

UNIVERSITE D'ANTANANARIVO  
ECOLE SUPERIEUR POLYTECHNIQUE D'ANTANANARIVO

-----  
**Filière : GENIE INDUSTRIEL**  
-----

**Département : Génie Mécanique et industriel**

Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur en génie mécanique et  
industriel

**CONVERSION D'UN MOTEUR A  
EXPLOSION A VOLUME CONSTANT  
EN MOTEUR A COMBUSTION A  
PRESSION CONSTANTE**

Présenté par : ANDRIANJAFINDRABY Marcellin Michel

Encadreur : RASOLOFOARINDRIAKA Allain

Année universitaire : 1999-2000

Date de soutenance : 02 Octobre 2000



UNIVERSITE D'ANTANANARIVO  
ECOLE SUPERIEUR POLYTECHNIQUE D'ANTANANARIVO

-----  
Filière : GENIE INDUSTRIEL  
-----

Département : Génie Mécanique Productique  
Département : Génie électrique

**CONVERSION D'UN MOTEUR A  
EXPLOSION A VOLUME CONSTANT  
EN MOTEUR A COMBUSTION A  
PRESSION CONSTANTE**

Présenté par : ANDRIANJAFINDRABY Marcellin  
Michel

Année universitaire : 1999-2000

## REMERCIEMENT

Nous adressons nos remerciements au SEINGEUR DIEU TOUT PUISSANT pour ses faveurs et sa grâce illimitée, ainsi que pour avoir donné la force, le courage et la foi d'avoir mené à bien la réalisation du présent mémoire et qui nous accompagne aussi tout le long de notre vie. Je voudrais adresser mes plus vifs et sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué à notre formation et la réalisation de ce mémoire, en particulier :

- A **Monsieur RANDRIANOELIN.A Benjamin**, Directeur en exercice de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo qui a bien voulu autoriser cette soutenance.
- **Monsieur RADRIAMORASATA Josoa** ; chef de département du Génie Mécanique Productique, **Monsieur ANDRIAMITANJO Solofomboahangy** chef de département du Génie Electrique qui m'ont aidé largement à avoir une formation plus complète pour ma future carrière.
- **Monsieur RASOLOFOARINDRIAKA Alain** qui, depuis, a toujours suivi avec le plus grand intérêt mes travaux. De l'honneur, il a voulu être le promoteur et le rapporteur de ce travail et qui malgré ses occupations, a quand même pu être disponible.
- Les examinateurs qui vont juger ce travail, en la personne de :
  - ✓ **Monsieur RANARIJAONA Jean Désiré**
  - ✓ **Monsieur RAVELOJAONA Johnson**
- Tous les Enseignants qui n'ont pas ménagé leurs efforts pour notre formation durant ces cinq années d'Etudes.
- **Monsieur CYPRIEN**, Chef de Département du garage AMECA qui m'a accordé de passer un stage d'apprentissage sur la pompe d'injection me permettant de mener à bien ce travail

Nous exprimons notre sincère gratitude :

- Mes parents, mes amis et toute ma famille qui m'ont apporté leur soutien moral, financier et matériel pendant toutes mes études.
  - Tous ceux qui ont aidé de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.
- Enfin, je tiens également à anticiper mes remerciements au président et aux membres du jury qui vont juger ce travail.

## ABREVIATIONS

PHM	: Point Mort Haut
PMB	: Point Mort Bas
AOA	: Avance d'Ouverture d'Admission
RFA	: Retard de Fermeture d'Admission
AI	: Avance à l'Injection
AOE	: Avance d'Ouverture d'Echappement
RFE	: Retard de Fermeture d'Echappement
cst	: Centistokes
MD	: Moteur Diesel
ME	: Moteur à Essence
GM	: General Motors
VPC	: Voiture Particulière et Commerciale
N	: Nickel
C	: Chrome
D	: Molybdène
S	: Silicium
XC	: Aciers spéciaux pour traitement thermiques
Mn	: Manganèse
P	: Phosphore
S.B.M	: Système Bielle Manivelle
$C_{ee}$	: Couple effectif du moteur essence
$C_{ed}$	: Couple effectif du moteur diesel
$\delta$	: Taux de post-détente
$p_i$	: Pression majeure indiquée du cycle théorique

## LISTE DES FIGURES

<i>Figure 1 : Schéma de principe d'allumage électrique .....</i>	<i>6</i>
<i>Figure 2 : Schéma d'un moteur diesel .....</i>	<i>10</i>
<i>Figure 3 : Cycle diésel rapide .....</i>	<i>12</i>
<i>Figure 4 : Schéma de fonctionnement d'un moteur diésel .....</i>	<i>14</i>
<i>Figure 5 : Coupe d'un moteur .....</i>	<i>17</i>
<i>Figure 6 : Schéma de pistons .....</i>	<i>19</i>
<i>Figure 7 : Montage de bielle .....</i>	<i>20</i>
<i>Figure 8 : Equipages mobiles d'un moteur Diesel .....</i>	<i>22</i>
<i>Figure 9 : Système d'injection.....</i>	<i>26</i>
<i>Figure 10 : Les soupapes .....</i>	<i>27</i>
<i>Figure 11 : Dispositifs de commande des soupapes.....</i>	<i>28</i>
<i>Figure 12 : Circulation par pompe .....</i>	<i>30</i>
<i>Figure 13 : Schéma de circuit en gas-oil .....</i>	<i>31</i>
<i>Figure 14 : Schéma de graissage du moteur 6 cylindres .....</i>	<i>33</i>
<i>Figure 15 : Cycle Diesel rapide .....</i>	<i>36</i>
<i>Figure 16 : Coupe partielle d'un piston.....</i>	<i>46</i>
<i>Figure 17 : Les efforts résultants appliqués au S.B.M .....</i>	<i>48</i>
<i>Figure 18 : Dimensionnement général d'un piston.....</i>	<i>50</i>
<i>Figure 19 : Dimensionnement d'une bielle.....</i>	<i>52</i>
<i>Figure 20 : Dimensionnement d'un vilebrequin .....</i>	<i>54</i>
<i>Figure 21 : Les forces d'inertie.....</i>	<i>66</i>
<i>Figure 22 : Dispositif des manetons dans un moteur.....</i>	<i>67</i>

# SOMMAIRE

<b>REMERCIEMENT</b> .....	<b>4</b>
<b>ABREVIATIONS</b> .....	<b>5</b>
<b>LISTE DES FIGURES</b> .....	<b>6</b>
<b>SOMMAIRE</b> .....	<b>7</b>
<b>INTRODUCTION</b> .....	<b>1</b>
<b>PREMIERE PARTIE :</b> .....	<b>2</b>
<b>ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b> .....	<b>2</b>
CHAPITRE I : HISTORIQUE.....	3
<i>I-1 MOTEUR DIESEL</i> .....	3
<i>I-2- LES AMELIORATIONSAPPORTEESAU MOTEUR DE NOSJOURS.</i> .....	4
I-2-1 Le moteur turbocompresseur.....	4
I-2-2- Le moteur à injection d'essence.....	4
I-2-3- Allumage électronique .....	5
CHAPITRE II : CLASSIFICATION DE MOTEUR THERMIQUE.....	8
<i>II-1- GENERALITES SUR LE MOTEUR THERMIQUE</i> .....	8
<i>II-2 - CLASSIFICATION DU MOTEUR</i> .....	8
<i>II-3- DIFFERENTS TYPES DE MOTEURS DIESEL</i> .....	9
II-3-2-Moteur à chambre de précombustion .....	11
CHAPITRE III : DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL.....	12
<i>III-1- LES CYCLES DIESEL A 4 TEMPS THEORIQUE</i> .....	12
<i>III-2- DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL</i> .....	15
CHAPITRE IV : LES ELEMENTS CONSTITUTIFS DU MOTEUR DIESEL .....	17
<i>IV-1- LES PRICIPAUX ELEMENTS DU MOTEUR</i> .....	18
IV-1-1- Les pistons.....	18
IV-1-3- Le vilebrequin .....	21
IV-1-4- Le volant .....	21
IV-1-5- Le bloc cylindre .....	23
IV-1-6- La culasse.....	23
IV-1-7- Le système d'injection.....	24
IV-1-7-1- La pompe à injection.....	24
<i>IV-2- LES ORGANES AUXILIAIRES DU MOTEUR</i> .....	27
IV-2-1- La distribution .....	27
IV-2-1-1- Les soupapes .....	27
IV-2-1-2- L'arbre à cames.....	28
IV-2-2- Le système de refroidissement.....	29
IV-2-2-1- Le radiateur .....	29
IV-2-2-2- La pompe à eau .....	30
IV-2-2-3- Le ventilateur .....	30
IV-2-3- Le système d'alimentation.....	30

IV-2-3-1- L'alimentation en air .....	31
IV-2-3-1-1- Le filtre à air .....	31
IV-2-3-2- L'alimentation en gas-oil .....	31
IV-2-4- Lubrification.....	32
IV-2-5- Les équipements électriques .....	34
IV-2-5-1- Les batteries de démarrage.....	34
IV-2-5-2- Le démarreur .....	34
IV-2-5-3- L'alternateur .....	34
<b>DEUXIEME PARTIE : .....</b>	<b>35</b>
<b>DIMENSIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL .....</b>	<b>35</b>
CHAPITRE V .....	36
DETERMINATION DE LA CYLINDREE.....	36
(ALESAGE D, COURSE S) .....	36
<i>V-1- ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE DIESEL ACTUEL.....</i>	<i>36</i>
V-1-1- Données particulières relatives au cycle.....	37
V-1-2 Données particulières relatives au moteur GM essence .....	37
V-1-3- En fin d'admission.....	37
V-1-4- En fin de compression .....	38
V-1-5- Combustion-Détente.....	38
V-1-6- Echappement .....	39
<i>V-2- CARACTERISTIQUES DU MOTEUR DIESEL : .....</i>	<i>39</i>
V-2-1- Pression moyenne indiquée : $p_i$ .....	39
V-2-2-Pression moyenne effective.....	40
<i>V-3-DETERMINATION DE LA CYLINDREE.....</i>	<i>40</i>
V-3-1- PUISSANCE EFFECTIVE (moteur GM 6 cylindres) .....	40
V-3-2- La cylindrée unitaire $V_h$ .....	40
<i>V-4- CONTROLE DES VALEURS.....</i>	<i>41</i>
CHAPITRE VI.....	42
TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION .....	42
<i>VI-1-DONNEES PARTICULIERES RELATIVES A LA TECHNOLOGIE DE</i>	
<i>CONSTRUCTION.....</i>	<i>42</i>
<i>VI-2- DETERMINATION DES PARAMETRES DE LA PAROI DUCYLINDRE.....</i>	<i>43</i>
VI-2-1- Epaisseur de la paroi .....	44
VI-2-2- Contrainte sur la paroi du cylindre.....	44
VI-2-3- Calcul de la contrainte thermique due à la chute de la température.....	44
VI-2-4- les contraintes résultantes sur la paroi.....	45
VI-2-4-1- La contrainte résultante intérieure.....	45
VI-2-4-2- La contrainte résultante extérieure .....	45
<i>VI-3-DIMENSIONNEMENT D'UN PISTON.....</i>	<i>45</i>
VI-3-1 Contrainte de flexion sur le plat du piston .....	46
VI-3-2- Calcul de la pression due à la compression.....	46
VI-3-3- La contrainte de traction à la même section.....	47
VI-3-4 Calcul de la jupe .....	47

VI-3-4-1 Détermination de la pression spécifique maximum sur la paroi du cylindre .....	47
VI-3-4-2- Détermination de diamètre de tête et de la jupe du piston .....	49
VI-4-LES BIELLES .....	50
VI-4-1-Les matériaux .....	50
VI-4-2- Les contraintes d'inertie sollicitant la bille.....	51
VI-4-3- Dimensionnement de la bielle.....	51
VI-4-3-1- Pied de bielle (assemblage entre l'axe de piston et la bielle) .....	51
VI-4-3-2- Le corps de la bielle .....	52
VI-4-3-3- La tête de bielle (assemblage entre l'axe de manivelle et la bielle) .....	53
VI-5- LE VILEBREQUIN.....	53
VI-5-1- Les matériaux .....	53
VI-5-2-Dimensionnement .....	54
VI-6 LA POMPE D'INJECTION.....	54
VI-6-1 Le Volume Cyclique De Combustible Injecté .....	55
VI- 6-2-La course utile: $h_a$ .....	55
VI-6-3 Le diamètre $d_p$ du piston.....	55
VI-6-4- Le régulateur .....	56
VI-6-5-Les injecteurs .....	57
VI-7- LE GAS-OIL .....	58
VI-8-LES SOUPAPES.....	59
VI-8-1-Le matériau.....	59
VI-8-2-Dimensionnement .....	60
VI-9-SYSTEME DE REFROIDISSEMENT.....	60
VI-9-1-Radiateur .....	60
VI-9-2-Ventilateur.....	62
VI-10-LES AUTRES ELEMENTS CONSTITUTIFS .....	63
VI-10-1-La Culasse .....	63
VI-10-2-Les segments .....	63
VI-10-3-Arbre à Carnes .....	64
VI-10-4-Ressorts de Soupapes .....	64
VI-10-5-Lubrification- Refroidissement .....	64
CHAPITRE VII .....	65
EQUILIBRAGE DES MOTEURS A PISTONS.....	65
VII-1- GENERALITES .....	65
VII-2- LES PARAMETRES INITIAUX.....	66
VII-3- EQUATIONS D'EQUILIBRE.....	67
VII-3-1- Détermination des forces d'inertie résultante du système .....	68
VII-3-1-1- Les forces d'inertie du premier ordre .....	68
VII-3-1-2- Les forces d'inertie de deuxième ordre .....	68
VII-3-1-3- Les forces d'inertie centrifuge .....	68
VII-3-2- Détermination des moments résultants du système .....	69
VII-3-2-1- Les moments engendrés par $P_{jI}$ .....	69
VII-3-2-2- Les moments engendrés par $P_{jII}$ .....	69

VII-3-2-2- Les moments engendrés par $K_r$ .....	69
<b>TROISIEMME PARTIE :.....</b>	<b>71</b>
<b>EVALUATION DU COUT ET ETUDE ENVIRONNEMENTALE.....</b>	<b>71</b>
<i>VIII.1 EVALUATION DU COUT</i> .....	72
VIII.1.1-Structure moyenne d'un investissement en limites des unités de production.....	72
VIII-1-1-1-Matériels principaux.....	73
VIII-1-1-2-Matériels secondaires.....	74
VIII-1-1-3-Montage.....	74
VIII-1-1-4-Frais indirects de chantiers.....	74
VIII-1-1-5-Imprevus (IM).....	74
VIII-1-1-6- Investissement en limites des unités de fabrication.....	75
VIII-1-2-Les diverses charges d'investissement et les éléments de coût opératoire....	75
VIII-1-2-1-Les Les diverses charges d'investissement.....	75
VIII 1-2-2 Eléments du cout opératoire.....	76
VIII 1-2 3 Services généraux en stockages ( $I_2$ ).....	76
VIII 1-2-4 Ingénierie ( $I_3$ ).....	76
VIII 1-2 Stock de pièces de rechange ( $I_4$ ).....	77
VIII 1-2-6 Frais de contracteurs.....	77
VIII 1-2-7 Charges initiales ( $I_6$ ).....	77
VIII 1-2-8 Intérêt intercalaires ( $I_7$ ).....	77
VIII 1-2-9 Frais de démarrages ( $I_8$ ).....	78
VIII 1-2 10 Fond de roulement (FR).....	78
VIII 1-2 11 Investissement total.....	78
<i>VIII-2 ETUDE ENVIRONNEMENT ALE</i> .....	79
CHAPITRE IX.....	81
ENTRETIEN ET TROUBLES DE FONCTIONNEMENT.....	81
D'UN MOTEUR DIESEL.....	81
<i>IX-1 ENTRETIEN D'UN MOTEUR DIESEL</i> .....	81
<b>CONCLUSION.....</b>	<b>88</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE</b>	
<b>ANNEXE</b>	
<b>RESUME</b>	

## INTRODUCTION

Actuellement, à part ses ressources naturelles, l'introduction de la technologie industrielle dans les activités humaines joue un rôle prépondérant tant pour la vie d'entreprise que pour le développement d'un pays. C'est pourquoi la filière génie industriel a été fondée au sein de notre école. Sa mission est donc de pousser les entreprises même les citoyens à surmonter tous les problèmes technologiques existants avec des méthodes scientifiques précises et efficaces.

