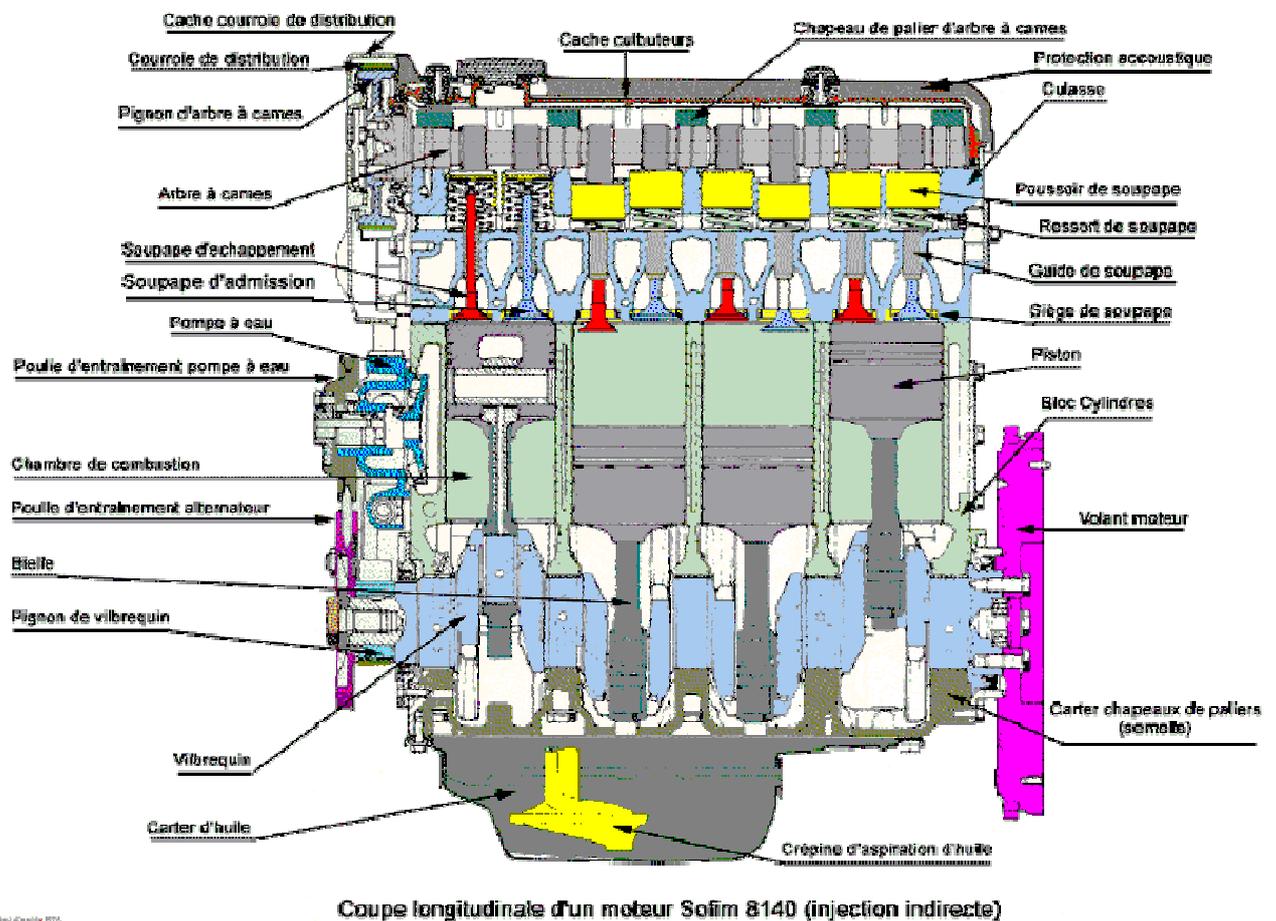


Figure 71: coupe longitudinale d'un moteur diesel [105]

Le moteur Diesel comprend en général : le bloc cylindre, le piston, la culasse, les soupapes, l'arbre à cames, la bielle, le vilebrequin, les carters, l'injecteur, la pompe à injection, le filtre à carburant, ...

Nous allons décrire les éléments nécessaires à la compréhension du moteur diesel.

1.1 Le bloc moteur

Le bloc est en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Il constitue le bâti du moteur et dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. [106]

Sa partie supérieure est dressée pour former le plan de joint : la culasse vient, en effet, s'appuyer sur le plan de joint supérieur pour coiffer les cylindres [106]. Il reçoit l'ensemble des organes du moteur : équipements d'injection, vilebrequin, auxiliaires électriques, ...

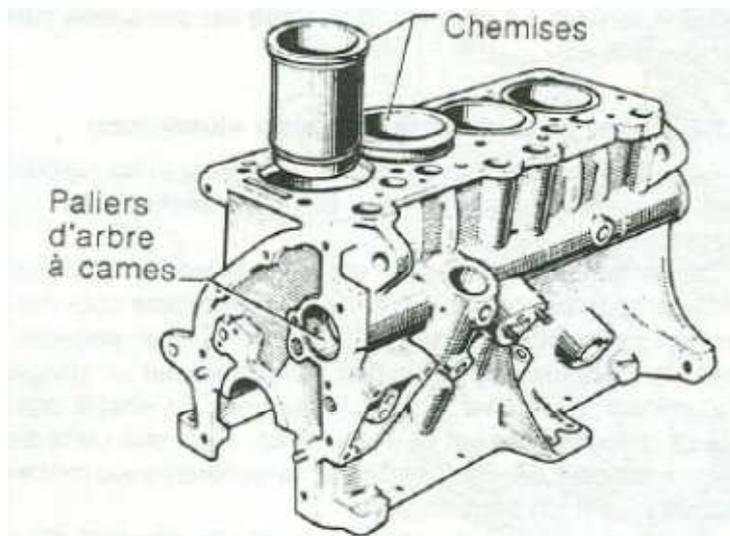


Figure 72 : Bloc cylindre [91]

1.2 Les cylindres

Les cylindres sont, soit alésés directement dans le bloc moteur, soit constitués par une chemise en acier insérée dans l'alésage. Le nombre de cylindres peut varier selon la nature du moteur de un à douze, pour les applications liées aux transports, ou plus sur les machines fixes destinées à la production d'énergie. Les moteurs d'automobiles sont toujours poly-cylindriques (deux à douze cylindres), la disposition des cylindres les uns par rapport aux autres dépend de facteurs mécaniques : équilibrage, complexité, refroidissement et compacité du moteur. Les cylindres peuvent être disposés en ligne (côte-à-côte verticalement, c'est la configuration la plus fréquente pour les moteurs des voitures de tourisme), à plat (deux cylindres opposés horizontalement) ou en V (disposition oblique pour les gros moteurs de six à douze cylindres).

1.3 Le piston

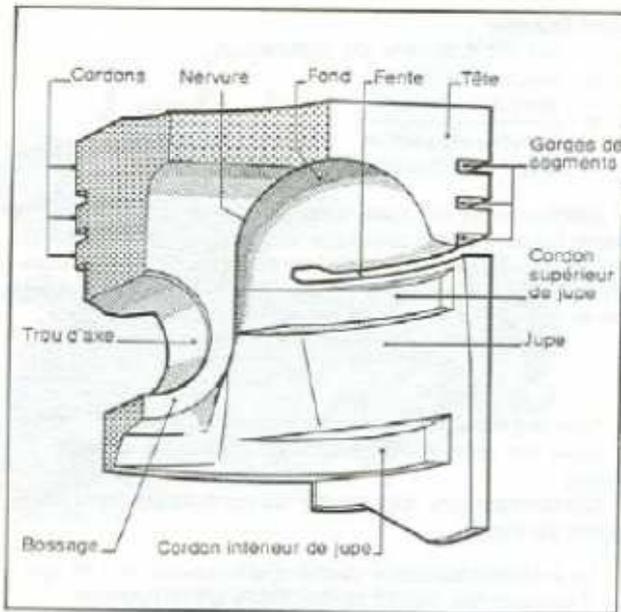


Figure 73 : Coupe du piston

Le piston est le plus actif et en même temps le plus vulnérable des pièces qui constituent le moteur. [107]

Le piston est l'organe qui, en se déplaçant dans le cylindre ou la chemise, transmet la poussée des gaz au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

Le piston supporte 4 sortes d'effort :

- Pression des gaz et température de l'explosion.
- Réaction de l'axe de la bielle (axe de piston).
- Réaction de la paroi du cylindre.
- Force d'inertie.

Il est en général moulé dans un matériau léger et d'une bonne conductibilité thermique comme les alliages d'aluminium.

La tête et le support d'axe, devant transmettre l'énergie mécanique, sont particulièrement renforcés.

Il se compose :

- D'une tête ou culot dont le diamètre doit être inférieur à l'alésage du cylindre quelles que soient les dilatations.
- L'étanchéité est assurée par des segments situés dans des gorges pratiquées sur le pourtour du piston.
- La jupe doit assurer le guidage à froid comme à chaud avec un minimum de frottement.

1.4 La culasse

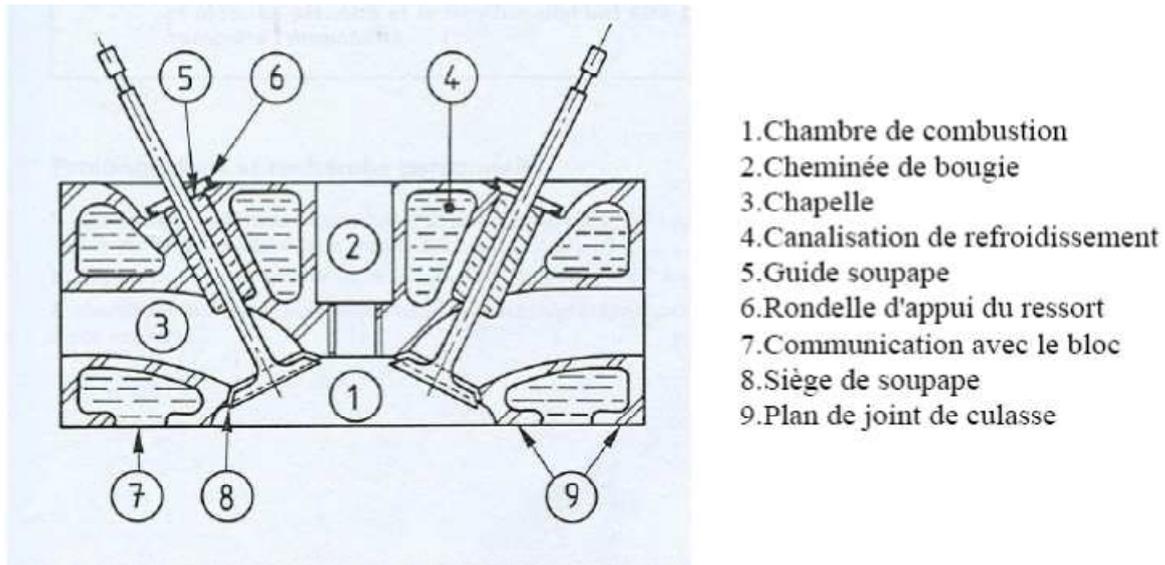


Fig. 4.5. Bloc-culasse

Figure 74 : la culasse

La culasse assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, constituant ainsi la chambre de combustion. [106]

Elle permet :

- l'arrivée et l'évacuation des gaz;
- la mise en position des éléments de la distribution et d'une partie de l'allumage;
- l'évacuation rapide des calories, le point le plus chaud du moteur étant précisément la chambre de combustion.

La culasse est aussi en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Les contraintes mécaniques étant moins importantes que pour le bloc-moteur, les constructeurs ont quasiment abandonné la fonte au profit d'aluminium, en raison de sa légèreté et sa très bonne conductibilité thermique.

1.5 Les soupapes :

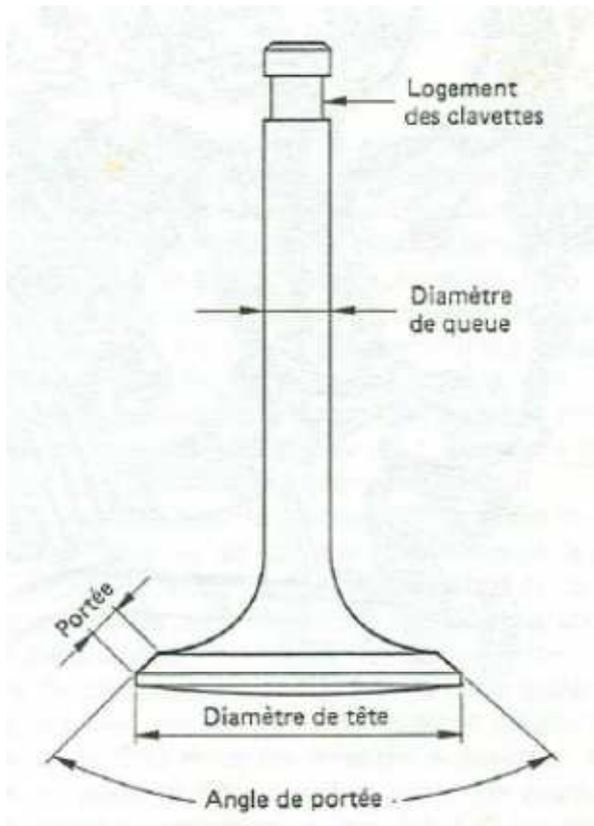


Figure 75 : la soupape

Les soupapes sont les organes qui régissent l'entrée et la sortie des gaz dans la chambre de combustion. [108]

Le diamètre de leur tête doit être important. Cette dimension est limitée par la place libre dans la chambre de combustion, le poids de la soupape qui doit rester minimal, et par sa résistance mécanique aux chocs et aux déformations.

1.6 L'arbre à came

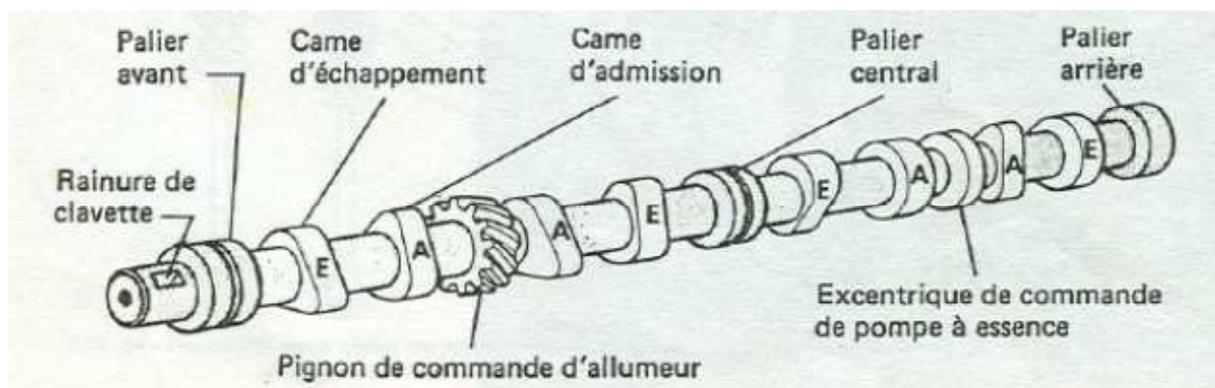


Figure 76 : l'arbre à came [93]

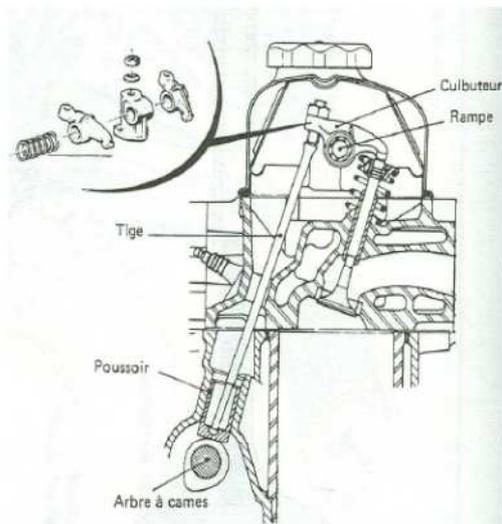
L'arbre à cames est l'élément le plus important de la commande de distribution. Il est chargé de commander de façon très précise la levée des soupapes et d'assurer cette levée pendant une durée bien déterminée, correspondant au diagramme de distribution du moteur.

Il doit résister aux torsions provenant de la poussée des ressorts et à l'usure par frottement.

L'arbre à cames peut être en fonte spéciale moulée ou en acier forgé ou cémenté trempé.

Selon la disposition des cylindres et celle des soupapes on peut trouver des moteurs ayant deux ou quatre arbres à cames en tête. [108]

1.7 Les éléments intermédiaires entre la soupape et l'arbre à came.



Le culbuteur : c'est un levier basculant qui fait partie de la transmission secondaire alternative de la commande de distribution. Il reçoit en un point la poussée de la came, soit directement soit par l'intermédiaire d'une tige, et par un autre point pousse la soupape en ouverture.

La tige du culbuteur : La tige de culbuteur est un élément de la commande de distribution qui transmet le mouvement de la came au culbuteur dans un moteur culbuté. Elle comporte une extrémité de forme sphérique qui appuie au fond du poussoir et l'autre extrémité en forme de cuvette dans laquelle s'articule la vis de réglage portée par le culbuteur.

Figure 77 : éléments intermédiaires

Le poussoir : Des poussoirs sont interposés entre les cames et les soupapes. Ils servent d'intermédiaire entre le mouvement de rotation des cames et le mouvement rectiligne des soupapes.

Selon la position de l'arbre à cames par rapport aux soupapes, il est nécessaire d'interposer des culbuteurs et des tiges de culbuteurs

1.8 La bielle

La bielle est la pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston par l'axe de piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin.

Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

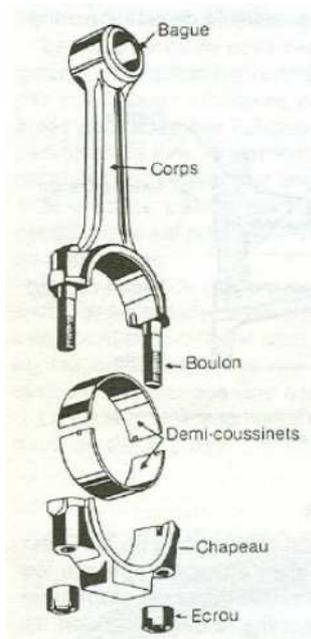


Figure 78 : éléments de la bielle

Elle se compose de trois parties : [109]

Le pied relié à l'axe du piston, soit généralement avec une bague bronze, emmanchée à force, soit dans certains cas avec une bague à aiguilles.

Le corps est la partie comprise entre le pied et la tête. Il est de section en forme de "H" ou "I" pour résister aux divers efforts de compression et de traction et pour éviter ainsi le flambage.

La tête de bielle qui tourne sur le maneton du vilebrequin est coupée dans un plan perpendiculaire à l'axe de la bielle pour permettre la pose des coussinets et son montage sur le maneton du vilebrequin.

La partie inférieure qui vient coiffer le maneton est appelée chapeau. Ce dernier est généralement fixé par des boulons et des écrous auto-serreurs.

La coupe peut être droite ou oblique par rapport à l'axe de la bielle.

1.9 Le vilebrequin

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston.

La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur.

A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule, tourner un alternateur, ...

A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur : la distribution (arbre à cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (dynamo ou alternateur), le compresseur de climatisation, etc.

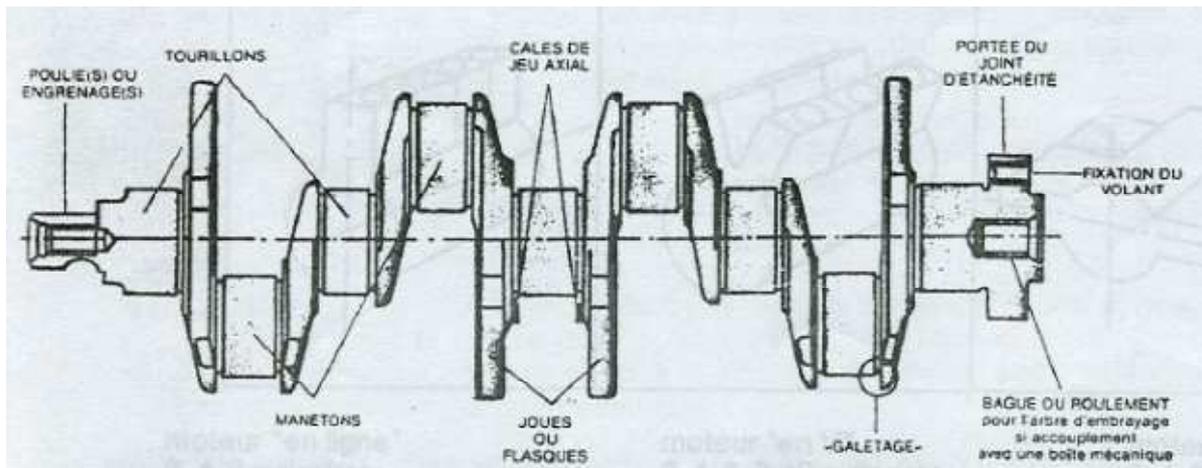


Figure 79 : le vilebrequin [94]

Le vilebrequin est soumis notamment : [109]

- aux torsions provenant des efforts opposés du couple moteur et du couple résistant.
- aux flexions, compressions, allongements et cisaillements.
- aux frottements au niveau des portées.
- aux vibrations provenant de la masse du vilebrequin lancé à grande vitesse (force centrifuge).

