

*Etude numérique de la combustion dans
un moteur diesel alimenté par un
biocarburant*

Présenté par :

RAMDANI Souaad

ZELLAT Afaf

Encadré Par : *Dr. Naïma Khatir*

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Centre universitaire de NAAMA
SALHI AHMED



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

**Mémoire en vue de l'obtention d'un diplôme de Master en Génie
Mécanique**

Option : Energétique

Intitulé

**Etude numérique de la combustion dans un
moteur diesel alimenté par un biocarburant**

Présenté par :

RAMDANI Souaad

ZELLAT Afaf

Soutenu le : 27/06/2019 devant les membres des jurys :

Nom & Prénom	Grade & Etablissement		En Qualité de
Mr. BADAoui Abdelhamid	MCB	CU Naâma	Président
Dr. NAIMA Khatir	MCA	CU Naâma	Encadreur
Dr. KAID Nouredine	MCB	CU Naâma	Examineur

Année universitaire : 2018/2019

Remerciements

En tout premier lieu, je remercie le bon Dieu, tout puissant, de m'avoir donné la force pour survivre, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.

*Je tiens avant tout à exprimer ma reconnaissance à **Dr. NAÏMA Khatir** docteur au centre universitaire Salhi Ahmed Naâma pour avoir accepté de m'encadrer dans cette étude. Je le remercie pour son implication, son soutien et ses encouragements tout au long de ce travail. Nous avons eu le grand plaisir de travailler sous votre direction, et avons trouvé auprès de vous le conseiller et le guide qui nous a reçus en toute circonstance avec sympathie, sourire et bienveillance.*

*Notre remerciement s'adresse à **Dr. KAÏD Noureddine** pour son aide pratique et son soutien moral et ses encouragements.*

*J'exprime ma reconnaissance à Monsieur **KAÏD Noureddine**, docteur au centre universitaire Salhi Ahmed Naâma, de m'avoir fait l'honneur de présider le jury, ainsi que pour les remarques qu'ils m'ont faites.*

*Je tiens à remercier Monsieur **AMEUR Houari**, docteur au centre universitaire Salhi Ahmed Naâma, pour avoir accepté de participer au jury de soutenance de cette mémoire de master, ainsi que pour les questions et les remarques qu'ils m'ont faites.*

Ainsi que nos remerciements les plus sincères à tous les enseignants du département de Génie Mécanique qui nous ont transmis tout leur savoir pendant toutes ces années d'étude.

Je tiens à remercier tous ceux et celle qui ont contribué à finaliser ce modeste travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A l'homme de ma vie, mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir, que Dieu te garde, à toi mon père.

*Ma source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur ; **maman** que j'adore.*

*À mon frère **Mohammed** et mes chères adorables sœurs (**kelthoum, khadija**)*

*À toute ma famille (**Ramdani, Ziani, Chaabane, Benselama**) et mes amis,*

*A mon binôme **AFAF** et toute la famille **Zellat**.*

A tous ceux qui vivent dans ce cœur et à tous ceux qui nous aiment un jour, je vous dédie ce modeste travail et je vous souhaite une vie pleine de réussites et de bonheur.

*À monsieur **Dr Naïma Khatir** je suis très honoré de vous avoir comme encadreur de notre mémoire. Je vous remercie pour la gentillesse et la spontanéité avec lesquelles vous bien voulu diriger ce travail. J'ai eu le grand plaisir de travailler sous votre direction. Cette humble dédicace ne saurait exprimer mon grand respect et ma profonde estime.*

À tous les membres de ma promotion

Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce travail soit possible, je vous dis merci.

Souaad

Dédicaces

À ceux qui m'ont comblé d'affection et d'amour,

À ceux qui n'ont jamais cessé de se sacrifier pour mon avenir,

À ceux que je dois mon bonheur et mes joies,

À mes très chers parents.

*À m'adorable sœur **Nor El Houda**, À mon cher frère **Yassin** pour leurs aides,
leurs encouragements et leur présence à côté de moi pendant toute ma vie
universitaire ;*

*À tous les membres des familles **Zellat** et **Merzougué**;*

*À mon binôme **Ramdani Souaad** et à sa famille ;*

*À ma promotion de spécialité **Energétique** ;*

*À monsieur **Dr NAIMA Khatir** : qui ne cessé pas de m'encourager et me
conseillée. Cette humble dédicace ne saurait exprimer mon grand respect et
ma profonde estime ;*

À tous mes enseignants depuis mes premières années d'études ;

À tous qui mon aidé à apprendre une chose dans ma vie ;

À tous ceux que j'aime et qui se reconnaissent ;

*À vous tous, je dédie ce modeste travail avec **Amour** et **Honneur**.*

Afaf

Sommaire

Remerciements

Liste des figures

Liste des tableaux

Abréviations

Nomenclature

Introduction général	1
Chapitre I. Généralité sur les biocarburants	3
I.1. Introduction	3
I.2. Historique	3
I.3. Les biocarburants.....	4
I.3.1. Définition	4
I.3.2. Les filières de production actuelles	4
I.4. Classification des biocarburants	5
I.4.1. Biocarburants de 1 ^{ère} génération.....	5
I.4.2. Biocarburants de 2 ^{ème} génération	6
I.4.3. Biocarburants de 3 ^{ème} génération	7
I.5. L'impact des biocarburants sur les émissions	8
I.6. Conclusion	8
Chapitre II. Etude bibliographique.....	9
II.1. Introduction	9
II.2. Brève synthèse des travaux expérimentaux précédents.....	9
II.3. Conclusion	11
Chapitre III. Huile d'Eucalyptus : caractéristiques et procédures d'obtentions	12
III.1. Introduction	12
III.2. Extraction de l'huile d'eucalyptus	12
III.2.1. Procédures	13
III.3. Propriétés de l'huile d'eucalyptus	13
III.4. Adaptation de l'huile d'eucalyptus.....	15
III.4.1. Introduction	15
III.4.2. Traitement thermique	16
III.4.3. Dilution.....	16
III.4.4. Transestérification	16
III.5. But de la réaction de transestérification	17
III.6. Conclusion	17
Chapitre IV. Formulation mathématique et Présentation du code CONVERGE CFD18	
IV.1. Introduction	18
IV.2. Equations de l'aérothermochimie turbulente	18
IV.2.1. La phase fluide	18
IV.2.1.1. L'équation de continuité de l'espèce chimique m.....	19
IV.2.1.2. L'équation de conservation de la masse totale.....	19
IV.2.1.3. L'équation de conservation de quantité de mouvement.....	19
IV.2.1.4. L'équation de conservation de l'énergie.....	20
IV.2.1.5. L'équation d'état	20
IV.3. Les modèles physiques	21
IV.3.1. Modèle de Turbulence.....	21
IV.3.1.1. Modèle de Turbulence k-ε.....	21
IV.3.1.2. Modèle de Turbulence RNG k-ε	22
IV.3.2. Modèle du spray	23

IV.3.2.1.	Formulation mathématique.....	23
IV.3.2.2.	Modèle d'atomisation.....	24
IV.3.2.3.	Collision	26
IV.3.2.4.	Evaporation	27
IV.3.2.5.	Accélération de la gouttelette	28
IV.3.2.6.	Interaction Jet-Gaz	29
IV.3.3.	Modèle de dégagement de chaleur	29
IV.3.4.	Modèle de transfert thermique (Loi de paroi)	29
IV.4.	Les modèles chimiques.....	30
IV.4.1.	Modélisation de la combustion turbulente	30
IV.4.1.1.	Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente	30
IV.4.2.	Modèle d'allumage.....	31
IV.4.3.	Formation des polluants	32
IV.4.3.1.	Le modèle de formation de NOx.....	32
IV.4.3.2.	Modèle de formation des suies	33
IV.5.	Présentation du CONVERGE.....	33
IV.5.1.	Description du code CFD converge	34
IV.5.2.	Structure standard de CONVERGE	34
IV.5.3.	Génération de maillage.....	35
IV.6.	Conclusion	36
Chapitre V.	Résultats et Discussions.....	37
V.1.	Introduction	37
V.2.	Présentation de la simulation.....	37
V.2.1.	Moyens de calcul.....	37
V.3.	Spécification de moteur	37
V.3.1.	Spécifications techniques du moteur.....	37
V.3.2.	Conditions initiales.....	38
V.3.3.	Conditions aux limites.....	38
V.3.4.	Raffinement de maillage adaptatif (AMR).....	39
V.4.	Domaine de calcul	39
V.5.	Discussion des résultats de simulation	40
V.5.1.	Validation du code	40
V.5.2.	La pression Cylindre	42
V.5.3.	Le Taux de dégagement de chaleur.....	43
V.5.3.1.	Le taux de dégagement de chaleur cumulative.....	44
V.5.4.	L'évolution de la température	45
V.5.5.	Champs de température	45
V.5.6.	L'évolution des émissions de CO et CO ₂	46
V.5.7.	Champs de CO et CO ₂	47
V.5.8.	Variations des émissions des NOx	49
V.5.9.	Champs des NOx.....	49
V.5.10.	Evolution d'émission des suies	50
V.5.11.	Champs des suies	51
V.5.12.	Fraction massique des émissions de HC	51
V.6.	Conclusion	52
	Conclusion général	53
	Références	
	Résumé	

Liste des figures

Figure I.1. Production mondiale de l'éthanol et biodiesel en Mt.	4
Figure I.2. Filières des biocarburants de première génération.	5
Figure I.3. Filières des biocarburants de deuxième génération.	6
Figure I.4. Filières des biocarburants de troisième génération.	8
Figure III.1. Processus d'extraction de l'huile d'eucalyptus.	13
Figure III.2. Les propriétés de l'huile d'eucalyptus en fonction de température.	14
Figure III.3. Schéma général de la réaction de transestérification [1, 64].	17
Figure IV.1. Schéma de principe du modèle KH-RT [71].	24
Figure IV.2. Schéma de principe du modèle de Reitz.	25
Figure IV.3. Le flux de travail et les types de fichiers. (A indique des fichiers ASCII B désigne des fichiers binaires)	34
Figure IV.4. La structure standard de CONVERGE.	36
Figure V.1. Maillage de la chambre de combustion avec raffinement adaptatif (AMR) (Domain de calcul).	39
Figure V.2. L'évolution de nombre de cellules en fonction du degré de vilebrequin.	40
Figure V.3. Courbe de pression cylindre de validation de résultats durant un cycle moteur... ..	40
Figure V.4. Courbe de pression cylindre de validation de résultats à partir de -20 °V.	41
Figure V.5. Diagramme typique du taux de dégagement de chaleur du moteur DI identifiant différentes phases de combustion du diesel [76].	41
Figure V.6. Evolution de pression en fonction de l'angle de vilebrequin.	42
Figure V.7. Evolution de taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin.	43
Figure V.8. Evolution de taux de dégagement de chaleur cumulative en fonction de l'angle de vilebrequin.	44
Figure V.9. Evolution de la température durant un cycle moteur et à partir de -20°V.	45
Figure V.10. L'évolution de la température à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l'EB.	46

Figure V.11. Variation de CO durant un cycle moteur et à partir de -20 °K.	46
Figure V.12. Variation de CO ₂ durant un cycle moteur et à partir de -20 °K.....	47
Figure V.13. L'évolution de champ de CO à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l'EB.	47
Figure V.14. L'évolution de champ de CO ₂ à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l'EB.	48
Figure V.15. Variations des NOx durant un cycle moteur et à partir de -20 °V.....	49
Figure V.16. L'évolution de champ des NOx à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l'EB.	50
Figure V.17. Variations des suies durant un cycle moteur et à partir de -20 °V.....	50
Figure V.18. L'évolution de champ des suies à différents angles de vilebrequin.....	51
Figure V.19. Prédiction des HC durant un cycle moteur et à partir de -20 °V.	51

Liste des tableaux

Tableau III.1. Les propriétés physico-chimiques d'EB et de Diesel.....	13
Tableau IV.1. Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence k-ε, et RNG k-ε.	22
Tableau V.1. Spécifications techniques du moteur.	38
Tableau V.2. Valeurs des conditions initiales.	38
Tableau V.3. Valeurs des conditions aux limites.	38

Abréviations

AMR	Raffinement Adaptatif du Maillage
BTL	Biomasse To Liquide
DBE	Mélange Diesel-Biodiesel-Ethanol
DDI	Débit d'Injection
EB	Eucalyptus Biodiesel
EEHV	Ester Ethylique d'Huile Végétale
EMHV	Ester Méthylique d'Huile Végétale
ETBE	Ethyle Tertio Butyle Ether
FDI	Fin d'Injection
GES	Gaz à Effet de Serre
ID	Injection Direct
KH/RT	Kelvin- Helmholtz/Rayleigh-Taylor
PMH	Point Mort Haut
TDC	Taux de Dégagement de Chaleur

Nomenclature

<i>A</i>	Surface de contrôle
<i>A_{fr}</i>	Constante pré-exponentielle
<i>α</i>	Diffusivité thermique
<i>Brd</i>	Nombre de transport de Spalding
<i>B</i>	Paramètre d'impact de collision
<i>bcr</i>	Paramètre d'impact critique de collision
<i>am, bm</i>	Coefficients stoechiométriques intégraux pour la réaction r
<i>CD</i>	Coefficient de décharge
<i>C_p</i>	Chaleur spécifique du fluide
<i>C_{pm}</i>	Chaleur spécifique de l'espèce m
<i>C_{£1}</i>	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et <i>RNG</i> $\varepsilon - k$
<i>C_{£2}</i>	Constante des modèles $\varepsilon - k$ et <i>RNG</i> $\varepsilon - k$
<i>D</i>	Coefficient de transport
<i>D_s</i>	Diamètre de suie
<i>E_a</i>	Energie d'activation
<i>E_c</i>	Energie cinétique
<i>F</i>	Vitesse de changement individuel d'une gouttelette
<i>F</i>	Fonction de distribution de probabilité des gouttelettes
<i>f_{bu}</i>	Terme source de destruction
<i>f_{coll}</i>	Terme source de collision
<i>f_w</i>	Taux de chaleur par unité de surface de la paroi
<i>g</i>	Force d'inertie
<i>Δh_{fp}</i>	Chaleur de formation de l'espèce m au zéro absolu
<i>H_m</i>	Enthalpie spécifique de l'espèce m
<i>I</i>	Matrice unité
<i>I</i>	Intensité de turbulence
<i>Im</i>	Energie interne spécifique de l'espèce m
<i>J</i>	Vecteur du flux thermique
<i>K</i>	Energie cinétique

K	Coefficient de transport
$K_{ct}(T)$	Constante d'équilibre
K_{fr}, K_{br}	Constante d'avancement
L	Chaleur latente
L	La Course du piston
$M_{m,r}$	Masse molaire
\dot{m}_a	Taux d'entraînement de l'air
M_f	Masse du carburant dans la zone considérée
m_{fg}	Masse du carburant vaporisé
m_a	Masse d'air dans cette zone
N	Vitesse de rotation du moteur
n	Normale à la surface de la paroi
P	Pression du fluide
P_a	Pression à l'admission
P_e	Pression à l'échappement
P_{ch}	Pression dans la chambre
P_{inj}	Pression d'injection
P_{ox}	Pression partielle de l'oxygène
Q_s	Interactions de vaporisation
Q_c	Chaleur chimique dégagée par réaction chimique
R	Vitesse de la gouttelette
R_c	Nombre de Reynolds critique
R_0	Constante universelle des gaz
R^*	Radical
RH	Hydrocarbure
r	Rayon de gouttelette
S	Pénétration du jet
T	Température du fluide
\dot{T}	Température de la gouttelette
T	Temps
Δt	Pas de temps
T_{cu}	Température de culasse
T_{cy}	Température du cylindre
T_p	Température des parois
T_a	Température d'admission
T_f	Température de carburant
U	Vitesse des gaz
u	Vitesse linéaire moyenne du piston
u^*	Vitesse de cisaillement
u''	Fluctuation de vitesse turbulente
u_i	Vitesse d'injection du carburant
u, v, w	Composante du vecteur vitesse
V	Volume de contrôle
W_m	Masse moléculaire de l'espèce m
X	Vecteur de position
x, y, z	Coordonnées cartésiennes
\ddot{y}	Vitesse d'oscillation de la gouttelette

\dot{y}	Vitesse de changement d'une gouttelette
Y^*m	Valeur de la fraction à l'équilibre thermodynamique
Ym	Fraction massique de l'espèce m
$\bar{y}m$	Moyenne du terme source de l'espèce

Nombres sans dimension

We	Nombre de Weber
Z	Nombre d'Ohnesorge.
Ta	Nombre de Taylor
We_L	Nombre de Weber liquide
Re_L	Nombre de Reynolds
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Sc	Nombre de Schmidt
Sh	Nombre de Sherwood

Notations Grecques

Ω	Vitesse angulaire
λ	Coefficient d'air
ε	Dissipation de l'énergie cinétique
μ	Viscosité dynamique
γ	Rapport des chaleurs spécifique
ρ	Masse volumique
ν	Viscosité cinématique
Λ_{KH}	Longueur d'onde
Ω_{KH}	Taux d'accroissement
T_{KH}	Temps de rupture
τ_c	Temps caractéristique de l'achèvement de l'équilibre
τ_{chim}	Temps chimique
τ_t	Temps de mélange turbulent
∇	Laplacien

Espèces chimiques

CO	Monoxyde de carbone
CO_2	Dioxyde de carbone
O_2	Oxygène moléculaire
H_2	Hydrogène moléculaire
H_2O	Eau
HC	Hydrocarbures partiellement brûlés
NO_x	Oxydes d'azote
N_2	Azote moléculaire.

Introduction général

Nous assistons ces 20 dernières années à une croissance significative de la demande mondiale en énergie primaire qui signifie un recours accru aux énergies fossiles. Une telle évolution n'a pu se faire sans poser un certain nombre de problèmes écologiques dû à une forte aggravation de l'effet de serre dont les émissions de CO₂, issues de la combustion des hydrocarbures d'origine fossile, sont les principales causes. La recherche d'alternatives énergétiques devient une préoccupation majeure à l'échelle planétaire. Parmi les solutions dans le secteur du transport, l'utilisation des biocarburants issus de la biomasse et obtenus par extraction directe de la biomasse ou par des procédés de transformation comme la pyrolyse, la fermentation ou encore la gazéification. L'utilisation des huiles végétales pures dans les moteurs Diesel apparaît alors comme une solution intéressante pour valoriser énergétiquement les réserves de biomasses. Mais, en général, l'utilisation directe de l'huile sur les moteurs de véhicules récents où l'électronique est très présente et demande beaucoup de précision, génère des problèmes de combustion. En effet, bien que les huiles végétales aient un pouvoir calorifique proche de celui du gazole standard, leur viscosité plus élevée à température ambiante engendre des endommagements du système d'injection. L'huile végétale brute se compose d'une molécule de glycérine qui lie trois chaînes d'acides gras. C'est cette glycérine qui pose problème en substitution du gazole.

But du travail

Dans le cadre de ce travail, le choix de la biomasse qui fournit de l'huile naturelle s'est porté sur l'arbre d'eucalyptus. L'objectif de ce travail de recherche est de formuler un biocarburant à base d'huile d'eucalyptus et qui va servir de carburant pour les moteurs diesel.

Cette huile d'eucalyptus a été extraite à partir des feuilles par entraînement à la vapeur. La caractérisation physico-chimique de cette huile d'eucalyptus a montré qu'elle ne peut pas être utilisée directement à l'état brute sur moteur, vu sa viscosité élevée. Celle-ci provoque une mauvaise pulvérisation du jet dans la chambre de combustion et par la suite, la détérioration du système d'injection (pompes et injecteurs). Afin de rendre les propriétés physiques de l'huile d'eucalyptus voisines de celles du gazole et donc de permettre son utilisation dans un moteur Diesel standard, trois techniques déjà pratiquées sur les huiles végétales ont été testées, à savoir le traitement thermique, la dilution et la transestérification. La transestérification a montré qu'elle est la meilleure solution qui donne un produit très comparable au gazole et qui peut être utilisé directement sans aucune modification du moteur.

Le sujet abordé dans ce mémoire (Etude Numérique de la Combustion dans le Moteur Diesel alimenté par un Biocarburant) s'inscrit dans le cadre de Master en Génie Energétique.

Contenu du mémoire

Le présent mémoire s'articule en Cinq chapitres :

En premier lieu une description générale sur les biocarburants et leurs classifications.

Puis, dans le deuxième chapitre une recherche bibliographie sur les biocarburants.

Le troisième chapitre on s'intéresse particulièrement au procédé d'extraction d'huile d'eucalyptus par l'adaptation par le procédé de transestérification pour rapprocher leurs caractéristiques à celles d'un gazole conventionnel

Le quatrième chapitre comportera une formulation mathématique, ainsi que les mécanismes des modèles physique et chimie. et la description qui mette le code de calcul CONVERGE en évidence est présenter.

La comparaison des résultats numériques et expérimentaux, l'analyse, l'interprétation et la discussion des résultats tout ça est détaillé dans le cinquième chapitre.

Enfin, notre étude s'achèvera par une conclusion générale.

Chapitre I. Généralité sur les biocarburants

I.1. Introduction

Dans le contexte actuel de hausse du prix du pétrole, ainsi que de volonté de diversifier les sources d'énergie et de lutter contre les rejets de gaz à effets de serre (GES), les biocarburants jouent un rôle de plus en plus prépondérant dans le domaine de l'énergie, de l'environnement et des transports [1-7]. Le développement des biocarburants à l'échelle mondiale représente un phénomène d'actualité très présent, qui va certainement encore progresser durant les 25 années à venir. L'accroissement rapide et continu de la production et de l'utilisation des biocarburants, observé depuis le début des années 2000, s'explique en grande partie par l'augmentation des cours du pétrole brut et conséquemment des prix des carburants d'origine fossile, non renouvelables (essences et le gazole). Une autre raison prend en compte les aspects environnementaux liés au « développement durable » et aux problèmes de réchauffement climatique de notre planète. Ces aspects sont de plus en plus considérés par les responsables politiques et industriels.

Ce chapitre présenté dans un premier temps un approche historique sur les biocarburants. Puis, présenté certaines des caractéristiques et limites des biocarburants de première, deuxième et troisième génération.

I.2. Historique

À la naissance de l'industrie automobile, le pétrole et ses dérivés n'étaient pas encore très utilisés ; c'est donc très naturellement que les motoristes se tournaient, entre autres, vers ce qu'on n'appelait pas encore des biocarburants. L'histoire des biocarburants a commencé depuis plus d'un siècle, lorsque Rudolf Diesel utilisait l'huile d'arachide comme carburant. Il écrivait vers 1912: *'l'utilisation d'huiles végétales dans les moteurs Diesel peut sembler insignifiante actuellement. Mais ces huiles peuvent devenir avec le temps aussi importantes que le sont aujourd'hui les produits pétroliers ou issus du charbon'* [4, 7-9]. Les deux chocs pétroliers successifs en 1973 et 1978 ont ensuite relancé l'intérêt pour les biocarburants, et le plan Carburol, abandonné début 1990, permit le développement de filières de productions de biocarburants à partir de biomasse lignocellulosique (bois, paille, déchets végétaux,...). Depuis les années 70, de nombreux pays, notamment le Brésil et les Etats-Unis, respectivement premier producteur mondial de sucre et premier producteur mondial de maïs, mènent une politique très dynamique de production et incorporation de biocarburants dans les carburants traditionnels [7, 10-12].

I.3. Les biocarburants

I.3.1. Définition

En terme de définition, les biocarburants, encore désignés agrocarburants, sont des carburants liquides ou gazeux obtenus à partir de matières organiques non fossiles d'origine végétale ou animale (biomasse). Ce sont des énergies renouvelables qui, dans un contexte marqué par la volonté de diversifier les sources d'énergie, de réduire la consommation de pétrole et les rejets de GES. Ils peuvent remplacer complètement ou en partie, dans le cas d'un mélange, les carburants classiques dans les moteurs des véhicules [1, 4, 5, 7, 8, 12-17].

I.3.2. Les filières de production actuelles

Deux types de biocarburants liquides sont principalement produits et utilisés: l'éthanol (ou bioéthanol) et les Esters méthyliques d'huiles végétales (EMHV) (ou biodiesel), chacun fait appel à une catégorie de matières premières agricoles et à un procédé de fabrication adapté.

- Le bioéthanol est un alcool issu de la fermentation des sucres contenus dans les plantes sucrières (betterave, canne à sucre) et dans les plantes amylacées (les céréales) telles que le blé, le maïs. Il peut être employé directement, pur ou en mélange dans les essences, ou après transformation en Ethyle tertio butyle éther (ETBE) [1, 4, 7, 15, 16, 18-22].
- Le biodiesel est un carburant qui peut être utilisé pur et/ou mélangé dans le gazole. Il est constitué d'esters méthyliques d'huiles végétales (EMHV), eux-mêmes provenant d'huiles végétales (tournesol, colza, palme, soja, etc.). Le biodiesel est obtenu par un procédé appelé transestérification par lequel les huiles réagissent avec un alcool (éthanol ou méthanol) afin d'obtenir des mono esters éthyliques ou méthyliques (EEHV ou EMHV) [1, 4, 15, 18-22].