Pour le moteur thermique, l'une des matières en génie mécanique productique, en particulier le moteur Diesel, malgré les difficultés au niveau de la fabrication au début, occupe des applications de plus en plus étendues, à l'occurrence dans les domaines de transport des marchandises (routier et maritime) auparavant et évoluant actuellement à l'endroit du transport des passagers. En outre, le prix moins compétitif de l'essence et l'amélioration sans cesse de la qualité du gas-oil poussent les constructeurs et les utilisateurs de penser à l'utilisation du gas-oil à la place de l'essence pour le moteur à allumage commandé.

En effet, cela nous a motivé à considérer ce mémoire intitulé : "Conversion d'un moteur à explosion à volume constant en moteur à combustion à pression constante», dans le but d'avoir un couple 1,5 fois plus important pour le moteur G.M six cylindres sis au bloc technique.

Ce travail a pour objet de réaliser des études expérimentales se rapportant à la chair des moteurs à combustion interne et la mise en valeur du laboratoire de l'E.S.P.A.

Pour mener à bien ce travail nous prévoyons l'usage d'un plan directif suivant :

La première partie concerne l'étude bibliographique d'un moteur :

- Généralités sur le moteur
- Les éléments constitutifs d'un moteur Diesel

La seconde partie traite l'étude technique d'un moteur :

- Détermination de la cylindrée unitaire (alésage, course)
- Technologie de construction
- Equilibrage

Enfin les études économiques et environnementales, achèveront cette rédaction.

PREMIERE PARTIE :

# **ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE**

## CHAPITRE I : HISTORIQUE

### I-1 MOTEUR DIESEL

Le 16 janvier 1862, BEAU de ROCHAS dépose son brevet sur le cycle à 4 temps. Dans la représentation de son invention, il précise : « On pourra pousser la compression entre 5,5 et 6,5 atmosphères. On pourra même la pousser jusqu'au point d'auto-allumage ». C'est donc BEAU de ROCHAS qui, le premier, à exprimer l'idée du déclenchement de la combustion par auto-inflammation du combustible.

On peut noter que le premier moteur à combustion interne fonctionnant au période lourd, a été réalisé par l'Américain BAYTON en 1874. Mais le moteur « à huile lourde » est indissociablement lié au nom du célèbre inventeur allemand RODOLPHE DIESEL. Né à paris de 18 Mars 1858. Il y passa son enfance puis poursuivit ses études en Allemagne. Il partageant son temps entre ces deux pays consacrant une grande partie de ses études à l'étude de moteur à combustion interne. En 1892 il déposa à Berlin un brevet décrivant un moteur fonctionnant par injection pneumatique de charbon pulvérisé. Ce dispositif resta en réalité à l'état d'ébauche. Après une période d'expérimentation et de mise au point qui dura dès 1893 à 1897, il fut remplacé, par un système alimenté en pétrole brut et offrant déjà un rendement satisfaisant (247g/ch.h). Avec une cylindrée de 19,61, le premier moteur Diesel développait, 14 ; 7 KWatt à 172 tr/mn. Il disparut prématurément et mystérieusement en mer en 1913, mais son invention se répandit très rapidement sur les bateaux après la première guerre, puis sur les camions entre 1930 et 1939. La première voiture des touristes à moteur Diesel a été représentée par MERCEDES en 1936 avec sa 206 D. Elle fut très peu diffusée. La voiture PEUGEOT Diesel 402, sortie en 1938, connut un meilleur succès.

Après la seconde guerre mondiale, Mercedes et Peugeot vont poursuivre dans cette fois, mais c'est à la suite de la crise du pétrole de 1973 que le moteur Diesel va connaître un regain d'intérêt auprès des constructeur automobiles RENAULT sortie son premier modèle –R20D– fin 1979. En France : le taux d'accroissement annuel du parc des voitures de tourisme Diesel a été en circulation est d'environ 2750000 voiture particulières et commerciales. Actuellement, cet accroissement est de plus en plus grand car l'évolution technologique de nos jours rend le moteur Diesel au même rendement que le moteur à explosion ; avec un cout de revient moindre.

## **1-2- LES AMELIORATIONSAPPORTEESAUMOTEUR DE NOSJOURS.**

### **I-2-1 Le moteur turbocompresseur.**

C'est LOUIS RENAULT, qui, le premier, dans un brevet déposé en 1902, s'intéressa au moyen ; « d'augmenter la pression des gaz dans les cylindres ».

Quelques années plus tard, en 1909, la Suisse BUCHI a l'idée d'utiliser l'énergie des gaz d'échappement pour entraîner un compresseur centrifuge par l'intermédiaire d'une turbine. Il prend alors le brevet sur la suralimentation par « BOUCHEE ». A la même époque, MARIUS BERLIET effectue des essais de suralimentation à l'aide d'un cylindre de précompression. La première application automobile de la suralimentation par compresseur fut faite en 1923 par les biais de la compétition, sur le moteur de Fiat. Peu à peu tous les constructeurs de voiture de sport et de course adopteront ce système : Alfa Romeo, Autounion, Bugatti, Delage, Mercedes...

Après la seconde guerre mondiale, le compresseur et le turbocompresseur dont la fiabilité a été très améliorée, sont couramment utilisés sur les gros moteurs Diesel (locomotive, poids lourds). Malgré son succès, le moteur suralimenté dû aux règlements sportifs, entraînent sa disparition. Il faut attendre la fin des années 60 pour revoir le turbocompresseur en automobile. C'est aux USA qui renaît sur des modèles courant tels qu'une version de la Chevrolet « Corvaire ».

En 1970, avec le moteur 12 cylindres de 5,4 l équipé des deux turbocompresseurs, Porsche, Triompha au challenge Canada - Amérique.

Plus tard, d'autres constructeurs qui suivent cet exemple tant avec des moteurs à essence que de moteur Diesel : BMW, Mercedes, Saab, Peugeot, et aussi certains japonais.

Enfin, la suralimentation d'un moteur augmente le couple ainsi que la puissance utile mais non pas au rendement.

### **I-2-2- Le moteur à injection d'essence**

Depuis l'apparition de l'automobile, les constructeurs s'intéressent toujours sur l'efficacité du carburateur. Toutefois le perfectionnement devient compliqué. Actuellement, un carburateur moderne procure une meilleure régularité de marche du moteur, plus de puissance, plus de souplesse et une consommation réduite.

Cependant, grâce aux progressions sans arrêt de la recherche, certains constructeurs font appel à des nouvelles techniques d'alimentation du moteur. C'est à dire réaliser le mélange air essence dans le cylindre lui-même. Ceci est encore beaucoup plus performant que le carburateur à savoir :

- La réduction de consommation des carburants à vitesse égale ;
- Augmentation des performances, de la puissance et la souplesse ;
- et puis les dispositifs d'injection coutent de mains en mains chers

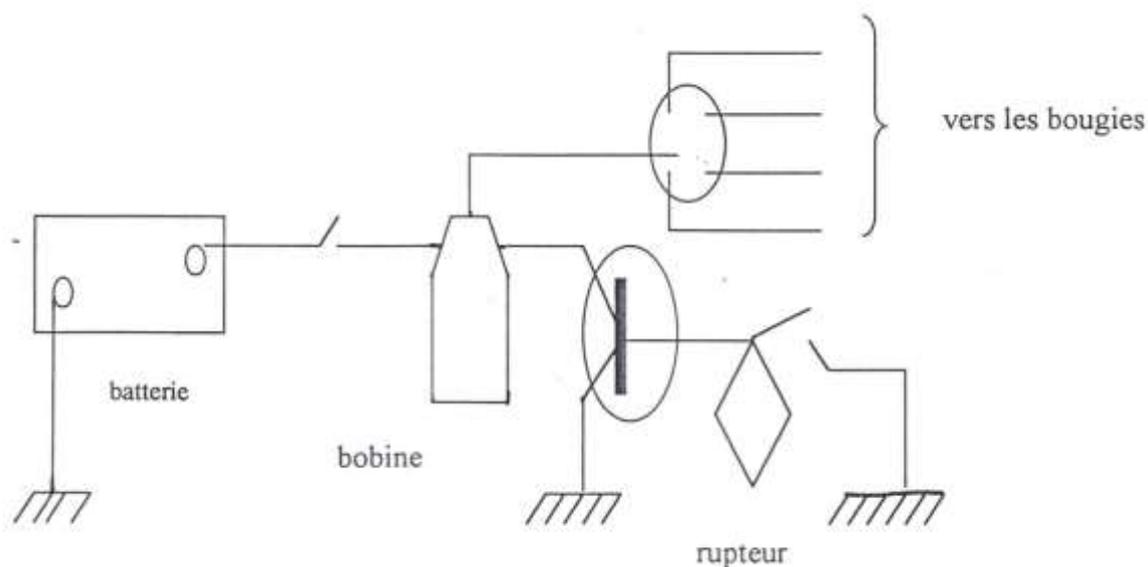
En outre, les dispositifs d'injection et notamment la série de « Jétronic » de Bosch permettent de « passer » les normes d'anti-pollution bien plus aisément. Malgré les essais très poussés de Mercedes Daimler-Benz et Citroën, sur des voitures utilitaires, par raison de la chaleur et des pressions élevées en contact avec l'injecteur, l'injection directe ou interne a été abandonnée. Ainsi l'utilisation externe ou indirecte ou l'injecteur débouche dans la tubulure d'admission, avec un jet dirige vers une chambre.

En fin l'expérience a prouvé qu'avec l'injection, on obtenait des rendements très satisfaisants.

### **I-2-3- Allumage électronique**

Plus le régime du moteur augmente (moteur de compétition) plus la confection de l'allumage à commandé mécanique (ensemble came, vis platine, ressort) devient difficile. En plus le ressort ne pourrait pas faire son rôle au régime très élevé. D'ailleurs la contribution de l'électronique dans tous les domaines technologiques actuelle pousse l'Arsenal électronique de lancer le premier dispositif d'allumage entièrement différent, soit d'améliorer le fonctionnement de l'allumage classique en soulageant le rupteur dont le travail de coupure du courant primaire est considérable.

Toutefois en raison du prix nettement plus élevé de ce systèmes et de leur grande variété de réalisation, ils ne sont pas encore montés sur les véhicules du type courant. L'amélioration du système de coupure du courant primaire entraine l'utilisation d'un transistor entre la bobine et le rupteur pour réduire son travail de coupure. D'où le nom de l'allumage « transistorisé » dont voici son schéma :



**Figure 1 : Schéma de principe d'allumage électrique**

L'évolution de l'électronique permet aussi de passer de l'allumage transistorisé à l'allumage par décharge de condensateur ainsi que l'allumage transistorisé ducellier. Sur les véhicules ce système est coffré sur une boîte appelée « module ».

#### **1-2-4- Injection électronique :**

Comme dans le moteur essence, l'intervention de l'électronique en injection Diesel pour contrôler les différentes fonctions d'une pompe d'injection mécanique présente des avantages en matière de précision, fiabilité et coût. Cette approche, déjà amorcée en 1985, devrait se développer rapidement en particulier pour satisfaire les normes antipollution qui seront imposées à ce type de moteur.

L'injection électronique « intégrale » impliquerait la suppression des pompes classiques et la conception des nouvelles techniques des dosages. Les difficultés sont ici beaucoup plus importantes que dans le cas du moteur à essence en raison de la nécessité d'obtenir des pressions très élevées dans le temps très court. Ainsi ce procédé reste encore peu exploité.

#### **1-2-5- Les carburants de substitution :**

Depuis l'origine du moteur thermique, l'utilisation d'alcools (éthanol, méthanol) comme carburant a toujours constitué un thème de recherche attrayant, et a offert, tout au moins à certains époques, des perspectives intéressantes sur le plan économique (1 FF /1) ou stratégique (énergie renouvelable).

Parmi une multitude d'information disponible, nous ne retiendrons ici que deux sujets fréquents évoqués : le programme d'alcool carburant en France avant, pendant et après les deux guerres mondiales, puis récemment, la politique de développement de l'éthanol au Brésil.

En France, en 1892, l'existence d'excès en éthanol incita à utiliser cet alcool comme carburant dans les moteurs qui venaient d'apparaître. Les premières expériences effectuées par RINGELMAN furent financées par la société d'agriculture de Meaux. Parmi les événements marquant où l'éthanol furent largement utilisés citons : le circuit du Nord 1902, l'épreuve Paris Madrid 1907. En fin, en 1903 La voiture GODRON-Brillie (200 ch) alimentée avec l'éthanol et atteignant la vitesse de 177,15 km/h. Pendant la première guerre mondiale, l'éthanol est considéré comme une matière première indispensable.

Après plusieurs recherches et expériences effectuées en 1951, apparaît officiellement le super carburant ternaire constitué de 75% de carburant, 15% d'éthanol et 10% de benzol. Une décroissance rapide du marché de l'éthanol carburant se manifeste à partir de 1953.

Mais les crises pétrolières de 1973 et 1979 ont justifié à nouveau notamment dans les pays à forte dépendance énergétique, un vif regain d'intérêt pour la production et l'utilisation des carburants de substitutions issues d'autres matières premières (gaz naturel, charbon), en particulier, le Brésil. C'est en novembre 1975 que le gouvernement brésilien décide de produire des quantités massives d'éthanol carburant à partir de canne à sucre. Deux types d'applications sont prévus.

- Pour le parc d'automobile existant, utilisation d'éthanol anhydre, incorporé à raison de 20% environ dans l'essence classique.
- Pour les véhicules neufs, emploi d'éthanol hydrate (92% en masse) sans aucun constituant pétrolier.

Ce dernier a impliqué la réalisation des véhicules spécialement adaptés. Le premier véhicule est apparu en 1979 et il a augmenté de 2.500 exemplaires en 1986 soit 23% du parc total. Le Brésil a tenté d'étendre au plus gros moteur (poids lourd, tracteur, engins agricoles, ...). Malgré ces difficultés la pénétration de l'éthanol dans l'ensemble du parc brésilien a été très spectaculaire jusqu'en 1985.

## **CHAPITRE II : CLASSIFICATION DE MOTEUR THERMIQUE**

### **II-1- GENERALITES SUR LE MOTEUR THERMIQUE**

Le moteur thermique est un organe chargé de transformer en travail mécanique l'énergie calorifique contenu dans les corps combustibles et libérés par combustion. Sa raison d'être est de fournir de puissance. Le moteur est un transformateur d'énergie.

Pour notre travail, le moteur Diesel, tout comme le moteur à essence est un moteur thermique à combustion interne c'est à dire que la combustion a eu lieu à l'intérieur du cylindre. La transformation d'énergie s'effectuant au moyen d'un piston se déplaçant dans le cylindre alternativement.

### **II-2 - CLASSIFICATION DU MOTEUR**

Suivant l'endroit où se passe la combustion, le moteur thermique peut diviser en deux grands groupes à savoir :

- Le moteur à combustion interne : c'est un dispositif sans fluide intermédiaire parce que la combustion s'effectue à l'intérieur même du moteur. Les combustibles utilisés sont généralement l'essence, le pétrole, le gas-oil ou divers gaz ...
- Le moteur à combustion externe : c'est un dispositif au moyen d'un fluide intermédiaire qui est presque toujours l'eau sous deux états (liquide ou vapeur). La combustion se fait donc en dehors du moteur ou l'on recueille l'énergie mécanique. Les combustibles utilisés sont généralement le charbon, le mazout ou divers gaz. La quantité de chaleur dégagée sert à transformer en vapeur l'eau à l'intérieur de la chaudière. La vapeur agit donc ensuite dans le moteur proprement dit d'où l'utilisation d'un fluide intermédiaire.