Il doit être conçu de manière à résister aux efforts qui lui sont demandés : [109]

- Bras de manivelle robustes :
 - grande surface des portées, manetons et tourillons;
 - géométrie indéformable;
 - alignement des axes de tourillons (ligne d'arbre);
 - distance entre axes de manetons et axes de tourillons (course piston).
- Equilibrage parfait tant en conditions statiques que dynamiques.

1.10 Les carters de protection

Ce sont les couvercles qui couvrent ou ferment les différentes faces du moteur. On distingue :

- **le carter inférieur** : C'est une pièce en forme de cuvette qui abrite le vilebrequin et les têtes de bielle et qui contient la réserve d'huile de graissage. En général, il est en tôle emboutie. Il peut être en alliage léger moulé avec nervures extérieures pour assurer un bon refroidissement de l'huile échauffée par son passage dans le moteur.
- **le carter de distribution** : pratiquement la distribution est matérialisée par une liaison mécanique entre le vilebrequin et l'arbre à cames. Cette liaison est protégée par un carter étanche en tôle ou en alliage léger, appelé le carter de distribution.

- **Le couvre-culasse** : ce carter ferme la culasse des moteurs à soupapes en tête. Son intérêt est lié au fait que sa disposition permet l'opération d'atelier : "réglage des soupapes". C'est un couvercle de protection étanche par joint comme le carter inférieur. Il est parfois en alliage léger.

1.11 La pompe d'alimentation.

La pompe d'alimentation permet d'alimenter la pompe à injection en carburant. Elle est placée entre le réservoir de carburant et le filtre à carburant. Elle a une pression relative d'environ 1 à 1,5 bars.

Ceci après avoir aspiré le combustible dans le réservoir, en passant par le prefiltre, et refoulé celui-ci à travers le (ou les) éléments filtrants (pompe à piston ou à engrenages). [110]

1.12 Le filtre à combustible

Le filtre à combustible (4 à 10 μm) protège l'équipement d'injection Diesel des impuretés et de l'eau [64]. Selon le type de moteur, on retrouve un ou deux filtres.

1.13 La pompe à injection

La pompe d'injection doit refouler sous pression vers chaque injecteur un volume précis de combustible, à l'instant prévu, et pendant une durée déterminée, à travers un circuit hydraulique comprenant soupape de refoulement, raccord et conduite haute pression.

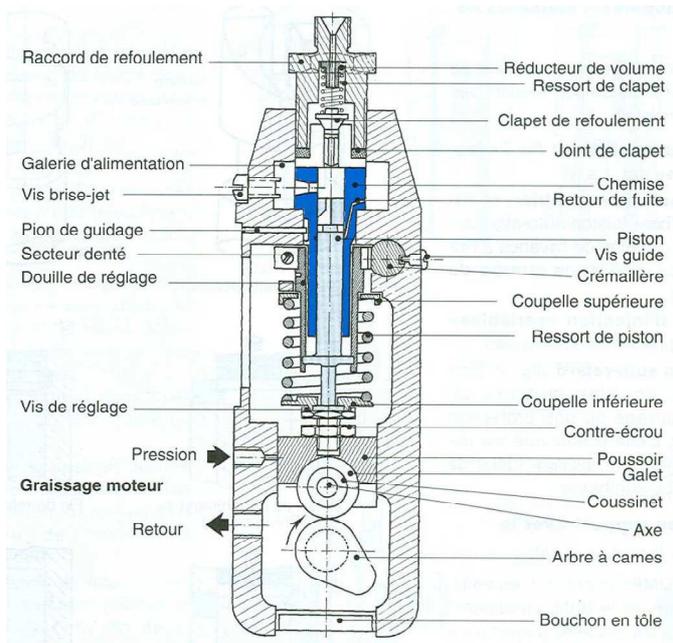


Figure 80 : pompe Bosch taille A avec graissage moteur (pompe en ligne)

Elle doit remplir les conditions suivantes : [111]

- Le dosage doit correspondre très exactement aux besoins du moteur (suivant la charge),
- Il doit être rigoureusement égal pour chaque cylindre du moteur,
- L'injection doit s'effectuer à un instant très précis,
- L'injection doit se produire pendant un laps de temps très court et sans égouttement ultérieur,

- La précision dans l'usinage de la pompe, notamment des pistons et des cylindres, doit être très poussée :
 - la pression instantanée atteinte une valeur très élevée : 1000 bars,
 - la quantité de combustible à refouler par coup de piston est très variable suivant les types de moteurs.

On distingue principalement deux types de pompe d'injection : les pompes rotatives et les pompes en ligne.

Ce type de pompe (fig. 10) est commandé par l'arbre à cames et par l'intermédiaire des poussoirs à galets, les pistons ou éléments de pompage possèdent une course de levée constante.

Cette course est en fonction de la taille de la pompe. Par exemple : taille A → 7 mm; taille MW → 10 mm. [111]

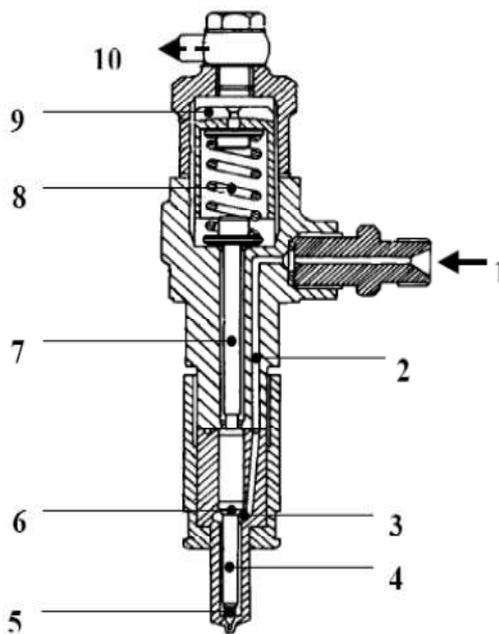
Les pistons sont ramenés vers le PMB par des ressorts dont le tarage est fonction de la vitesse maximale de la pompe, qui tourne à la demi-vitesse du moteur.

Le dosage du combustible est assuré par le déplacement en "rotation" des pistons, à l'aide de douilles, reliées à des secteurs dentés réglables en liaison avec la tige de réglage, appelée aussi "crémaillère".

1.14 Les injecteurs et portes injecteurs

L'injecteur ou pulvérisateur est fixé et positionné dans un support dénommé porte injecteur.

C'est un organe de haute précision qui assure la pulvérisation correcte et la répartition du combustible refoulé par la pompe d'injection, dans la chambre (ou la préchambre selon le cas) de combustion du moteur.



Fonctionnement :

Le carburant entre dans le corps d'injecteur par l'embout **1** et est amené par le conduit **2** dans la chambre **3** de la tête de l'injecteur. Dans celle-ci, l'aiguille **4** terminée par un pointeau **5** se lève sous l'effet de la pression agissant sur l'épaule **6**, en repoussant la tige **7** que maintient le ressort supérieur **8**. Ce dernier peut être taré par une vis réglable **9** ou par l'insertion d'épaisseurs calibrées. Ce tarage détermine donc la pression de levée d'aiguille et par là, celle de début d'injection, grandeur qu'il est essentiel de maintenir dans des limites précises. [84]

Figure 81 : l'injecteur et porte injecteur

- différents types d'injecteurs

- Injecteurs à trous (fig. 11.a)

Ce type d'injecteur est utilisé en général sur les moteurs à injection directe car son rôle est essentiellement de répartir le combustible.

L'extrémité de la buse est percée d'un trou central ou de plusieurs trous capillaires dont le diamètre minimal est de 0.2 mm (nombre de trous = 1 à 12, angles de jets = 0 à 180°).[111]

- Injecteurs à tétons (fig. 11.b)

Ils sont utilisés sur les moteurs à turbulence (injection indirecte), car la préparation du mélange combustible est assurée principalement par le tourbillonnement de l'air et facilitée par la forme étudiée du jet d'injection.

La buse est percée d'un trou central de diamètre relativement important $d = 0.8$ à 3 mm et l'aiguille présente un téton de diamètre légèrement inférieur.

Avec ce dispositif, on obtient un jet conique dont l'angle de dispersion α dépend de la forme du téton de l'aiguille. En outre, le téton empêche tout dépôt de calamine sur le trou d'injection.

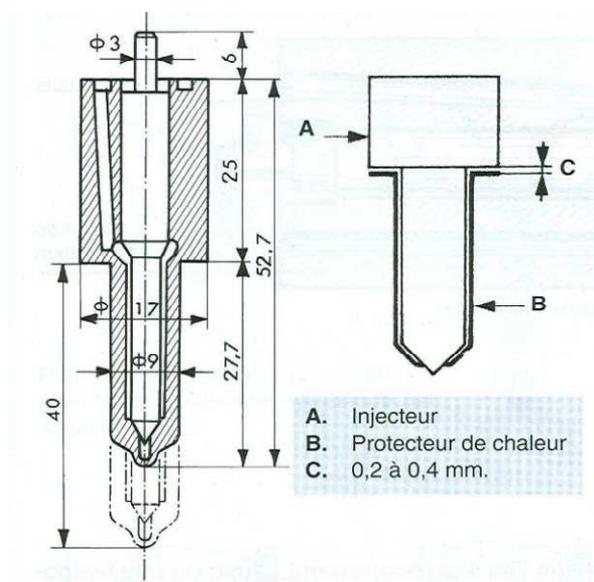


Figure 82 : injecteur à trous Bosch type DLL avec protecteur de chaleur

1. La distribution

La distribution est l'ensemble des organes dont le déplacement, synchronisé avec celui du piston, assure, à des instants bien déterminés du cycle, l'introduction de la masse d'air nécessaire à la combustion et l'évacuation des gaz brûlés.

La distribution comprend : [112]

- a. les organes d'ouverture et de fermeture des orifices d'admission et d'échappement : à savoir les soupapes
- b. les organes commandant les soupapes, à savoir :
 - ressorts qui s'appliquent les soupapes sur leur siège
 - culbuteurs et tiges-poussoirs
 - galets ou plateaux
 - cames dont le profil doit assurer des ouvertures et fermetures rapides et néanmoins sans heurts
- c. les organes de synchronisations avec le mouvement, à savoir :
 - arbre à came
 - son système d'entraînement depuis le vilebrequin (engrenages ou chaînes)

L'ensemble de ce mécanisme doit être à la fois :

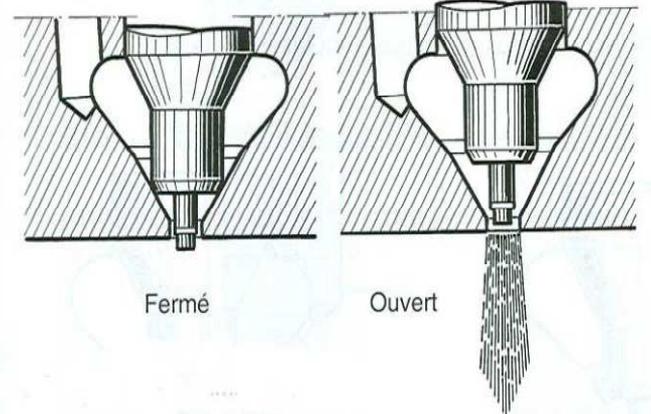


Figure 83 : injecteur à téton à extrémité cylindrique

- suffisamment rigide pour que la commande des soupapes se produise toujours à l'instant précis voulu (rappelons que, dans le moteur tournant à 1500 tr / mn, 1 milliseconde correspond à 9 degrés de rotation de vilebrequin).
- Suffisamment élastique pour éviter la naissance de chocs importants à certaines vitesses de rotation du moteur.

Rappelons que, du fait du rapport de compression élevé, les soupapes du diesel sont toujours logées dans la culasse (soupapes en tête).

2. Le système d'alimentation

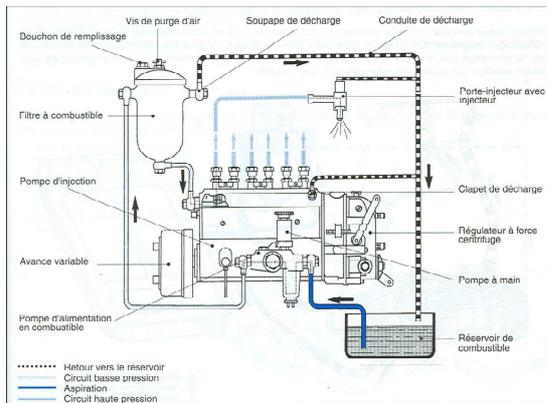


Figure 84 : circuit d'alimentation [99]

Le système d'alimentation comprend : le réservoir, une pompe nourrice, un filtre avec soupape de décharge, la pompe d'injection comportant autant d'éléments qu'il y a de cylindres au moteur, et les injecteurs.

Les conduites d'amenée et de retour permettent à la nourrice d'assurer un débit de balayage à travers le filtre, la pompe d'injection n'utilisant qu'une fraction variable de ce débit. De plus, les fuites le long des aiguilles d'injecteurs sont également ramenées au réservoir.

Les circuits d'alimentation permettent d'amener à la pompe d'injection une quantité de combustible suffisante, parfaitement filtrée, sans émulsion ni présence d'eau et sous une pression déterminée.

Ils participent également à la stabilisation de la température de la pompe d'injection et à l'écrêtage des pointes de pression en fin d'injection.

Le circuit d'alimentation comprend : [113]

a. Circuit en "aspiration"

Le circuit est compris du plongeur dans le réservoir, en passant par le prefiltre, jusqu'au raccord d'aspiration de la pompe d'alimentation.

C'est uniquement sur cette partie du circuit que l'on peut rencontrer la panne appelée "prise d'air" (raccord mal serré, joint défectueux, canalisation percée, ...).

b. Circuit en "basse pression"

Du côté "refoulement" de la pompe d'alimentation, en passant par le filtre principal, jusqu'à la galerie d'alimentation dans la pompe d'injection. Sur cette partie, tout manque d'étanchéité se traduit par une "fuite".

c. circuit à haute pression

De la sortie de la pompe d'injection aux injecteurs, il comprend :

- les tuyauteries HP et leurs raccords,
- les porte-injecteurs,
- les injecteurs.

3. Système de lubrification

Le fonctionnement des moteurs à piston se caractérise par le nombre et l'importance de surface qui, appliquées sous charge l'une sur l'autre, se déplacent l'une par rapport à l'autre. Il s'ensuit l'impératif d'empêcher tout frottement métal sur métal qui, s'il prend quelque extension, provoque, une fraction de seconde, un échauffement destructeur des surfaces. Pour assurer des déplacements affranchis de tout contact métal, il faut interposer entre ces deux surfaces un fluide onctueux et visqueux.

5.1 Rôle

Les rôles du système de lubrification peuvent être classés comme suit : [112]

a. Rôle mécanique

Huile doit lubrifier des assemblages, c'est-à-dire former entre leurs surfaces en regard un matelas suffisamment résistant et épais pour éviter le contact métal sur métal.

b. Rôle thermique

L'huile en second lieu, concourt à limiter les températures de certains organes et doit, parfois refroidir les pistons.

c. Rôle chimique

L'huile doit enfin :

- assurer le maintien de la propreté du moteur aussi bien dans les parties chaudes (gorges de segments, fonds de piston) que dans les parties froides (carter de distribution, canalisations internes du vilebrequin, carter inférieur)
- protéger les pièces contre les corrosions provoquées par
 - l'humidité (lors d'arrêts prolongés)
 - les acides nés de la combustion de combustibles sulfureux
- évacuer les impuretés.

Au total, la qualité du lubrifiant doit être telle :

- que, au repos, il reste adhérent aux surfaces (onctuosité)
- que sa viscosité varie peu en fonction de la température

- qu'il reste inaltérable à chaud
- qu'il neutralise les acides produits par la combustion
- qu'il empêche l'agglomération des particules carbonées produites par la combustion
- qu'il soit filtrable
- qu'il soit de bon marché

5.2 Lubrifiants

5.1.1 Caractéristiques du lubrifiant

Les lubrifiants utilisés dans un moteur de véhicule doivent répondre à des conditions de qualité suivantes : [114]

a) La viscosité

La viscosité caractérise les forces de frottement qui interviennent entre les molécules d'un fluide seulement quand celles-ci sont en mouvement les unes par rapport aux autres.

Elle se mesure de différentes manières. La méthode la plus courante est celle d'Engler.

Cette méthode consiste à comparer la vitesse d'écoulement d'un certain volume d'huile à celle d'écoulement d'un même volume d'eau par un trou de petit diamètre (1 mm, par exemple).

La viscosité de l'huile diminue avec l'élévation de la température.

La qualité d'une huile est d'avoir un degré de viscosité suffisant pour assurer un frottement fluide aux températures de fonctionnement des organes du moteur : de 80°C à 150°C.

b) L'onctuosité

L'onctuosité est la facilité pour un lubrifiant de bien adhérer aux surfaces métalliques.

c) le point d'inflammation

C'est la température à laquelle l'huile émet des vapeurs. Ces vapeurs risquent de s'enflammer. La température d'inflammation est environ : 200°C à 250°C.

d) Le point d'écoulement

C'est la température où l'huile ne s'écoule plus. Elle doit être la plus basse possible. Pour les régions tempérées, cette température est de l'ordre de -25°C à -20°C.

5.1.2 Les additifs

Les huiles modernes en contiennent 15 à 20% [115] car ils sont indispensables pour diminuer l'usure et la friction à haut et moyen régimes mais également pour éviter l'accumulation de boues et de résidus créés par l'oxydation et les changements chimiques. Chaque additif possède une fonction propre afin d'améliorer les caractéristiques de l'huile :

Ils permettent entre autres de:

- **protéger l'huile** : Les antioxydants retardent le phénomène d'oxydation qui se produit lorsque l'huile chauffe en présence d'oxygène. Les anti-mousse évitent (comme leur nom l'indique) la formation d'écume et améliorent le pompage de l'huile.
- **protéger le moteur** : Les anticorrosifs agissent sur la surface du métal pour prévenir la corrosion provoquée par l'oxydation des huiles et la combustion du soufre, les antirouille isolent le métal de l'eau de condensation et les anti-usures augmentent la résistance à la rupture du film d'huile pour éviter le contact métal-métal.
- **nettoyer le moteur** : Les additifs détergents-dispersants nettoient et maintiennent les impuretés en suspension dans l'huile, afin d'éviter leur agglomération.
- **améliorer les caractéristiques de l'huile** : Les antigels abaissent le point de congélation de l'huile tandis que d'autres additifs améliorent l'indice de viscosité (huiles multigrades).

5.3 Différents types d'huiles moteurs

Les huiles moteurs sont classées suivant leur viscosité, les normes de classement sont déterminées par la S.A.E. (Society Automotive Engineering).

On distingue : [114]

- Les huiles multigrades dont la viscosité est donnée pour une valeur de la température.

On trouve les huiles SAE 10W, 15W, 20W, 30, 40, 50.

Exemple 1 : Une huile classée SAE 10W signifie que :

- 10 indique la valeur de la viscosité,
- W indique que la valeur de la viscosité a été mesurée à la température de 0°F (-18°C).

Exemple 2 : Une huile classée SAE 40 signifie que :

- 40 indique la valeur de la viscosité,
- l'absence de lettre indique que la valeur de la viscosité est donnée à la température de 210°F (100°C).
- une huile SAE 40 est plus visqueuse qu'une huile SAE 30 à la température de 210°F.
- Les huiles multigrades dont la viscosité est donnée pour deux valeurs de la température.

On trouve les huiles SAE 10W30, 10W40, 10W50, 15W40, 15W50, 20W40, 20W50.

Exemple: 15W40

- 15W viscosité à 0°F,

- 40 viscosité à 210°F.

4. Système de refroidissement

Les combustions répétées surchauffent les pièces en contact (piston, cylindre, soupape) et se diffusent sur l'ensemble des pièces mécaniques du moteur. Il faut donc les refroidir sous peine de destruction. Pour un bon fonctionnement, les moteurs à explosion ont besoin d'une température régulière et adaptée.

En outre la quantité d'énergie à évacuer par le refroidissement varie en fonction de la charge du moteur.

Au cours du cycle, la température des gaz au sein du cylindre varie de quelques degrés à 2000°C. [116]

Les parois de la culasse et de la chemise suivent ces variations avec une amplitude beaucoup plus faible. Ces écarts (de 60 à 80°C autour d'une moyenne de 200°C pour la peau des parois de la culasse par exemple [116]) suffisent parfois à provoquer des contraintes thermiques cycliques préjudiciables à la tenue des pièces (craques thermiques dans la culasse, déformations permanentes de la culasse entraînant des problèmes d'étanchéité au niveau du joint de culasse...).

7.1 Avantages du refroidissement [116]

- Maintien de la température des éléments de la chambre de combustion en dessous de certaines limites pour assurer leur résistance mécanique.
- Diminution de la température de l'huile afin d'assurer une bonne lubrification du contact segment/cylindre et aussi de diminuer les risques de grippage des pistons ou de gommage des segments.
- Maintien d'un taux de remplissage correct (échauffement des gaz frais plus réduit).
- Eloignement des limites du cliquetis (combustion anormale).

7.2 Avantages des températures élevées [116]

- Obtention de rendements plus élevés (diminution des pertes aux parois).
- Amélioration de la préparation du mélange air/carburant.
- Limitation de la production d'hydrocarbures imbrûlés et d'acides sulfureux au contact des parois.

En conclusion, il est donc rationnel de refroidir les parois du moteur à la condition de ne pas le faire trop énergiquement.

L'expérience montre qu'il est intéressant de maintenir la température des parois : [116]

- autour de 120°C pour les chemises.

- autour de 180 à 240°C pour la culasse.

