



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ ABOU BEKR BELKAID-TLEMCCEN
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



MÉMOIRE DE MASTER EN GÉNIE MÉCANIQUE

Option
MAINTENANCE INDUSTRIELLE

Présenté par
Rouba Baroudi

THÈME

**ETUDE DES MOTEURS THERMIQUES
(Cas E.T.U.S.Tlemcen)**

Soutenu : le mois de Juin 2014

Devant le jury :

Encadreur :	Kerboua B	MCA	UABB-Tlemcen
Président :	Bourdime A	MCA	UABB-Tlemcen
Examineur :	Hamou S	Pr	UABB-Tlemcen
Examineur :	Sari O	Ing.	E.T.U.S.Tlemcen
Invité d'honneur:	Hable Touil S A	DG	E.T.U.S.Tlemcen

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2013 – 2014

Remerciements

Je remercie mon encadreur **Mr. KERBOUA BACHIR**, Maitre de Conférences à l'université de Tlemcen, qui m'a guidé judicieusement, durant l'élaboration de ce mémoire. Je garderai en mémoire sa qualité d'encadrement et ses conseils précieux. Je tiens à lui exprimer ma profonde reconnaissance et gratitude. Je le remercie vivement pour la chance qu'il m'a offerte de travailler à son coté sur un sujet d'actualité. Je le remercie également pour sa présence très étroite durant l'élaboration de mon mémoire.

Je remercie chaleureusement **Mr. BOURDIME ABDELGAFOUR**, Maitre de Conférences à l'université de Tlemcen, de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire .je le remercie également pour sa compréhension.

Je remercie également **Mr. HAMOU SAID**, Professeur à l'université de Tlemcen, pour leur aimable compréhension et l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce travail.

Je remercie également aussi **Mr. SARI OTMANE** responsable de la maintenance au niveau de E.T.U.S.Tlemcen, pour leur aimable compréhension et l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce travail

Mes vifs remerciements à **Mr. HABLE TOUIL SID AHMED**, Directeur Général de l'entreprise E.T.U.S.Tlemcen qui a accepté notre invitation, je le remercie également pour sa compréhension et son bon accueil dans l'entreprise.

Nous tenons à remercier tous les travailleur de (E.T.U.S.Tlemcen) et plus particulièrement les techniciens et ouvriers de l'atelier de maintenance.

Enfin j'adresse mes remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce présent travail.

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Dédicace

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma chère mère et à mon cher père, en témoignage de leur gratitude de leurs dévouement, de leurs soutien permanent durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconforts moral. Ils ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affections sans limite.

A mes amis fkih mohamed, hadbi, hassini, negadi ali, dabal nadjib, douaimi zakaria, maarif abdelhakim,

Enfin à tous mes camarades de la classe de la promotion de Génie Mécanique (2013-2014).

A tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

RÉSUMÉ

Ce projet de fin d'études porte sur l'analyse des performances des moteurs thermiques diesels. Nous avons effectué une approche sur des défaillances des moteurs diesels 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 présentation des moteurs thermiques et les dégradations de leurs organes, particulièrement les organes sensibles, ainsi que les causes qui ont abouti à leur défaillance. Suite à la dégradation des organes moteurs, on a appliqué l'analyse des modèles de performances afin de déterminer les paramètres de dégradation des moteurs et les comparer avec la pratique, comme les usures et les cassures des organes mobiles. Le moteur diesel étudié coute très chers (à titre d'exemple, le moteur diesel étudié coute environ un milliards deux cent millions de centimes).

Summary

This graduation project focuses on the study of the performance of diesel engines. We conducted an approach to failure analysis of diesel engines and an approach to the analysis of their performance. Our work has been confronted with the reality of the problems on a practical level, particularly at the company ETUSTlemcen. Our work began with the description of the concept of internal combustion engines and engine damage organs, especially at the enterprise level, and the causes that led to these failures. Following the degradation of engine components was applied performance analysis to determine the parameters of engine performance and compare with the practice (for example, studied the diesel engine costs about one billion two hundred million cents).

ملخص

يركز مشروع التخرج هذا على دراسة أداء محركات الديزل. أجرينا مقارنة لتحليل الفشل من محركات الديزل ومدخلا لعملنا ارتأينا التوجه الى الشركة الوطنية للنقل الحضري تلمسان *E.T.U.S.Tlemcen* وتوجيه عملنا مع واقع المشاكل على المستوى العملي. كما قمنا بتعريف مفهوم محركات الاحتراق الداخلي وأجهزة تلف المحرك وخاصة على مستوى المؤسسة والأسباب التي أدت إلى هذه الاتلافات بعد تدهور مكونات المحرك. تم تطبيق و تحليل الأداء لتحديد معالم أداء المحرك ومقارنتها مع الواقع و خاصة ان سعر المحرك عالي جدا (على سبيل المثال تقدر تكلفت المحرك الذي قامت عليه دراستنا حوالي مليار و مئتا سنتيم)

Table des matières

	Page
Remerciements	I
Dédicace	II
Résumé	III
Sommaire	VI
Liste des figures	XI
Liste des tableaux	XIII
Liste des symboles	XIV
Introduction générale	2

Chapitre 1 Généralités sur le transport et présentation de l'entreprise

1.1. Généralités sur le transport urbain	4
1.2. Histoire du transport	5
1.3. Différents modes de transport	5
1.3.1. Métro	5
1.3.2. Tramway	5
1.3.3. Train	6
1.3.4. Bus	6
1.4. Transport urbain par câble	6
1.5. Présentation de l'entreprise	7
1.6. Historique	7
1.7. Unité Autobus	11
1.7.1. Le Régime d'Exploitation	11
1.8. Unité télécabines	11
1.8.1 Description de la télécabine Tlemcen	11
1.8.2. Exploitation	12
1.8.2.1 Cabines	12
1.8.2.2 régime d'exploitation	12
1.8.2.3 Données de l'exploitation	12
1.9. Organigramme	12

CHAPITRE 2 présentations et étude des moteurs thermiques

2.1. Généralités sur les moteurs thermiques	16
2.1.1. Définition	16
2.2.2. Historique du moteur thermique à combustion interne	16
2.2.3. Ensemble d'un moteur thermique	17
2.2.3.1. Organes fixes	19
2.2.3.2. Organes mobiles	19
2.2.3.3. Présentation des organes fixes et mobiles d'un moteur thermique	19
2.3. Principe de fonctionnement	20
2.3.1. Fonctionnement d'un moteur	20
2.4. Pression cylindre	25
2.4.1. Moteur à essence	25
2.4.2. Moteur diesel	26
2.5. Cycle thermodynamique	26
2.5.1. Moteurs à quatre temps	27
2.5.2. Moteur à deux temps	27
2.6. Inconvénients des systèmes classiques de carburation	28
2.7. Comparaison entre le carburateur et le système d'injection	28
2.8. Inconvénients des moteurs alimentés par un carburateur	29
2.9. Circuit de Carburation	29
2.9.1. Introduction	29
2.9.2. Description du circuit de gas-oil	30
2.9.2.1. Réservoir	30
2.9.2.1Pompe d'alimentation	31
2.9.2.2. Filtres	31
2.9.2.3. Pompe d'injection	32
2.9.2.4 Injecteurs	32
2.10. Etude de l'injection	32
2.10.1 Introduction	32
2.10.2. Développement de l'injection	34
2.10.3. Evolution de l'injection	35
2.11. Généralités sur les différents systèmes d'injection.	36
2.11.1. Les systèmes d'injection	36
2.11.1.1. Classification des systèmes d'injection	36
2.11.2.2. Circuit d'alimentation	37
2.11.2.3. Injection indirecte	37
2.11.2.4 Injection directe	38
2.11.3.1. Injection directe avec rampe commune	39

CHAPITRE 3 Etude de la dégradation des moteurs diesels

3.1. Introduction sur le frottement	43
3.1.1. Cas du contact parfait	43
3.1.2. Cas du contact réel	44
3.3.3. Cône de frottement	44
3.1.1. Frottements statiques	45
3.1.2. Frottements cinématique	45
3.2. Différents types de frottements	45
3.1.1. Le frottement sec	45
3.1.2. Le frottement gras	46
3.1.3 Frottement fluide ou hydrodynamique	47
3.3. Effet du frottement	47
3.4. Influence du frottement sur la dégradation des moteurs	48
3.5. Dégradation des organes moteurs	48
3.5.1 Usure de la jupe par manque de jeu	48
3.5.1.1. Aspect des détériorations	48
3.5.1.2. Causes	49
3.5.2 Usure aux bossages d'axe par manque de jeu	49
3.5.2.1. Aspect des détériorations	49
3.5.2.2. Causes	50
3.5.3 Usure de la partie inférieure de la jupe	50
3.5.3.1 Aspect des détériorations	50
3.5.3.2. Causes	51
3.5.4 Usure par manque de lubrification sur la jupe	51
3.5.4.1 Aspect des détériorations	51
3.5.4.2 Causes	52
3.5.5 Usure par manque de lubrification dû à des segments surchauffés	52
3.5.5.1. Aspect des détériorations	52
3.5.5.2. Causes	52
3.5.6. Usure par dilatation et fonte de la tête du piston (moteurs diesel)	53
3.5.6.1 Aspect des détériorations	53
3.5.6.2. Causes	53
3.5.7. Usure par rupture du piston au bossage de l'axe	53
3.5.7.1. Aspect des détériorations	53
3.5.7.2 Causes	54
3.5.8. Usure par rupture suite à un contact entre la tête du piston et la culasse	54
3.5.8.1. Aspect des détériorations	54
3.5.8.2. Causes	55
3.5.9. Usure par érosion de matière à la segmentation (Cassure des segments)	55
3.5.9.1. Aspect des détériorations	55
3.5.9.2. Causes	56

TABLE DES MATIERES

3.5.10. Usure de l'axe du piston	56
3.5.10.1. Aspect des détériorations des axes	56
3.5.10.2 Causes.....	56
3.5.11 Fissures longitudinales dans la chemise.....	57
3.5.11.1. Aspect des détériorations	57
3.5.11.2. Causes.....	58
3.5.12. Cavitation sur la chemise	58
3.5.12.1. Aspect des détériorations	58
3.5.12.2. Causes	58
3.5.13. Usure irrégulière du cylindre.....	59
3.5.13.1. Aspect des détériorations	59
3.5.13.2. Causes	59
3.5.14. Usure du vilebrequin, arbre à cames et bielle.....	59
3.5.14.1. Aspect des détériorations.....	59
3.5.2.4 Causes	60
3.6. Analyse des performances des moteurs diesels.....	61
3.6.1. Travail indiqué et pression moyenne indiquée.....	62
3.6.2 Relation entre les différentes pressions moyennes et les travaux	63

Chapitre 4 Etude de la dégradation des performances des moteurs diesels

4.1 Définitions	66
4.1.1. Zone (I)	67
4.1.2. Zone (II)	67
4.1.3. Zone (III)	67
4.2. Méthodes d'analyse du frottement du moteur thermique	68
4.2.1 Formulation du frottement instantané	68
4.2.1.1 Formulation de Rezeko et Henein.....	68
4.2.1.2. Hypothèses de Rezeko et Henein	68
4.2.1.3.- Frottement segments -chemise	69
4.2.1.4. Frottement jupe-chemise	69
4.2.1.5. Frottement des paliers de vilebrequin	69
4.2.1.6. Frottement de la distribution.....	69
4.3. Fiche technique du moteur à quatre temps, 6 cylindres en ligne.....	70
4.4. Cycle du moteur diesel quatre temps	70
4.4.1. Analyse de la phase 1-2.....	71
4.4.2. Analyse de la phase 2-3.....	71
4.4.3. Analyse de la phase 3 – 3'	72
4.4.4. Analyse de la phase 3'-4.....	72
4.4.5 Interprétation	73
4.5 Cinématique de l'attelage mobile du moteur thermique.....	73
4.5.1 Vitesse et accélération du piston	74

TABLE DES MATIERES

4.5.2. Vitesse et accélération de la bielle	75
4.6. Schémas équivalent dynamique du moteur	76
4.6.1. Schéma dynamique équivalent des efforts au niveau du piston.....	77
4.6.2. Modèle dynamique générale	77
4.7. Applications du modèle dynamique moteur	77
4.7.1. Modèle dynamique sans et avec effet d'inertie	77
4.7.2. Modèle dynamique de frottement	78
4.7.2.1 Couple de frottement piston-chemise et paliers du vilebrequin	78
4.8 Conclusion	81
Conclusion	82
Bibliographie	

LISTE DES FIGURES

	Page
1.1. Moyens de transport(E.T.U.S.Tlemcen)	7
1.2. Histogramme de taux de remplissage durant l'année 2009.....	8
1.3. Histogramme de taux de remplissage durant l'année 2010.....	10
1.4. Organigramme simplifié de l'entreprise	12
1.5. Organigramme complète des services de l'entreprise (Unité Autobus)	13
1.6. Organigramme complète des stations de l'entreprise (Unité télécabine).....	14
2.1. Schéma d'ensemble d'un moteur thermique	18
2.2. Culasse (ETUST)	20
2.3. Bloc moteur (ETUST).....	20
2.4. Carter (ETUST).....	20
2.5. Collecteurs d'admission et d'échappement (ETUST).....	21
2.6. Piston (ETUST).....	21
2.7. Bielle (ETUST)	22
2.8. Vilebrequin (ETUST)	22
2.9. Volant moteur (ETUST).....	23
2.10. Soupapes et leurs commandes (ETUST).....	23
2.11. Principe de fonctionnement d'un moteur	24
2.12. Classification des moteurs à essence	26
2.13. Classification des moteurs diesel	26
2.14. Moteurs à quatre temps	27
2.15. Moteur à deux temps	28
2.16. Circuit de la carburation	30
2.17. Pompe d'alimentation(E.T.U.S.T)	31
2.18. Filtre à gasoil	32
2.19. Pompe d'injection (ETUST)	32
2.20. Injecteur complet	33
2.21. Classification des systèmes d'injection	36
2.22. Circuit d'alimentation d'un moteur diesel	37
2.23. Injection indirecte	38
2.24. Injection directe	39
2.25. Circuit d'alimentation du système d'injection « Common Rail ».....	41
3.1. Principe du Frottement	43
3.2. Cas du contact parfait	44
3.3. Cas du contact réel	44
3.4. Cône de frottement	45
3.5. Frottement sec	46
3.6. Frottement gras	46
3.7. Frottement du piston sur le cylindre	47
3.8. Frottement fluide ou hydrodynamique	47