Il existe également une filière dédiée au biogaz (bio-méthane) qui peut remplacer le gaz naturel ; la filière basée sur le charbon de bois est, quant à elle, très peu utilisée [7].

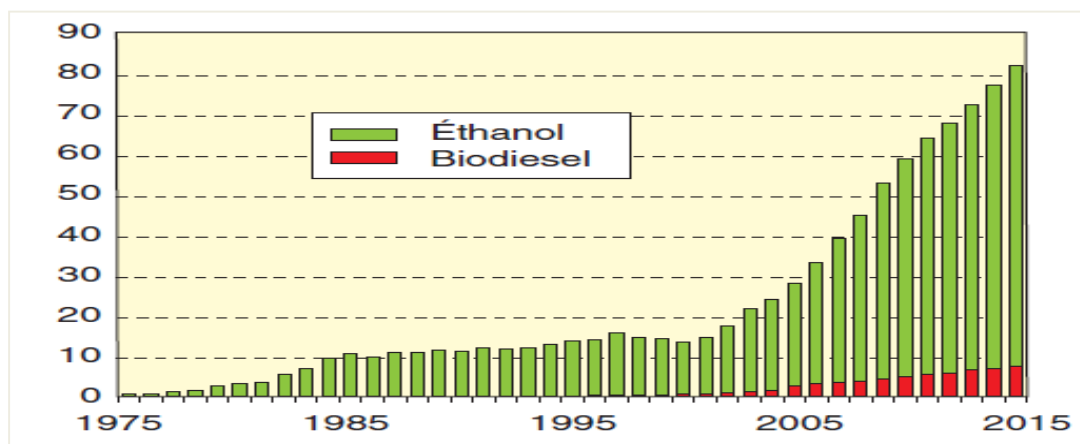


Figure I.1. Production mondiale de l'éthanol et biodiesel en Mt.

I.4. Classification des biocarburants

On distingue trois générations de biocarburants selon l'origine de la biomasse utilisée et les procédés de transformation associés. Aujourd'hui, seule la première génération.

I.4.1. Biocarburants de 1^{ère} génération

Les biocarburants de première génération sont essentiellement issus de ressources agricoles conventionnelles (pour l'éthanol : canne à sucre, maïs, betterave sucrière, blé...etc. ; pour le biodiesel : soja, colza, huile de palme...etc.) [14, 15, 18, 21, 23]. La technologie utilisée par cette première génération consiste à utiliser uniquement le fruit de la plante [18].

Les deux principaux carburants de première génération utilisés dans le monde sont le bioéthanol, représentant 85 % du marché mondial des biocarburants et le biodiesel, représentant 15 % du marché [12, 15].

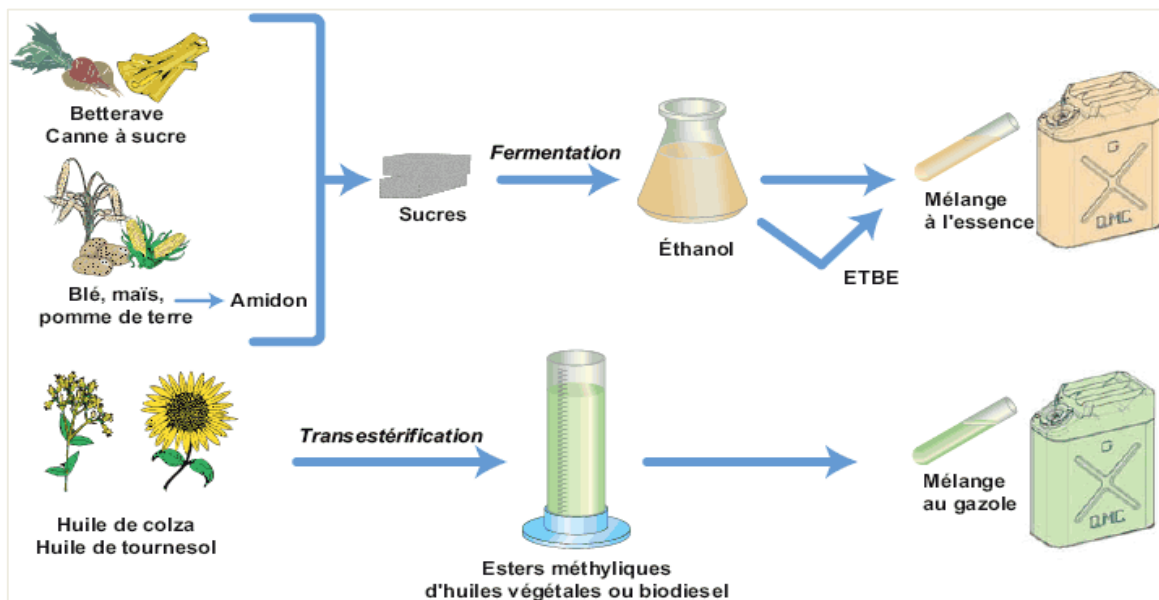


Figure I.2. Filières des biocarburants de première génération.

Les perspectives de développement de ces biocarburants de première génération sont réelles, mais leur production soulève parfois de sérieuses interrogations dans la société par la concurrence qu'ils créent avec les besoins alimentaires des populations [1, 4, 12]. De plus, les quantités produites de nos jours restent encore limitées et ne peuvent se substituer qu'à une faible proportion du carburant d'origine fossile [1, 15, 24]. Par ailleurs, les biocarburants de première génération ont des avantages que n'auront pas les futurs biocarburants: ils génèrent des co-produits qui sont utilisés en alimentation animale. En outre, ils offrent un débouché supplémentaire aux grandes cultures, permettant ainsi une diversification du risque de prix. Néanmoins, la concurrence entre les différents usages possibles des matières premières agricoles et la limite physique des surfaces cultivables, constituera, à terme, une limitation au développement de cette génération de biocarburants [4, 13, 21, 23, 24].

I.4.2. Biocarburants de 2^{ème} génération

Les biocarburants de deuxième génération sont obtenus à partir de la biomasse lignocellulosique. Il s'agit essentiellement de résidus d'origine agricole non consommables (pailles, tiges de maïs), de résidus forestiers et de sous produits issus de la transformation du bois [1, 4, 5, 15, 18, 21, 23-25]. Les avantages attendus de la 2^{ème} génération : réduction des concurrences d'usages avec les filières alimentaires, amélioration des bilans énergétiques et environnementaux, ainsi que des rendements, et coûts de production plus faibles. En revanche, leur développement entraînera un regain de concurrence pour les usages de la ressource lignocellulosique [21]. Deux filières principales de production proches de l'industrialisation : la filière biochimique de production d'éthanol cellulosique et la filière thermochimique de production de gazole et de kérosène de synthèse appelé BTL (Biomass to Liquid).

- La voie thermochimique, encore appelée voie sèche. La biomasse est alors convertie soit en huile par pyrolyse, soit par gazéification, en un mélange riche en CO et H₂ (gaz de synthèse), qui après purification, peut être utilisé pour la production de carburants liquides via la voie de synthèse Fischer-Tropsch. Cette voie est plutôt destinée à produire du carburant pour moteurs Diesel [1, 4, 21, 24].
- La voie biochimique, encore appelée voie humide. Les deux principaux composants de la biomasse, la cellulose et les hémicelluloses, sont alors transformés en éthanol, tandis que le troisième constituant, la lignine, est utilisé pour fournir l'énergie nécessaire à la mise en œuvre du procédé de transformation [1, 4, 21, 24].

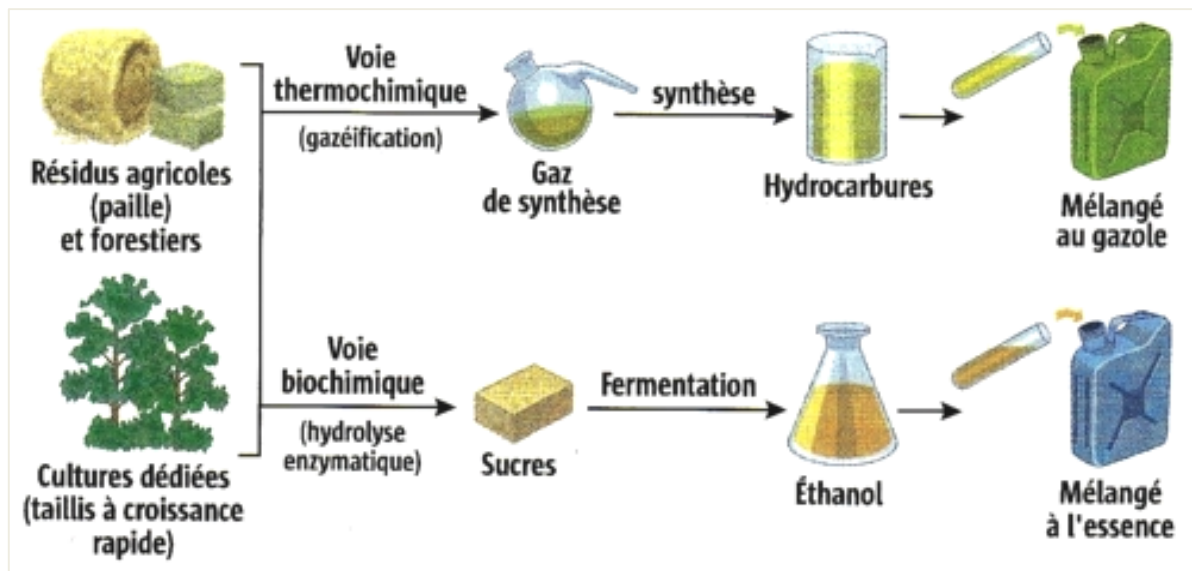


Figure I.3. Filières des biocarburants de deuxième génération.

I.4.3. Biocarburants de 3^{ème} génération

Il s'agit de carburants produits à partir d'algues dont la productivité peut être théoriquement de 10 à 20 fois plus élevée que les oléagineux terrestres comme le colza ou le tournesol [5, 26].

Depuis quelques années, les recherches ont permis des avancées dans de nouveaux domaines, tel celui de la production de biodiesel à partir des micros algues. En effet, les micros algues possèdent plusieurs avantages dont l'importante capacité de production de biomasse par hectare, la fréquence de récolte très importante, la diminution de l'utilisation d'eau potable ainsi que celle d'émission de GES [15, 16, 27].

Les micros algues sont des organismes photosynthétiques qui utilisent la lumière du soleil comme source d'énergie pour fixer le CO₂ [15, 26, 27]. Les lipides accumulés par les micros algues, sont principalement sous forme de triglycérides. Ces derniers peuvent ensuite être utilisés pour produire du biodiesel via une réaction appelée transestérification [15, 16, 26]. Un des avantages de l'utilisation des micros algues pour la production de biodiesel est leur croissance extrêmement rapide puisque certaines espèces peuvent doubler leur biomasse de une à trois fois en 24 heures [15].

On peut mettre en œuvre deux types de conversion de l'huile en biocarburant, identiques à utilisés pour les huiles végétales classiques :

- La transestérification, qui fait réagir l'huile algale avec du méthanol ou de l'éthanol, produit un ester d'huile algale ou biodiesel, tout à fait comparable à celui obtenu à partir des autres types d'huiles végétales. Il peut être mélangé au gazole en proportion limitée à une dizaine de pourcent volume [16, 26].
- L'hydrogénation catalytique, qui fait réagir l'huile en présence d'hydrogène, suivie d'un hydrocraquage, produit des hydrocarbures qui peuvent être incorporés en quantité importante au gazole ou au kérosène [16, 26].

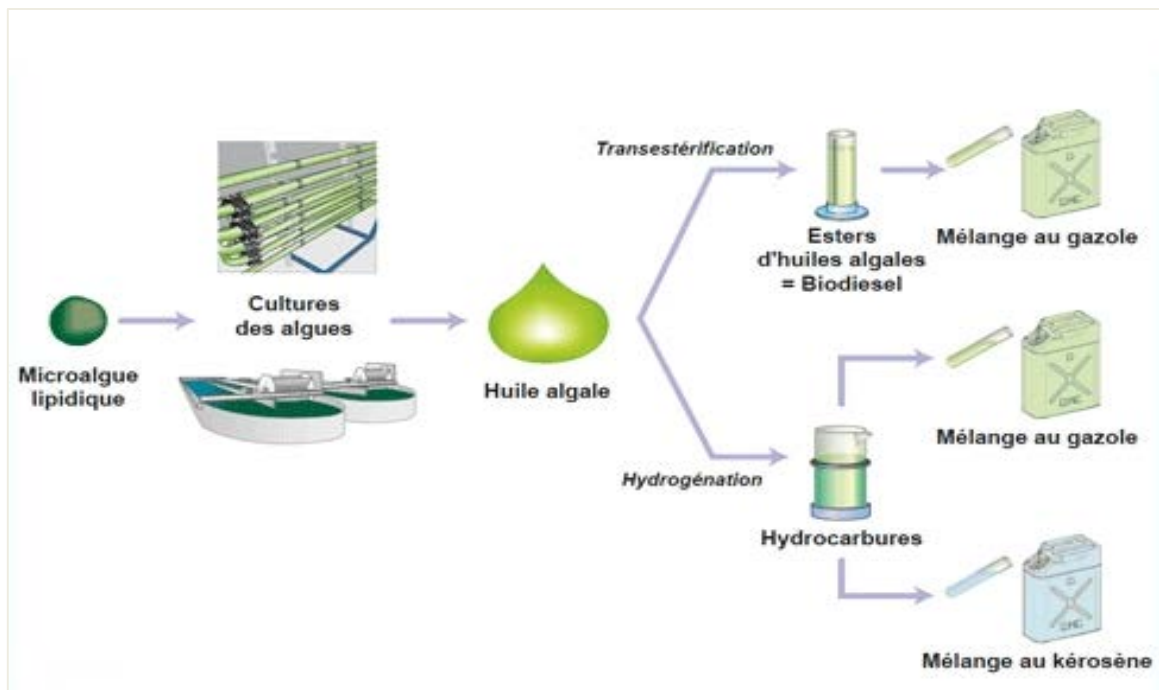


Figure I.4. Filières des biocarburants de troisième génération.

I.5. L'impact des biocarburants sur les émissions

L'utilisation des biocarburants permet de résoudre une partie du problème sur l'émission des gaz à effet de serre (GES), mais ne résout pas de façon significative les problèmes d'émissions de polluants.

La présence d'oxygène dans les alcools, lorsqu'ils sont ajoutés à l'essence, se traduit par un impact positif mais faible sur les émissions de HC et CO. L'absence de soufre et de composés aromatiques dans le biodiesel a un effet de substitution positif. L'addition de ce biocarburant dans le gazole a aussi un impact positif sur l'environnement local en diminuant les émissions d'HC et de particules, mais souvent négatif sur les NOx.

Enfin, l'utilisation des biocarburants permet surtout d'économiser de l'énergie fossile dont on sait que les gisements ne sont pas inépuisables.

I.6. Conclusion

Cette partie a présenté des généralités sur les biocarburants, les principales sources de leur production, les classifications de ces carburants et leurs filières.

Les biocarburants sont donc une source d'énergie qui possède de nombreux avantages comme la réduction du rejet de CO₂ et ainsi d'une baisse de l'effet de serre. Ils sont considérés comme une réelle alternative aux carburants pétroliers même s'ils ne pourront probablement jamais les substituer complètement.

Chapitre II. Etude bibliographique

II.1. Introduction

Nombreux travaux sont actuellement menés concernant les biocarburants et leur utilisation en tant que carburant pour les moteurs diesel. Dans ce chapitre, nous effectuerons une revue bibliographique des études ont été menées à l'aide de diverses techniques expérimentales afin de comprendre davantage la combustion de ces carburants.

II.2. Brève synthèse des travaux expérimentaux précédents

Parmi les travaux expérimentaux les plus pertinents sur les biocarburants d'origine végétale, Senthil et al [28] a réalisé une série d'essais sur un moteur diesel DI alimenté avec différents mélanges d'ester méthylique de Kapok et de diesel. Leurs résultats indiquent que les mélanges de biodiesel et les biocarburants purs peuvent être utilisés comme alternative et environnement.

Ramesh et Sampathrajan [29] ont constaté que la consommation spécifique de carburant, l'efficacité thermique des freins, la température des gaz d'échappement et les NOx seraient plus importants si l'on utilisait de l'huile de Jatropha et ses mélanges de diesel, comparée au diesel pur. Jindal et al [30] ont également obtenu une plus grande BSFC utilisant de l'huile de Jatropha et ses mélanges de diesel que du diesel pur dans un moteur à combustion interne. Senthil et al [31] ont étudié les performances et les caractéristiques d'émission d'un moteur diesel alimenté au ester méthyle de palme et ses mélanges de diesel (B20, B40, B45 et B50). Après analyse des résultats, on constate une diminution des émissions de CO et de HC, alors qu'il reste de faibles émissions de NOx.

Vallinayagam et al [32] a étudié un modèle de moteur diesel alimenté à l'huile de pin et à ses mélanges à 25%, 50% et 75%. Les résultats de combustion, les émissions et les performances sont comparés au diesel conventionnel. Les résultats indiquent qu'à pleine charge et à 100% l'huile de pin réduit respectivement les émissions de CO, HC et suies de 65%, 30% et 70%. L'efficacité thermique des freins et le taux de dégagement maximal de chaleur augmentent de 5% et 27%, respectivement. Cependant, les émissions de NOx sont plus élevées que dans le cas du carburant diesel pur. Rakopoulos [33] a étudié l'impact des mélanges de diesel sur les huiles de graine de coton ou de tournesol à deux proportions (10% et 20%) dans un moteur à combustion interne. Ils ont observé que le biodiesel fournissait une réduction significative de la suie. Inversement, divers chercheurs ont observé que les émissions de NOx augmentaient avec tous les mélanges de biodiesel. Cette augmentation étant plus élevée avec l'augmentation du pourcentage de biocarburant dans le mélange, comme mentionné par les références [34-37]. Cependant, Saravanan et al [38] ont rapporté qu'une injection d'huile de Mahua ester pure (B100) dans un moteur diesel ID réduit les émissions par rapport au diesel (B0). Godiganur et al [39] ont étudié l'ester méthylique d'huile de Mahua et ses mélanges de diesel dans un moteur diesel. Cette étude indique que le mélange de B20 offre de meilleures performances mécaniques et énergétiques et conduit à une réduction des émissions. Rajan et al [40] ont

étudié l'évolution des performances et des émissions d'un moteur diesel alimenté par l'ester méthylique de Jatropha. Les résultats illustrent une augmentation de l'efficacité thermique des freins et des émissions de CO et de fumée diminution à pleine charge, alors que l'augmentation des émissions de NOx à pleine charge par rapport au carburant diesel pur.

Qi et al [41] a effectué des tests expérimentaux sur des moteurs diesel alimentés avec de l'ester méthylique de pétrole brut de soja et de ses mélanges avec du diesel pur (30%, 50% et 80%) afin d'étudier ses effets sur les émissions de gaz d'échappement. Ils ont mesuré des émissions de HC, de CO et de particules légèrement inférieures, mais des niveaux de NOx significatifs lors de l'utilisation du combustible ester. Ils indiquent une consommation de carburant plus élevée pour l'ester en raison de son PCI inférieur. L'utilisation de biodiesel montre que le retard à l'inflammation et le débit calorifique maximal sont plus faibles, mais ils augmentent avec les mélanges de diesel [42, 43]. Plusieurs études (Palash et al [44]; Hou et al [43]; Senthil et al [28]; Magno et al [45]; Senthil et al [31]; Chit et al [46]) ont présenté les résultats d'essais de moteurs utilisant des huiles végétales sans transestérification mélangées à du diesel fuel. Les meilleurs résultats apparaissent avec des proportions de mélange relativement faibles (10% à 20%) dans les moteurs à injection indirecte. Des augmentations des dépôts dans le cylindre sont notées mais n'ont pas affecté les performances. Jha et al [47] ont étudié les émissions des mélanges diesel/biodiesel/éthanol (DBE) suivants: (5% de diesel, 70% de biodiesel et 25% d'éthanol); (10% diesel, 70% biodiesel et 20% éthanol) et enfin (15% diesel, 70% biodiesel et 15% d'éthanol). Ils ont indiqué que l'efficacité de la combustion pourrait être améliorée avec pourcentage d'éthanol. Les résultats montrent que l'augmentation du pourcentage d'éthanol dans les mélanges DBE réduit les émissions de NOx. Cependant, les émissions de CO augmentent avec l'augmentation du pourcentage d'éthanol dans les mélanges. D'autres chercheurs ont rapporté que les mélanges DBE avec 20% à 40% d'éthanol permettaient une réduction significative de la fumée et une augmentation des émissions de NOx à forte charge du moteur par rapport au carburant diesel [48].

L'impact du changement de temps d'injection dans le moteur diesel a été étudié par Panneerselvam et al [49]. Ils ont constaté que lorsque le début de l'injection est avancé, les émissions de NOx et de CO₂ augmentent tandis que les émissions de HC et de CO diminuent. Agarwal et al [50] ont effectué des essais expérimentaux sur un moteur monocylindrique à 2500 régime par minute (rpm) avec deux pressions d'injection de carburant (500 et 1 000 bars) et différents temps de débuts d'injection DDI (4,8, 7,1, 9,3, 12,75 et 15 °V avant PMH). Les DDI avancés ont montré des effets favorables sur l'efficacité thermique des freins, la pression effective moyenne des freins, les émissions de CO₂ et de HC, tandis que les émissions de NOx étaient augmentées.

Sayin et Canakci [51] ont publié l'impact de cinq débuts d'injection différents (21, 24, 27, 30 et 33 °V avant PMH) sur un moteur DI monocylindre alimenté au diesel mélangé à l'éthanol à différentes vitesses et charges. Les résultats sont comparés au début d'injection 27 °V avant PMH et ils ont donné les meilleurs résultats pour les émissions de HC et de CO non brûlées à 33°V avant PMH en tant que DDI pour les conditions de fonctionnement du moteur de 30 Nm en charge et 1800 tr / min. Un début d'injection de 21 °V avant PMH à des conditions de

moteur de 15 Nm en charge et à 1800 tr / min donnait les émissions minimales de NO_x et de CO₂. D'autres études ont confirmé l'influence importante du début d'injection sur les émissions [52-56].

Il semble donc qu'en général les biocarburants ou leurs mélanges peuvent offrir une occasion de réduire certaines des émissions nocives sans modifications coûteuses du moteur. Cependant, il est important de noter que les expériences sur un moteur en modifiant plusieurs paramètres (paramètres d'injection, EGR, tourbillonnement, etc.) sont fastidieuses en raison de la complexité de la mise en œuvre pratique. Les enquêtes plus fines nécessitent des calculs numériques enquêtes qui ont l'avantage sur un montage expérimental coûteux et long. Afin de traiter les phénomènes physico-chimiques du cylindre moteur, CONVERGE comprend des modèles pour processus physiques, y compris la turbulence, la pulvérisation, le transfert de chaleur et les processus chimiques polluant. Les modèles de CONVERGE ont été largement validés pour les carters de moteur à combustion interne.

II.3. Conclusion

A travers une brève synthèse bibliographique on a trouvé que l'étude des biocarburants est extensivement traitée. Toutefois, l'étude des huiles issues de l'Eucalyptus n'a pas encore bien exploré. Ce qui constitue l'objectif de ce travail. De façon générale, les études ont montré que les combustibles à base d'esters d'huiles végétales produisent moins de fumée à l'échappement et accroissent l'efficacité thermique du moteur, comparativement à l'utilisation du gazole.

Chapitre III. Huile d'Eucalyptus : caractéristiques et procédures d'obtention

III.1. Introduction

Les carburants dérivés de la biomasse sont préférés comme carburants de remplacement pour les moteurs à combustion interne en raison de leur disponibilité abondante et de leur nature renouvelable. Dans le présent travail, le remplacement complet du carburant diesel par des biocarburants est étudié [57]. Les biocarburants sont des carburants liquides produits à partir de plantes cultivées [14]. Un biocarburant issu des huiles de source lignocellulosique (bois, feuilles, pailles...) pour élaborer des biocarburants dit de seconde génération. L'utilisation des huiles végétales pures dans les moteurs Diesel apparaît alors comme une solution intéressante de valoriser énergétiquement ces réserves de biomasses [58].