En plus les moteurs à combustion interne, suivant des cycles différents, sont classés en deux catégories et de deux façons :

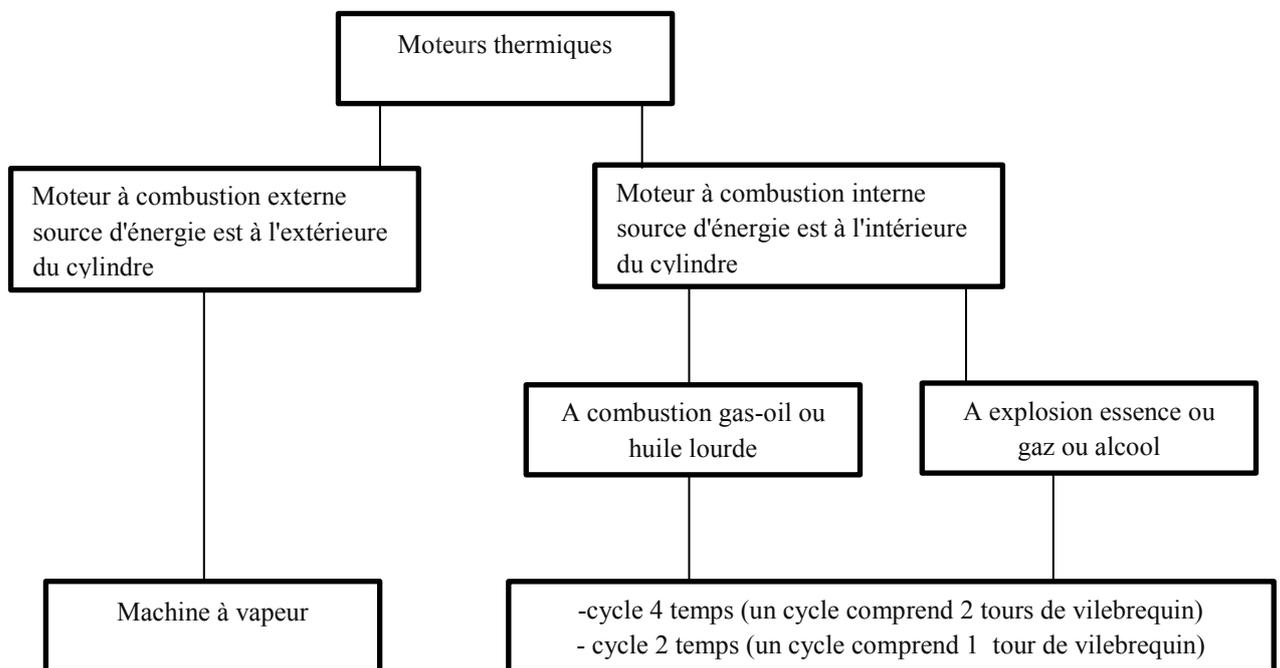
1°- Suivant la durée du cycle où l'on distingue les moteurs à 2 temps et les moteurs à 4 temps.

2°- Suivant le type du cycle où l'on distingue les moteurs à explosions et les moteurs à combustion.

Mais l'évolution technique nous amène à une sous classification telle que :

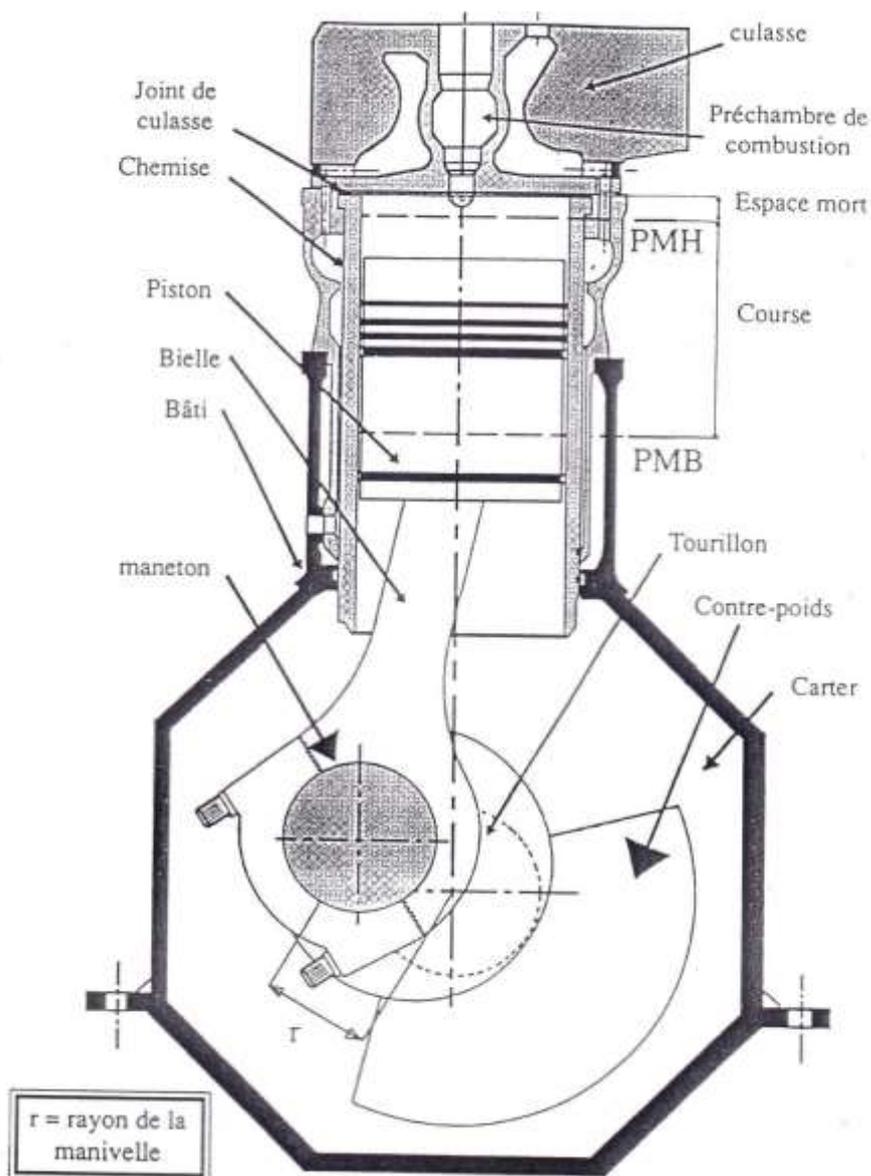
- Les moteurs à carburations externes
- Les moteurs à carburations internes
- Les moteurs à allumage par bougie
- Les moteurs à auto allumage.

Il existe aussi des moteurs semi-diesels, des moteurs à chambre de précombustion. Tout cela peut illustrer par le diagramme ci-dessous :



### II-3- DIFFERENTS TYPES DE MOTEURS DIESEL

En principe, la classification des moteurs, à combustion est établie d'après la disposition de chambre de combustion.



*Figure 2 : Schéma d'un moteur diesel*

### 11-3 -1- Moteur à injection directe

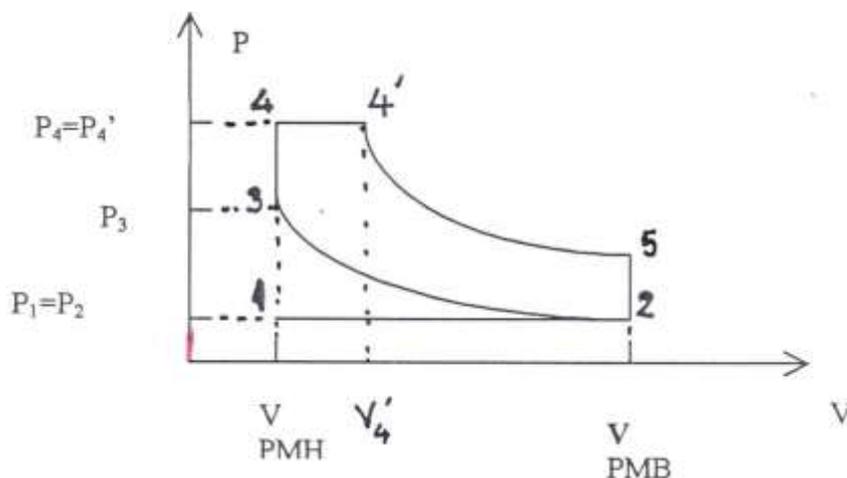
- L'injecteur débouche directement dans la chambre principale et possède plusieurs orifices (injecteur a trous).
- La pression d'injection est élevée à 180 à 400 bars.
- Le taux de compression est de 15 à 20 et plus.
- Le refroidissement de la chambre est très réduit pour rendre facile des départs à froid et avoir une consommation spécifique faible.

### **II-3-2-Moteur à chambre de précombustion**

- L'injecteur du type à téton est place sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée préchambre ». Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices au passage restreint.
- Le combustible injecte dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé ainsi la combustion se poursuit vers le cylindre.
- La combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injecteurs sont modérés (80 à 120 bars).
- Le taux de compression est de 12 à 15.
- Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage car le taux de compression ne permet pas.

## CHAPITRE III : DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL

### III-1- LES CYCLES DIESEL A 4 TEMPS THEORIQUE



*Figure 3 : Cycle diésel rapide*

Comme dans le moteur à essence, le moteur Diesel comporte 4 temps à savoir :

- Temps d'admission ;
- Temps de compression ;
- Temps de combustion-détente ;
- Temps d'échappement.

Par définition, le temps pour un moteur est l'opération qui se passe dans le cylindre.

1. Admission : le piston descend, la soupape d'admission est ouverte, et le cylindre se remplit d'air à la pression atmosphérique.
2. Compression : après passage au PMB, le piston remonte en position haute (PMH) en comprimant l'air à une pression fonction du rapport de compression.
3. Injection-combustion-détente : on injecte le gas-oil qui s'enflamme au contact de l'air surchauffé. Cette injection dure entre 25 à 40 degrés de la rotation du vilebrequin durant laquelle s'effectue la combustion qui provoque la détente de gaz, ce qui produit l'effort de travail.

4. Echappement : après le passage au PMB, le piston remonte en refoulant les gaz par ouverture de soupape d'échappement qui reste ouverte jusqu'à ce que le piston ait dépassé le PMH.

Pour ce cycle théorique, on suppose que :

- L'ouverture et la fermeture des soupapes sont au PMH et PMB ;
- L'équilibre des pressions est instantané
- La compression et la combustion-détente sont adiabatiques.

Mais en réalité, toutes ces conditions ne sont pas remplies à cause des facteurs suivants :

- a. Pendant l'admission, l'inertie et le freinage de l'air par les soupapes d'admission, la section et la forme du collecteur d'admission, la dimension et l'efficacité du filtre à air et aussi l'étanchéité de pis, ton-cylindre et ensemble collecteur-filtre influent sur le rendement de remplissage. On appelle ce rendement : coefficient de remplissage, il devrait se situer entre 0,80 à 0,85. Donc  $V_{\text{réel}} = 0,85 V_{\text{th}}$  ( $V_{\text{th}}$ =Volume théorique cylindrée).
- b. Pour la combustion-détente : la combustion n'est pas instantanée à savoir : dans un moteur Diesel tournant à 2.000 tr/mn, la combustion dure environ 0,005 s à partir du début de l'allumage. Donc la pression réelle maximale est inférieure à la pression théorique maximale. De plus il y a échange de chaleur entre la chambre de combustion et le liquide réfrigèrent (eau).
- c. Pendant l'échappement, le freinage des gaz brules par les soupapes et les collecteurs d'échappement entraîne l'inégalité entre la pression à l'intérieur du cylindre et la pression atmosphérique ( $P_{\text{int.cyl}} > P_a$ ). Ainsi le rendement du cycle réel est beaucoup plus faible que le rendement théorique. C'est pourquoi on introduit le cycle pratique avec réglage.

Cette opération consiste :

- à augmenter le plus possible le volume d'air dans le cylindre en ouvrant les soupapes d'admissions avant l'arrive du piston au PMH, c'est l'avance d'ouverture d'admission (AOA) et les soupapes ne se ferment qu'après passage du piston au PMB. C'est le retard de fermeture d'admission (RFA).
- à avancer l'injection pour que la combustion soit bien terminée et aussi la pression de la combustion soit proche à la pression théorique,
- à avoir la meilleure évacuation des gaz brules en ouvrant les soupapes d'échappement avant le passage du piston au PMB, d'où l'avance d'ouverture d'échappement (AOE) et ne ferme qu'après le passage du piston au PMH c'est le retard de fermeture d'échappement(RFE).

L'ouverture simultanée de soupape d'admission et de l'échappement au PMH est appelé chevauchement ou balancement ou croisement des soupapes. Elle permet une meilleure évacuation des gaz d'échappement et aussi par le balayage, un refroidissement de la soupape d'échappement comme la tête du piston. Cette phase est importante pour l'équilibre thermique d'un moteur.

Les valeurs des calages varient avec de type de moteurs. Pratiquement, on adopte généralement, dans le cas des moteurs à 4 temps, les valeurs suivantes :

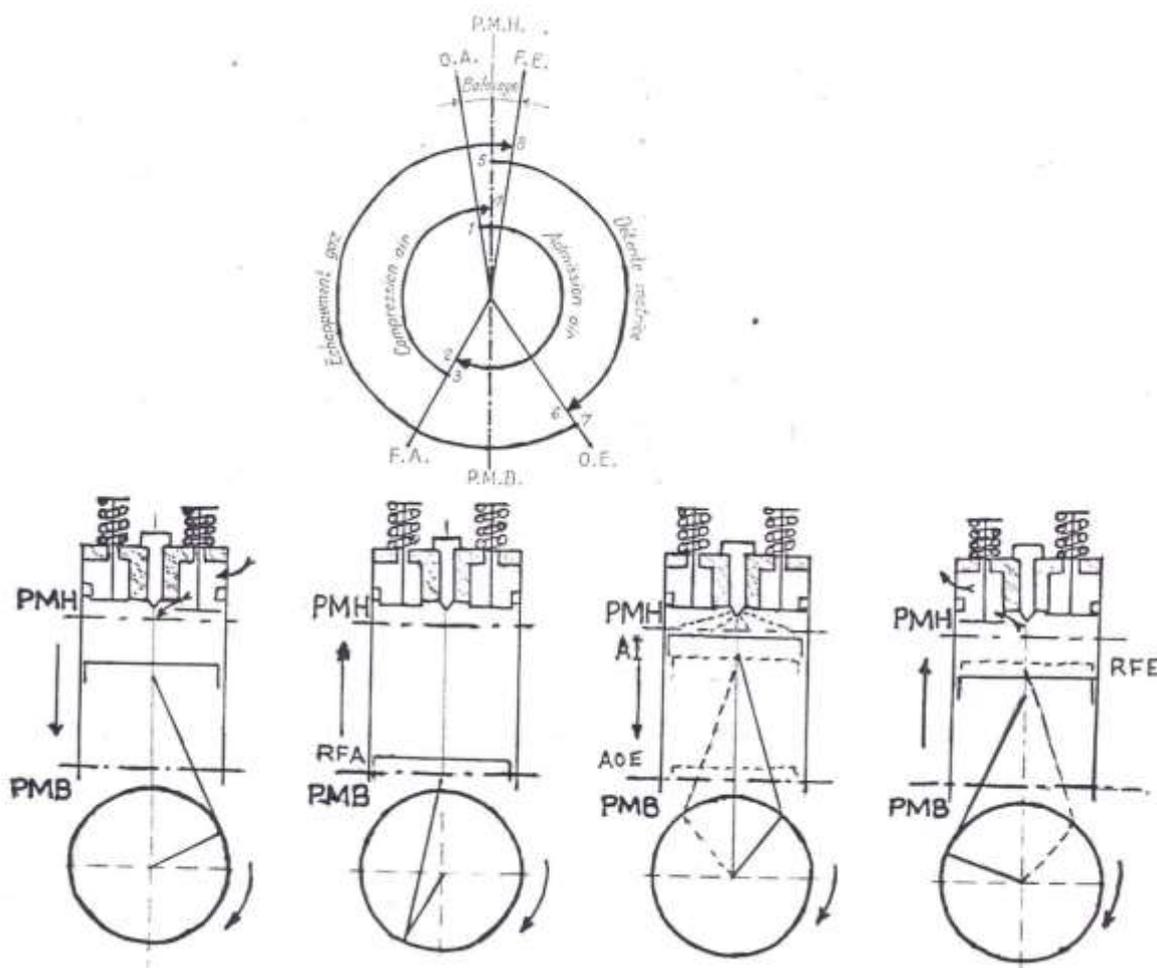
$$AOA = 5^\circ \text{ à } 20^\circ$$

$$RFA = 30^\circ \text{ à } 60^\circ$$

$$AOE = 35^\circ \text{ à } 55^\circ$$

$$RFE = 5^\circ \text{ à } 15^\circ$$

En fin, l'avance à l'injection, doit être convenablement bien choisi. Sinon, une avance trop grande provoque des cognements destructeurs ; par contre l'insuffisance de l'avance est connue par la manque de puissance. Ainsi, pour un moteur Diesel l'avance à l'injection est comprise entre  $11^\circ$  à  $30^\circ$  (en rotation du vilebrequin) avant P.M.H.



**Figure 4 : Schéma de fonctionnement d'un moteur diesel**

### III-2- DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL

Le moteur Diesel fonctionne au gas-oil, injecte dans la chambre de combustion. Ce dernier s'enflamme sous le seul effet de la chaleur produite par la compression de l'air dans les cylindres. On peut le définir comme un : « moteur à allumage par compression ». Mais pour simplifier, on appelle moteur « Diesel », un moteur fonctionnant au gas-oil par auto-allumage.

L'essentiel pour ce type de moteur est donc d'obtenir la température d'auto-allumage. Pour le cas de gas-oil sous forme de brouillard est  $600^{\circ}\text{C}$  environ, Ainsi qu' en moteur Diesel, le taux de compression est élevé ( $15 \leq \epsilon \leq 22$ ). Ceci est expliqué par la relation thermodynamique (P, V, T). Pour notre cas la pression à exercer sur l'air pour atteindre une telle température est de l'ordre de 40 bars.

