

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/355683370>

Etude et analyse des moteurs 6 cylindres

Book · October 2021

CITATIONS
0

READS
6,216

1 author:



Bachir Kerboua

About Bakr Belkaid University of Tlemcen

151 PUBLICATIONS 228 CITATIONS

SEE PROFILE

Ce projet fin d'études porte sur l'étude des performances des moteurs thermiques diesels. Nous avons effectué une approche sur l'analyse des défaillances des moteurs diesel et une approche sur l'analyse de leur performance. Notre travail a été confronté avec la réalité des problèmes au niveau pratique, notamment au niveau de l'entreprise E.T.U.S.Tlemcen. Notre travail a commencé par la définition de la notion des moteurs thermiques et les dégradations des organes moteurs, particulièrement au niveau de l'entreprise, ainsi que les causes qui ont abouti à ces défaillances. Suite à la dégradation des organes moteurs, on a appliqué l'analyse des performances afin de déterminer les paramètres de performance des moteurs et les comparer avec la pratique (à titre d'exemple, le moteur diesel étudié coûte environ un milliard deux cent millions de centimes).



Monsieur Kerboua Bachir est professeur des universités, spécialité matériaux, en particulier la modélisation mathématique sur le renforcement par les composites en fibres des structures dégradées, ainsi chercheur en maintenance et fiabilité des équipements industriels, optimisation de la production et de la productivité aux niveaux des entreprises.



Bachir KERBOUA

Analyse de la dégradation des moteurs 6 cylindres utilisés dans le transport des voyageurs

Bachir KERBOUA

Analyse de la dégradation des moteurs 6 cylindres utilisés dans le transport des voyageurs

FOR AUTHOR USE ONLY

FOR AUTHOR USE ONLY

Bachir KERBOUA

**Analyse de la dégradation des
moteurs 6 cylindres utilisés dans le
transport des voyageurs**

FOR AUTHOR USE ONLY

Éditions universitaires européennes

Imprint

Any brand names and product names mentioned in this book are subject to trademark, brand or patent protection and are trademarks or registered trademarks of their respective holders. The use of brand names, product names, common names, trade names, product descriptions etc. even without a particular marking in this work is in no way to be construed to mean that such names may be regarded as unrestricted in respect of trademark and brand protection legislation and could thus be used by anyone.

Cover image: www.ingimage.com

Publisher:

Éditions universitaires européennes

is a trademark of

Dodo Books Indian Ocean Ltd., member of the OmniScriptum S.R.L
Publishing group

str. A.Russo 15, of. 61, Chisinau-2068, Republic of Moldova Europe

Printed at: see last page

ISBN: 978-620-3-42753-0

Copyright © Bachir KERBOUA

Copyright © 2021 Dodo Books Indian Ocean Ltd., member of the
OmniScriptum S.R.L Publishing group

FOR AUTHOR USE ONLY

Analyse de la dégradation des moteurs 6 cylindres utilisés dans le transport

RÉSUMÉ

Ce projet fin d'études porte sur l'étude des performances des moteurs thermiques diesels utilisés en transport terrestre ou aérien. Nous avons effectué une approche sur l'analyse des défaillances des moteurs diesel et une approche sur l'analyse de leur performance. Notre travail a été confronté avec la réalité des problèmes au niveau pratique, notamment au niveau de l'entreprise. Notre travail a commencé par la définition de la notion des moteurs thermiques et les dégradations des organes moteurs, particulièrement au niveau de l'entreprise, ainsi que les causes qui ont abouti à ces défaillances. Suite à la dégradation des organes moteurs, on a appliqué l'analyse des performances afin de déterminer les paramètres dynamiques par une modélisation instantanée des moteurs et les comparer avec la pratique (à titre d'exemple, le moteur diesel étudié coûte environ un milliard deux cent millions de centimes).

Dans le contexte actuel du contrôle du niveau de performance des moteurs thermiques de traction automobile et pour assurer plus de confort aux passagers et répondre aux conditions de pollution et d'environnement de plus en plus sévères, l'optimisation des performances mécaniques, énergétiques et écologiques devient un élément stratégique des pays en développement et en particuliers les entreprises de transport urbain et suburbain.

Ce projet de fin des études a été effectué au niveau de l'entreprise de transport urbain et suburbain (E.T.U.S.T) dans le service technique et maintenance. Le choix de du sujet a été fixé entre l'encadreur et le directeur de l'entreprise afin de bien analyser et étudier l'organe moteur du transport des voyageurs qui est le moteur diesel "Caterpillar C9 A500". Le but de cette étude consiste à bien décrire les dégradations des organes de ce moteur et de représenter ces performances, afin de suivre correctement les défaillances durant le cycle de vie et pendant les phases de son exploitation.

LISTE DES SYMBOLES

$\vec{A}_{0/1}$: force de réaction de solide 1 sur 0

a : distance du centre de gravite de la bielle à l'axe du piston

\mathbf{a}_1 : Coefficient expérimental de frottement

\mathbf{a}_2 : Coefficient expérimental de frottement

\mathbf{a}_3 : coefficient expérimental de frottement

$\vec{B}_{0/1}$: force de réaction de solide 1 sur 0

$C_{pi}(\theta)$: couple moteur total du aux forces d'inertie et aux forces de pression

CG : couple d'inertie de la bielle

D : sens de mouvement

D: diamètre du piston

d : Dosage

E : couche d'huile mince

\mathbf{E}_a : Épaisseur axiale du segment d'étanchéité

\mathbf{E}_r : Épaisseur axiale du segment racleur

\vec{F} : force appliqué sur le corps

F_S : La force de frottement statique

$F_1(0)$: l'inertie des organes en mouvement

$F_f(0)$: tension total des segments au frottement

F_m : Force de la masse de piston.

F_b . Force de la bielle

$F_g(0)$: force dû au gaz de combustion

F_g : force des gaz de combustion appliquée sur le piston (N).

FG^Y : force alternative d'inertie appliquée à la bielle (N)

FG_γ : force d'inertie radiale (N)

$F_G \Phi'$: force d'inertie tangentielle (N)

F_k : force d'inertie appliquée à la manivelle

F_g : force des gaz de combustion appliquée sur le piston (N)

F_{ip} : force d'inertie du piston (N).

F_s : La force de frottement statique

F_n : force normale

F_c : force de frottement cinétique

G : centre de gravité du corps

G : centre d'inertie de la bielle

g : accélération de la pesanteur

h : hauteur entre les A et B

h : hauteur de déplacement des segments (mm)

h_j : épaisseur du film d'huile de la jupe (mm)

h_j : épaisseur du film d'huile

I_G : moment d'inertie de la bielle

J : jeu piston-chemise (mm)

$K(0)$: facteur de transformation

L : longueur de la bielle (mm)

L_j : longueur effective de la jupe (surface projetée de la jupe/diamètre D) (mm)

L_j : longueur de la jupe

M_i : couple d'inertie

M_e : Charge d'entraînement (mN)

M_{ch} : Charge du véhicule (mN)

M_i : Moments des forces d'inertie (mN)

M_t : Couple moteur (mN)

XIII

M6 : couple de frottement du palier de vilebrequin

M2 : couple de frottement piston-chemise (mN)

mA : masse de pied de la bielle (kg)

mB : masse de tête de la bielle (kg)

mb : masse de la bielle (kg)

mv : masse de la manivelle (kg)

mp : masse du piston (kg)

m_{air} : masse d'air

m_T : masse total

N : vitesse de rotation

N0 : vitesse moyenne de rotation de vilebrequin (tr/mn).

N(Θ) : vitesse instantanée de rotation du volant (tr/mn).

Ne: nombre de segments d'étanchéité

Nr : nombre de segments racleurs

\vec{n} : la normale

P : Pression

\vec{P} : le poids

Pg : pression des gaz

p₃ : Pression d'élasticité du racleur

P_e : Pression d'élasticité du segment d'étanchéité

PMH : point mort haut du piston

PMB : point mort bas du piston

PCI : pouvoir calorifique inferieur

p_{mi,th} : pression moyen brut

pme : pression moyenne effective
pmr : pression moyenne résistante
pmf : pression moyenne de frottement
pmp : pression moyenne de pompage
pmi : pression moyenne indiquée
Qf : force de frottement (N)
R : rayon de manivelle
S : surface de piston
T : Température
 μ_s : coefficient de frottement statique
 μ_c : coefficient de frottement cinétique
 μ : viscosité dynamique de l'huile
 μ : viscosité dynamique de l'huile (kg/ms)
V : volume de la cylindrée
Vp (θ) : vitesse du piston
W_T : Travail total
W_{i,th} : le travail indiqué brut
W_{i,n} : le travail indiqué
W_s : travail solide
W_a : travail des accessoires
W_p : le travail de pompage
W_f : le travail de frottement
W_i : travail indiqué
W_r : travail résistant
W_e : travail effectif

z : pourcentage de combustion a volume constante

φ : l'angle de frottement

Θ : l'angle de vilebrequin

Φ : l'angle de bielle

XIV

ω : vitesse angulaire du vilebrequin, (rd/s)

Φ' : vitesse angulaire d'oscillation de la bielle

Φ'' : accélération angulaire d'oscillation de la bielle

Φ : angle de déviation de la bielle par rapport à l'axe du piston (degré)

γ : accélération du piston (m/s²)

ψ : déphasage angulaire des manetons (degré)

ε : Taux volumétrique

Δ : Taux d'injection

λ : rapport du rayon de la manivelle et de la longueur de la bielle

τ : Taux de remplissage

FOR AUTHOR USE ONLY

SOMMAIRE

Résumé	1
Liste des symboles	2
Sommaire.....	7

CHAPITRE 1 ETUDE ET ANALYSE DES MOTEURS THERMIQUES

1.1. Généralités sur les moteurs thermiques	9
1.2. Principe de fonctionnement	16
1.3. Pression cylindre	17
1.4. Cycle thermodynamique	19
1.5. Inconvénients des systèmes classiques de carburation	20
1.6. Comparaison entre le carburateur et le système d'injection	20
1.7. Inconvénients des moteurs alimentés par un carburateur	21
1.8. Circuit de Carburation	21
1.9. Etude de l'injection	26
1.10. Généralités sur les différents systèmes d'injection.	28
1.11 Conclusion.....	33

CHAPITRE 2 ETUDE DE LA DEGRADATION DES MOTEURS DIESELS

2.1. Introduction sur le frottement	34
2.2. Différents types de frottements	36
2.3. Effet du frottement.....	38

2.4. Influence du frottement sur la dégradation des moteurs	39
2.5. Dégradation des organes moteurs	40
2.6. Analyse des performances des moteurs diesels.....	55

Chapitre 3 ANALYSE DE LA DEGRADATION DES PERFORMANCES DES MOTEURS DIESELS

3.1 Définitions	59
3.2. Méthodes d'analyse du frottement du moteur thermique	61
3.3. Fiche technique du moteur à quatre temps, 6 cylindres en ligne.....	63
3.4. Cycle du moteur diesel quatre temps	63
3.5 Cinématique de l'attelage mobile du moteur thermique.....	65
3.6. <i>Schémas équivalent dynamique du moteur</i>	70
3.7. Applications du modèle dynamique moteur	71
CONCLUSION	76
BIBLIOGRAPHIE.....	76

CHAPITRE 1 ETUDE ET ANALYSE DES MOTEURS DE TRANSPORT

1.1. Généralités sur les moteurs thermiques

1.1.1. Définition

Les moteurs thermiques ont pour rôle de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique [3]. Ils sont encore appelés les moteurs à combustion interne et sont généralement distingués en deux types

Les moteurs à combustion interne où le système est renouvelé à chaque cycle. Le système est en contact avec une seule source de chaleur (l'atmosphère), c'est le cas des moteurs à essence et diesel. Les moteurs à combustion externe où le système (air) est recyclé, sans renouvellement, ce qui nécessite alors deux sources de chaleur, par exemple dans cette dernière catégorie on trouve les machines à vapeur, le moteur Stirling.

1.1.2. Historique du moteur thermique à combustion interne

Le moteur thermique de combustion interne à pistons est très ancien, au moins dans ses principes, c'est une exception faite de la machine à vapeur, il est difficile de trouver actuellement des réalisations techniques aussi près des idées générales conçues il y a un siècle C'est effet en janvier 1862 que le français Alphonse Beau de Rochas, ingénieur de chemin de fer de Provence, obtient un brevet pour le cycle à quatre temps avec compression préalable, universellement appliqué de nos jours. Quelques années plus tard en 1876, l'Allemand N.A.Otto (Nikolaus otto) réalise le premier moteur thermique fonctionnant selon le cycle de Beau de Rochas. [4]

Avec les Français Hugon et Lenoir apparaît en 1860 le moteur à deux temps à un seul cylindre fait naissance, mais la première application de la compression préalable au cycle deux temps sera due, en 1879, à « Dugald Clerk ». Les moteurs à combustion interne qui sont alors fabriqués fonctionnent aux gaz des hauts fourneaux ou à l'essence de pétrole avec allumage par étincelle.

Un autre type de moteur va naître des travaux R. Adolphe diesel qui essaie tout d'abord, d'appliquer le cycle de Carnot à la réalisation d'un moteur alimenté en poussière de charbon. Celui-ci est injecté dans une atmosphère portée à une température élevée par compression, et il doit s'enflammer spontanément au fur à mesure de son introduction. Les travaux entrepris

par l'inventeur, avec la collaboration des ingénieurs de la « société Krupp », aboutiront en 1897 au moteur diesel tel qu'on le connaît aujourd'hui. Ainsi apparaissent les moteurs à combustion interne à deux temps et à quatre temps, à allumage commandé et à allumage par compression, dont les réalisations successives depuis un siècle, aboutiront aux machines perfectionnées que nous connaissons aujourd'hui [4].

1.1.3. Ensemble d'un moteur thermique

La (figure 2.1) présente le schéma d'ensemble d'un moteur thermique [5].

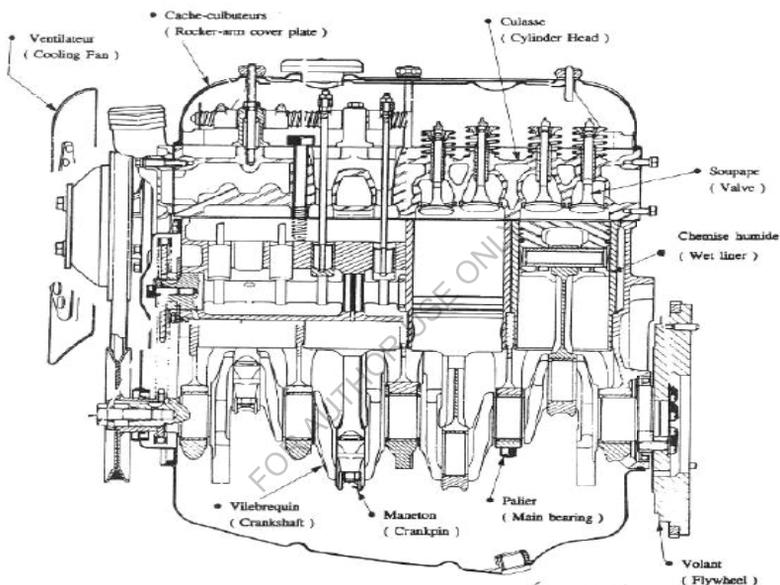


Figure 1.1. Schéma d'ensemble d'un moteur thermique

1.1.3.1. Organes fixes

Les parties fixes comprennent essentiellement [5]

- la culasse
- le bloc-cylindres
- les carters

- les collecteurs d'admission et d'échappement

1.1.3.2. Organes mobiles

Les organes mobiles d'un moteur sont essentiellement [5]

- les pistons
- les bielles
- le vilebrequin
- le volant moteur
- les soupapes et leurs commandes (distribution)

1.1.3.3. Présentation des organes fixes et mobiles d'un moteur thermique

a) Organes fixes

➤ CULASSE [5]

Elle assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, et contient la chambre de combustion.