L'eucalyptus est une espèce non comestible capable de pousser dans presque toutes les conditions climatiques. Il grandit à près de 200 mètres [59]. L'eucalyptus est un arbre de la famille des myrtacées. Il est originaire d'Australie et de Tasmanie. C'est un arbre à croissance rapide. Un eucalyptus peut produire en 20 ans ce qu'un pin d'Alep par exemple, produit en 60 ans. En foresterie, les arbres produisent généralement tous les 80 à 100 ans. Alors que l'eucalyptus produit tous les 15 ans, ce qui mène à conclure qu'il n'y a pas d'hésitation en matière de choix de la biomasse. Ses feuilles sont persistantes de couleur gris-bleuté et de formes allongées pointues. Il peut atteindre 30 mètres en Europe, en Afrique du nord et dans son milieu d'origine plus de 100 mètres. Cette plante supporte tout type de terre drainante et humifère et supporte la sécheresse en été. On le plante au printemps ou à l'automne avec un apport de fumier. Les eucalyptus se plantent au soleil ou mi-ombre. Sa multiplication par semis se réalise au printemps sous châssis. Les utilisations de cette plante aux vertus multiples sont nombreuses et variées. Son bois ne se prête pas à la menuiserie (il se crevasse), aussi il est utilisé dans la production de la pâte à papier. Sa résine rouge sert de cirage. L'huile naturelle contenue dans ses feuilles est non comestible et est utilisée dans l'industrie pharmaceutique ou cosmétique [8].

Aujourd'hui en Algérie l'arbre d'eucalyptus, présent dans les régions arides et semi-arides, occupe une surface de 43000 ha, avec une production potentielle de 144800 m³. Il est planté essentiellement pour alimenter les usines de production des pâtes à papier [8, 59]. Vu la grande quantité d'arbres d'eucalyptus disponible dans les régions arides, cet arbre a été choisi dans le cas de ce travail pour étudier l'huile contenue dans ses feuilles [14]. Dans l'étude en cours, l'huile d'eucalyptus pure est dérivée et transformée en biodiesel par un processus de transestérification [60].

III.2. Extraction de l'huile d'eucalyptus

L'arbre d'eucalyptus choisi dans le présent travail pour étudier l'huile contenue dans ses feuilles, est parmi les arbres les plus grands au monde et peut atteindre jusqu'à 60 mètres. La

majorité des arbres d'eucalyptus ont des feuilles persistantes et s'adaptent à toutes les conditions climatiques. Il existe plusieurs méthodes d'extraction d'huile, bien que certaines ne sont plus employées aujourd'hui. Actuellement, la méthode d'extraction la plus répandue (celle utilisée dans ce travail) est par entraînement à la vapeur.

III.2.1. Procédures

Le procédé d'extraction de l'huile d'eucalyptus est commencé par faire chauffer des feuilles finement émietées avec de l'eau pendant 30 à 60 mn. Après refroidissement et récupération de la décoction, du cyclo hexane est rajoutée pour séparer la phase organique de la phase aqueuse. La phase organique récupérée (cyclo hexane + huile d'eucalyptus) est alors chauffée à la température d'évaporation de l'hexane (41°C). Cette extraction liquide/liquide par distillation a permis de séparer l'hexane de l'huile brute.

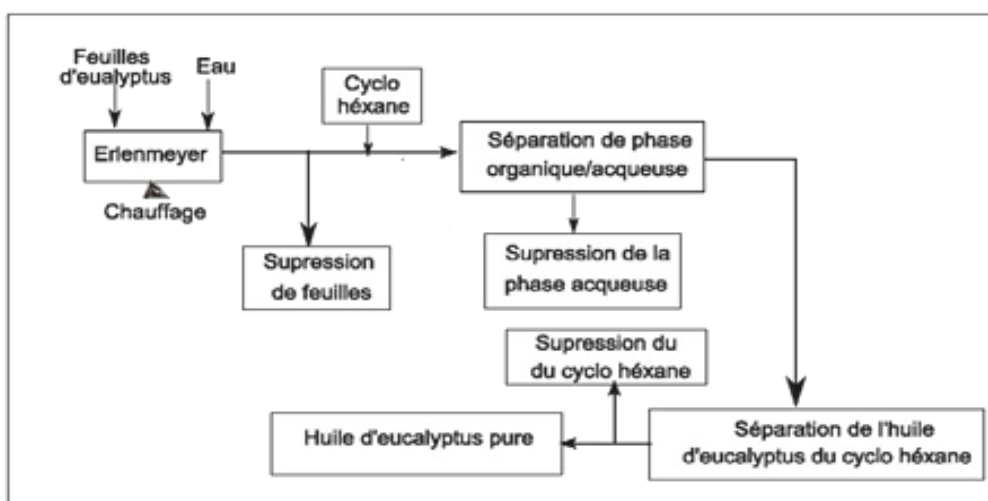


Figure III.1. Processus d'extraction de l'huile d'eucalyptus.

III.3. Propriétés de l'huile d'eucalyptus

Le tableau détaille les propriétés de l'huile d'eucalyptus et du diesel pur. Le tableau montre que les propriétés de l'huile d'eucalyptus sont comparables à celles du diesel [8, 61]; il est donc possible d'utiliser du biodiesel d'eucalyptus dans un moteur diesel.

Tableau III.1. Les propriétés physico-chimiques d'EB et de Diesel.

Propriétés	EB	Diesel
Densité (Kg/m ³)	896	848
Valeur Calorifique (Mg/Kg)	39.8	45.76
Viscosité (m Pa. s)	2.99	1.57
Indice de cétane	53	49

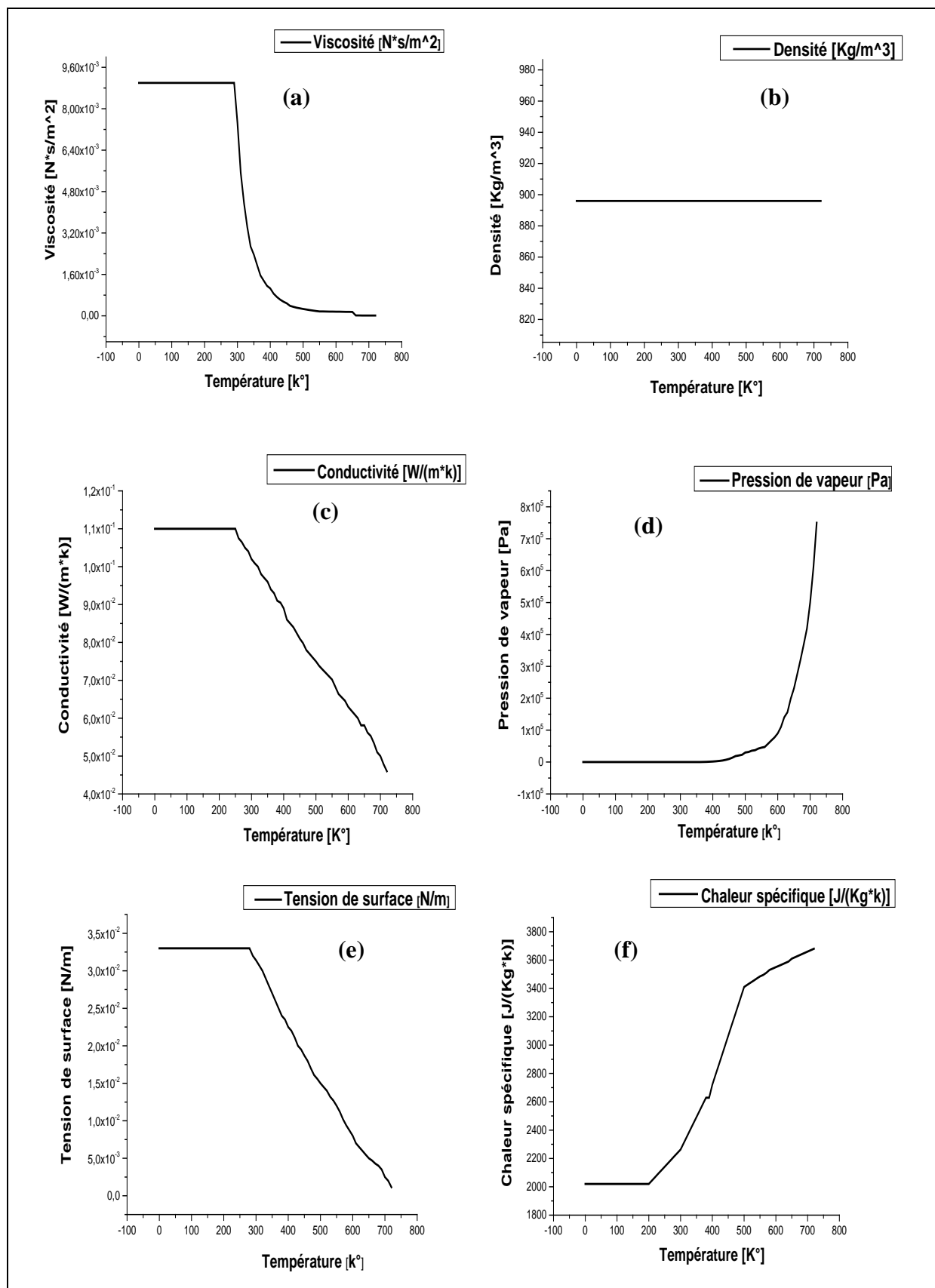


Figure III.2. Les propriétés de l'huile d'eucalyptus en fonction de température.

La figure III.2 : représente les propriétés de l'huile d'eucalyptus.

La figure III.2. (a) : La viscosité : peut être définie comme une résistance à l'écoulement (à la déformation).

La figure III.2. (b) : La densité : est définie comme étant la masse du produit contenu dans un volume déterminé dans des conditions de pression et de température fixées.

La figure III.2. (c) : La conductivité thermique : est un paramètre fondamental pour déterminer le transfert thermique dans le fluide.

La figure III.2. (d) : La pression de vapeur : est définie comme la pression partielle de la vapeur d'un corps présent également sous forme liquide ou solide.

La figure III.2. (e) : La tension superficielle : est une propriété des liquides qui permet de maintenir en équilibre leur surface libre.

La figure III.2. (f) : La chaleur spécifique : est une grandeur physique mesurable qui représente la quantité de chaleur par unité de masse nécessaire pour élever la température d'un degré Celsius. Cette propriété est un paramètre important pour l'utilisation des huiles végétales comme fluide de transfert.

III.4. Adaptation de l'huile d'eucalyptus

III.4.1. Introduction

Pour alimenter un moteur diesel standard avec de l'huile végétale, différentes méthodes de valorisation et d'adaptation des huiles végétales ont été effectuées dans divers domaines à travers le monde telles que la pyrolyse, la dilution, le traitement thermique, la microémulsion, la transestérification. Ces méthodes, conduisant à l'amélioration de certaines propriétés (viscosité, courbes de distillation, point éclair), sont applicables par divers procédés (chimique, mécanique, thermique).

Dans le présent travail, le traitement thermique, la dilution et la transestérification ont été investigués afin de choisir une solution qui conduit à la bonne valorisation de l'huile d'eucalyptus en carburant. De l'analyse de ces remèdes proposés aux différents problèmes causés par l'utilisation de l'huile d'eucalyptus dans un moteur, il en ressort que ces remèdes peuvent être rangés dans deux catégories. Le traitement thermique rentre dans la catégorie qui regroupe les solutions qui nécessitent l'adaptation du moteur. La dilution et la transestérification rentrent dans la catégorie qui regroupe toutes celles qui ont trait aux traitements et aux autres transformations que subit l'huile d'eucalyptus sans modifications du moteur.

III.4.2. Traitement thermique

La première tentative pour faire abaisser la viscosité consiste à utiliser le chauffage. Il est vrai que, le chauffage de l'huile permet d'abaisser sa viscosité dynamique, ce qui en facilite l'écoulement et donc son utilisation dans le moteur. Mais, si l'huile est maintenue longtemps à une température élevée, au-dessus de 90°C, elle s'oxyde. Les huiles végétales sont sensibles au phénomène d'oxydation, qui provoque leur polymérisation et rend ces huiles inutilisables comme carburant dans un moteur. L'huile d'eucalyptus peut être utilisée après qu'elle soit chauffée et maintenue à une température de 70-90°C pour obtenir des conditions acceptables d'écoulement de l'huile et de fonctionnement du moteur. Un système de préchauffage peut donc être mis en œuvre en amont du système d'injection. Ceci aura le mérite de ne pas maintenir tout le volume d'huile à une température proche de la température critique.

III.4.3. Dilution

Pour réduire la viscosité de l'huile d'eucalyptus, la dilution avec plusieurs produits organiques (méthanol, éthanol, butanol et gazole) a été testée. L'éthanol et le méthanol ont donné des mélanges hétérogènes. Le gazole et le butanol sont parfaitement miscibles dans l'huile d'eucalyptus. Vu que l'objet de la présente étude est la réduction de la dépendance au gazole et que l'adjonction du diesel dans l'huile a nécessité un rapport supérieur à 80% pour avoir un mélange de viscosité voisin de celui du gazole, cette solution est à écarter [8].

III.4.4. Transestérification

La transestérification est la technique classique de production de biodiesel. Il s'agit d'un procédé dans lequel les huiles végétales ou les graisses animales sont mélangées à froid à un alcool (éthanol ou méthanol) en présence d'un catalyseur (hydroxyde de sodium ou de potassium). La transformation des huiles ou des graisses en esters éthyliques ou méthyliques permet de réduire la masse moléculaire à un tiers de celle de l'huile, de réduire la viscosité d'un facteur de huit, de réduire la densité et d'augmenter la volatilité [8, 62, 63]. La réaction de transestérification permet de raffiner l'huile puisque la plus grande partie des phospholipides et des acides gras libres seront éliminés. L'acide gras libre disparaît complètement avec les catalyseurs basiques. En catalyse acide, l'ester reste encore acide, ce qui risque de poser des problèmes. L'indice d'iode des esters méthyliques est pratiquement le même que celui des huiles brutes; l'indice de saponification ne change pas. L'indice de peroxyde et l'acidité doivent être mesurés à nouveau. Lorsque la réaction est incomplète, il peut y avoir présence de mono et di-glycérides dans les esters. Il faut éliminer les mono-glycérides par filtration ou éviter d'en former.

Si l'alcool reste dans les esters, certaines de leurs caractéristiques peuvent être améliorées (qualité à froid, courbe de distillation, viscosité), mais au détriment de l'indice de cétane et du point éclair [8].

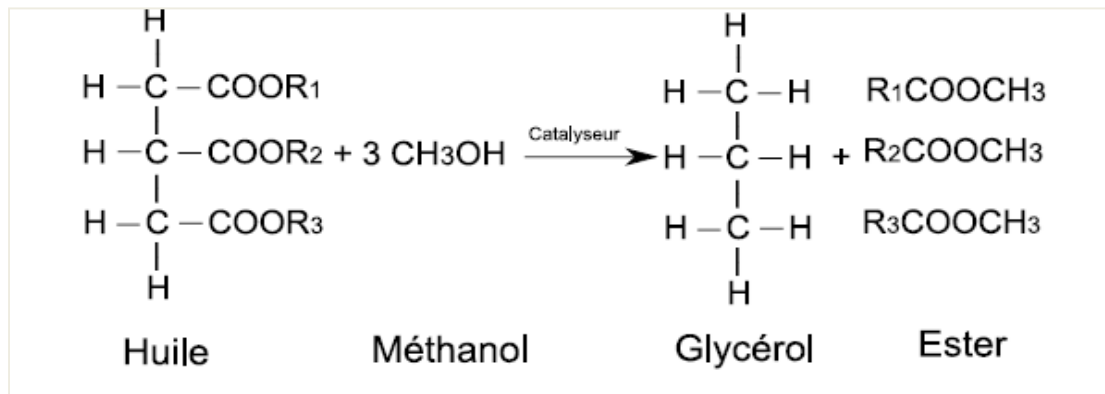


Figure III.3. Schéma général de la réaction de transestérification [8, 64].

III.5. But de la réaction de Transestérification

La décomposition thermique d'une huile qui est un ester de glycérine, en absence d'oxygène, conduit à la formation de glycérol et d'un mélange d'esters. L'objectif d'une telle étude est l'utilisation des esters obtenus comme carburant diesel ; l'étude conduit en même temps à :

- l'élimination totale de la glycérine,
- la diminution du point d'ébullition de l'huile,
- la diminution du point éclair de l'huile.

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié l'adéquation du biodiesel d'eucalyptus au remplacement du carburant diesel. Certains Les propriétés de l'huile d'eucalyptus montrent qu'il n'est pas possible d'alimenter les moteurs diesel avec ce pétrole brut en raison des problèmes engendrés par sa haute viscosité et sa faible volatilité. Afin de diminuer la viscosité de l'huile, une technique de transestérification est réalisée dans des conditions réactionnelles optimales. L'analyse des propriétés fondamentales du biodiesel d'eucalyptus montre que le procédé de transestérification est utilisé avec succès pour rendre la viscosité et d'autres caractéristiques comparables à celles du carburant diesel.

Chapitre IV. Formulation mathématique et Présentation du Code CONVERGE CFD

IV.1. Introduction

La combustion dans les moteurs diesel à injection directe est un processus très complexe, mettant en cause l'interaction d'une multitude de phénomènes tels que: la turbulence, le transfert thermique et les réactions chimiques complexes qui agissent simultanément dans la chambre de combustion.

Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à effectués des travaux de recherche liés à la combustion turbulente et ses applications. De ce fait il est nécessaire de comprendre les processus physique et chimique prépondérants au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies. Dans ce contexte l'utilisation de l'outil numérique permet de réduire les coûts et les temps d'études. Il est très simple de modifier numériquement la géométrie ou les conditions d'utilisation (pression, température...). Les investigations réalisées avec les codes CFD (Computational Fluid Dynamics), par exemple CONVERGE, Fluent, et CFX... permettent alors de tester un grand nombre de solutions pour ne retenir que les plus pertinentes pour des tests expérimentaux [17].

Dans le cadre de la modélisation de la combustion turbulente, l'utilisation d'un code de calcul comme KIVA ou CONVERGE représente une bonne démarche de compréhension et de prédiction des phénomènes qui se manifestent à l'intérieur du cylindre d'un moteur à combustion interne alimenté par un biocarburant [65]. Nous avons utilisé Dans le cadre de ce travail le code de CONVERGE V2.3.

IV.2. Equations de l'aérothermochimie turbulente

La simulation d'un problème de combustion vise la résolution des équations de l'aérothermochimie. On appelle « équations de l'aérothermochimie » le système composé des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, des espèces et de l'énergie. Dans ce qui suit on expose les équations gouvernantes de la phase fluide, suivies par les sous modèles physiques. Ces sous modèles décrivent la turbulence, le spray et le dégagement de chaleur. Les sous-modèles chimiques décrivent la combustion, l'allumage et la formation de polluants [65, 66].

IV.2.1. La phase fluide

La modélisation mathématique d'un écoulement turbulent avec ou sans réaction chimique est classiquement menée à l'aide de la résolution des équations aux dérivées partielles non

linéaires et couplées. Ces équations expriment les principes de conservation de masse, de quantité de mouvement et des espèces chimiques dans un volume élémentaire de fluide.

Le système d'équations à résoudre peut s'écrire maintenant sous forme générale pour une variable ϕ contenant des termes dus à la convection, à la diffusion, et les termes sources, il est donné par :

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t}} + \underbrace{\nabla(\rho \vec{u} \phi)} = \underbrace{\nabla(\Gamma_\phi \nabla \phi)} + \underbrace{S_\phi} \dots\dots\dots (IV.1)$$

Accumulation Convection Diffusion Source

Où ρ est la densité, \vec{u} est le vecteur vitesse, est Γ_ϕ le coefficient de diffusion et S_ϕ est le terme source [67, 68].

IV.2.1.1. L'équation de continuité de l'espèce chimique m

La détermination de la fraction massique pour chaque espèce, m , s'obtient par la solution de l'équation de transport de la $m^{\text{ème}}$ espèce, sous la forme [66, 69]:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}^s \delta_{m1} \dots\dots\dots (IV.2)$$

Où ρ_m est la masse volumique de l'espèce, ρ est la masse volumique globale, et \mathbf{u} est la vitesse du fluide Avec $\dot{\rho}_m^c$ et $\dot{\rho}^s$ les termes sources dus à la chimie et le spray respectivement.

On suppose que toutes les espèces ont des diffusivités égales, données par : $D = \frac{\mu}{\rho S_c}$

μ Est la viscosité dynamique et $S_c = \frac{\mu}{D}$ est le nombre de Schmidt (le nombre de Schmidt compare les effets de la viscosité et de la diffusion du fluide).

IV.2.1.2. L'équation de conservation de la masse totale

Par sommation de l'équation (IV.2) pour toutes les espèces on obtient l'équation de la masse volumique totale du fluide.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = \dot{\rho}^s \dots\dots\dots (IV.3)$$

Donc la masse est conservée dans les réactions chimiques.

IV.2.1.3. L'équation de conservation de quantité de mouvement

L'équation de conservation de la quantité de mouvement du mélange est donné par :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \cdot u) = -\frac{1}{\alpha^2} \cdot \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \sigma + F^s + \rho g \dots\dots\dots (IV.4)$$

Où p est la pression du fluide. La quantité α est utilisée en conjonction avec la méthode de l'échelle de gradient de pression PGS (Pressure Gradient Scaling). Cette méthode paraît efficace pour les faibles nombres de Mach.

Dans l'équation (IV.4) la quantité A_0 est égale à zéro pour les écoulements laminaires et à l'unité si un modèle de turbulence est utilisé. Le tenseur des contraintes visqueuses est de forme newtonienne :

$$\sigma = \mu[\nabla u + (\nabla u)^T] + \lambda \nabla \cdot u I \dots\dots\dots (IV.5)$$

Les deux coefficients de viscosité μ et λ , seront définis dans ce qui suit.

L'exposant T indique la transposée d'une matrice et I représente la matrice unité. F^s est le gain du taux de quantité de mouvement par unité de volume dû au spray. La force d'inertie g est considérée constante.

IV.2.1.4. L'équation de conservation de l'énergie

L'équation de l'énergie interne I est, exclusive à l'énergie chimique.

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -p \nabla \cdot u - \nabla J + (1 - A_0) \sigma : \nabla u + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \dots\dots\dots (IV.6)$$

Le vecteur du flux thermique J est la somme des contributions dues à la conduction thermique et à la diffusion de l'enthalpie :

$$J = -k \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \dots\dots\dots (IV.7)$$

Où T est la température du fluide, et h_m l'enthalpie spécifique de l'espèce m , K est la conductivité thermique. K est calculé à partir du nombre de Prandtl et la chaleur spécifique à pression constant C_p .

IV.2.1.5. L'équation d'état

On suppose que le fluide soit un mélange homogène de gaz parfait, ainsi on peut écrire les relations suivantes :

$$P = R_0 T \sum_m (\rho / W_m) \dots\dots\dots (IV.8)$$

$$I(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) I_m (T) \dots\dots\dots (IV.9)$$

$$Cp(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) c_{pm}(T) \dots\dots\dots (IV.10)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + \frac{R_0 T}{W_0} \dots\dots\dots (IV.11)$$

Avec R_0 : est la constante universelle des gaz, W_m : est la masse moléculaire de l'espèce m , $I_m(T)$: est son énergie interne spécifique. La chaleur spécifique des espèces est issue de la base de données thermodynamiques de la table JANAF.

IV.3. Les modèles physiques

Les termes qui apparaissent dans les équations moyennées présentent l'interaction du mouvement moyen et de l'agitation turbulente. Ce sont des termes supplémentaires qui posent un problème de fermeture du système d'équations. Le nombre d'inconnues devenant plus grand que le nombre d'équations, nous avons donc besoin de modèles de turbulence qui permettent de fermer le système d'équations à résoudre [66, 67, 70].

IV.3.1. Modèle de Turbulence

Pour calculer les contraintes de Reynolds, deux possibilités sont envisageables. La première repose sur les corrélations doubles qui peuvent être calculées à partir des valeurs moyennes de l'écoulement en faisant appel au concept de viscosité turbulente. Cette première approche est chronologiquement la plus ancienne. La seconde approche consiste à décrire sous forme d'équation de transport des contraintes de Reynolds mais, dans ces nouvelles équations, interviennent des termes de corrélations qu'il faut à nouveau modéliser [66].

IV.3.1.1. Modèle de Turbulence k-ε

L'utilisation de ce modèle est très répandue dans les milieux industriels. L'approche consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide d'échelles de vitesse et de longueur caractéristiques des fluctuations. L'échelle de vitesse est obtenue par l'intermédiaire de l'énergie cinétique turbulente (k). L'échelle de longueur est, quant à elle, plus délicate à définir et l'on a recours à une nouvelle équation de transport portant sur le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (ϵ). Ce taux de dissipation est relié, par l'intermédiaire de l'hypothèse de l'unicité de l'échelle des temps, à l'échelle de longueur l . Quand ce modèle de turbulence est utilisé ($A_0 = 1$), deux équations de transport additionnelles sont résolues pour l'énergie cinétique k et son taux de dissipation ϵ .