En général, le fonctionnement d'un moteur Diesel est à peu près pareil à celui du moteur à essence. C'est à dire la succession des phases : admission - compression – combustion – détente - échappement n'est pas modifiée. Malgré sa ressemblance, il présente des particularités à savoir :

- le mode d'introduction du carburant ;
- les processus de déclenchement et de déroulement de la combustion ;
- le mode de réglage de la puissance.

Mais d'une manière plus précise la différence du moteur Diesel à celui de l'essence est les suivantes :

- l'introduction de l'air seul dans le cylindre au lieu du mélange gazeux en moteur à explosion.
- l'existence du système d'injection (pompe à injection, injecteur) pour avoir un gas-oil sous forme brouillard favorisant ainsi la combustion. L'injecteur pulvérise le gas-oil dans la chambre de combustion avec une pression de 80 à 400 bars selon le mode d'injection.
- le moteur Diesel fonctionne avec un excès d'air parce que théoriquement pour 1 kg de gas-oil soit complètement brûlé, il faut 14,3 kg d'air, mais en pratique ce sont 25 kg et plus qui sont nécessaires. Ceci forme l'un de ses avantages pour avoir une bonne combustion à part de rôle de système d'injection. Par conséquent la consommation du moteur Diesel est faible et le couple étant supérieur à celui du moteur à essence.
- les gaz d'échappement sont moins nocifs et présentent moins de  $\text{CO}_2$  que ce du moteur à essence, du à son meilleur rapport comburivore (air/gas-oil) et a une combustion prolongée.

- le taux de compression et la température de combustion très élevée poussent les constructeurs du moteur Diesel de lui comporter des éléments particulièrement robustes. Ce qui entraîne une augmentation du poids. Mais l'amélioration apportée sur la qualité des matériaux pour réduire le paramètre poids favorise l'apparition du moteur Diesel à régime rapide actuel (plus de 5.000 tr/mn).
- le moteur Diesel fonctionne, par sa conception même à richesse globale variable. En pleine charge la richesse globale sur un moteur Diesel est comprise entre 0,70 à 0,85.

## CHAPITRE IV : LES ELEMENTS CONSTITUTIFS DU MOTEUR DIESEL

Pour une étude d'un moteur, on entend souvent la description des éléments mobiles (le système bielle-manivelle) et des éléments fixes (bloc cylindre, culasse).

Pourtant, notre étude traite les éléments constitutifs suivants leurs importances. D'où, la naissance des deux distinctions suivantes à savoir :

- Les principaux éléments du moteur ;
- Les organes auxiliaires.

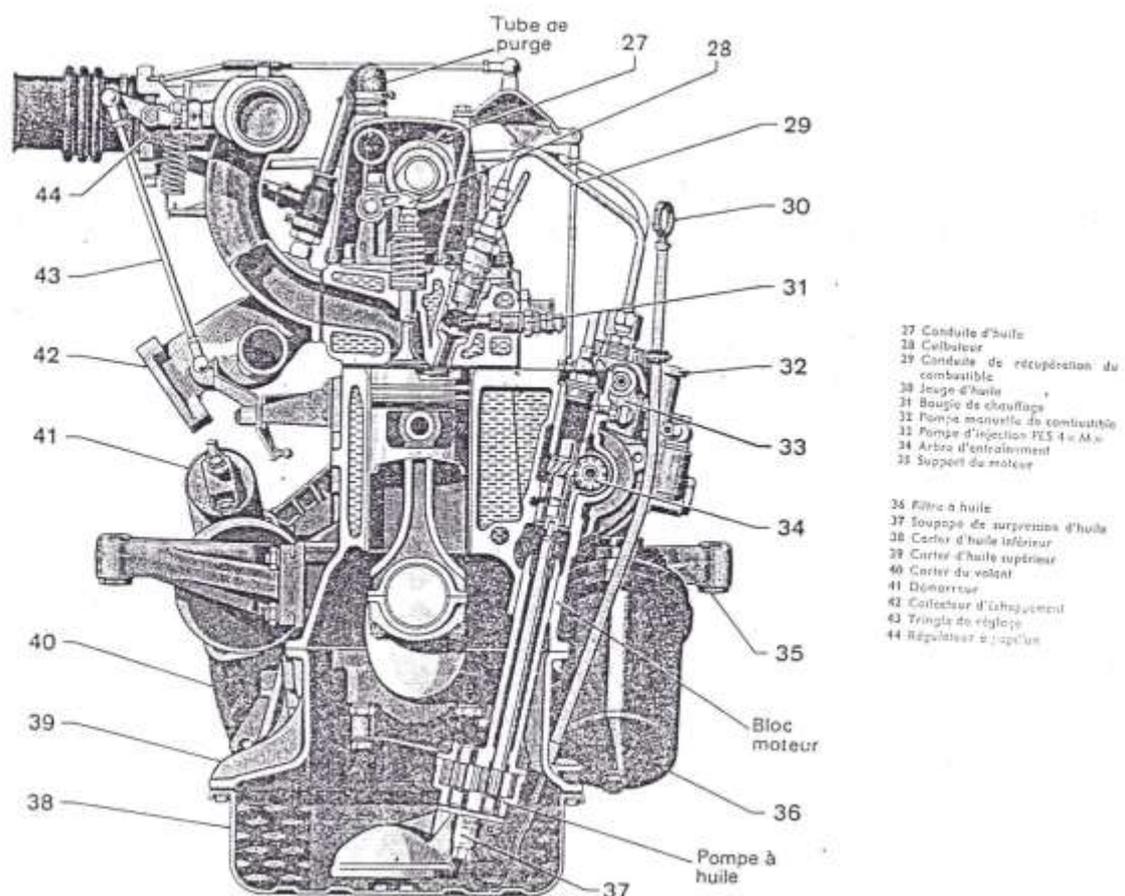


Figure 5 : Coupe d'un moteur

## **IV-1- LES PRICIPAUX ELEMENTS DU MOTEUR**

On constate qu'à part la culasse et du bloc cylindre ou bâti cylindre, les principaux éléments du moteur sont formes par tous les éléments mobiles. Mais les caractéristiques du moteur Diesel nous obligent de prendre aussi le système d'injection (pompe à injection et injecteur).

### **IV-1-1- Les pistons**

Les pistons sont les organes qui se meuvent dans les cylindres. Ils sont aussi les organes mobiles qui constituent l'une des parois de chambre de combustion. Ils sont animés d'un mouvement rectiligne alternatif. Les pistons sont donc la plus active et vulnérable des pièces qui constituent le moteur. Ainsi leur inertie, plus précisément leur poids, doit aussi réduite que possible. D'où l'utilisation des alliages d'aluminium actuellement à la place de la fonte longtemps. Mais certain constructeurs reviennent aux pistons en fonte ou acier, notamment pour la tête.

Son rôle est d'une part, de recevoir et transmettre les successions des efforts importants créés par la combustion interne ; par intermédiaire de la bielle, au vilebrequin, et d'autre part, de diffuser les importants flux thermiques. Ils assurent donc le bon déroulement des quatre phases existants dans les cylindres et aussi l'étanchéité aux gaz de combustion tout en contrôlant l'accès d'huile à la chambre de combustion, malgré le jeu nécessaire entre piston cylindre, par l'action des segments ( segments de feu, étanchéité, racleurs).

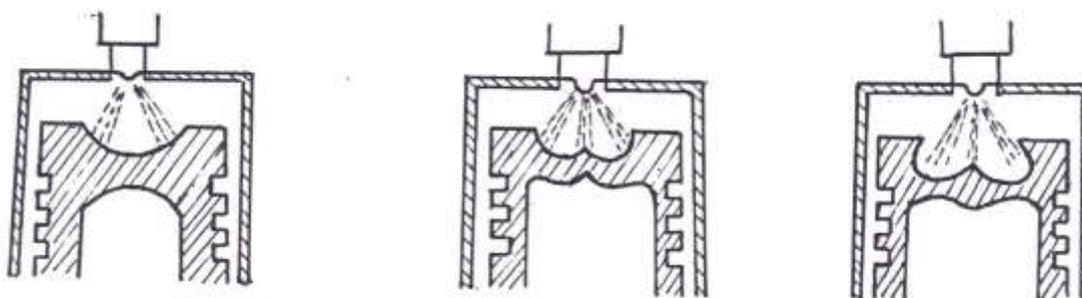
Leur forme est cylindrique et allongée pour éviter leur coincement dans le cylindre car il reçoit la réaction de la bielle. Mais il présente généralement un profil légèrement tronconique parce que la partie en contact avec les gaz brûlés s'échauffant beaucoup que la partie inférieure. La tête porte le segment du feu ainsi que les segments d'étanchéités. La jupe qui sert le guidage dans la chemise et porte les segments appelés racleurs d'huile. Le fond du piston est fréquemment plat pour avoir la diminution de l'échauffement. Mais il y a aussi des types nervurés.

Le piston actuel en alliage léger supporte des températures d'environ 300°C sur sa tête. Il faut donc la réfrigérer. Cela se réalise de trois manières : par conduction des segments vers les cylindres, par balayage lors de l'ouverture simultanée des soupapes et par l'huile du carter qui est souvent projeté par des buses sous le piston.

Le piston est relié à la bielle par un axe en forme cylindrique creux en acier trempé. Cet axe est généralement libre dans les pieds de bielle et dans le piston. La fixation est

assurée par des joints d'arrêt ou des circlips. Le piston comporte des bossages allégés où est emmanché.

En raison de nombreuses conditions physiques et mécaniques souvent contradictoires qu'il doit concilier, le piston est un organe difficile à fabriquer. En plus, sa température varie temporellement et spécialement. En particulier pour le moteur Diesel la forme de la tête de piston varie suivant le type d'injection comme le montre dans la figure ci-après :



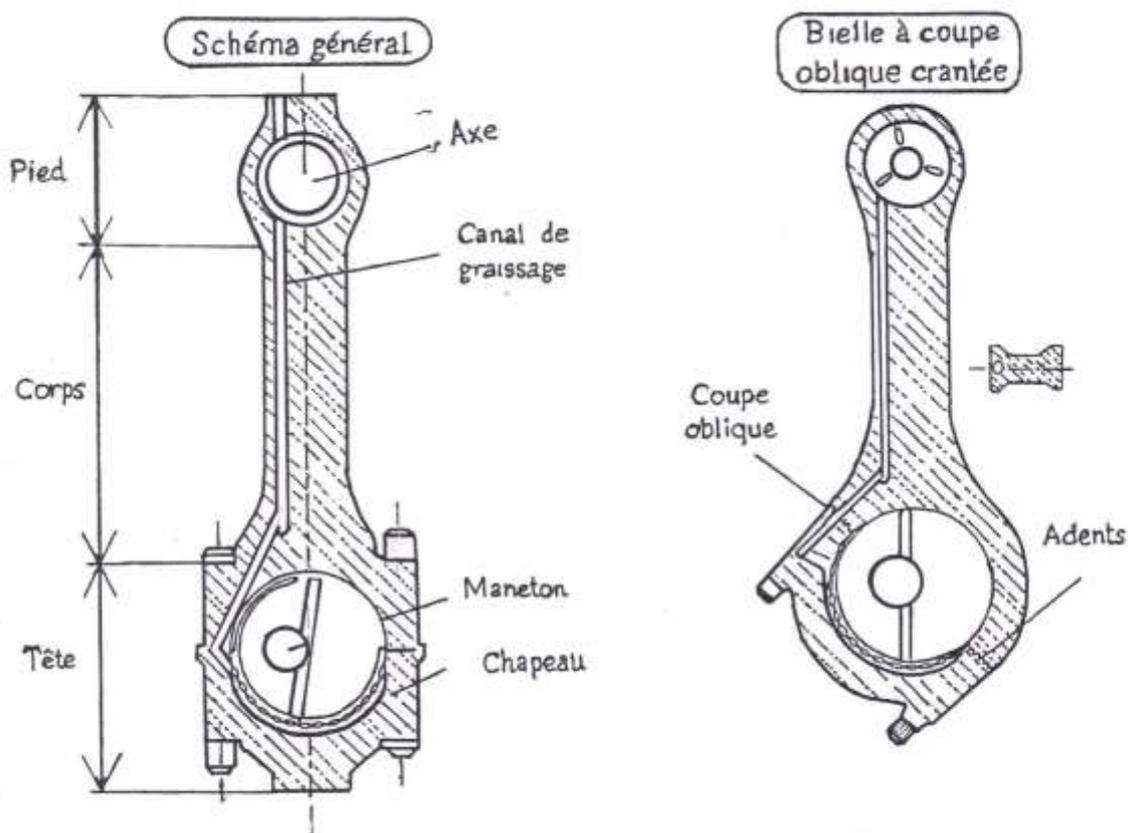
**Figure 6 : Schéma de pistons**

#### **IV-1-2- La bielle**

La bielle transmet le mouvement de piston au vilebrequin. Elle permet l'échange d'énergie mécanique entre le piston, animé d'un mouvement rectiligne alternatif, et le vilebrequin, doté d'un mouvement en rotation continu. Elle se compose essentiellement des trois parties telles que :

- le pied de bielle : l'extrémité articulée sur l'axe de piston. Il est constitué par une douille solidaire du corps dans lequel on introduit à force une bague en bronze qui s'engage elle-même sur le tourillon solidaire du piston.
- le corps : c'est la partie centrale reliant le pied et la tête de bielle. Aux grandes vitesses atteintes par le moteur actuel, les forces d'inertie, proportionnelles aux masses et au carré des vitesses de vilebrequin, jouent un rôle aussi important que les gaz. C'est pourquoi elle fait avec un matériau résistant à la fatigue (acier demi-dur au chrome-nickel permet d'ébaucher la pièce par matriçage). Sa forme est en H ou I. Etant donné de la complexité de son mouvement, elle doit être aussi légère que possible. Quelquefois la bielle est en alliage d'aluminium pour avoir un gain de poids.

- la tête de bielle : Extrémité articulée sur le maneton du vilebrequin. Pour rendre facile le montage de bielle sur le maneton, il est nécessaire que la tête de bielle soit en deux parties une rattachée directement au corps de bielle, l'autre appelée « chapeau » qui se fixe sur la première à l'aide de boulons ou goujons. Quelquefois, pour permettre le passage de la tête de bielle à travers l'alésage de cylindre, la tête présente une coupe oblique au lieu de coupe droite comme le montre la figure 7.



**Figure 7 : Montage de bielle**

En générale, les défauts de la bielle sont les flambages et les vrillages et pour remédier ces défauts on fait l'équerrage de bielle.

### **IV-1-3- Le vilebrequin**

Le vilebrequin sert principalement à transmettre l'énergie mécanique entre les bielles et le volant. Il permet en outre :

- de mettre le moteur en marche à l'aide d'un démarreur.
- de commander l'ensemble des mécanismes auxiliaires comme la distribution, pompe à huile, ventilateur, dynamo ou alternateur. Cette commande peut être réalisée soit par pignon, soit par chaînes, soit par courroie crantée.
- d'amener l'huile sous pression aux différentes parties de bielle.

La forme de vilebrequin dépend d'une part du nombre des cylindres et d'autre part l'ordre d'injection (allumage).

Le vilebrequin travaille à la flexion entre les paliers sur lequel il prend appui par les tourillons et à la torsion autour de son mouvement de rotation par suite des efforts que transmettent les bielles. Il est en outre siège de vibration entraînant l'usure de manetons et les tourillons.

Il est réalisé soit :

- Par forgeage : en général, on emploie l'acier mi-dur au chrome ou acier mi-dur manganosilicieux. L'arbre subit un traitement thermique après usinage, une trempe martensitique lui donne un maximum de dureté, un revenu est effectué entre 500 à 600 °C.
- Par moulage : le matériau est une fonte spéciale (fonte à graphite sphéroïdale) comportant du chrome, du silicium, et du cuivre. Le traitement thermique comprend un recuit d'homogénéisation suivi d'une trempe et d'un revenu poussé.

En raison des pressions élevées sur l'embiellage du moteur Diesel et des efforts d'inertie des pièces en mouvement, des centres poids sont opposés aux manetons, ils font partie intégrante de l'arbre manivelle ou bien ils lui sont fixes par boulonnage. Donc une opération soignée d'équilibrage statique et dynamique du vilebrequin est rigueur avant son montage.