- Elle permet la circulation des gaz: conduits.
- Elle reçoit une partie de la distribution.
- Elle reçoit la bougie d'allumage.
- Elle doit évacuer une quantité importante de chaleur



Figure 1.2. Culasse (E.T.U.S.T)

➤ **bloc-moteur**

Il sert comme logement à tous les organes principaux (piston, vilebrequin,...) et aux organes annexes (démarreur, conduits,...) [5]



Figure 1.3. Bloc moteur (E.T.U.S.T)

➤ **Carter**

En mécanique, un carter est une enveloppe protégeant un organe mécanique, souvent fermée de façon étanche, et contenant le lubrifiant nécessaire à son fonctionnement. [3]



Figure 1.4. Carter (E.T.U.S.T)

➤ **Collecteurs d'admission et d'échappement**

Le collecteur d'admission est un élément de la ligne d'air d'un moteur à explosion multicylindre. Appelé aussi répartiteur, il a pour fonction de fournir, à chaque cylindre, la quantité d'air nécessaire à une combustion complète du carburant. L'échappement c'est la sortie des gaz brulis à l'extérieur de chambre de combustion [3].



Figure 1.5. Collecteurs d'admission et d'échappement (E.T.U.S.T)

b) Organes mobiles

➤ Piston

- Compression des gaz frais grâce à la force de la bielle ($P = F / S$)
- Transformation de la pression des gaz enflammés en une force ($F = P \cdot S$)
- Le déplacement de la force permet au moteur de fournir un travail ($W = F \cdot d$) [3]



Figure 1.6. Piston (E.T.U.S.T)

➤ Bielle

- Elle transmet la force du piston au vilebrequin.
- Elle participe à la transformation du mouvement [3]



➤ **Figure 1.7. piston et Bielle (E.T.U.S.T)**

➤ **Vilebrequin**

Le vilebrequin reçoit l'effort transmis par les pistons et les bielles et fournit un mouvement circulaire à la sortie du moteur.

- Il entraîne en rotation certains accessoires (ex: pompe à huile, distributeur d'allumage, etc...) [3].



Figure 1.8. Vilebrequin (E.T.U.S.T)

➤ **volant moteur**

Le volant moteur est une masse d'inertie servant à régulariser la rotation du vilebrequin. Le volant a également d'autres fonctions secondaires.

- il porte la couronne de lancement du démarreur.
- il porte le système d'embrayage et possède une surface d'appui pour le disque.

- il porte parfois le repère de calage d'allumage ou le déclenchement du repère P.M.H. [3]



Figure 1.9. Volant moteur (E.T.U.S.T)

➤ Soupapes et leurs commandes

Une soupape est un organe mécanique de la distribution des moteurs thermiques à quatre temps, permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés. De manière générale, une soupape d'admission sépare le conduit d'admission de la chambre de combustion, et une soupape d'échappement sépare celle-ci du conduit d'échappement [3]



Figure 1.10. Soupapes et leurs commandes (E.T.U.S.T)

1.2. Principe de fonctionnement

1.2.1. Fonctionnement d'un moteur

Un moteur diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont semblables et s'ils respectent le même cycle à quatre temps. Un moteur diesel et un moteur à explosion présentent des différences sensibles, en particulier dans la façon dont le mélange est enflammé et la manière dont la puissance délivrée est régulée. Dans un moteur à essence, le mélange carburé est enflammé par une étincelle électrique. Dans un moteur diesel, l'allumage est obtenu par une auto inflammation du gazole à la suite de l'échauffement de l'air sous l'effet de la compression [6].

Un rapport volumétrique normal est de l'ordre de $1/20$ pour un moteur diesel (alors qu'il est de $1/10$ pour un moteur à essence). Un tel taux de compression porte la température de l'air dans le cylindre à plus de 450°C . Cette température étant celle de l'auto inflammation du gazole, celui-ci s'enflamme spontanément au contact de l'air sans qu'il y ait besoin d'une étincelle, et par conséquent, sans système d'allumage. Un moteur diesel aspire toujours la même masse d'air à régime égal par un conduit de section constante dans lequel seule s'interpose la soupape d'admission il n'y a donc ni carburateur ni papillon [6].

A la fin de la phase d'admission, la soupape d'admission se ferme, puis le piston, soumis à l'inertie de l'ensemble vilebrequin-volant moteur, remonte vers le haut du cylindre en comprimant l'air dans environ $1/20$ de son volume initial. C'est à la fin de cette phase de compression qu'une quantité précisément dosée de carburant est injectée dans la chambre de combustion. En raison de la température élevée de l'air comprimé, ce carburant s'enflamme immédiatement et les gaz chauds, en se dilatant, repoussent le piston avec force. Quand le piston remonte dans le cylindre, lors de la phase d'échappement, les gaz brûlés sortent par la soupape d'échappement. A la fin de la phase d'échappement, le cylindre est prêt à admettre une nouvelle charge d'air frais afin que le cycle complet recommence [6].

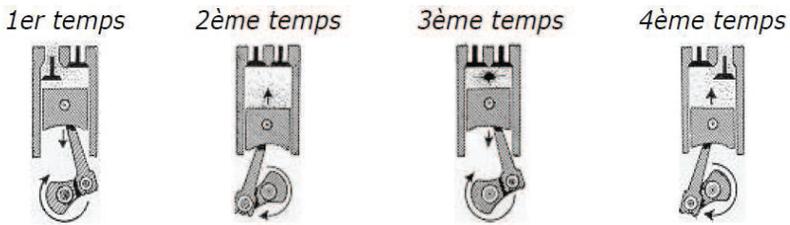


Figure 1.11. Principe de fonctionnement d'un moteur [6]

1.3. Pression cylindre

La chaleur est produite par une combustion dans une chambre à volume variable et elle est utilisée pour augmenter la pression au sein d'un gaz qui remplit cette chambre (ce gaz est d'ailleurs initialement composé du combustible et du comburant : air). Cette augmentation de pression se traduit par une force exercée sur un piston, qui transforme le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation du vilebrequin [6]. Les moteurs sont classés en deux catégories suivant la technique d'inflammation du mélange air- carburant :

- Les moteurs à allumage commandé (moteur à essence)
- Les moteurs à allumage par compression (moteur Diesel)

Dans les moteurs à allumage commandé, un mélange convenable essence-air, obtenu à l'aide d'un carburateur, est admis dans la chambre de combustion du cylindre où l'inflammation est produite par une étincelle. Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément. Ces moteurs sont appelés moteurs Diesel.

Les moteurs à allumage commandé et par compression, sont des moteurs à combustion interne, car la combustion s'effectue à l'intérieur du moteur. Ces moteurs constituent actuellement la majorité des unités de production de puissance mécanique dans beaucoup de domaines, surtout le domaine de transports où ils se sont particulièrement développés en raison de leurs avantages: bon rendement, efficacité et fiabilité...etc. Ceci explique l'extension de l'industrie des moteurs et l'ensemble de ses branches connexes dans tous les pays du monde ;

1.3.1. Moteur à essence

Le moteur à essence dans lequel la combustion de l'essence est amorcée par l'étincelle d'une bougie, possède un système d'allumage commandé, le mélange d'air et d'essence se fait en deux phases, soit par carburateur, soit par injection. Depuis 1993, tous les véhicules neufs vendus en Europe sont équipés d'un système d'injection.[3]

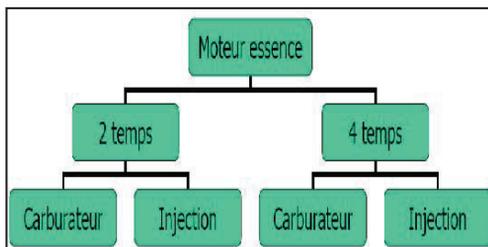


Figure 1.12. Classification des moteurs à essence

1.3.2. Moteur diesel

Les moteurs Diesel, dont la combustion est déclenchée par l'injection de gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé, il se produit alors une auto-inflammation, ce qui signifie que le mélange s'enflamme spontanément.[3]

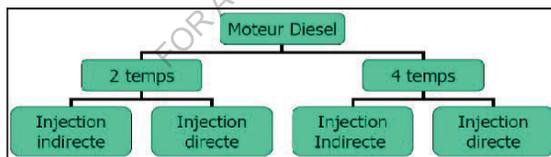


Figure 1.13. Classification des moteurs diesel

1.4. Cycle thermodynamique

1.4.1. Moteurs à quatre temps

➤ Admission : Le cycle commence au point mort haut, quand le piston est à son point le plus élevé. Pendant le premier temps, le piston descend (admission), un mélange d'air et de carburant est aspiré dans le cylindre via la soupape d'admission.

- Compression : La soupape d'admission se ferme, le piston remonte en comprimant le mélange admis [4]
- Combustion-Détente : Le mélange air-carburant est alors enflammé, habituellement par une bougie d'allumage pour un moteur à essence. La pression des gaz portés à haute température lors de la combustion force le piston à descendre pour effectuer le troisième temps (combustion-détente). Ce mouvement est le seul temps moteur (produisant de l'énergie directement utilisable).
- Échappement : Lors du quatrième et dernier temps les gaz brûlés sont évacués du cylindre via la soupape d'échappement, poussés par la remontée du piston.[6]

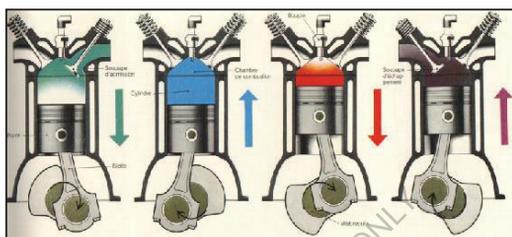


Figure 1.14. Moteurs à quatre temps

1.4.2. Moteur à deux temps

Le cycle à deux temps ayant seulement deux mouvements linéaires du piston au lieu de quatre, bien que les mêmes opérations (admission, compression, combustion/détente et échappement) soient toujours effectuées et le cycle moteur se réalise en un tour au lieu de deux tours du vilebrequin [5]. Les différentes étapes du cycle deux temps, voir (figure 2.15)

- Dans un premier temps (Détente), le piston (5), figure 2.15 est au point mort haut. La bougie initie la combustion et le piston descend en comprimant en même temps le mélange présent dans le carter, sous le piston. C'est la partie motrice du cycle, le reste du parcours sera dû à l'inertie créée par cette détente. Cette étape est la détente. Lors de cette descente du piston, l'entrée (6) du mélange dans le carter se ferme [4]
- Arrivé à proximité point mort bas (Admission et échappement), le piston débouche les lumières d'échappement (2) et d'arrivée de mélange dans le cylindre (3) : le mélange en pénétrant dans le cylindre chasse les gaz de la combustion (zone 1). Il s'agit de l'étape d'admission - échappement.

➤ En remontant (Compression), le piston comprime le mélange dans le cylindre. Au passage, il rebouche l'échappement (2) et l'entrée de mélange dans le cylindre (3), tout en créant une dépression dans le carter (4) qui va permettre l'arrivée du mélange air-essence par la soupape d'arrivée (6), dont l'entrée a été libérée par la position du piston proche du point mort haut. Cette étape est celle de la compression. Une fois arrivé à nouveau au point mort haut, le cycle peut recommencer à partir du premier point.[6]

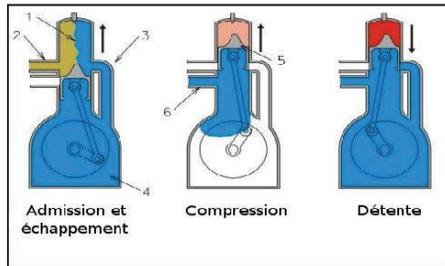


Figure 1.15. Moteur à deux temps

1.5. Inconvénients des systèmes classiques de carburation

Le marché actuel de l'automobile exige le respect des normes en matière de pollution et de la consommation. Les voitures équipées d'une motorisation à carburateur doivent répondre à des normes d'optimisation de la pollution et du carburant [6]. C'est pour cette raison que le moteur à essence a connu une évolution de l'alimentation par carburateur vers une alimentation par injection mécanique et électronique.

La prestation du carburateur se limite à un dosage de 1g d'essence et 15 g d'air et fonctionnait par système de pression-dépression ce que l'électronique accusait d'imprécis et polluant. Un carburateur débitait en continu le mélange gazeux dès que le moteur commence à tourner, même au démarrage.

1.6. Comparaison entre le carburateur et le système d'injection

- En carburation le débit d'air est lié au choix du carburateur, diamètre du papillon et au diamètre de la buse en relation avec la dépression moteur.
- Le débit d'essence est décidé par le choix du diamètre des gicleurs en fonction des régimes moteur (ralenti, marche normale, progression, reprise et enrichisseur de puissance)

- Le dosage et l'homogénéité du mélange étant réalisés par dépression à l'aspiration, ils dépendent du régime moteur et de son étanchéité.
- En injection d'essence le débit d'air est mesuré par différents modes (où l'on prend compte la section de passage, l'angle de papillon, la pression du collecteur et de la température d'air.
- Le débit d'essence est fourni sur la base de temps d'ouverture de l'injecteur (injecteur électromagnétique à commande électronique. La pression d'essence est stabilisée et régulée, donc la dépression du moteur n'a pas d'influence sur le débit d'essence injecté.
- Le choix d'une cartographie dépend de la base de temps sous différentes charges et régimes moteur.
- L'air est léger (1litre=1.293g), l'essence lourde (1litre =780g), pour mélanger ces deux corps et rendre l'ensemble gazeux, il faut augmenter la surface de contact et réchauffer les conduits, le mélange sera sous forme de vapeur de combustible, et il faut aussi maintenir le rapport du dosage à la valeur de (1/15).[4]

1.7. Inconvénients des moteurs alimentés par un carburateur

- Le dosage du mélange et son homogénéité dépendent de la valeur de la dépression, ceci entraîne un remplissage médiocre. Les corrections apportées ne donnent pas un résultat entièrement satisfaisant.
- L'unicité du carburateur entraîne une répartition inégale du gaz-carburant dans les cylindres, en effet le cylindre le plus éloigné est moins bien alimenté que celui le plus près d'où l'inconvénient d'avoir des richesses différentes dans les cylindres. [3]

1.8. Circuit de Carburation

1.8.1. Introduction

Un moteur diesel est un transformateur d'énergie calorifique en énergie mécanique. Energie calorifique c'est l'énergie produite par une combustion (chaleur). La combustion est obtenue par l'association de deux éléments (carburant+air), mis en présences et provoquée par un "déclencheur"

- Le carburant: pour un moteur diesel c'est le gas-oil.
- Le comburant: c'est l'oxygène de l'atmosphère qui nous entoure

- Le "déclencheur" (appelé scientifiquement catalyseur) est la chaleur produite lors de la phase compression du moteur: environ 600°C.

Energie mécanique c'est l'énergie produite par le mouvement de pièces mécaniques. Les pièces en mouvement du moteur sont constituées par des organes mobiles et d'autres sont fixes. Dans le cas d'un moteur diesel le carburant utilisé est le gas-oil. C'est un carburant moins dangereux que l'essence car il ne s'enflamme pas instantanément, sauf s'il est chauffé au préalable. Néanmoins, il est classé comme nocif pour la santé humaine, il faut éviter le plus souvent possible tout contact avec la peau (produit cancérigène) [6].