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) = -\frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \nabla \cdot \tilde{u} + \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{pr_k} \right) \nabla \tilde{k} \right] - \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \bar{W}^s \dots\dots\dots (IV.12)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\epsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\epsilon}) = -\left(\frac{2}{3} c_{\epsilon_1} - c_{\epsilon_3} \right) \bar{\rho} \tilde{\epsilon} \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{pr_\epsilon} \right) \nabla \tilde{\epsilon} \right] + \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} \left[c_{\epsilon_1} \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} - c_{\epsilon_2} \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + c_s \bar{W}^s \right] .. \dots\dots\dots (IV.13)$$

Ce sont les équations k - ε standards avec quelques termes additionnels. Le terme source $(c_{\varepsilon_3} - \frac{2}{3}c_{\varepsilon_1}) \nabla \tilde{u}$ dans l'équation (IV.13) explique le changement de l'échelle des longueurs en présence d'une vitesse de dilatation. Le terme source $\overline{W^s}$ est dû à l'interaction avec la vapeur. Les quantités sont constantes, leurs valeurs sont déterminées à partir des travaux expérimentaux et quelques considérations théoriques.

IV.3.1.2. Modèle de Turbulence RNG k- ε

Un nouveau modèle, fondé sur les méthodes utilisant le groupe de rénormalisation est apparu. Appelé modèle *RNG k- ε* (Yakhot et Orszag, 1986) [69], il utilise une théorie différente des techniques statistiques classiques. La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles de turbulence sont étudiées précisément. Cette modélisation aboutit à des équations très proches de celles du modèle k - ε standard. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement [67].

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) = - \left[\frac{2}{3} c_{\varepsilon_2} - c_{\varepsilon_3} - \frac{2}{3} C_{\mu} C_{\eta} \frac{\bar{k}}{\tilde{\varepsilon}} \nabla \tilde{u} \right] \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \cdot \nabla \tilde{u} + \nabla \left[\left(\frac{\mu_{eff}}{Pr_{\varepsilon}} \right) \nabla \tilde{\varepsilon} \right] + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\bar{k}} \left[(c_{\varepsilon_1} - c_{\eta}) \bar{\sigma} : \nabla \tilde{u} - c_{\varepsilon_2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + c_2 \overline{W^s} \right] \dots \dots \dots (IV.14)$$

Avec :

$$C_{\eta} = \frac{\eta(1-\eta-\frac{\eta}{\eta_0})}{1+\beta_{\eta}} \dots \dots \dots (IV.15)$$

$$\eta = \frac{SK}{\varepsilon} \dots \dots \dots (IV.16)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (IV.17)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \dots \dots \dots (IV.18)$$

Tableau IV.1. Valeurs des constantes dans les modèles de turbulence k- ε , et RNG k- ε .

Constant	c_{ε_1}	c_{ε_2}	c_{ε_3}	c_s	Pr_k	Pr_{ε}	η_0	β	c_{μ}
Standard k- ε	1.44	1.92	-1.0	1.5	1.0	1.3	-	-	0.09
RGN k- ε	1.42	1.68	-	1.5	0.719	0.719	4.38	0.012	0.0845

IV.3.2. Modèle du spray

Dans les moteurs à injection directe, le carburant est introduit dans la chambre de combustion par l'injecteur. Le jet liquide issu de l'orifice de l'injecteur doit ensuite être réduit en de fines gouttelettes, qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser la combustion. Transformer le jet liquide en "spray" (nuage de gouttelettes) c'est l'atomiser [67, 68].

Cette transformation s'effectue en deux étapes. Le fractionnement primaire du jet produit des gouttes directement à partir de la colonne liquide. Le fractionnement secondaire divise ces gouttes issues du fractionnement primaire en gouttes encore plus petites. Les gouttelettes injectées dans le cylindre peuvent subir un ou plusieurs processus à savoir, l'atomisation, la collision et l'évaporation. Par conséquent, on exige des modèles qui décrivent ces processus (atomisation, collision, et évaporation) [71].

IV.3.2.1. Formulation mathématique

La formulation mathématique du jet est basée sur une technique discrète de Monte Carlo et se compose des fonctions de probabilité f des gouttelettes de distribution. La fonction de probabilité f est fonction de dix variables indépendantes du temps :

- Les trois coordonnées spatiales, x
- Les trois composantes de vitesse, v
- Le rayon d'équilibre, r
- La température, T_d .
- La déformation de la sphéricité, y
- Le taux temporel de changement d'une gouttelette, $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$

La fonction de distribution des gouttelettes f est définie comme :

$$f(\vec{x}, \vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, t) d\vec{v} dr dt_d dy d\dot{y} \dots \dots \dots (IV.19)$$

L'évolution à travers le temps de f est obtenue par résolution d'une forme de l'équation du jet [72]:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \text{div}_{\vec{x}}(f\vec{v}) + \text{div}_{\vec{v}}(f\vec{F}) + \frac{\partial}{\partial r}(fR) + \frac{\partial}{\partial T_d}(f\dot{T}_d) + \frac{\partial}{\partial y}(f\dot{y}) + \frac{\partial}{\partial \dot{y}}(f\ddot{y}) = \dot{f}_{coll} + \dot{f}_{bu} \dots \dots \dots (IV.20)$$

Dans cette dernière équation, les quantités, F , R , \dot{T}_d de \ddot{y} sont le taux temporel de changement individuel d'une gouttelette de sa vitesse, de son rayon, de sa température et de sa vitesse

d'oscillation respectivement. Les termes \dot{f}_{coll} et \dot{f}_{bu} sont des termes sources dus aux collisions et au fractionnement de la gouttelette.

IV.3.2.2. Modèle d'atomisation

Dans le code CONVERGE V2.3 il existe plusieurs modèles pour l'atomisation du jet. On cite : les modèles basés sur la croissance d'ondes de perturbation initiée en sortie d'injecteur (KH et RT) et ceux basés sur l'amplification de l'oscillation ou de la déformation d'une goutte (TAB), expliquées par les effets aérodynamiques. Même si ce modèle traite principalement le fractionnement secondaire des gouttes, il a été utilisé dans CONVERGE pour l'atomisation primaire du jet [66]. D'autres modèles comme KH/RT (Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor) [66, 71, 73] ont été implémentés dans CONVERGE. Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de Kelvin-Helmholtz (KH) et Rayleigh-Taylor (RT).

Dans le cadre de notre étude, le modèle KH-RT est utilisé, à cause de grand nombre de Weber, de plus il offre la possibilité de simuler les deux processus de fractionnement indépendamment. De même habituellement, les gens utilisent beaucoup le modèle KH-RT pour modéliser la pulvérisation de spray comme le gazole [67, 73, 74] .

IV.3.2.2.a) Le modèle hybride KH-RT

Le modèle KH-RT suggère que la perturbation du liquide est due à deux types d'instabilités : la première instabilité est de type Kelvin-Helmholtz (modèle Wave pour les grand nombre de Weber) et la seconde de type Rayleigh-Taylor. Ces deux instabilités sont mises en concurrence et celle qui donnera l'onde produisant la déstabilisation la plus rapide sera utilisée pour le fractionnement.

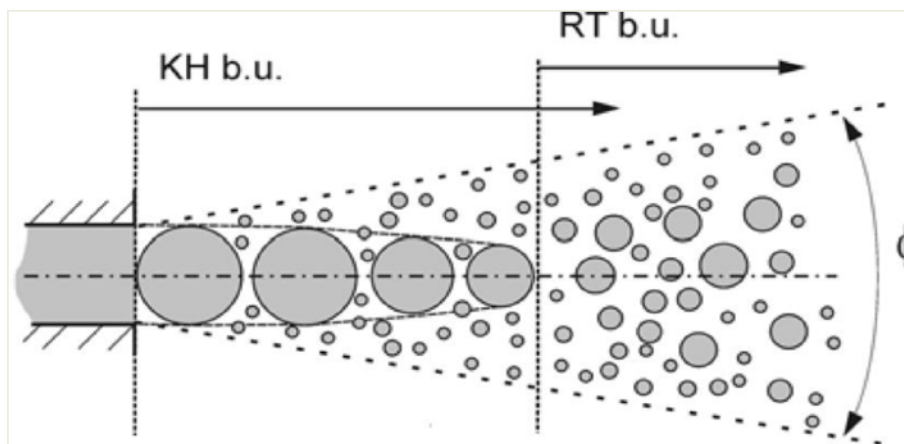


Figure IV.1. Schéma de principe du modèle KH-RT [71].

La physique de l'atomisation à grand nombre de Weber est très complexe. *Reitz et Bracco* (1986), dans leur modèle Wave, considère une approche différente en prenant la croissance des instabilités de Kelvin-Helmholtz à la surface d'un jet de diamètre a et de vitesse relative

gaz-liquide Ur . Ce modèle de fractionnement primaire suppose que l'atomisation se produit du fait du développement d'instabilités de surface de type Kelvin Helmholtz à la sortie de l'injecteur. En s'appuyant sur la théorie linéaire des instabilités, *Reitz* obtient la longueur d'onde Λ_{KH} et le taux d'accroissement Ω_{KH} de l'onde qui croît le plus rapidement. En fonction des nombres adimensionnels du problème, *Reitz* obtient les corrélations suivantes [66, 75] :

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02r_0(1+0.45\sqrt{Z})(1+0.47Ta^{0.7})}{(1+0.865We^{1.67})^{0.7}} \dots\dots\dots (IV.21)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34+0.38We^{1.5}}{(1+z)(1+1.4T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r^3}} \dots\dots\dots (IV.22)$$

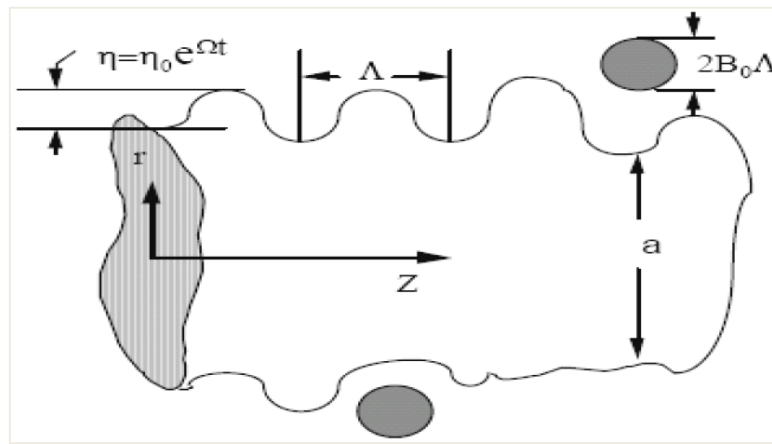


Figure IV.2. Schéma de principe du modèle de Reitz.

Où We et Z sont définis avec le rayon du jet et $Ta = Z We^{0.5}$

Avec :

$$We = \frac{\rho_g u_r^2 r}{\sigma} \quad : \text{Le nombre de Weber}$$

$$Z = \frac{\sqrt{We_L}}{Re_L} \quad : \text{Le nombre d'Ohnesorge}$$

$$Ta = Z\sqrt{We} \quad : \text{Le nombre de Taylor}$$

$$We_L = \frac{\rho_L u_r^2 r}{\sigma} \quad : \text{Le nombre de Weber liquide}$$

$$Re_L = \frac{u_r r \rho_L}{\mu_L} \quad : \text{Le nombre de Reynolds}$$

Dans le modèle KH, le rayon des gouttes filles r , obtenu après un temps de rupture, τ_{KH} est donné par :

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \dots\dots\dots (IV.23)$$

$$\tau_{KH} = \frac{3.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \dots\dots\dots (IV.24)$$

Où B_0 est une constante prise égale à 0,61 [67, 73], la constante B_1 dépend du niveau des perturbations initiales dans le jet liquide et varie d'un injecteur à un autre. *Reitz* fixe cette constante, qui dépend de la géométrie de l'injecteur, à 10, la valeur typique dans CONVERGE varie entre 5 et 100 [66, 69].

Durant le processus de fractionnement, le rayon (initialement égal au rayon de la colonne liquide r_0) décroît pour atteindre le rayon de stabilité r_1 , suivant la loi :

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{(r_0-r)}{\tau_{KH}} \quad r \leq r_0 \dots\dots\dots (IV.25)$$

Le modèle RT fonctionne d'une manière légèrement différente. La longueur d'onde Λ_{RT} et le taux d'accroissement Ω_{RT} de l'onde en fonction des nombres adimensionnels sont données comme suivant [66, 69, 75]:

$$\Lambda = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{g_{RT}(\rho_L - \rho_g)}} \dots\dots\dots (IV.26)$$

$$\Omega_{KH} = \sqrt{\frac{2}{\sqrt{27}\sigma} \frac{g_{RH}(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l + \rho_g}} \dots\dots\dots (IV.27)$$

Avec g_{RT} c'est la décélération de gouttelette donnée par la relation suivante :

$$g_{RT} = \left(g + \frac{du_d}{dt} \right) \frac{u_d}{|u_d|} \dots\dots\dots (IV.28)$$

$$\tau_{RT} = \frac{1}{\Omega_{RT}} \dots\dots\dots (IV.29)$$

Le terme source de destruction \dot{f}_{bu} prend la forme suivante :

$$\dot{f}_{bu} = \int f(\vec{x}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) \dot{y}_1 B(\vec{v}_1, r, T_d, \dot{y}_1, \vec{x}, t) d\vec{v}_1 dr_1 dT_{d1} d\dot{y}_1 \dots\dots\dots (IV.30)$$

IV.3.2.3. Collision

Dans le modèle standard de collision de la gouttelette deux parties peuvent entrer en collision quand elles occupent la même cellule de calcul et la collision est basée sur une fonction de probabilité. Le modèle de la collision est un des modèles les plus faibles pour les sous modèles de spray. [67, 68]

On distingue deux types de collisions :

- Pour donner une gouttelette simple. Dans ce cas-ci, la température et la vitesse de la nouvelle gouttelette sont calculées en utilisant un procédé faisant la moyenne de masse. La nouvelle taille de gouttelette peut être calculée à partir du volume de gouttelette.
- Les deux gouttelettes peuvent entrer en collision, mais sans aucun transfert de masse et d'énergie entre les deux gouttelettes. Elles maintiennent leurs tailles et leurs températures, mais subissent des changements de vitesse.

Afin de décider quel type de collision, un paramètre d'impact de collision, b est comparé au paramètre critique d'impact, b_{cr} qui est donné par :

$$b_{cr} = \frac{1}{We} \left[\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^3 - 2.4 \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 + 2.7 \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right] \dots\dots\dots (IV.31)$$

Le nombre de Weber s'écrit de la manière suivante :

$$We = \frac{\rho_d |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| r_1}{\alpha_d (\bar{T}_d)} \dots\dots\dots (IV.32)$$

$$O\hat{u} : \bar{T}_d = \frac{r_1^3 T_{d1} + r_2^3 T_{d2}}{r_1^3 + r_2^3} \dots\dots\dots (IV.33)$$

Avec : ρ_d est la densité, α_d coefficient de tension superficielle de liquide.

Si on a $b < b_{cr}$, alors la collision existe.

Le terme source de collision \dot{f}_{coll} est donné par la relation suivant :

$$\dot{f}_{coll} = \frac{1}{2} \iint f(\vec{x}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) f(\vec{x}, \vec{v}_2, r_2, T_{d2}, \dot{y}_2, t) \pi(r_1 - r_2)^2 |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| \left[(\sigma(\vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, y_1, \dot{y}_1, \vec{v}_2, r_2, T_{d2}, y_2, \dot{y}_2)) (-\delta(\vec{v} - \vec{v}_1) \delta(r - r_1) \delta(T_d - T_{d1}) \delta(y - y_1) \delta(\dot{y} - \dot{y}_1)) \right] - \delta(\vec{v} - \vec{v}_2) \delta(r - r_2) \delta(T_d - T_{d2}) \delta(y - y_2) \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \dots\dots\dots (IV.34)$$

IV.3.2.4. Evaporation

Comme on a pu le voir en introduction de la modélisation de jet, le combustible liquide injecté issu de l'orifice de l'injecteur doit ensuite être réduit en de fines gouttelettes, qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser la combustion. Le flux d'énergie sur la surface de la gouttelette avec la température de la gouttelette comme variable peut être écrit comme suivant :

$$4\pi r^2 \dot{Q}_d = \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 C_{p,l} \dot{T}_d - \rho_d 4\pi r^2 RL(T_d) \dots\dots\dots (IV.35)$$

\dot{Q}_d : Taux de condition de la chaleur est donné par la corrélation de Ranz-Marshall

$$\dot{Q}_d = \frac{K_{air}(\hat{T})(T-T_d)}{2r} Nu_d \dots\dots\dots (IV.36)$$

$$Avec : \hat{T} = \frac{2}{3}T_d + \frac{1}{3}T \dots\dots\dots (IV.37)$$

Le transfert convectif de la gouttelette est donné par le nombre de Nusselt :

$$Nu_d = (2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr_d^{1/3}) \frac{\ln(1+B_d)}{B_d} \dots\dots\dots (IV.38)$$

$$Re_d = \frac{2\rho|\vec{u}-\vec{u}''-\vec{v}|r}{\mu_{air}(\hat{T})} \dots\dots\dots (IV.39)$$

$$\mu_{air}(\hat{T}) = \frac{A_1\hat{T}^{3/2}}{\hat{T}+A_2} \dots\dots\dots (IV.40)$$

Ou: $A_1 = 1.457 \times 10^{-5}$ et $A_2 = 11$

$$Pr_d = \frac{\mu_{air}(\hat{T})C_p(\hat{T})}{K_{air}(\hat{T})} \dots\dots\dots (IV.41)$$

$$K_{air}(\hat{T}) = \frac{K_1\hat{T}^{3/2}}{\hat{T}+K_2} \dots\dots\dots (IV.42)$$

Avec : $K_1=252$ et $K_2=200$

Et le nombre de transfert de Spalding est défini comme :

$$Br_d = \frac{Y_1^*-Y_1}{1-Y_1^*} \dots\dots\dots (IV.43)$$

Le nombre de Spalding représente les gradients sur la surface de la gouttelette. Y_1 est la fraction de masse du carburant dans la phase gazeuse, Y_1^* la fraction de masse sur la surface.

La chaleur latente L dans l'équation (3.34) est donnée par :

$$L(T_d)=E_1(T_d) + \frac{RT_d}{M_1} - E_1(T_d) - \frac{P_v(T_d)}{\rho_d} \dots\dots\dots (IV.44)$$

IV.3.2.5. Accélération de la gouttelette

Le terme d'accélération de la gouttelette F a des contributions dues à la charge aérodynamique et à la force de la gravité :

$$F = \frac{3}{8} \frac{\rho}{\rho_d} \frac{|\vec{u}-\vec{u}''-\vec{v}|}{r} (\vec{u} - \vec{u}'' - \vec{v})C_D + \vec{g} \dots\dots\dots (IV.45)$$

C_D : C'est le coefficient de résistance.

\vec{u}'' : La Vitesse turbulente de gaz.

IV.3.2.6. Interaction Jet-Gaz

Une fois que f a été déterminé, les sources dues au jet sont données en rapprochant les intégrales suivantes :

$$\overline{\rho \dot{Y}_m^s} = - \int f \rho_d 4\pi r^2 R d\vec{v} dr dT_d dyd\dot{y} \dots\dots\dots (IV.46)$$

$$\overline{\vec{F}^s} = - \int f \rho_d (4/3\pi r^3 \vec{F} + 4\pi r^2 R \vec{v}) d\vec{v} dr dT_d dyd\dot{y} \dots\dots\dots (IV.47)$$

$$\overline{\dot{Q}^s} = - \int f \rho_d \left(4\pi r^2 R \left[E_1(T_d) + \frac{1}{2}(\vec{v} - \vec{u})^2 + \frac{4}{3}\pi r^3 [C_{p1} \dot{T}_d + \vec{F}(\vec{v} - \vec{u} - \vec{u}'')] \right] \right) d\vec{v} dr dT_d dyd\dot{y} \dots\dots\dots (IV.48)$$

$$\overline{\dot{W}^s} = - \int f \rho_d \frac{4}{3}\pi r^3 \vec{F} \vec{u}'' d\vec{v} dr dT_d dyd\dot{y} \dots\dots\dots (IV.49)$$

IV.3.3. Modèle de dégagement de chaleur

Un modèle de dégagement de chaleur décrit par Heywood [76], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation : [77]

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \dots\dots\dots (IV.50)$$

Avec:

Q_n : Le dégagement de chaleur.

V : Le volume de la chambre de combustion.

P : La pression cylindre.

γ : Rapport des chaleurs spécifique, calculé par une corrélation relativement simple :

$$\gamma = 1.338 - 6.0 \times 10^{-5} T + 1.0 \times 10^{-8} T^2 \dots\dots\dots (IV.51)$$

IV.3.4. Modèle de transfert thermique (Loi de paroi)

Une manière traditionnelle pour traiter le transfert de chaleur à travers la paroi est basée sur l'analogie de Reynolds. Une mise à jour a été implantée dans CONVERGE, conforme étroitement à l'expression d'origine proposée par *Launder et Spalding*, est donnée dans la section suivante [66] :

$$Q_w = \frac{\rho V_l C_p}{Pr_l} \frac{u^*}{y} (T - T_w) \dots\dots\dots (IV.52)$$

Avec :

$$u^* = \begin{cases} \frac{y^* Pr_l \times RPR}{1/k \ln y^* + B + 11.05(Pr_l \times RPR - 1)} & y^* > 11.2 \\ 1.0 & y^* < 11.2 \end{cases} \dots\dots\dots (IV.53)$$

$$Et : y^* = \frac{C_\mu^{1/4} K^{1/2} y}{V_l} \dots\dots\dots (IV.54)$$

Dans ces équations, V_l est la viscosité cinématique laminaire de l'air, Pr_l : est le nombre Prandtl laminaire, K : est la constante de Von Karman, RPR : est le réciproque du nombre de Prandtl turbulent, T_w : est la température de paroi, T : est la température de gaz et K : est l'énergie cinétique turbulente.

IV.4. Les modèles chimiques

IV.4.1. Modélisation de la combustion turbulente

En turbulence classique, les équations pour les divers moments des variables dépendantes sont dérivées à partir des équations de conservation. On montre alors que ces équations ne peuvent être 'fermées' à aucun niveau et que des hypothèses de fermeture, souvent empiriques, sont nécessaires. Ces hypothèses proposent de relier les moments d'ordre supérieur aux moments d'ordre inférieur par des relations universelles. Les chercheurs se sont attachés alors à examiner la physique des phénomènes afin de pouvoir proposer des modèles de combustion turbulente [67, 71, 73].

IV.4.1.1. Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente

Des modèles de combustion turbulente ont été proposés pour exprimer les taux de réaction moyens en fonction des variables connues, c'est-à-dire des valeurs moyennes elles-mêmes, et probablement aussi en fonction des caractéristiques de la turbulence, puisque celle-ci joue un rôle important pour les modèles basés sur la solution de l'équation de transport des fractions massiques des espèces, donc il ne peut pas prendre en compte les effets de la turbulence.

Pour la modélisation des écoulements réactifs, CONVERGE V2.3 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue [66]:

- Le modèle du temps caractéristique de la combustion (taux de progression CTC).
- Le modèle d'équilibre chimique (Chemical Equilibrium-CEQ).
- Modèle de chimie cinétique détaillée (Detailed Chemical Kinetics Model-SAGE).
- Modèle G-équation (nouveau dans la version CONVERGE V2.3).

Des quatre modèles cités ci-dessus, le premier (CTC) est le plus adapté par rapport aux autres modèles au contexte de la combustion du gazole.

IV.4.1.1.a) Le modèle CTC

Pour la combustion non pré mélangée, on cite le modèle de *Abraham et al* (*Xin, 1985 et al, 1997*) [78, 79], pour lequel le taux de réaction du changement d'une quantité de la masse de l'espèce m due à la conversion d'une espèce chimique à une autre est donné par la relation :

$$\dot{\omega}_r = \frac{dY_m}{dt} = -\frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c} \dots\dots\dots (IV.55)$$

Y : Représente la fraction massique de l'espèce m , Y_m^* : est la valeur de cette fraction à l'équilibre thermodynamique, τ_c et : est le temps caractéristique de l'achèvement de l'équilibre qui est donné par la relation :

$$\tau_c = \tau_{chim} + f\tau_t \dots\dots\dots (IV.56)$$

Où τ_{chim} représente le temps chimique, τ_t représente le temps de mélange turbulent, et $f = (1 - e^{-\nu}) / 0.632$ c'est le paramètre qui simule l'influence décroissante de la turbulence sur le processus de combustion.

$$\tau_{chim} = \frac{1}{2} A^{-1} [fuel]^{0.75} [O_2]^{-1.5} \exp \frac{E}{RT} \dots\dots\dots (IV.57)$$

$$\tau_t = C_2 \frac{k}{\varepsilon} \dots\dots\dots (IV.58)$$

Où $C_2 = 0.1$, $E = 77.3 \text{ kJ/mol}$ représente l'énergie d'activation, $A = 7.68 \times 10^8$ est la constante pré-exponentielle, R est la constante universelle des gaz, et T est la température du gaz [66].