7.3 Les différents systèmes de refroidissement

On retrouve généralement deux grands systèmes de refroidissement à savoir le système de refroidissement par eau et le système de refroidissement par air.

- Le refroidissement par eau : une circulation d'eau interne refroidit le moteur, ensuite l'eau est refroidie dans un radiateur ou un tour de refroidissement.
- Le refroidissement par air : un courant d'air frais passe sur le moteur et le refroidit.

5. Chambre de combustion

L'injection doit conduire à une pulvérisation assez fine pour que la combustion rapide intervienne sans délai excessif. Pour que la combustion soit complète, la distribution des gouttelettes dans d'air doit être aussi homogène que possible. Deux méthodes ont été appliquées à cet effet :

- l'injection indirecte, où la chambre de combustion est aménagée dans la culasse et communique avec le cylindre par un conduit rétréci.
- l'injection directe, où la chambre de combustion est délimitée par le piston, la culasse et les parois du cylindre.

7.1 Combustion indirecte

a. Moteurs à chambre de précombustion (fig.51, 52) [117]

L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre". Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30% du volume de compression.

Le combustible injecté dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé et élévation de pression résultant de cette précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit.

Cette combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injection sont modérées (100 à 150 bars) et le rapport volumétrique varie de 12/1 à 15/1.

Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage car le taux de compression adopté ne permet pas de porter l'air ambiant à une température suffisante lorsque la culasse est froide.

b. Moteurs à chambre de turbulence (fig.52) [117]

Ce dispositif est une variante du précédent : la chambre de turbulence représente la presque totalité du volume de la chambre de combustion.

Cette préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique; comme dans le cas précédent, l'injecteur débouche dans la chambre.

Pour ces moteurs, le rapport volumétrique est compris entre 15/1 et 18/1, et la pression d'injection est de 110 à 130 bars.

7.2 Combustion directe (fig. 53)

Deux techniques de combustion sont employées :[117]

- Par énergie des jets d'injecteur : utilisé dans les gros moteurs lents, l'injecteur central comporte de 6 à 8 trous, pulvérise le combustible (tarage de 200 à 350 bars) à la circonférence de la chambre de combustion de grand diamètre et peu profonde du piston. Le système fonctionne sans tourbillon d'air (swirl), mais exige une grande précision du positionnement de l'injecteur (à proximité de la chambre) et un excès d'air très important.
- Par mouvement tourbillonnant de l'air (swirl) : c'est le procédé le plus utilisé sur tous les moteurs modernes, le mouvement tourbillonnant de l'air est amorcé par la forme du conduit d'admission la chambre de combustion dans le piston est plus réduite, et comporte une forme variable selon le constructeur, en perpétuelle évolution en fonction de la normalisation antipollution, afin d'améliorer sans cesse l'homogénéité du mélange air-combustible. L'injecteur utilisé est du type à trous multiples (3 à 6).

Le principe de fonctionnement est le suivant :

Pendant l'admission, l'air pénètre dans le cylindre par la volute d'admission. Elle lui imprime un mouvement tourbillonnant très intense, créant un cyclone qui se poursuit pendant la compression.

En fin de compression, l'injecteur introduit le combustible dans la chambre sphérique du piston. Le jet très court est dirigé sur la paroi, et s'étale sur elle en un film mince. Les fines gouttelettes qui forment un brouillard autour de ce jet s'oxydent et amorcent la combustion.

Ce début de combustion s'effectuant avec une faible quantité de combustible, le cognement est éliminé. Le reste du combustible étalé en film mince s'évapore lentement, permettant aux vapeurs de se mélanger à l'air à l'air tourbillonnant.

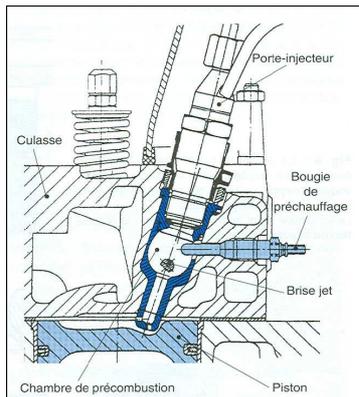


Figure 85 : Moteur à chambre de précombustion

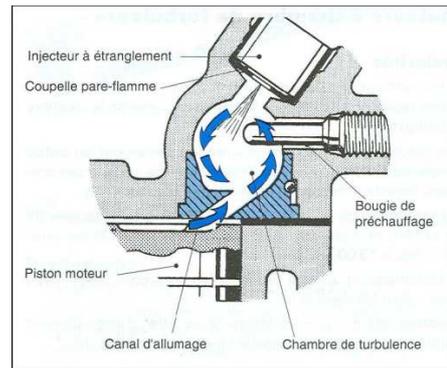


Figure 86 : Chambre de turbulence "Ricardo"

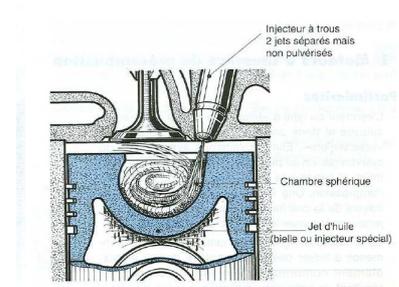


Figure 87 : Injection directe

6. Fonctionnement du moteur diesel

Le principe de fonctionnement du moteur diesel classique est le suivant : le mélange comprimé d'air et de carburant s'enflamme à l'intérieur d'un cylindre dans lequel se déplace un piston relié à un vilebrequin par une bielle. Le mouvement du piston s'effectue entre deux positions extrêmes appelées point mort haut (PMH) et point mort bas (PMB) correspondant respectivement au volume minimal et maximal réactionnel.

L'énergie dégagée par la combustion engendre alors un mouvement rectiligne du piston transformé en mouvement rotatif en sortie de vilebrequin par l'intermédiaire du système bielle-manivelle.

Cycle Diesel à quatre temps

Les moteurs diesel fonctionnant selon le principe du cycle à quatre temps comprennent les phases suivantes : admission, compression, combustion-détente et échappement [64] (figure 54).

1^{er} temps : Admission : La soupape d'admission s'ouvre et le piston qui se déplace entre le PMH et le PMB aspire de l'air pur. Au PMB, la soupape se referme.

2^e temps : Compression : Le piston évolue du PMB au PMH et comprime l'air pur jusqu'à une pression de l'ordre de 20 à 30 bars. Le carburant est injecté dans le cylindre un peu avant la fin de la compression; on parle alors d'avance à l'injection par rapport au PMH.

3^e temps : Combustion détente: La combustion naît par auto-inflammation dans une ou plusieurs zones de la chambre où se trouvent réunies les conditions de température, pression et concentration nécessaires pour déclencher ce processus. L'injection de carburant se poursuit ensuite dans un milieu où existe déjà une flamme. Sous l'effet de l'énergie thermique dégagée et de la production de gaz, le piston est repoussé vers le PMB tandis que les soupapes restent fermées.

4^e temps : Echappement : La soupape d'échappement s'ouvre quand le piston atteint le PMB ; les produits de combustion ("gaz brûlés") sont évacués à l'extérieur sous l'effet du retour du

piston au PMH. A ce moment, la soupape d'échappement se referme. En fait, il existe au voisinage du PMH un intervalle de temps (dit "de croisement") pendant lequel les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément.

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

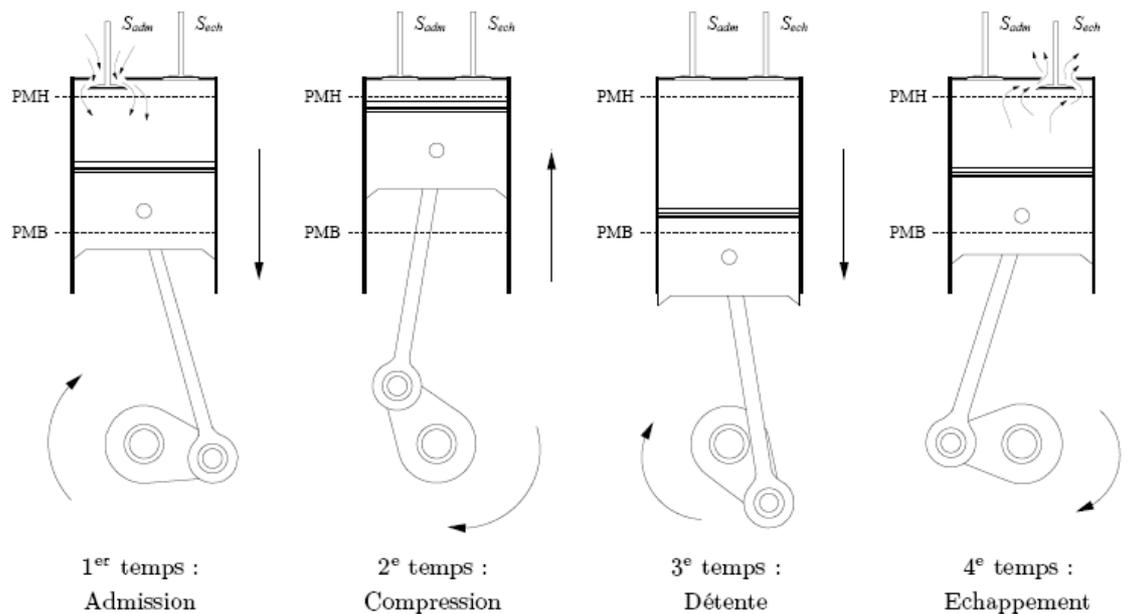


Figure 88 : cycle du diesel à quatre temps [104]

7. La thermodynamique du moteur

Le moteur diesel est une machine thermique au sein de laquelle l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique. La chaleur est produite par la combustion qui libère l'énergie du mélange air-carburant et le travail résulte de la détente des gaz. On représente les transformations subies par le fluide au cours des quatre temps sur le diagramme thermodynamique construit dans le plan pression-volume.

9.1 Le diagramme théorique du cycle diesel

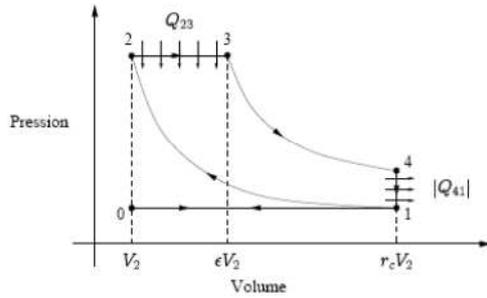


Figure 89 : diagramme théorique

Premier temps : admission 0-1. la soupape d'admission s'ouvre. L'air entre dans le cylindre.

Deuxième temps ; compression isentropique 1-2. le piston comprime l'air du cylindre du PMB au PMH. Soit τ le taux de compression :

$$\tau = \frac{V_1}{V_2}$$

La compression est isentropique d'où :

$$P_2 V_2^\gamma = P_1 V_1^\gamma \text{ et } T_2 V_2^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1} \quad (1)$$

Troisième temps : combustion détente 2-3-4.

La combustion se fait à pression constante suivie d'une détente isentropique jusqu'au point 4.

$$P_2 = P_3 \text{ et } P_4 V_4^\gamma = P_3 V_3^\gamma \text{ et } T_4 V_4^{\gamma-1} = T_3 V_3^{\gamma-1}$$

Quatrième temps : échappement 4-0. En 4 la soupape d'échappement s'ouvre. Les gaz brûlés subissent une détente 4-0 en principe isochore.

D'après le premier principe de la thermodynamique, le travail produit W au cours de ce cycle est égal à la différence entre la chaleur reçue, Q_1 , et la chaleur cédée, Q_2 , par le fluide, soit :

$$W = Q_1 - |Q_2| = c_p(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1) \text{ Avec :}$$

$$\text{La chaleur fournie au cours de l'évolution isobare 2-3 est : } Q_1 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2)$$

$$\text{La chaleur cédée } Q_2 \text{ au cours de l'échange isochore 4-1 est } Q_2 = c_v(T_4 - T_1) \quad (3)$$

Le rendement théorique du cycle est :

$$\eta = \frac{|W|}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (4)$$

En introduisant (2) et (3) dans (4) on :

$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (5)$$

$$\text{Avec} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

Le développement de l'expression (5) conduit à y faire apparaître, outre le rapport volumétrique de compression $\tau = V_1/V_2$, et le rapport d'expansion $\chi = V_3/V_2 = T_3/T_2$ de la combustion isobare on a :

$$\eta = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}} \frac{\chi^{\gamma} - 1}{\gamma(\chi - 1)} \quad (6)$$

9.2 Diagramme réel du cycle diesel

Dans le cycle réel, le processus de combustion est de toute évidence pas adiabatique [118-119]. La température est en deçà de la température de combustion adiabatique. L'apparition de transfert de chaleur entre le fluide de travail et les parois du cylindre est importante. Les processus de transfert de chaleur se produisant dans le cylindre sont très compliqués. La perte de chaleur à travers les parois du cylindre est supposée être proportionnelle à la moyenne de la température des parois et constante.

Le diagramme pression-volume du cycle réel est globalement toujours inscrit à l'intérieur du cycle théorique [91] en raison des pertes citées précédemment. La comparaison du cycle réel avec le cycle de référence permet de localiser facilement les parties du diagramme où les pertes affectent le rendement du moteur. Cet outil facilite donc l'analyse des motoristes qui peut par la suite mettre en place des corrélations adaptées.

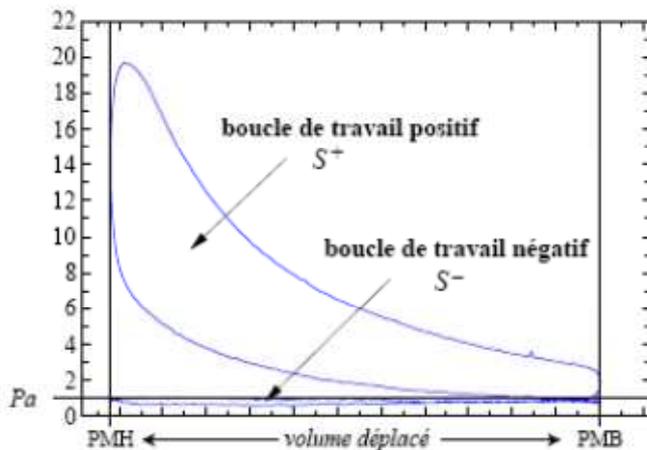


Figure 90 : diagramme réel pression-volume du moteur à allumage commandé.

Nous pouvons donc écrire que : [119]

$$Q_l = A - B(T_3 - T_2) \quad (6)$$

Où A est une constante relative à la combustion et B une constante relative au transfert de chaleur. Les équations 2 et 6 donnent :

$$c_p(T_3 - T_2) = A - B(T_3 - T_2)$$

En développant cette équation on a :

$$T_3 = \frac{A + (c_p - B)T_2}{c_p + B} \quad (7)$$

L'équation (1) implique $T_2 = T_1 \tau^{\gamma-1}$

D'où l'équation (7) devient :

$$T_3 = \frac{A + (c_p - B)T_1 \tau^{\gamma-1}}{c_p + B} \quad (8)$$

9.3 Caractéristique géométrique des moteurs diesel.

La conception d'un moteur alternatif revêt un caractère fondamental puisque certains paramètres géométriques ont une influence prépondérante sur la plage de fonctionnement du moteur en termes de régime, de puissance, de couple et de consommation. D'autre part, la combustion dans un moteur est en partie gouvernée par des phénomènes aérodynamiques qui dépendent directement de la géométrie de la chambre de combustion.

- Le cylindré unitaire : encore appelé volume déplacé, V_d , c'est le volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB. Si D est le diamètre du cylindre ou alésage et L la course du piston, alors le cylindré unitaire est donné par :

$$V_d = L \frac{2\pi D^2}{4}$$

- Le cylindré total : le cylindré total, V_c , est le produit du cylindré unitaire par le nombre de cylindre constituant le moteur n :

$$V_c = nV_d$$

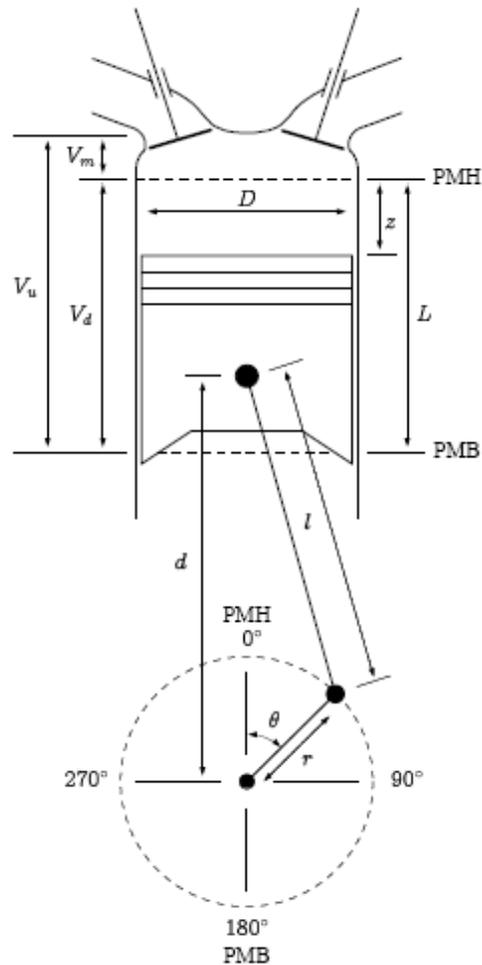


Figure 91 : caractéristique géométrique du moteur

- Le volume total :** Quand le piston est au PMH le volume de la chambre n'est pas nul, il reste un volume minimal décrit principalement par le jeu entre le piston et le sommet du cylindre, c'est le volume mort V_m . Le volume mort inclut également le logement de l'injecteur et le bol usiné dans la tête du piston et éventuellement le volume de la chambre de précombustion dans le cas d'un moteur à injection indirecte. Le volume total de la chambre de combustion V_t est égal à la somme du volume déplacé V_d et du volume mort V_m :

$$V_t = V_d + V_m$$

- Le rapport de compression volumique :** A partir des relations précédentes, on définit le rapport de compression volumétrique τ aussi appelé taux de compression, il correspond au rapport du volume total au volume mort :

$$\tau = \frac{V_t}{V_m} = \frac{V_d + V_m}{V_m}$$

Le rapport de compression intervient dans le calcul thermodynamique du cycle moteur, en fonction de τ , on peut connaître la pression et la température de l'air dans le cylindre en fin de compression. L'influence de ce paramètre sur les performances du moteur Diesel est déterminante, nous verrons par la suite que le rendement en dépend directement

- **L'angle du vilebrequin :** Pour l'étude du fonctionnement du moteur, il est très pratique d'exprimer l'évolution des différentes variables ou la position des parties mobiles en fonction de l'angle vilebrequin, θ , plutôt qu'en fonction du temps. La relation entre l'angle vilebrequin θ , la vitesse de rotation ω et le temps s'écrit :

$$\theta = \omega t = 2\pi Nt$$

Les positions du point mort haut et du point mort bas s'expriment relativement à l'angle vilebrequin, ainsi, $\theta_{PMH} = 0^\circ V$ et $\theta_{PMB} = 180^\circ V$, où $^\circ V$ désigne le degré vilebrequin. N représente la fréquence de rotation du vilebrequin.

8. Les performances du moteur diesel

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,
- le rendement.

10.1 Le travail du cycle

Le travail indiqué correspond au travail des forces de pression transmises au piston par les gaz pendant les quatre temps du cycle moteur. Le travail indiqué, W_i , est représenté par la surface fermée du diagramme. On calcule sa valeur par intégration de la pression sur deux tours de vilebrequin :

$$W_i = \int_{\theta=0}^{\theta=720} -pdV$$

On différencie le travail indiqué du travail effectif, W_e disponible sur l'arbre moteur ; ce dernier est égal au travail indiqué diminué de la quantité de travail perdue par frottement W_{fr} .

$$W_e = W_i + |W_{fr}|$$

Avec

$$W_{fr} = W_{fric} + W_{acc}$$

On décompose le travail de frottement en deux composantes distinctes : la première, W_{fric} est consécutive aux frictions mécaniques entre les parties mobiles et les parties fixes du moteur (le frottement du piston sur la chemise par exemple). La seconde, W_{acc} correspond au travail d'entraînement des accessoires, c'est-à-dire nécessaire à l'actionnement des organes périphériques du véhicule (pompe de carburant, alternateur, pompe de refroidissement, ventilateur, climatisation, actionneurs électromécaniques, etc.).

10.2 Les puissances du moteur

La puissance d'un moteur se définit par l'énergie (en joules) que le moteur fournit par unité de temps (une seconde), son unité est le Watt. La puissance effective correspond à la puissance recueillie sur l'arbre moteur. Son expression est donnée par la relation fondamentale :

$$P_e = \Gamma_e \omega$$

Où ω est la vitesse de rotation du moteur en rad/s et Γ_e le couple effectif en N.m mesuré à l'aide d'un dynamomètre ou d'un frein sur banc d'essai. La relation entre la puissance (unitaire) et travail par cycle est donnée par :

$$P_e = \frac{W_e N}{2}$$

$$P_i = \frac{W_i N}{2}$$

La puissance perdue par le frottement P_f respecte la relation :

$$P_f = |P_i| - |P_e|$$

10.3 Les pressions moyennes

Le travail et la puissance d'un moteur dépendent de sa géométrie. Afin de comparer les performances de moteurs de cylindrées différentes les motoristes utilisent des grandeurs relatives appelées pressions moyennes. On les calcule en divisant le travail par le volume déplacé V_d . Une pression moyenne n'a bien évidemment pas de réalité physique puisqu'elle correspond théoriquement à la pression constante qu'il faudrait appliquer à la surface du piston tout au long d'une course motrice afin d'obtenir le même travail que celui fourni par le moteur. Les expressions de la pression moyenne indiquée PMI et de la pression moyenne effective PME sont données par :

$$PMI = \frac{W_i}{V_d}$$

$$PME = \frac{W_e}{V_d}$$

La différence entre la PMI et la PME est conséquente aux pertes par frottements ; d'où la pression moyenne de frottement :

$$PMF = PMI - PME$$

10.4 La consommation spécifique

La consommation spécifique, CS, informe sur la capacité d'un moteur à convertir l'énergie du carburant en travail. Elle est égale à la masse de combustible consommée, \dot{m}_f , par unité de puissance :

$$CS = \frac{\dot{m}_f}{P}$$

La consommation spécifique est une grandeur bien adaptée pour comparer entre eux des moteurs qui sont, soit de cylindrées différentes, soit qui n'utilisent pas le même combustible. Précisons toutefois qu'elle évolue avec le régime moteur et la charge appliquée.