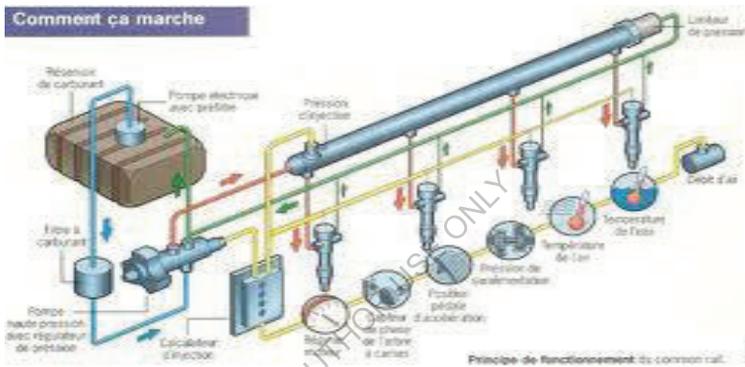


Figure 1.16. Circuit de la carburation

1.8.2. Description du circuit de gas-oil

1.8.2.1. Réservoir

C'est le contenant du carburant. Il est composé par trois éléments :

- Le bouchon qui permet le remplissage, mais aussi lors du fonctionnement du moteur, il permet à l'air extérieur de compenser en volume la consommation de carburant. Il comporte également un joint d'étanchéité pour éviter toute pénétration de poussière ou eau (pluie, lavage).

- Le réservoir proprement dit peut être en tôle d'acier ou en polypropylène, sa capacité dépend avant tout de la puissance du véhicule et procure une autonomie de travail d'au moins dix heures.

- Le robinet de fond de cuve. Il n'est présent que sur les réservoirs positionnés en hauteur afin de couper la circulation du gas-oil vers le circuit d'injection et permettre des interventions sans avoir à le vidanger. Pour les circuits en aspiration (réservoir sous la cabine), il n'y a pas de robinet.

1.8.2.2. Pompe d'alimentation

Elle n'est pas toujours présente. Son rôle est de absorber le carburant qui est dans le circuit en amont de la pompe d'injection. On distingue généralement deux modèles: pompe à piston, fixée et entraînée sur les pompes d'injection du type en ligne (ZETOR) ou à membrane, fixée sur le bloc moteur. Elles sont entraînées par l'arbre à cames du moteur (pompe à membrane) ou par la transmission de la pompe d'injection (pompe à piston) et, assure la mise en pression du circuit primaire encore appelé basse pression dont la valeur maximale varie de 1,5 à 2 bars. [3]

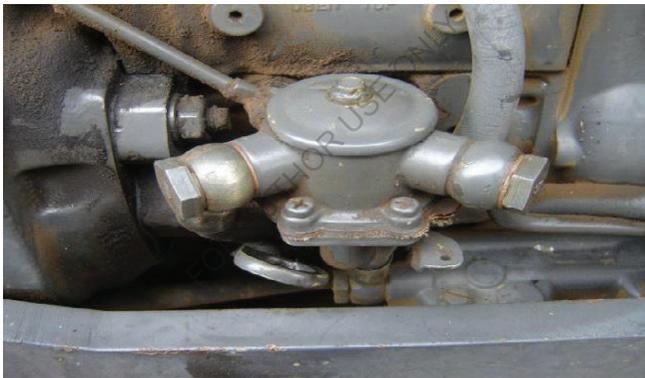


Figure 1.17. Pompe d'alimentation (E.T.U.S.T)

1.8.2.3. Filtres

Lorsqu'ils sont deux on parle alors de pré filtre et de filtre. Ils sont les derniers du circuit pour éviter que de l'eau pénètre jusqu'aux composants (pompe d'injection et injecteurs) de l'injection du carburant dans le moteur [3]. Le rôle du pré filtre et du filtre est de séparer les impuretés solides en suspension dans le carburant. Ces particules sont majoritairement

introduites accidentellement lors des différents transvasements des contenants (fûts, bidons, pompes manuelles ou électriques) jusqu'au réservoir.

Quelques fois le pré filtre ou le filtre peut être équipé d'un bol décanteur (bol en verre transparent) permettant de contrôler visuellement la présence d'eau. Si le véhicule n'est pas équipé d'origine d'un décanteur, il est toujours possible d'en ajouter un ou d'utiliser des filtres possédant une vis de vidange permettant un contrôle par prélèvement et décantation. Ce contrôle est dit "aveugle" puisqu'il est impossible de vérifier une présence d'eau par contrôle visuel direct, il faut donc le réaliser au moins une fois toutes les 50 heures ou une fois par semaine.



Figure 1.18. Filtre à gasoil

1.8.2.4. Pompe d'injection

C'est un ensemble mécanique indépendant entraîné par le moteur dont la fonction est de doser et distribuer le carburant vers les injecteurs, à un moment très précis du fonctionnement du moteur. Sa lubrification interne est assurée par le gas-oil, c'est pourquoi une présence d'eau dans le carburant provoquera à faire une corrosion irréversible, pouvant nécessiter le remplacement complet de la pompe. [5].



Figure 1.19. Pompe d'injection (E.T.U.S.T)

1.8.2.5. Injecteurs

Ce sont eux qui pulvérisent le carburant dans le cylindre du moteur. Cette pulvérisation doit être parfaite pour une combustion optimale. Comme la pompe d'injection, ils sont constitués d'éléments ajustés au millième de millimètre, donc toute corrosion (eau) altèrera leurs fonctionnements. La pression d'injection est variable selon le type des moteurs: 140 bars pour un moteur à injection indirect jusqu'à 1800 - 2000 bars pour un moteur HDI.

Pour contrôler le bon fonctionnement d'un injecteur et éventuellement le réparer, seul un mécanicien qualifié peut le faire. Ce type d'intervention nécessite une procédure de contrôle complexe réclamant un outillage spécialisé. Une pointe d'injecteur coûte en moyenne 5 à 10 000 DA pour un injecteur standard et, peut aller jusqu'à 100 000 DA pour un moteur à très haute pression d'injection [6].



Figure 1.20. Injecteur complet

1.9. Etude de l'injection

1.9.1 Introduction

Afin de réaliser ses fonctions, le système d'injection est constitué schématiquement d'un réservoir de combustible, d'un élément filtrant, d'une pompe permettant de délivrer un certain débit de combustible à une pression suffisante, d'un élément doseur et d'un orifice d'injection permettant, sous l'effet de l'écoulement sous pression, de pulvériser le combustible [3]. Trois facteurs pilotent le développement des systèmes d'injection:

- la puissance
- la consommation
- la pollution

La quantité de combustible et donc la puissance fournie par le moteur, sont déterminées par le débit de l'injecteur, le temps de l'injection et l'efficacité de la vaporisation, elle-même liée à la taille et à la vitesse des gouttes créées par l'injecteur. L'injection du combustible dans les moteurs a donc pour objectif premier cette double fonction de mise en état du combustible et de dosage. Pour que le dosage prévu par le concepteur soit celui effectivement réalisé au moment et à l'endroit de la réaction, l'alimentation en réactifs et l'évacuation des produits de la réaction doivent être assurés, et le système d'injection peut y contribuer en générant des mouvements de brassage, dont l'échelle caractéristique peut être très diverse. L'aspect temporel de la formation du mélange est évidemment moins critique lorsque le combustible est gazeux. Dans ce cas, la seule fonction du système d'injection est de doser le combustible. En revanche, dans le cas des combustibles liquides, la première fonction du système d'injection est d'amener le combustible à l'état gazeux. La façon la plus efficace d'évaporer le combustible est de le pulvériser (ou atomiser). On crée ainsi une phase intermédiaire appelée liquide dispersé, constituée d'un grand nombre de gouttes de faible diamètre, pour laquelle la surface d'échange globale est très importante.

1.9.2. Développement de l'injection

Le premier moteur à combustion interne alimenté par un système d'injection a été breveté en 1893 par l'ingénieur Rudolph Diesel [27]. C'est dans les années 1960 que les constructeurs s'intéressent davantage aux injections plutôt qu'aux carburateurs en raison des problèmes soulevés par la pollution atmosphérique. Les premières applications de l'injection sur les

moteurs à explosion remontent aux années 1930. En Allemagne, Mercedes-Benz et Bosch mettent au point un système d'injection directe adapté aux moteurs d'avions comme celui du modèle ME109. Durant la seconde guerre mondiale, les avions américains utilisent ce système basé sur le principe de l'injection indirecte mono point.

Après la guerre, c'est en 1949 que les premiers moteurs à explosion ont été alimentés par injection indirecte, et notamment sur les véhicules de sport participant à la compétition l'Indianapolis 500. En Europe, l'un des premiers exemples, toujours du type indirect était développé en 1953 : il s'agit du (4) quatre cylindres de "formule 2" d'une cylindrée de "2 000 cm³". Mercedes, en 1954, adopte à son tour le système à injection directe pour les (8) cylindres en ligne de ses "Formule 1".

L'injection directe sur les moteurs est une invention française, de Georges Regimbeau, qui développé par une Citroën traction avant, à cette technologie au début des années 1950, pour sa satisfaction personnelle. Allié à des équipements novateurs, comme la boîte (6) vitesses le système de Regimbeau et un très bon système de freinage. Cette voiture pourra atteindre des performances remarquables, 190 CV et une vitesse de pointe de 210 km/h.

En 1961, Ferrari se lance à son tour dans la voie montante de l'injection, à titre expérimental, en élaborant un système direct en coopération avec Bosch sur le moteur V6 de la (246 Sport). En 1963, Ferrari étend l'application de l'injection à ses moteurs de "Formule 1". La première voiture de série équipée d'une injection d'essence directe revient à Mercedes (300 SL) dont le dispositif était entièrement mécanique, très proche du système adopté par Regimbeau.

En raison d'un développement trop rapide et la difficulté de mise au point de cette nouvelle technologie, le mécanisme était peu fiable à cause des problèmes de lubrification de la pompe à injection. Mercedes développa par la suite de nouveaux modèles, comme la (220 SE), équipé du système Bosch, mais de type indirect. A cause de ce succès de Mercedes, l'injection entraînait irrémédiablement dans l'automobile de série. L'injection indirecte mécanique la plus perfectionnée reste cependant l'injection « kugelfisher » qui fut utilisée depuis le début des années 1960 jusqu'à la fin du XX^e siècle sur les voitures de course grâce à son adaptabilité. La programmation de l'injection était réalisée par une came de forme complexe. Les utilisations en grande série et les plus connues furent sur Peugeot (404) et (504) coupés et sur (BMW 2002 Tii) jusqu'à la (BMW M1) des années 1980.[27]

1.9.3. Evolution de l'injection

Le coût, l'efficacité et le bruit de fonctionnement générés limitaient l'installation des premiers systèmes uniquement sur les poids lourds. En 1987 [27], Fiat réussit cependant à réaliser une injection directe qui résolvait ces problèmes et implanta la nouvelle technologie dans sa (Fiat Chroma turbo-diesel), une automobile de série qui fut ainsi la plus performante.

Fort de ce succès, l'allemand Bosch acheta la technologie pour permettre à Volkswagen de développer la gamme TDI, laquelle allait faire de lui le champion européen du diesel et lui donner les moyens financiers d'acquérir plusieurs de ses petits concurrents (Seat, Skoda).

D'abord utilisé sur les diesels, c'est la firme japonaise Mitsubishi qui fut la première à adapter la technologie à la motrice essence. Son idée était que l'injection directe permettait une plus grande précision dans la vitesse, l'orientation, la force et la pression avec laquelle le mélange air-essence entre dans la chambre de combustion, il devenait possible de faire fonctionner le moteur en mélange pauvre. Apparue en 1997 sur la Mitsubishi Carisma GDI, cette technologie autorise en effet un dosage plus précis du carburant, une augmentation du taux de compression ainsi qu'une meilleure résistance au phénomène de cliquetis. C'est pour améliorer le rendement de ses mécanismes que Volkswagen et Audi ont beaucoup investi dans l'injection directe sur le moteur à essence, espérant avec cela refaire le coup de marketing du TDI. L'injection directe est désormais associée à une électronique de contrôle octroyant une plus grande sobriété et de meilleures performances.

1.10. Généralités sur les différents systèmes d'injection [27]

1.10.1. Les systèmes d'injection

1. 10.1.1. Classification des systèmes d'injection

- Injections mécaniques
- Injections électroniques
- Injections mixtes

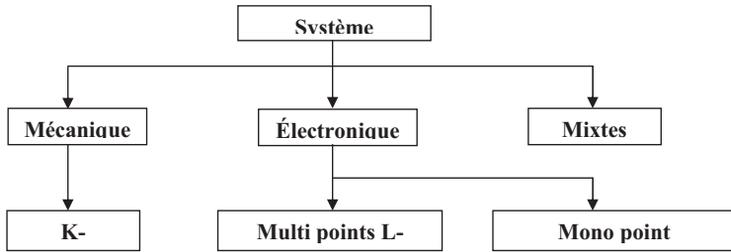


Figure 1.21. Classification des systèmes d'injection

1.10.1.2. Circuit d'alimentation

Le circuit d'alimentation se décompose en plusieurs organes commandant l'injection

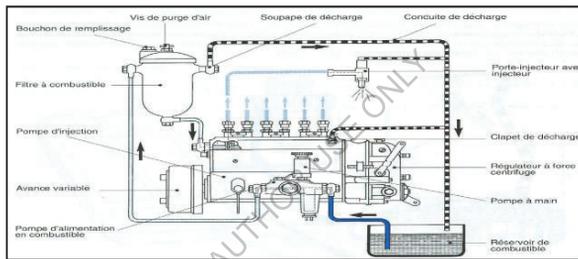


Figure 1.22. Circuit d'alimentation d'un moteur diesel

1. 10.1.3. Injection indirecte

Elle a une compression nettement supérieure à celle de la combustion dans les moteurs à injection indirecte, ou à préchambre, elle est organisée en deux étapes distinctes:

- Combustion très incomplète en mélange riche dans la préchambre. Dans cette étape, la combustion est pilotée par l'interaction du jet de combustible avec l'air présent dans la préchambre
- Complément de combustion dans la chambre principale. Dans cette étape, le point fort du procédé de combustion réside dans le haut niveau d'énergie cinétique du jet de gaz issu de la préchambre qui rend très efficace son mélange à l'air frais et active la fin de combustion.

La préchambre de combustion, ménagée dans la culasse, a une forme qui dépend de la méthode de mélange utilisée. La présence de la préchambre apporte au moteur :

- L'avantage est qu'elle nécessite une injection à pression modérée (le mélange assuré dans la préchambre peut rester imparfait).
- L'inconvénient est de pénaliser le rendement du moteur à cause des pertes thermiques supplémentaires, occasionnées par le contact des gaz très chauds avec les parois de la préchambre, et des pertes pneumatiques provoquées par le transfert en aller et retour par le canal de communication.

La chambre principale se présente sous la forme d'un disque (espace situé entre le piston et la culasse), auquel s'ajoutent les détails de forme du dessus du piston, qui présente souvent des singularités en vis-à-vis du canal qui relie la chambre principale à la préchambre.

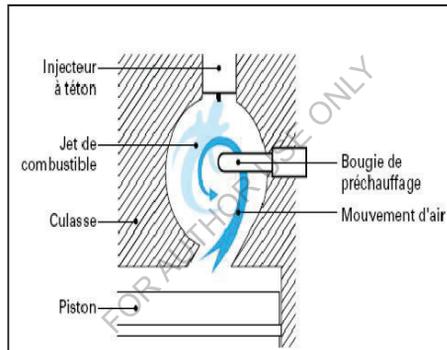


Figure 1.23. Injection indirecte

La présence systématique d'une bougie de préchauffage dans la préchambre, maintenue très chaude par la combustion réalisée en zone riche, permet d'assister l'inflammation et limite le bruit de combustion.

1. 10.1.4 Injection directe

Le gasoil est injecté directement dans la chambre de combustion généralement creusée dans la tête du piston et qui est de forme hémisphérique, cette construction permet:

- D'avoir des parois particulièrement chaudes, renfermant le maximum de volume dans un minimum de surface externe assurant ainsi une combustion rapide.
- De donner une turbulence à l'air permettant ainsi de mettre chaque molécule de gasoil en contact rapide et renouvelé avec l'oxygène.