LISTE DES FIGURES

3.9. Usure de la jupe par manque de jeu	49
3.10 Usure aux bossages d'axe par manque de jeu	50
3.11 Sur échauffement de l'axe	50
3.12. Usure de la partie inférieure de la jupe	51
3.13 Usure par manque de lubrification sur la jupe	52
3.14. Usure par manque de lubrification dû à des segments surchauffés	52
3.15. Dilatation et fonte de la tête du piston	53
3.16. Rupture du piston au bossage de l'axe	54
3.17. Rupture suite à un contact entre la tête du piston et la culasse	54
3.18. Erosion de matière à la segmentation (Cassure de segments).....	55
3.19. Axe de piston cassé	56
3.20 Fissures longitudinales dans la chemise	57
3.21. Collerette de chemise arrachée	57
3.22. Cavitation sur la chemise	58
3.23. Usure irrégulière du cylindre.....	59
3.24 Rayures et traces sur le vilebrequin.....	60
3.25 Usure complet du vilebrequin (ETUT)	60
3.26. Usure de l'arbre à cames (ETUT)	60
3.27. La bielle déformée et brisée	60
3.28. Diagramme du travail et pression indiquée.....	61
3.29. Cycle d'un moteur thermique	62
4.1. Courbe de Stribeck	66
4.2. Cycle du moteur diesel quatre temps(théorique et réel)	70
4.3. Atelier mobile.....	74
4.4. Vitesse du piston	74
4.5. Accélération du piston.....	75
4.6. Vitesse de la bielle.....	76
4.7. Accélération de la bielle	76
4.8. Schéma synoptique dynamique du moteur.....	76
4.9. Modèle dynamique du piston	77
4.10. Modèle dynamique du vilebrequin.....	77
4.11. Couple moteur et couple d'inertie	78
4.12. Schéma dynamique général des vitesses au niveau moteur	78
4.13. Couple de frottement piston-chemise.....	79
4.14. Couple de frottement piston-chemise : modes de lubrification.....	79
4.15. Couple de frottement bielle-vilebrequin	79
4.16. Schéma synoptique des couples de frottement.....	80
4.17. Couple d'inertie des masses alternatives et rotatives.....	80
4.18. Performances moteur avec l'effet de frottement.....	81

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1. Taux de remplissage durant l'année 2009	8
Tableau 1.2. Taux de remplissage durant l'année 2010	9
Tableau 1.3. Les véhicules de l'unité autobus	11
Tableau 3.1. Eléments soumis aux frottements	48
Tableau 3.2. Définitions des pressions moyennes du cycle	64
Tableaux 4.1 Fiche technique du moteur à 4 temps, 6 cylindres en ligne	70

LISTE DES SYMBOLES

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
 a_1 : Coefficient expérimental de frottement
 a_2 : Coefficient expérimental de frottement
 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: diamètre du piston
d : Dosage
E : couche d'huile mince
 E_{a1} : Épaisseur axiale du segment d'étanchéité
 E_{a3} : 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
Fg : force des gaz de combustion appliquée sur le piston (N)
FG γ : force d'inertie radiale de la bielle (N)
FG Φ'' : force d'inertie tangentielle (N)
Fk : force d'inertie appliquée à la manivelle
Fg : force des gaz de combustion appliquée sur le piston (N)
Fip : force d'inertie du piston (N)
 F_s : La force de frottement statique
Fn : force normale
Fc : force de frottement cinétique
G : centre d'inertie de la bielle
g : accélération de la pesanteur
h : hauteur des segments (mm)
hj : épaisseur du film d'huile de la jupe (mm)
IG: moment d'inertie de la bielle
J: jeu piston-chemise (mm)
K(0): facteur de transformation
L : longueur de la bielle (mm)
Lj : longueur effective de la jupe (mm)
Mi : couple d'inertie
Me : Charge d'entraînement (mN)
Mch : Charge du véhicule (mN)
Mt : Couple moteur (mN)
M6 : couple de frottement du palier de vilebrequin
M3 : Couple de Frottement jupe-chemise
M2 : couple de frottement piston-chemise (mN)

LISTE DES SYMBOLES

m_A : masse de pied de la bielle (kg)
 m_B : masse de tête de la bielle (kg)
 m_b : masse de la bielle (kg)
 m_v : masse de la manivelle (kg)
 m_p : masse du piston (kg)
 m_{air} : masse d'air
 m_T : masse total
 N : vitesse de rotation
 N_0 : vitesse moyenne de rotation de vilebrequin (tr/mn).
 $N(\theta)$: vitesse instantanée de rotation du volant (tr/mn).
 N_e : nombre de segments d'étanchéité
 N_r : nombre de segments racleurs
 \vec{n} : la normale
 P : Pression
 \vec{P} : le poids
 P_g : pression des gaz
 pe_3 : Pression d'élasticité du racleur
 Pe_1 : 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
 p_{me} : pression moyenne effective
 p_{mr} : pression moyenne résistante
 p_{mf} : pression moyenne de frottement
 p_{mp} : pression moyenne de pompage
 p_{mi} : pression moyenne indiquée
 Q_f : 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 (kg/ms)
 V : volume de la cylindrée
 $V_p(\theta)$: 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_r : travail résistant
 W_e : travail effectif
 z : pourcentage de combustion a volume constante
 φ : l'angle de frottement

LISTE DES SYMBOLES

θ : l'angle de vilebrequin

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 dénivellation 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

Introduction Générale

Introduction générale

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.

L'organisation de ce mémoire est présentée par quatre chapitres :

- ✓ Le premier chapitre constitue un historique sur le transport et la présentation de l'entreprise*
- ✓ Le deuxième chapitre donne une présentation des moteurs thermique et leurs organes de fonctionnement*
- ✓ Le troisième chapitre décrit la dégradation des moteurs diesels et les causes des dégradations*
- ✓ Le quatrième chapitre est consacré à l'analyse de la dégradation des performances des moteurs diesels et la simulation des facteurs de performances.*

Chapitre1

Généralités sur le transport et
présentation de l'entreprise

CHAPITRE 1 GÉNÉRALITÉS SUR LE TRANSPORT ET PRÉSENTATION DE L'ENTREPRISE

1.1. Généralités sur le transport urbain

La population urbaine à l'échelle mondiale, selon les Nations Unies, vient d'atteindre en 2008 le seuil de 50 %, elle est estimée actuellement à 3,360 milliards d'habitants, dont (2/3) vivent dans le monde en développement. Elle devrait connaître une forte augmentation dans les prochaines décennies, le taux d'urbanisation passant de 50 % actuellement à 60 % vers l'horizon 2030. Ce sont les pays en développement qui connaîtront les principaux bouleversements puisque sur les 1,6 milliard de nouveaux urbains, 95 % habiteront dans des villes situées dans ces pays et vont donc induire une demande de mobilité accrue.

Les déplacements dans les zones urbaines sont assurés par une combinaison de modes, très variable selon les contextes. Ces modes forment un système et c'est bien ce système dans son ensemble qui doit être considéré lors de la définition de politiques efficaces de mobilité.

Au sein des systèmes une attention croissante est accordée par la communauté internationale à des schémas de mobilité durable où les transports collectifs et les transports non motorisés devraient jouer un rôle majeur, tout en gardant un rôle complémentaire pour l'automobile. Le constat fait dans diverses régions du monde indique que ces transports collectifs et autres modes doux n'ont pas fait l'objet d'une attention et d'un effort suffisants pour satisfaire les besoins de mobilité dans des conditions satisfaisantes.

Le transport est un droit, la loi définit le service public de transports terrestres comme devant viser à rendre effective la satisfaction des besoins des citoyens en matière de transport dans les conditions les plus avantageuses pour la collectivité nationale et pour les usagers en termes de sécurité, de disponibilité des moyens de transport, de coût, de prix et de qualité de service. Le service public régulier de transport routier peut être géré et exploité directement par des entreprises publiques ou concédé par l'Etat, propriétaire du réseau, à une ou plusieurs entreprises privées soumises à un cahier des charges.

Dans tous les cas, les entreprises ou les personnes qui ont reçu délégation de service public sont soumises à des obligations strictes en matière d'horaires et d'itinéraire ces contraintes de service public qui peuvent entraîner des manques à gagner donnent lieu à compensation par l'Etat ou les collectivités locales [1].

1.2. Histoire du transport

Les transports urbains sont couramment confondus avec la terminologie « transports en commun ». Les transports urbains traitent en réalité aussi de transport individuel comme la voiture. Ils concernent les différents moyens de transport qui sont propres à une ville ou un milieu urbain, adaptés à cet environnement. Ces caractéristiques propres sont principalement une densité démographique et géographique importante, ce qui implique de bien gérer les flux de voyageurs et marchandises dans l'espace urbain; des activités économiques importantes ce qui ajoute que la ville est à la fois le lieu de départ et d'arrivée de ces flux, d'autres caractéristiques font que la ville apporte beaucoup de contraintes menant à une politique de transports urbains précise.

Quels sont les moyens de transport que l'on peut utiliser, les contraintes liées au milieu urbain qui orientent la politique urbaine de transport et enfin la gestion, l'exploitation des différents modes de transport et les outils qui y sont destinés. Les transports aujourd'hui occupent une place importante à la fois dans l'espace urbain mais aussi dans le temps urbain. C'est l'héritage du XX^e siècle et de l'apparition de la voiture qui démocratise la mobilité.

Dans un premier temps, seul le transport de voyageurs sera traité. En effet, sa gestion est étudiée depuis bien longtemps, contrairement au transport de marchandises, plus "sauvage", moins réglementé, même si cette gestion se développe petit à petit [1].

1.3. Différents modes de transport

Le choix du mode de transport est un choix crucial. Les choix poussés par le débit de voyageurs, la vitesse commerciale ou le confort, ou plus simplement par le coût financier ou l'environnement urbain, privilégient tel ou tel moyen de transport, au détriment des autres. Parmi les suivants, on va voir que certains ont plus la cote (voiture, métro) que bien d'autres (bateau, trolleybus) [1].

1.3.1. Métro

C'est un transport souvent associé à la ville, le "subway" de New York, le métropolitain de Paris. Il est tout de même réservé aux plus grosses agglomérations, millionnaires, la plus petite au monde étant Lausanne (130 000 habitants, inauguration le 18 septembre 2008) [1].

1.3.2. Tramway

Le tramway, anciennement très développé en France et dans le monde, petit à petit abandonné en France au milieu du siècle dernier, au profit de la voiture, qui revient,

désormais, en star de l'aménagement urbain, puisqu'il est généralement conçu en repensant la ville autour de lui, et qu'il amène beaucoup de nouveaux voyageurs aux réseaux de transport en commun. Ce nouvel essor est ressenti dans de nombreuses parties du monde, l'Afrique du Nord, le Moyen-Orient, l'Australie par exemple. Cependant, les villes d'Europe de l'Est et d'URSS ont conservé des réseaux importants [1].

1.3.3. Train

Ce mode de transport est aussi réservé aux agglomérations étendues et denses, en général multimillionnaires. On pense au RER parisien et aux S-bah allemands, très développés. Le principe est de doubler le réseau de métro par des liaisons plus rapides, entre des stations plus espacées (stations de correspondances). Hors de la ville, les voies utilisées sont celles d'un chemin de fer classique, avec des gares possédant des parkings pour rapatrier les voitures sur le réseau de transports collectifs.

Le tram-train apparaît aussi, comme une solution pour lier les zones urbaines/interurbaines, avec un développement à Montpellier (l'appellation reste "Tramway" mais la vocation est de desservir les zones rurales environnantes), le T4 de Paris, ou encore le projet des tram-trains de l'Ouest Lyonnais [1].

1.3.4. Bus

C'est un mode de transport collectif motorisé répandu. Des plus petites villes aux plus grosses métropoles, il constitue parfois le réseau principal (Dublin) ou est un complément facile à mettre en œuvre et souple au réseau de métro pour s'étendre à la banlieue (Paris, Lyon) [1].

1.4. Transport urbain par câble

Ce mode transport peu répandu, similaire aux transports utilisés en montagne, connaît un début de développement en Amérique du Sud et en Algérie, pour répondre à des contraintes géographiques particulières telle qu'une importante dénivelée ou une traversée de vallée ou de fleuve. Son coût est sensiblement inférieur aux autres systèmes de transport à haut débit.

Dans ce chapitre, nous présentons le lieu de stage « E.T.U.S.Tlemcen » et la description général de l'Enterprise et en précisant sur les moteur thermique et leur performance [2].

1.5. Présentation de l'entreprise

L'entreprise et un établissement public de transport urbaine et suburbain est située à Abou Tachfine wilaya de Tlemcen, elle s'occupe de l'exécution de transport urbain et suburbain [2].



Figure 1.1. Moyens de transport (E.T.U.S.Tlemcen) [2]

1.6. Historique

E.T.U.S.Tlemcen est une Etablissement Algérien. Décret Exécutif n° 06-499 du 24 Décembre 2006 portant création de l'Etablissement Public de Transport Urbain de Tlemcen.

EN 14 Mars 2010 Décret exécutif N°10-91 et fixant le statut –type des Etablissements Publics de Transport Urbain et Suburbain.

De la même année Décret exécutif N°10-92 portant création des Etablissements publics de Transport Urbain et Suburbain.

L'E.T.U. Tlemcen est désigné en tant qu'Etablissement Public à caractère Industriel et Commercial « E.P.I.C. », doté de la personnalité morale et de l'autonomie financière L'E.T.U. Tlemcen se compose de deux (02) Unités :

- ❖ Unité Autobus
- ❖ Unité Télécabine

La nature de l'activité c'est Transport Urbain et Suburbain de Voyageurs le 25 Novembre 2008 c'est la date de mise en service par encombre de bus = 30 BUS dont Trois (03) réserve et pour une capacité des autobus = 101 PLACES et effectif : 174

L'unité Autobus a démarré son activité avec un effectif de 81 employés et 15 Bus desservant 04 lignes urbaines réparties sur le Grand Tlemcen. Durant l'année 2009, le nombre de bus est passé de 15 à 30 Bus avec un élargissement de son réseau, par la création de nouvelles lignes couvrant les localités de Chetouane et Ouzidane et par conséquent une augmentation de l'effectif atteignant 174 employés à ce jour [2].

- Le tableau suivant présente le taux de remplissage et le nombre des personnes transportés durant l'année 2009.

LIGNE	DESTINATION	NBRE DE PERSONNE TRANSPORTE	TAUX DE REMPLISSAGE
1	CNR-CENTRE VILLE TLEMCEN	187100	18,14
2A	OUDJLIDA-CENTRE VILLE TLEMCEN	1155100	46,47
2B	KOUDIA-CENTRE VILLE TLEMCEN	1492800	51,61
3	BOUHANAK-CENTRE VILLE TLEMCEN	2184200	54,15
4A	CHETOUANE-CENTRE VILLE TLEMCEN	744900	37,96
4B	OUZIDANE-CENTRE VILLE TLEMCEN	652900	50,39
5	PLATEAU LALLA SETTI-CENTRE VILLE TLEMCEN	31150	33
TOTAL		6448150	41.67
MOYENNE PAR MOIS		537346	46.74

Tableau 1.1. Taux de remplissage durant l'année 2009 [2].