IV.4.2. Modèle d'allumage

La cinétique de l'allumage est un processus à basse température de réactions en chaîne. Nous avons choisi un modèle global, le modèle Shell, puisque ce modèle représente bien les étapes de base du phénomène d'allumage. Le modèle d'allumage Shell a été développé par *Halstead* [80]. C'est un modèle thermocinétique basé sur un mécanisme réduit pour l'oxydation d'un hydrocarbure. Il a été testé qualitativement en confrontation à des résultats expérimentaux pour des flammes froides et un allumage à deux étapes obtenu dans une bombe fermée. Ce modèle est basé sur un schéma général à huit étapes [71, 81].

Cependant il est à noter qu'il existe un facteur influent sur la valeur de l'énergie d'activation de l'inflammation c'est l'indice de cétane (CN). Dans la littérature on trouve plusieurs suggestions estimant l'influence de ce dernier. Heywood [76] par exemple suggère la relation suivante :

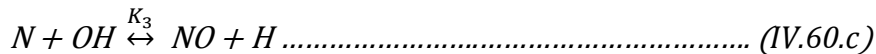
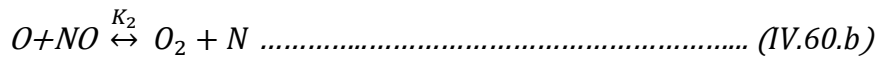
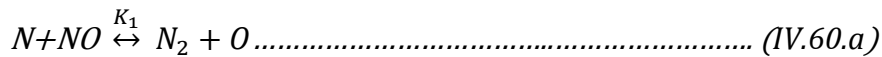
$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \dots\dots\dots (IV.59)$$

IV.4.3. Formation des polluants

IV.4.3.1. Le modèle de formation de NOx

Les oxydes d'azote qui représentent l'ensemble des molécules NO , NO_2 et N_2O , sont produits lors de la combustion dans le moteur. La combustion dans les moteurs Diesel est hétérogène. Donc, il y a toujours des zones de la charge gazeuse où le mélange est au voisinage de la stoechiométrie. La formation de NO se produit dans ces zones par simple effet d'augmentation de la température de l'air, qui contient les ingrédients clés: l'azote et l'oxygène [77, 80].

Le mécanisme de formation du NO a été étudié par de nombreux chercheurs. Zelzdovitch et al [66, 77, 82] ont cependant montré le rôle particulier des réactions suivantes dans la formation de NO :



Les valeurs des constantes k_1 , k_2 et k_3 sont données par les relations :

$$k_{1f} = 7.6 \times 10^{13} \exp[-38000/T] \dots\dots\dots (IV.61.1)$$

$$k_{1b} = 1.6 \times 10^{13} \dots\dots\dots (IV.61.2)$$

$$k_{1f} = 6.4 \times 10^9 T \times \exp[-3150/T] \dots\dots\dots (IV.61.3)$$

$$k_{2b} = 1.5 \times 10^9 T \times \exp[-19500/T] \dots\dots\dots (IV.61.4)$$

$$k_{1f} = 4.1 \times 10^{13} \dots\dots\dots (IV.61.5)$$

$$k_{1b} = 2.0 \times 10^{14} \times \exp[-23650/T] \dots\dots\dots (IV.61.6)$$

La concentration en NO est calculée de manière découplée par rapport au phénomène de combustion, c'est à dire par une procédure de post-traitement, par la relation (IV.62), établie à partir des réactions réversibles du mécanisme de *Zeldovich* :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R\{1 - ([NO]/[NO]_e)^2\}}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_1/(R_2 + R_3)} \dots\dots\dots (IV.62)$$

Où les notations suivantes ont été introduites, en désignant par [] les concentrations à l'équilibre.

La concentration de NO dans l'équation (IV.62) peut être convertie en fraction massique comme :

$$\frac{dX_{NO}}{dt} = \frac{2(M_{NO}/\rho_{C.V.})R_1\{1-([NO]/[NO]_e)^2\}}{1+([NO]/[NO]_e)R_1/(R_1+R_3)} \dots\dots\dots (IV.63)$$

Où X_{NO} est la fraction de masse de NO ; M_{NO} est la masse moléculaire de NO ; et $\rho_{C.V.}$ est la masse du volume de contrôle.

En conséquence, la fraction de masse de NO de chaque zone ne peut pas être calculée en sollicitant le mécanisme de *Zeldovich* étendu simplement, l'équation (IV.63). L'effet d'entraînement de l'air devrait être considéré. La dérivée de la fraction de masse du NO dans une zone par rapport au temps est :

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{D}{Dt} \left(\frac{m_{NO}}{m_{tot}} \right) = \frac{dX_{NO}}{dt} - \frac{X_{NO}}{m_{tot}} \cdot \frac{dm_{tot}}{dt} \dots\dots\dots (IV.64)$$

IV.4.3.2. Modèle de formation des suies

Le mode de combustion par diffusion utilisé dans les moteurs Diesel est naturellement générateur de suies. Si le mélange carburant/air n'étant pas homogène, il existe des zones plus riches en carburant. Ces zones sont plus favorables à la formation de suies [66]. La concentration des suies à l'échappement est gouvernée par la quantité des suies formées et celles oxydées, comme le montre la formule suivante :

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt} \dots\dots\dots (IV.65)$$

Les indices s, sf, so, dénotent les suies émises, formées, et oxydées respectivement. La détermination des taux de formation des deux derniers types de suies a été l'objet de plusieurs modélisations. Le modèle de Hiroyasu [83] est utilisé dans plusieurs modèles multizones, il exprime les deux taux précités sous la forme :

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \dots\dots\dots (IV.66)$$

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_s \frac{P_{ox}}{P} P^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{so}}{RT}\right) \dots\dots\dots (IV.67)$$

$E_{sf} = 1.25 \times 10^4 \text{ kcal/Kmol}$, $E_{so} = 1.40 \times 10^4 \text{ kcal/Kmol}$ sont des énergies d'activation.

Avec A_f et A_o des constantes déterminées par l'expérience, m_{fg} et m_s représentent respectivement la masse du carburant vaporisé et les suies émises à l'échappement [66].

IV.5. Présentation du CONVERGE

La résolution des équations présentées, nécessite l'utilisation de l'outil informatique « les codes de simulation ». En 2008 un groupe d'ingénieurs se sépara du laboratoire de Los

Alamos (USA) pour fonder un autre laboratoire appelé CONVERGENT Science basé à Middleton, Wisconsin ou un code de simulation 3D nommé «CONVERGE» à vue le jour. Le code CONVERGE est un outil de simulation numérique des écoulements réactifs, instationnaire en 3D orienté vers la modélisation des moteurs à combustion interne.

IV.5.1. Description du code CFD converge

CONVERGE est un code CFD (Computational Fluid Dynamics) qui élimine complètement le temps nécessaire à l'utilisateur pour générer un maillage grâce à une technique innovante de génération de maillage au moment de l'exécution

Le laboratoire CONVERGENT Science basé à Middleton, Wisconsin a développé un code de simulation 3D appelé «Converge». En effet, ce code est bien connu par le monde industriel et universitaire aux USA. Il est structuré en modules permettant une prise en main rapide. Bien qu'il soit spécifiquement conçu pour exécuter des calculs sur des moteurs à combustion interne, la modularité du code permet des modifications faciles pour résoudre une variété de problèmes hydrodynamiques impliquant des réactions chimiques. Les équations de conservation de masse, d'espèces chimiques, de quantité de mouvement, d'énergie interne spécifique, d'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation sont résolues par l'approche des volumes finis. Pour plus d'informations sur le code Converge, le lecteur peut consulter les références originales de Richards, K. J. et al. [84]. En Algérie, suite à une convention de coopération, Converge a été doté le laboratoire de recherche LTE du code Converge pour effectuer des simulations de la combustion dans les moteurs et pour faire des développements de sous-modèles physiques. De nouvelles versions se développent pour intégrer davantage des sous-modèles physiques relatifs à la turbulence ou à la combustion.

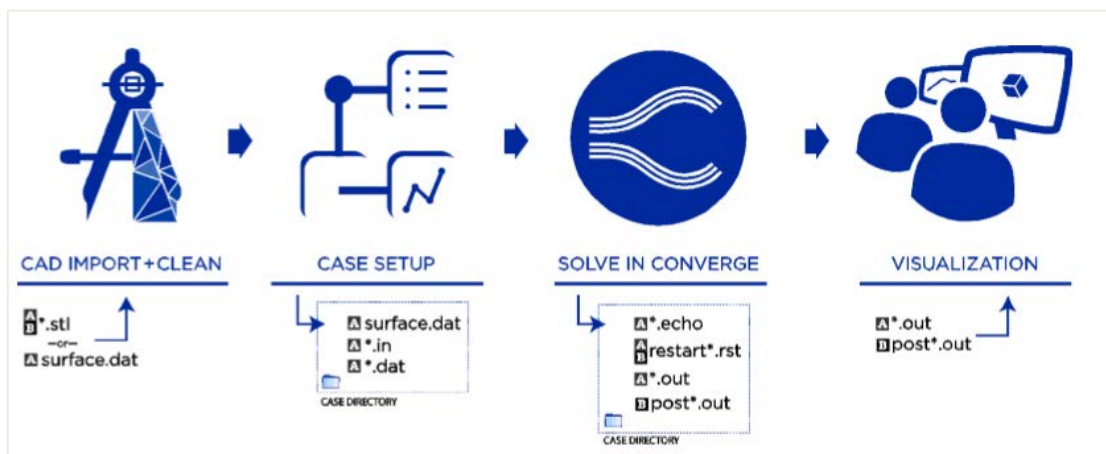


Figure IV.3. Le flux de travail et les types de fichiers. (A indique des fichiers ASCII B désigne des fichiers binaires)

IV.5.2. Structure standard de CONVERGE

CONVERGE simule des écoulements très variés avec des configurations plus ou moins complexes. Il est composé comme tout code de type CFD de trois modules qui sont [84] :

- le pré-processeur "pre-processing".
- le solveur "CONVERGE".
- le post-processeur "post-processing".

IV.5.3. Génération de maillage

CONVERGE permet de créer la géométrie ou de l'importer à partir d'un autre logiciel de CAO (Solid Works, Solid Concept, etc...) sous format de fichier "STL". Il dispose d'une boîte à outils complète pour réaliser ou importer une géométrie, effectuer des modifications géométriques, générer des maillages plus ou moins complexes conformément à la géométrie, de contrôler leur qualité ainsi que définir les conditions aux limites du domaine de calcul. Ensuite, CONVERGE UI importe un fichier sous format '.dat' noté (surface.dat). Ce dernier s'exporte vers le code de calcul afin d'effectuer les simulations numériques [66, 84, 85].

- **Pré-processeur:**

Prétraitement implique la création des fichiers d'entrée nécessaires pour l'exécution du code. Ces fichiers d'entrée sont tous en format texte ASCII pour modifier facilement par l'utilisateur. ces fichiers sous format «.in » et «.dat ».

- **Solveur (CONVERGE):**

Programme principal de calcul, ce module résout l'ensemble des équations discrétisées.

- **Post-processeur:**

Ce module produit les fichiers des résultats, Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats des champs dynamiques (Champs de vitesse, lignes de courant, champs de turbulence, contours de la surface, etc.) et scalaires (contours de température, contours des concentrations d'espèces chimiques, etc.). De même, ce module permet d'exporter les résultats sous différentes formes (GMV, Tecplot, Origine...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

Pour notre étude nous avons utilisée « Tecplot.360 ex pour les contours et ORIGINPro 9.0 pour les graphes ».

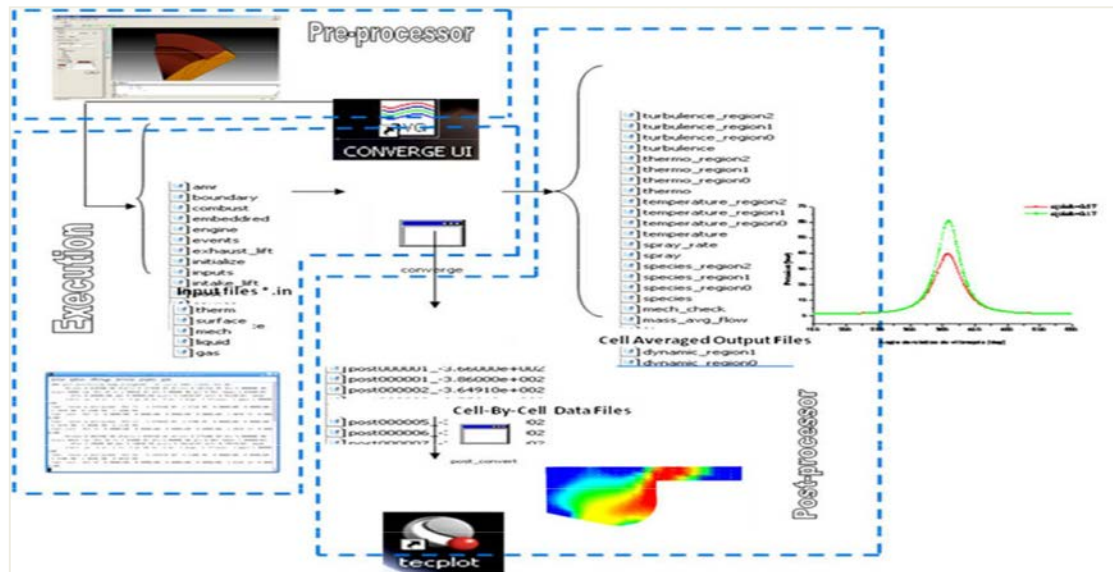


Figure IV.4. La structure standard de CONVERGE.

IV.6. Conclusion

La combustion turbulente est un domaine très vaste, d'une grande complexité à cause des couplages et de la forme non-linéaire des équations régissant. Les différents modèles proposés dans la littérature pour la résolution des équations de conservation ont été décrits dans ce chapitre.

Lors du traitement d'un phénomène de combustion turbulente, on se rend compte qu'on a, en effet, affaire à deux phénomènes combinés (turbulence-combustion): la turbulence est un problème cinétique, où il faudrait relever la fermeture par l'un des modèles de la turbulence ($k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$,...) ainsi que les tensions de Reynolds par l'hypothèse de Boussinesq. La combustion est un phénomène thermo-chimique. Il faut donc choisir un modèle pour représenter le phénomène. Il doit respecter le genre de la combustion (pré mélange ou non pré mélange) car chaque type doit être modélisé par ses propres modèles.

Chapitre V. Résultats et Discussions

V.1. Introduction

Dans le présent chapitre, on expose une série de résultats issus de la simulation numérique de la combustion dans un moteur diesel de type Lister-Petter TS1 à injection direct, effectuée à l'aide du code de calcul CONVERGE V2.3. La version utilisée du code exploite le modèle de combustion à temps caractéristiques (CTC).

L'objectif de cette étude est d'étudier la combustion dans un moteur diesel alimenté par un biocarburant en faire la comparaison entre les deux carburants diesel pure et l'huile d'eucalyptus à -20°V . Pour valider les résultats numériques on se réfère au calage de la courbe de pression, tout en considérant le moteur à moyenne charge 1500 tr/min.

Les résultats seront comparés avec les données expérimentales réalisées à l'Ecole polytechnique de l'Université de Nantes.

V.2. Présentation de la simulation

V.2.1. Moyens de calcul

Notre simulations numérique été réalisées sur un appareil de marque **DELL** de la spécification suivante:

Processeur : Intel(R) Core(TM) i3-6006U CPU @ 2.00GHz 2.00 GHz

Mémoire installée (RAM) : 4,00 Go

Type du système : Système d'exploitation 64 bits

Nous avons effectué six simulations pour le carburant d'huile d'eucalyptus et une seul simulation pour le carburant diesel pour obtenir les résultats requis. Le temps de calcule moyen pour chaque simulation est de 27 heures.

V.3. Spécification de moteur

V.3.1. Spécifications techniques du moteur

Tableau V.1. Spécifications techniques du moteur.

Modèle	Lister-Petter TSI
Type	Monocylindre, 4 temps, refroidi à air, injection directe, allumage par compression
Alésage × Course	95.5 × 88.94 mm
Bielle	165.3 mm
Cylindrée	630 cm ³
Pression d'injection	250 [bar]
Vitesse de moteur	1500 [tr/mn]
Taux de compression	18
Durée d'injection	20 [DEG] (avant PMH)
Puissance nominal	5.4 [KW]
Avance à ouverture de soupape d'admission	36 [DEG]
Retard de fermeture de soupape d'admission	69 [DEG]
Avance ouverture de soupape d'échappement	76 [DEG]
Retard fermeture de soupape d'échappement	32 [DEG]

V.3.2. Conditions initiales

Comme des conditions initiales nous avons introduit la pression P_{CH} et la température T_{CH} de la chambre de combustion. Les données sont montrées dans le tableau suivant:

Tableau V.2. Valeurs des conditions initiales.

Régime=1500tr/mn	
P_{CH} [bar]	1.36
T_{CH} [K]	355

V.3.3. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont données par les températures de culasse T_{CU} , du cylindre T_{CY} , et du fond de piston T_P . Les données sont montrées dans le tableau ci-dessous:

Tableau V.3. Valeurs des conditions aux limites.

Régime=1500tr/mn	
T_{CY} [K]	433
T_{CU} [K]	523
T_P [K]	553

V.3.4. Raffinement de maillage adaptatif (AMR)

Adaptive Mesh Refinement (AMR) est utilisé pour affiner automatiquement la grille en fonction de gradient des champs scalaires tels que la température, la vitesse et la concentration des espèces. Cette fonctionnalité est extrêmement utile pour avoir une grille très raffinée afin de simuler avec précision les phénomènes complexes tels que la propagation de flammes ou le mécanisme de l'injection ..etc. Idéalement, un bon algorithme AMR ajoutera une résolution de grille plus élevée (embedding) où le champ flux est le plus sous-résolu ou où le champ sous-maille est large. La méthode AMR estime l'amplitude du champ de la sous-grille pour déterminer où CONVERGE va ajouter l'incorporation. La figure suivante présente un exemple d'une maille avec AMR autour de structure de la flamme, ici AMR activé pour la température.

V.4. Domaine de calcul

La génération du maillage est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul. La figure suivante contient un maillage structuré créé par le processeur de converge, il contient environ 7072 cellules à -20°V et 658539 cellules à 80°V respectivement. Pour le moteur Lister-Petter TS1.

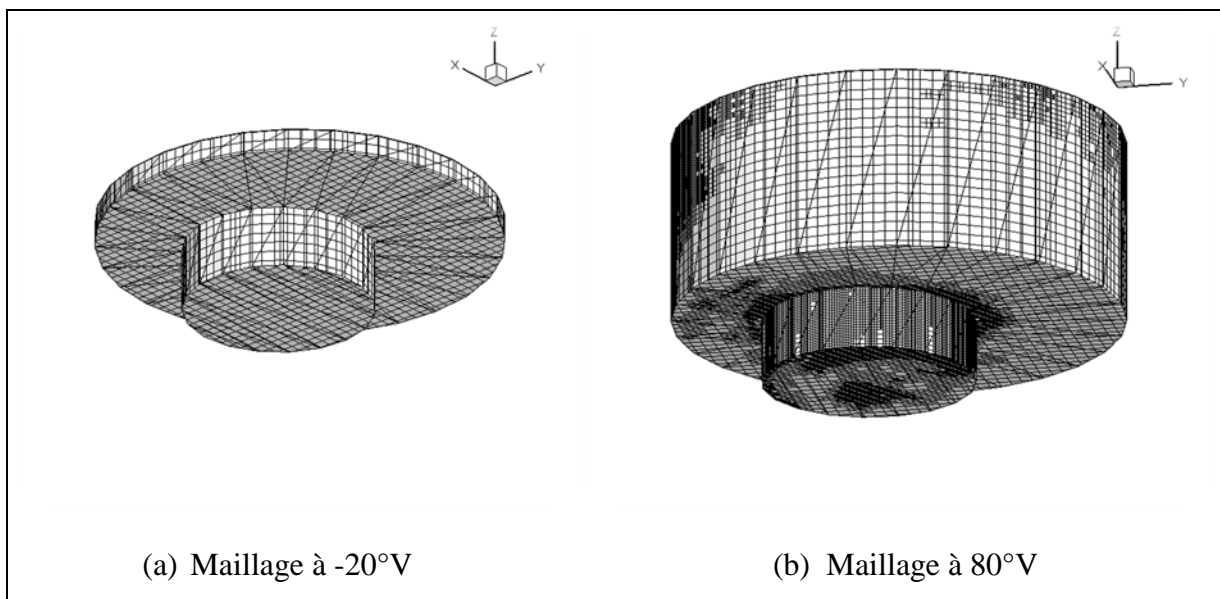


Figure V.1. Maillage de la chambre de combustion avec raffinement adaptatif (AMR) (Domaine de calcul).

La figure suivante, **la figure (2)** montre l'évolution de nombre de cellules en fonction du degré de vilebrequin.

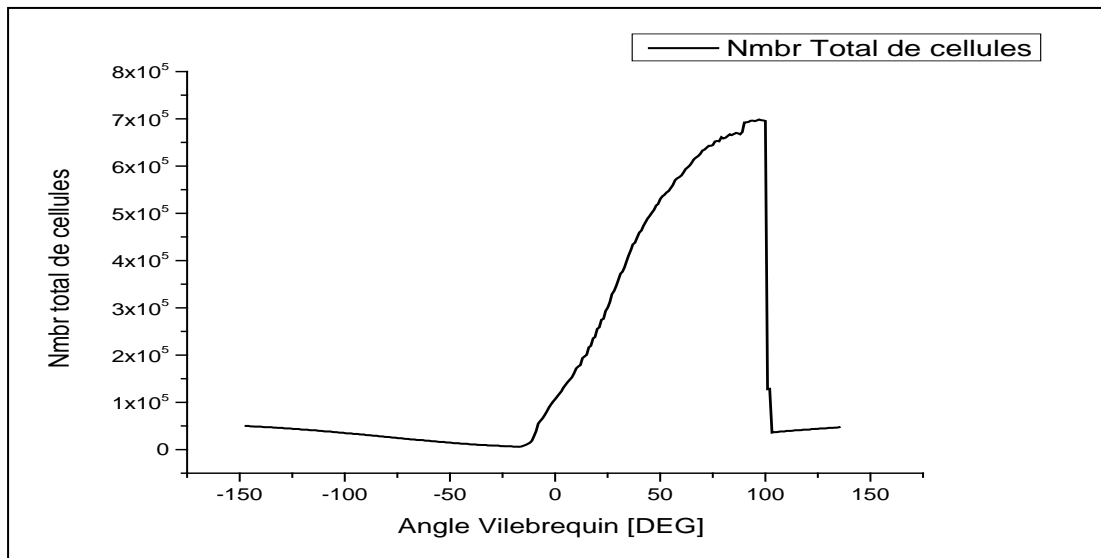


Figure V.2. L'évolution de nombre de cellules en fonction du degré de vilebrequin.

V.5. Discussion des résultats de simulation

V.5.1. Validation du code

Pour valider les résultats numérique on se réfère tout d'abords au calage de la courbe de la pression cylindre calculée avec celle mesurée sur banc d'essais moteur, en considérant le moteur Diesel Lister-Petter TS1 à une injection direct à la vitesse $N=1500$ tr/min.