Le gasoil doit évidemment être bien pulvérisé (injecteurs à trous) et pénétrer avec une forte pression dans la masse d'air comprimé (150 bars). Ce type d'injection équipe pratiquement tous les moteurs des poids lourds.[9]

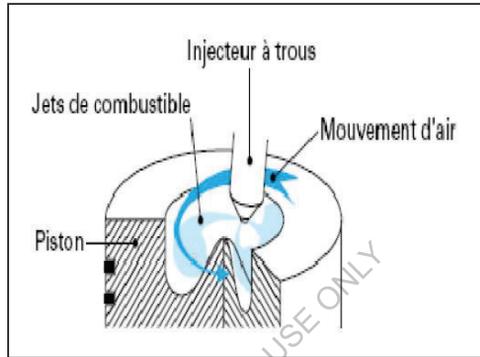


Figure 1.24. Injection directe

1.10.2.1. Injection directe avec rampe commune

a- Historique de l'injection Common-rail

L'ingénieur italien Alessandro Tripodie, du groupement Fiat/Magneti-Marelli, est l'inventeur du système Common-Rail. L'Alfa Romeo 156 est la première voiture au monde à être équipée de ce système révolutionnaire. Mercedes Benz sera le premier constructeur étranger à pouvoir utiliser le Common rail en 1997 [9].

La pré-industrialisation du système « Common Rail » a débuté en 1990 dans les laboratoires communs de recherche et de développement des sociétés Magneti-Marelli, centre de recherche Fiat. Profitant des recherches et expériences précédentes du Groupe Fiat.

Une licence a été cédée au mois d'avril 1994 à la société allemande Robert Bosch pour sa fabrication et sa commercialisation à grande échelle.

Le groupe Fiat avait présenté en 1986, la première voiture au monde équipée d'un moteur diesel avec une injection directe, la Fiat Chroma TD. C'est en octobre 1996 que fut présentée la première voiture au monde équipée du fameux système Common rail, Alfa Romeo 156 JTD. Pratiquement tous les moteurs modernes utilisent la technologie « Common Rail », à la seule exception des anciens moteurs du groupe VAG : Volkswagen, Audi, Seat, Skoda, appelés TDI, qui sont encore fidèles au système Injecteur-pompe, où chaque injecteur est équipé d'une pompe. [9]

b- Système d'injection à rampe commune

Le système « Common Rail » ou injection directe à rampe commune ou injection directe à haute pression est une version moderne du moteur Diesel à injection directe. Sa caractéristique réside dans la présence d'un unique conduit à haute pression, entre 300 et 1800 bars à pleine charge, pour l'alimentation du combustible dans les cylindres. Dans les moteurs précédents à injection directe, une pompe à basse pression alimentait les injecteurs ou des conduits à haute pression jusqu'aux soupapes contrôlées par un arbre à cames. La troisième génération de moteurs diesel « Common Rail » utilise des injecteurs piézoélectriques qui permettent de contrôler très précisément la quantité de carburant et une pression qui peut aller jusqu'à 2000 bars, voire au-delà. Les soupapes permettent un contrôle électronique de la durée de l'injection ainsi que la quantité exacte de combustible à utiliser. De plus, la haute pression permet une meilleure répartition du nuage de combustible et réduit le bruit de fonctionnement du moteur par l'injection d'une infime quantité de combustible avant l'injection principale.

Cette solution appelée pré-injection, permet au carburant de commencer à brûler en un point particulier de la chambre de combustion, à la différence des moteurs diesel traditionnels dans lesquels on avait plusieurs points d'allumage non maîtrisés. De ce fait, les moteurs équipés du système « Common Rail » sont plus silencieux et ne connaissent plus de pics de pression, en obtenant une combustion beaucoup plus régulière, et permettent une nette diminution des émissions de gaz non brûlés et de la consommation (d'environ 15%) avec une hausse des prestations de 12%. Le système de pré-injection donne au « Common Rail » un aspect beaucoup plus semblable aux moteurs à allumage commandé.

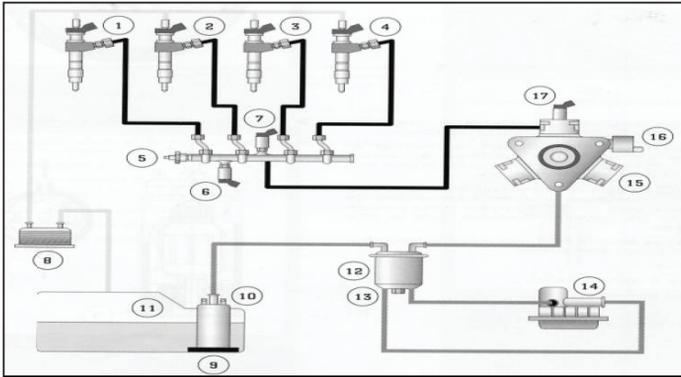


Figure 1.25. Circuit d'alimentation du système d'injection « Common Rail »

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1à4. Injecteurs | 12. Filtre à carburant, décanteur d'eau
et régulateur du circuit basse pression |
| 5. Rampe commune haute pression | 13. Vis de purge d'eau |
| 6. Sonde de température de carburant | 14. Réchauffeur de carburant |
| 7. Capteur de pression de carburant | 15. Pompe haute pression |
| 8. Refroidisseur de carburant | |

1.11. Conclusion

Dans ce chapitre on parle sur les moteur thermique de façon générale et les différents organes moteur et système d'injection comme on a vu le système d'injection avec le Common rail .

CHAPITRE 2 ETUDE DE LA DEGRADATION DES MOTEURS DIESELS

La dégradation des moteurs thermiques diesels est liée à plusieurs facteurs, tel que une mauvaise combustion, une mauvaise conduite, une mauvaise lubrification et graissage, un mauvais refroidissement, un frottement excessif, ...etc. Dans cette partie on commence par l'étude du phénomène du frottement qui est considéré comme le facteur important sur la dégradation des moteurs, il représente en générale 20 à 25% des pertes des performances [7]

2.1. Introduction sur le frottement

Les **frottements** sont des interactions qui s'opposent à la résistance d'un mouvement relatif entre deux organes en contact. Les frottements ne sont pas dus à une interaction élémentaire mais résultent des causes diverses, principalement de l'interaction d'échange entre les surfaces en contact. Ces mêmes forces sont également en jeu dans l'adhérence (s'opposant à la création d'un mouvement), qui pour cette raison peut être étudiée conjointement. Les frottements interviennent dans la grande majorité des phénomènes physiques de la vie courante. Ils sont parfois exploités (par exemple pour le freinage, le sciage, le polissage, etc.), mais ils ont également des conséquences fâcheuses (usure, perte d'énergie et de rendement, échauffement, etc.) pour de nombreuses applications technologiques et économiques. (Figure 2.1.) [8]

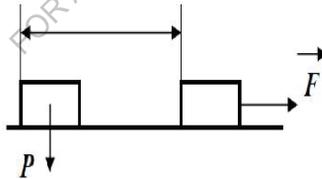


Figure 2.1. Principe du Frottement

2.1.1. Cas du contact parfait

Une liaison parfaite est une liaison dans laquelle le jeu entre les surfaces en contact est nul et dans laquelle le frottement et l'adhérence sont négligés (Figure 2.2). [9]

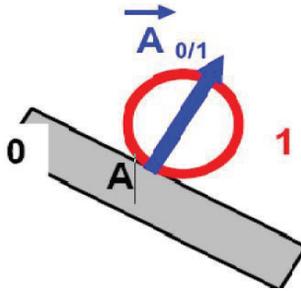


Figure 2.2. Cas du contact parfait

Remarque

Dans le cas d'un contact parfait (sans frottement), la force exercée par le solide 0 sur le solide 1, est perpendiculaire au plan tangent commun [10]

2.1.2. Cas du contact réel

Dans la réalité des problèmes, le modèle théorique de liaison parfaite n'est pas applicable. Dans ces cas là, on devra tenir compte du phénomène physique de l'adhérence (ou frottement) [9]

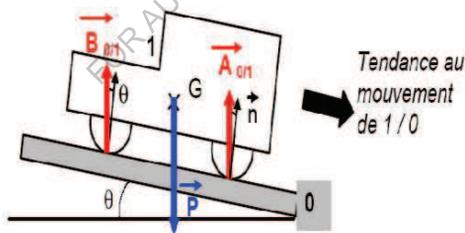


Figure 2.3. Cas du contact réel

2.1.3. Cône de frottement

Consiste à définir la limite dans laquelle doit se trouver la force de contact pour qu'il y ait adhérence, on trace le cône de frottement à partir de demi-angle au sommet φ . L'axe du cône de frottement est porté par la normale \vec{n} [11]

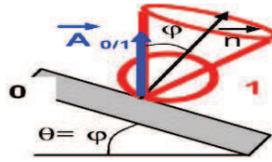


Figure 2.4. Cône de frottement

2.1.4. Frottements statiques

La force de frottement statique (F_S) est une force qui empêche un mouvement de démarrage. Ce frottement permet au véhicule, en s'appuyant sur le sol, d'avancer et de tenir la route dans un virage.

Le frottement statique n'est pas un consommateur d'énergie puisqu'il ne s'accompagne d'aucun déplacement. La force maximale de frottement statique (F_S), au-delà de laquelle il y a glissement, est proportionnelle à la force normale (F_N) selon un coefficient de frottement statique μ_s qui dépendant des matériaux en contact [12]

$$F_S \text{ max} = \mu_s * F_N \quad (2.1)$$

2.1.5. Frottements cinématique

Le frottement cinématique est la force qui tend à freiner un corps glissant sur une surface. Cette force (F_c) est égale et de sens opposé à la force motrice nécessaire pour maintenir le corps en mouvement uniforme. Elle est donnée par la formule ($F_c = \mu_c * F_N$), dans laquelle μ_c est le coefficient de frottement cinématique. Le frottement cinématique est habituellement inférieur au frottement statique. Cela veut dire qu'il faut une force plus grande pour vaincre l'adhérence (due au frottement statique) que pour entretenir le glissement consécutif à la perte d'adhérence. [12]

2.2. Différents types de frottements

2.2.1. Le frottement sec

Les deux pièces (A) et (B) sont directement en contact sans interposition d'huile. Exemple : embrayage, tambours et disques de freins, (Figure 3.5) [13]

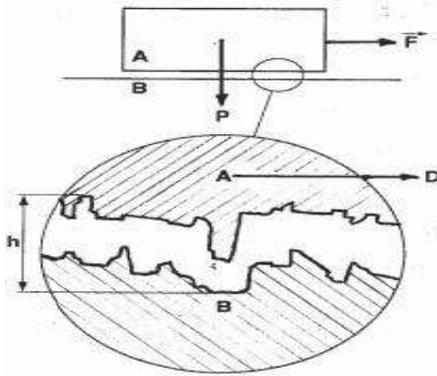


Figure 2.5. Frottement sec [9]

2.2.2. Le frottement gras

Appelé généralement lubrification limitée ou graissage onctueux. Pour améliorer le glissement entre les deux organes A et B, on a recours à une simple couche d'huile « mince », interposée entre les surfaces, qui vient combler les irrégularités de métal et permet un frottement gras (figure 2.6) [14]

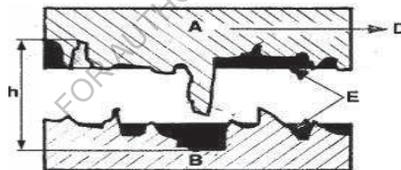


Figure 2.6. Frottement gras [9]

Le renouvellement de l'huile est assuré par le barbotage ou simple écoulement. Ce système de graissage convient pour certains éléments du moteur ainsi qu'aux organes de transmission (Figure 2.7). Une fine pellicule d'huile favorise le frottement sans empêcher le contact des aspérités. Exemple : frottement du piston sur le cylindre [9,16]

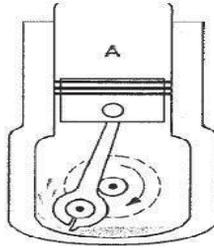


Figure 2.7. Frottement du piston sur le cylindre

2.2.3 Frottement fluide ou hydrodynamique

- La pellicule de lubrifiant est suffisante pour isoler complètement les surfaces métalliques. Exemple : la portée de vilebrequin sur son palier.
- Déplacement linéaire.
- Les deux pièces sont séparées par une couche de lubrifiant appelée « film d'huile », dont le débit est abondant (Figure 2.8) [16]

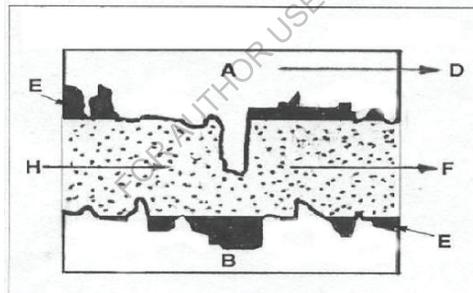


Figure 2.8. Frottement fluide ou hydrodynamique [9]

2.3. Effet du frottement

Le frottement provoque

- un échauffement donc une dilatation des pièces (grippage)
- une usure des surfaces en contact (arrachement des particules de métal)

- une diminution du rendement mécanique.

Comment réduire l'effet du frottement

- Par le choix des matériaux : matériaux antifriction
- Par amélioration des états de surfaces (rectification –polissage -chromage, etc.)
- Par l'utilisation de roulements
- Par le graissage : interposition d'un corps gras [8]

Remarque

On retiendra que le frottement dépend :

- de la nature des surfaces de contact (matériaux)
- de la rugosité des surfaces de contact.
- de l'état des surfaces de contact (sèches, lubrifiées)

Il est indépendant de :

- de la pression de contact.
- de la forme des surfaces de contact.
- de l'aire des surfaces de contact.
- de la vitesse de glissement.

2.4. Influence du frottement sur la dégradation des moteurs

Le déplacement des organes mobiles dans le moteur engendre des frottements. Les éléments soumis aux frottements sont présentés dans le (tableau 2.1) [6]

Mouvement	Organes	Sens de déplacement
Rectiligne	Piston - chemise	Haut et Bas 
Alternatif	Axe du piston	
Oscillant	Culbuteurs	Bascule 
Circulaire	Vilebrequin	
Continue	Arbre à cames	Rotation 

Tableau 2.1. Eléments soumis aux frottements [6]

2.5. Dégradation des organes moteurs

2.6.1 Usure de la jupe par manque de jeu

2.6.1.1. Aspect des détériorations

On observe plusieurs zones de grippage du même type autour de la jupe du piston. Les zones de grippage se trouvent des côtés pression et dépression, c'est à dire qu'aux zones de grippage d'un côté du piston correspondent des traces du même genre sur le côté opposé. La surface de grippage a des traces fortement brillantes (Figure 2.9) allant vers des endroits de friction lisses de couleur sombre [12]



Figure 2.9. Usure de la jupe par manque de jeu [12]

2.6.1.2. Causes

- Alésage du cylindre à une cote trop faible.
- Serrage excessif ou irrégulier de la culasse qui a provoqué une distorsion du cylindre.
- Déformation des faces portantes du cylindre ou de la culasse.
- Encrassement ou déformation des filetages dans les taraudages du bloc moteur ou des vis de culasse.
- Grippage des vis de culasse mal graissées lors du montage.
- Utilisation d'un joint de culasse incorrect ou mal adapté.