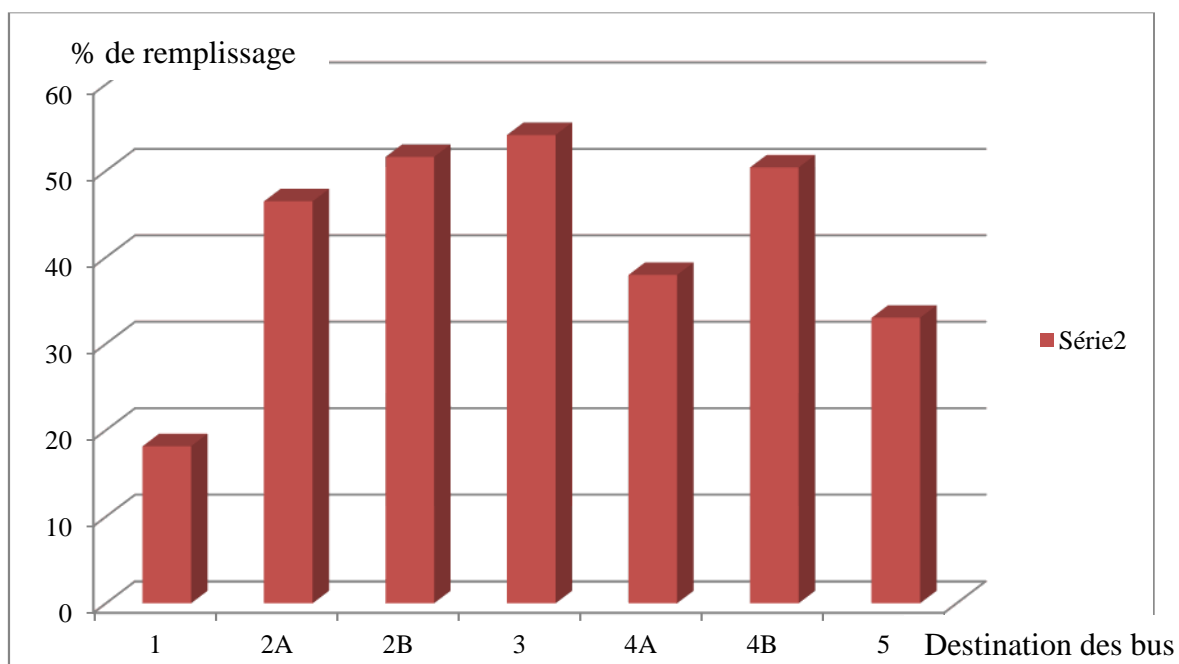


Figure 1.2. Histogramme de taux de remplissage durant l'année 2009

Interprétation

D'après l'histogramme, (Figure 1.2) on remarque que la ligne trois (3) qui assure BOUHANAK-CENTRE VILLE TLEMCEN a le taux de remplissage le plus élevé.

- Le tableau suivant présente le taux de remplissage et le nombre des personnes transportés durant l'année 2010

LIGNE	DESTINATION	NBRE DE PERSONNES TRANSPORTEES/ANS	TAUX DE REPLISSAGE/AN (%)
LIGNE 01	CNR-CENTRE VILLE TLEMCEN	106000	14,27
LIGNE 2A	OUJLIDA-CENTRE VILLE TLEMCEN	1078000	43,87
LIGNE 2B	KOUDIA-CENTRE VILLE TLEMCEN	1693000	51,49
LIGNE 03	BOUHANAK-CENTRE VILLE TLEMCEN	1583100	51,09
LIGNE 3A	400 LGTS-CENTRE VILLE TLEMCEN	110000	30,00
LIGNE 4A	CHETOUANE-CENTRE VILLE TLEMCEN	511600	34,01
LIGNE 4B	OUZIDANE-CENTRE VILLE TLEMCEN	778100	45,31
LIGNE 4C	AIN ELHOUT-CENTRE VILLE TLEMCEN	190400	44,27
LIGNE 4D	AINDEFLA-CENTRE VILLE TLEMCEN	31200	35,25
LIGNE 05	PLATEAU LALLA SETTI- CENTRE VILLE TLEMCEN	35850	31,50
LIGNE 5A	SID TAHAR-CENTRE VILLE TLEMCEN	244800	24,35
LIGNE 06	SAFSAF-CENTRE VILLE TLEMCEN	157000	17,00
LIGNE PLAGES	RECHGOUNE- BENISAF- CENTRE VILLE TLEMCEN	1030	17,17
TOTAL		6520080	33 ,81
MOYENNE PAR MOIS		543340	41,41

Tableau 1.2. Taux de remplissage durant l'année 2010 [2].

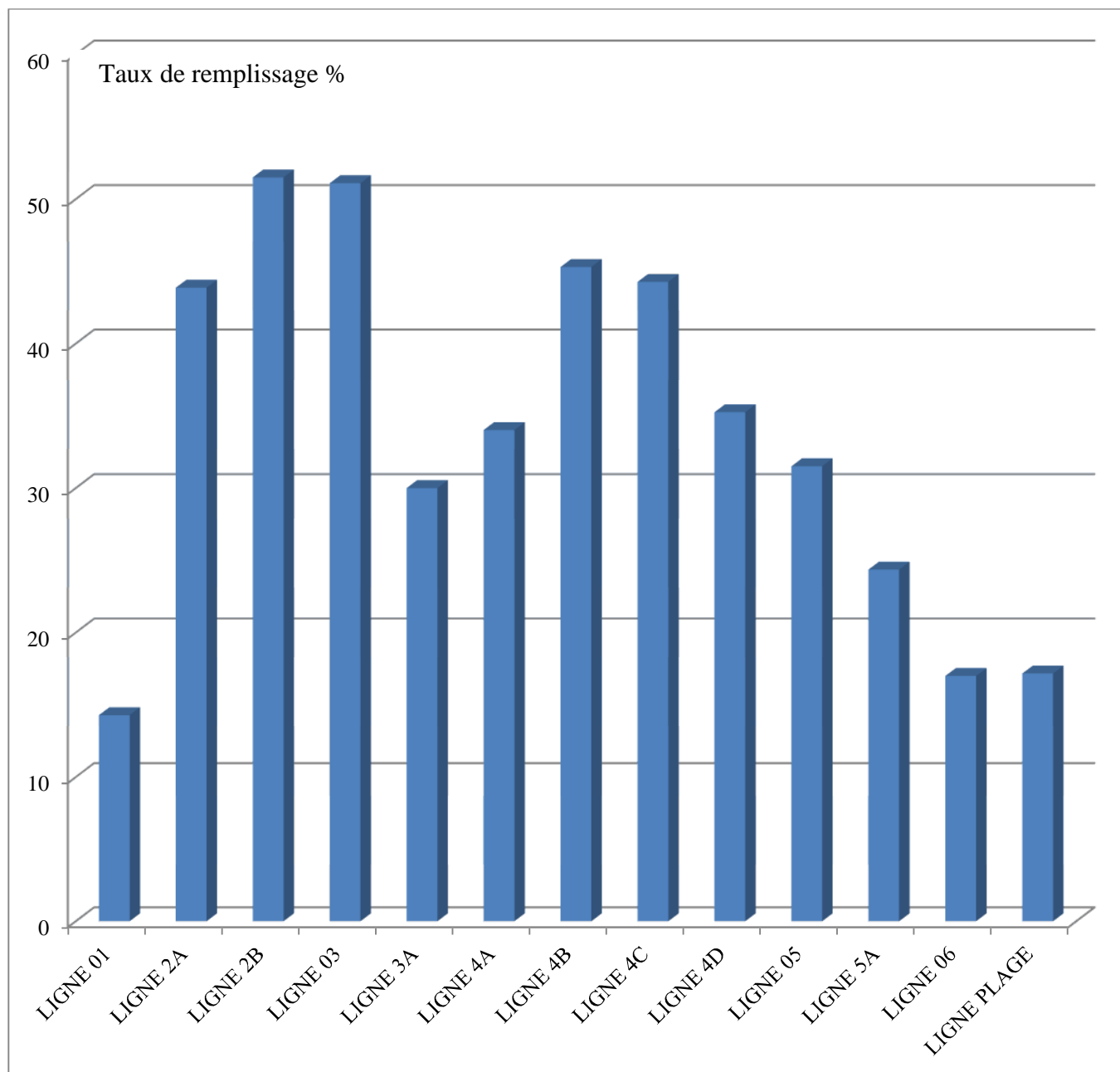


Figure 1.3. Histogramme de taux de remplissage durant l'année 2010

Interprétation

D'après l'histogramme, (Figure 1.3), on remarque que la ligne trois (3) KOUDIA-CENTRE VILLE TLEMCEN et la ligne (2B) BOUHANAK-CENTRE VILLE TLEMCEN ont le taux de remplissage le plus élevé.

1.7. Unité Autobus

le tableau 1.3 représente le parc roulant de l'unité autobus [2].

N	CODE BUS	TYPE	AGE	VOLUME DE PARC ROULANT
1	22453	VANHOOL	3ANS	30
2	22457	VANHOOL	3ANS	30
3	22439	VANHOOL	3ANS	30
4	22461	VANHOOL	3ANS	30
5	22440	VANHOOL	3ANS	30
6	22456	VANHOOL	3ANS	30
7	22454	VANHOOL	3ANS	30
8	22452	VANHOOL	3ANS	30
9	22458	VANHOOL	3ANS	30
10	22450	VANHOOL	3ANS	30
11	22451	VANHOOL	3ANS	30
12	22429	VANHOOL	3ANS	30
13	22459	VANHOOL	3ANS	30
14	22460	VANHOOL	3ANS	30
15	22431	VANHOOL	3ANS	30
16	22602	VANHOOL	3ANS	30
17	22599	VANHOOL	3ANS	30
18	22587	VANHOOL	3ANS	30
19	22603	VANHOOL	3ANS	30
20	22588	VANHOOL	3ANS	30
21	22600	VANHOOL	3ANS	30
22	22601	VANHOOL	3ANS	30
23	22604	VANHOOL	3ANS	30
24	22586	VANHOOL	3ANS	30
25	22637	VANHOOL	3ANS	30
26	22639	VANHOOL	3ANS	30
27	22638	VANHOOL	3ANS	30
28	22636	VANHOOL	3ANS	30
29	22640	VANHOOL	3ANS	30
30	22656	VANHOOL	3ANS	30

Tableau 1.3. Les véhicules de l'unité autobus [2].

1.7.1. Le Régime d'Exploitation

Simple Brigade, et quelque fois brigades multiples [2]

1.8. Unité télécabines

1.8.1 Description de la télécabine Tlemcen

La télécabine TLEMEN est appareil récent construit par la société GARA VENTA. Il est exploité par E.T.U.S.Tlemcen depuis le 02 avril 2009.Ces cabines de 15 places transportent les passagers entre la station Aval renvoi GRAND BASSIN et amont motrice LALA SETTI en passant par une gare intermédiaire ALN qui permet a la Télécabine de faire un angle.

Il permet de relier le centre ville de TLEMCEN sur une longueur 1665.00m, soutenu par 12 pylônes. il s'agit d'un appareil urbain, avec une dénivelée de 229.80m.

Il survole une partie de la ville de TLEMCEN coté Aval, sur environ 850m, un quartier de maison R+1, R+2 ET SUR distance 614m au dessus de la cité BOUDGHENE, il sur vole une partie montagneuse sur une distance 177m [2].

1.8.2. Exploitation

1.8.2.1 Cabines

Les Télécabines de l'ETUS Tlemcen comportant 17cabines de 15 places.

1.8.2.2 régime d'exploitation

Le régime d'exploitation est en 2 brigades

1.8.2.3 Données de l'exploitation

L'appareil fonctionne chaque jour de 7h30 à 18h30 en saison hivernal, et de 10h30 à 12h30 en saison estival, il cumule 7000 heures de fonctionnement.

La télécabine est équipée de 17 cabines ce qui donne, toutes les cabines en ligne soit une exploitation de 100%, un débit de 1000p/h, à une vitesse de croisière de 6m/s avec une distance entre cabines de 324 mètres. Tarif fixe a 30 DA Total effectifs 53 travailleurs [2].

1.9. Organigramme

La figure 1.4 représente l'organigramme de la direction générale avec ses deux unités de transport par câble et par bus [2].

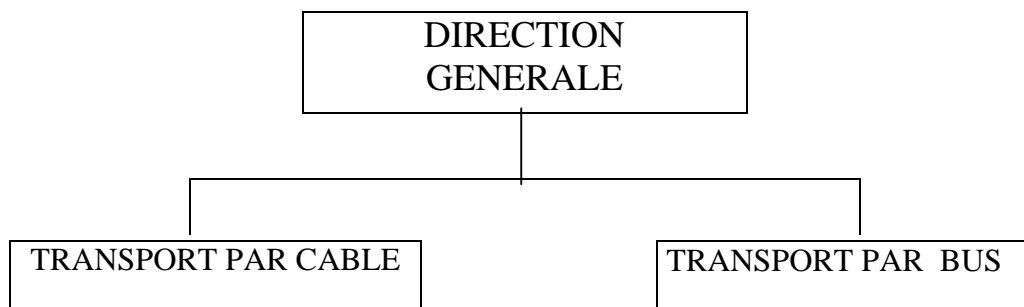


Figure 1.4. Organigramme simplifié de l'entreprise [2]

L'organigramme ci-dessous montre les services de l'entreprise ETUSTlemcen, (Figure 1.5) [2]

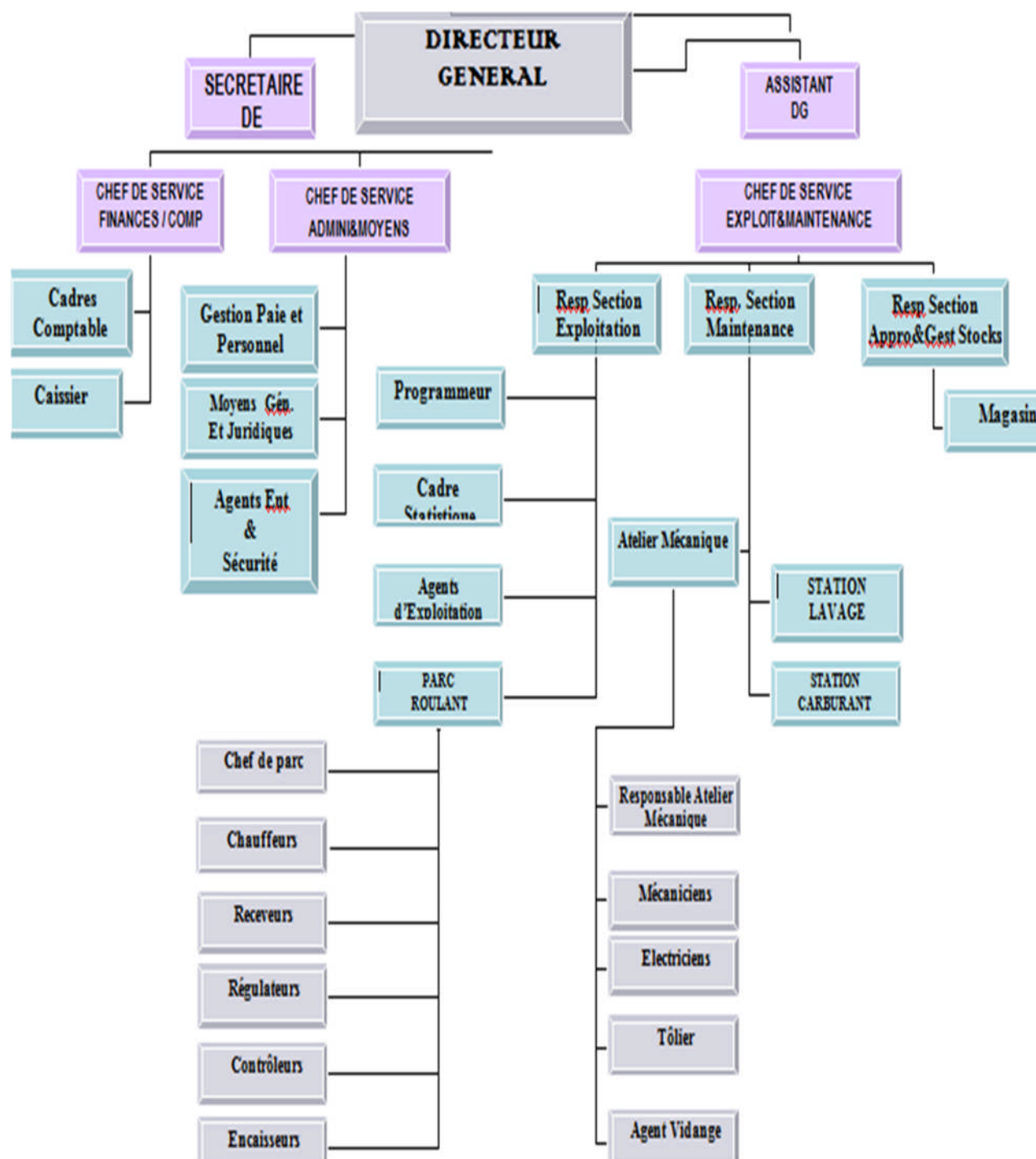


Figure 1.5. Organigramme des services de l'entreprise (Unité Autobus) [2]