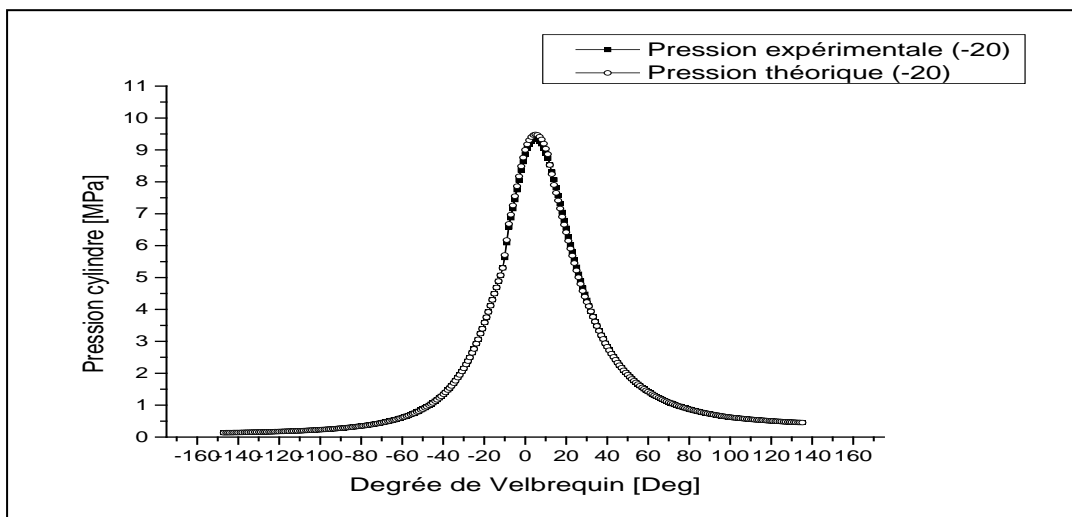


Figure V.3. Courbe de pression cylindre de validation de résultats durant un cycle moteur.[8]

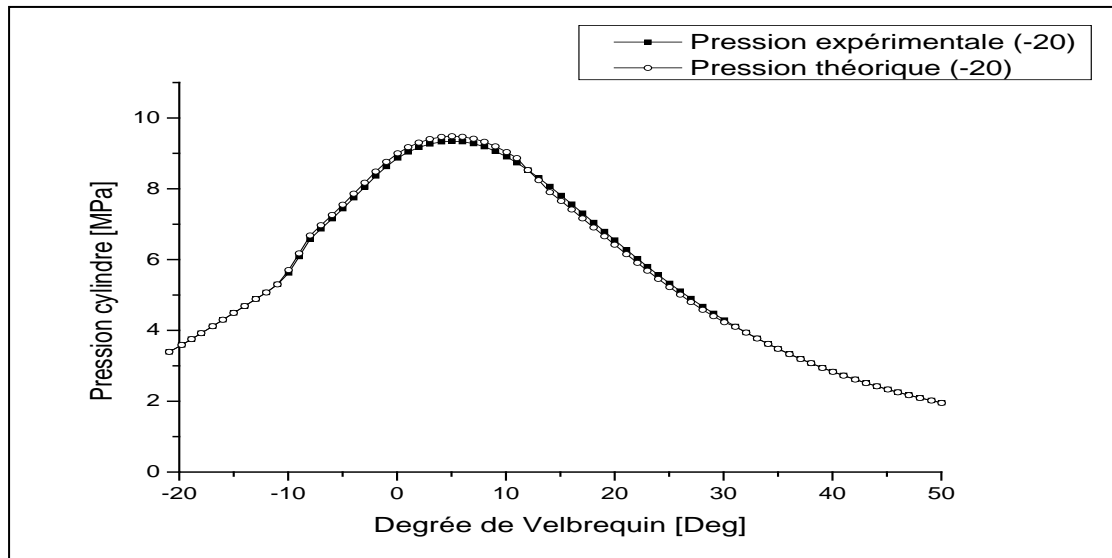


Figure V.4. Courbe de pression cylindre de validation de résultats à partir de -20 °V.

Les figures (3) et (4) montrent la comparaison entre les deux pressions, la pression cylindre mesurée et celle obtenue par simulation. Comme on peut constater, il y a un bon accord entre les données expérimentales et la Simulation numérique.

On note que, la comparaison de la pression calculée et mesurée montre bien que le modèle CTC est fort capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion.

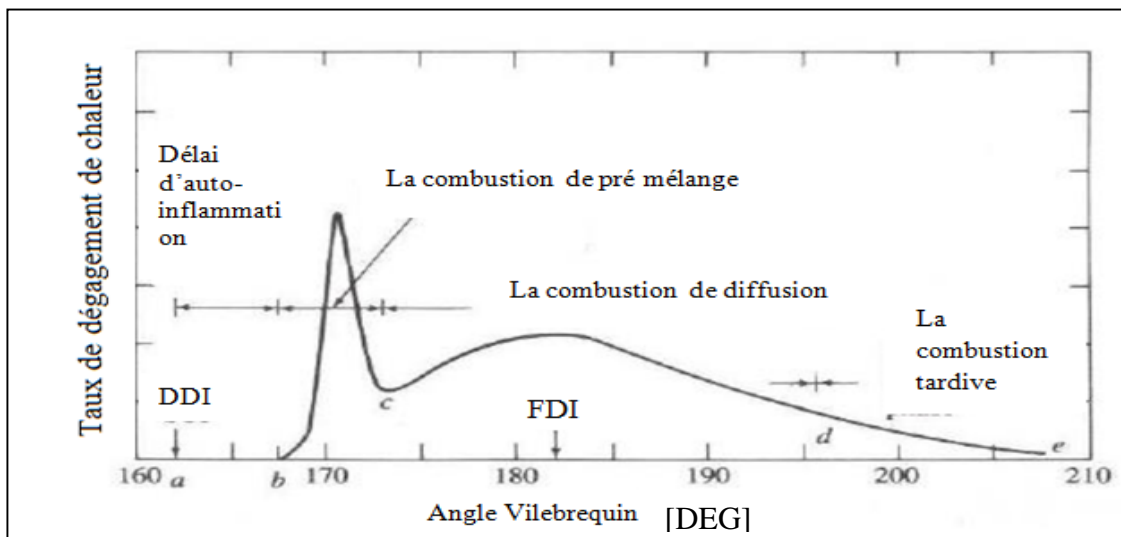


Figure V.5. Diagramme typique du taux de dégagement de chaleur du moteur DI identifiant différentes phases de combustion du diesel [76].

V.5.2. La pression Cylindre

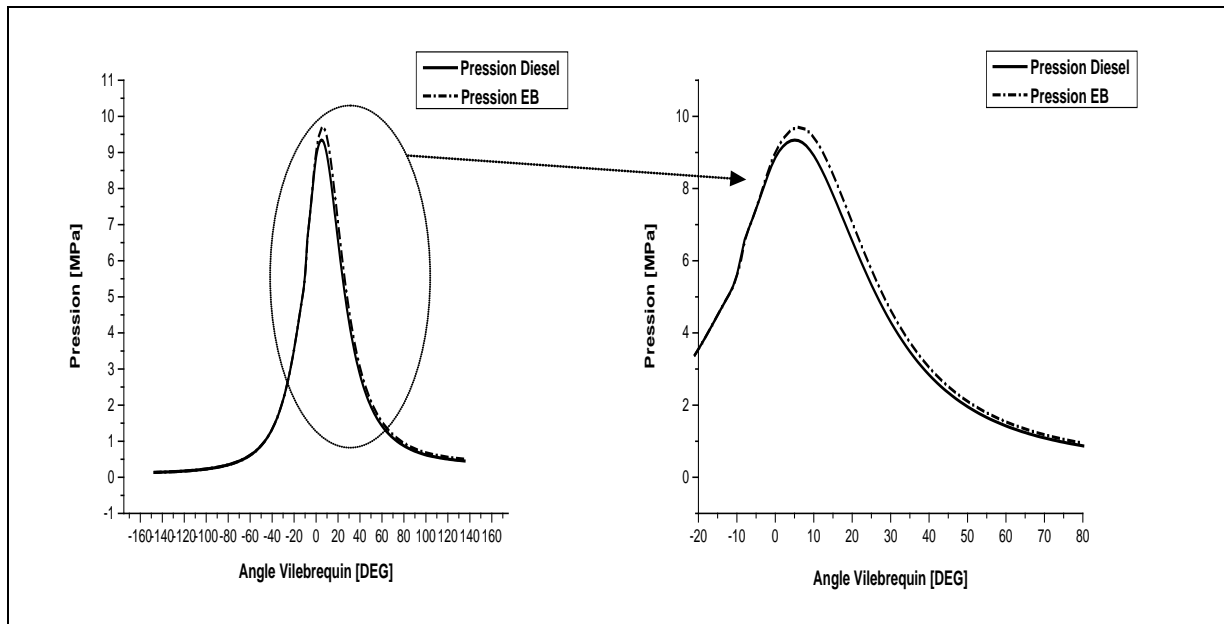


Figure V.6. Evolution de pression en fonction de l'angle de vilebrequin.

L'allumage par compression du mélange air/carburant et l'introduction du mélange dans les cylindres se fait de manière séparée [86]. La pression cylindre dans les moteurs diesel se repartit en quatre parties: la phase de **délai d'allumage** qui définit la période entre le début d'injection du combustible dans la chambre de combustion et le début de la combustion. Ensuite, on a la phase de **La combustion de pré mélange** correspondant à la combustion du carburant s'est mélangé à l'air pendant le retard d'allumage. Le mélange brûle très rapidement (phase de l'inflammation). Puis on a la phase de **la combustion de diffusion** correspondant à la consommation totalement du mélange homogène, le processus de combustion est contrôlé par le taux de mélange, on considère que la fermeture de l'injecteur marque la fin de cette phase. Enfin, on a la phase de **la combustion tardive** qui met en jeu le combustible qui ne s'est pas encore mélangé avec l'air [76, 87].

La figure (6) montre la comparaison de la pression dans le cylindre entre la courbe de Diesel et la courbe d'huile d'Eucalyptus (EB) à -20°V avant le PMH et à la vitesse $N=1500\text{tr/min}$. On constate que dans les mêmes conditions de charge du moteur (plein charge). On remarque qu'il y a une augmentation de pression de l'huile d'eucalyptus par rapport au carburant diesel. On peut voir que l'EB a pour résultat un pic plus élevé que celui du carburant diesel. La pression maximale trouvée à $+5^{\circ}\text{V}$ après PMH égale à 97 bar, 93 bar, respectivement pour l'huile d'eucalyptus, le carburant diesel pur. Cette tendance peut être attribuée au fort indice de cétane et à la viscosité d'huile d'eucalyptus, Cela est dû au taux de combustion accru résultant de la combustion rapide du biodiesel à la période de combustion pré-mélangée, elle confirme la corrélation de la pression moyenne avec le délai d'allumage.

La figure montre que le délai d'allumage est plus élevé pour l'huile d'eucalyptus que pour le Diesel pur. En raison de l'augmentation du délai d'allumage, une plus grande quantité de carburant est accumulée dans la chambre de combustion au cours de la phase initiale de combustion et il en résulte une pression de cylindre plus élevée.

V.5.3. Le Taux de dégagement de chaleur

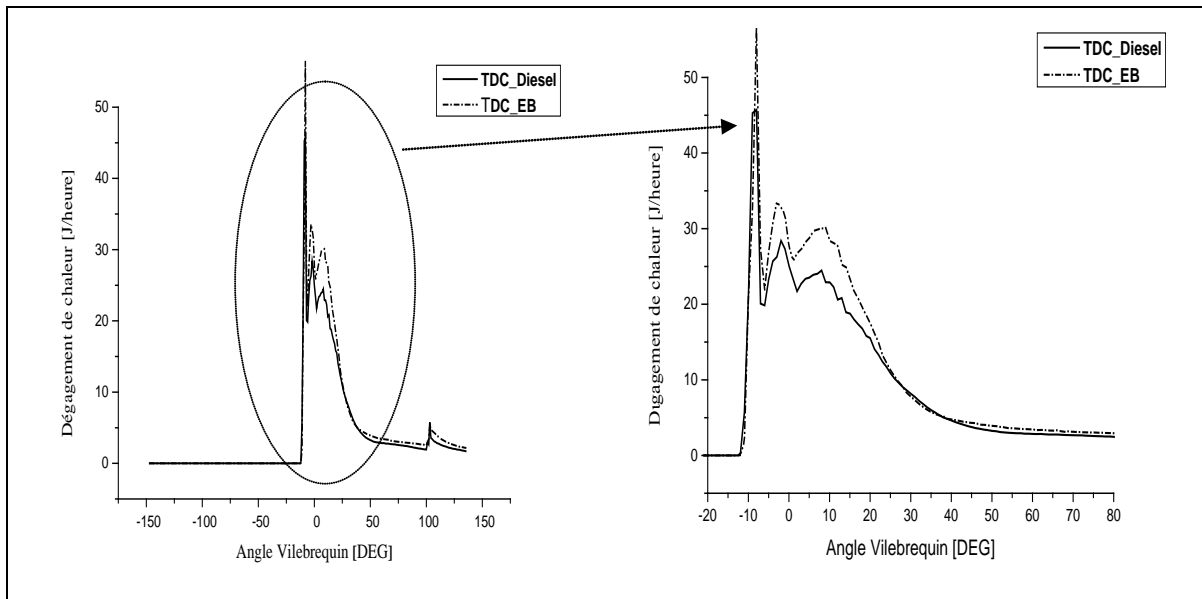


Figure V.7. Evolution de taux de dégagement de chaleur en fonction de l’angle de vilebrequin.

L’analyse du taux de dégagement de chaleur (TDC) de la combustion est très importante pour la compréhension du comportement du moteur lors de l’utilisation de différents types de carburants. Cette analyse peut nous renseigner sur les taux de variation des émissions polluantes comme les oxydes d’azote (NOx), les hydrocarbures (HC), le monoxyde de carbone (CO) etc. [9]. Généralement, le taux de dégagement de chaleur du moteur diesel est subdivisé en quatre phases: Le délai d’allumage, définie comme la période entre le début de l’injection et début de la combustion. La deuxième phase est la combustion pré mélangée, dans laquelle le mélange air/carburant homogène est amené dans les limites d’inflammabilité et brûle rapidement dans quelques degrés d’angle de vilebrequin, ce qui entraîne un taux élevé de dégagement de chaleur. La phase suivante c’est la combustion contrôlée par le mélange, La vitesse de combustion est contrôlée par le processus de mélange d’air de vapeur de carburant. Dans cette phase, le taux de dégagement de chaleur peut ne pas atteindre un autre pic, il diminue à mesure que cette phase progresse. La dernière phase est une phase de postcombustion ou de combustion tardive où la pression et la température dans le cylindre diminuent de manière significative et la combustion est contrôlée par la cinétique de la réaction [76].

Tout études antérieures bien étudiées (Heywood. 1988, Khatir et Liazid. 2013, H.Bousbaa. 2019) [76, 88] ont indiqué que la plus grande partie de la chaleur dégagée par le processus de combustion se produit pendant la phase l’oxydation du CO.

La figure (7) illustre une comparaison de l’évolution de Taux de dégagement de chaleur en fonction de l’angle vilebrequin entre le carburant diesel pur et le biocarburant d’huile d’eucalyptus à la vitesse $N=1500\text{tr/min}$. On observe après le début de la combustion un dégagement de chaleur positif par ce qu’on élève le carburant d’huile d’eucalyptus en raison de l’amélioration de l’indice de cétane du mélange, la combustion pré mélangée commence

après le délai d'allumage, le mélange air-carburant pré mélangé brûle rapidement, suivi par la combustion par diffusion, le taux de combustion étant contrôlé par le mélange air-carburant [9, 87]. Après cette phase de combustion pré mélangée, il se produit un régime de combustion non pré mélangé où la vitesse de combustion est contrôlée par la disponibilité du mélange air-carburant. En analysant les chiffres de cette figure, on peut facilement conclure que, lorsque le moteur est alimenté au diesel pur, la combustion commence plus tard en raison d'un retard d'allumage plus long. Le pic du taux de dégagement de chaleur est plus élevé pour le carburant d'huile d'eucalyptus. Cela est dû à l'oxygène contenu dans l'huile d'eucalyptus, qui améliore la qualité de la combustion [89].

V.5.3.1. Le taux de dégagement de chaleur cumulative

La chaleur totale dégagée au cours d'un seul cycle de combustion est appelée dégagement de chaleur cumulé. Comme l'illustre la figure (8). La figure montre l'évolution de la chaleur cumulative pour les deux carburants testés à plein charge. On remarque que la grande quantité du carburant a été consommée pour la chaleur cumulative à -20°V jusqu'à atteindre une valeur maximale. Bien que la combustion commence tardivement pour l'huile d'eucalyptus elle dépasse rapidement le dégagement de chaleur cumulé pour le diesel. La principale raison à cela est la disponibilité de plus de mélange air-carburant pendant la période de combustion pré-mélangée et la valeur calorifique supérieure de l'huile d'EB [90].

Dans cette figure on constate que le taux de dégagement de chaleur cumulative de l'EB est plus élevé par rapport au carburant diesel comme montre la figure suivante.

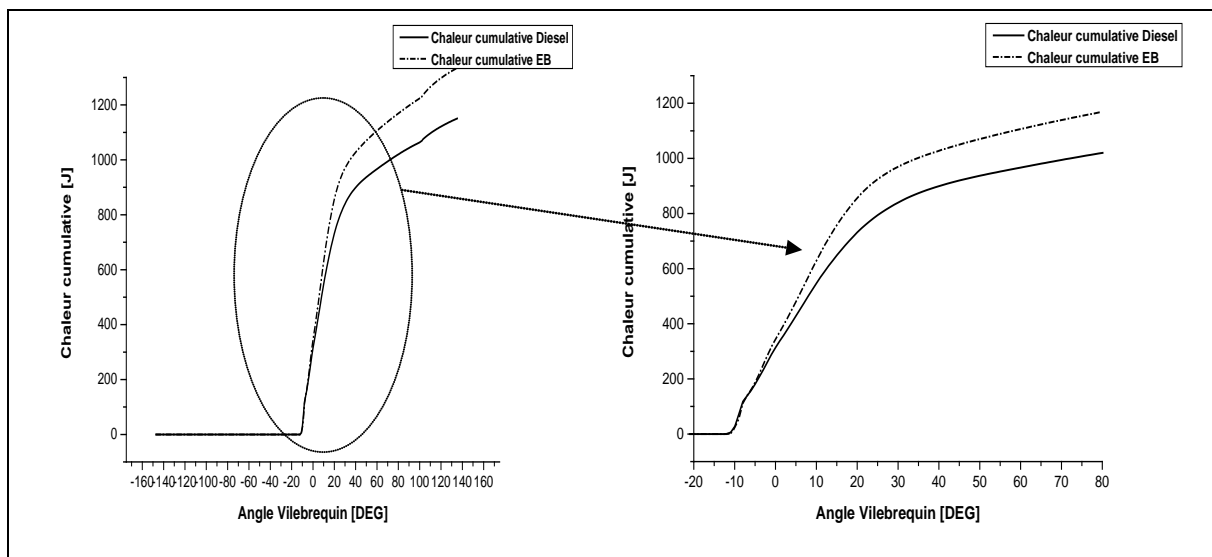


Figure V.8. Evolution de taux de dégagement de chaleur cumulative en fonction de l'angle de vilebrequin.

V.5.4. L'évolution de la température

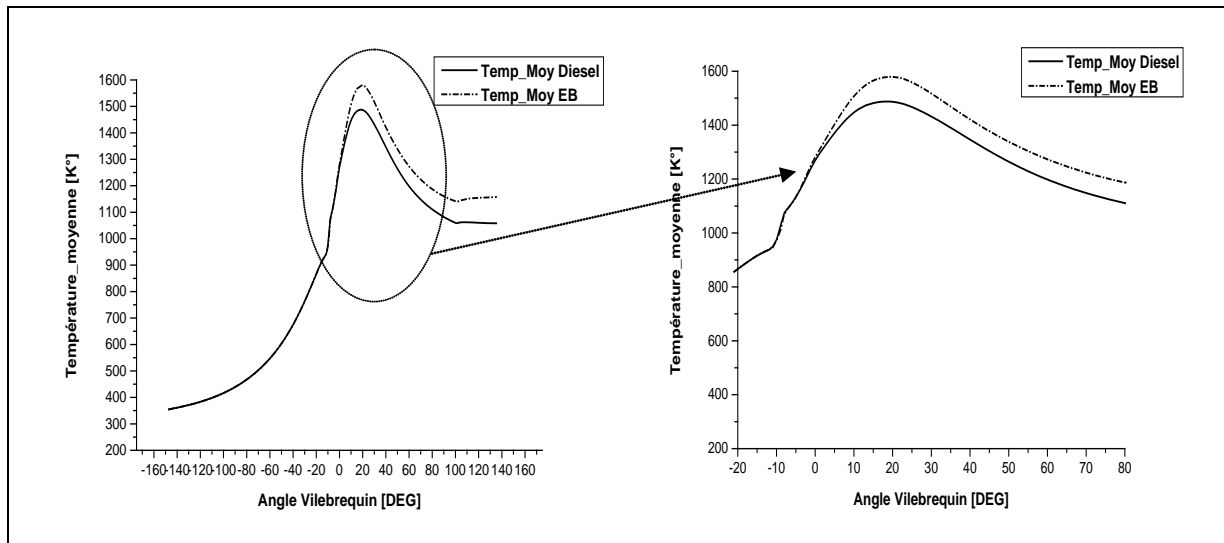


Figure V.9. Evolution de la température durant un cycle moteur et à partir de -20°V .

La figure (9) illustre l'évolution de la température moyenne pour le diesel et le biocarburant de l'huile d'eucalyptus (EB) en fonction de l'angle de vilebrequin. On voit que la température augmente lentement dans la phase de la combustion non contrôlée du fait de la combustion d'une grande masse des carburants. Ceci résulte d'un dégagement d'une grande quantité de chaleur. Ensuite on observe une petite diminution de la température qui est due à l'influence élémentaire du carburant injecter à une température froide sur la température générale de la chambre de combustion. Puis, la température chute pendant la phase de détente et d'échappement.

La température moyenne maximale atteinte est de l'ordre de 1590°K pour l'EB et de 1480°K pour le diesel.

On constate aussi que la température du biodiesel (EB) est plus élevée que celle obtenue quand le moteur est alimenté en gazole. La principale cause de ce résultat revient à la combustion plus lente du biocarburant qui a entraîné une fin de combustion plus tardive.

V.5.5. Champs de température

Pour bien comprendre les résultats obtenus par la simulation numérique, on présente des images en séquence (contours) de la chambre de combustion, pour voir de près ce qui se passe dans la chambre de combustion.

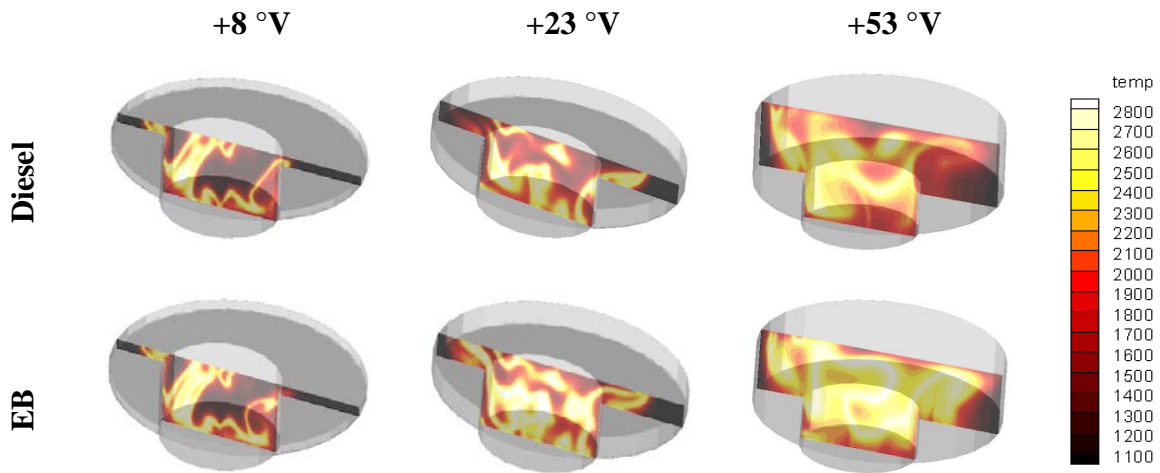


Figure V.10. L'évolution de la température à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l'EB.

Le champ de température explique une évolution plus élevée de la température générée par l'alimentation en biocarburant (EB) comme c'est présenter sur **la figure (10)**.

L'évolution de la température dans la chambre de combustion augmente d'une façon régulière, jusqu'à arriver à sa valeur maximale. Les régions où la température du gaz dans le cylindre est extrêmement élevée sont principalement situées dans le bol.