2.6.2 Usure aux bossages d'axe par manque de jeu

2.6.2.1. Aspect des détériorations

Aspect des détériorations, particulièrement pour ce cas, sont les zones de grippage survenant à environ 45% de l'axe du piston (Figure 2.10). Les surfaces de grippage sont brillantes, puis passent à des traces de friction lisses de couleur sombre. On observe des traces bleues sur l'axe du piston (Figure 2.11). Ceci est un indice révélant un sur-échauffement de l'axe dans sa fixation dû à un manque d'huile ou de jeu [12]



Figure 2.10 Usure aux bossages d'axe par manque de jeu [12]



Figure 2.11 sur échauffement de l'axe [12]

2.6.2.2. Causes

Le piston peut atteindre sa température normale de fonctionnement en 20 secondes, alors que le cylindre froid nécessite beaucoup plus de temps. En raison des différences de dilatation thermique, le piston se dilate davantage et plus rapidement que le cylindre qui l'entoure. Il s'ensuit la détérioration décrite [12]

2.6.3 Usure de la partie inférieure de la jupe

2.6.3.1 Aspect des détériorations

Le piston porte les marques caractéristiques d'un grippage par manque de jeu dans la partie inférieure de la jupe dans les zones sensibles. On observe des traces de friction brillantes allant vers des zones de frottement de couleur sombre (Figure 2.12). Toutes les **autres parties** du piston ont un aspect normal. Les chemises de cylindre correspondantes portent des traces de grippage similaires dans leur partie inférieure, au niveau des joints d'embase assurant leur étanchéité de l'eau et de l'huile entre le bloc et le carter du vilebrequin. Toutes les autres parties de la chemise ont également un aspect normal [12]



Figure 2.12. Usure de la partie inférieure de la jupe [12]

2.6.3.2. Causes

- Des joints d'étanchéité mal dimensionnés ou mal adaptés peuvent déformer les chemises jusqu'à l'élimination totale du jeu de fonctionnement du piston. Les joints ne devraient remplir le volume de leur gorge qu'à 70% pour leur assurer suffisamment de place pour pouvoir se dilater.
- Des morceaux restant des anciens joints se trouvaient encore dans les gorges au montage des nouveaux joints.
- Les joints ne peuvent pas assurer une étanchéité optimale s'ils ont été mal montés. C'est pourquoi, ils doivent être lubrifiés avant leur montage [12]

2.6.4 Usure par manque de lubrification sur la jupe

2.6.4.1 Aspect des détériorations

On observe des zones de grippage sur la surface de guidage (Figure 2.13), là où se retrouvent normalement les symptômes caractéristiques, mais qui s'étendent en partie jusqu'aux segments. De légers grippages se retrouvent sur le côté opposé de la jupe.



Figure 2.13 Usure par manque de lubrification sur la jupe [12]

2.6.4.2 Causes

- Manque de lubrification pour cause de manque d'huile.
- Pression d'huile trop faible dans le moteur (pompe à huile, clapet de surpression etc.).

2.6.5 Usure par manque de lubrification dû à des segments surchauffés

2.6.5.1. Aspect des détériorations

Des rayures de friction et des taches de brûlures sont visibles sur les surfaces (Figure 2.14) portantes des segments. Les alésages de cylindres révèlent des rainures de friction longitudinales [12]



Figure 2.14. Usure par manque de lubrification dû à des segments sur chauffés [12]

2.6.5.2. Causes

- Surcharge du moteur pendant la phase de rodage.
- La température des parois du cylindre était trop élevée (anomalies dans le circuit de refroidissement ou dépôts dans les canaux de refroidissement entourant le cylindre).
- Graissage insuffisant des parois de la chemise provenant des paliers du vilebrequin et de la bielle.
- Huile de lubrification mal adaptée (mauvaise qualité ou mauvaise viscosité).

3.5.6. Usure par dilatation et fonte de la tête du piston (moteurs diesel)

2.6.6.1 Aspect des détériorations

La tête et le cordon de feu sont complètement détruits (Figure 2.15.). Le cordon de feu a fondu jusqu'au porte-segment. De la matière fondue a coulé le long de la jupe et provoqué également des détériorations et des zones de grippage. Une partie du porte-segment du premier segment de compression n'est encore visible que du côté gauche du piston. Le reste du porte-segment s'est désolidarisé du piston pendant le fonctionnement et a provoqué d'autres dégâts dans la chambre de combustion [12]



Figure 2.15. Dilatation et fonte de la tête du piston [12]

2.6.6.2. Causes

- Fuite des injecteurs, des aiguilles bloquées ou travaillant difficilement.
 - Des ressorts d'injecteurs cassés ou fatigués.
 - Des clapets de décharge défectueux dans la pompe à injection.
 - Volume injecté et temps d'injection non conformes aux prescriptions du constructeur du moteur.
- Pour les moteurs à chambres de précombustion: Défauts sur les chambres de précombustion en corrélation avec l'une des causes citées plus haut [12]

2.6.7. Usure par rupture du piston au bossage de l'axe

2.6.7.1. Aspect des détériorations

Au centre de l'axe du bossage de l'axe de piston on distingue les fissures typiques de fatigue à leur premier stade (Figure 2.16). La fissure semi-circulaire s'est développée à son point de départ.

En peu de temps, la fissure initiale se transforme en ce qu'on appelle une rupture par clivage, qui a fissuré tout le piston en deux parties.



Figure 2.16. Rupture du piston au bossage de l'axe [12]

2.6.7.2 Causes

- Défauts de combustion, en particulier combustion brutale due à un retard d'allumage.
- Usage abusif ou inadéquat de produits d'aide au démarrage à froid.
- Le cylindre s'est rempli d'eau, de carburant ou d'huile (projection de liquides).
- Utilisation d'axes de bielle incorrects ou allégés. Le palier de l'axe se fatigue en raison de l'ovalisation de l'axe.

2.6.8. Usure par rupture suite à un contact entre la tête du piston et la culasse

2.6.8.1. Aspect des détériorations

On distingue des impacts de choc sur la tête de piston sur la (Figure 2.17). La tête du piston a heurté les deux soupapes. En fonctionnement, une rupture dans le sens de l'axe de bielle s'est produite en raison des secousses et de la violence des chocs.



a) Rupture de la tête du piston [12]

b) Rupture de piston au contact de la culasse
(E.U.T.S.T)

Figure 2.17. Rupture suite à un contact entre la tête du piston et la culasse

2.6.8.2. Causes

L'espace appelé « zone neutre » entre la tête du piston et la culasse était trop faible lorsque le piston était à son point mort haut. Les raisons suivantes entrent en ligne de question:

a) Montage de pistons avec une hauteur incorrecte. Fréquemment, la surface du bloc est planifiée au cours de la rectification du moteur. Pour cette raison, des pistons avec des hauteurs de compression inférieures sont proposés au rechange, de manière à retrouver un dépassement du piston se trouvant dans les limites de tolérances imposées par le fabricant.

b) Epaisseur trop faible du joint de culasse De nombreux fabricants proposent des joints de culasse avec des épaisseurs différentes pour un même moteur. Ceux-ci sont indispensables, d'une part, pour compenser l'influence des tolérances de fabrication des pièces et, d'autre part, pour adapter le dépassement du piston après une réparation. Il faut donc utiliser des joints de culasse avec une épaisseur adaptée à la rectification d'un moteur. Si, au cours d'une rectification, le bloc est usiné ou changé, on doit choisir une épaisseur de joint conforme aux instructions du fabricant du moteur en fonction de la hauteur de dépassement du piston [16]

2.6.9. Usure par érosion de matière à la segmentation (Cassure des segments)

2.6.9.1. Aspect des détériorations

Au niveau de la première gorge de la zone de segmentation, on observe une forte érosion de matière qui remonte jusqu'à la tête du piston (Figure 2.18). La gorge comporte une usure axiale anormale. Sur la tête du piston, on reconnaît les traces d'enfoncement des morceaux cassés du premier segment.



a) Erosion de matière à la segmentation [12] ; b) Pic d'érosion de la tête du piston (E.T.U.S.T)

Figure 2.18. Erosion de matière à la segmentation

2.6.9.2. Causes

- Seule l'entrée de corps étrangers dans la chambre de combustion peut être mise en cause dans le cas d'une forte usure axiale de la gorge et de son segment.

- Un excès de carburant est la cause possible d'une usure radiale des segments. Si une telle panne se produit avec des gorges et des segments neufs juste après une rectification du moteur, il y a eu certainement une erreur de montage du piston. Au cours de l'enfoncement du piston dans le cylindre, les segments peuvent se casser lorsqu'ils ne sont pas placés suffisamment dans leurs gorges. Ceci arrive généralement si la bande de serrage n'est pas bien placée ou serrée autour du piston ou si des outils inadéquats ou défaillants ont été employés au montage du piston.

- Flottement du segment pour cause de jeu trop important. Ceci peut survenir lorsque le jeu des segments a été changé à la réparation du moteur alors que les gorges du piston étaient déjà usées. Avec le jeu trop important, les segments commencent à flotter et se cassent [12]

2.6.10. Usure de l'axe du piston

2.6.10.1. Aspect des détériorations des axes

L'axe du piston (Figure 2.19) est complètement cassé dans la zone située entre la bielle et le bossage par une fracture transversale. Le morceau le plus court est également fendu dans le sens de la longueur. Les surfaces de cassure révèlent une rupture par fatigue.

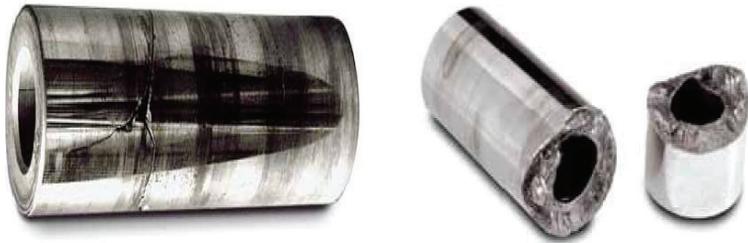


Figure 2.19. Axe du piston cassé [12]

2.6.10.2 Causes

- Perturbations de la combustion dans les moteurs diesel et essence, en particulier en cas de détonation.

- Introduction de liquide dans la chambre de combustion

- Mauvais emplacement de l'axe au montage.

2.6.11 Fissures longitudinales dans la chemise

2.6.11.1. Aspect des détériorations

- La fissure commence généralement au niveau du siège (Figure 2.20) et s'étend vers la verticale. Les chemises sèches sont également touchées en raison de la faible épaisseur de leur paroi.
- La chemise est arrachée (Figure 2.21). La fissure part du bord inférieur de la collerette et remonte avec un angle d'environ 30°.



a) Fissures dans la chemise [12] ;

b) Cassure de la chemise (E.T.U.S.T)

Figure 2.20 Fissures longitudinales et cassure de la chemise



a) Collerette arrachée de chemise [12]

b) Corrosion de la chemise

(E.T.U.S.T)

Figure 2.21. Collerette arrachée corrosif de la chemise

2.6.11.2. Causes

- Mauvais traitement de la chemise au cours du transport ou du montage d'ou formation des fissures ou d'entailles.
- Corps étrangers sous la surface de siège ou de contact.
- Les joints prescrits n'ont pas été utilisés efficacement.
- Les procédures de serrage métriques ou angulaires prescrites par le fabricant du moteur n'on pas été respectés.
- Le siège de la chemise dans le bloc moteur n'a pas été correctement nettoyé

2.6.12. Cavitation sur la chemise

2.6.12.1. Aspect des détériorations

Au niveau de la colonne d'eau, la chemise humide présente de forts symptômes de cavitation. Ceux-ci sont si importants que la chemise est peut être percée.



Figure 2.22. Cavitation sur la chemise [12]

2.6.12.2. Causes

- Le jeu correct du piston n'a pas été respecté (réutilisation de pistons ayant déjà servi, cylindres trop alésés).
- Mauvais siège ou assise imprécise de la chemise dans le cylindre.
- De l'eau salée (eau de mer), agressive ou acide a été utilisée pour le refroidissement, ou l'utilisation d'autre liquide inadéquat.

2.6.13. Usure irrégulière du cylindre

2.6.13.1. Aspect des détériorations

Les alésages du cylindre révèlent une usure irrégulière avec différentes zones de friction extrêmement brillantes (Figure 2.23). Sur les pistons, on observe aucune usure ou friction. Aux endroits sensibles, le moteur a perdu de l'huile, surtout aux joints. On voit parfaitement les traces de corrosion sur la paroi extérieure de la chemise qui s'est ovalisée au cours du fonctionnement du moteur [12]



Figure 2.23. Usure irrégulière du cylindre [12]

2.6.13.2. Causes

- Serrage irrégulier ou incorrect des vis de culasse.
- Défaut de surfacage sur le bloc ou à la culasse.
- Taraudages défectueux ou encrassés des logements des vis de culasse.
- Joint de culasse défectueux ou inadéquat.
- Un siège incorrect dans le bloc, un mauvais dépassement de la chemise ou un guidage inférieur de la chemise défectueux ou une importante déformation du cylindre.
- Un siège mal ajusté dans le bloc (pour les chemises sèches).

2.6.14. Usure du vilebrequin, arbre à cames et bielle

2.6.14.1. Aspect des détériorations [12]

- On constate une large portée brillante avec des profondes rayures sur le vilebrequin (Figure 2.24)
- Une cassure du vilebrequin par une forte force de la bielle (Figure 2.25)
- Usure profonde de l'arbre à cames (Figure 2.26)
- Une cassure de la bielle et déformation (Figure 2.27)



Figure 2.24 Rayures et traces sur le vilebrequin complet du (E.T.U.S.T)



Figure 2.25 Usure et Cassure vilebrequin [12]

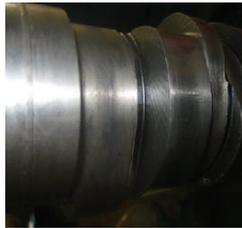


Figure 2.26. Usure de l'arbre à cames (E.T.U.S.T)



a) Bielle surchauffée (E.T.U.S.T)

b) bielle cassée [12]

Figure 2.27. Bielle déformée brisée et chauffé

2.6.14.2. Causes

- Surcharge du vilebrequin suite à des anomalies de combustion, des coups de bélier, etc.
- Blocage subit du moteur dû à un défaut ou desserrage des contrepoinds, etc.

- Vibrations de torsion excessives, volants d'inertie ou des embrayages défectueux.
- La déformation de la culasse et le manque de lubrification peut user l'arbre à cames
- Mauvais calage du moteur qui affecte l'arbre à cames
- Bielle déformée et brisée à cause d'une intrusion de liquide

2.7. Analyse des performances des moteurs diesels

Les diverses pressions moyennes du cycle et le travail sont proportionnelles à la surface sous la courbe qui donne une description du processus dans les diagrammes ci dessous [15]

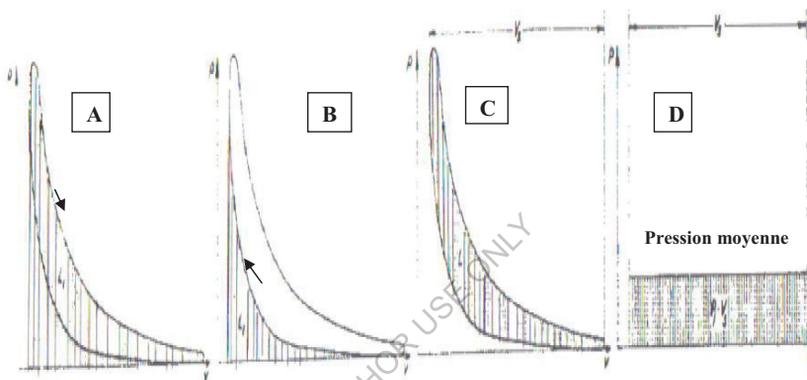


Figure 2.28. Diagramme du travail et pression indiquée [15]

• Interprétation

- Figure 2.28. (A) : représente le travail d'expansion qui est désigné par la surface sous la courbe d'expansion. La courbe est parcourue en sens d'horloge et donc le travail est **positif**.
- Figure 2.28. (B) : Le travail de compression est la surface sous la courbe de compression. Cette courbe est parcourue dans le sens inverse d'horloge et donc le travail est **négatif**.
- Figure 2.28. (C) : Ceci est la surface déterminée par le diagramme PV qui représente le travail fourni par cycle ou travail thermique W_{th} .
- Figure 2.28. (D) : Ceci est la pression moyenne indiquée. On remplace la surface du travail thermique (C) par un rectangle dont la longueur est la course du piston et la hauteur c'est la pression moyenne indiquée. [15]

2.7.1. Travail indiqué et pression moyenne indiquée

La mesure de la pression (P_g) des gaz de combustion ainsi que la connaissance du volume (V) de la cylindrée, qu'ils occupent à chaque instant au cours du cycle, permettent de calculer le travail "indiqué" (W_i) fourni par les gaz au piston et défini par la relation $W_i = -\int P_g dV$. Ce travail est représenté dans le diagramme (P-V) par une aire, figure (3.25). Pour un moteur à quatre temps, il est intéressant de préciser le sens qu'on donne au travail (W_i). On définit le travail indiqué "brut" ($W_{i,th}$), fourni au piston durant les phases de compression et de détente et représenté dans le diagramme (P-V) par l'aire (A_1+A_3) du cycle. Le travail indiqué est représenté par l'aire (A_1+A_3) moins (A_2+A_3), c'est à dire l'aire (A_1-A_2). La différence des travaux ($W_{i,th} - W_i$) représentée par l'aire (A_2+A_3) qui donne alors le travail de pompage [16].