L'organigramme ci-dessous détaille les stations de l'entreprise (Figure 1.6) [2]

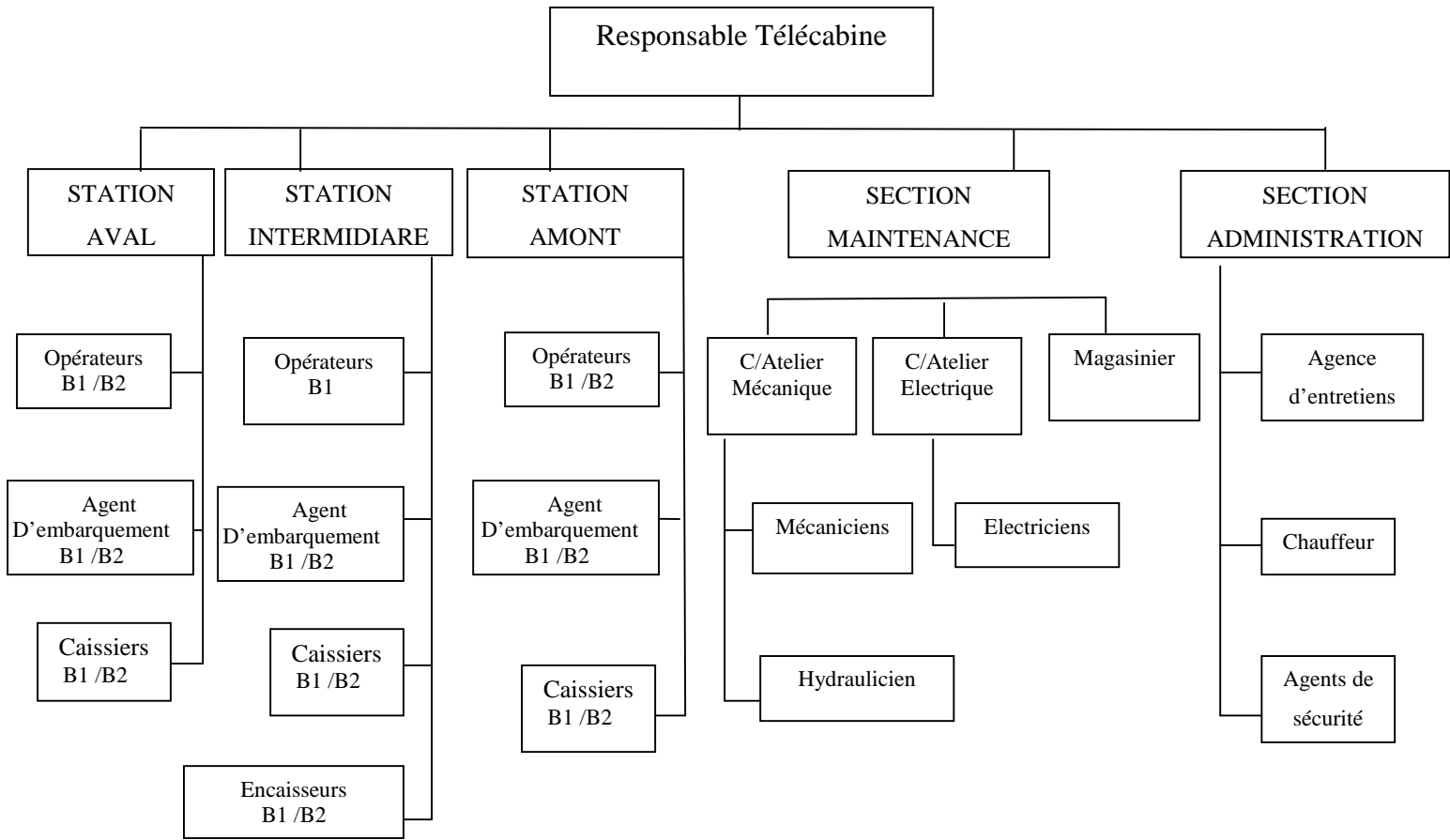


Figure 1.6. Organigramme des stations de l'entreprise (Unité télécabine) [2]

Chapitre 2

Présentation et étude des moteurs thermiques

CHAPITRE 2 PRESENTATION ET ETUDE DES MOTEURS THERMIQUES

2.1. Généralités sur les moteurs thermiques

2.1.1. Définition

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

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 [3].

2.2.2. 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 apparait 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 naitre 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].

2.2.3. Ensemble d'un moteur thermique

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

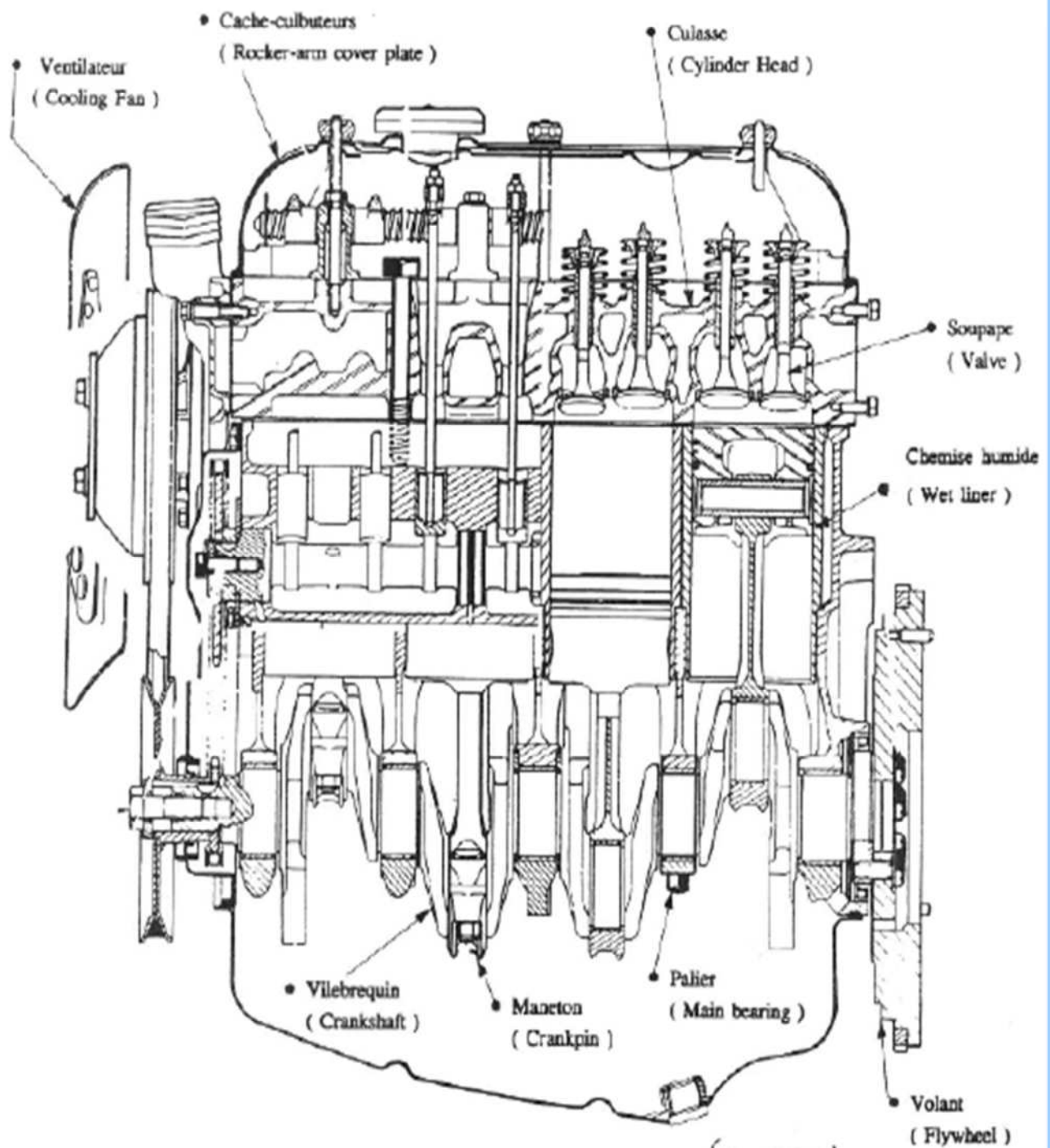


Figure 2.1. Schéma d'ensemble d'un moteur thermique [6].

2.2.3.1. Organes fixes

Les parties fixes comprennent essentiellement

- la culasse
- le bloc-cylindres
- les carters
- les collecteurs d'admission et d'échappement

2.2.3.2. Organes mobiles

Les organes mobiles d'un moteur sont essentiellement.

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

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

a) Organes fixes

➤ CULASSE

Elle assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, et contient la chambre de combustion. [5]

- 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 2.2. Culasse (E.T.U.S.T)

➤ **bloc-moteur**

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



Figure 2.3. 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 [3,5].



Figure 2.4. 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 2.5. 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 ($W = F \cdot d$)



Figure 2.6. Piston (E.T.U.S.T)

➤ **Bielle**

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



➤ **Figure 2.7.** 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 [3,5].

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

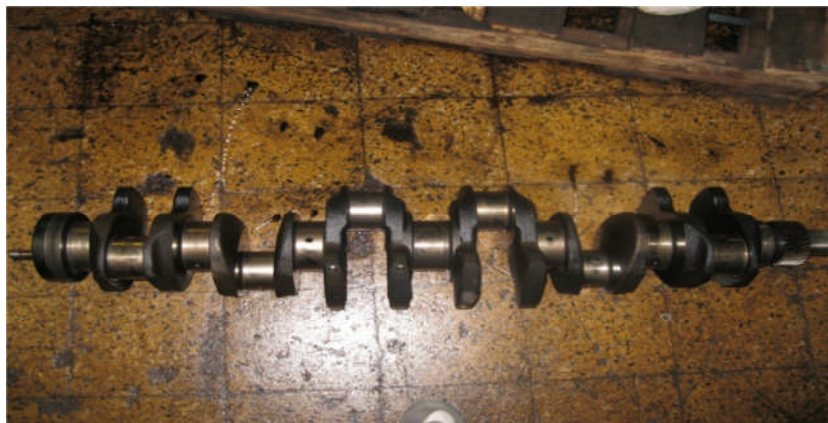


Figure 2.8. Vilebrequin (E.T.U.S.T)

➤ **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 2.9. Volant moteur (E.T.U.S.T)

➤ **Soupapes et l'arbre à cames**

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 [3,5].



Figure 2.10. Soupapes et l'arbre à cames (E.T.U.S.T)

2.3. Principe de fonctionnement

2.3.1. 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 [6,7].

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].

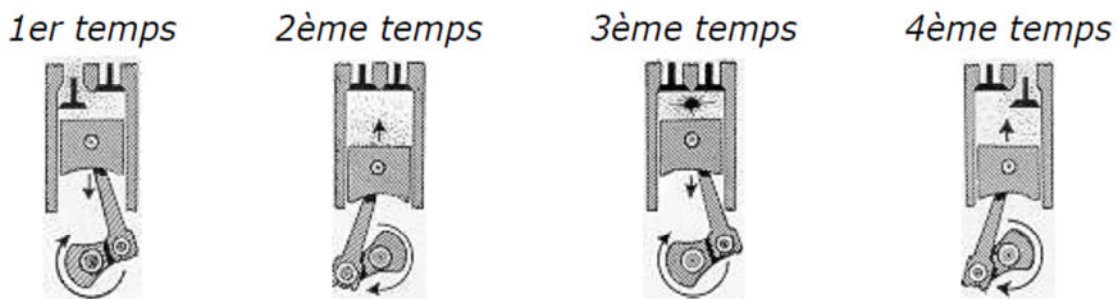


Figure 2.11. Principe de fonctionnement d'un moteur [6].

2.4. 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. Les moteurs sont classés en deux catégories suivant la technique d'inflammation du mélange air- carburant [6].

- 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 [8].

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 [4, 6,7].

2.4.1. 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].

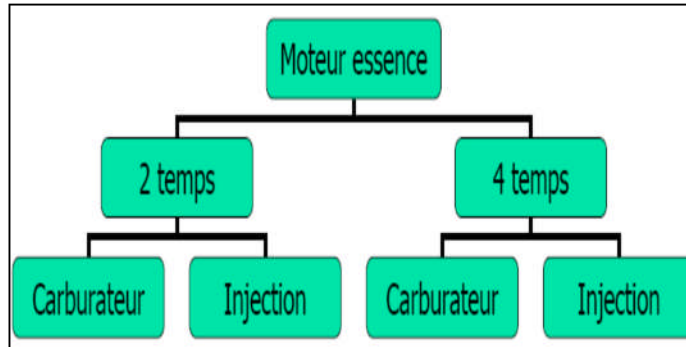


Figure 2.12. Classification des moteurs à essence

2.4.2. 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].

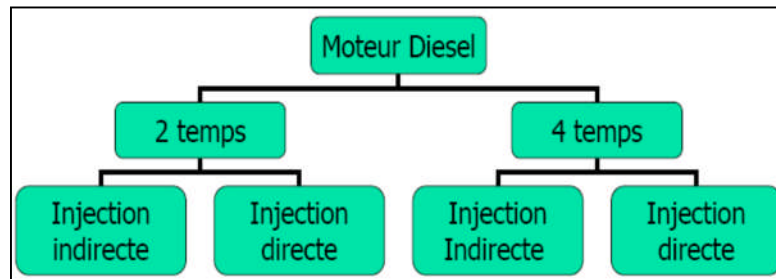


Figure 2.13. Classification des moteurs diesel

2.5. Cycle thermodynamique

2.5.1. 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 [4,6].

➤ 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 [4,6].

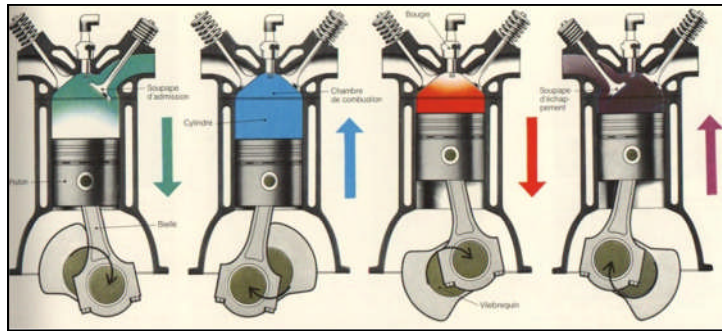


Figure 2.14. Moteurs à quatre temps

2.5.2. 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. Les différentes étapes du cycle deux temps, voir (figure 2.15) [7].

➤ 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 [5].

➤ 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].