V.5.6. L'évolution des émissions de CO et CO₂

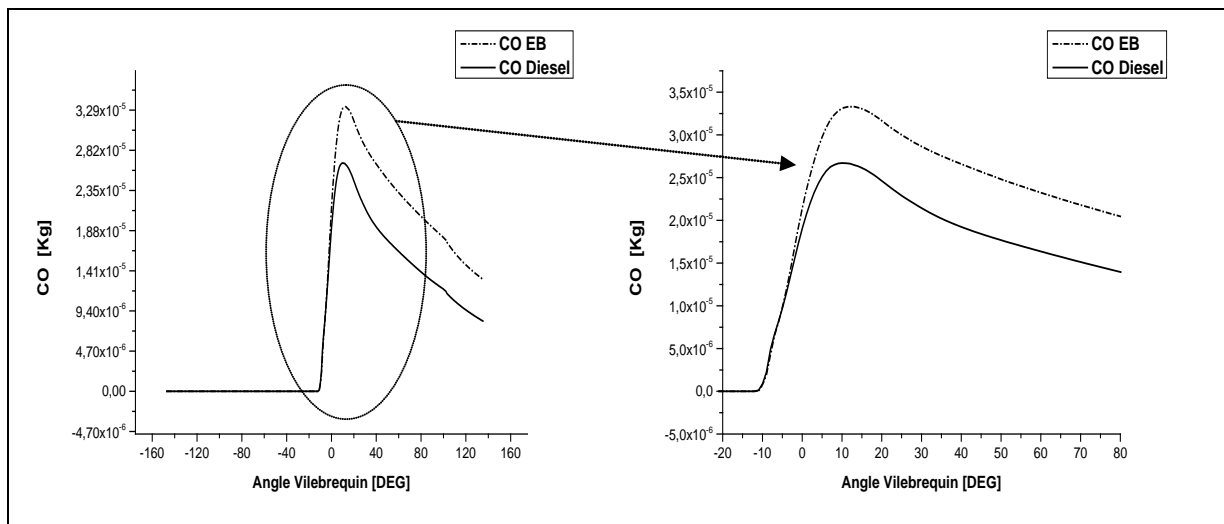


Figure V.11. Variation de CO durant un cycle moteur et à partir de -20 °K.

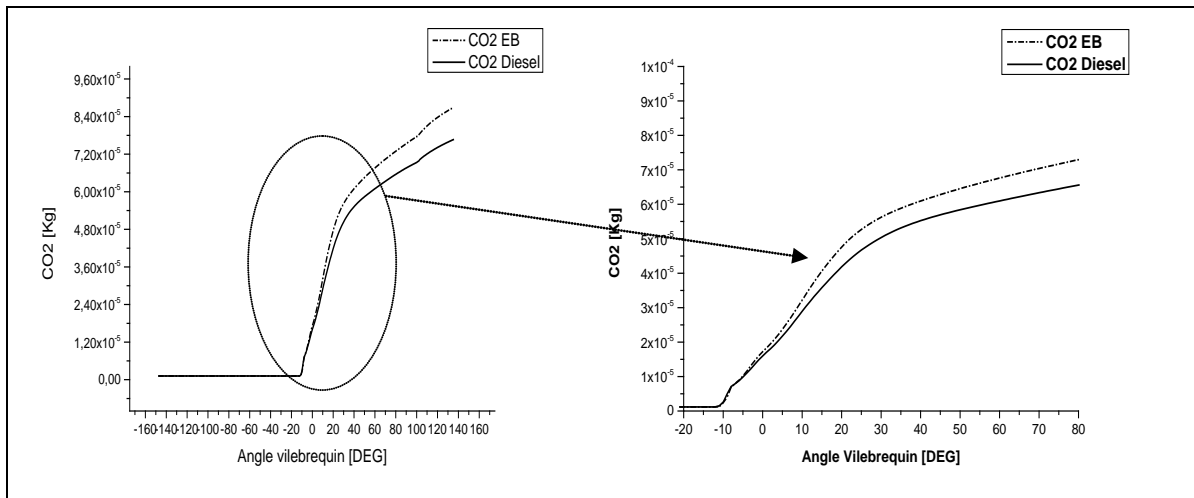


Figure V.12. Variation de CO₂ durant un cycle moteur et à partir de -20 °K.

La variation des émissions d’oxydes de carbone CO et CO₂ avec l’angle de vilebrequin, quand le moteur fonctionne avec le diesel conventionnel et l’EB est donnée à **les figures (11) et (12)**. La combustion du biocarburant conduit à des émissions de CO et CO₂ supérieures à celle du gazole. Pendant le délai d’auto-inflammation, la fraction massique de CO₂ reste presque constante et juste avant l’allumage, on remarque une augmentation rapide de cette masse qui tend à se stabiliser à la fin de la phase de combustion de diffusion. Durant la phase de combustion incomplète du carbone génère naturellement du CO qui croit rapidement. Cependant durant la phase de diffusion le CO s’oxyde pour former du CO₂ à cause de l’excès d’air dans la chambre de combustion.

V.5.7. Champs de CO et CO₂

Les figures montrent l’apparition des CO et CO₂ sous forme des contours pour les deux carburants.

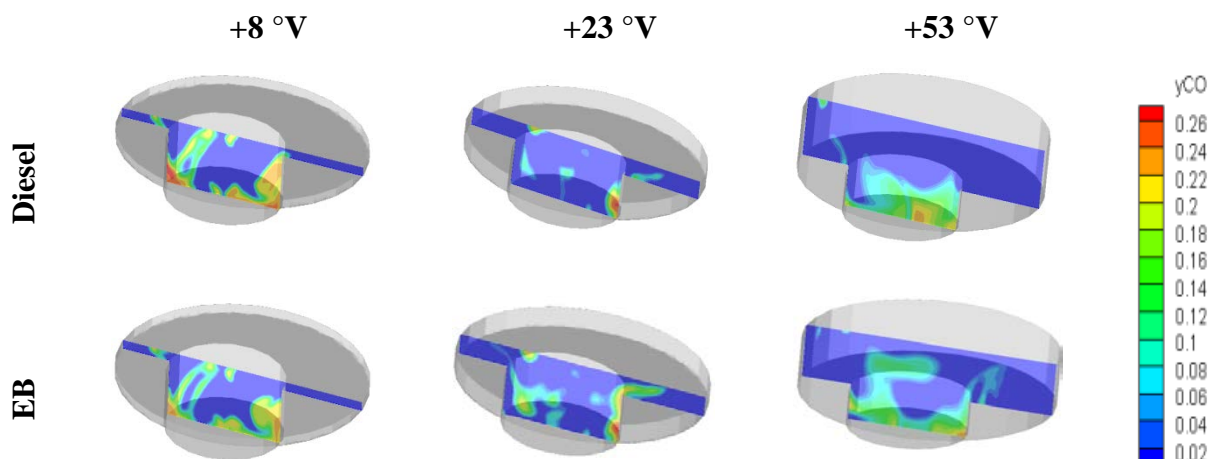


Figure V.13. L’évolution de champ de CO à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l’EB.

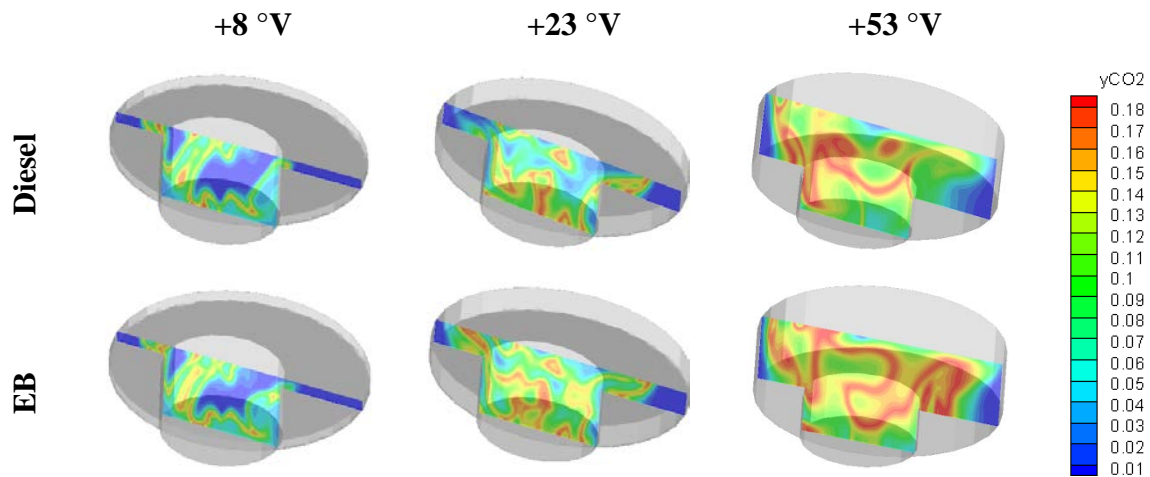


Figure V.14. L'évolution de champ de CO_2 à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l'EB.

La formation de monoxyde de carbone (CO) intervient comme une étape intermédiaire dans la combustion des hydro-carburants [17, 58, 91]. Les émissions de CO dépendent principalement du mélange air/carburant par rapport aux proportions stœchiométriques et sont liées à la richesse de ce mélange où l' O_2 est insuffisant pour convertir tout le carbone en CO_2 [3, 6, 8, 58, 91-93]. **La figure (13)** montre clairement cette interaction, en particulier à $+10^\circ \text{V}$ après le PMH.

On observe une augmentation de niveau d'émission de CO près de la limite de la paroi du cylindre lorsque le moteur fonctionne avec le biodiesel d'eucalyptus (EB). Une concentration plus élevée en CO dans les gaz d'échappement est une indication évidente d'une combustion incomplète.

Le biodiesel (EB) donne des taux de CO_2 visiblement supérieurs par rapport au diesel, ce qui résulte une augmentation de la masse de CO_2 . Le dioxyde de carbone formé se transforme en CO par dissociation. **La figure (14)** schématise le champ des émissions de CO_2 à différents angles de vilebrequin. On peut voir une légère augmentation de ces espèces avec le biocarburant d'eucalyptus. Ceci est dû à l'effet des hautes températures qui provoque la continuité d'oxydation de CO avec l'oxygène qui n'a toujours pas réagit pour former du CO_2 .

V.5.8. Variations des émissions des NOx

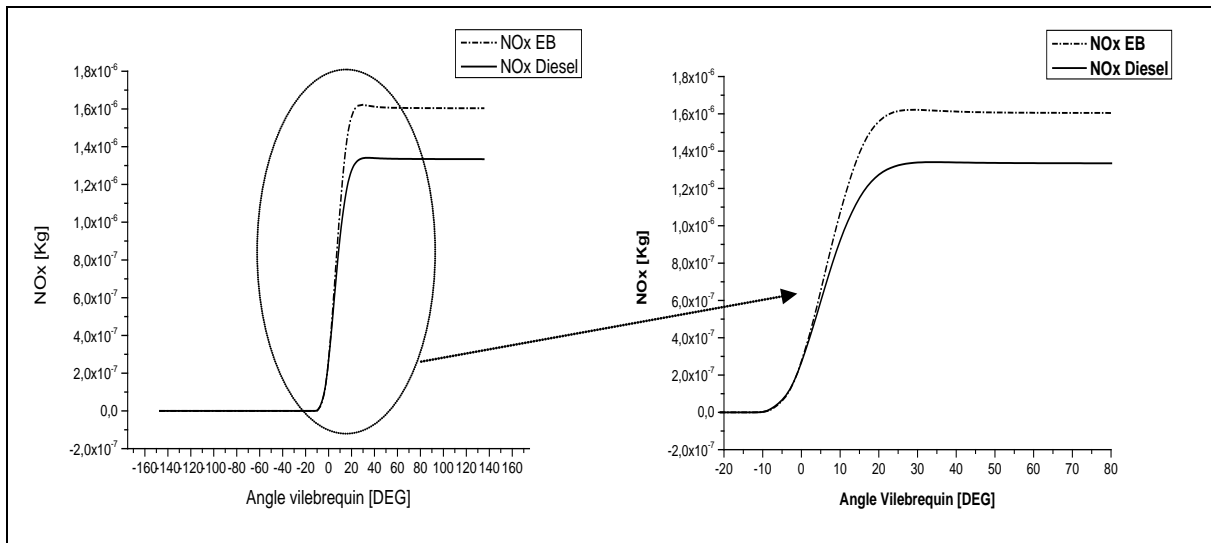


Figure V.15. Variations des NOx durant un cycle moteur et à partir de -20 °V.

La variation des émissions des NOx pour le biocarburant (EB) et le diesel est représentée sur **la figure (15)**. L'élévation de la concentration en NOx se manifeste d'une manière rapide après le début de la combustion et on constate que le biodiesel d'eucalyptus présente un niveau d'émission de NOx plus élevé par rapport au diesel.

La figure nous indique que la variation des émissions des NOx dépend essentiellement des températures. L'augmentation des températures faire monter les émissions de NOx. Après le pic de pression, la température des gaz d'échappement commence à diminuer en raison de leur détente. Cette baisse de température amortie la chimie des NOx qui se décomposent pendant un certain temps avant de se stabilise et leur concentrations devient relativement constante jusqu'à l'échappement.

V.5.9. Champs des NOx

Les émissions de NOx, regroupent le dioxyde d'azote NO₂ et l'oxyde nitrique NO et par fois d'autres composés tel que le N₂O en proportions beaucoup plus faibles [58]. La formation de NOx dépend fortement de la température dans le cylindre, de la concentration en oxygène et du temps de séjour de la réaction [6, 92]. Ces conditions sont réalisées pendant la combustion d'un mélange proche de la stœchiométrie dans un environnement à haute pression et haute température [58]. D'après Heywood [76], l'intervalle des températures maximales du cycle est la plus contribuant dans la formation des oxydes d'azote, c'est-à-dire après le début de la combustion et au voisinage de la pression maximal du cycle.

Sur **la figure (16)**, on observe clairement une forte augmentation des émissions des NOx avec l'alimentation du moteur en biocarburant (EB). Les émissions de NOx sont formées lors de la combustion dans les régions à haute température, en particulier derrière et à l'intérieur du front de flamme.

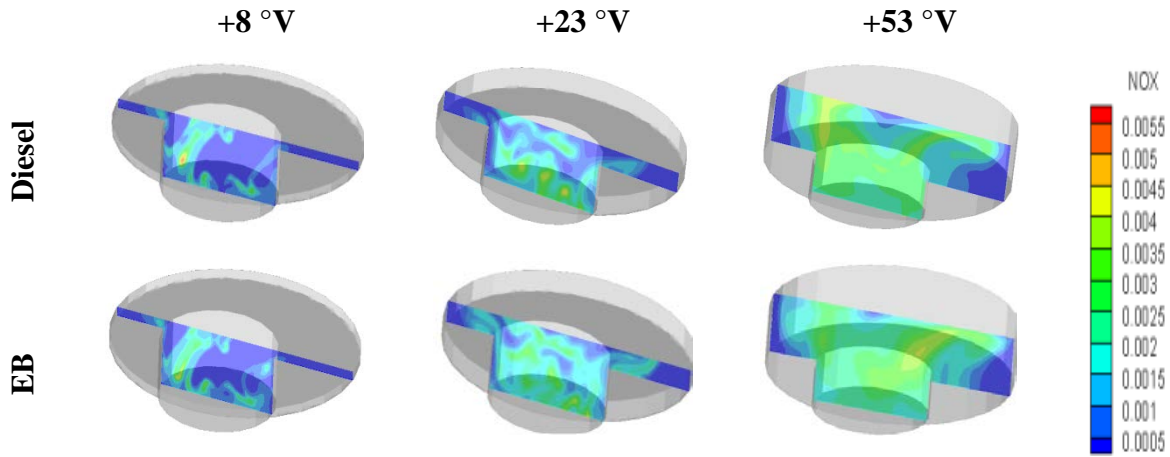


Figure V.16. L'évolution de champ des NOx à différents angles de vilebrequin pour le diesel et l'EB.

V.5.10. Evolution d'émission des suies

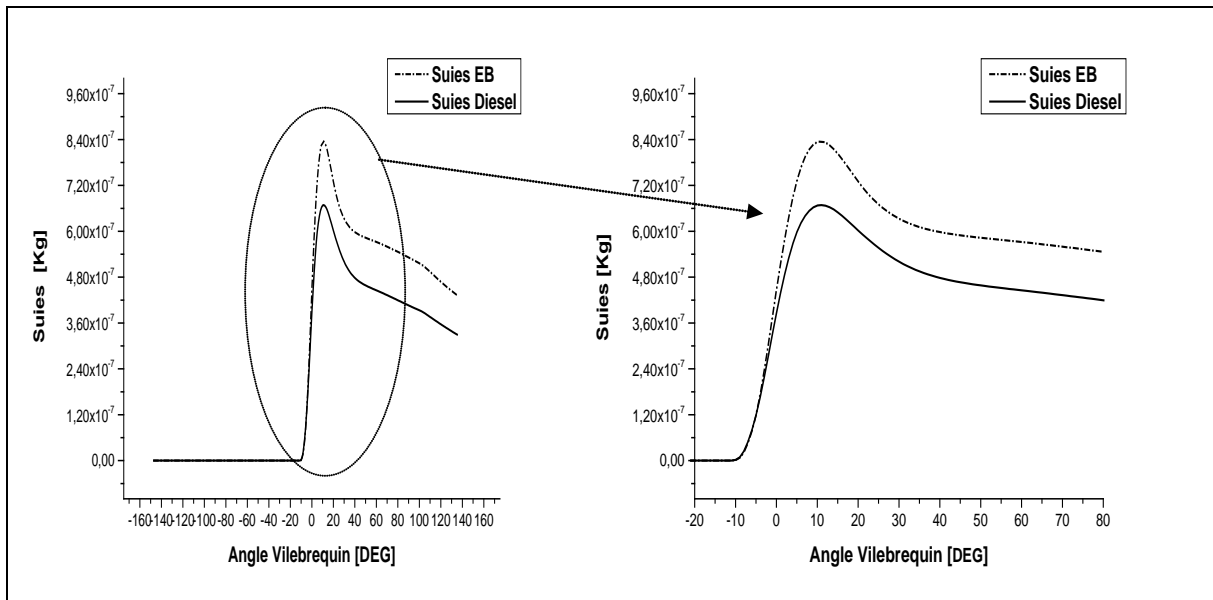


Figure V.17. Variations des suies durant un cycle moteur et à partir de -20 °V.

Les suies sont produites lors de la pyrolyse à haute température ou lors de la combustion d'hydrocarbures. Les suies sont composées essentiellement de carbone, d'autres éléments tels que l'hydrogène et l'oxygène sont également présents en faibles quantités [94]. Les émissions des suies augmentent fortement pendant la période de combustion pré-mélangée atteignant leur pic à la fin de cette étape et diminuent pour atteindre le minimum à la fin de la phase de combustion contrôlée par mélange à la même phase [3, 76, 92]. **La figure (17)** montre l'évolution des émissions des suies en fonction de l'angle de vilebrequin. Il est évident que la quantité de particule des suies atteint le niveau maximum environ +10°V après le PMH et il est remarquable que le biodiesel d'eucalyptus (EB) émet une quantité plus élevée que le diesel conventionnel, ensuite elle devient inférieure à la fin de la phase de combustion de diffusion.

V.5.11. Champs des suies

Les émissions de suie sont formées dans les régions riches en combustible dans le cœur liquide du jet de carburant. La température de la région de flamme varie entre 1000°K et 2800°K d'où la pyrolyse du combustible par les gaz brûlés chauds qui l'entourent et forme donc les suies [17, 58, 76].

Les champs des particules des suies à différents angles de vilebrequin dans **la figure (18)** ci dessous, et notamment à +8°V montrent que les particules apparaissent dans les zones plus froides et plus éloignées du zones de combustion tels que les parois des cylindres (zones refroidies par l'huile de graissage car les résidus d'huile brûlée attachés aux parois et sur la jupe du piston peuvent former cette suie).

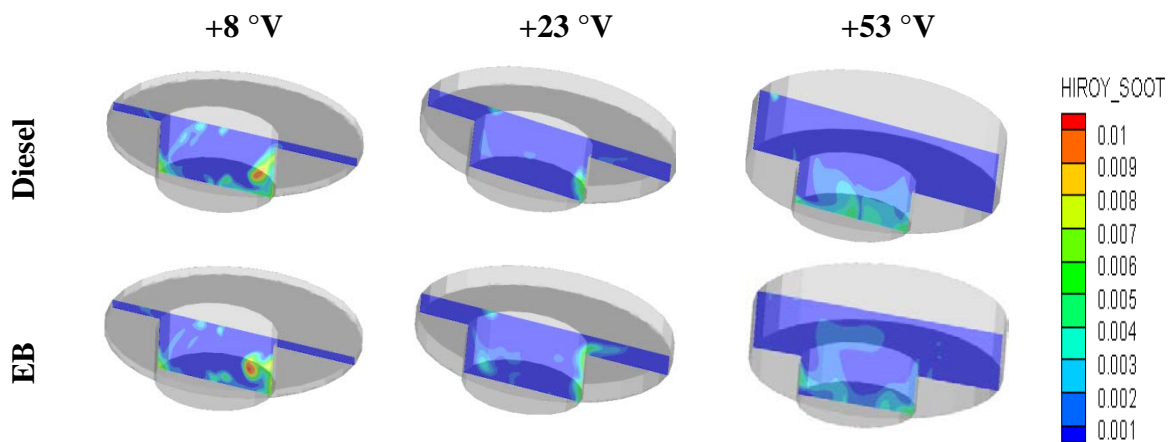


Figure V.18. L'évolution de champ des suies à différents angles de vilebrequin.

V.5.12. Fraction massique des émissions de HC

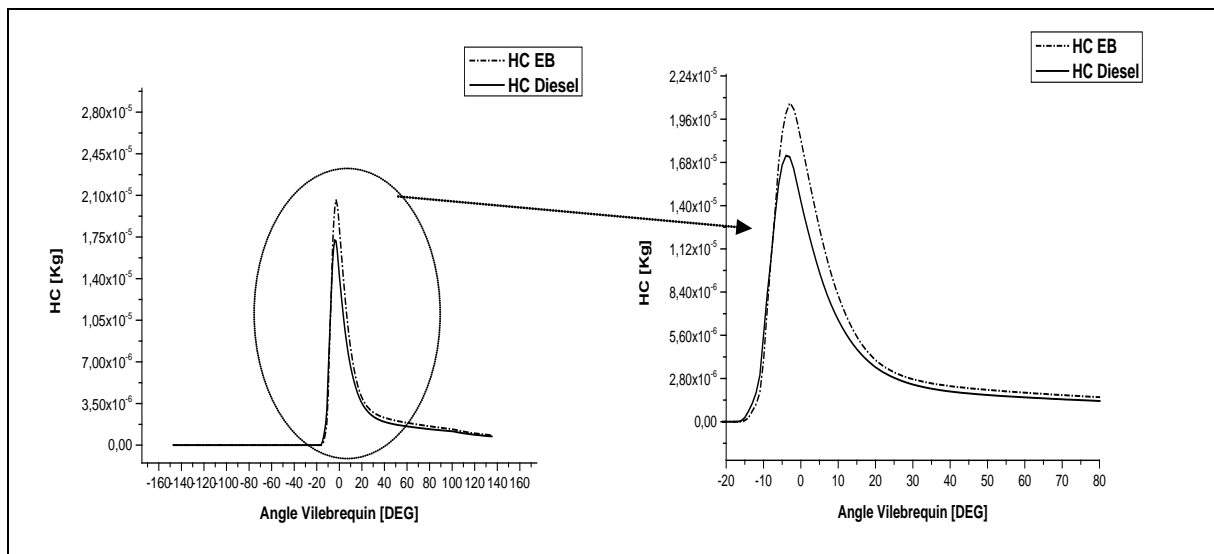


Figure V.19. Prédiction des HC durant un cycle moteur et à partir de -20 °V.

Les hydrocarbures HC sont considérés comme un facteur important pour décrire le comportement des émissions du moteur [93, 95]. L'évolution de ces émissions en fonction de l'angle vilebrequin est illustrée sur **la figure (19)**.

L'émission de HC, ou plus généralement de produit organique est entièrement liée au processus de combustion [8, 76, 93]. La présence des zones très riches en combustible conduit à une combustion incomplète et le combustible au lieu d'être brûlé sera décomposé en hydrocarbures de chaînes plus ou moins longues [8, 17, 58, 91-93]. Contrairement au CO et aux NOx qui se forment en phase homogène à haute température au sein du fluide, les HC proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse [17, 92].

Les émissions de HC augmentent fortement et atteignent son maximum à la fin de la phase prémélangée et diminuent pour atteindre le minimum à la fin de la phase contrôlée par mélange à la même phase. Il apparaît que le taux d'émission des HC est plus élevé avec l'utilisation du biodiesel d'eucalyptus (EB) par rapport au gazole.

V.6. Conclusion

Dans ce dernier chapitre, on a ajusté et validé les résultats numériques de la combustion pour un moteur diesel alimenté par l'huile d'eucalyptus et par le gazole. Les résultats étaient en bon accord avec les données expérimentales.

D'après les résultats traités, le biodiesel d'eucalyptus a montré un comportement semblable en termes de combustion et de performance du moteur par rapport au diesel conventionnel. L'analyse des résultats a montré que les pics de pression de cylindre et les taux de dégagement de chaleur de biodiesel étaient légèrement supérieurs par rapport à celui obtenu avec le diesel. L'allure des courbes obtenues est identique.