10.5 Le rendement du moteur

Comme toutes machines, en particulier les machines thermiques, le moteur diesel ne restitue pas intégralement en travail mécanique l'énergie fournie par le carburant. En premier lieu, le moteur ne fonctionne pas suivant le cycle thermodynamique théorique. De plus, une partie de l'énergie chimique disponible est perdue par frottement des ensembles mécaniques alors qu'une autre partie de cette énergie est perdue par dissipation thermique (liquide de refroidissement, huile, gaz d'échappement). La chaîne de rendement est donc la suivante :

- a. **le rendement global** : aussi appelé le rendement effectif η_e : il inclut toutes les pertes, qu'elles soient d'origine mécanique ou thermique. Il est égal au rapport du travail mécanique effectif, W_e , sur la quantité de chaleur, Q_{comb} , susceptible d'être générée par la combustion complète du carburant introduit dans le cylindre :

$$\eta_e = \frac{|W_e|}{Q_{comb}}$$

Si m_f est la masse de combustible injectée pour un cycle et PCI le pouvoir calorifique du combustible, alors la quantité de chaleur, Q_{comb} , est donnée par la relation :

$$Q_{comb} = m_f PCI$$

- b. **le rendement mécanique** : c'est le rapport du travail disponible sur le vilebrequin W_e et le travail indiqué des gaz sur le piston W_i

$$\eta_{mec} = \frac{W_e}{W_i}$$

- c. **le rendement indiqué** : Afin de comparer les performances de moteurs différents il est utile d'isoler les pertes d'origines mécaniques. Ce qui mène à définir le rendement indiqué, η_i , qui renseigne uniquement sur la qualité de conversion du carburant. Son expression est donnée par le rapport du travail indiqué et de l'énergie chimique introduite dans le moteur :

$$\eta_i = \frac{|W_i|}{Q_{comb}}$$

- d. **le rendement thermodynamique** : encore appelé le rendement du cycle ou rendement de diagramme, η_{thermo} , traduit l'écart entre le cycle réel et son cycle de référence. Il est égal au rapport du travail indiqué, W_i , sur le travail théorique :

$$\eta_{thermo} = \frac{W_i}{W_{ref}}$$

9. Descriptifs des phénomènes de la combustion

A partir du début de l'injection, quatre phases successives se déroulent : [64]

Le délai d'inflammation (Points A→B, fig.58)

C'est la phase (très courte) préparatoire à la combustion, qui sépare le début de l'injection du début de l'inflammation du combustible. Ce délai, lié à la nature du combustible (indice de cétane) et à certains phénomènes physiques et chimiques se décompose en :

- *Délai physique* : c'est le temps pendant lequel les fines gouttelettes de gazole s'échauffent au contact de l'air jusqu'à leur "vaporisation" (variable selon la température de l'air, la vitesse, la dimension des gouttelettes et la viscosité de combustible, ...).

- *Délai chimique* : Pendant le temps qui précède l'inflammation, se réalise "oxydation" du combustible. La durée est comprise entre 0.001 et 0.002 seconde, une montée constante de la pression de compression a lieu pendant cette phase, proportionnelle à l'angle de rotation du vilebrequin (10 à 20°).

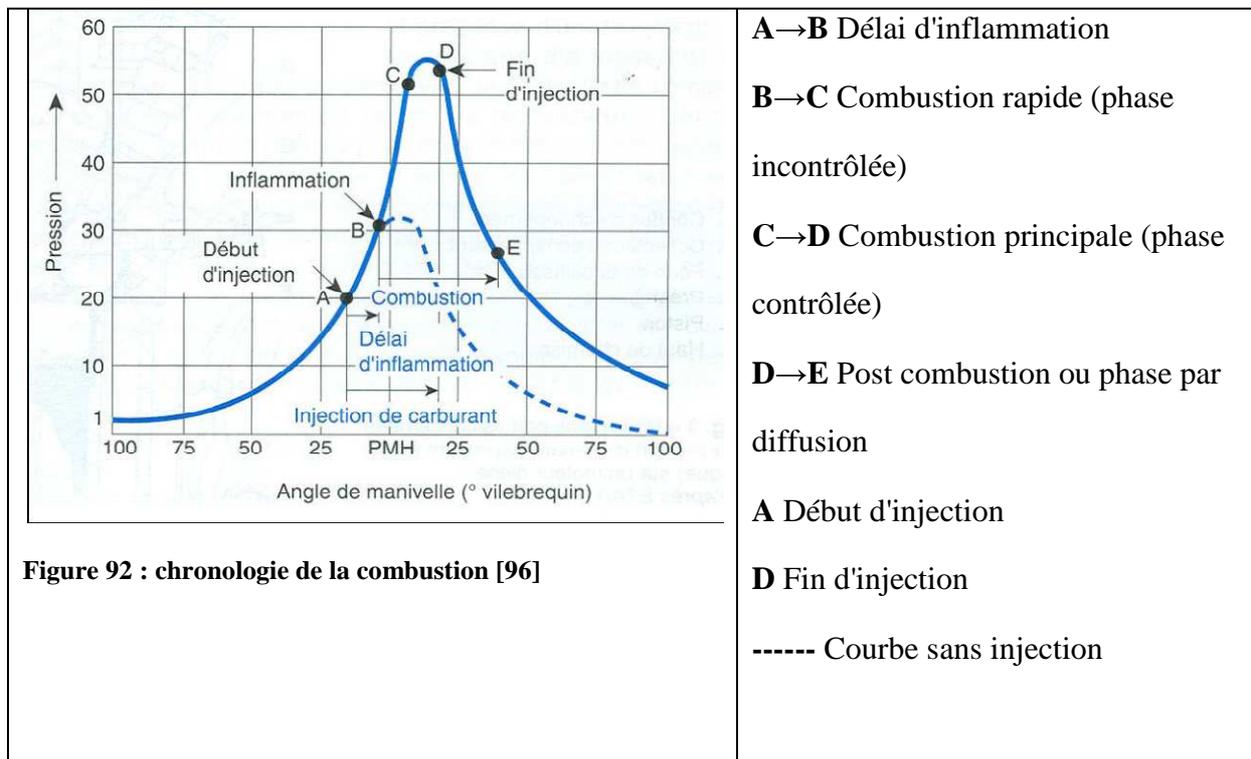


Figure 92 : chronologie de la combustion [96]

- **Propagation de la flamme (points B → C, fig.58)**

Le mélange carburant c'est formé, et le processus d'inflammation s'amorce en une multitude de points, à une vitesse extrêmement grande (présence d'un excès important d'oxygène et d'une masse de combustible pulvérisé durant le délai d'inflammation).

La vitesse de combustion (1000 à 1200 m/s) définit la montée en pression dans le cylindre et le bruit résultant de cette phase (combustion rapide ou phase incontrôlée).

- **Combustion principale (points C → D, fig.58)**

L'injection se poursuit, le combustible continue à brûler progressivement, la vitesse de combustion diminue, tandis que la pression et la température continuent à s'élever. C'est la phase de combustion "contrôlée" (en fonction du volume de combustible injecté par degré de rotation du vilebrequin).

C'est lors de cette phase, qu'une scission des molécules du combustible (cracking) s'effectue et donne naissance à :

- des produits gazeux et légers qui brûlent,
- des produits plus lourds (goudronneux) plus difficiles à brûler.

- **Post combustion ou combustion diffusante (points D → E, fig.58)**

La fin d'injection (fermeture de l'injecteur) se produit au point "D", mais le mélange carburant restant continu à brûler.

Annexe B : caractéristiques des carburants

Tableau 26 : Caractéristiques physiques du gazole, huile de Jatropha et leurs mélanges pour les essais de préchauffage

Combustible	Densité à 15°C	Viscosité à 37,8°C (mm²/s)	PCI (kJ/kg)
Gazole	0,859	3,44	45749
Mélange 10% de Jatropha	0,864	4,81	44994
Mélange 20% de Jatropha	0,869	6,37	43580
Mélange 30% de Jatropha	0,876	8,03	43318
Mélange 40% de Jatropha	0,882	8,48	42934
Mélange 50% de Jatropha	0,888	12,12	42250
Mélange 75% de Jatropha	0,904	21,74	39200
Jatropha pure	0,919	36,79	39104

Tableau 27 : Caractéristiques du gazole, de l'huile de Coton et de l'huile de Jatropha pour les essais de la première partie.

Carburant	Gazole	Huile de coton	Huile de Jatropha C
Masse volumique à 15°C (kg/m ³)	855	920	919
Viscosité à 40°C (mm ² /s)	3,37	34,91	36,79
PCI (kJ/kg)	44 868	35 666	39 104
Indice de cétane (%)	49,1	35-40	45
Point de trouble (°C)	<-5	-	-3
Point d'écoulement (°C)		0	-3
Point éclair (°C)	64 ,2	-	
Acidité (mg KOH /g)	-	0,07	0,66

Annexe C : résultats d'essai de la partie I

a. Tableaux de relevés des essais d'huile de Jatropha pure préchauffée

Tableau 28 : mesures et calculs de performances et émissions du moteur: l'huile de Jatropha préchauffée

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso	g/kWh CS	Rdmt %
8,84	147%	11,65	2121,50	925,00	21,85	946,85	377,35	6,86	500,75	68,00	212,08	43,410
8,00	133%	9,66	2586,50	993,50	14,90	1008,40	410,65	8,32	512,95	82,50	284,32	32,381
7,00	117%	9,64	1997,00	926,50	14,05	940,55	415,90	8,34	546,90	88,50	348,56	26,412
6,00	100%	10,54	630,50	949,50	15,70	965,20	351,20	7,67	490,25	78,00	358,41	25,687
4,80	80%	11,81	498,00	801,00	14,65	815,65	297,30	6,75	394,05	66,00	379,09	24,285
3,60	60%	12,91	501,00	584,50	24,95	609,45	243,90	5,94	320,05	54,00	413,55	22,262
2,40	40%	14,32	462,00	320,00	45,75	365,75	189,70	4,90	254,30	41,75	479,60	19,196
1,20	20%	15,56	516,50	148,50	51,90	200,40	144,60	3,98	197,25	31,00	712,23	12,926
0,00	0%	16,42	581,50	72,50	45,30	117,80	116,05	3,40	161,25	23,25		0,00

Tableau 29 : mesures et calculs de performances et émissions du moteur: l'huile de Jatropha pure

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	°C TA	% CO2	% CO2	g/kWh CS	Rdmt %
8,84	147%	11,46	2321,50	821,00	12,90	833,90	375,85	490,20	65,50	7,01	204,28	45,067
8,00	133%	11,49	2948,50	779,50	12,35	791,85	401,05	519,85	77,00	6,97	265,36	34,694
7,00	117%	12,14	2230,00	705,50	12,90	718,40	411,85	540,45	88,50	6,49	348,56	26,412
6,00	100%	13,63	732,50	679,00	13,85	692,85	360,65	489,60	79,50	5,41	365,30	25,202
4,80	80%	14,80	524,00	621,50	11,30	632,80	300,20	410,75	67,50	4,55	387,70	23,746
3,60	60%	15,70	477,00	511,50	11,45	522,95	249,95	329,75	55,00	3,91	421,21	21,857
2,40	40%	17,00	459,00	269,50	30,35	299,85	190,55	257,70	42,50	2,94	488,22	18,857
1,20	20%	18,40	500,00	123,50	40,55	164,05	144,75	196,25	31,75	1,91	729,46	12,621
0,00	0%	19,38	645,00	58,50	38,10	96,60	113,35	159,25	23,50	1,27		0,000

Tableau 30 : mesures et calculs de performances et émissions du moteur: gazole pur

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso	g/kWh CS	Rdmt %
8,84	147%	13,23	2030,00	809,50	9,15	818,65	385,65	5,67	482,30	66,50	193,86	40,591
8,00	133%	12,36	3342,50	737,50	8,50	746,00	427,15	6,33	533,00	76,50	246,43	31,933
7,00	117%	12,50	2769,00	747,50	8,50	756,00	433,95	6,25	535,60	86,00	316,60	24,854
6,00	100%	13,49	694,50	871,50	12,10	883,60	378,45	5,51	462,80	76,50	328,57	23,949
4,80	80%	15,24	271,50	756,50	11,45	767,95	306,25	4,22	382,80	63,50	340,92	23,082
3,60	60%	16,69	247,00	555,50	14,35	569,85	250,50	3,16	307,95	51,50	368,65	21,345
2,40	40%	18,43	253,50	304,50	29,75	334,25	192,60	1,87	240,20	39,75	426,82	18,437
1,20	20%	19,83	251,00	160,50	34,10	194,60	149,40	0,86	184,50	28,75	617,41	12,745
0,00	0%	20,43	250,50	85,00	30,45	115,45	118,45	0,00	144,75	20,00		0,000

b. tableaux de relevés des essais de mélanges d'huile de Jatropha/gazole préchauffés

Tableau 31 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : gazole pur

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso	g/kWh CS	Rdmt %
6,00	100%	16,56	354,50	628,50	10,80	639,30	281,30	3,26	447,25	76,75	329,64	23,871
4,80	80%	17,55	138,00	503,00	10,20	513,20	233,45	2,54	365,75	63,50	340,92	23,082
3,60	60%	18,40	121,00	367,00	14,50	381,50	188,50	1,91	295,65	51,25	366,86	21,449
2,40	40%	19,17	130,50	211,50	23,05	234,55	148,90	1,35	226,90	39,50	424,13	18,553
1,20	20%	19,69	153,50	116,50	28,10	144,60	120,75	0,96	178,95	29,50	633,51	12,421
0,00	0%	20,11	143,50	51,00	21,90	72,90	95,85	0,00	142,40	21,00	0,00	0,000

Tableau 32 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 20% de Jatropha/80% de gazole

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso	g/kWh CS	Rdmt %
6,00	100%	16,11	388,00	542,50	10,40	552,90	296,40	3,59	503,90	76,00	330,22	25,015
4,80	80%	17,34	199,00	495,00	9,70	504,70	245,10	2,69	404,60	63,50	344,88	23,952
3,60	60%	18,20	154,00	365,50	16,10	381,60	197,80	2,06	327,60	51,75	374,76	22,043
2,40	40%	19,01	153,00	213,50	25,40	238,90	158,50	1,46	253,45	39,50	429,07	19,252
1,20	20%	19,73	136,35	104,00	26,85	130,85	123,10	0,94	195,30	29,00	630,03	13,112
0,00	0%	20,12	142,50	46,50	20,65	67,15	99,50	0,00	150,65	20,00		0,000

Tableau 33 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 40% de Jatropha/60% de gazole

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso	g/kWh CS	Rdmt %
6,00	100%	14,78	684,50	678,50	10,60	689,10	330,35	4,52	470,75	78,50	346,19	24,221
4,80	80%	15,85	247,00	677,00	13,50	690,50	232,85	3,78	378,80	64,00	352,80	23,767
3,60	60%	18,62	150,50	344,00	19,75	363,75	208,45	2,78	301,85	52,00	382,20	21,939
2,40	40%	18,33	244,50	288,00	33,80	321,80	165,30	1,96	237,00	39,50	435,49	19,254
1,20	20%	19,14	259,50	147,50	41,40	188,90	131,40	1,37	180,50	29,25	644,96	13,001
0,00	0%	19,85	251,00	73,50	31,70	105,20	103,50	0,85	139,40	20,50		0,000

Tableau 34 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 50% de Jatropha/ 50% de gazole

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso	g/kWh CS	Rdmt %
6,00	100%	14,06	650,00	759,50	13,30	772,80	329,50	5,10	470,65	76,50	339,66	25,086
4,80	80%	16,07	267,00	592,50	11,85	604,35	260,75	3,63	380,15	64,50	357,98	23,802
3,60	60%	17,55	225,50	392,50	18,65	411,15	204,60	2,54	299,65	51,50	381,10	22,358
2,40	40%	18,68	220,00	227,00	29,55	256,55	164,60	1,71	236,65	39,50	438,45	19,434
1,20	20%	19,14	300,50	135,50	42,00	177,50	129,95	1,37	178,20	29,00	643,80	13,235
0,00	0%	19,73	312,00	65,50	34,05	99,55	102,50	0,94	137,10	20,50		0,000

Tableau 35 : mesures et calculs des performances et émissions de gaz du moteur : mélange 75% de Jatropa / 25% de gazole

kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NO	ppm NO2	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso	g/kWh CS	Rdmt %
6,00	100%	16,65	319,00	526,00	8,40	534,40	299,15	3,19	490,75	77,25	349,17	26,268
4,80	80%	17,49	172,50	476,00	9,75	485,75	236,60	2,58	407,80	64,50	364,43	25,168
3,60	60%	18,33	177,00	326,50	16,90	343,40	196,95	1,96	324,65	50,50	380,43	24,109
2,40	40%	19,03	176,50	191,50	27,95	219,45	157,30	1,45	253,45	38,50	435,05	21,082
1,20	20%	19,65	174,50	97,50	29,60	127,10	124,50	0,99	191,60	27,50	621,50	14,758
0,00	0%	20,19	154,50	41,00	21,10	62,10	94,70	0,00	150,50	19,50		0,000

c. tableaux des résultats de performances et d'émissions d'EGR

Tableau 36 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur sans EGR et l'huile de coton avec et sans EGR

CHARGE	Consommation g/kWh			T _{échapp} °C		
	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR
100%	342,00	365,80	400,09	488,73	492,60	513,00
80%	341,11	386,76	388,66	387,90	402,60	457,90
60%	370,50	424,23	434,39	314,17	334,83	371,35
40%	423,94	491,54	491,54	244,73	264,13	318,90
20%	612,75	727,79	731,60	186,17	197,03	245,30
0%				146,07	150,70	207,90

Tableau 37 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur sans EGR et l'huile de coton avec et sans EGR (suite)

CHARGE	Oxygène : O ₂			Monoxyde de carbone : CO			Oxyde d'azote NOx		
	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR
100%	16,53	17,53	10,26	444,00	754,00	2090,00	484,33	334,00	112,00
80%	17,57	17,84	12,04	155,33	455,67	1580,00	405,67	333,67	270,00
60%	18,38	18,34	11,65	130,67	385,00	1785,00	305,67	274,33	128,00
40%	19,14	18,86	13,26	144,00	352,00	1584,00	199,00	190,00	123,00
20%	19,76	19,34	15,13	163,67	453,00	1615,00	119,00	111,67	84,00

0%	20,12	19,85	17,27	175,33	590,67	1766,00	70,00	54,67	54,00
----	-------	-------	-------	--------	--------	---------	-------	-------	-------

Tableau 38 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur sans EGR et l'huile de coton avec et sans EGR (suite)

Charge	Température de fumée T_f			Gaz carbonique CO_2			Rendement global η_{gl}		
	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR	Gazole sans EGR	HVC sans EGR	HVC 20% EGR en %
100%	313,40	273,97	363,50	3,27	2,55	7,87	23,46	27,59	25,23
80%	250,37	234,80	335,90	2,51	2,32	6,57	23,52	26,10	25,97
60%	200,93	192,77	289,50	1,92	1,95	6,86	21,66	23,79	23,24
40%	156,40	154,23	247,90	1,36	1,57	5,68	18,93	20,53	20,53
20%	119,30	114,77	192,80	0,91	1,22	4,42	13,09	13,87	13,80
0%	95,33	87,47	145,20	0,00	0,84	2,65			

Tableau 39 : récapitulatif des données expérimentales du moteur avec le gazole pur avec EGR

Charge	Gazole EGR 20% Conso (g/kWh)	Gazole EGR 20% $T_{échapp}$ °C	Gazole EGR 20% O_2 %	Gazole EGR 20% CO en ppm	Gazole EGR 20% NOx en ppm	Gazole EGR 20% T_f en °C	Gazole EGR 20% CO_2 ppm	Gazole EGR 20% η_{gl} %
90%	351,50	462,50	13,00	1736,50	254,50	399,00	5,89	22,83
70%	363,38	404,50	11,55	1340,00	179,50	336,75	6,94	22,08
50%	393,30	331,50	12,30	1077,11	85,00	269,65	6,41	20,40
30%	484,50	255,50	14,62	882,50	79,50	210,50	4,75	16,56
20%	630,56	219,00	14,98	1016,50	78,00	185,00	4,78	12,72
0%		168,95	17,08	724,00	113,50	128,85	2,90	