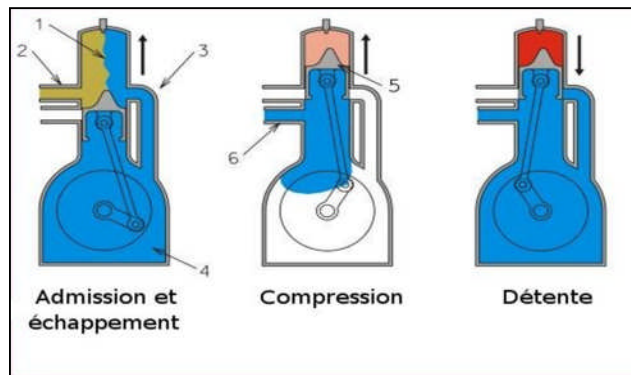


Figure 2.15. Moteur à deux temps

2.6. 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. 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 [6].

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.

2.7. 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) [4,7].

2.8. 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].

2.9. Circuit de Carburation

2.9.1. 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 présence 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].

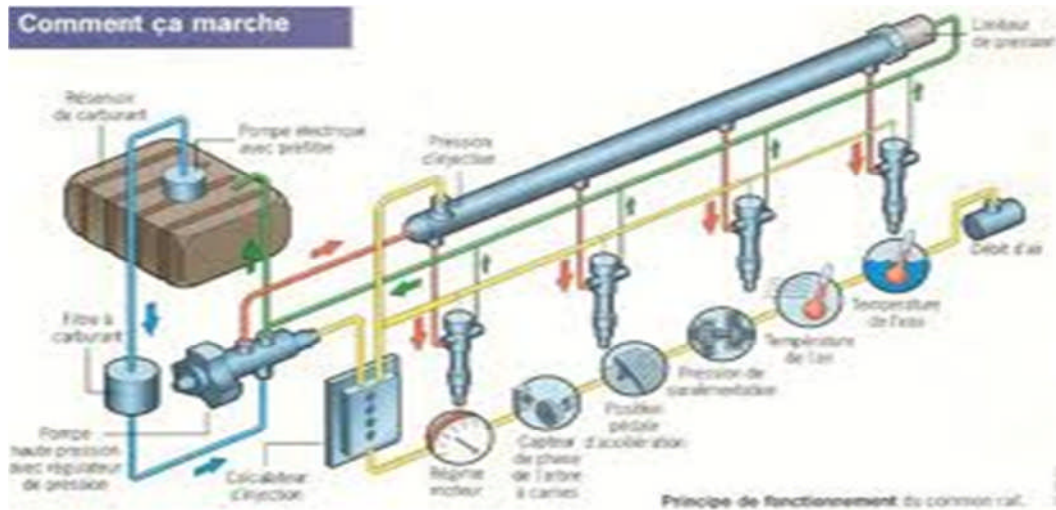


Figure 2.16. Circuit de la carburation [6].

2.9.2. Description du circuit de gas-oil

2.9.2.1. 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.

2.9.2.2. Pompe d'alimentation

Elle n'est pas toujours présente. Son rôle est d'absorbé le carburant qui est dans le circuit en amont de la pompe d'injection. On distingue généralement deux modèles: pompe à pistons, fixée et entraînée sur les pompes d'injection du type en ligne (ZETOR) ou pompes 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 [3,6].

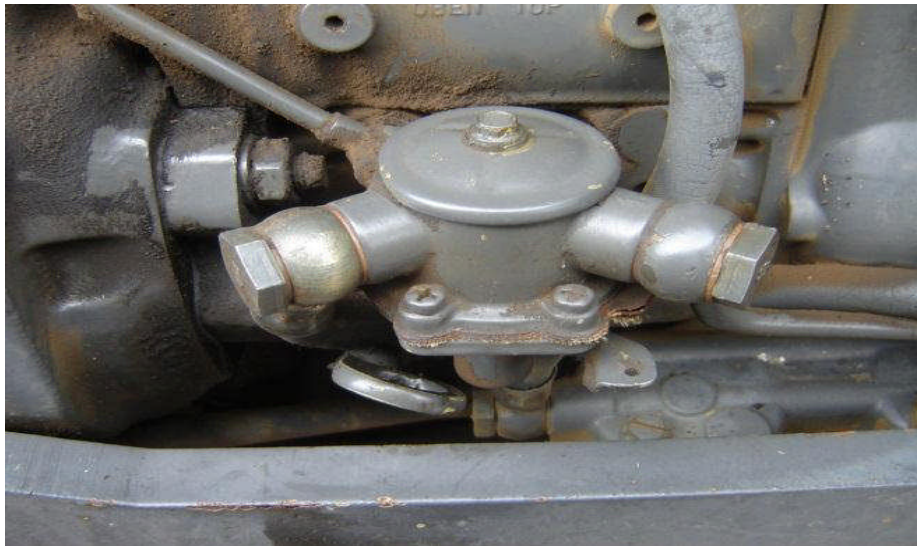


Figure 2.17. Pompe d'alimentation (E.T.U.S.T)

2.9.2.3. 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. 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 [3].

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 2.18. Filtre à gasoil

2.9.2.4. 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 2.19. Pompe d'injection (E.T.U.S.T)

2.9.2.5. 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 2.20. Injecteur complet

2.10. Etude de l'injection

2.10.1 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. 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 [3].

2.10.2. 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. 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 [8].

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 [8].

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 [6,8].

2.10.3. 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, 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 [6].

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.

2.11. Généralités sur les différents systèmes d'injection [8].

2.11.1. Les systèmes d'injection

2.11.1.1. Classification des systèmes d'injection

- Injections mécaniques
- Injections électroniques
- Injections mixtes

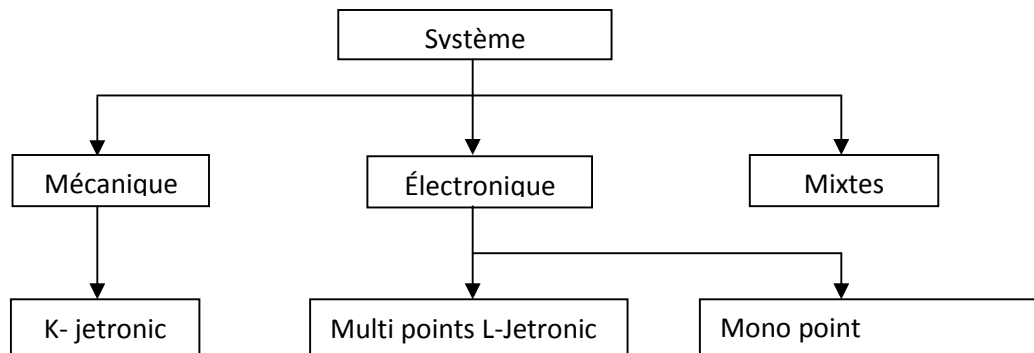


Figure 2.21. Classification des systèmes d'injection [6]

2.11.2.2. Circuit d'alimentation

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

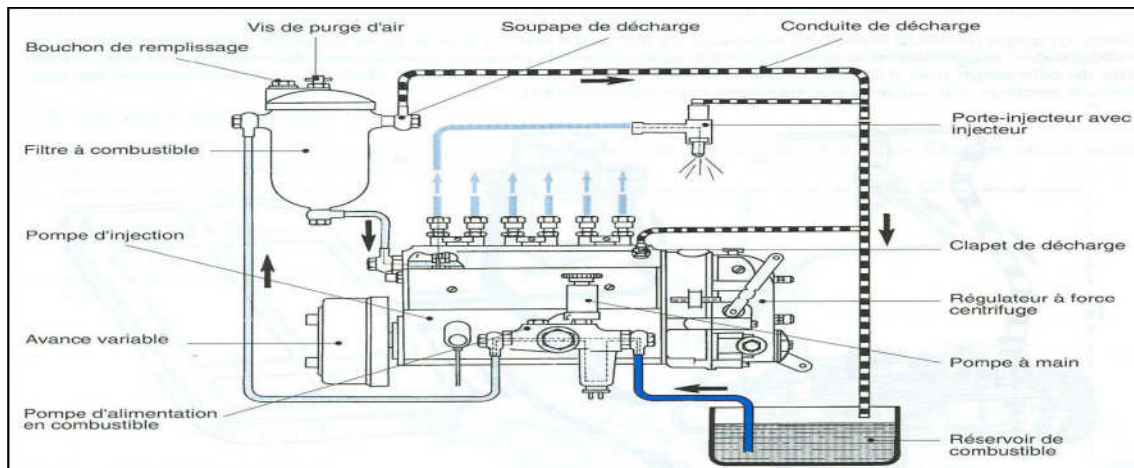


Figure 2.22. Circuit d'alimentation d'un moteur diesel [5].

2.11.2.3. Injection indirecte

Elle a une compression nettement supérieure à celle du à 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) [7,8].
- 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 [7,8].

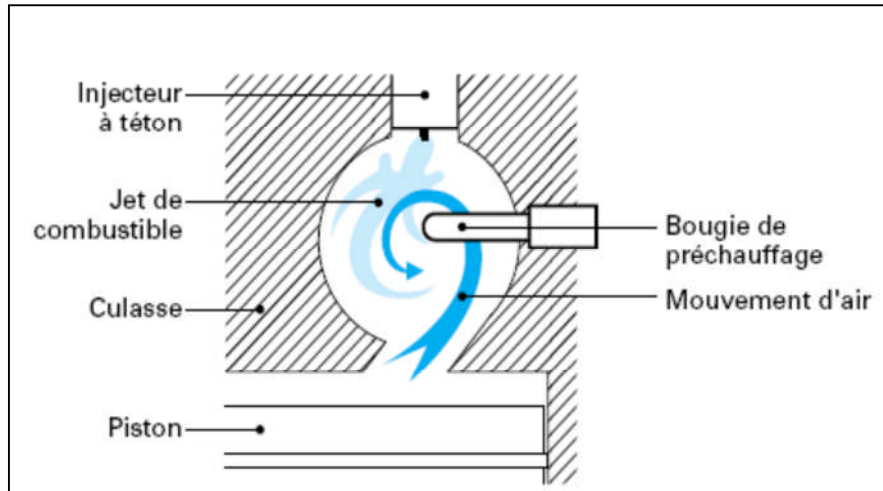


Figure 2.23. Injection indirecte [6].

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.

2.11.2.4 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 [8].

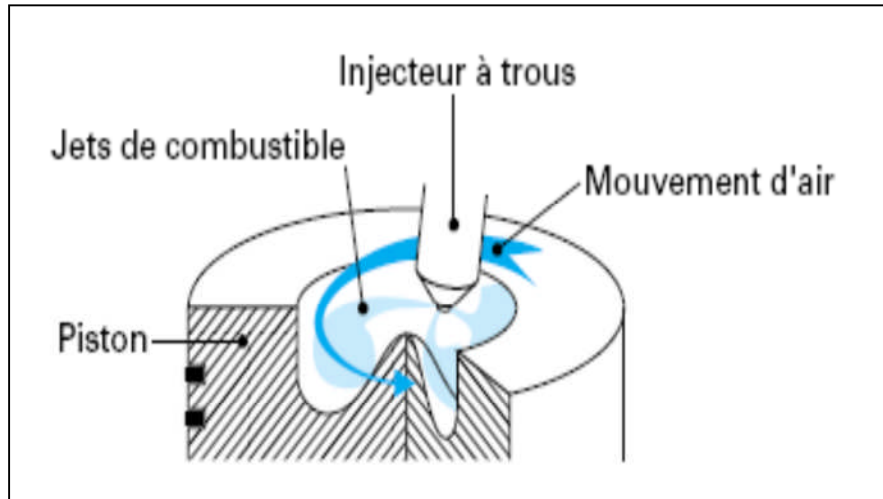


Figure 2.24. Injection directe [6] .

2.11.3.1. 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 [8].

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 [3,8]

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 [6].

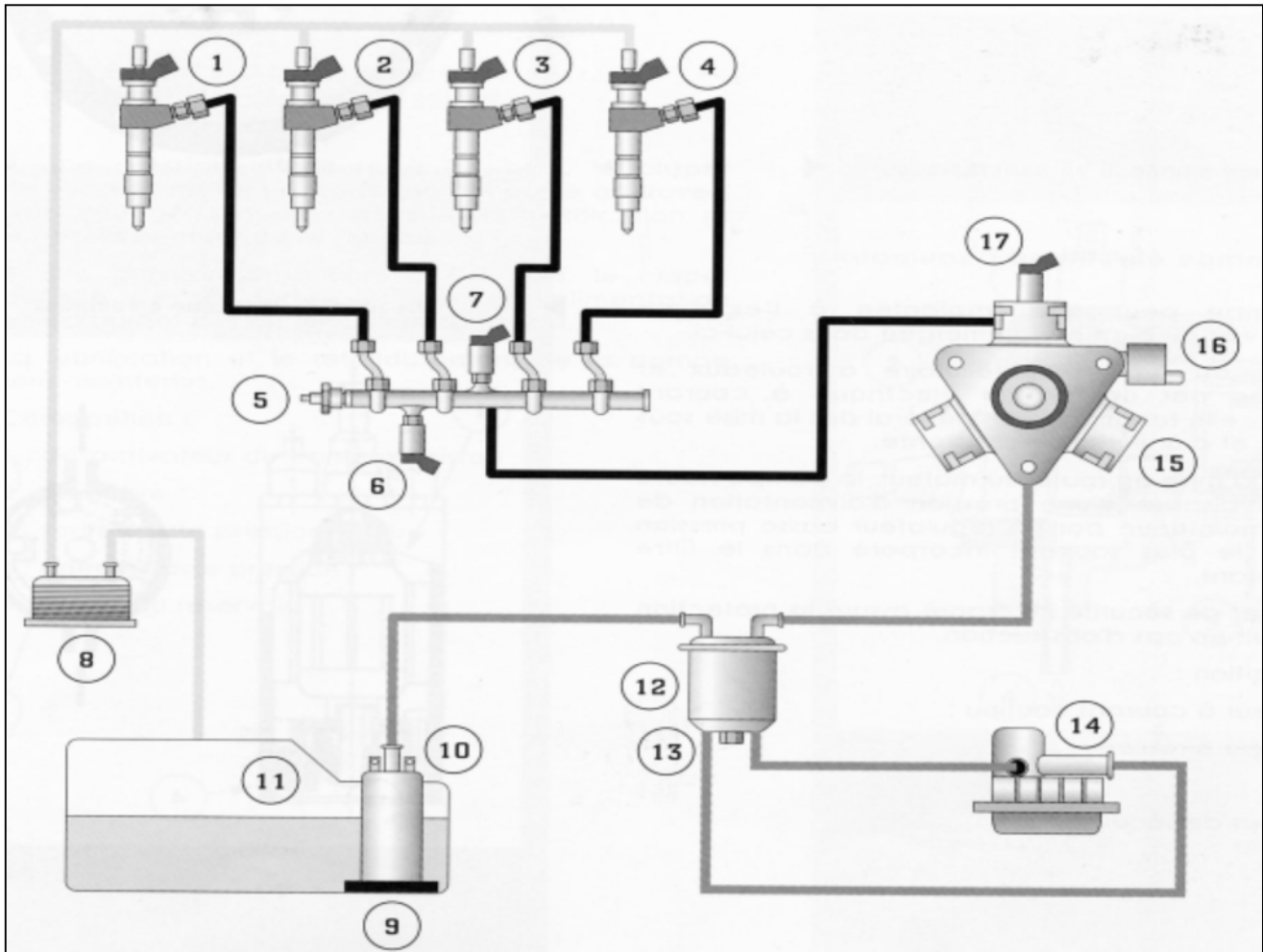


Figure 2.25. Circuit d'alimentation du système d'injection « Common Rail » [6].