Au niveau des émissions polluantes, et par rapport aux résultats expérimentaux, qui a révélé une tendance générale à une baisse très significative des émissions d'hydrocarbures imbrûlés (environ 45% inférieures), des émissions de monoxyde de carbone (environ 60-90 % inférieures), ainsi que des émissions de particules des suies (environ 7-40% inférieures) [8] lorsque le moteur fonctionne au huile d'eucalyptus. Les résultats de l'étude numérique montrent une légère différence au niveau de ces émissions. Toutefois dans la simulation c'est un cas spécial, on a fait l'étude à forte puissance du moteur et on constate une augmentation des émissions. Cela peut être dû à la combustion incomplète d'huile d'eucalyptus ou à sa viscosité élevée.

Au vu de tous ces résultats, le biocarburant d'huile d'eucalyptus peuvent donc être utilisés dans un moteur diesel non modifié sans crainte d'altérer les caractéristiques tant au niveau de la combustion des carburants, des performances du moteur que des émissions polluantes produites.

Conclusion général

Techniquement, n'importe quelle huile végétale peut être utilisée comme carburant mais des considérations de prix, de rendement de cultures et d'écobilans excluent un nombre de candidats comme l'huile d'olive caractérisée par un prix de revient exorbitant. Notre travail a consisté à étudier la possibilité d'utiliser ces huiles comme un carburant alternatif au gazole dans les moteurs diesel ainsi de simuler leur combustion. Notre choix était basé sur l'huile d'eucalyptus, car il est une espèce végétale non alimentaire. Le code CONVERGE nous permet de suivre le processus de combustion et de décrire les phénomènes durant cette opération.

Pour atteindre notre objectif dans cette mémoire notre démarche a été la suivante : Tout d'abord, une étude complète sur les biocarburants et ses filières, ainsi que diverses études expérimentales menées sur ce carburant. Par la suite, les procédés d'extraction d'huile d'eucalyptus et ses caractéristiques et en fin nous discutons les résultats obtenus lors de la simulation. Les propriétés physiques et chimiques de l'huile d'eucalyptus (pouvoir calorifique, indice de cétane, masse volumique) sont très proches de celles du gazole, mais sa viscosité est très élevée mais ce qui concernant les esters obtenus avec la transestérification de l'huile présentent des propriétés intéressantes pour constituer un substitut du diesel. L'emploi du biodiesel est très satisfaisant.

Les résultats obtenus lors de notre simulation avec de l'huile d'eucalyptus sont les suivants :

Le dégagement de chaleur pour l'EB était presque identique à celui du gazole, avec la même intensité. Les délais d'auto-inflammation de biocarburant a été légèrement plus courts par rapport à ceux du gazole grâce à leur indice de cétane plus élevé. Le biodiesel a une durée de combustion plus longue que celle du gazole.

En ce qui concerne l'émission de polluants lors de l'utilisation du biodiesel, les émissions des HC imbrûlés, des particules de suie et du CO, ont été significativement réduites grâce à la présence d'oxygène incorporé dans leurs molécules (lors de notre simulation, les émissions montrent une légère augmentation qui devient remarquable avec l'augmentation de la charge du moteur). En revanche l'addition des méthyles esters conduit à une légère augmentation des émissions d'oxydes d'azote.

Le modèle de simulation à une zone de combustion a été confronté aux essais moteurs réalisés à 1500tr/min, il a montré une bonne concordance avec les résultats expérimentaux, avec des erreurs moyennes sur l'ensemble des résultats obtenus.

Références

1. Togbe, C., *Etude cinétique de l'oxydation de constituants de biocarburants et composés modèles: formation de polluants*, 2010, Université d'Orléans.
2. Vaitilingom, G., *Extraction, conditionnement et utilisation des huiles végétales pures carburant*. Enjeux et perspectives des biocarburants pour l'Afrique, 2007.
3. Ndayishimiye, P., et al., *Performance and emission characteristics of a DI compression ignition engine operated on PODL biofuel*. International Journal of Renewable Energy Technology, 2011. **2**(3): p. 324-344.
4. Hakka, M.H., *Étude de l'oxydation en phase gazeuse de composants des gazoles et des biocarburants diesel*, 2010, Institut National Polytechnique de Lorraine.
5. Gauthier, G., *Synthèse de biocarburants de deuxième génération: étude de la pyrolyse à haute température de particules de bois centimétriques*, 2013, Ecole des Mines d'Albi-Carmaux.
6. Anandavelu, K., N. Alagumurthi, and C. Saravannan, *Experimental investigation of using eucalyptus oil and diesel fuel blends in Kirloskar TV1 direct injection diesel engine*. Journal of Sustainable Energy & Environment, 2011. **2**(3): p. 93-97.
7. Persillet, V., *Les biocarburants de première génération: un bilan mondial mitigé*. INRA Sciences Sociales, 2012. **2012**(910-2016-71613).
8. Tarabet, L., *Etude de la combustion d'un biocarburant innovant dans les moteurs à combustion interne de véhicules*, 2012, Nantes.
9. Alloune, R., A. Liazid, and M. Tazerout, *Etudes comparatives de deux plantes oléagineuses locales pour la production du biodiesel en Algérie*. Revue des Energies Renouvelables SIENR, 2012. **12**: p. 19-22.
10. Diemer, A., *La question énergétique au cœur du développement durable? Cahier du CERAS*, 2008.
11. Ballerini, D., *Le plein de biocarburants?: Enjeux et réalités*2007: Editions Ophrys.
12. Ballerini, D., *Les biocarburants*2006: Editions Technip.
13. Marlair, G., P. Rotureau, and A.-L. Fevre. *La maîtrise des risques technologiques comme indicateur de développement durable des nouvelles filières énergétiques: une réflexion assise sur le cas des biocarburants*. in *1. Congrès International sur l'ingénierie des risques industriels (CIRI 2007)*. 2007. CSST.
14. Tarabet, L., S. Hanchi, and M. Tazerout, *Conversion d'une l'Huile Végétale en Carburant pour le Moteur Diesel*.
15. HACHEM, R. and S.M. BOUZIANE, *Valorisation énergétique des déchets graisseux de poissons*.

16. Aroudj, H., S. Bessaou, and M.E. Lachibi, *Biocarburants: Avantages et Inconvénients*. 2012.
17. ABDELLAOUI, A. and Y. BENTAALLAH, *Simulation numérique de combustion dans un moteur Diesel turbocompressée*.
18. Akbi, A., *Les implications du développement des biocarburants: Quel impact sur les pays en développement?*, 2013, Université Nice Sophia Antipolis.
19. Sourie, J.-C., D. Treguer, and S. Rozakis, *L'ambivalence des filières biocarburants*. INRA Sciences Sociales, 2005. **2005**(910-2016-71795).
20. Bennadji, H., *Biodiesel: combustion des esters éthyliques d'huiles végétales comme additifs au pétrodiesel*, 2010, Institut National Polytechnique de Lorraine.
21. Gurtler, J.-L., *Biocarburants: développement et perspectives*. Oléagineux, Corps Gras, Lipides, 2008. **15**(4): p. 235-239.
22. Cosseron, A.-F., *Evaluation et traitement des polluants émis par un moteur thermique fonctionnant avec des biocarburants*, 2012, Université de Haute Alsace-Mulhouse.
23. Scragg, A.H., *Biofuels: production, application and development* 2009: CABI.
24. Ballerini, D. and N. Alazard-Toux, *Les Biocarburants—Etats des lieux, perspectives et enjeux du développement; Editions Technip: Paris, 2006*.
25. Gabrielle, B., *Intérêts et limites des biocarburants de première génération*. Journal de la Société de Biologie, 2008. **202**(3): p. 161-165.
26. Sadi, M., *Les micro algues: un défi prometteur pour des biocarburants propres*. Revue des Energies Renouvelables SIENR, 2012(12): p. 195-202.
27. Cadoret, J.-P. and O. Bernard, *La production de biocarburant lipidique avec des microalgues: promesses et défis*. Journal de la Société de Biologie, 2008. **202**(3): p. 201-211.
28. Kumar, T.S., P.S. Kumar, and K. Annamalai, *Experimental study on the performance and emission measures of direct injection diesel engine with Kapok methyl ester and its blends*. Renewable Energy, 2015. **74**: p. 903-909.
29. Ramesh, D. and A. Sampathrajan, *Investigations on performance and emission characteristics of diesel engine with jatropha biodiesel and its blends*. Agricultural Engineering International: CIGR Journal, 2008.
30. Jindal, S., B.P. Nandwana, and N.S. Rathore, *Comparative evaluation of combustion, performance, and emissions of jatropha methyl ester and karanj methyl ester in a direct injection diesel engine*. Energy & Fuels, 2010. **24**(3): p. 1565-1572.

31. Senthilkumar, S., G. Sivakumar, and S. Manoharan, *Investigation of palm methyl-ester bio-diesel with additive on performance and emission characteristics of a diesel engine under 8-mode testing cycle*. Alexandria Engineering Journal, 2015. **54**(3): p. 423-428.
32. Vallinayagam, R., et al., *Combustion performance and emission characteristics study of pine oil in a diesel engine*. Energy, 2013. **57**: p. 344-351.
33. Rakopoulos, D., *Heat release analysis of combustion in heavy-duty turbocharged diesel engine operating on blends of diesel fuel with cottonseed or sunflower oils and their bio-diesel*. Fuel, 2012. **96**: p. 524-534.
34. Gopal, K.N. and R.T. Karupparaj, *Effect of pongamia biodiesel on emission and combustion characteristics of DI compression ignition engine*. Ain Shams Engineering Journal, 2015. **6**(1): p. 297-305.
35. Kolhe, A., R. Shelke, and S. Khandare, *Performance, Combustion and Emission characteristics of a Diesel Engine with Biodiesel from Cotton Seed oil as Alternate Fuels*. Int J Eng Res Technol, 2013. **2**(11): p. 2400-2405.
36. Dhar, A. and A.K. Agarwal, *Performance, emissions and combustion characteristics of Karanja biodiesel in a transportation engine*. Fuel, 2014. **119**: p. 70-80.
37. Özener, O., et al., *Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics*. Fuel, 2014. **115**: p. 875-883.
38. Saravanan, N., G. Nagarajan, and S. Puhan, *Experimental investigation on a DI diesel engine fuelled with Madhuca Indica ester and diesel blend*. Biomass and Bioenergy, 2010. **34**(6): p. 838-843.
39. Godiganur, S., C.S. Murthy, and R.P. Reddy, *6BTA 5.9 G2-1 Cummins engine performance and emission tests using methyl ester mahua (Madhuca indica) oil/diesel blends*. Renewable energy, 2009. **34**(10): p. 2172-2177.
40. Rajan, K. and K. Kumar, *Performance and emission characteristics of DI ignition engine with biodiesel using internal jet piston*, Environ. Stud, 2010. **64**: p. 1982-1988.
41. Qi, D., et al., *Performance and combustion characteristics of biodiesel–diesel–methanol blend fuelled engine*. Applied Energy, 2010. **87**(5): p. 1679-1686.
42. Li, L., et al., *Combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with diesel/biodiesel/pentanol fuel blends*. Fuel, 2015. **156**: p. 211-218.
43. Hou, J., et al., *Study on combustion and emissions of a turbocharged compression ignition engine fueled with dimethyl ether and biodiesel blends*. Journal of the energy institute, 2014. **87**(2): p. 102-113.

44. Palash, S., et al., *Biodiesel production, characterization, diesel engine performance, and emission characteristics of methyl esters from Aphanamixis polystachya oil of Bangladesh*. *Energy Conversion and Management*, 2015. **91**: p. 149-157.
45. Darunde Dhiraj, S. and M. Deshmukh Mangesh, *Biodiesel production from animal fats and its impact on the diesel engine with ethanol-diesel blends: A review*. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2012. **2**(10): p. 179-185.
46. Rakopoulos, C., et al., *Comparative performance and emissions study of a direct injection diesel engine using blends of diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins*. *Energy conversion and management*, 2006. **47**(18-19): p. 3272-3287.
47. Jha, S., et al., *A comparative study of exhaust emissions using diesel-biodiesel-ethanol blends in new and used engines*. *Transactions of the ASABE*, 2009. **52**(2): p. 375-381.
48. Hulwan, D.B. and S.V. Joshi, *Performance, emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel-ethanol-biodiesel blends of high ethanol content*. *Applied Energy*, 2011. **88**(12): p. 5042-5055.
49. Panneerselvam, N., et al., *Effects of injection timing on bio-diesel fuelled engine characteristics—An overview*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015. **50**: p. 17-31.
50. Agarwal, A.K., et al., *Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine*. *Fuel*, 2013. **111**: p. 374-383.
51. 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.
52. Qi, D., et al., *Effect of EGR and injection timing on combustion and emission characteristics of split injection strategy DI-diesel engine fueled with biodiesel*. *Fuel*, 2011. **90**(5): p. 1884-1891.
53. Kegl, B., *Experimental investigation of optimal timing of the diesel engine injection pump using biodiesel fuel*. *Energy & Fuels*, 2006. **20**(4): p. 1460-1470.
54. Dhar, A. and A.K. Agarwal, *Experimental investigations of the effect of pilot injection on performance, emissions and combustion characteristics of Karanja biodiesel fuelled CRDI engine*. *Energy Conversion and Management*, 2015. **93**: p. 357-366.
55. Park, S.H., S.H. Yoon, and C.S. Lee, *Effects of multiple-injection strategies on overall spray behavior, combustion, and emissions reduction characteristics of biodiesel fuel*. *Applied Energy*, 2011. **88**(1): p. 88-98.

56. Hwang, J., et al., *Effect of injection parameters on the combustion and emission characteristics in a common-rail direct injection diesel engine fueled with waste cooking oil biodiesel*. Renewable Energy, 2014. **63**: p. 9-17.
57. Rao, P.S. and K. Srinivas, *Experimental analysis of single cylinder diesel engine fuelled with Methyl Ester of Palm Kernel oil blending with eucalyptus oil*. International Journal of Engineering Research and Applications, 2012. **2**: p. 90-95.
58. KEZRANE, C., et al., *COMPARAISON DES ÉMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR DIESEL ALIMENTÉ AVEC QUATRE CARBURANTS*.
59. Tarabet, L., et al., *Eucalyptus biodiesel as an alternative to diesel fuel: preparation and tests on DI diesel engine*. BioMed Research International, 2012. **2012**.
60. J, A., Jeffrey, et al, *Eucalyptus Oil Biodiesel A Promising Fuel For The Near Future*. International Journal of Science, Engineering and Technology Research, 2016. **Vol5(4)**: p. 5.
61. Al-Zuhair, S., *Production of biodiesel by lipase-catalyzed transesterification of vegetable oils: A kinetics study*. Biotechnology Progress, 2005. **21(5)**: p. 1442-1448.
62. Boulal, A., et al., *Synthèse de biodiesel en utilisant des huiles végétales usagées*. Revue des Energies Renouvelables, 2016. **19(3)**: p. 409-413.
63. N'TSOUPOE, E., et al., *MODELISATION D'UN PILOTE DE TRANSESTERIFICATION POUR PRODUCTION DE BIODIESEL*.
64. Knothe, G., *Rapid monitoring of transesterification and assessing biodiesel fuel quality by near-infrared spectroscopy using a fiber-optic probe*. Journal of the American Oil Chemists' Society, 1999. **76(7)**: p. 795-800.
65. BENAYAD, Z., *Simulation numérique de l'effet du type de carburant sur la combustion et les émissions polluants dans un Moteur (MCI)*.
66. Richards, K., P. Senecal, and E. Pomraning, *A Three-Dimensional Computational, FluidDynamicsProgramforTransientorSteadyStateFlowwith Complex Geometries*. CONVERGE (Version 1.3), Convergent Science, Inc, Middleton, WI, 2008.
67. Aglave, R., *CFD simulation of combustion using automatically reduced reaction mechanisms: a case for diesel engine*, 2007.
68. Correa, C., *Combustion simulations in Diesel engines using reduced reaction mechanisms*, 2000.
69. Yakhot, V. and S.A. Orszag, *Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory*. Journal of scientific computing, 1986. **1(1)**: p. 3-51.
70. Holst, M.J., *Notes on the KIVA-II software and chemically reactive fluid mechanics*. Numerical Mathematics Group Computing & Mathematics Research Division Lawrence Livermore National Laboratory, 1992.

71. Baumgarten, C., *Mixture formation in internal combustion engines* 2006: Springer Science & Business Media.
72. McCrady, J.P., et al., *Computational analysis of biodiesel combustion in a low-temperature combustion engine using well-defined fuel properties*, 2007, SAE Technical Paper.
73. Zuo, B., A. Gomes, and C. Rutland. *Studies of superheated fuel spray structures and vaporization in GDI engines*. in *Eleventh international multidimensional engine modeling user's group meeting*. 2000.
74. Yuan, W., A.C. Hansen, and Q. Zhang, *Computational modelling of NOx emissions from biodiesel combustion*. International journal of vehicle design, 2007. **45**(1-2): p. 12-32.
75. Reitz, R.D., *Computer modeling of sprays*. Spray Technology Short Course, Pittsburgh, PA, 1996.
76. Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals* 1988: Mc Graw Hill.
77. Jung, D. and D.N. Assanis, *Multi-zone DI diesel spray combustion model for cycle simulation studies of engine performance and emissions*. SAE transactions, 2001: p. 1510-1532.
78. Abraham, J., F. Bracco, and R. Reitz, *Comparisons of computed and measured premixed charge engine combustion*. Combustion and flame, 1985. **60**(3): p. 309-322.
79. Xin, J., L. Ricart, and R. Reitz, *Computer modeling of diesel spray atomization and combustion*. Combustion science and technology, 1998. **137**(1-6): p. 171-194.
80. Belardini, P. and C. Bertoli, *Multi-dimensional modeling of combustion and pollutants formation of new technology light duty diesel engines*. Oil & Gas Science and Technology, 1999. **54**(2): p. 251-257.
81. Ayoub, N.S. and R.D. Reitz, *Multidimensional modeling of fuel composition effects on combustion and cold-starting in diesel engines*. SAE transactions, 1995: p. 1306-1316.
82. Pischinger, F., H. Schutle, and J. Hansen. *The Diesel engine's future*. in *VDI-Congress, Wolfsburg*. 1988.
83. Hiroyasu, H. *Diesel engine combustion and its modeling*. in *COMODIA*. 1985.
84. Richards, K., P. Senecal, and E. Pomraning, *CONVERGE Manual (Version 2.3)*. Convergent Science Inc., Madison, WI-USA, 2016.
85. Senecal, P., et al., *Grid-convergent spray models for internal combustion engine computational fluid dynamics simulations*. Journal of Energy Resources Technology, 2014. **136**(1): p. 012204.

86. Nohra, C., *Diagnostic de défauts sur un moteur diesel*, 2009, UNIVERSITE PAUL CEZANNE.
87. Desbazeille, M., *Diagnostic de groupes électrogènes diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin*, 2010, Université Jean Monnet-Saint-Etienne.
88. Naima, K. and A. Liazid, *Numerical investigation on combustion behaviors of direct-injection spark ignition engine fueled with CNG-hydrogen blends*. IREME J, 2013. **7**: p. 652-663.
89. Thiyagarajan, S., et al., *Effects of Low Carbon Biofuel Blends with Karanja (Pongamia pinnata) Oil Methyl Ester in a Single Cylinder CI Engine on CO₂ Emission and other Performance and Emission Characteristics*. Nature Environment & Pollution Technology, 2016. **15**(4).
90. Kaimal, V.K. and P. Vijayabalan, *A detailed investigation of the combustion characteristics of a DI diesel engine fuelled with plastic oil and rice bran methyl ester*. Journal of the energy institute, 2017. **90**(2): p. 324-330.
91. Sayin, C. and K. Uslu, *Influence of advanced injection timing on the performance and emissions of CI engine fueled with ethanol-blended diesel fuel*. International Journal of Energy Research, 2008. **32**(11): p. 1006-1015.
92. Abdel-Rahman, A., *On the emissions from internal-combustion engines: a review*. International Journal of Energy Research, 1998. **22**(6): p. 483-513.
93. Rhiad, A., *Mise au point d'un combustible innovant à base de culture locale non alimentaire*, 2011, Université M'hamed Bougara de Boumerdès.
94. Marchal, C., *Modélisation de la formation et de l'oxydation des suies dans un moteur automobile*, 2008, Université d'Orléans.
95. Alloune, R., et al., *Performance, combustion and exhaust emissions characteristics investigation using Citrullus colocynthis L. biodiesel in DI diesel engine*. Journal of the Energy Institute, 2018. **91**(3): p. 434-444.

Résumé

Les biocarburants sont des carburants d'origine végétale issue de la biomasse (carburant vert). Cette étude a été menée pour déterminer la compatibilité de l'utilisation de l'huile végétale comme alternative au carburant diesel. On a choisi l'arbre d'eucalyptus à cause de leur disponibilité dans les régions arides, pour étudier l'huile contenue dans ces feuilles, les caractéristiques physicochimiques de cette huile végétale pure ont montré que ses propriétés sont comparables à celles du gazole sauf pour la viscosité qui est plus élevée que celle du diesel. La viscosité élevée des huiles empêche son utilisation directe sur moteur.

Pour ce faire, une investigation numérique 3D a été menée en utilisant le code de calcul CONVERGE. Un modèle numérique (maillage) de banc d'essai moteur expérimental utilisé par Tarabet et al., [8] a été adapté. Les résultats numériques ont été confrontés avec ceux trouvés expérimentalement et un bon accord entre les deux a été obtenu. Ce qui explique le bon choix des conditions initiales et aux limites. La courbe de pression, de température, de dégagement de chaleur cumulé, de taux de dégagement de chaleur, obtenue à 1500 tr/min et au plein charge, ont été présentées et discutées. En parallèle, l'évolution moyenne et la distribution de champ des émissions de CO₂, CO, NO_x, HC, Suies ont été exposées.

Mots clés : *Biocarburant, huile végétale, eucalyptus, diesel, transestérification, Code CONVERGE CFD ...*

Abstract

Biofuels are fuels of vegetable origin derived from biomass (green fuel). This study was conducted to determine the compatibility of using vegetable oil as an alternative to diesel fuel. We chose the eucalyptus tree because of their availability in arid regions, to study the oil contained in these leaves, the physicochemical characteristics of this pure vegetable oil has shown that its properties are comparable to those of diesel except for the viscosity which is higher than that of diesel. The high viscosity of the oils prevents its direct use on motor.

To do this, a 3D digital investigation was conducted using the CONVERGE calculation code. A numerical model (mesh) experimental engine test bench used by Tarabet et al.[8] was adapted. The numerical results were compared with those found experimentally and a good agreement between the two was obtained. Which explains the good choice of initial conditions and limits. The curve of pressure, temperature, cumulative heat release, heat release rate, obtained at 1500 rpm and at full load, were presented and discussed. In parallel, the average evolution and the field distribution of the CO₂, CO, NO_x, HC, Suies emissions were exposed.

***Key words: Biofuel, vegetable oil, eucalyptus, diesel, transesterification, CONVERGE
CFD Cod***

ملخص

الوقود الحيوي هو الوقود من أصل نباتي مستمد من الكتلة الحيوية (الوقود الأخضر). أجريت هذه الدراسة لتحديد مدى توافق استخدام الزيت النباتي كبديل لوقود الديزل. لقد اخترنا شجرة الأوكالبتوس بسبب توافرها في المناطق القاحلة ، لدراسة الزيت الموجود في هذه الأوراق ، وقد أظهرت الخصائص الفيزيائية والكيميائية لهذا الزيت النباتي النقي أن خصائصه قابلة للمقارنة مع خصائص الديزل باستثناء اللزوجة التي أعلى من الديزل. تمنع اللزوجة العالية للزيوت من الاستخدام المباشر للمحرك.

للقيام بذلك ، تم إجراء تحقيق رقمي ثلاثي الأبعاد باستخدام رمز حساب CONVERGE. تم تكييف مقعد اختبار تجريبي للمحرك النمذجي (شبكة) بواسطة Tarabet et al [8]، تمت مقارنة النتائج العددية بالنتائج التي تم العثور عليها تجريبياً وتم الحصول على اتفاق جيد بين الاثنين. وهو ما يفسر حسن اختيار الشروط والحدود الأولية. تم عرض ومناقشة منحنى الضغط ودرجة الحرارة والإفراج التراكمي للحرارة ومعدل إطلاق الحرارة الذي تم الحصول عليه عند 1500 دورة في الدقيقة وبأحمال كاملة. في موازاة ذلك ، تم الكشف عن متوسط التطور والتوزيع الميداني لانبعاثات ثاني أكسيد الكربون وثاني أكسيد الكربون وأكسيد النيتروجين والهيدروجين.

الكلمات المفتاحية : الوقود الحيوي ، الزيوت النباتية ، الأوكالبتوس ، الديزل ، أسترة CONVERGE CFD