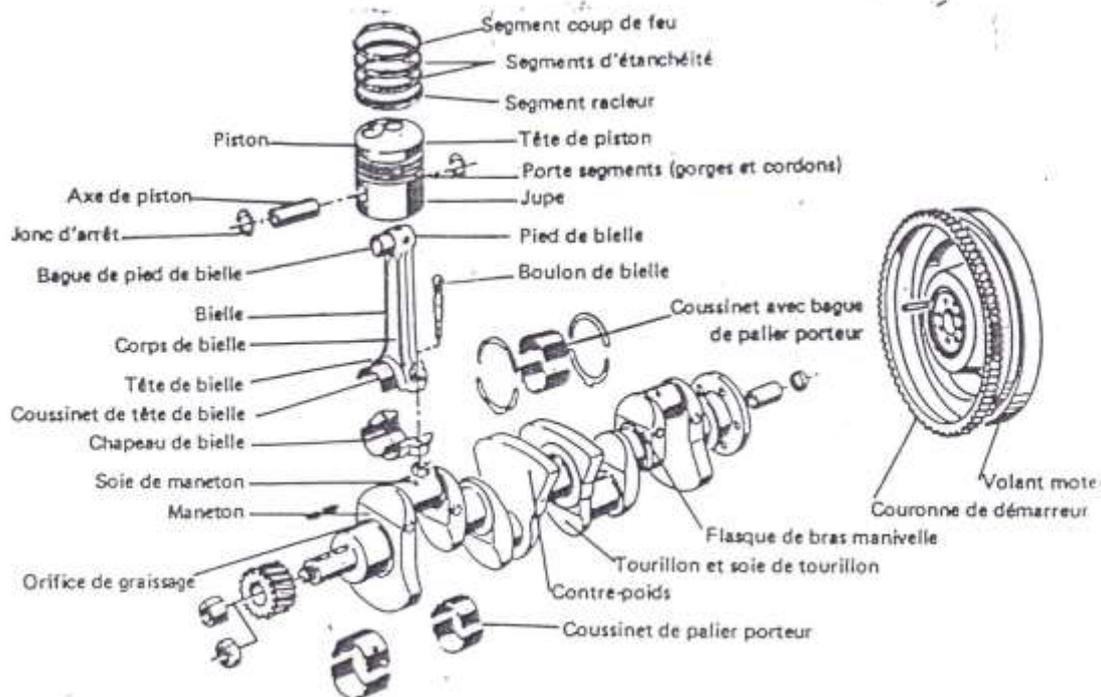
### **IV-1-4- Le volant**

Le volant joue essentiellement un rôle régulateur. On a vu que le cycle à 4 temps ne comporte qu'un temps moteur, le volant, monte au bout du vilebrequin, emmagasine sous forme d'énergie cinétique une partie d'énergie produite au cours de la combustion pour la restituer pendant les trois temps résistants et assure au moteur une vitesse sensiblement constante à un régime déterminée.

Ce rôle, important pour un monocylindre, diminue quand le nombre de cylindre augmente (au-dessus de 8 cylindres on peut s'en passer).

Les volants sont généralement en fonte ou en acier, ils se présentent sous la forme d'une roue à jante massive, à grand rayon, à voile de peu d'épaisseur.

Le volant sert également pour la mise en route du moteur, par intermédiaire d'une couronne dentée qui y est fixée. Cette couronne est attaquée par le pignon du démarreur.



**Figure 8 : Equipages mobiles d'un moteur Diesel**

#### **IV-1-5- Le bloc cylindre**

C'est le bâti du moteur, donc le support qui sert de base à tous les organes soit à l'intérieur, soit à l'extérieur. Il contient des évidements soigneusement calibrés, appelés cylindres, dans lesquels se meuvent des pistons. Un cylindre est caractérisé par l'alésage, la course et la cylindrée. De chaque côté des cylindres ou d'un même côté, suivant le moteur, se trouvent des évidements appelés chapelles dont la partie supérieure est tournée de forme tronconique et constitue le siège des soupapes.

Le bloc cylindre a pour mission :

- D'assurer la rigidité de la structure du moteur quelles que soient, en forces (sens, direction et nature), les contraintes extérieures et intérieures auxquelles il est soumis.
- D'évacuer la chaleur par la circulation d'eau dans la chambre d'eau, aménagée autour des chemises et des chapelles.

Le bâti possède des surfaces usinées pour recevoir à la partie supérieure de la culasse, latéralement de la distribution et à la partie inférieure le carter d'huile. Intérieurement, il reçoit la ligne d'arbre et éventuellement l'arbre à came et, suivant le cas, les chemises.

En général, il existe trois types de blocs moteurs, le bloc intégral (monobloc) donc sans chemise ; le bloc à chemise (toujours à refroidissement par eau). C'est le bloc le plus utilisé actuellement ; et enfin le bloc à refroidissement par air recevant alors les cylindres amovibles. La forme du bâti varie en fonction de la disposition des cylindres. C'est à dire pour le moteur en ligne: les cylindres sont disposés dans un même plan et verticalement ou moteur en « V » ou les cylindres sont repartis en deux groupes égaux sur deux plans. En principe, ces deux plans forment un angle  $60^\circ$  ou  $90^\circ$  sur l'axe du vilebrequin. En général, les blocs moteurs sont en fonte et en alliage d'aluminium.

#### **IV-1-6- La culasse**

La culasse est l'organe qui bouche les cylindres par le haut. Elle possède plusieurs rôles à savoir :

- Elle obture les cylindres et constitue la chambre de combustion. C'est à dire l'espace correspondant au volume qui subsiste quand les pistons sont au PMH ;
- Elle évacue la chaleur ainsi que l'effort de pression par la combustion des carburants ;
- Elle porte les sièges des soupapes, les tubulures (collecteurs) d'air et gaz brûlés, le logement des guides de soupapes ;

- Elle reçoit l'injecteur et aussi le dispositif d'allumage. Dans le moteur à soupape en tête, elle comporte les orifices d'entrées et des sorties d'air ainsi les organes de distribution ;
- Elle comporte aussi des chambres de préchauffages pour le moteur Diesel. Ces différentes fonctions entraînent des formes compliquées : un double paroi, venu de la fonderie, permet la circulation de l'eau, chargée d'évacuer la chaleur.

Les matériaux conviennent mieux à la culasse sont la fonte perlitique et l'aluminium.

Tous deux se prêtent bien au moulage, et l'aluminium possède en outre une excellente conductibilité, assurant ainsi au bon refroidissement et évitant une élévation de la température (en particulier du siège de la soupape d'échappement) qui risquerait de provoquer l'auto-allumage en particulier le moteur essence.

## **IV-1-7- Le système d'injection**

### **IV-1-7-1- La pompe à injection**

La pompe à injection est l'un des organes qui différencie le moteur à essence et le moteur Diesel. On peut la considérer comme cœur du moteur Diesel en raison de son rôle suivant :

- Injecter à sa course motrice dans chaque cylindre la quantité de combustible nécessaire et correspond à la puissance développée par le moteur ;
- Doser d'une façon précise la quantité de gas-oil en fonction de la puissance et déterminer le moment précis de refoulement en fonction de l'avarice l'injection .

Actuellement il existe deux sortes de pompe d'injection telles que :

- Les pompes en ligne ou pompes à cylindre multiple ;
- Les pompes à distributeur rotatif

Les pompes en ligne sont des pompes d'emploi classique. Elles comportent un arbre à came entraîne à la demi vitesse du vilebrequin. Les cames sont au nombre égal au piston qu'elles ont à actionner. Autrement dit les cames sont au nombre égal aux cylindres du moteur. Elles comportent aussi des dispositifs de réglage de début d'injection et de réglage du débit de combustible injecté. Il existe plusieurs types de pompes en ligne comme pompe Lavalette, pompe P.M, pompe Deckel, pompe Deutz, pompe Junkers, pompe Scintilla-Ratellier et pompe Ganz-Jendrassik et pompe SIGMA, ... Pour le dosage en poids, un mélange normal exige un poids d'air valant 15 fois le poids de combustible. C'est à dire 0,1 g de gas-oil correspond à 1,5 g d'air soit 1,5 l d'environ. Cette valeur correspond à la marche du moteur à la puissance maximale mais en fait, il est rare qu'un moteur soit constamment utilisé à

plein charge. Au ralenti, le volume de combustible injecté peut réduire au cinquième de sa valeur maximale (par exemple : 24 mm<sup>3</sup> au lieu de 120mm<sup>3</sup>).

Pourtant, l'avènement du moteur Diesel très rapide multicylindre, le type de pompe à cylindre multiple s'est avéré trop onéreux, en raison de l'usinage de ses pistons et des désavantages de ces ressorts de rappel. C'est pourquoi les constructeurs utilisent de plus en plus actuellement les pompes rotatives (CAV-DPA, DPC, DPS, Bosch EPNE, VA, ...), en particulier pour les voitures légères. Elle comporte un seul cylindre contient les pièces en mouvement altératif et en mouvement tournant pour la distribution. De ce cylindre part les tuyaux de refoulement vers les injecteurs. Donc les organes sont réunis en une structure compacte et peu encombrant ainsi de poids réduit.

La lubrification est assurée par la circulation du combustible à l'aide d'une pompe dite de transfert qui maintient la pompe d'injection sous pression évitant toute entrée d'air.

#### **IV-1-7-2- Les injecteurs**

Le moteur Diesel ne possède ni carburateur, ni système d'allumage, mais chaque cylindre possède un système d'alimentation propre. Pour avoir l'auto-inflammation au temps moteur, l'injecteur complète l'action de la pompe d'injection par intermédiaire d'une canalisation rigide. Il est monté sur le porte-injecteur, fixe lui-même sur la culasse à la façon d'une bougie. Son rôle est de :

- Livrer passage au combustible dans le cylindre ;
- Assurer la pulvérisation du gas-oil en vue de son mélange intime avec l'air comburant comprimé.

Actuellement, il existe plusieurs types d'injecteurs à savoir :

- Les injecteurs à trous : ce type d'injecteur est utilisé en général sur les moteurs à injection directe. Le nombre de trous varie de 1 à 8 ;
- Les injecteurs à téton : ils sont utilisés sur les moteurs à turbulence. Il existe de type taille « S » et « R », type DNA ... « S » et type taille « T » ;
- Injecteur à étranglement : ce type d'injecteur est utilisé pour réduire le délai d'inflammation donc des pressions des pointes par « mise à feu » d'une faible partie du combustible ;
- Injecteurs spéciaux : injecteur à trous pilote (PM Labinal), injecteur pintaux.

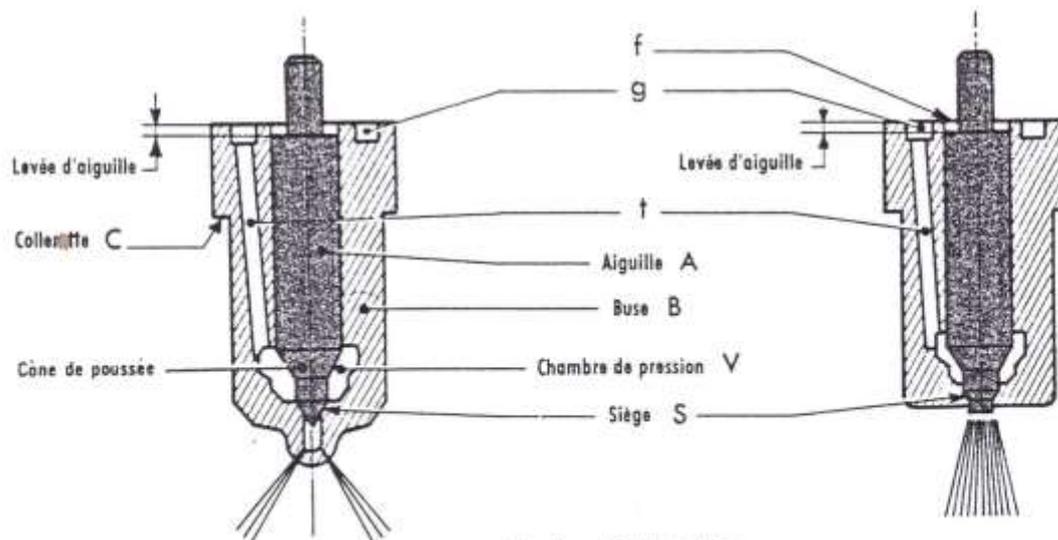
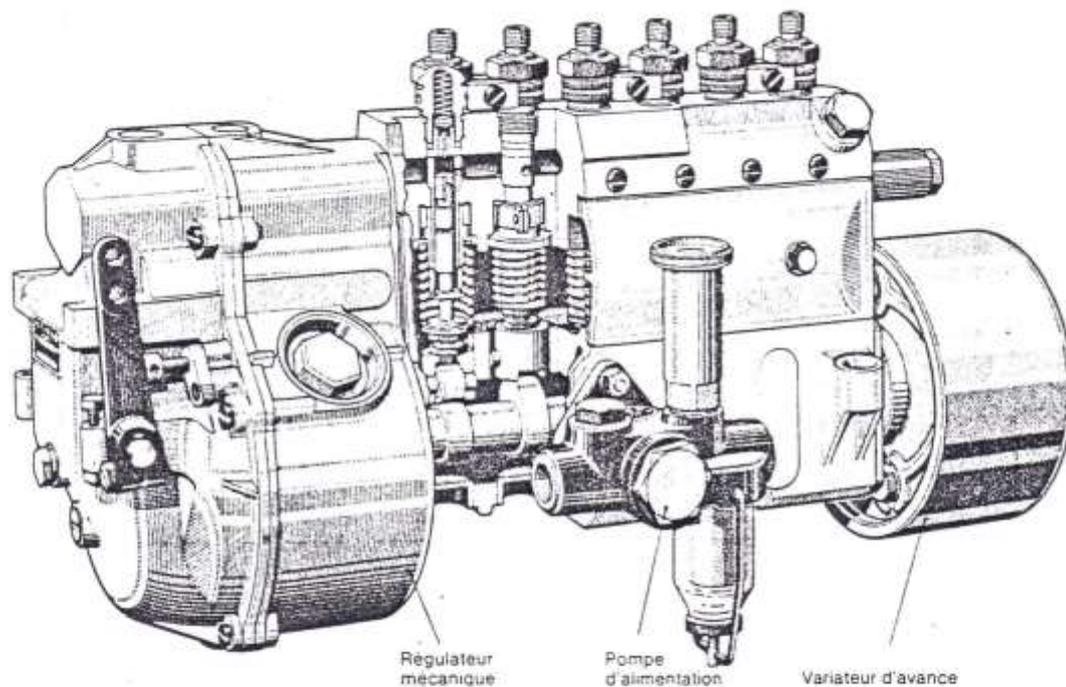


Fig. 1. — P. M. Labinal.

Figure 9 : Système d'injection

## IV-2- LES ORGANES AUXILIAIRES DU MOTEUR

### IV-2-1- La distribution

C'est la fonction qui permet d'assurer le bon déroulement du cycle dans chaque cylindre.

#### IV-2-1-1- Les soupapes

Les soupapes sont les organes qui assurent l'ouverture et fermeture des orifices d'admission (air ou mélange gazeux) et d'échappement (gaz brûlé). Elles se composent des deux parties:

- La tête ou champignon : des grands diamètres, reposant sur le siège soupape par une surface tronconique.
- La queue de soupape est rectifiée et coulisse grossièrement dans le guide de soupape qui est généralement en fonte. Elle comporte une gorge pour assurer la fixation des soupapes et d'atteindre la force de rappel utile du ressort.

Les soupapes sont caractérisées par l'angle de porte qui lui aussi varie en fonction du régime ( $90^\circ$  pour le moteur lent et  $120^\circ$  pour le moteur rapide).

En principe, la température de la soupape d'échappement est supérieure à celle de l'admission, ainsi les matériaux de constructions sont l'acier au nickel et l'acier au chrome respectivement pour l'admission et l'échappement.

Pour avoir un bon fonctionnement du moteur, il faut bien régler le jeu entre la queue de soupape et sa commande selon le type du moteur. Ce jeu est en général :

$$0,10 < J_{\text{admission}} < 0,30$$

$$0,20 < J_{\text{échappement}} < 0,50$$

Pour faire le réglage de soupapes, il faut savoir l'ordre d'injection (allumage) et le sens de rotation du moteur pour appliquer la méthode de balancement ou pleine ouverture d'échappement (moteur PEUGEOT).