- | | |
|--------------------------------------|---|
| 1-4. 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 | 16. Régulateur haute pression de carburant |
| 9. Pré-filtre à carburant | 17. Désactivateur de troisième piston de la pompe haute pression |
| 10. Pompe de gavage basse pression | 18. Electrovanne de coupure |
| 11. Réservoir de carburant | |

Chapitre 3

Etude de la dégradation des moteurs diesels

CHAPITRE 3 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].

3.1. 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 3.1.) [8].

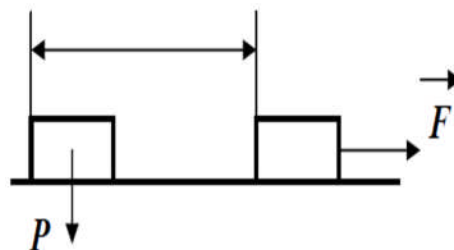


Figure 3.1. Principe du Frottement

3.1.1. 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 3.2) [9].

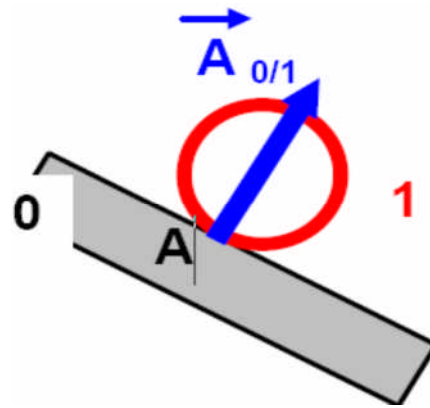


Figure 3.2. Cas du contact parfait

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].

3.1.2. 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].

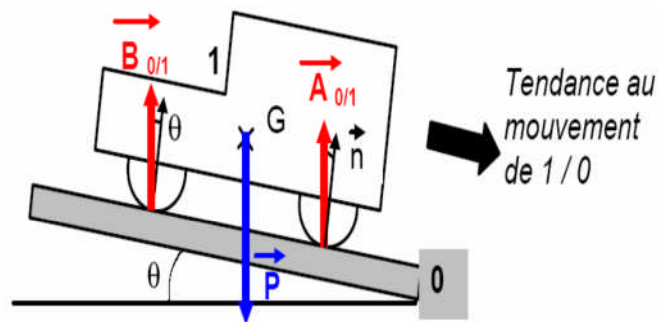


Figure 3.3. Cas du contact réel

3.3.3. 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].

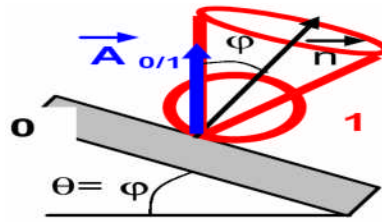


Figure 3.4. Cône de frottement

3.1.1. 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].

$$F_S \text{ max} = \mu_s * F_N \quad (3.1)$$

3.1.2. 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].

3.2. Différents types de frottements

3.1.1. 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].

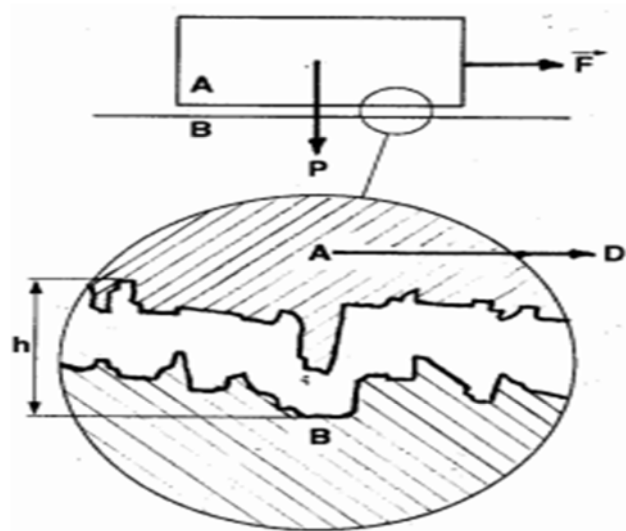


Figure 3.5. Frottement sec [9].

3.1.2. 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 3.6) [13].

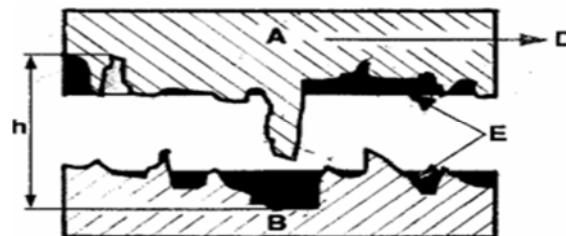


Figure 3.6. Frottement gras [9].

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 3.7). Une fine pellicule d'huile favorise le frottement sans empêcher le contact des aspérités. Exemple : frottement du piston sur le cylindre [9,15].

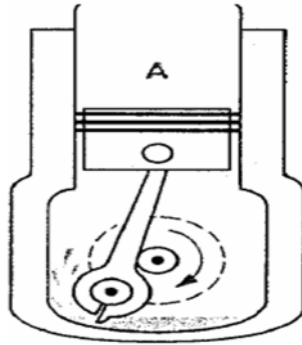


Figure 3.7. Frottement du piston sur le cylindre

3.1.3 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 3.8) [15].

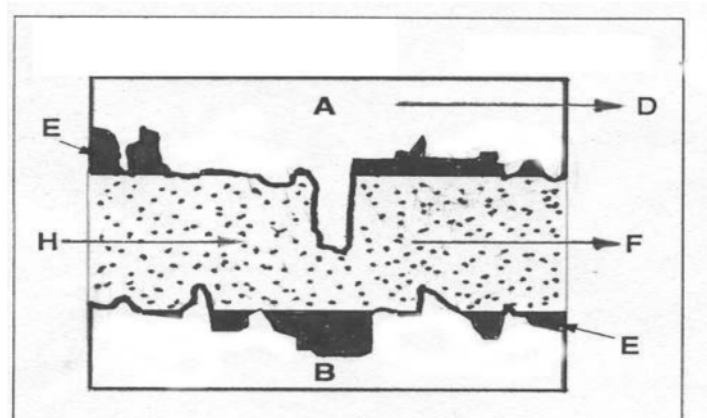


Figure 3.8. Frottement fluide ou hydrodynamique [9].

3.3. 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.

3.4. 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 3.1) [6].




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

Tableau 3.1. Eléments soumis aux frottements [6].

3.5. Dégradation des organes moteurs

3.5.1 Usure de la jupe par manque de jeu

3.5.1.1. 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

Chapitre 4

Etude de la dégradation des
performances des moteurs
diesels

CHAPITRE 4 ETUDE 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 [14, 21 ,7].

4.1 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 [16].

Les différents modes de lubrification sont habituellement représentés par la courbe de Stribeck, figure (4.1), qui exprime le coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative [16].

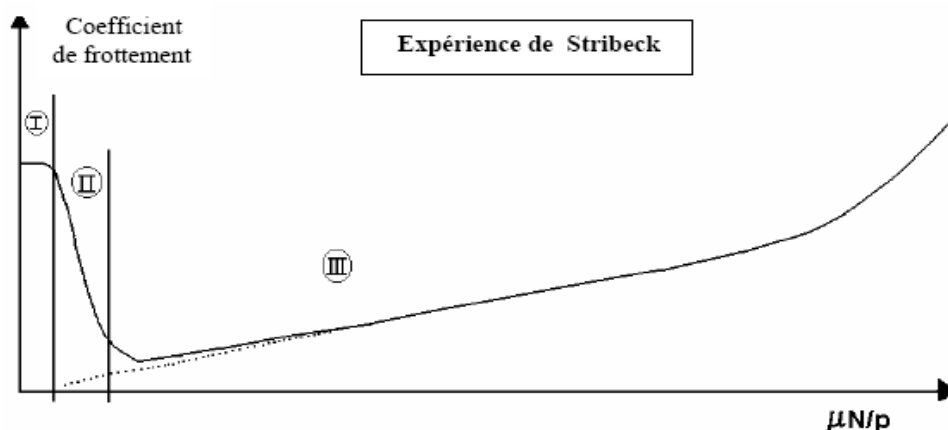


Figure 4.1 Courbe de Stribeck [16].

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

4.1.1. Zone (I) : Elle correspond à la lubrification limite ou onctueuse, la séparation des surfaces métalliques est assurée par des molécules d'huile absorbées 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 [16].

4.1.2. 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 [16].

4.1.3. 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 4.1). Dans cette zone, le coefficient de frottement varie de 0.002 à 0.001 [16].

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 [16].

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 [16].

4.2. 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) [15, 13, 4].

4.2.1 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 [15, 13, 4].

4.2.1.1 Formulation de Rezeki et Henein:

La formulation de Rezeki 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 [13].

4.2.1.2. Hypothèses de Rezeki 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 [13].
- 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 [13].

4.2.1.3.- 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 :

$$M_i(\theta) = a_l \cdot [(P_g(\theta) + p_{e3}) \cdot E_{a3} \mu \cdot V_p(\theta)]^{0.5} D \cdot (N_r + 0.4 N_e) \cdot R \cdot K(\theta) \quad (4.1)$$

Avec a_l : coefficient expérimental, $p_g(\theta)$: pression des gaz de combustion, p_{e3} : Pression d'élasticité du racleur, E_{a3} : 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, $K(0)$: 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

$$M_2(\theta) = a_2 [1 - |\sin(\theta)|] [P_g(\theta) + P_{el}] \pi \cdot D \cdot E_{al} \cdot N_e \cdot R \cdot K(\theta) \quad (4.2)$$

4.2.1.4. Frottement jupe-chemise

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

$$M_3(\theta) = a_3 \cdot [\mu \cdot V_p(\theta) / h_j] \pi D \cdot L_j \cdot R \cdot K(\theta) \quad (4.3)$$

Avec a_3 : coefficient expérimental, h_j : épaisseur du film d'huile, L_j : longueur de la jupe [15].

4.2.1.5. Frottement des paliers de vilebrequin

Le couple de frottement des paliers de vilebrequin est donné par l'équation (4.4)

$$M_6(\theta) = a_6 \cdot [\pi D^2 / 4] R_c \cdot P_g(\theta) \cdot \cos \theta \cdot (1/\omega^{0.5}) \quad (4.4)$$

4.2.1.6. Frottement de la distribution

$$M_4(\theta) = a_4 \cdot [nse \cdot F_s / \sqrt{\omega}] R \cdot K(\theta) \quad (4.5)$$

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

Cette fiche technique donne les paramètres du moteur diesel Caterpillar type C9A500EURO3 [2].

Moteur Diesel 4temps 6 cylindre en ligne	
Moteur Caterpillar C9A500EURO3	-
Alésage (mm)	112
Course (mm)	149
Cylindrée (litres)	8.8
Puissance max (CV)	250
Pression d'admission (bar)	2
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 4.1 Paramètres du moteur

4.4. Cycle du moteur diesel quatre temps

Le cycle d'un moteur diesel mixte quatre temps est représenté selon la (figure 4.1.)

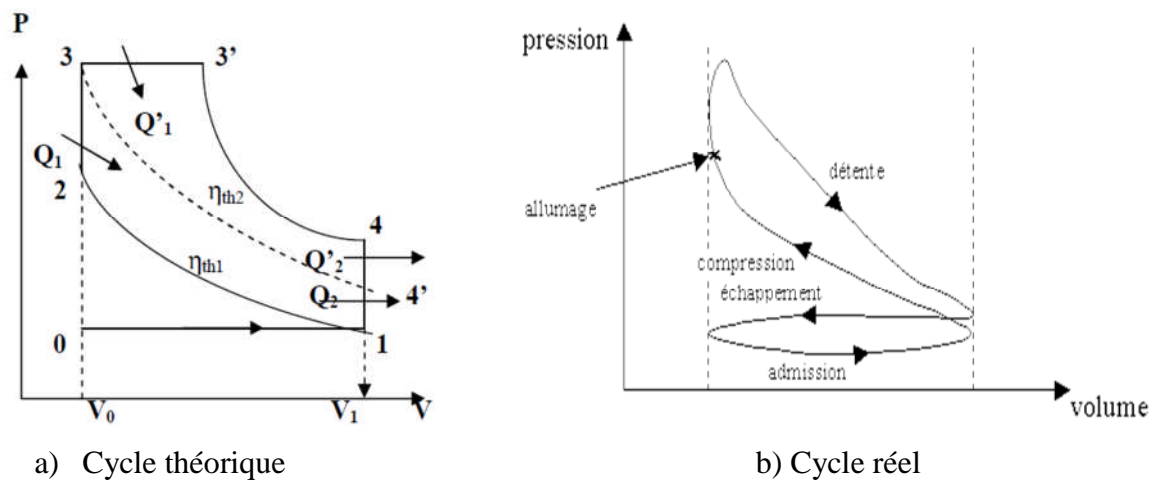


Figure 4.2. Cycle du moteur diesel quatre temps

- $C_v = 160 \text{ cal/kg.k}$
- $\tau = 0.8$
- $C_p = 208 \text{ cal/kg. k}$
- $PCI = 10250 \text{ cal/kg. k}$
- $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{208}{160} = 1.33$
- $P_1 = 10^5 \text{ Pa}$
- $\varepsilon = 17$
- $N = 3000 \text{ tr/min}$
- $T_1 = 273.15$; $P_1 = 10^5 \text{ bar}$

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

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

$$V_0 = \frac{1.46}{16}$$

$$V_0 = 0.091 \text{ l}$$

$$V_1 = 17 * V_0 \implies V_1 = 17 * 0.091$$

$$V_1 = 1.547 \text{ l}$$

4.4.1. Analyse de la phase 1-2

$$V_2 = V_0 = 0.091 \text{ l}$$

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

(4.14)