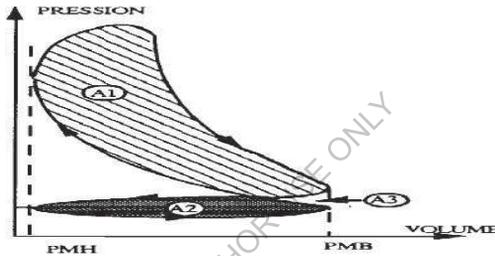


Figure 2.29. Cycle d'un moteur thermique [16]

On appelle pression moyenne indiquée (p_{mi}), la pression supposée constante qui, appliquée sur le piston pendant sa course de détente, fournirait le même travail indiqué par cycle (W_i). Elle est liée au travail indiqué par la relation (2.2) dans laquelle la pression (p_{mi}) est exprimée en pascal, le travail (W_i) en joule, la cylindrée totale (V) en m^3 [16]

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V} \quad (2.2)$$

La pression (p_{mi}) peut aussi être exprimée en fonction de la puissance du moteur (P_i) et de la vitesse de rotation du vilebrequin (N). Pour un moteur à quatre temps (un cycle pour deux tours de vilebrequin), elle est donnée par la relation (2.3) dans laquelle la pression (p_{mi}) est exprimée en Pa, la puissance en (P_i) en W, la cylindrée totale (VC) en m^3 et la vitesse (N) en tr/min [16]

$$P_{mi} = \frac{1}{v} \cdot \frac{*p}{*N} \quad (2.3)$$

2.7.2 Relation entre les différentes pressions moyennes et les travaux

On désigne ces paramètres par :

- $W_{i,th}$: le travail indiqué brut" fourni au piston durant les phases de compression et de détente,
- $W_{i,n}$: le travail indiqué "net" échangé entre le piston et les gaz de combustion durant tout le cycle
- W_s : le travail dissipé au cours du cycle pour vaincre les frottements solides dus au mouvement relatif des organes: il englobe le frottement de l'ensemble piston segments avec la chemise, frottement sur l'axe du piston, tête de bielle, paliers du vilebrequin, culbuteur.[
- W_a : le travail nécessaire à l'entraînement des accessoires tels que: pompe à eau, pompe à huile, alternateur, pompe d'injection, distribution,
- W_p : le travail de transvasement appelé aussi pneumatique ou de pompage
- W_f : le travail de frottement total égal à la somme de W_a et W_s ,
- W_r : le travail représentant les pertes totales dans le moteur égal à la somme de W_a, W_s et W_p ,
- W_e : le travail effectif mesuré en bout d'arbre

Par définition, les pressions moyennes (p_m), effective (e), de frottement solide et entraînement des organes (f), indiquée "brute"(i,th), indiquée nette (i,n) ou indiquée (i), de frottement pneumatique (p), et résistante (r), correspondant aux travaux définis ci-dessus sont liées par les relations:[16] ;

$$p_{mi,th} = p_{me} + p_{mr} \quad (2.4)$$

$$p_{mr} = p_{mf} + p_{mp} \quad (2.5)$$

$$p_{mi} = p_{me} + p_{mf} \quad (2.6)$$

$$p_{mi} = p_{mi,th} - p_{mp} \quad (2.7)$$

Toutes ces relations entre pressions moyennes peuvent être regroupées dans le tableau suivant

(Tableau 3.2)

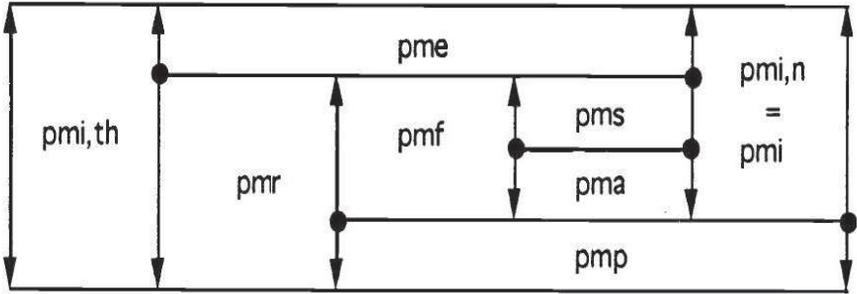


Tableau 2.2. Définitions des pressions moyennes du cycle [16]

FOR AUTHOR USE ONLY

CHAPITRE 3 ANALYSE DE LA DÉGRADATION DES PERFORMANCES DES MOTEURS DIESELS

Les méthodes expérimentales et les formulations donnent une valeur moyenne approchée de l'énergie perdue par frottement, sans aucune indication sur la contribution propre de chaque élément dans le frottement global, à quelques exceptions près (Millington, Yokooku), et surtout sans décrire l'évolution de cette énergie perdue au cours du cycle. Une étude locale et instantanée permettra une meilleure compréhension du phénomène de frottement dans le but de le réduire là où il est le plus important [15, 22 ,7]

3.1 Définitions

La force de frottement est définie comme la résistance qui s'oppose au mouvement relatif de deux pièces ou organes mis en contact. Ces éléments sont soit en contact solide-solide, direct, c'est le frottement sec, soit en contact solide-solide avec interposition de films réactionnels, c'est la lubrification limite ou bien ils sont totalement séparés par un film de lubrifiant visqueux c'est la lubrification hydrodynamique si la déformation des massifs n'est pas négligeable, ou bien ils sont séparés partiellement par un film de lubrifiant visqueux c'est le régime hydrodynamique ou mixtes [17]

Les différents modes de lubrification sont habituellement représentés par la courbe de Stribeck, figure (3.1), qui exprime le coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative [17]

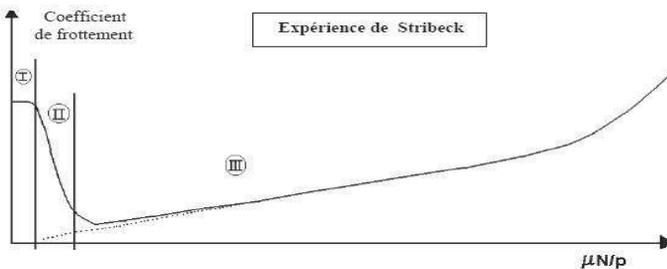


Figure 3.1 Courbe de Stribeck [17]

p : Pression de la charge appliquée à la surface
 μ : Viscosité dynamique du film d'huile

N : Vitesse de rotation du moteur

3.1.1. Zone (I) : Elle correspond à la lubrification limite ou onctueuse, la séparation des surfaces métalliques est assurée par des molécules d'huile adsorbées par les surfaces métalliques (figure 4.1). L'épaisseur de la couche moléculaire (empilement) est de l'ordre de 100 à 500 μm et la valeur du coefficient de frottement varie entre 0.05 et 0.15. Ce type de lubrification est rencontré à chaque démarrage du moteur, c'est à ce moment qu'il se produit l'usure la plus importante car les surfaces ne se sont pas complètement séparées. Dans ces conditions, l'onctuosité est la propriété prédominante du lubrifiant. [17] ;

3.1.2. Zone (II) : Lubrification mixte

Ce régime de lubrification peut être considéré comme un régime de transition entre le régime onctueux et le régime hydrodynamique. L'effet hydrodynamique prend progressivement de l'importance et tend à séparer les surfaces qui restent encore en contact sur une partie de leurs aspérités (figure 4.1). Dans cette zone, le coefficient de frottement varie de 0.001 à 0.20. [17] ;

3.1.3. Zone (III) : Lubrification hydrodynamique pure

L'étude du contact s'effectue à l'aide de l'équation de Reynolds, car le milieu est continu et les surfaces du contact sont totalement séparées par un film fluide (figure 3.1). Dans cette zone, le coefficient de frottement varie de 0.002 à 0.001 [17]

Les régimes de lubrification (I) et (II) peuvent être supprimés si l'on injecte du lubrifiant sous pression dans le contact, on parle alors de lubrification hydrostatique.

La lubrification hydrodynamique est favorisée par des faibles charges unitaires, une vitesse relative de déplacement et une viscosité élevées. Les pertes par frottement sont relativement faibles. Elles sont dues au cisaillement visqueux dans le film d'huile. Les forces de frottement et les pertes correspondantes augmentent avec la vitesse. La lubrification limite est favorisée par des charges unitaires très élevées et une faible viscosité ou un débit de lubrifiant insuffisant, les pertes par frottement sont très importantes [17]

La lubrification mixte est comprise entre les deux modes de lubrification hydrodynamique et limite. La lubrification élastohydrodynamique est caractérisée par une forte charge unitaire due à un contact ponctuel ou linéaire. La déformation élastique des massifs créée par ces fortes charges produit une surface de contact faible et un mince film peut alors être créé dans cette zone en présence de lubrifiant visqueux. La lubrification élastohydrodynamique diffère

de la lubrification hydrodynamique par le fait que les pertes par frottement sont généralement élevées. Ces pertes croissent avec la diminution de la vitesse et sont influencées. [17] ;

3.2. Méthodes d'analyse du frottement du moteur thermique

Les différentes méthodes d'analyse du frottement instantané sont basées soit sur l'étude des efforts exercés sur la chemise, soit sur l'étude des efforts sur la bielle soit sur le bilan des organes mobiles (méthode p.ω) [16, 14, 4]

3.2.1 Formulation du frottement instantané

Deux classes de formulation existent, la première sur la résolution de l'équation de Reynolds en lubrification hydrodynamique ou mixte, la seconde sur une approche indirecte à partir du frottement total dans le moteur. La deuxième approche permet une analyse réelle des organes mobiles, ce qui nous intéresse son développement [16, 14, 4]

3.2.1.1 Formulation de Rezeko et Henein:

La formulation de Rezeko et al est basée sur l'hypothèse de deux modes de lubrification entre le segment et la chemise, hydrodynamique dans les parties de la course où la vitesse du piston est élevée et les charges sur les segments sont faibles et par conséquent le film d'huile est établi, et mixte au voisinage des points morts haut détente par suite des fortes charges pouvant conduire à la rupture du film d'huile. Cette hypothèse est confirmée par plusieurs chercheurs grâce à des méthodes de mesure de l'épaisseur du film d'huile, Ces expériences montrent que le frottement mixte concerne particulièrement le segment coup de feu, tandis que le frottement reste hydrodynamique pour le racleur [14]

3.2.1.2. Hypothèses de Rezeko et Henein

- 1- Le régime de lubrification des segments est mixte pour les fortes charges, c'est à dire au cours de la deuxième moitié de la phase de compression et de la première moitié de la phase de détente et il est hydrodynamique durant le reste du cycle [14]
- 2-La lubrification de la jupe est hydrodynamique durant tout le cycle. L'épaisseur du film d'huile est supposée constante et égale au jeu de fonctionnement jupe - chemise.
- 3-Les segments se comportent du point de vue frottement comme si chaque piston possède durant la période de lubrification mixte un nombre de segments égal à (N_e) segments d'étanchéité, et dans la Période de lubrification hydrodynamique un nombre égal à $(N+0.4 N_e)$ segments racleurs; N_e et N_r étant respectivement le nombre de

segments d'étanchéité et de segments racleurs portés réellement par le piston. Les hauteurs des segments sont prises égales à celle du segment racleur si le mode de lubrification des segments est hydrodynamique et à celle du segment d'étanchéité si la lubrification est mixte.

4-La pression agissant sur chaque segment est la somme de sa pression élastique et de celle des gaz de combustion [14]

3.2.1.3.- Frottement segments -chemise

La formulation du frottement dépend du mode de lubrification

a- la lubrification du segment est hydrodynamique

Le couple de frottement transmis au vilebrequin s'écrit conformément à l'équation :

$$M_i(\theta) = a_1 \cdot [(P(\theta) + p_{e3}) \cdot E_{a3} \mu \cdot V_p(\theta)]^{0.5} \cdot D \cdot (N_r + 0.4 N_e) \cdot R \cdot K(\theta) \quad (3.1)$$

Avec a_1 : coefficient expérimental, $p_g(\theta)$: pression des gaz de combustion, p_e : Pression d'élasticité du racleur, E_a : épaisseur axiale du segment racleur, μ : viscosité dynamique de l'huile, $V_p(\theta)$: vitesse du piston, D : diamètre du piston, R : rayon de manivelle, N_e : nombre de segments d'étanchéité, N_r : nombre de segments racleurs, $K(\theta)$: facteur de transformation.[18 , 19]

b- la lubrification du segment est mixte

Le couple de frottement transmis au vilebrequin s'écrit conformément à l'équation

$$M_2(\theta) = a_2 \cdot [1 - |s(\theta)|] \cdot [P_g(\theta) + P_e] \cdot \pi \cdot D \cdot E_a \cdot N_e \cdot R \cdot K(\theta) \quad (3.2)$$

3.2.1.4. Frottement jupe-chemise

La lubrification étant toujours hydrodynamique, le couple de frottement transmis au vilebrequin s'écrit conformément à l'équation

$$M_3(\theta) = a_3 \cdot [\mu \cdot V_p(\theta) / h_j] \cdot \pi \cdot D \cdot L_j \cdot R \cdot K(\theta) \quad (3.3)$$

Avec a_3 : coefficient expérimental, h_j : épaisseur du film d'huile, L_j : longueur de la jupe [16]

3.2.1.5. Frottement des paliers de vilebrequin

Le couple de frottement des paliers de vilebrequin est donné par l'équation (3.4)

$$M_6(\theta) = a_6 \cdot [\pi D^2 / 4] \cdot R_c \cdot P_g(\theta) \cdot \cos \theta \cdot (1/\omega)^{0.5} \quad (3.4)$$

3.2.1.6. Frottement de la distribution

$$M_4(\theta) = a_4 \cdot [\text{inse} \cdot F_s / \sqrt{\omega}] R \cdot K(\theta) \quad (3.5)$$

3.3. Fiche technique du moteur à quatre temps, 6 cylindres, en ligne

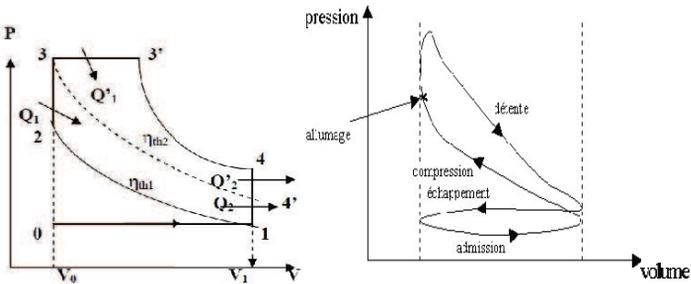
Cette fiche technique donne les paramètres du moteur diesel. [2]

Moteur Diesel 4temps 6 cylindre en ligne	
Alésage (mm)	112
Course (mm)	149
Cylindrée (litres)	8.8
Puissance max (CV)	250
Pression d'admission (bar)	1
Jeu de la soupape d'admission (mm)	0.38
Jeu de la soupape d'échappement (mm)	0.64
Vitesse de rotation max (tr/min)	3000
Longueur de la bielle (m)	0.15
Diamètre de la bielle supérieure (mm)	83
Diamètre de la bielle inférieure (mm)	45
Diamètre du piston (m)	0.12
Diamètre de la chambre de combustion (m)	0.08

Tableau 3.1 Paramètres du moteur

3.4. Cycle du moteur diesel quatre temps

Le cycle d'un moteur diesel mixte quatre temps est représenté selon la (figure 3.2.)