1 : Vis de réglage

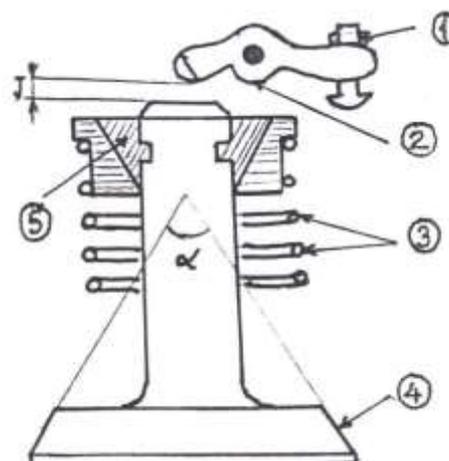
2 : Culbuteur

3 : Ressort de soupape

4 : Porte

$\alpha$  : Angle de Porte

5 : Demi-cône



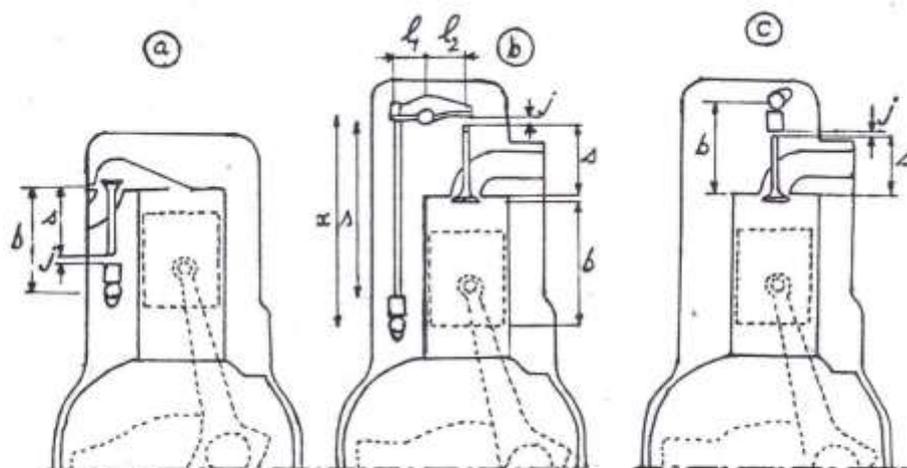
*Figure 10 : Les soupapes*

#### IV-2-1-2- L'arbre à cames

L'arbre à cames est l'organe destiné à faire mouvoir les soupapes. Il est en acier et comporte généralement trois portées reposant dans les paliers du carter. Les cames sont des sortes de bossages pris dans la masse du métal. Les cames et les portées sont cémentées. Le profil des cames du moteur est fonction de la hauteur de levée de la soupape, de la vitesse de levée, de l'accélération à chaque instant de cette levée et du type de poussoirs adoptés.

Suivant le type de transmission (chaîne, pignon, courroie), l'arbre à cames tourne dans le même sens que le vilebrequin et à demi-vitesse. Les cames commandent les soupapes par intermédiaire des poussoirs.

Enfin, les dispositifs de commande des soupapes et jeux à froid sont donnés par la figure ci-dessous.



(a) commande et attaque par dessous :  $j = \Delta s - \Delta b$

(b) commande par dessous et attaque par-dessus

$$j = \left[ \Delta(s) + \Delta(b) - \frac{l_1}{l_2} [\Delta(x) - \Delta(p)] \right]$$

(c) commande et attaque par-dessus :  $j = \Delta s - \Delta b$

Les dilatations sont fonctions de la température.

**Figure 11 : Dispositifs de commande des soupapes**

## **IV-2-2- Le système de refroidissement**

Nous savons que le moteur Diesel fonctionne avec de pressions et de températures très élevées que le moteur à essence. Donc le refroidissement de certains organes en contact avec les gaz lors de la combustion est nécessaire pour maintenir leur température à niveau compatible avec une résistance mécanique suffisante et conserver les caractéristiques du lubrifiant ainsi que les étanchéités nécessaires.

Un moteur Diesel nécessite une régulation de température aussi Constante que possible sur la culasse, les cylindres et les pièces mobiles. A l'heure actuelle, il existe deux sortes de refroidissements :

- Par circulation d'eau
- Par circulation d'air

Le premier cas est le plus utilisé et plus fiable. Par suite nous envisagerons ce type de refroidissement dont il se compose de radiateur, d'une pompe à eau, d'un dispositif de régulation, des durites et d'un ventilateur.

### **IV-2-2-1- Le radiateur**

C'est un organe chargé d'enlever la chaleur élevée aux cylindres, par intermédiaire de circulation d'eau. La quantité de chaleur cédée par un radiateur est proportionnelle :

- La surface frontale de radiateur ;
- L'état de surface ;
- La vitesse d'écoulement de l'eau.

Le radiateur se compose :

- D'un réservoir supérieur muni d'un orifice permettant de faire pleine d'eau. Il reçoit d'eau chaude des cylindres par une canalisation inclinée.
- D'un réservoir inférieur communiquant avec la partie plus basse de la chemise d'eau par une autre canalisation qui sert à renvoyer l'eau refroidi vers le moteur.
- D'une série de canalisation de formes diverses réunissant les deux réservoirs, et dans lesquels l'eau circule et refroidit.

Il comprend en outre :

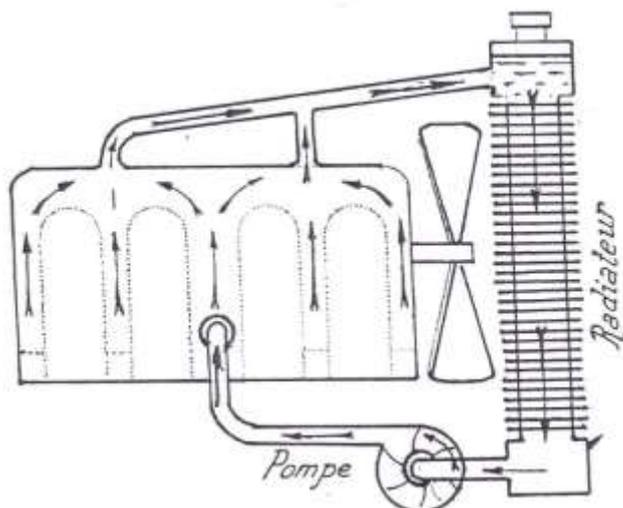
- Un bouchon fermant hermétiquement l'orifice du remplissage ;
- Un tube de trop plein qui communique avec l'extérieur par intermédiaire d'une petite soupape appliquée sur son siège par un léger ressort et par lequel peut s'échapper l'eau en excès et la vapeur dans le cas d'ébullition ou pression anormales
- Un robinet ou bouchon visse situé à la partie la plus basse et permettant de vidange.

#### IV-2-2-2- La pompe à eau

C'est un dispositif qui sert à accélérer la circulation d'eau. Elle met l'eau sous pression. Elle se situe au côté latéral du bloc moteur.

#### IV-2-2-3- Le ventilateur

Le ventilateur a pour mission de refroidir l'eau chaude du moteur à travers du radiateur par intermédiaire des poussées d'air. Il peut être entraîné directement avec le vilebrequin ou par embrayage électromagnétique à commandé thermostatique. Son travail est renforcé par le déplacement d'air au cours de mouvement de véhicule. Le ventilateur prélève néanmoins une certaine puissance au moteur.



*Figure 12 : Circulation par pompe*

#### IV-2-3- Le système d'alimentation

Avant d'arrivée à la chambre de combustion, l'air (comburant) et le gas-oil ont chacun leur propre circuit. Donc il faut considérer deux circuits tels que :

- L'alimentation en air » ;
- L'alimentation en gas-oil (combustible).

### IV-2-3-1- L'alimentation en air

En générale, c'est le moteur lui-même qui aspire son comburant Grâce à la dépression qui se crée lors de la descente du piston en phase d'admission.

#### IV-2-3-1-1- Le filtre à air

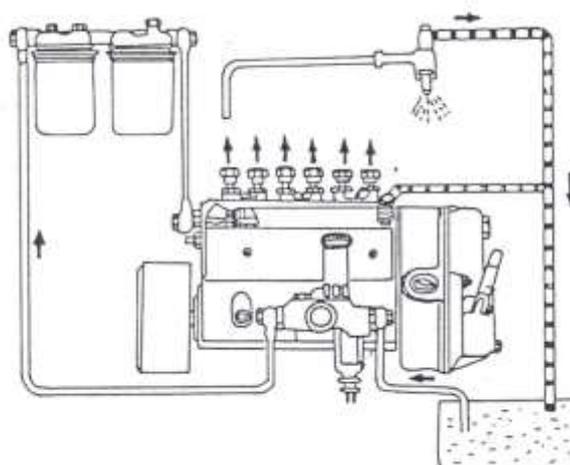
En principe, l'air est un mélange d'oxygène et d'azote, mais aussi un mélange des poussières en suspensions que l'on voit parfois mal. Ces dernières contribuent à accélérer l'usure des cylindres et des segments du moteur. Des essais sur route ont montré que l'usure était 5 fois plus rapide pour de moteur sans filtre qu'avec filtre. Le filtre à air est le dispositif qui empêche au maximum l'entrée de poussière en suspension (aérosol, des fibres, des poussières minérales) dans le moteur. Il est plus vulnérable du fait que le moteur Diesel nécessite beaucoup d'air par rapport au moteur à essence, surtout de l'air charge de poussière. Actuellement, il y a deux types de filtres :

- Le filtre à bain d'huile ;
- Le filtre fonctionnant à sec.

### IV-2-3-2- L'alimentation en gas-oil

Le circuit d'alimentation du combustible a pour rôle d'amener à chaque cylindre une quantité de gas-oil parfaitement filtre, sous pression et a un moment donne. Il se compose de deux circuits : celui de basse pression et celui de haute pression. En outre, leurs composants sont différents selon qu'il s'agit d'une pompe en ligne ou pompe rotative.

Pour cette étude, on choisit la pompe en ligne et voici le schéma de circuit :



**Figure 13 : Schéma de circuit en gas-oil**

Selon le type du moteur, le circuit basse pression se compose du réservoir, du filtre, des canalisations, des pompes d'alimentation et des filtres décanteur ou pompe d'amorçage. Sa mission est d'assurer l'arrivée du carburant à la pompe d'injection. Après la phase d'aspiration dans le réservoir, le gas-oil est sous pression (0,8 à 1,5 bar), après passage à la pompe d'alimentation, avant de subir un filtrage pour protéger la pompe d'injection et les injecteurs. C'est uniquement sur cette partie du circuit que l'on peut rencontrer la panne appelée «prise d'air » et aussi « la fuite ».

Le circuit à haute pression est formé par la pompe d'injection et les tuyauteries rigides et les injecteurs. Pour ce circuit, la liaison entre ces organes est assurée par un écrou et des joints métalliques en bronze ou en aluminium.

En générale, l'écart entre la pression de la pompe et le tarage d'injecteur est environ 50 bars.

Par exemple pour une pompe d'injection de 170 bars, on doit équiper d'un injecteur à tarage 120 à 125 bars.

#### **IV-2-4- Lubrification**

Le graissage du moteur Diesel est plus difficile que celui des moteurs à essence pour les raisons suivantes :

- La pression de compression et la pression de combustion augmentent ;
- Les charges sur les paliers augmentent aussi ;
- L'oxydation de l'huile s'accroît à proximité des segments du fait de l'existence constante d'un excès d'air dans les cylindres.

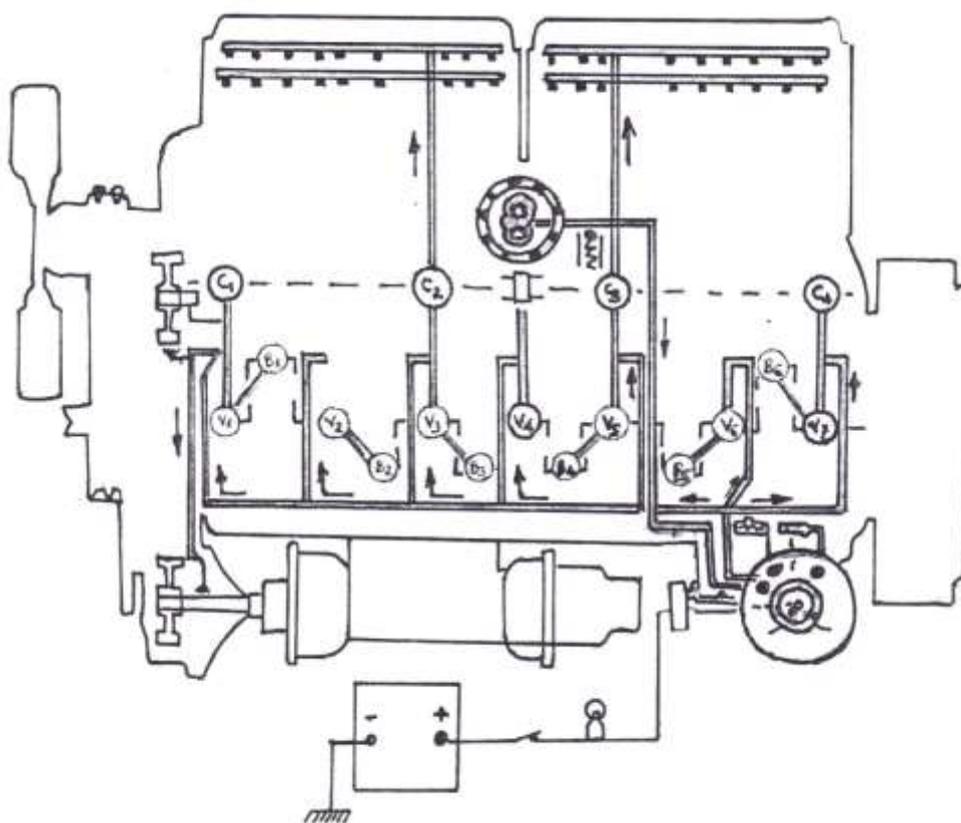
En général, l'huile de graissage est une substance dont le rôle est de réduire le frottement entre les surfaces mobiles, mais en fait, elle circule à travers le moteur pour y accomplir d'autres tâches :

- Réduction de l'usure et de la perte de puissance causée par le frottement ;
- Evacuation de la chaleur émanant des organes du moteur ;
- Absorption des chocs entre les coussinets et les autres organes ;
- Amélioration de l'étanchéité ;
- Evacuation des impuretés ;
- Réduction de l'usure chimique.

L'huile de graissage doit donc satisfaire à toutes les exigences citées ci-dessus. En fait, la lubrification de mouvement circulaire est facile par une disposition judicieuse de canalisation, il est beaucoup plus difficile de graisser les organes animés d'un mouvement alternatif (piston) :

ainsi ces organes sont lubrifiés par projection c'est à dire l'huile est sous pression par intermédiaire d'une pompe a engrenages et d'un filtre à huile qui empêche les impuretés et les gouttelettes d'eau.

En générale, le carter contient de 10 à 30 l d'huile suivant les marques et les modèles du moteur. La pompe à huile est noyée : elle débite le lubrifiant dans une canalisation longitudinale qui par ses dérivées, alimente chacun des paliers du vilebrequin.



**Figure 14 : Schéma de graissage du moteur 6 cylindres**

C : canalisation de graissage B : Graissage des bielles V : Graissage du vilebrequin

## **IV-2-5- Les équipements électriques**

### **IV-2-5-1- Les batteries de démarrage**

Elle est le réservoir d'électricité servant à alimenter les appareils électriques d'un véhicule. Une batterie est constituée par les éléments d'accumulateur au plomb dans l'eau acidité. Le nombre d'éléments détermine la tension nominale de la batterie, (3 éléments : 6V ; 6 éléments : 12V).

Elle est caractérisée par sa tension (en V) et sa capacité nominale (en A.h).

En dehors de ses fonctions classiques (allumage du moteur, éclairage, ...), la batterie de démarrage doit permettre une puissance relativement élevée pour assurer le lancement du moteur.

La normalisation Française donne la capacité obtenue en 10 h,

### **IV-2-5-2- Le démarreur**

Le démarreur est un moteur électrique alimenté par le courant continu de la batterie pour faire tourner un moteur au repos. Sa puissance varie de 1 à 8 chevaux. Un moteur à explosion peut être lancé à 60 tr/mn et à 150 à 300 tr/mn pour le moteur à combustion.

En générale, pour le moteur Diesel, on utilise le démarreur 24 Va induit coulissant «Bosch».

### **IV-2-5-3- L'alternateur**

D'après ses fonctions, la batterie de démarrage se décharge plus vite. Donc pour assurer un bon fonctionnement de la batterie à un temps donné, elle est alimentée par l'alternateur.

L'alternateur est donc une source de courant alternatif et dresse pour avoir un courant continu.

DEUXIEME PARTIE :

# **DIMENSIONNEMENT DU MOTEUR DIESEL**

But : Détermination des caractéristiques du moteur Diesel connaissant ceux du moteur à essence.