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

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

$$P_2 = P_1 \varepsilon^{\gamma} \implies P_2 = 10^5 * 17^{1.33}$$

$$P_2 = 43.30 * 10^5 \text{ bar}$$

4.4.2. Analyse de la phase 2-3

$$m_{\text{air}} * C_v * (T_3 - T_2) = PCI * m_{\text{go}} * z$$

$$(T_3 - T_2) = \frac{PCI}{C_v} * \frac{m_{\text{go}}}{m_{\text{air}}} * z \quad (4.6)$$

$$T_3 = \frac{PCI}{C_v} * \frac{m_{\text{go}}}{m_{\text{air}}} * z + T_2$$

$$T_3 = \frac{10250 * 10^3}{160} * \frac{1}{25} * 0.3 + 695.74$$

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

$$\lambda = \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \implies P_3 = \frac{T_3 * P_2}{T_2} \quad (4.7)$$

$$P_3 = \frac{1464.49 * 4.330}{695.74}$$

$$P_3 = 91.14 \cdot 10^5 \text{ bar}$$

$$V_3 = V_0 = 0.091 \text{ l}$$

4.4.3. Analyse de la phase 3 – 3'

$$m_{\text{air}} * C_p (T_{3'} - T_3) = \text{PCI} * m_{\text{go}} * (1 - z) \quad (4.8)$$

$$T_{3'} = \frac{\text{PCI}}{C_p} * \frac{m_{\text{go}}}{m_{\text{air}}} (1 - z) + T_3$$

$$T_{3'} = \frac{1}{25} * \frac{10250 * 10^3}{208} * (1 - 0.3) + 1464.49$$

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

$$\Delta = \frac{V_{3'}}{V_3} = \frac{T_{3'}}{T_3} \implies V_{3'} = \frac{T_{3'} * V_3}{T_3} \quad (4.9)$$

$$V_{3'} = \frac{2844.297 * 0.091}{1464.49}$$

$$V_{3'} = 0.1761$$

$$P_{3'} = P_3 = 91.14 * 10^5 \text{ bar}$$

4.4.4. Analyse de la phase 3' -4

$$T_{3'} * V_{3'}^{\gamma-1} = T_4 * V_4^{\gamma-1} \quad (4.10)$$

$$T_4 = T_{3'} * \left(\frac{V_{3'}}{V_4}\right)^{\gamma-1} \implies T_4 = 2844.297 * \left(\Delta * \frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} \quad (4.11)$$

$$\Delta = \frac{V_{3'}}{V_3} \implies \Delta = \left(\frac{0.176}{0.091}\right)^{\gamma-1} \implies \Delta = 1.243$$

$$T_4 = 2844.297 * \left(1.243 * \frac{1}{17}\right)^{1.33-1}$$

$$T_4 = 1387.269 \text{ k}$$

$$P_{3'} * v_{3'}^\gamma = P_4 * v_4^\gamma \quad \longrightarrow \quad P_4 = P_{3'} * \left(\frac{V_{3'}}{V_4}\right)^\gamma$$

$$P_4 = 9.114 * 10^6 * \left(\frac{0.176}{1.547}\right)^{1.33}$$

$$P_4 = 50.67 * 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau * P_1 * V_1 = m_T * r * T_1 \quad \longrightarrow \quad m_T = \frac{\tau * P_1 * V_1}{r * T_1} \quad (4.12)$$

$$m_T = \frac{0.8 * 10^5 * 1.547 * 10^{-3}}{200.64 * 273.15} \quad \text{Avec } r = C_p - C_v = 208 - 160 = 48 \text{ cal/kg k}$$

$$m_T = 22.581 * 10^{-4} \text{ kg}$$

$$W_T = C_v * T_1 * [\varepsilon^{\gamma-1} * (1 + \gamma * \lambda(1 - \Delta) - \lambda) + \lambda * \Delta^\gamma - 1] * m_T \quad (4.13)$$

$$W_T = 160 * 4.18 * 273.15 * [2.547 * (1 + 2.799(-0.934) - 2.10) + 5.049 - 1] * 22.581 * 10^{-4}$$

$$W_T = 2232.218 \text{ J}$$

$$P = (W_{Tot} * \frac{N}{2 * 60}) * 6 \quad \longrightarrow \quad P = (2232.218 * \frac{3000}{120}) * 6 \quad (4.14)$$

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

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

4.4.5 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 [21].

4.5 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'embiellage, ainsi que les inerties qui sont

résultant de l'équilibre moteur et par la suite du bon fonctionnement du moteur. [23, 17, 18, 28].

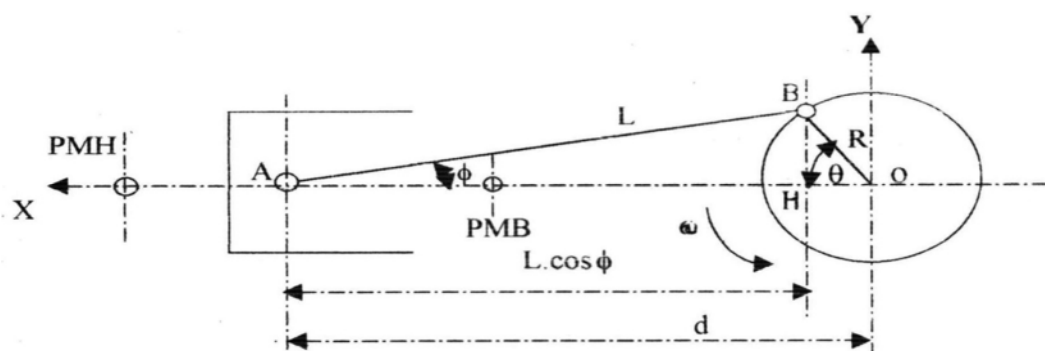


Figure 4.3. Atelier mobile [4].

4.5.1 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, 15].

$$X = R. \left[1 - \cos\theta + \left(\frac{1}{4}\right) \cdot \left(\frac{R}{L}\right) \cdot (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (4.15)$$

$$\frac{dx}{dt} = R. \omega \left[\sin\theta + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \left(\frac{R}{L}\right) \cdot \sin 2\theta \right] \quad (4.16)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -R. \omega^2 \left[\cos\theta + \left(\frac{R}{L}\right) \cdot \cos 2\theta \right] \quad (4.17)$$

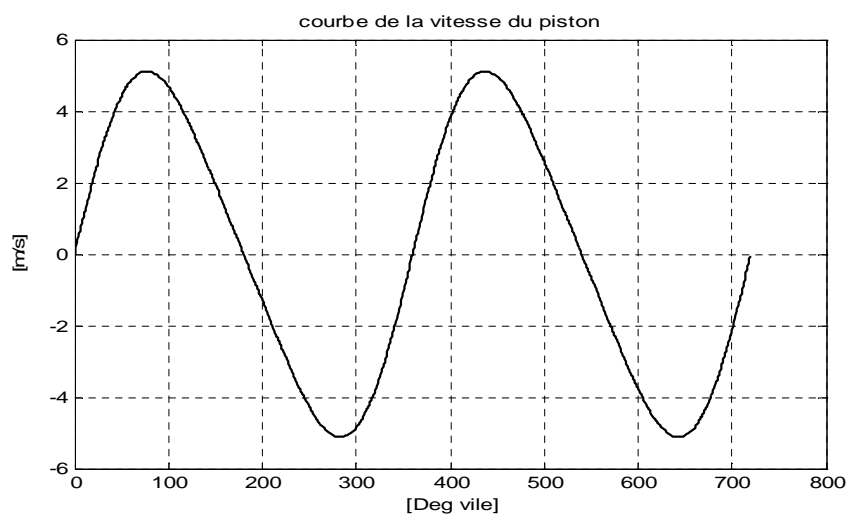


Figure 4.4. Vitesse du piston

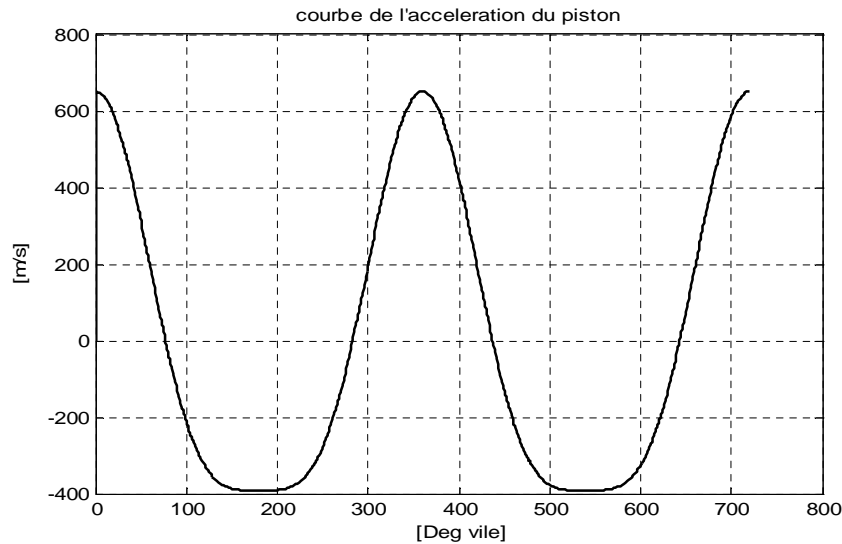


Figure 4.5. Accélération du piston

4.5.2 Vitesse et accélération de la bielle

En appliquant l'équation (4.18) on peut, après des transformations mathématiques, déterminer la vitesse et l'accélération de la bielle [4,15].

$$BH=AB.\sin\phi=OB.\sin\theta \quad (4.18)$$

$$\lambda=R/L=OB/AB= \sin\phi/ \sin\theta \quad (4.19)$$

donc l'équation (4.28) devient

$$\sin\phi=-\lambda \sin\theta \quad (4.20)$$

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

$$d\phi/dt=-\omega.\tan\phi/\tan\theta \quad (4.21)$$

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

$$\frac{d^2\phi}{dt^2}=\omega^2.\frac{\tan^3\phi}{\tan^2\theta-\omega^2.\tan\phi} \quad (4.22)$$

Cette accélération est nulle pour ($\theta = 0$) et pour ($\theta = \pi$), alors qu'elle est maximal pour les valeurs extrêmes de l'angle d'oscillation de la bielle (ϕ).

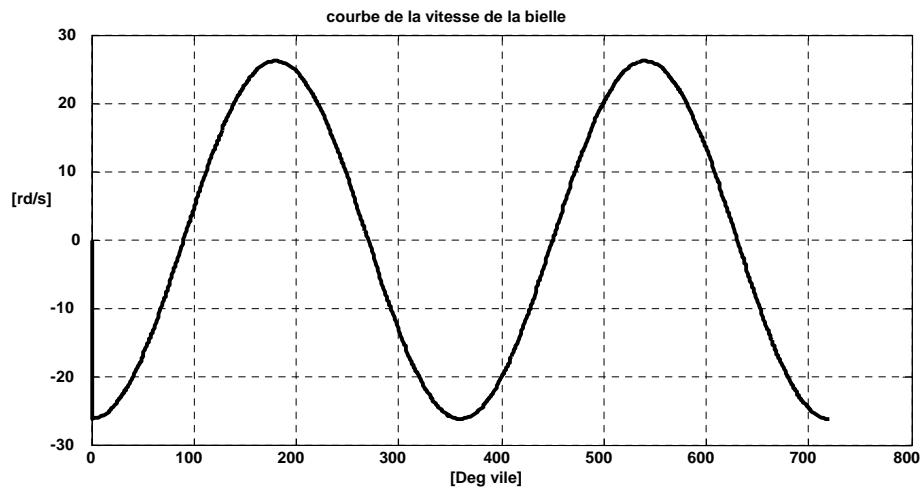


Figure 4.6. Vitesse de la bielle

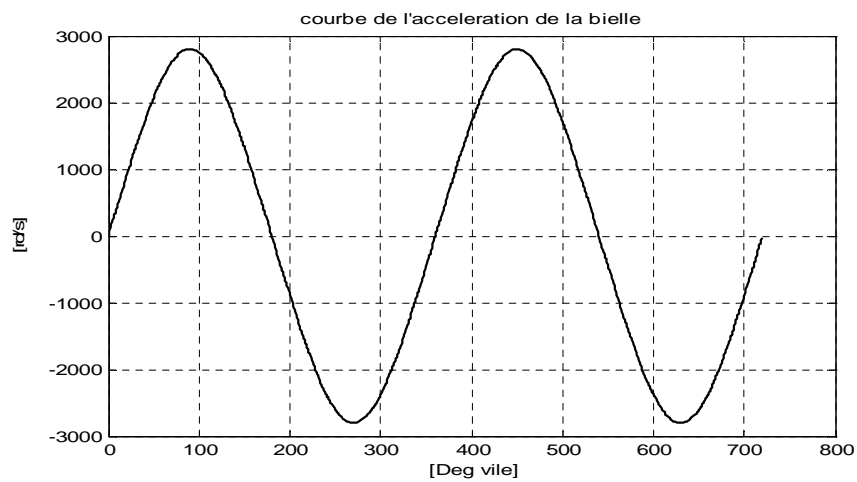


Figure 4.7. Accélération de la bielle

4.6. 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 [25].

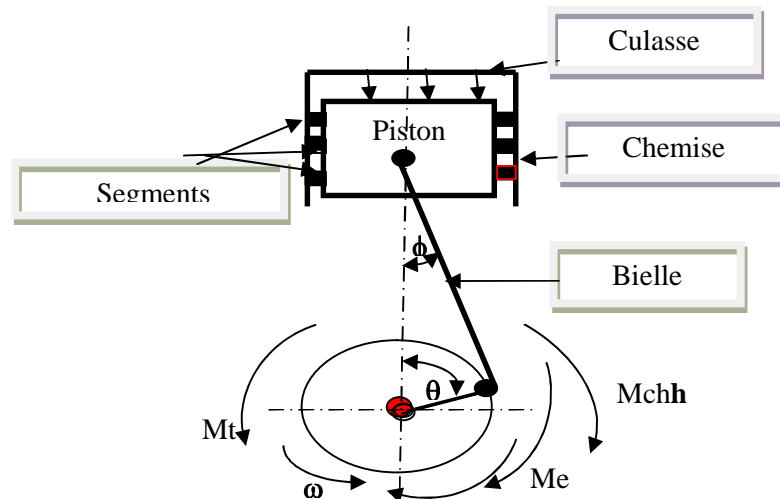


Figure 4.8. Schéma synoptique dynamique du moteur [4].

4.6.1 Schéma dynamique équivalent des efforts au niveau du piston

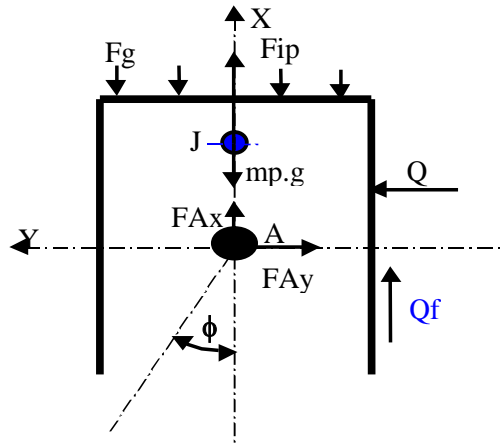


Figure 4.9. Modèle dynamique du piston [4].

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

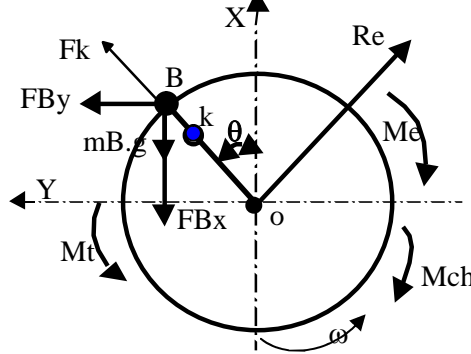


Figure 4.10. Modèle dynamique du vilebrequin [4].

4.6.2 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 Qf influe de façon directe sur le couple moteur [13-29]

$$C_{pi}(\theta) = R \cdot \sin(\theta - \phi) \cdot [P \cdot S - m_b \cdot a(\phi'' \cdot \sin \phi + \phi'^2 \cdot \cos \phi) \gamma \cdot (m_p + m_b) - g(m_p + m_b) + Q_f] / \cos \phi - R \cdot \cos \phi \cdot [m_b \cdot a(\gamma \cdot \sin \phi + a \cdot \phi'') + I_G \cdot \phi'' - m_B \cdot g \cdot L \cdot \sin \phi] / L \cdot \cos \phi \quad (4.23)$$

4.7 Applications du modèle dynamique moteur

4.7.1 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'admissions 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 [23].