Cycle réel

b) Cycle théorique

Figure 3.2. Cycle du moteur diesel quatre temps

- $C_v = 160 \text{ cal/kg.k}$
- $\tau = 0.8$
- $C_p = 208 \text{ cal/kg. k}$
- $PCI = 10250 \text{ cal/kg. k}$
- $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{2}{1} = 1.33$
- $P_1 = 1^5 \text{ Pa}$
- $\varepsilon = 17$
- $N = 3000 \text{ tr/min}$
- $T_1 = 273.15$; $P_1 = 1^5 \text{ bar}$

$$V_1 - V_0 = 8.8 \implies \frac{V_1}{V_0} = 1 \implies V_1 = 1 * V_0$$

$$V_1 - V_0 = 8.8 \implies 17V_0 - V_0 = \frac{8.8}{6}$$

$$V_0 = \frac{1.4}{1}$$

$$V_0 = 0.0 \text{ l}$$

$$V_1 = 1 * V_0 \implies V_1 = 1 * 0.091$$

$$V_1 = 1.5 \text{ l}$$

4.4.1. Analyse de la phase 1-2

$$V_2 = V_0 = 0.0 \text{ l}$$

$$T_2 * V_2^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1} \implies T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}$$

(4.12)

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{\gamma-1} \implies T_2 = 273.15 * 17^{1.33-1} \quad (3.6)$$

$$T_2 = 695.74 \text{ k}$$

$$P_2 = P_1 \varepsilon^{\gamma} \implies P_2 = 1^5 * 17^{1.33} \quad (3.7)$$

$$P_2 = 4.31^5 \text{ b}$$

3.4.2. Analyse de la phase 2-3

$$m_a * C_v * (T_3 - T_2) = P * m * z \quad (3.8)$$

$$(T_3 - T_2) = \frac{P}{C_v} * \frac{m}{m_a} * z \quad (3.9)$$

$$T_3 = \frac{P}{C_v} * \frac{m}{m_a} * z + T_2$$

$$T_3 = \frac{1}{1} * \frac{1^3}{2} * \frac{1}{2} * 0.3 + 673.7$$

$$T_3 = 1464.49 \text{ k}$$

$$\lambda = \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \implies P_3 = \frac{T_3 \cdot P_2}{T_2} \quad (3.10)$$

$$P_3 = \frac{1 \cdot 49 \cdot 4.3}{6 \cdot 7}$$

$$P_3 = 9.1 \cdot 10^5 \text{ b}$$

$$V_3 = V_0 = 0.0 \text{ l}$$

3.4.3. Analyse de la phase 3 – 3'

$$m_a \cdot C_p (T_{3'} - T_3) = P \cdot m \cdot (1 - z) \quad (3.11)$$

$$T_{3'} = \frac{m}{C_p} \cdot \frac{m}{m_a} (1 - z) + T_3$$

$$T_{3'} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot 10^3 \cdot (1 - 0.3) + 1000 \cdot 4$$

$$T_{3'} = 2844.297 \text{ k}$$

$$\Delta = \frac{V_{3'}}{V_3} = \frac{T_{3'}}{T_3} \implies V_{3'} = \frac{T_{3'} \cdot V_3}{T_3} \quad (3.12)$$

$$V_{3'} = \frac{2 \cdot 0.2 \cdot 10^0}{1 \cdot 4}$$

$$V_{3'} = 0.176 \text{ l}$$

$$P_{3'} = P_3 = 9.1 \cdot 10^5 \text{ bar}$$

3.4.4. Analyse de la phase 3'-4

$$T_{3'} \cdot V_{3'}^{\gamma-1} = T_4 \cdot V_4^{\gamma-1} \quad (3.13)$$

$$T_4 = T_{3'} \cdot \left(\frac{V_{3'}}{V_4}\right)^{\gamma-1} \implies T_4 = 2000 \cdot 2 \cdot \left(\Delta \cdot \frac{1}{6}\right)^{\gamma-1} \quad (3.14)$$

$$\Delta = \frac{V_{3'}}{V_3} \implies \Delta = \left(\frac{0.1}{0.0}\right)^{\gamma-1} \implies \Delta = 1.243$$

$$T_4 = 2000 \cdot 2 \cdot \left(1.243 \cdot \frac{1}{6}\right)^{1.3-1}$$

$$T = 1000 \cdot 2 \text{ k}$$

$$P_{3'} * v_{3'}^{\gamma} = P_4 * v_4^{\gamma} \implies P_4 = P_{3'} * \left(\frac{v_{3'}}{v_4}\right)^{\gamma}$$

$$P_4 = 9.1 * 10^6 * \left(\frac{0.1}{15}\right)^{1.3}$$

$$P_4 = 5.6 * 10^5 \text{ P}$$

$$\tau * P_1 * V_1 = m_1 * r * T_1 \implies m_1 = \frac{\tau * P_1 * V_1}{r * T_1} \quad (3.15)$$

$$m_1 = \frac{0.8 * 10^5 * 15 * 10^{-3}}{2.6 * 2 * 1} \text{ Avec } r = C_p - C_v = 2 - 1 = 1 \text{ c /k k}$$

$$m_1 = 2.5 * 10^{-4} \text{ kg}$$

$$W_T = C_v * T_1 * [\varepsilon^{\gamma-1} * (1 + \gamma * \lambda(1 - \Delta) - \lambda) + \lambda * \Delta^{\gamma} - 1] * m_1 \quad (3.16)$$

$$W_T = 1 * 4.1 * 2 * 1 * [2.5 * 7 * (1 + 2.7 * (-0.9) - 2.1) + 5.0 * 1 - 1] * 2.5 * 10^{-4}$$

$$W_T = 2.2 \text{ J}$$

$$P = (W_T * \frac{N}{2 * 6}) * 6 \implies P = (2232.218 * \frac{3}{1}) * 6 \quad (3.17)$$

$$P = 334.832 \text{ KW}$$

$$P = 246.436 \text{ cv}$$

3.4.5 Interpretation

On déduit de cette analyse thermodynamique que le moteur répond positivement aux performances demandées et on trouve une très bonne corrélation entre la puissance déduite par calcul et la puissance donnée par le constructeur. Ce résultat nous permet de continuer à étudier les performances en analysant par la suite les pertes par frottement des organes et des accessoires [22]

3.5 Cinématique de l'attelage mobile du moteur thermique

C'est le calcul des variations du volume de la cylindrée qui à la base de cette étude, permettra de déterminer les efforts au niveau de l'embellage, ainsi que les inerties qui sont

résultant de l'équilibre moteur et par la suite du bon fonctionnement du moteur [24, 18, 19, 29]

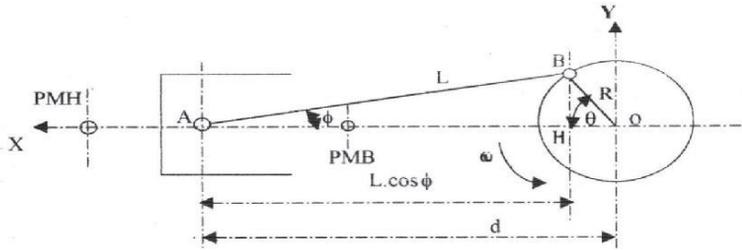


Figure 3.3. Atelier mobile [4] ;

3.5.1 Vitesse et accélération du piston

Elles sont obtenues par dérivation de x par rapport au temps, alors l'expression de la vitesse et de l'accélération du piston seront définies comme suit [4, 16]

$$X = R \cdot \left[1 - c \cdot \theta + \left(\frac{1}{4} \right) \cdot \left(\frac{R}{L} \right) \cdot (1 - c \cdot 2\theta) \right] \quad (3.18)$$

$$\frac{dx}{dt} = R \cdot \omega \left[s_i \cdot \theta + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \left(\frac{R}{L} \right) \cdot s_i \cdot \theta \right] \quad (3.19)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -R \cdot \omega^2 \left[c_i \cdot \theta + \left(\frac{R}{L} \right) \cdot c_i \cdot \theta \right] \quad (3.20)$$

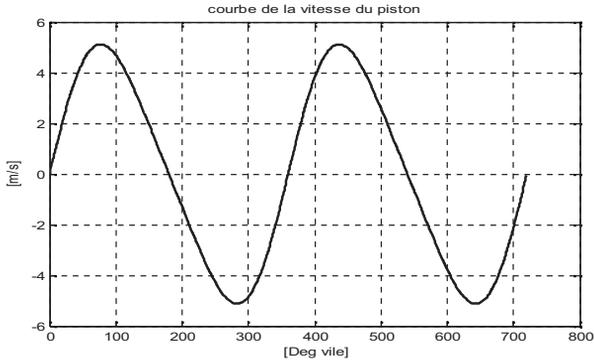


Figure 3.4. Vitesse du piston

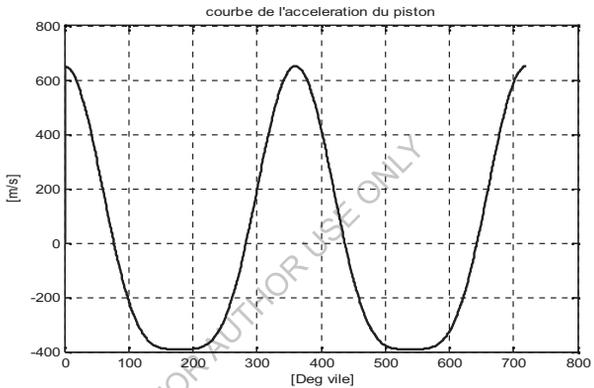


Figure 3.5. Accélération du piston

3.5.2 Vitesse et accélération de la bielle

En appliquant l'équation (3.20) on peut, après des transformations mathématiques, déterminer la vitesse et l'accélération de la bielle [4,16]

$$BH=AB.\sin\phi=OB.\sin\theta \quad (3.21)$$

$$\lambda=R/L=OB/AB= \sin\phi/ \sin\theta \quad (3.22)$$

donc l'équation (4.28) devient

$$\sin\phi=-\lambda \sin\theta \quad (3.23)$$

la dérivée de cette expression s'exprime par

$$\cos\phi d\phi/dt=-\lambda \cos\theta/dt$$

en remplaçant λ par son expression, alors on aura l'équation de la vitesse

$$d\phi/dt=-\omega.\tan\phi/\tan\theta \quad (3.24)$$

Il suffit de dériver deux fois par rapport au temps l'expression $\sin\phi = \lambda \sin\theta$ et de remplacer λ par son expression $(\frac{-s}{s} \Phi)$, on obtient alors l'expression finale de l'accélération de la bielle

$$\frac{d^2\phi}{dt^2} = \omega^2 \cdot \frac{t_i}{2\theta - \omega^2 t_i} \Phi \quad (3.25)$$

Cette accélération est nulle pour $(\theta = 0)$ e \mathbf{p} $(\theta = \pi)$, alors qu'elle est maximal pour les valeurs extrêmes de l'angle d'oscillation de la bielle (Φ) .

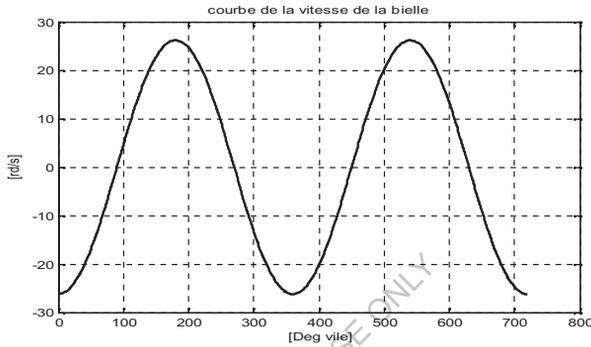


Figure 3.6. Vitesse de la bielle

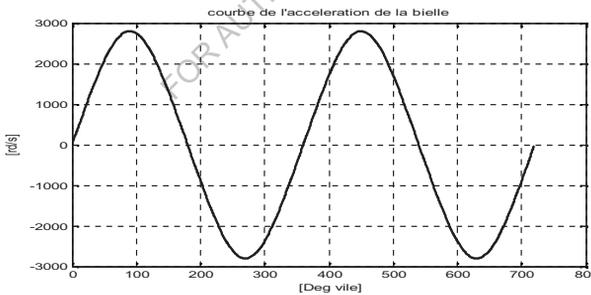


Figure 3.7. Accélération de la bielle

3.6. Schémas équivalent dynamique du moteur

Pour déterminer les pertes des performances du moteur diesel, nous allons, tout d'abord, représenter les schémas synoptiques du moteur thermique avec les charges appliquées [26]

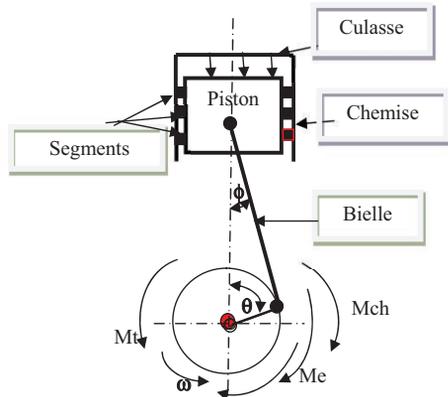


Figure 3.8. Schéma synoptique dynamique du moteur [4]

3.6.1. Schéma dynamique équivalent des efforts au niveau du piston

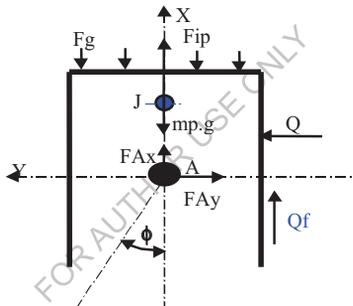


Figure 3.9. Modèle dynamique du piston [4]

Le vilebrequin est soumis aux charges dynamiques suivantes qui jouent un important rôle dans l'analyse des performances et la stabilité du moteur.

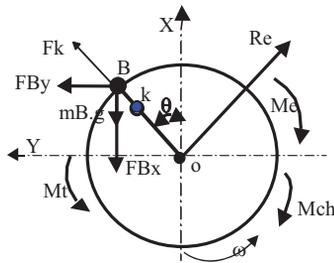


Figure 3.10. Modèle dynamique du vilebrequin [4] ;

3.6.2. Modèle dynamique générale

C'est une équation qui intègre toutes les variables dynamiques moteurs, en tenant compte de tous les paramètres du mécanisme de l'embellage et du système de liaison. Le paramètre de frottement Q_f influe de façon directe sur le couple moteur [14-30]

$$C_{pi}(\theta) = R \cdot \sin(\theta - \phi) \cdot [P \cdot S - m_b \cdot a(\phi'') \cdot \sin\phi + \phi'^2 \cdot \cos\phi] \cdot \gamma \cdot (m_p + m_b) - g(m_p + m_b) + Q_f / \cos\phi - R \cdot \cos\phi \cdot [m_b \cdot a(\gamma \cdot \sin\phi + a \cdot \phi'') + I_G \cdot \phi'' - m_B \cdot g \cdot L \cdot \sin\phi] / L \cdot \cos\phi \quad (3.26)$$

3.7. Applications du modèle dynamique moteur

3.7.1 Modèle dynamique sans et avec effet d'inertie

La variation du couple moteur sans l'effet de l'inertie se caractérise par des valeurs faibles durant l'admission et l'échappement, alors qu'elle prend des valeurs extrêmes dans la zone de la combustion avec un minimum de -750Nm et un maximum de 1425Nm [24]

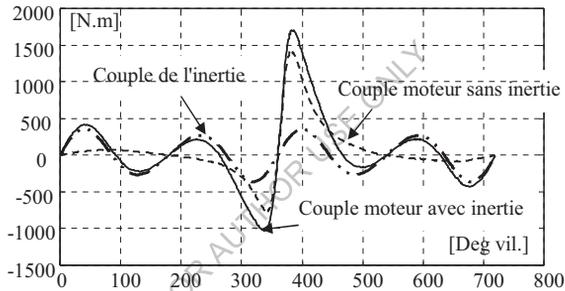


Figure 3.11. Couple moteur et couple d'inertie

Les effets d'inertie améliorent les performances du moteur diesel et augmentent son couple moteur et son rendement, avec un minimum de -1020mN et un maximum de 1680mN .