Annexe D : résultats d'essai de la partie II

1. Tableaux résultats des performances et émissions de gaz d'échappement du moteur

Tableau 40 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai gazole pur

Régime	couple	kW Puiss	% Charge	% O2	ppm CO	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso (g/h)	g/kWh CS	±	Rdmt %
1500	15	2,36	25	17,4	247	749	133	2,5	157,8	650	275,87	5,60	30,659
1500	30	4,71	50	15,2	288	1482	223,5	4,2	277,82	1050	222,82	3,01	37,959
1500	36	5,65	100	14,2	442	1430	268,7	5	340,1	1300	229,89	2,85	36,791
2000	18	3,77	50	16,7	232	816	200,1	3	210,98	1000	265,26	4,33	31,885
2000	36	7,54	100	13,9	281	1306	325,4	5,2	385,44	1700	225,47	2,41	37,512
2400	10	2,51	25	17,4	303	487	177,1	2,5	179,8	1000	397,89	9,70	21,257
2400	20	5,03	50	16	250	765	241,1	3,6	264,79	1400	278,52	3,99	30,367
2400	36	9,05	100	13,4	332	1088	381,6	5,6	316,39	2150	237,63	2,33	35,593

Tableau 41 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de coton non préchauffée

régime	couple	kW Puiss	% charge	% O2	ppm CO	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso (g/h)	g/kWh CS	±	Rdmt %
1500	15	2,36	25	18	367	378	139,6	2,1	223,69	850	360,75	7,30	26,928
1500	30	4,71	50	16,2	414	971	218,9	3,5	368,96	1300	275,87	3,72	35,213
1500	36	5,65	100	15,4	453	1109	276	4	447,89	1500	265,26	3,28	36,622
2000	18	3,77	50	17,7	248	628	210	2,4	273,3	1200	318,31	5,18	30,518
2000	36	7,54	100	15,2	279	1031	336,2	4,2	489,78	2050	271,89	2,90	35,729
2400	10	2,51	25	18,2	274	391	176	2	224,72	1100	437,68	10,66	22,195
2400	20	5,03	50	16,9	226	602	243,9	2,9	323,43	1650	328,26	4,69	29,593
2400	36	9,05	100	15	300	840	378,8	4,4	518,95	2400	265,26	2,60	36,622

Tableau 42 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de coton préchauffée

régime	couple	kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso (g/h)	g/kWh CS	±	Rdmt %
1500	15	2,36	25	18,2	349	401	145,1	2	217,06	900	381,97	7,72	25,432
1500	30	4,71	50	16,7	334	887	223,6	3,1	357,15	1250	265,26	3,58	36,622
1500	36	5,65	100	15,4	443	970	277,7	4	433,35	1500	265,26	3,28	36,622
2000	18	3,77	50	17,4	265	611	198,7	2,5	265,98	1150	305,05	4,97	31,845
2000	36	7,54	100	14,9	200	926	339,7	4,3	477,19	2050	271,89	2,90	35,729
2400	10	2,51	25	18	287	375	177,3	2,1	227,25	1100	437,68	10,66	22,195
2400	20	5,03	50	16,8	241	568	247,1	3	321,25	1600	318,31	4,55	30,518
2400	32	8,04	100	15,5	226	684	355,3	3,9	474,86	2250	279,76	2,94	34,723

Tableau 43 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de Jatropha non préchauffée

régime	couple	kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso (g/h)	g/kWh CS	±	Rdmt %
1500	15	2,36	25	18,5	272	287	159,6	1,7	219,78	800	339,53	6,88	28,954
1500	30	4,71	50	16,8	409	691	241,5	3,1	368,29	1300	275,87	3,72	35,635
1500	36	5,65	100	16,3	661	691	296,9	3,4	449,99	1550	274,10	3,39	35,865
2000	18	3,77	50	18	259	381	195,1	2,1	276,35	1150	305,05	4,97	32,227
2000	36	7,54	100	16,2	502	553	328,6	3,3	499,09	2000	265,26	2,83	37,061
2400	10	2,51	25	18,5	273	218	172,2	1,2	235,84	1100	437,68	10,66	22,461
2400	20	5,03	50	17,5	259	354	238,1	2,4	312,68	1600	318,31	4,55	30,884
2400	32	8,04	100	17,1	225	448	324,5	2,8		2200	273,55	2,87	35,938

Tableau 44 : performances et émissions de gaz d'échappement du moteur HATZ : essai huile de Jatropha préchauffée

régime	couple	kW Puiss	CHARGE	% O2	ppm CO	ppm NOx	°C TF	% CO2	°C Téch	conso (g/h)	g/kWh CS	±	Rdmt %
1500	15	2,36	25	18,7	305	330	147	1,6	217,85	800	339,53	6,88	28,954
1500	30	4,71	50	17,3	371	678	233	2,6	355,69	1300	275,87	3,72	35,635
1500	36	5,65	100	16,2	483	765	292,2	3,4	443,87	1500	265,26	3,28	37,061
2000	18	3,77	50	18,2	209	441	216,9	2	280,81	1150	305,05	4,97	32,227
2000	36	7,54	100	16,2	265	675	343,8	3,4	486,81	2050	271,89	2,90	36,157
2400	10	2,51	25	18,6	247	252	179,1	1,6	232,55	1150	457,57	11,14	21,485
2400	20	5,03	50	16,6	209	394	251,2	2,4	330,39	1600	318,31	4,55	30,884
2400	32	8,04	100	16,7	220	499	354,2	3,1	485,62	2250	279,76	2,94	35,139

2. Courbes des résultats de la combustion du moteur diesel

a. Courbes au régime de 2000 tr/min : huile de coton et gazole

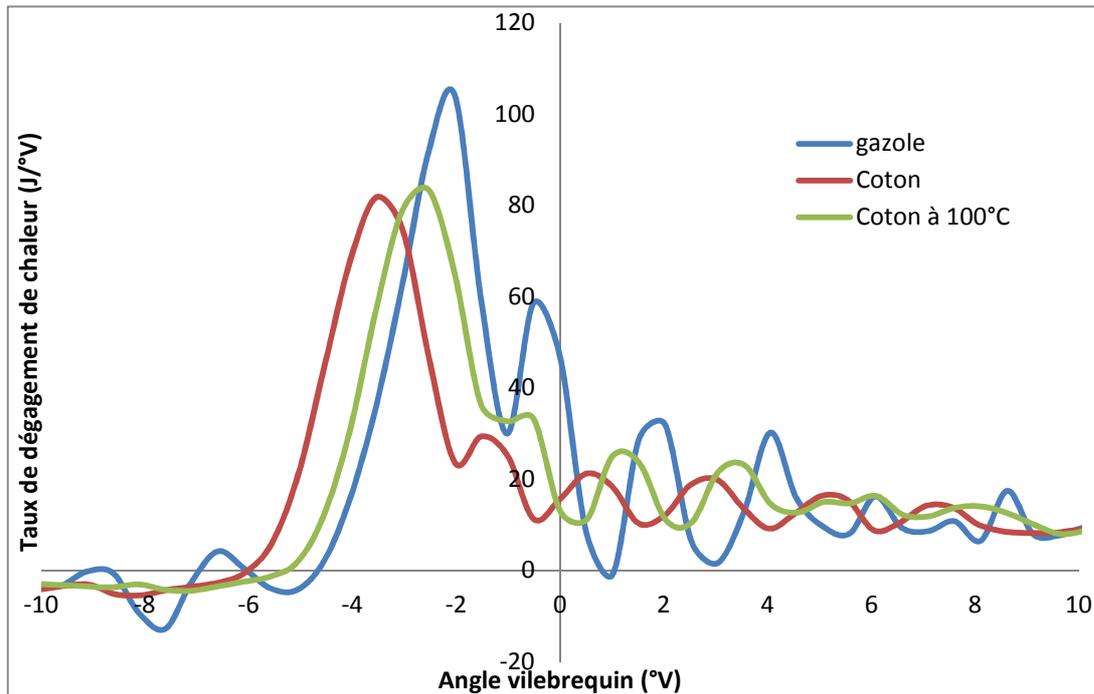


Figure 93 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000tr/min et un couple de 18 m.N

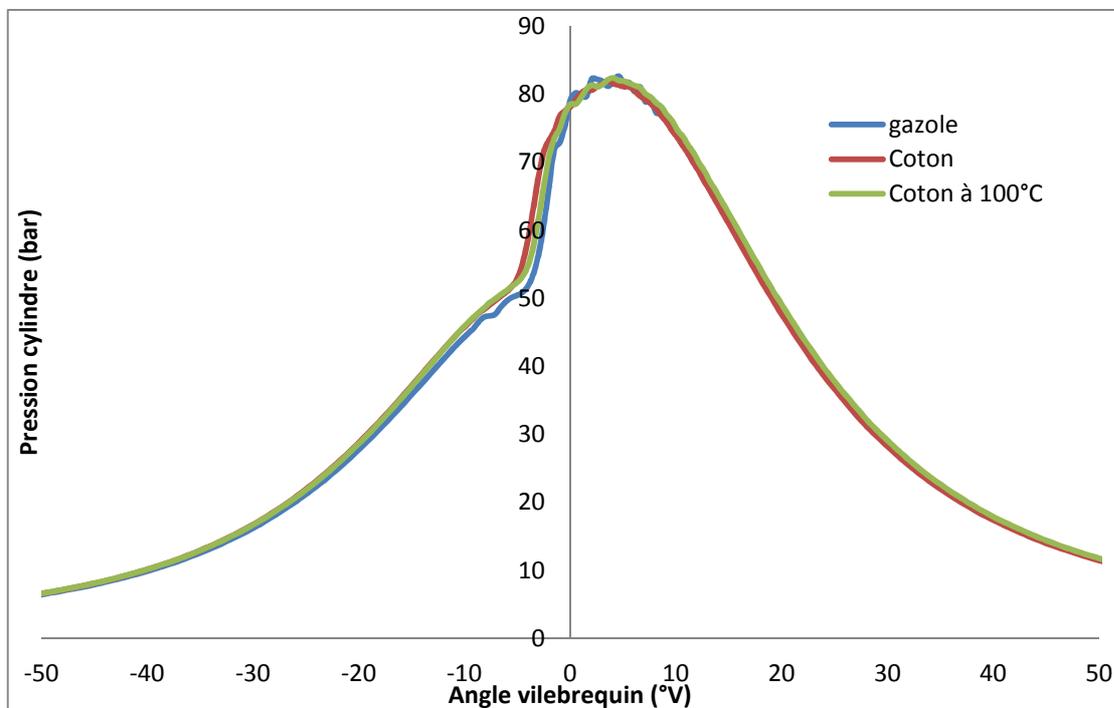


Figure 94 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N

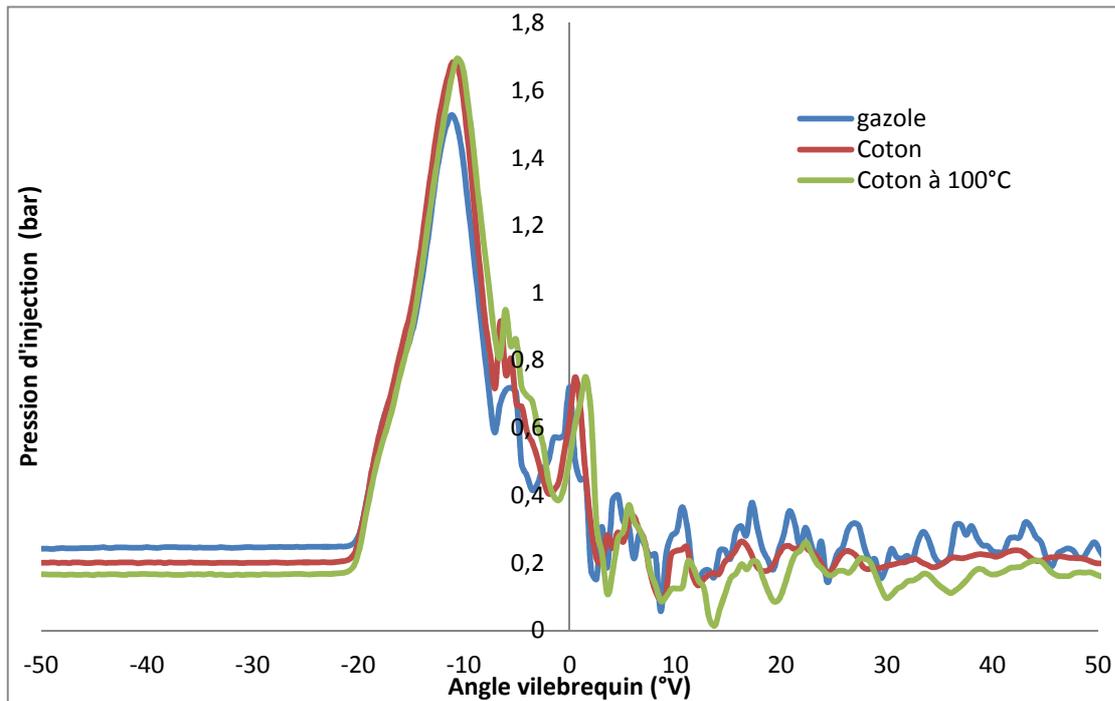


Figure 95 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N (ordonné x200)

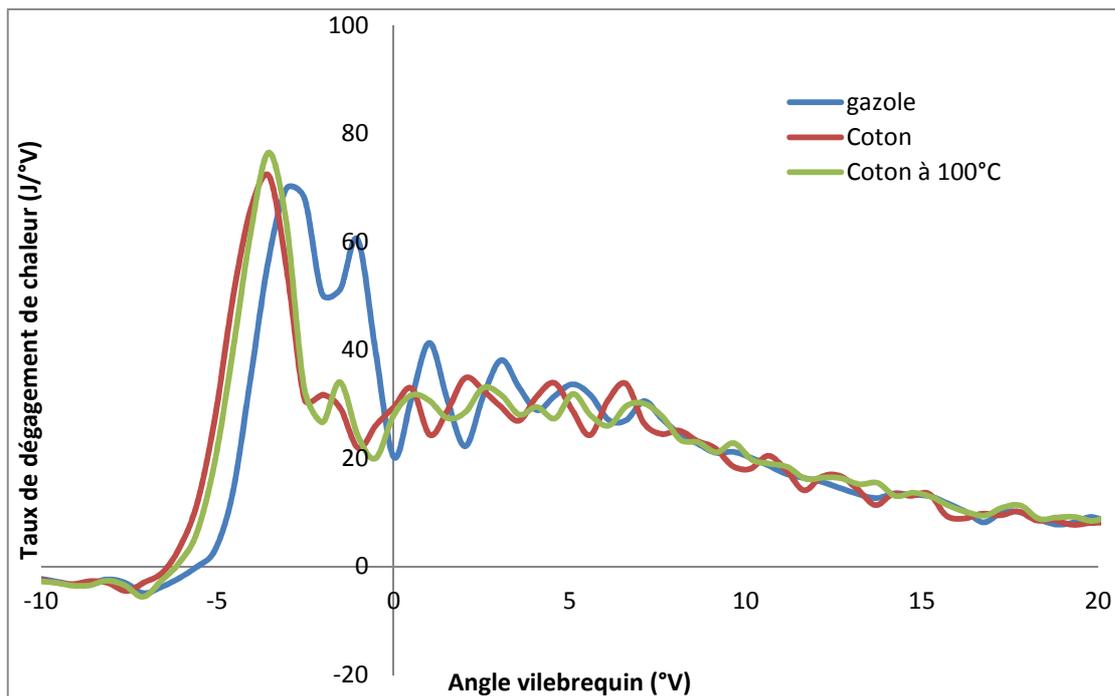


Figure 96 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N

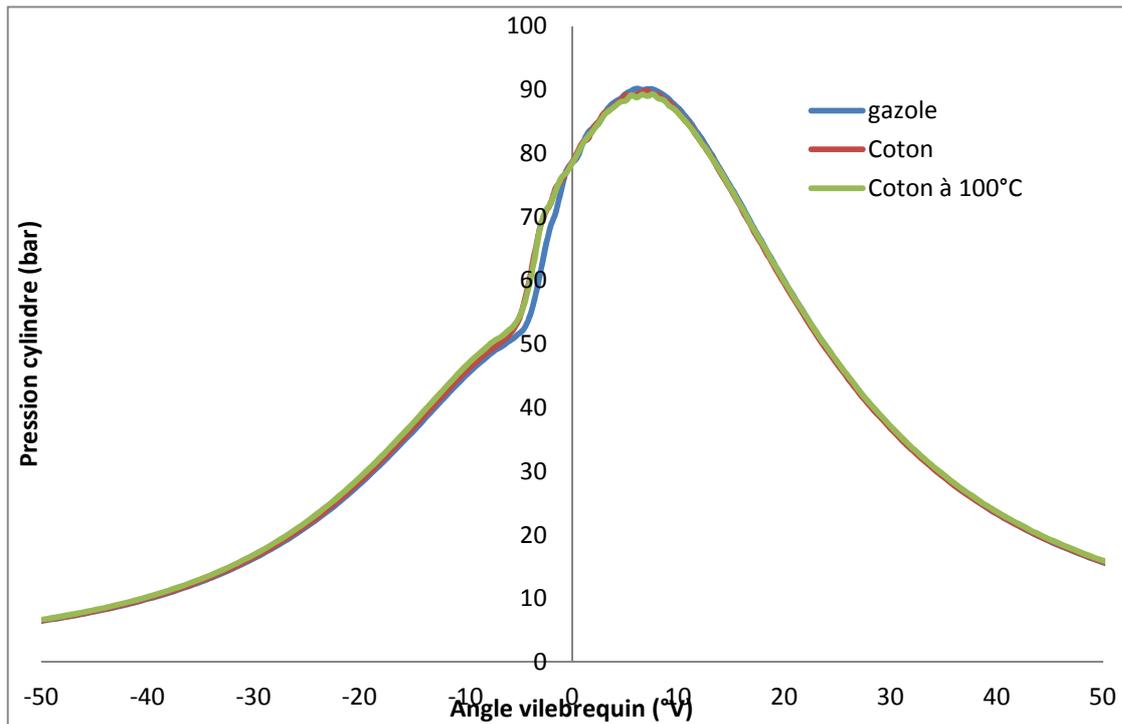


Figure 97 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N

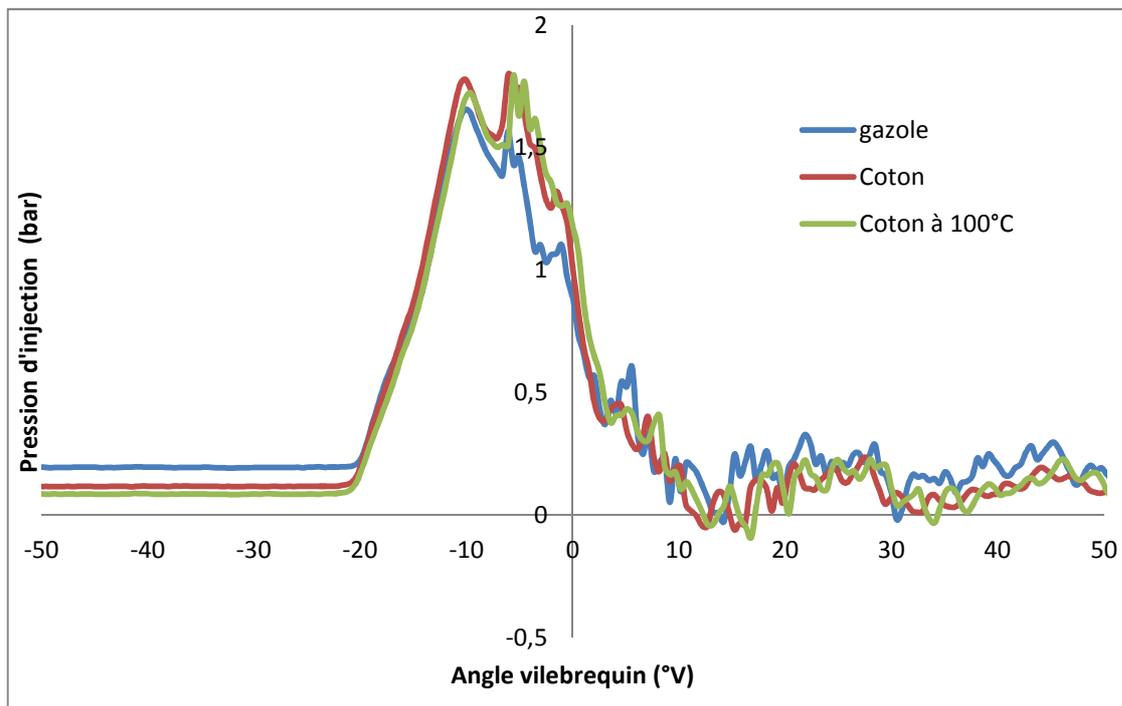


Figure 98 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N (ordonné x200)