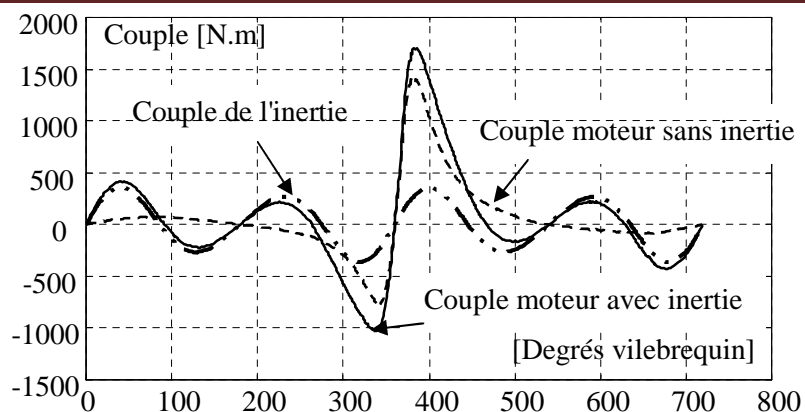


Figure 4.11. Couple moteur et couple d'inertie

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 .

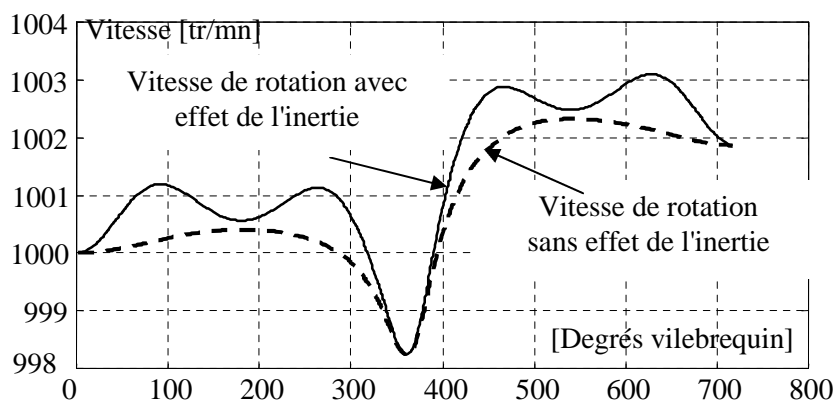


Figure 4.12. Schéma dynamique général des vitesses au niveau moteur

L'influence de l'effet de l'inertie est très distingué durant le cycle figure (4.11) et figure (4.12). 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.

4.7.2 Modèle dynamique de frottement

4.7.2.1 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, 15].

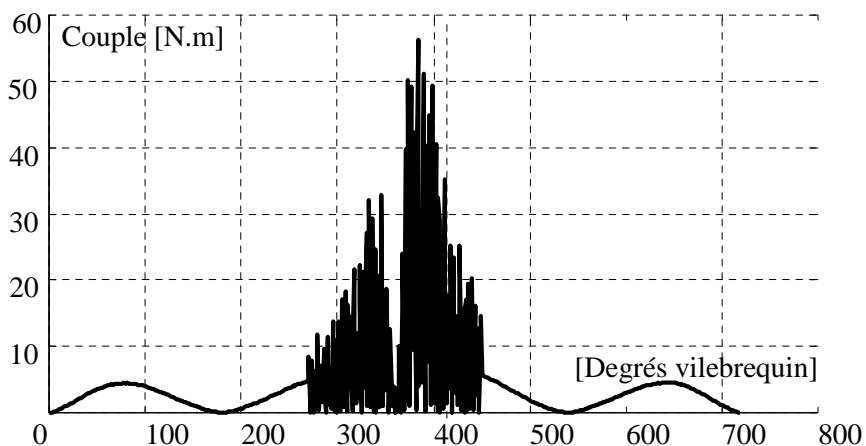


Figure 4.13. Couple de frottement piston-chemise

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 [4,15].

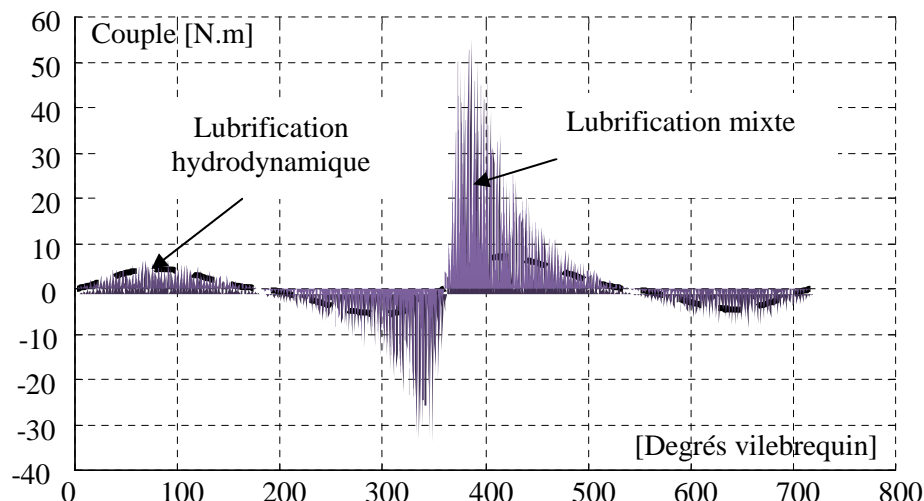


Figure 4.14. Couple de frottement piston-chemise : modes de lubrification

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 [4,15].

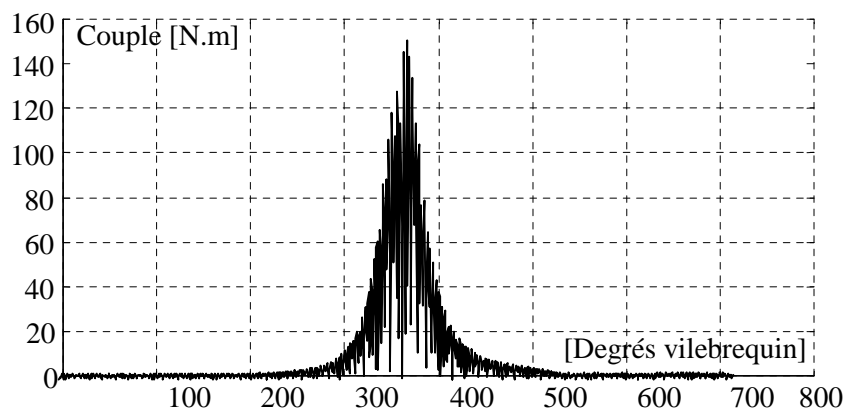


Figure 4.15. Couple de frottement bielle-vilebrequin

Le couple de frottement bielle-vilebrequin est presque nul tout le long du cycle sauf au alentour de la zone de combustion [29] .

le couple de frottement total dépend directement des couples de frottement piston-chemise et du couple bielle-vilebrequin, figure (4.16). La figure (4.17) 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 [4,13,15].

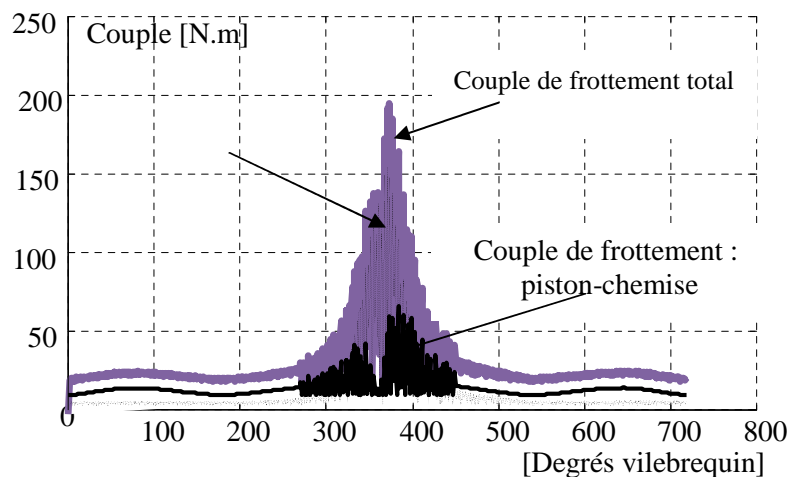


Figure 4.16. Schéma synoptique des couples de frottement

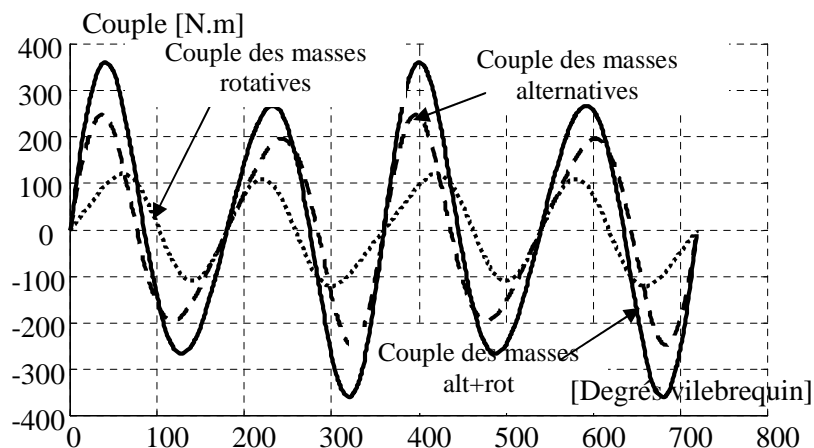


Figure 4.17. Couple d'inertie des masses alternatives et rotatives

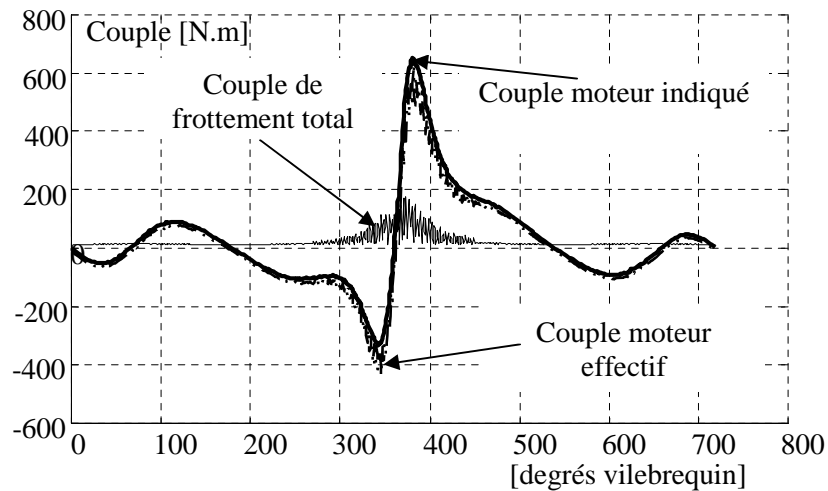


Figure 4.18. Performances moteur avec l'effet de frottement

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 (4.11). Dans un deuxième temps, on tient compte de l'effet de frottement figure (4.18). 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 [4,15].

4.8 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 du frottement. Les courbes déduites du modèle établi, et les résultats de cette étude confirment notre théorie dans toute recherche récente sur les performances du moteur thermique alternatif. Comme perspective, on doit s'intéresser de plus en plus sur le frottement qui est le résultat du choix des matériaux et des formes permettant ainsi d'avoir des résultats très intéressants sur les performances énergétiques des moteurs thermiques, donc un gain sur la puissance des véhicules et sur le dégagement des gaz polluants.

Conclusion Générale

CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce projet de fin des études de master en Génie Mécanique, option maintenance industrielle, ma permis de faire le contact directe avec la réalité des problèmes au niveau des entreprises, en particulier les problèmes des défaillances et de dégradation des équipements industriels (les organes des moteurs thermique), considérés comme des éléments essentiels de bon fonctionnement du 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 connaitre 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 coutent très cher, chaque année le cout 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 atteint en grande partie. On a bien confronté notre travail avec la réalité constaté 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 des donnée 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, c'est l'élément clé du future de l'entreprise.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] P. Querel, F. Hyvert, Guide de transports urbains, novembre 2009
- [2] Documentation de l'entreprise, Fiche de présentation, année 2014
- [3] G. Maillard, Technologie de l'automobile, juin 1986
- [4] B. Kerboua, Modélisation des caractéristiques mécaniques du moteur thermique alternatif en régime instationnaire, Mémoires de Magister ; Université de Tlemcen ; 2000.
- [5] Moteurs thermiques, 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 Edition1984
- [9] P. Laurent, Cours de Modélisation des Actions Mécaniques dans le plan, Etude du frottement, Lois de Coulomb, 2014
- [10] D. Diman « réparation des engins a moteur » maintenance mécanique, électrique et Electronique automobile année 2011
- [11] B. Dreyer, Modelisation des échanges thermique par blow by, Note interne PSA-AMMT-MVM03-3044, 1992
- [12] B. Waldhauer, S. Schnaibel, J. Szopa, MSI Motor, Service International, Edition 2004
- [13] S. F. Rezeka , N.A. Henein, A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engine, S.A.E ,Paper,n°840179,10p, 1989
- [14] R. Brun, Science et Technique du Moteur Diesel Industriel et de Transport, Tom 2, édit Technip, pp22-79,1984.
- [15] M. Benhassaine, « étude expérimentale et modélisation des frottements locaux et instantanés piston-chemise en moteur diesel » ; Thèse Doctorat ; école centrale de Lyon 16 septembre 1992
- [17] S.L. Marek, N.A. Henein, Transient Engine and Piston Friction During Starting. S.A.E, Paper, n° 922195, pp.1863-1869, 1998.
- [18] 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.
- [19] R. I. Taylor, Lubricant, Tribology and Motorsport, Shell Globe Solutions (UK), 2002-01-3355, PP 1-16 ASME Journal of Tribology, Vol.127, October 2005, pp. 1-22

- [20] M. T. Noorman, , Overview Techniques for Measuring Friction using Bench Tests and Fired Engines, SAE International, June 2000, pp. 1-11.
- [21] P. Arques, Moteur alternatif à combustion interne, Edit. Masson, pp.34-62, 1987.
- [22] M. Serruys, Cours de Moteur à Combustion Interne., Edit. Riber, n°6, B380, pp.2-11, 1970.
- [23] 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.
- [24] Y. Tateishi, , Tribological Issues in Reducing Piston Ring Friction Losses, Tribology International, Vol.27, 1994.
- [25] N. W. Bolander, , B.D. Steenwyk, F. Sadeghi, and G. R. Gerber, Lubrication Regime Transitions at the Piston Ring – Cylinder Liner Interface, Journal of Engineering Tribology, Proc. ImechE Vol. 219, Part J, 2005, pp. 19-31.
- [26] J. Polo, Application d'engrenage à courbe primitive non circulaires à l'équilibrage des machines, these. Doct. U.S.T. Lille-France, pp.98-115, 1992.
- [27] Y. Borovskikh, A.Sabinine , Organisation, entretien et réparation des automobiles, Edit. MIR, Moscou, pp.7-40, 1984.
- [28] Jarl R. Sobel, Jan Jeremaisson, Instantaneous crankshaft torque measurement in cars copyright society automotive Engineers, 1996.
- [29] R. A. Mufti, priest, M. Experimental Evaluation of piston- Assembly Friction under Motored condition in a Gasoline, ASME Journal of Tribology, Vol.127, Octobre2005, pp1-22.

Site web :

- [16] www.fr.wikipedia.org/wiki/courbe_de_stribeck