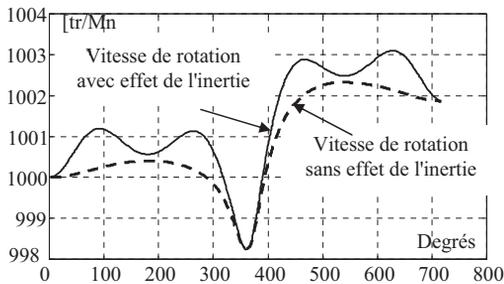


Figure 3.12. Schéma dynamique général des vitesses au niveau moteur

L'influence de l'effet de l'inertie est très distingué durant le cycle figure (3.11) et figure (3.12). Elle évite la chute brusque du couple et la vitesse du moteur en lui donnant une régularité cyclique. On remarque une amélioration nette du couple et de la vitesse durant le cycle.

3.7.2. Modèle dynamique de frottement

3.7.2.1. Couple de frottement piston-chemise et paliers du vilebrequin

Sa variation est faible tout le long du cycle moteur donnant des valeurs très distingués [4, 16]

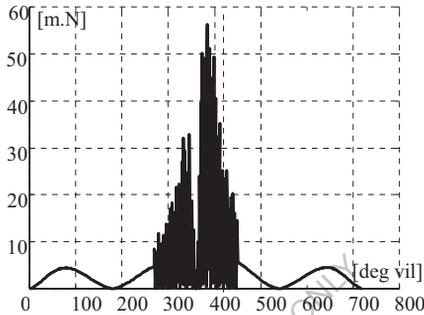


Figure 3.13. Couple de frottement piston-chemise

La variation donne un minimum à l'admission et à l'échappement de 5mN et un maximum en zone de combustion 55mN. Ce couple prend des valeurs minimales tout le long du cycle, mis à part dans la zone de combustion qui prend un pic de 56mN [4,16]

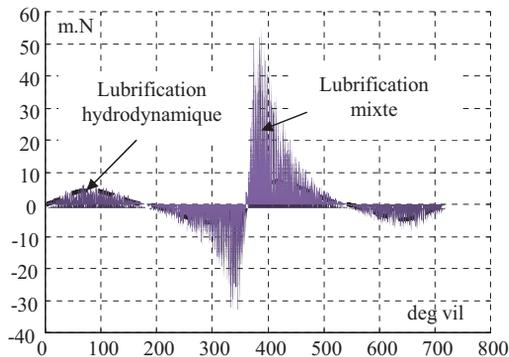


Figure 3.14. Couple de frottement piston-chemise : modes de lubrification

La différence est très distinguée entre le mode lubrification mixte qui présente un maximum de 55mN et le mode de lubrification hydrodynamique qui présente un maximum de 5mN, permettant ainsi une grande amélioration des performances [4,16]

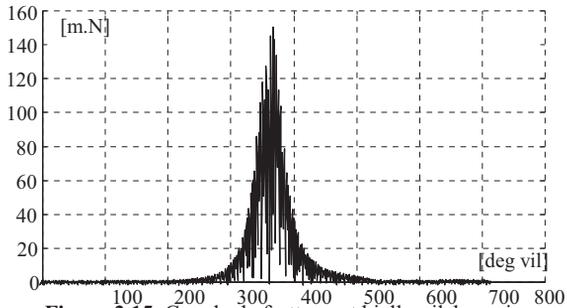


Figure 3.15. Couple de frottement bielle-vilebrequin

Le couple de frottement bielle-vilebrequin est presque nul tout le long du cycle sauf au alentour de la zone de combustion [32].

Le couple de frottement total dépend directement des couples de frottement piston-chemise et du couple bielle-vilebrequin, figure (3.16). La figure (3.17) montre que l'effet de l'inertie influe sur la forme et la grandeur du couple moteur, de façon cyclique avec des amplitudes différentes tout le long du cycle. Il présente un minimum de -360mN et un maximum de +360mN, donnant ainsi une régularité de fonctionnement du moteur [4,14,16].

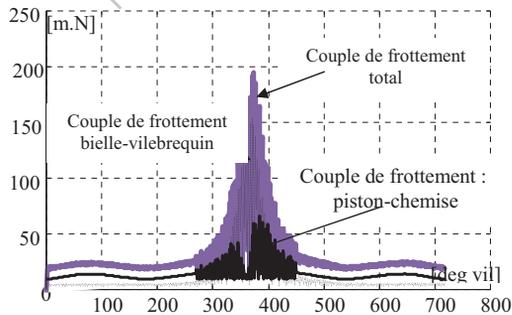


Figure 3.16. Schéma synoptique des couples de frottement

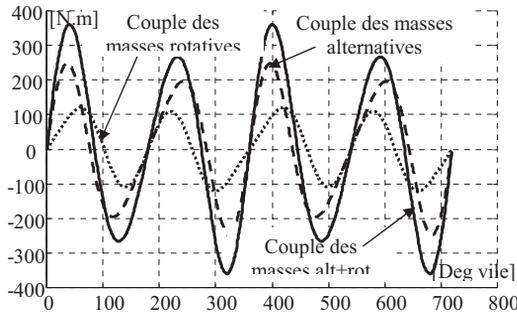


Figure 3.17. Couple d'inertie des masses alternatives et rotatives

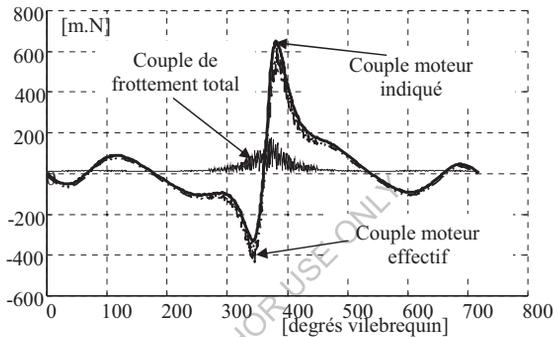


Figure 3.18. Performances moteur avec l'effet de frottement

Les caractéristiques des performances du moteur thermique alternatif sont étudiées dans cette section: Dans un premier temps, on ne tient pas compte de l'effet de frottement figure (3.11). Dans un deuxième temps, on tient compte de l'effet de frottement figure (3.18). L'avantage de telle présentation permet de bien localiser les gradients du couple et de la vitesse à différentes position du cycle. La variation du couple de frottement induit qualitativement et quantitativement un impact direct sur le couple moteur. On remarque que les variations des performances du moteur thermique alternatif sont liées qualitativement et quantitativement à l'effet du frottement. Le couple moteur et la vitesse de rotation gardent la même forme et la même grandeur durant tout le cycle, sauf dans la région de la combustion qui est la partie motrice du cycle moteur [4,16]

3.8 Conclusion

Comme conclusion, on remarque que les organes de l'attelage mobile, génèrent une partie importante des pertes par frottement du moteur, ils sont au cœur des problèmes essentiels de la consommation en carburant et des gaz dégagés. Par ailleurs, sous l'effet des augmentations régulières de puissance spécifique et des couples à bas régimes, les paliers de moteurs sont soumis à des chargements mécaniques et thermiques de plus en plus sévères, générant une importante perte de puissance par frottement. La répétition de ces chargements peut entraîner des problèmes de fatigue et d'usure des organes moteurs. Par ailleurs, cet accroissement de sollicitation peut également être une source de grippage au niveau des paliers et des pistons. Les deux modes d'avaries sont l'usure par contact et le grippage résultant de l'occurrence de contacts entre le vilebrequin et les paliers, et entre la chemise et les pistons, ce qui entraîne un mode de lubrification de type mixte à certains instants du cycle moteur. Les résultats de cette étude sont intéressants, et visant à améliorer les performances du moteur thermique, avec l'hypothèse de diminuer les effets de frottement, donc, les effets d'usure et de fatigue. On remarque dans les recherches actuelles, que les travaux d'amélioration des performances mécaniques et écologiques sont menés différemment dans les laboratoires de recherche diversifiés. Cette hypothèse est confirmée par notre étude dynamique axée sur le côté simulation, pour valider l'hypothèse de diminuer l'effet de frottement. Les courbes déduites du modèle établi, et les résultats confirment notre thèse dans toute recherche récente sur les performances du moteur thermique. Comme perspective, on doit s'intéresser sur le frottement dynamique qui est le résultat du choix entre la forme des matériaux et des formes permettant ainsi d'avoir des résultats très intéressants.

CONCLUSION

Ce projet de master en Génie Mécanique, option maintenance industrielle, nous a permis d'établir la relation avec la réalité des problèmes déduits au niveau des entreprises, en particulier les problèmes des défaillances et de dégradation des équipements industriels (les organes des moteurs thermiques), considérés comme des éléments essentiels de bon fonctionnement des moteurs, donc, des bus de transport urbain.

Cette étude a traité les différents modes de défaillance des organes, ainsi que la comparaison entre les modèles des littératures et les modèles pratiques sur terrain, afin de

pouvoir faciliter la disposition et la bonne gestion de la maintenance de ces types de moteurs thermiques.

Ce projet de fin d'étude nous a permis de connaître l'entreprise E.T.U.S.Tlemcen, ainsi que les problèmes rencontrés au niveau des moteurs, tel que les usures, les cassures et les dommages qui peuvent mettre à l'arrêt le véhicule de transport, chose que l'entreprise évite au maximum. Car les arrêts coûtent très cher, chaque année le coût de mise en disponibilité d'un bus dépasse les quatre cent cinquante millions de centimes.

On peut dire que ce projet de fin des études a bien touché le but fixé au départ par l'entreprise, et que les objectifs fixés ont été atteints en grande partie. On a bien confronté notre travail avec la réalité constatée sur le terrain au niveau de l'entreprise.

Comme perspective, je souhaite que ce travail sera repris par les futures promotions pour créer une base de données informatisée, capable de suivre la dégradation des organes moteurs et faciliter le diagnostic des défaillances afin de pouvoir suivre en temps réel l'état de dégradation des bus de transport, c'est l'élément clé du futur de l'entreprise de transport qui est classé comme moyen de développement durable pour le futur.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] P. Querel, Françoise Hyvert, Guide de transports urbains, novembre 2009
- [2] Documentation de l'entreprise, Fiche de présentation, année 2014
- [3] M. Gustave, Technologie de l'automobile, juin 1986
- [4] B. Kerboua, Modélisation de la caractéristique mécanique du moteur thermique alternatif en régime instationnaire, Mémoires de Magister ; Université de Tlemcen ; 2000.
- [5] Edition castilla-Paris Tom 1 et Tom 2, Année 1992
- [6] Cours de moteur thermique, LAEMA2, Année 2013
- [7] R.Brun, science et technique du moteur diesel industriel et de transport, tom1, édition 1981
- [8] Y. Borovskikh, A. sabinine, organisation, entretien et réparation des automobiles Edition 1984

- [9] P. L., Cours de Modélisation des Actions Mécaniques dans le plan, Etude du frottement, Lois de Coulomb, 2014
- [10] D. Dimanov, Réparation des engins a moteur, maintenance mécanique, électrique et Electronique automobile année 2011
- [11] B. Dreyer, Modélisation des échanges thermique par blow by, Note interne PSA-AMMT-MVM03-3044 1992
- [12] Bernd Waldhauer, Uwe Schilling, Simon Schnaibel, Johann Szopa, MSI Motor Service International, Edition 2004
- [13] B. Waldhauer, Uwe Schilling, Simon Schnaibel, Johann Szopa, Avaries sur les pistons, ŪMSI Motors Service International Août.2004
- [14] S. F. Rezeka , N.A. Henein, Anew approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engine, S.A.E ,Paper,n°840179,10p, 1989
- [15] R. Brun, science et Technique du Moteur Diesel Industriel et de Transport, Tom 2, edit Technip, pp22-79,1984.
- [16] M. Benhassaine, étude expérimentale et modélisation des frottements locaux et instantanés piston-chemise en moteur diesel » ; Thèse Doteras ; l'école centrale de Lyon 16 septembre
- [17] www.fr.wikipedia.org/wiki/courbe_de_stribeck
- [18] S.L. Marek, N.A. Henein, Transient Engine and Piston Friction During Starting. S.A.E, Paper, n° 922195, pp.1863-1869, 1998.
- [19] N. A. Heinein, S. L. Marek, W. Brysik, Effect of load and other parameters an instantaneous friction torque. S.A.E, Paper, n° 910752, 1991.
- [20] R. I. TaylorLubricant, Tribology and Motorsport, Shell Globe Solutions (UK), 2002-01-3355, PP 1-16 ASME Journal of Tribology, Vol.127, October 2005, pp. 1-22
- [21] M. T. Noorman, Overview Techniques for Measuring Friction using Bench Tests and Fired Engines, SAE International, June 2000, pp. 1-11.

- [22] P. Arques, Moteur alternatif à combustion interne, Edit. Masson, pp.34-62, 1987.
- [23] M. Serruys, Cours de Moteur à Combustion Interne., Edit. Riber, n°6, B380, pp.2-11, 1970.
- [24] M.A. Charbonnier, J.C. Champoussin, Recherche des dysfonctionnements du Diesel par analyse temporelle et fréquentielle de la vitesse du Vilebrequin, Entropie, n°169, pp. 3-10, 1992.
- [25] Tateishi, Y., Tribological Issues in Reducing Piston Ring Friction Losses, Tribology International, Vol.27, 1994.
- [26] Bolander, N. W., Steenwyk B.D., Sadeghi F, and Gerber G. R., Lubrication Regime Transitions at the Piston Ring – Cylinder Liner Interface, Journal of Engineering Tribology, Proc. ImechE Vol. 219, Part J, 2005, pp. 19-31.
- [27] J. Polo, Application d'engrenage à courbe primitive non circulaires à l'équilibrage des machines, thèse. Doct. U.S.T. Lille-France, pp.98-115, 1992.
- [28] Y. Borovskikh, A. Sabinine, Organisation, entretien et réparation des automobiles, Edit. MIR, Moscou, pp.7-40, 1984.
- [29] J. R. Sobel, Jan Jeremaisson, Instantaneous crankshaft torque measurement in cars copyright society automotive Engineers, 1996.
- [30] R. A. Mufti, M. Priest, Experimental Evaluation of piston- Assembly Friction under Motored condition in a Gasoline, ASME Journal of Tribology, Vol.127, Octobre2055, pp1-22.

FOR AUTHOR USE ONLY

FOR AUTHOR USE ONLY

**More
Books!**



yes
I want morebooks!

Buy your books fast and straightforward online - at one of world's fastest growing online book stores! Environmentally sound due to Print-on-Demand technologies.

Buy your books online at
www.morebooks.shop

Achetez vos livres en ligne, vite et bien, sur l'une des librairies en ligne les plus performantes au monde!

En protégeant nos ressources et notre environnement grâce à l'impression à la demande.

La librairie en ligne pour acheter plus vite

www.morebooks.shop

KS OmniScriptum Publishing
Brivibas gatve 197
LV-1039 Riga, Latvia
Telefax: +371 686 20455

info@omniscryptum.com
www.omniscryptum.com



FOR AUTHOR USE ONLY

FOR AUTHOR USE ONLY

FOR AUTHOR USE ONLY