b. Courbes au régime de 2400 tr/min : huile de coton et gazole

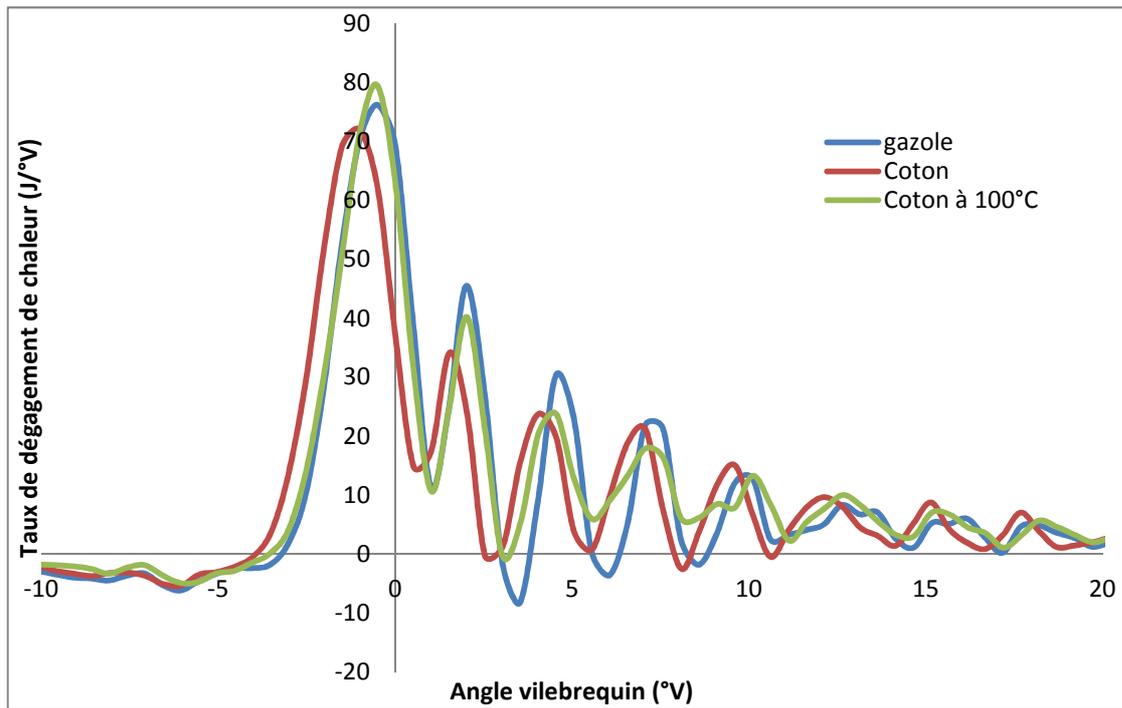


Figure 99 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N

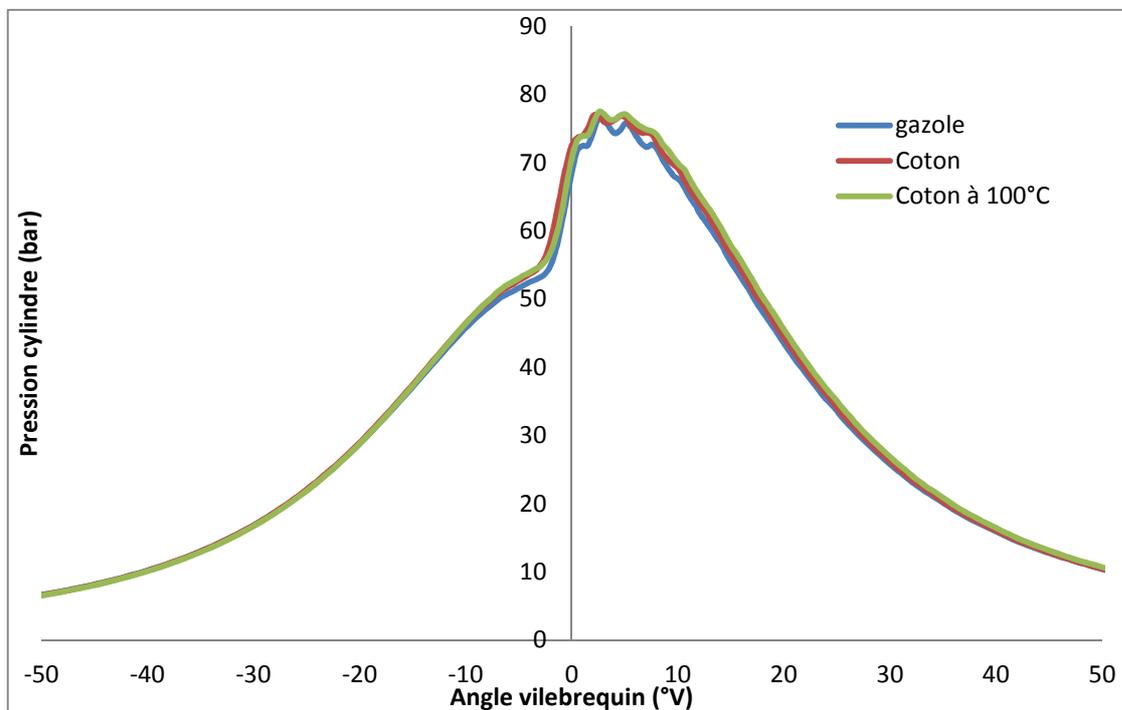


Figure 100 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N

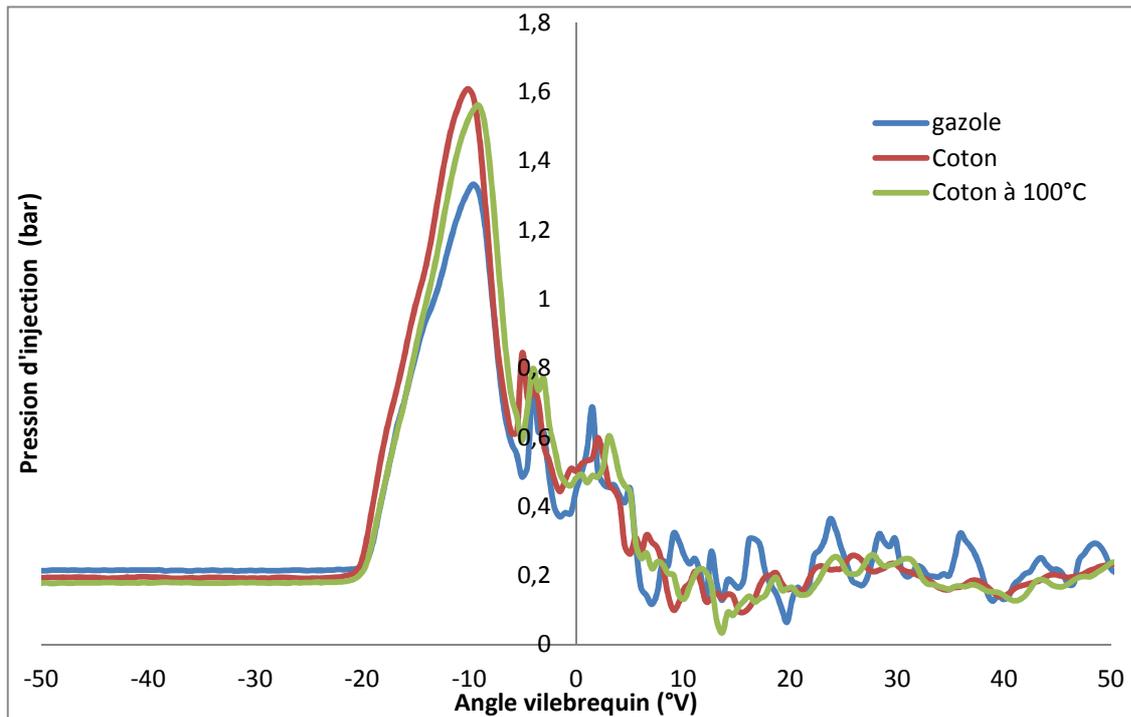


Figure 101 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N (ordonné x200)

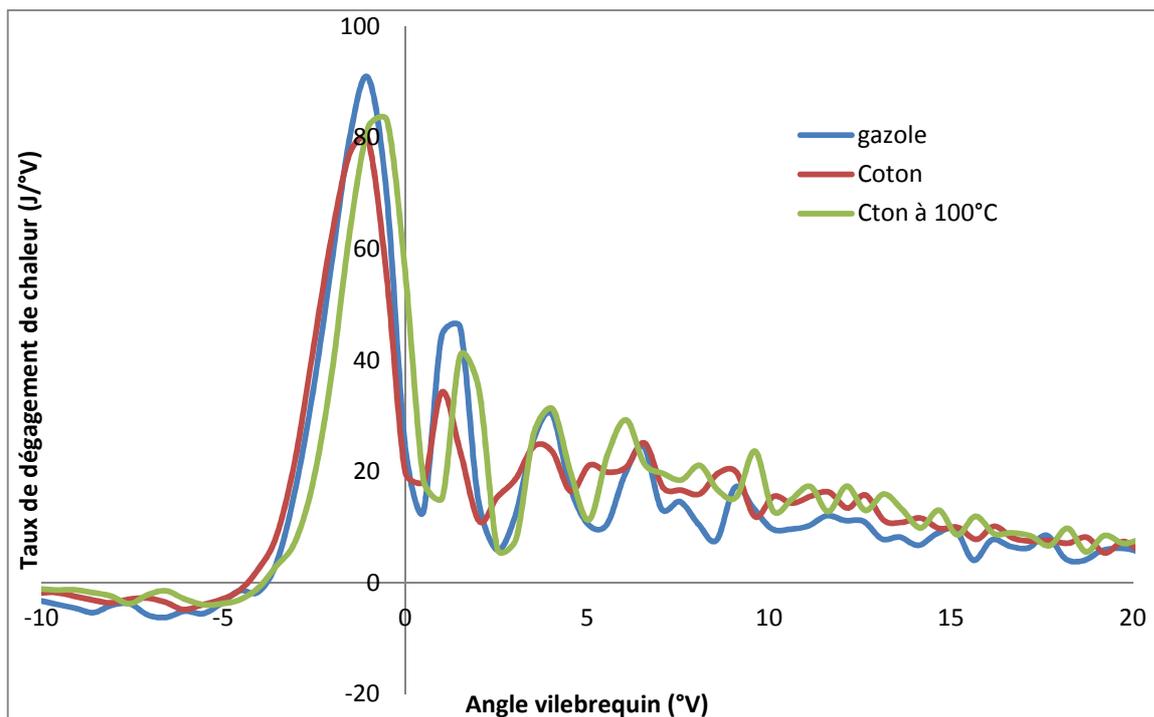


Figure 102 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N

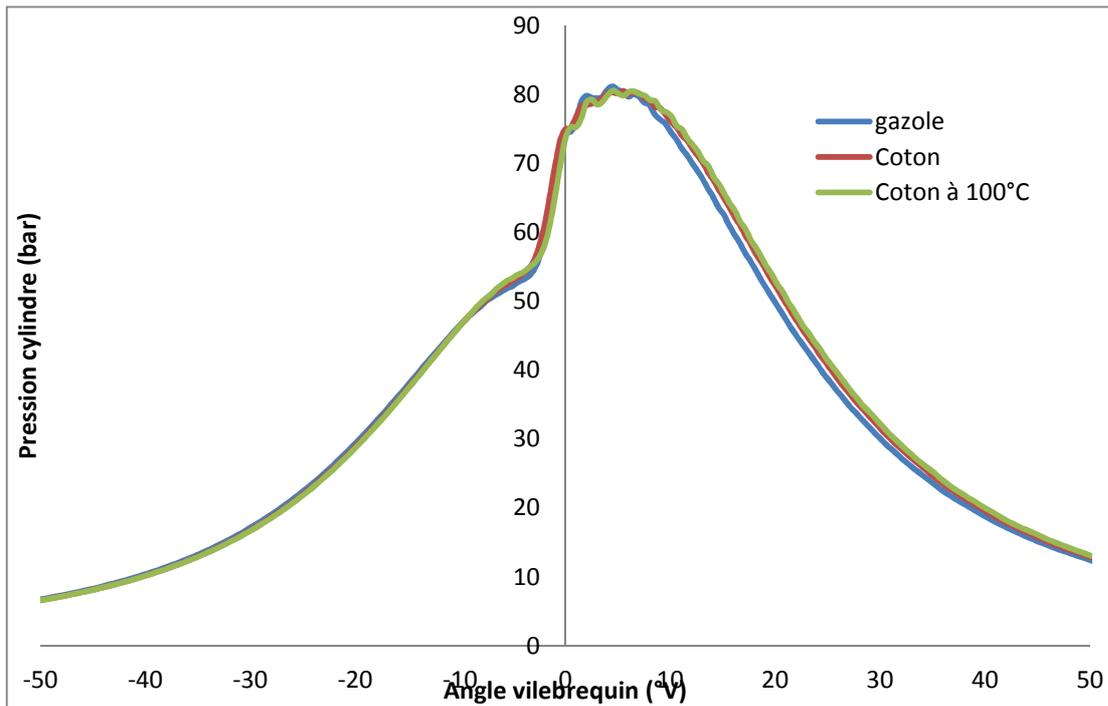


Figure 103 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N

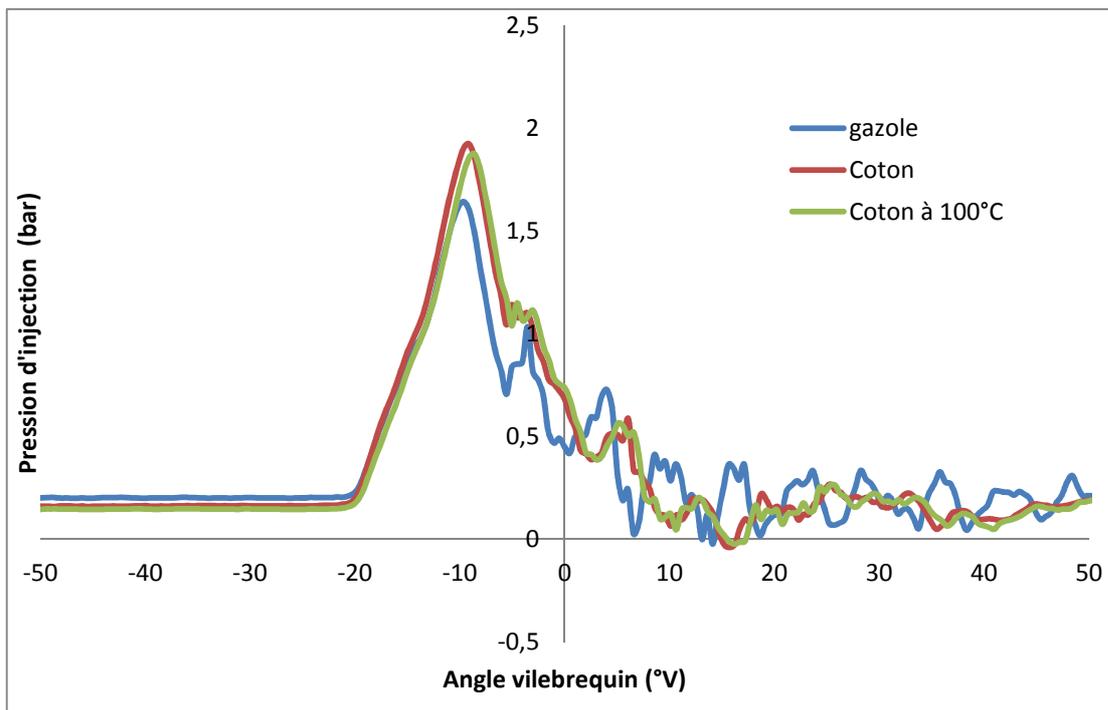


Figure 104 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N (ordonné x200)

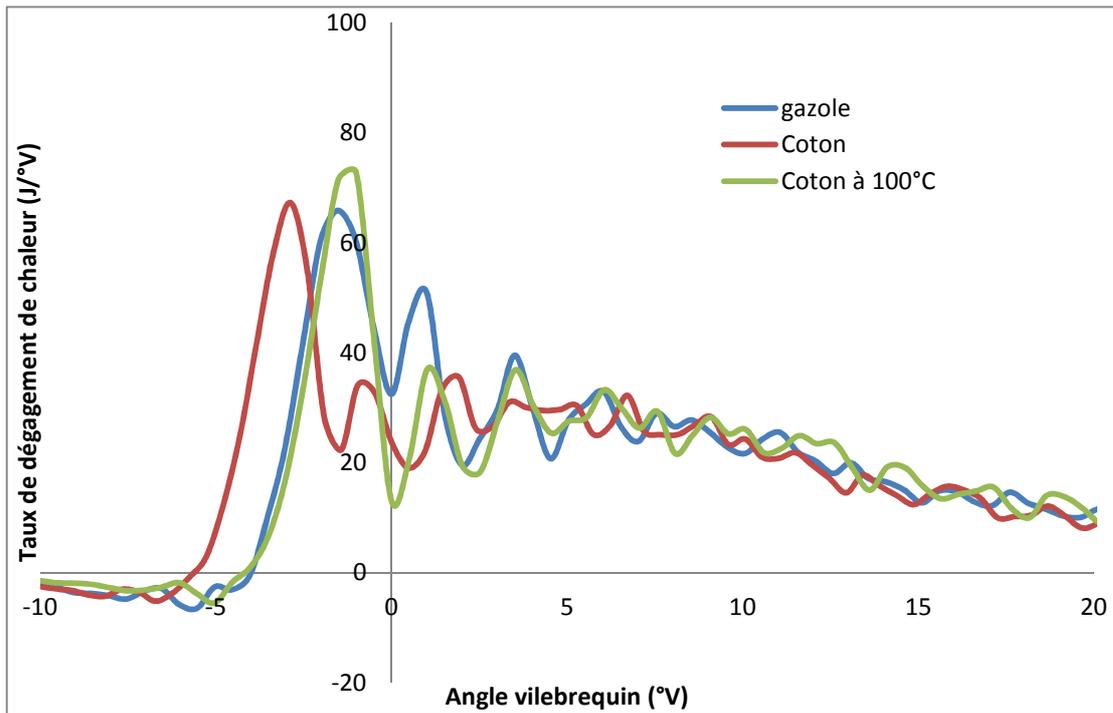


Figure 105 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N

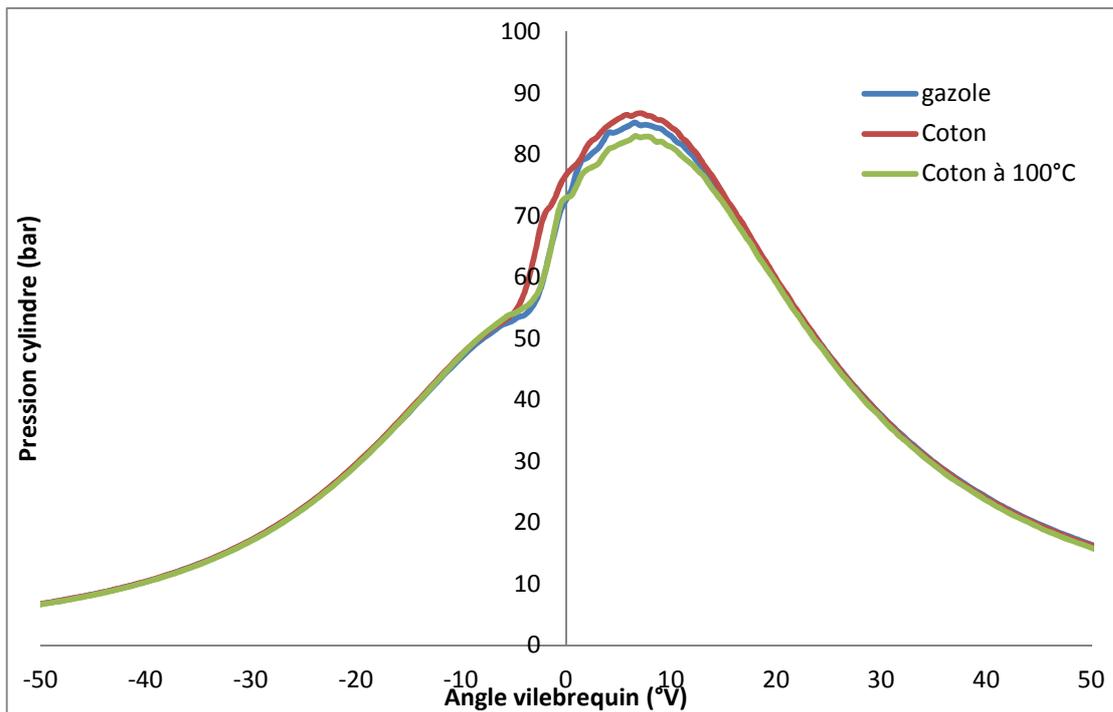


Figure 106 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N

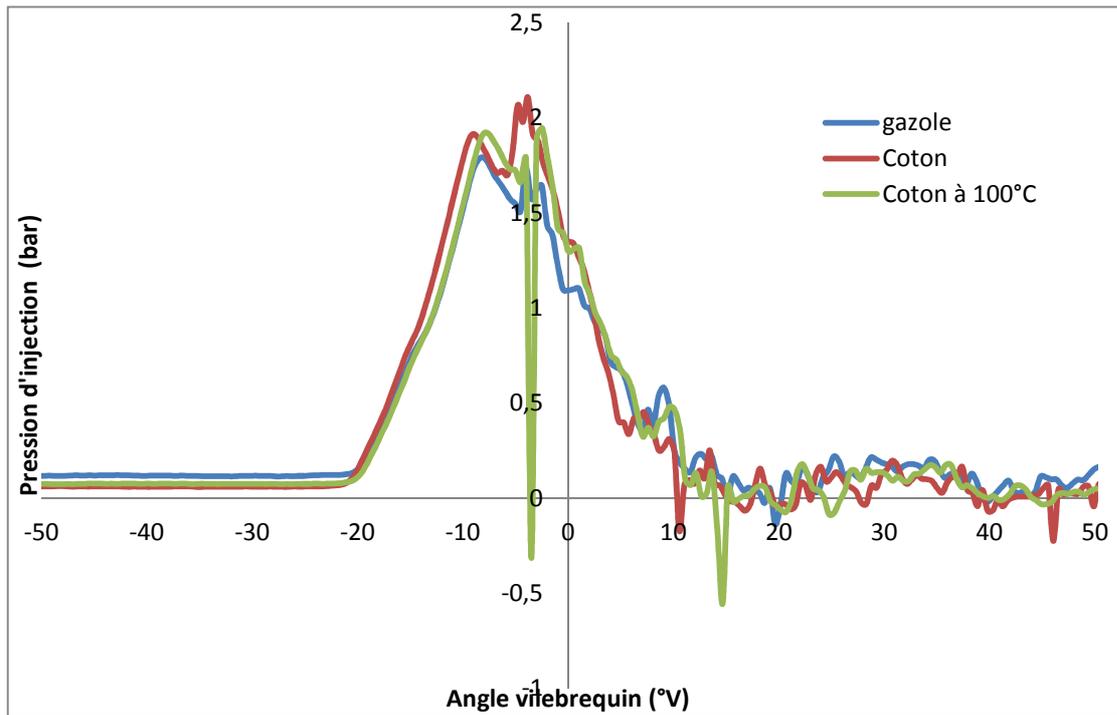


Figure 107 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N (ordonné x200)