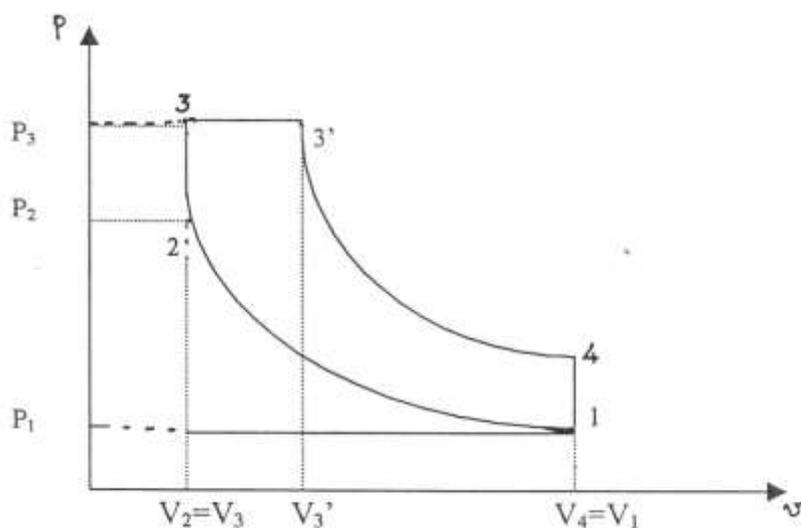
## CHAPITRE V

### DETERMINATION DE LA CYLINDREE (ALESAGE D, COURSE S)

#### V-1- ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE DIESEL ACTUEL

Comme nous l'avons vu, le moteur Diesel comporte 4 temps tels que l'admission, compression, combustion et échappement.

Voici la transformation dans le diagramme



*Figure 15 : Cycle Diesel rapide*

L'objectif à atteindre ici est de déterminer les paramètres (Pression, Température et Volume) dans chaque temps.

### V-1-1- Données particulières relatives au cycle

Symbole	Désignation	Données
$T_o$	Température ambiante de l'air	288 k
$P_o$	Pression atmosphérique	0,1 Mpa
$\Delta T$	Variation de la température d'air pendant l'admission	10 k
$\gamma_1$	Exposant adiabatique en fin compression	1,36
$\gamma_2$	Exposant adiabatique à la détente	1,23
$\varphi$	Taux de dilatation de volume	1,5
$\lambda_\pi$	Taux de dilatation de pression	1,6
$\Delta P_a$	Dépression à l'admission	0,01 Mpa

### V-1-2 Données particulières relatives au moteur GM essence

Symbole	Désignation	Données
n	Nombre de cylindres	6
D	Alésage	101,60 mm
S	Course	89,39 mm
$N_{max}$	Régime maximale du moteur	4800 tr/mn
$\varepsilon_d$	Taux de compression pour Diesel	17/1
$\varepsilon_e$	Taux de compression pour essence	9,2/1
$P_e$	Puissance effective	88 kW
$C_e$	Couple effectif	272N
S/D	Rapport entre course et alésage	1,04

### V-1-3- En fin d'admission

\* Pression :

$$P_a = P_o - \Delta P_a$$

$$= (0,1 - 0,01) \text{ Mpa}$$

$$P_a = 0,09 \text{ [MPa]}$$

\* Température :

$$T_a = T_o + \Delta T$$

$$= (288 + 10) \text{ k}$$

$$T_a = 298 \text{ [K]}$$

\* **Volume :** D'après la loi de thermodynamique,  
 $P_1 V_1 = m r T_1$  où  $m = 1 \text{ kg}$   

$$V_1 = \frac{r * T_1}{P_1} = \frac{287 * 298}{90000} = 0,95 [\text{m}^3 / \text{Kg}]$$
  

$$V_1 = 0,95 [\text{m}^3 / \text{Kg}]$$

#### V-1-4- En fin de compression

- **Pression :**

$$P_2 * V_2^{\gamma_1} = P_a * V_a^{\gamma_1}$$

$$\Rightarrow P_2 = P_a * \varepsilon^{\gamma_1 - 1} = 4,242 [\text{MPa}]$$

- **Temperature :**

$$T_2 * V_2^{\gamma_1 - 1} = T_a * V_a^{\gamma_1 - 1}$$

$$\Rightarrow T_2 = T_a * \varepsilon^{\gamma_1 - 1} = 826,376 [\text{K}]$$

- **Volume :**

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_2} \Rightarrow V_2 = \frac{V_a}{\varepsilon} = \frac{0,95}{17}$$

$$V_2 = 0,055 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right]$$

#### V-1-5- Combustion-Détente

- **Pression :** soit,

$$\lambda_p = \frac{P_3}{P_2} : \text{Taux de dilatation de pression} = 1,6$$

$$\Rightarrow P_3 = \lambda_p * P_2 = 1,6 * 4,242$$

$$\text{d'où } P_3 = 6,787 [\text{MPa}]$$

- **Température :** soit,

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} : \text{taux de dilatation de volume}$$

$$P_3 * V_3 = r * T_3 \Rightarrow T_3 = \frac{P_3 * V_3}{r} = \frac{P_3 * \varphi * V_2}{r}$$

$$\text{d'où } T_3 = 1951 [\text{K}]$$

- Volume :

$$V_3 = \varphi * V_2 = 0,0825 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right]$$

### V-1-6- Echappement

- Pression :

$$P_3 * V_3^{\gamma_2} = P_4 * V_4^{\gamma_2}$$

$$\Rightarrow P_4 = P_3 \left( \frac{\varphi}{\varepsilon} \right)^{\gamma_2} = 6,787 * \left( \frac{1,5}{17} \right)^{1,23} = 0,342 [\text{MPa}]$$

$$V_3 = \varphi * V_2 \text{ et } V_1 = V_4$$

- Température :  $T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\gamma_2-1}} = 1016 [\text{K}]$

$$\text{D'où } T_4 = 1016 [\text{K}]$$

## V-2- CARACTERISTIQUES DU MOTEUR DIESEL :

### V-2-1- Pression moyenne indiquée : $p_i$

C'est la pression reçue par le tête du piston après la combustion. Sa valeur oscille entre 0,7 à 1,1. Elle s'exprime par :

$$p_i = \frac{p_a}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda_p * \varphi}{\gamma_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{\gamma_2-1}} \right) - \frac{1}{\gamma_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma_1-1}} \right) + \lambda_p (\varphi - 1) \right]$$

$$p_i = K p_i'$$

avec K : coefficient de proportionnalité égale à 0,93

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\varphi} = 11,33$$

$$\text{on a } p_i' = \frac{0,09}{17-1} \left[ \frac{1,6 \times 1,5}{1,3-1} \left( 1 - \frac{1}{11,33^{1,23-1}} \right) - \frac{1}{1,36-1} \left( 1 - \frac{1}{11,33^{1,36-1}} \right) + 1,6(1,5-1) \right] = 0,926 [\text{MPa}]$$

Ainsi  $p_i = 0,93 * 0,926 =$

$$P_i = 0,86 [\text{MPa}]$$

### V-2-2-Pression moyenne effective

C'est la pression revue au bout du vilebrequin par intermédiaire de la bielle. Elle est obtenue par

$$P_e = p_i * R_M \text{ où } R_M : \text{rendement mécanique} = 0,78 \Rightarrow P_e = 0,688[\text{MPa}]$$

### V-3-DETERMINATION DE LA CYLINDREE

C'est le but de cette étude car à partir de la conversion du moteur, on veut obtenir un couple 1,5fois plus important. C'est à dire  $C_{ed} = 1,5c_{ee}$

#### V-3-1- PUISSANCE EFFECTIVE (moteur GM 6 cylindres)

C'est la puissance fournie par le moteur au bout du vilebrequin. Elle est donnée par la formule :

$$P_e = \frac{p_e * V_h * n * N}{30 * \tau}$$

avec  $V_h$  : cylindrée unitaire

$n$  : nombre de cylindre

$\tau = 4$  : nombre de course effectuée par le piston par cycle

Pour ce moteur  $P_e = 88 [\text{KW}]$

#### V-3-2- La cylindrée unitaire $V_h$

C'est le volume balayé par la tête du piston lors de sa course du PMH au PMB ou vice versa

$$V_h = \frac{\Pi D^2}{4} * S = \frac{\Pi D^3}{4} * \frac{S}{D}$$

$$\text{Nous savons que } P_{ed} = \frac{N * C_{ed}}{9550} = P_{ee}$$

En portant les deux premières équations sur la troisième, on obtient

$$\frac{N C_{ed}}{9550} = p_e * \frac{\Pi * D^3}{4} * \frac{S}{D} * \frac{n * N}{30 \tau}$$

avec  $C_{ed} = 1,5 C_{ee}$  on a

$$D = \left( \frac{120 * \tau * C_{ed}}{9550 * p_e * \Pi * n * S / D} \right)^{\frac{1}{3}} = 115 \text{mm}$$

D'où l'alésage  $D = 115 \text{mm}$

$$\text{Comme le rapport } \frac{S}{D} = 1,04 \Rightarrow S = 119,6 \text{mm}$$

#### V-4- CONTROLE DES VALEURS

Nous l'avons vu que le moteur Diesel demande beaucoup plus de précisions que le moteur à essence sur les paramètres des 4 temps du cycle ainsi que le système d'injection. C'est pourquoi nous consacrons ce sous chapitre pour contrôler toutes les valeurs (température, pression, consommation spécifique et puissance) trouvées précédemment. On va dresser un tableau des valeurs pour clarifier.

Symbole	Désignation	Plage de valeur	Valeur trouvée
$P_a$	Pression d'admission	0,06 ÷ 0,09	0,09 MPa
$T_a$	Température d'admission	< 359°	298 K
$P_2$	Pression en fin compression	3,5 ÷ 5,5 MPa	4,242 MPa
$T_2$	Température en fin compression	700 ÷ 900K	826,376 K
$P'_3$	Pression de combustion	6 ÷ 8 MPa	6,787 MPa
$T'_3$	Température de combustion	1800 ÷ 2300 k	1951 K
$P_4$	Pression d'échappement	0,3 ÷ 0,8MPa	0,342 MPa
$T_4$	Température d'échappement	1000 ÷ 1200 k	1016 K
$R_{th}$	Rendement théorique thermique	0,4 ÷ 0,6	0,574
$R_m$	Rendement mécanique	0,7 ÷ 0,85	0,78
$R_{réel}$	Rendement réel	0,6 ÷ 0,9	0,75
$R_e$	Rendement effectif	0,3 ÷ 0,4	0,3358
$C_{se}$	Consommation spécifique	220 ÷ 280	252,25 g/kWh

## CHAPITRE VI

### TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION

Dans ce chapitre, on essaie de donner les valeurs technologiques de certains éléments constitutifs du moteur. C'est donc la partie primordiale de ce mémoire. Les principales modifications à faire se situent sur les organes aux alentours de la chambre de combustion ( chemise, piston, culasse, bielle, vilebrequin ), en raison de la température et de pression relevée, ainsi que les nouveaux organes à monter comme la pompe d'injection, les injecteurs, le radiateur...

#### VI-1-DONNEES PARTICULIERES RELATIVES A LA TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION

Symboles	Désignations	Données
$\sigma_z$	Contrainte admissible à la traction de la fonte	55MPa
D	Alésage du cylindre	115mm
$P_{zmax}$	Pression maximale des gaz à la combustion	6.78 MPa
E	Module d'élasticité de la chemise	0.12MPa
$\alpha_t$	Coefficient de dilatation linéaire du cylindre	$10.4 \times 10^{-6} \text{°C}^{-1}$
$\Delta t$	Chute de température	110°C
$\mu$	Coefficient de poisson	0.25
$df$	Diamètre du piston au niveau de fond	63.25mm
$\delta_f$	Epaisseur du fond	17.25mm
$F_{A-A}/F_P$	Rapport entre surface au niveau de section A-A et surface totale du piston	0.17

$m^*$	Masse spécifique du piston	200Kg/m <sup>2</sup>
$m_t$	Masse de la tête du piston	0.4 mp
R	Rayon de la manivelle	59.8mm
$\lambda$	Rapport entre rayon de la manivelle et longueur de la bielle	0.27
L	Longueur de la bielle	221.48mm
$h_j$	Hauteur de la jupe	115.00mm
$P_j$	Pression spécifique maximale sur la paroi du cylindre	0.13477MPa
$\Delta_j, \Delta_t, \Delta_j, \Delta_t$	Les jeux radiaux	0.02mm
$t_0$	Température initiale	15°C
$t_{cyl}$	Température du cylindre	112°C
$t_t$	Température de la tête du piston	277°C
$t_j$	Température de la jupe du piston	187°C
$\alpha_p$	Coefficient de dilatation du piston	$22 \times 10^{-6} \text{°C}$

## VI-2- DETERMINATION DES PARAMETRES DE LA PAROI DUCYLINDRE

Pour avoir un meilleur refroidissement et la facilité de montage et démontage, on choisit dans cette étude une chemise rapportée à refroidissement par eau. Elle est donc caractérisée par son épaisseur et sa résistance aux effets de la combustion.

### VI-2-1- Epaisseur de la paroi

L'épaisseur de la paroi du cylindre d'un moteur est fonction de l'alésage, les matériaux utilisés et la pression des gaz de combustion. Elle est donnée par l'expression :

$$\delta_p = 0.5D \left( \sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4P_{z\max}}{\sigma_z - 1.3P_{z\max}}} - 1 \right)$$

$$\Rightarrow \delta_p = 6.775 \text{ mm}$$

Pour question de sécurité due à la variation de contrainte il faut majorer

on prend  $\delta_p = 8 \text{ mm}$

### VI-2-2- Contrainte sur la paroi du cylindre

C'est la pression maximale à la fin de combustion qui engendre une contrainte de traction au niveau des surface de la paroi. Pour cette étude, on choisit une chemise en fonte ; donc sa valeur admissible oscille entre 50 à 60 MPa. Elle est obtenue par

$$\sigma_T = 0.5P_{z\max}D/\delta_p$$

$$\sigma_T = \frac{0,5 \times 6,78 \times 115}{8} = 48,73 \text{ MPa} < \sigma_{Tadm}$$

### VI-2-3- Calcul de la contrainte thermique due à la chute de la température

Cette contrainte est caractérisée par le matériau de la chemise et le coefficient de poisson. On utilise ici une fonte plus ou moins acierée  $E = 12000$  à  $14000 \text{ daN/mm}^2$ . Elle est donnée par

$$\sigma_t = E\alpha_t \Delta_t / 2(1 - \mu) = \frac{0,12 \times 110 \times 10,4}{2 \times 0,75}$$

$$\Rightarrow \sigma_t = 91.52 [\text{MPa}]$$

## VI-2-4- les contraintes résultantes sur la paroi

### VI-2-4-1- La contrainte résultante intérieure

Cette contrainte est la différence entre la contrainte engendrée par  $P_{zmax}$  durant la combustion et la contrainte thermique due à la chute de la température :

$$\sigma_{\Sigma i} = |\sigma_T - \sigma_i| = |56,42 - 91,52|$$

$$\Rightarrow \sigma_{\Sigma i} = 35,10[\text{MPa}]$$

### VI-2-4-2- La contrainte résultante extérieure

En revanche, cette contrainte est la somme des deux contraintes citées précédemment

$$\sigma_{\Sigma e} = \sigma_T + \sigma_i$$

$$\Rightarrow \sigma_{\Sigma e} = 147,94[\text{MPa}]$$

## VI-3-DIMENSIONNEMENT D'UN PISTON

Avant de dimensionner un piston, il faut savoir, à part le matériau utilisé, toutes les contraintes, dues à la combustion de gaz, agissant sur lui.