c. Courbes au régime de 2000 tr/min : huile de Jatropha et gazole

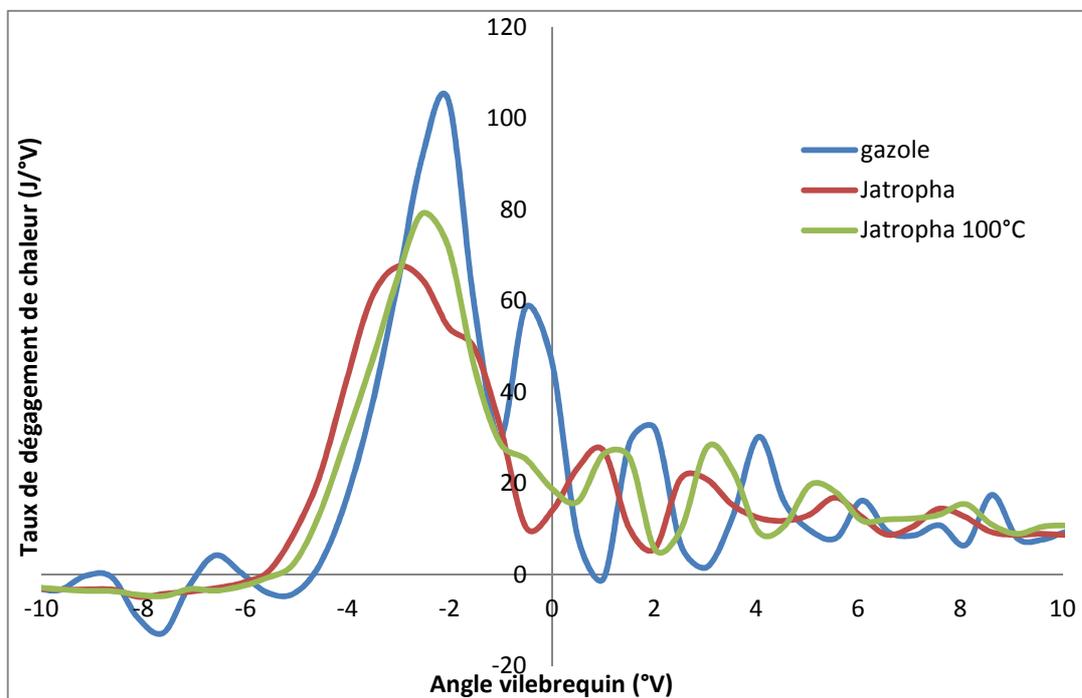


Figure 108 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N

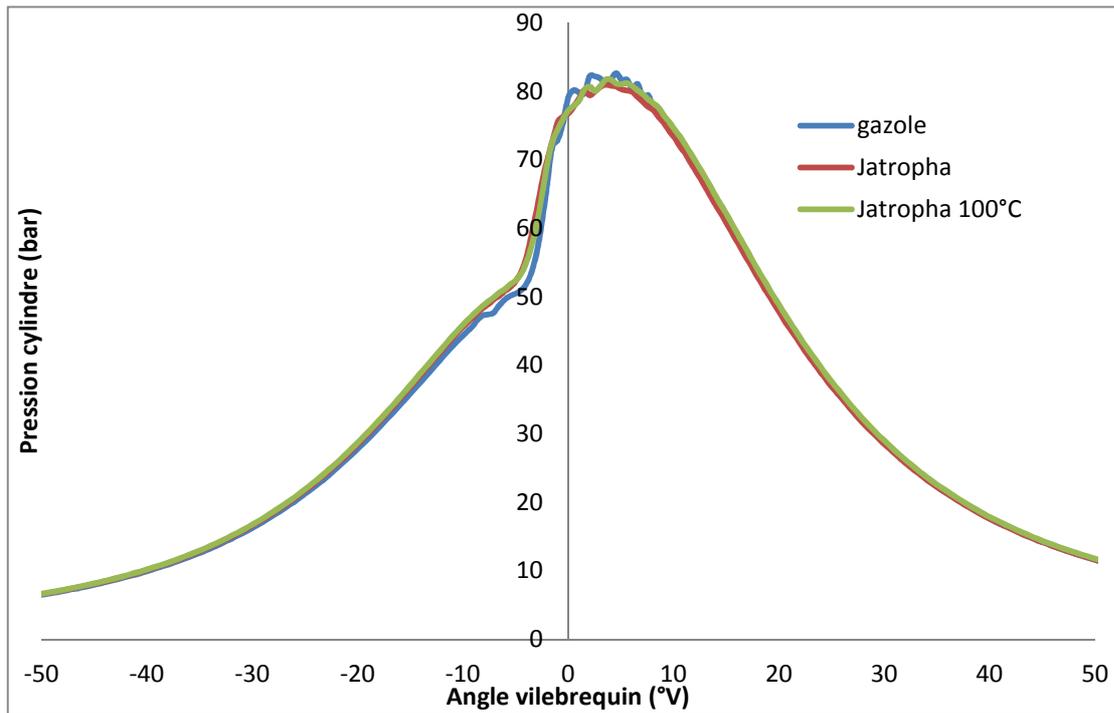


Figure 109 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N

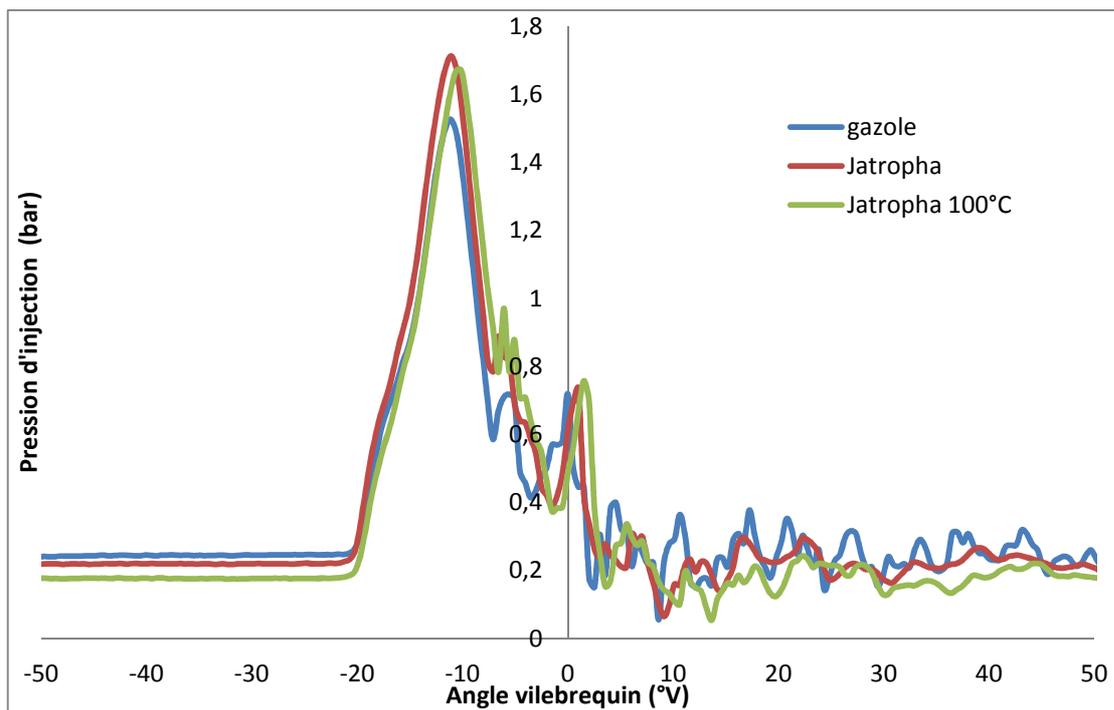


Figure 110 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 18 m.N (ordonné x200)

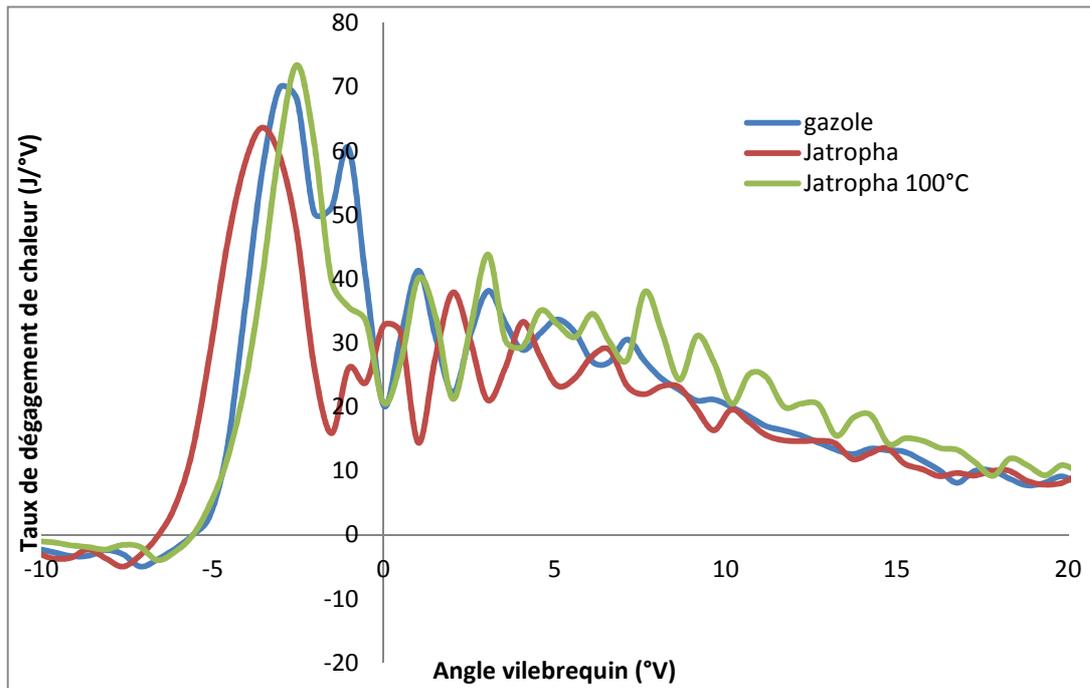


Figure 111 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N

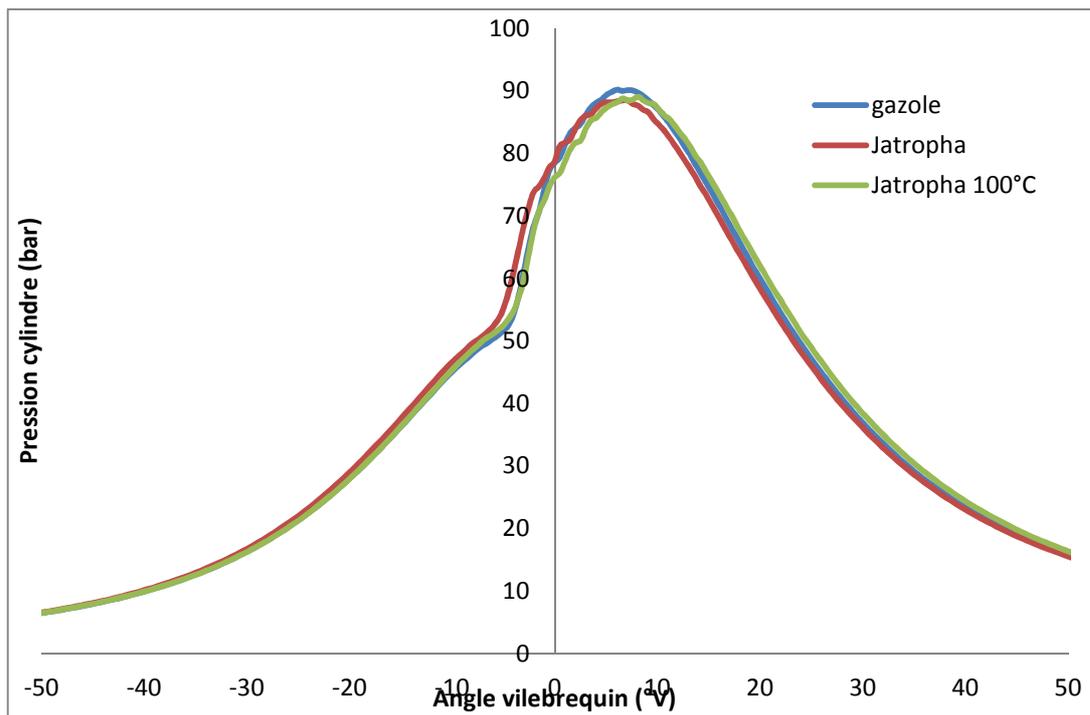


Figure 112 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N

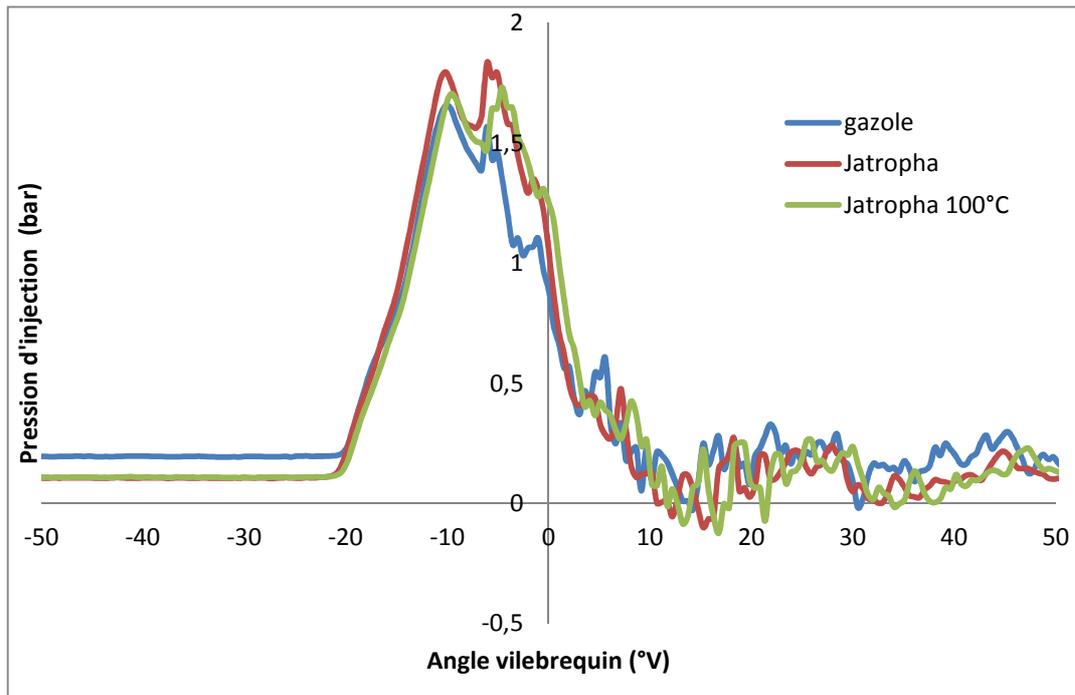


Figure 113 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 000 tr/min et un couple de 36 m.N (ordonné x200)

d. Courbes au régime de 2400 tr/min : huile de Jatropha et gazole

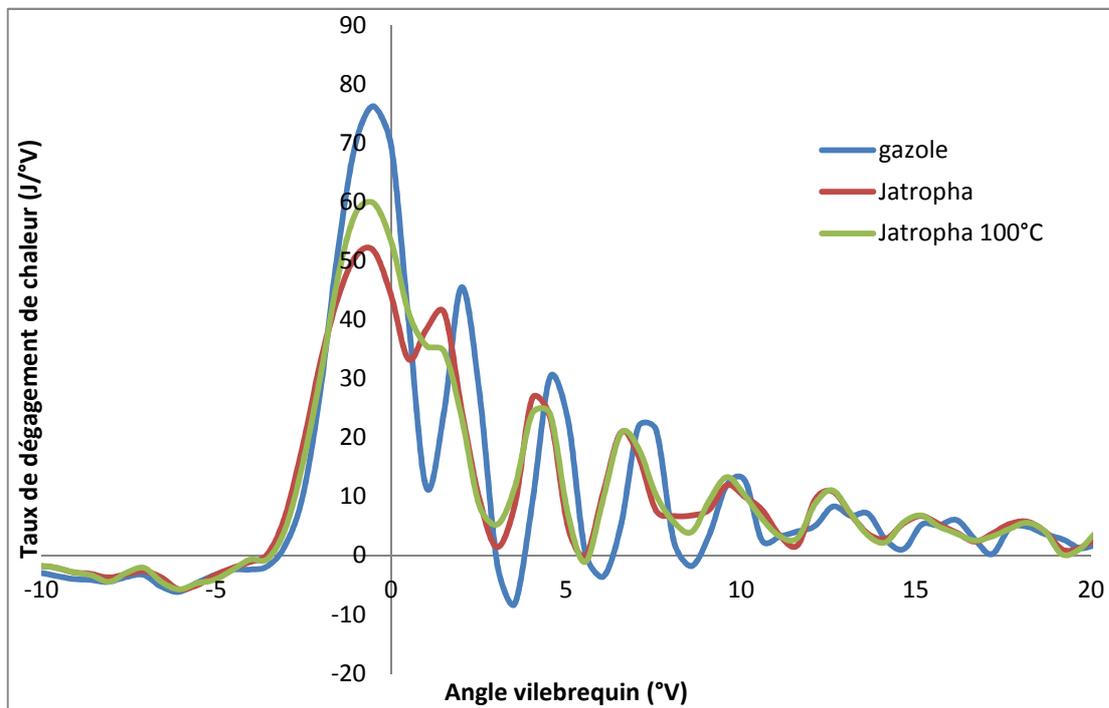


Figure 114 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N

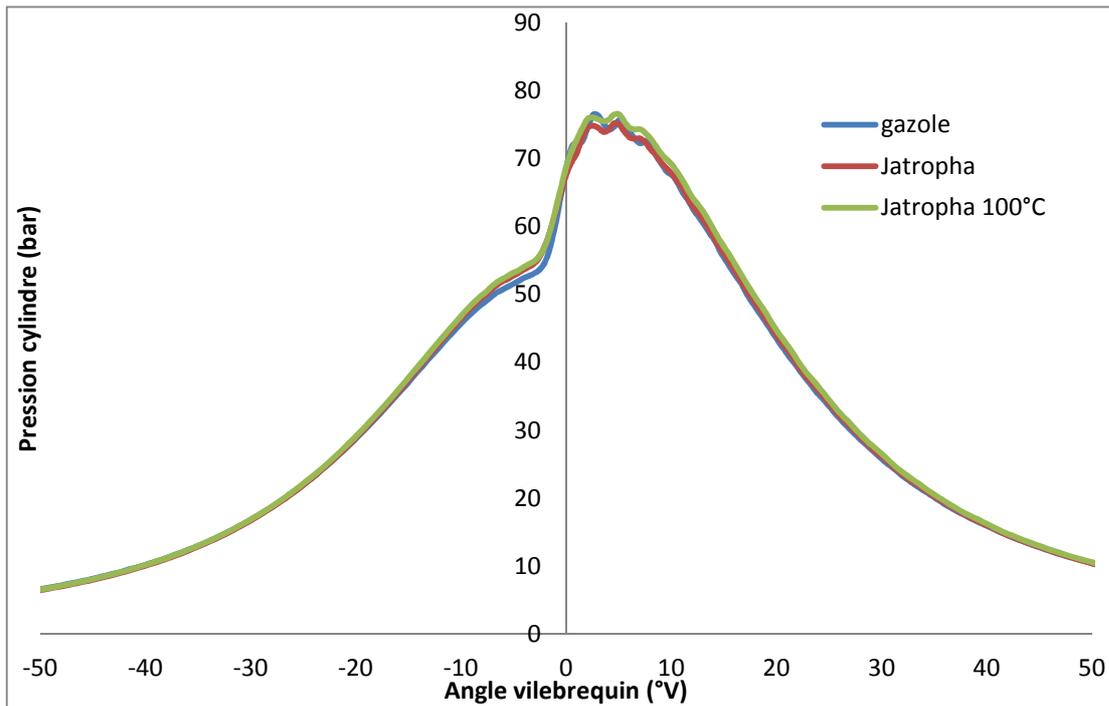


Figure 115 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N

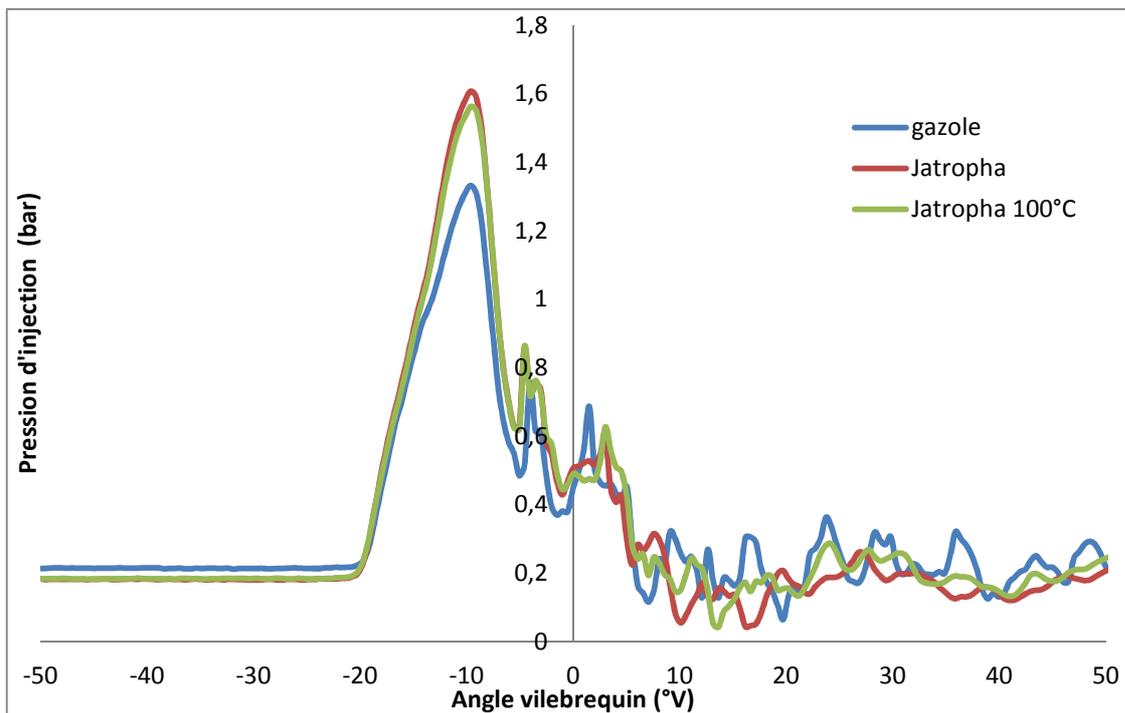


Figure 116 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 10 m.N (ordonné x200)

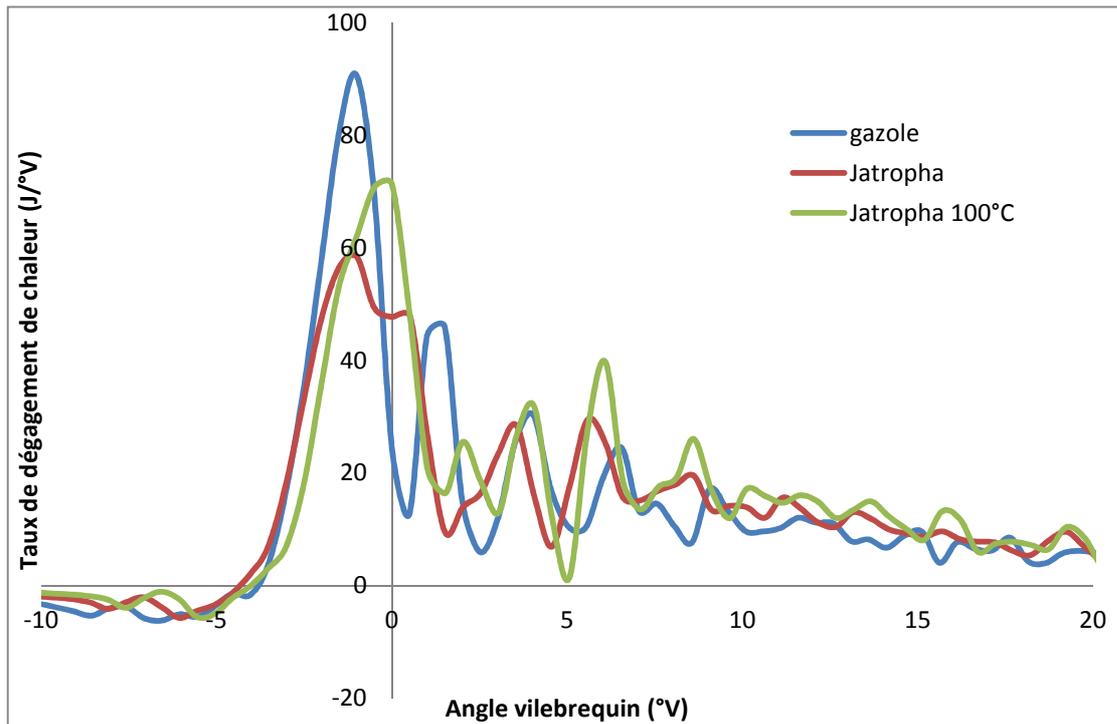


Figure 117 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N

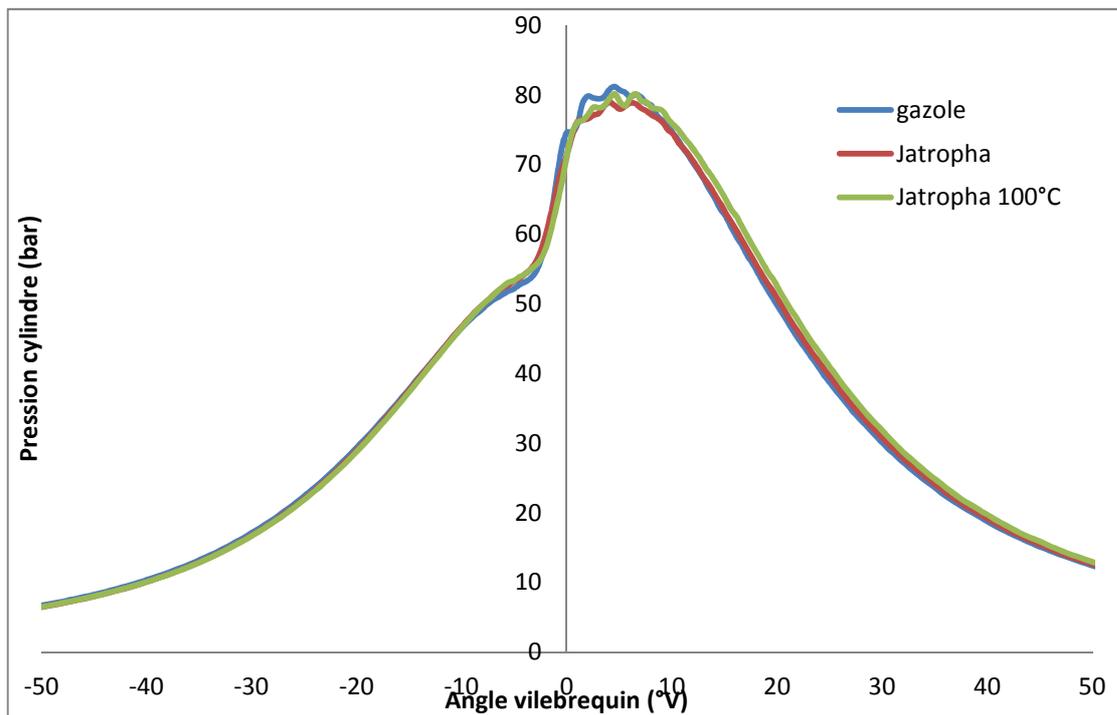


Figure 118 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 20 m.N

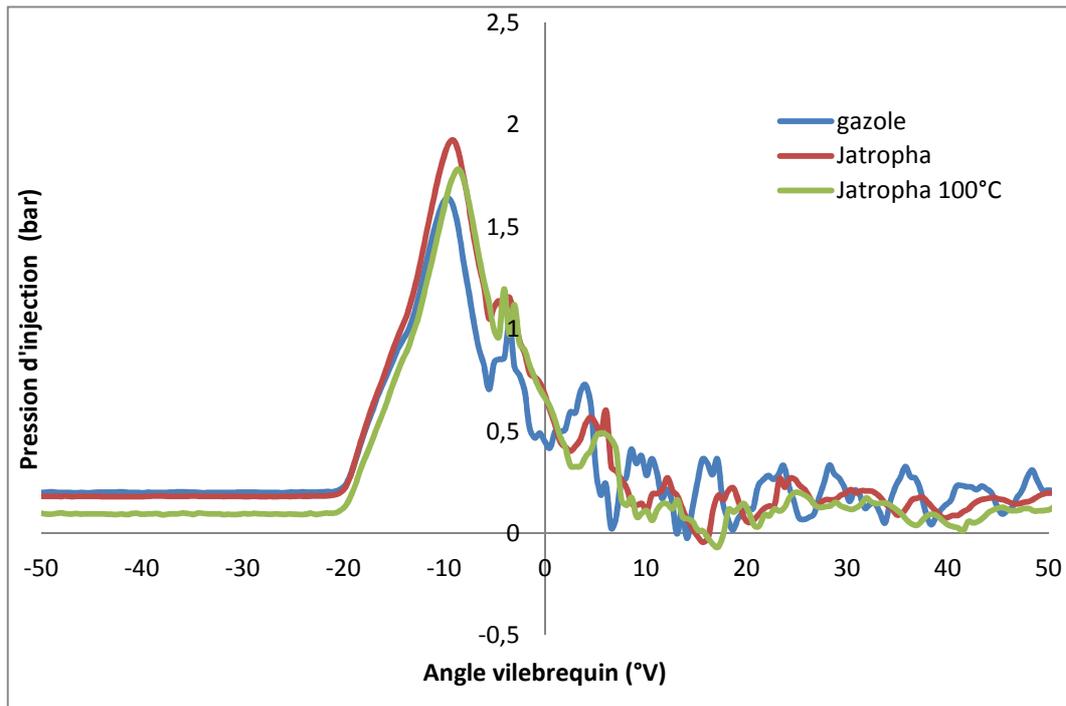


Figure 119 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N (ordonné x200)

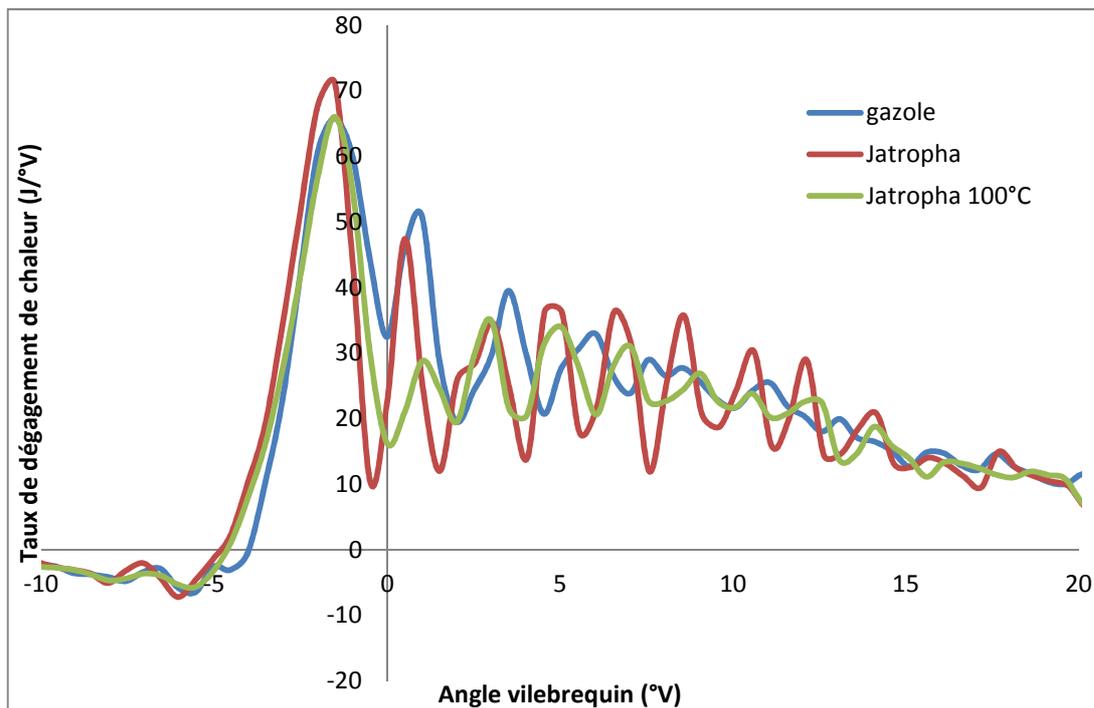


Figure 120 : taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N

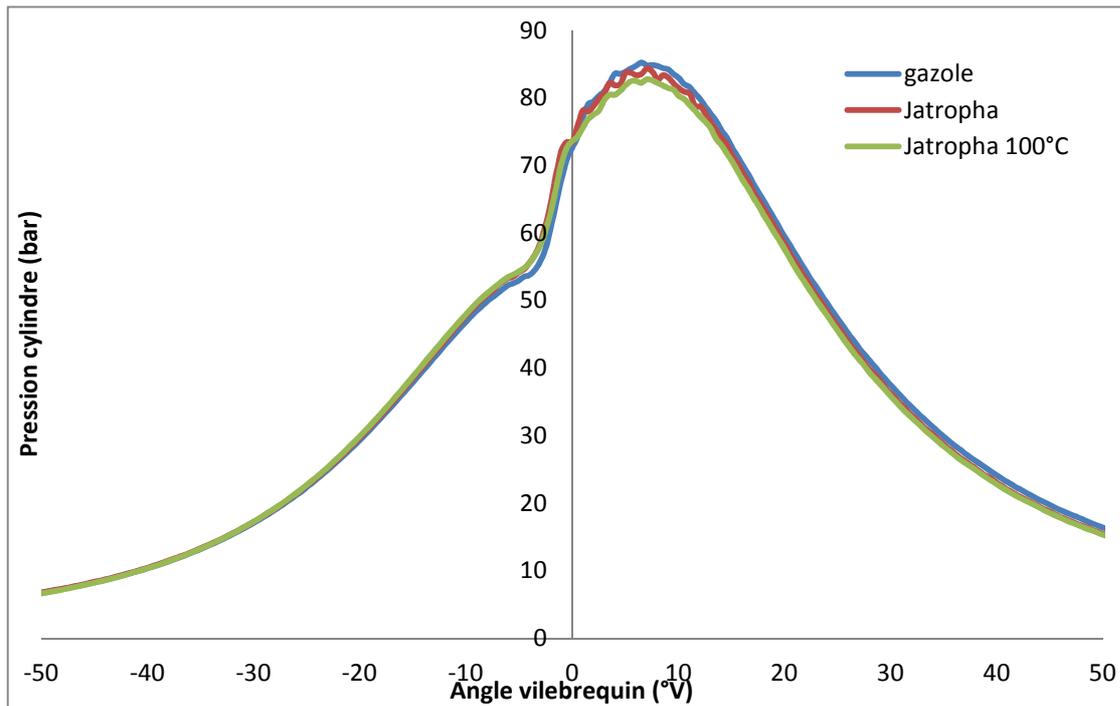


Figure 121 : pression dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N

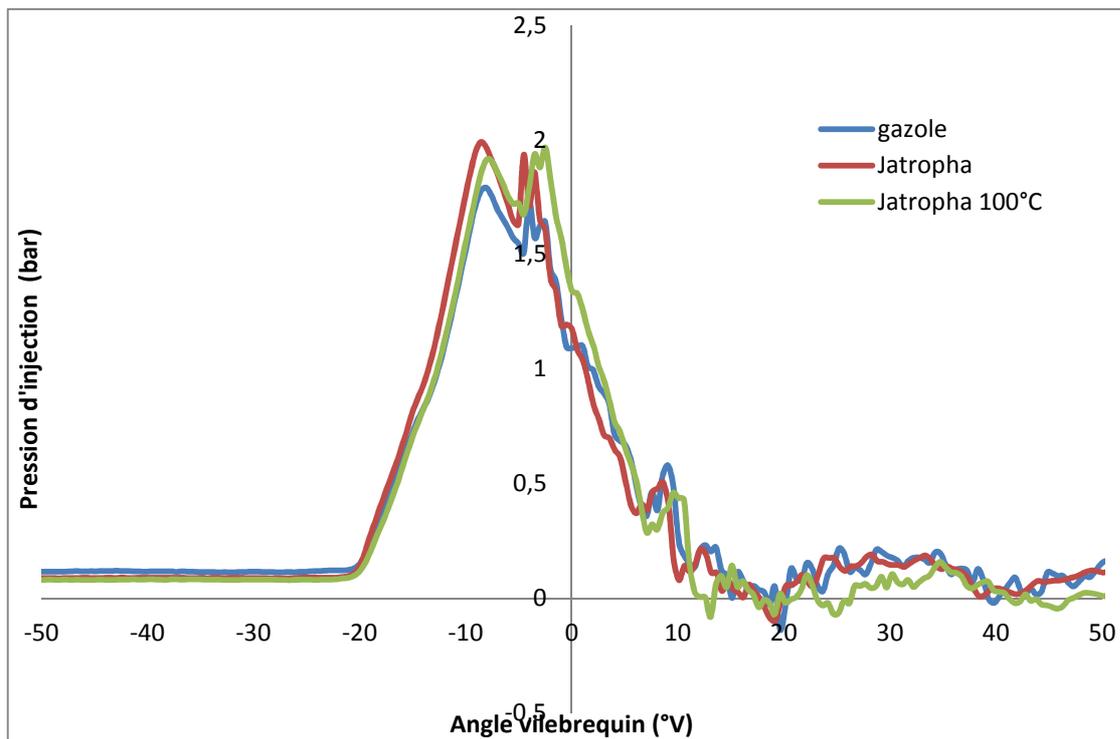


Figure 122 : pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour un régime de 2 400 tr/min et un couple de 32 m.N (ordonné x200)

Résumé

Ces dernières années, de nombreuses équipes de recherche ont travaillé sur l'utilisation des huiles végétales comme carburant dans les moteurs diesels. Ces travaux se sont intéressés principalement à la réduction de la viscosité des huiles végétales pour qu'elle soit proche de celle du diesel (préchauffage et mélange huile/gazole) en espérant que les huiles aient ainsi une combustion similaire à ce dernier. Les publications qui résultent de ces travaux de recherche se contredisent souvent notamment en ce qui concerne leurs conclusions et sur les solutions à apporter pour palier aux problèmes d'utilisation des huiles végétales.

Nous avons identifié les solutions les plus pertinentes de la bibliographie et étudié leurs performances grâce à des essais sur un moteur diesel à injection directe. Puis, dans le but de comprendre et d'optimiser leur combustion, nous avons comparé les différentes phases de la combustion du gazole et de nos huiles végétales carburant sur un second moteur diesel à injection directe instrumenté.

Cette thèse a ainsi mis en évidence que l'hypothèse selon laquelle, la viscosité est la première cause de dégradation de la combustion et par conséquent de la formation de dépôts dans la chambre de combustion, apparaît insuffisante pour être déterminante. Il s'est dégagé aussi que l'utilisation d'un système d'EGR pour la carburation des huiles végétales pures n'était pas intéressante. En outre, l'étude de la combustion des huiles végétales préchauffées et non préchauffées a permis de mettre en évidence que les délais d'inflammation sont plus courts pour les huiles végétales que pour le gazole. Le préchauffage, donc une viscosité réduite et une meilleure atomisation des gouttelettes du jet, ne semble réduire les délais que dans les faibles charges des moteurs. Il est apparu également que la part de la combustion diffusante est plus importante avec les huiles végétales qu'avec le gazole,

La bicarburation avec passage gazole-huile végétale à partir d'une charge suffisante semble être la meilleure solution d'utilisation des huiles végétales dans les moteurs diesels à injection directe fonctionnant à un régime fixe.

Mots-clés : huiles végétales, gazole, viscosité, mélanges, réchauffage des huiles, EGR, combustion, moteur diesel à injection directe.

CONTRIBUTION TO THE STUDY OF VEGETABLE OILS OF COTTON AND JATROPHA CURCAS AS A BIOFUEL IN DIRECT INJECTION DIESEL ENGINE

Abstract:

In recent years, many research teams have worked on the use of vegetable oil as fuel in diesel engines. These studies were primarily interested in reducing the viscosity of vegetable oils to make it close to that of diesel (by pre-heating and mixing vegetable oil and gasoil) in the hope that vegetable oils would have similar combustion properties than diesel. Publications resulting from this research are often contradictory, particularly regarding their findings and the solutions to overcome the problems of using vegetable oils.

We have identified the most relevant solutions found in the bibliography and studied their performance through tests on a Direct Injection diesel engine. Then, in order to understand and optimize the combustion, we have compared the different phases of the combustion of diesel and our vegetable oils, in a second Direct Injection diesel engine fully equipped with sensors.

This thesis thus demonstrated that the assumption that viscosity is the primary cause of degradation of combustion and consequently the formation of deposits in the combustion chamber appears insufficient to be decisive. It also emerged that the use of an EGR system for the combustion of pure vegetable oils was not interesting. In addition, the study of combustion of preheated and non-preheated vegetable oils helped to highlight that vegetable oils ignition delays are shorter than those of diesel. Preheating, so a reduced viscosity and therefore a better atomization of the spray, appears to reduce delays only at low engine loads. It appeared also that the share of the mixing-controlled combustion phase is larger with vegetable oils compared to diesel,

The two-tank dual-fuel system, switching from diesel to vegetable oil when a sufficient load is reached, seems to be the best for the use of vegetable oils in Direct Injection diesel engines operating at constant speed.

Keywords: vegetable oil, diesel, viscosity, mixtures, preheating, EGR, combustion, direct injection diesel engine.

Discipline: physique, énergétique

Adresse des laboratoires: Laboratoire de Biomasse énergie et biocarburants (LBEB), rue de la science 01Ouaga BP 594, responsable: Joël BLIN joel.blin@cirad.fr

UPR 42 Biomasse énergie : Cirad à Montpellier TA B-42/ 16. 73 rue Jean-François Breton. 34398 Montpellier Cedex 5 – courriel : contact-biomasse@cirad.fr