### VI-3-1 Contrainte de flexion sur le plat du piston

Cette contrainte est fonction de la pression maximale de gaz à la combustion. Elle a pour expression :

$$\sigma_{fl} = 0,25P_{zmax} \left( \frac{d_f}{\delta_f} \right)$$

D'après le tableau, on a :  $\sigma_{fl} = 22,78 \text{ MPa}$

Cette valeur appartient bien au plage de valeur  
[20 – 25] [MPa]

donc le fond du piston est *sans nervure*

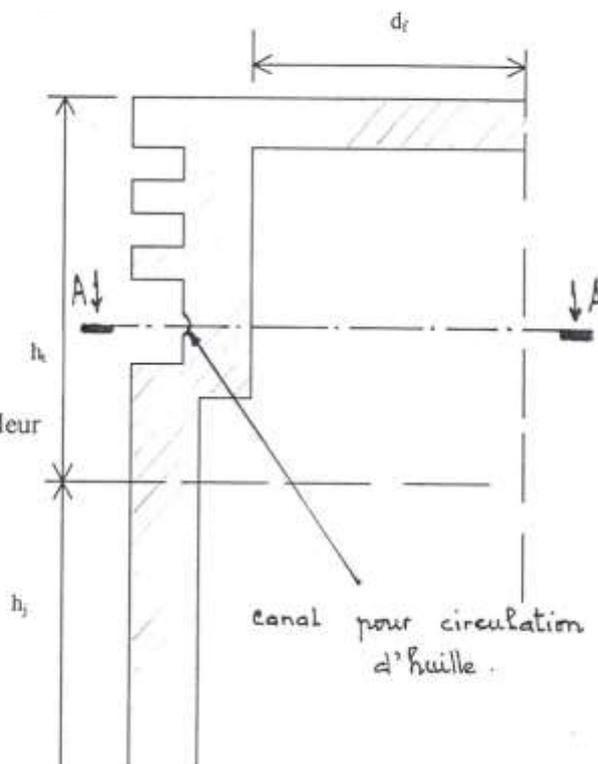


Figure 16 : Coupe partielle d'un piston

### VI-3-2- Calcul de la pression due à la compression

Au niveau de la tête :

Elle s'exprime par la formule :

$$\sigma_{cA} = \frac{P_{zmax}}{F_{A-A}}$$

$P_{zmax}$  : effort des gaz s'exerçant sur le fond du piston égale à

$P_{zmax} * F_p$  ;

$$\sigma_{cA} = P_{zmax} \times \frac{F_p}{F_{A-A}} = \frac{6,78}{0,17} = 39,88 \text{ [MPa]}$$

### VI-3-3- La contrainte de traction à la même section

La force d'inertie  $P_j$  de la partie supérieure du piston crée une contrainte de traction  $\sigma_T$  sur cette partie. Elle a pour expression :

$$\sigma_T = P_j / F_{A-A}$$

où :

$$P_j = m_t R \omega^2 (1 + \lambda), \text{ avec } \omega : \text{régime du moteur}$$

$m_t = (0,4 - 0,6) m_p$  : masse de la tête du piston ; on prend

$$m_t = 0,4 m_p$$

Pour un moteur Diesel d'alésage  $D$  supérieure à 100[mm], la valeur  $m' = m_p / F_p$  : masse spécifique de matériau du piston, oscille entre 200 à 300 [Kg / m<sup>2</sup>]. Cette fois-ci on prend

$$m' = 200 \text{ [Kg / m}^2\text{]}$$

En outre, pour un moteur axé,  $S = 2 R \implies R = S / 2 = 59,8 \text{ [mm]}$

$$\omega = \frac{\Pi * n_{\max}}{30} = 502,8 \text{ [rads}^{-1}\text{]}$$

d'où :

$$\sigma_{T_s} = 200 * 59,8 * 10^{-3} * 1,27 * 252405,76 * \frac{1}{0,17} * 0,4$$

$$\Rightarrow \sigma_{T_s} = 9,02 \text{ [MPa]} \in [4 - 10] \text{ MPa pour l'aluminium}$$

### VI-3-4 Calcul de la jupe

#### VI-3-4-1 Détermination de la pression spécifique maximum sur la paroi du cylindre

Elle est donnée par :  $P_j = N_{\max} / D * h_j$

Déterminons d'abord  $N_{\max}$  : effort maximale agissant sur la paroi du cylindre

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$\text{Or } P = (P_z - P_0) \cdot F_p$$

En utilisant le triangle (OAB), on a :

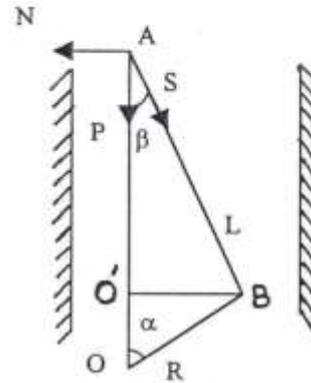


Figure 17 : Les efforts résultants appliqués au S.B.M

$$\sin \beta = O'B / L \text{ et } \sin \alpha = O'B / R$$

$$L \sin \beta = R \sin \alpha$$

$$\implies \sin \beta = \frac{R}{L} \cdot \sin \alpha = \lambda \cdot \sin \alpha$$

On sait que la fonction sinus est maximale si  $\alpha = \Pi / 2$

D'où :

$$\sin \beta_{\max} = \lambda \cdot \sin \frac{\Pi}{2} = 0,27 \quad \Rightarrow \quad \beta_{\max} = 15,60^\circ$$

Comme la fonction tangente est croissante entre  $[0, \Pi / 2]$

$$N_{\max} = P \operatorname{tg} \beta_{\max}$$

$$\text{Déterminons ensuite : } P = \bar{P}_e + \bar{P}_j$$

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$\text{Où : } m_j = (1 + \lambda) m_p = (1 + \lambda) m' F_p = 3,296 [\text{Kg}]$$

$$P_j = -13477,21 \text{ [N]}$$

$$P_g = (P_z - P_o) * F_p = 70320 \text{ [N]}$$

$$P = \bar{P}_g + \bar{P}_j = 70320 - 13477 = 56843 \text{ [N]}$$

$$N_{\max} = P \operatorname{tg} \beta_{\max} = 0,153476 \text{ [MN]}$$

$$\text{Ainsi, } P_j = \frac{N_{\max}}{D^2 \frac{h_j}{D}} = 11,60 \text{ [MPa]}$$

### VI-3-4-2- Détermination de diamètre de tête et de la jupe du piston

$d_t$  et  $d_j$  sont donnés par les formules suivantes :

$$d_t = \frac{D * [1 + \alpha_{\text{cyl}} * (t_{\text{cyl}} - t_0)] - \Delta_j}{1 + \alpha_p * (t_1 - t_0)} = \frac{115 * [1 + 10,4 * 10^{-6} * (112 - 15)] - 0,02}{1 + 22 * 10^{-6} * (277 - 15)}$$

$$\Rightarrow d_t = 114,436 \text{ [mm]}$$

$$d_j = \frac{D * [1 + \alpha_{\text{cyl}} * (t_{\text{cyl}} - t_0)] - \Delta_j}{1 + \alpha_p * (t_j - t_0)} = \frac{115 * [1 + 10,4 * 10^{-6} * (112 - 15)] - 0,02}{1 + 22 * 10^{-6} * (187 - 15)}$$

$$\Rightarrow d_j = 114,66 \text{ [mm]}$$

Tableau récapitulatif :

Symbole	Désignation	Données
$\delta_p$	Épaisseur de la paroi	6,775 [mm]
$\sigma_T$	Pression de gaz durant la combustion	57,54 [MPa]
$\sigma_t$	Contrainte thermique due à la chute de température	91,52 [MPa]
$\sigma_{\Pi}$	Contrainte de flexion sur la paroi supérieure du fond	22,78 [MPa]
$\sigma_{cA}$	Contrainte due à la compression au niveau de la tête	39,88 [MPa]
$\sigma_{TA}$	Contrainte de traction à la même section	14,09 [MPa]
$P_j$	Pression spécifique maximale sur la paroi du cylindre	11,6 [MPa]
$d_t$	Diamètre de la tête du piston	114,436 [mm]
$d_j$	Diamètre de la jupe du piston	114,66 [mm]



### **VI-4-2- Les contraintes d'inertie sollicitant la bielle**

Les contraintes d'inertie subies par les bielles sont :

Dues au seul corps des bielles (les inerties du pied et de la tête de bielle intéressant respectivement l'axe de piston et le maneton). L'effort dû à l'inertie est  $Q=0.5*S*L*\gamma*R*w^2$ , en supposant que la section de la bielle est constante.

Ou L : Longueur de la bielle ;

S : Section de la bielle supposée constante

r : Masse volumique de la bielle ;

R : Rayon de manivelle ;

w : Vitesse angulaire.

- l'inertie fléchissant développé dans le plan d'oscillation, peut créer une fatigue appréciable dont sa valeur en chaque point fut de la bielle est :

### **VI-4-3- Dimensionnement de la bielle**

#### **VI-4-3-1- Pied de bielle (assemblage entre l'axe de piston et la bielle)**

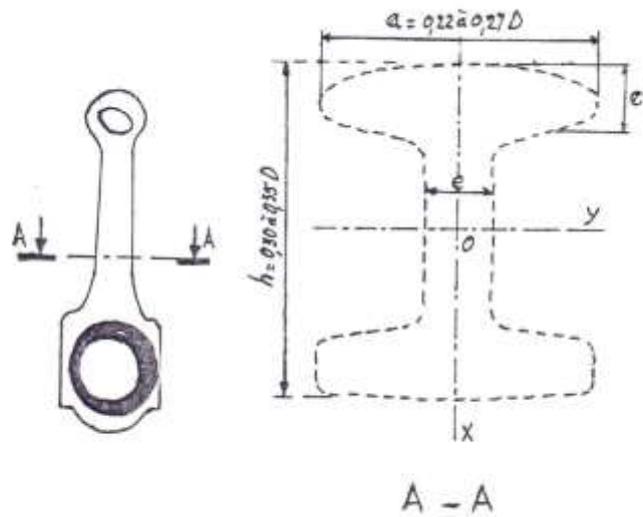
Le dimensionnement général du pied de bielle est essentiellement fonction de la dimension de l'axe de piston ; dimension qui est, elle-même, fonction des pressions exercées sur l'assemblage.

Pour un moteur Diesel, le diamètre de l'axe de piston est  $0.4*D$ , est égal à 46mm.

La longueur de portée dans le pied de bielle (épaisseur de pied de bielle) est comprise entre  $0,35*D$  à  $0,40*D$ , donc on a  $l=0.375*D=43,125$ mm.

L'axe de piston et ses portées supportant les plus grosses charges unitaires de toutes les portées du moteur, donc, l'ajustement doit être effectuée avec des très faibles jeux. Pour notre cas on prend  $J=410^{-4}*D=0,046$ mm.

### VI-4-3-2- Le corps de la bielle



**Figure 19 : Dimensionnement d'une bielle**

Pour un moteur Diesel, on a adopté pour un alésage  $D$  :

- $S = (0,04 \text{ à } 0,05) D^2$
- $a = (0,22 \text{ à } 0,27) D$
- $h = (0,30 \text{ à } 0,35) D$
- $I_y = 4I_x$  avec  $I_y$  et  $I_x$  sont les moments d'inertie de la section droite de la bielle dans les plans caractéristiques.

Prenons pour notre cas :

- $S = 0,045D^2 = 595,125 \text{ mm}^2$
- $a = 0,245D = 28,175 \text{ mm}$
- $h = 0,325D = 37,375 \text{ mm}$

### VI-4-3-3- La tête de bielle (assemblage entre l'axe de manivelle et la bielle)

L'assemblage (tête de bielle-maneton) est soumis à des efforts qui dépendent des forces agissant suivant l'axe du cylindre, de l'obliquité de la bielle et de l'effet centrifuge agissant sur la tête de la bielle.

Les dimensions de la tête de la bielle doivent permettre son retrait par l'alésage sans avoir à retirer la chemise, le chapeau n'est évidemment pas soumis à cet impératif. Ainsi, la forme de la tête de bielle pour notre étude sera oblique comme indique la figure.

L'alésage de la tête de bielle est tributaire du diamètre de maneton dont sa valeur  $d_m$  varie de  $0,6D$  à  $0,75D$  donc  $d_m = 77,625\text{mm}$ , et de l'épaisseur du coussinet.

L'arbre tournant à l'intérieur de l'ensemble (tête de bielle-chapeau) a un jeu diamétral de  $0,125\text{mm}$  et jeu latéral  $0,1\text{mm}$ . Cet assemblage est assuré par des boulons qui subissent un allongement.

## VI-5- LE VILEBREQUIN

### VI-5-1- Les matériaux

La manivelle, premier organe à transmettre sous forme du couple l'énergie développée par la combustion, doit résister :

- à l'effort  $\frac{\pi D^2}{4} P_c$  provoque au point mort haut par la pression maximale  $P$ , de la combustion sur le piston de diamètre  $D$ .
- à l'effort tangentiel maximal, lequel se produit, environ  $35^\circ$  après la PMH soit

$$0,9 \frac{\pi D^2}{4} P_c \cos \beta \text{ avec } L \sin \beta = R \sin \alpha.$$

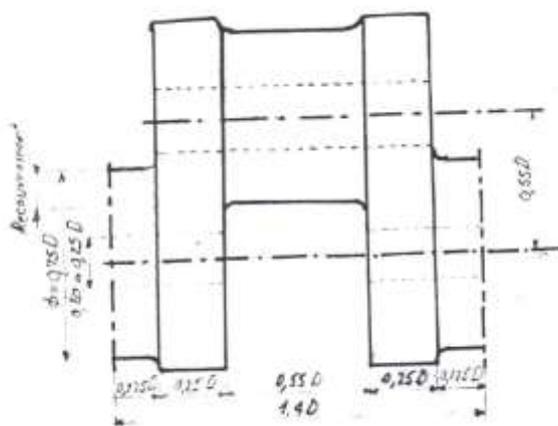
En outre le vilebrequin connaît 2 types de contraintes :

- celle résultant du couple transmis
- Celle provoquée par le déplacement dû aux vibrations créées au sein du vilebrequin. Pour répondre aux exigences ci-dessus, les matériaux du vilebrequin présentent 2 caractéristiques fondamentales à savoir :
  - Le module d'élasticité qui conditionne le dimensionnement général pour un fonctionnement géométrique satisfaisant;
  - La limite d'endurance à la fatigue qui conditionne la durée de vie, donc le prix de revient de l'énergie produite.

Pour notre cas on choisit un vilebrequin forge en acier mi-dur à 0,4% de carbone (nuance XC45).

### VI-5-2-Dimensionnement

Les dimensions d'un tourillon et le maneton sont fonction de l'alésage  $D$ . Le rapport  $dm/D$  ( $dm$ : diamètre de maneton) se situe entre  $0,65D$  à  $0,75D$  pour des pressions maximales de combustion  $P_z$  comprises entre  $0,6 \text{ daN/mm}^2$  et  $1,2 \text{ daN/mm}^2$ . Ici, on choisit  $dm=77,625 \text{ mm}$  et  $dt=86,25 \text{ mm}$ .



*Figure 20 : Dimensionnement d'un vilebrequin*

### VI-6 LA POMPE D'INJECTION

En général, chaque constructeur a chacun sa propre pompe, mais certaines semblent plus célèbres et même prédominantes comme BOSCH avec les types P, PE, PES "M"; et aussi la pompe SIGMA de type CMS, DMS, RMS, RMX, CMS en fin la pompe d'injection C.A.V. SIMMS.

Pour toutes les pompes en lignes, elles sont généralement caractérisées par leurs éléments et son type de régulateur. C'est à dire, la taille du piston - chemise et sa course. Donc, faire un choix d'une pompe c'est de déterminer avant tout les dimensions de ses éléments.

### VI-6-1 Le Volume Cyclique De Combustible Injecté

Il est donné par l'expression :

$$V_{\text{cycle}} = \frac{P_c \cdot g_c}{60 \cdot i \cdot n_c \cdot \rho_c}$$

Où ;

$P_c$  : Puissance effective = 88 [kw]

$g_c$  : Consommation effective = 252,52 [g/kwh];

$i$  : Nombre de cylindres = 6;

$n_c$  : Vitesse rotation de l'arbre de la pompe = 2400 [tr/mn];

$\rho_c$  : Masse volumique du combustible = 825 [kg/m<sup>3</sup>].

$V_{\text{cycle}} = 23,55 \text{ mm}^3$

Contrôle : cette valeur appartient bien à la plage des valeurs 35 + 250mm<sup>3</sup> pour le moteur existant.

### VI- 6-2-La course utile: $h_a$

La course utile est la course entre le début de refoulement et la fin de refoulement. En fait, la course totale de piston est divisée en deux :

- La précourse ;
- La course utile.

En général sa valeur oscille entre 7mm à 12mm. Prenons pour notre étude  $h = 10\text{mm}$ .

De plus le rapport  $h_t/h_a = 3/4,25$  nous permet de prendre  $h_a = 3\text{mm}$ .

### VI-6-3 Le diamètre $d_p$ du piston

Comme l'ensemble chemise - piston est cylindrique, donc,

Comme l'ensemble chemise - piston est cylindrique, donc,

$$\text{Débit} = V_{\text{cycle}} = \text{Aire du piston} \times \text{course utile} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot h_a$$

$$\text{Ainsi, } d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{cycle}}}{\pi \cdot h_a}}$$

$$\text{AN, } d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 23,55}{3,14 \cdot 3}} = 10\text{mm.}$$

$$d_p = 10\text{mm.}$$

Cette valeur vérifie les données de constructeur suivantes:

Si  $h_t = 10\text{mm}$ , le diamètre  $d_p$  du piston allant de 6,5mm à 12mm.

$d_p = 10 \text{ mm}$ .

Cette valeur vérifié les données de constructeur suivantes :

Si  $h_t = 10\text{mm}$ , le diamètre  $d_p$ , du piston allant de 6,5 mm à 12mm

### VI-6-4- Le régulateur

La courbe caractéristique de couple ( $C_m$ ) du moteur Diesel montre qu'avec une diminution de couple résistant, on assiste à une augmentation sensible de vitesse. Ceci rend le moteur instable. Pour le maintenir équilibré, il lui faut introduire un dispositif spécial appelé "régulateur". Sa mission est d'adapter le dosage du carburant refoulé par la pompe d'injection suivant différents paramètres :

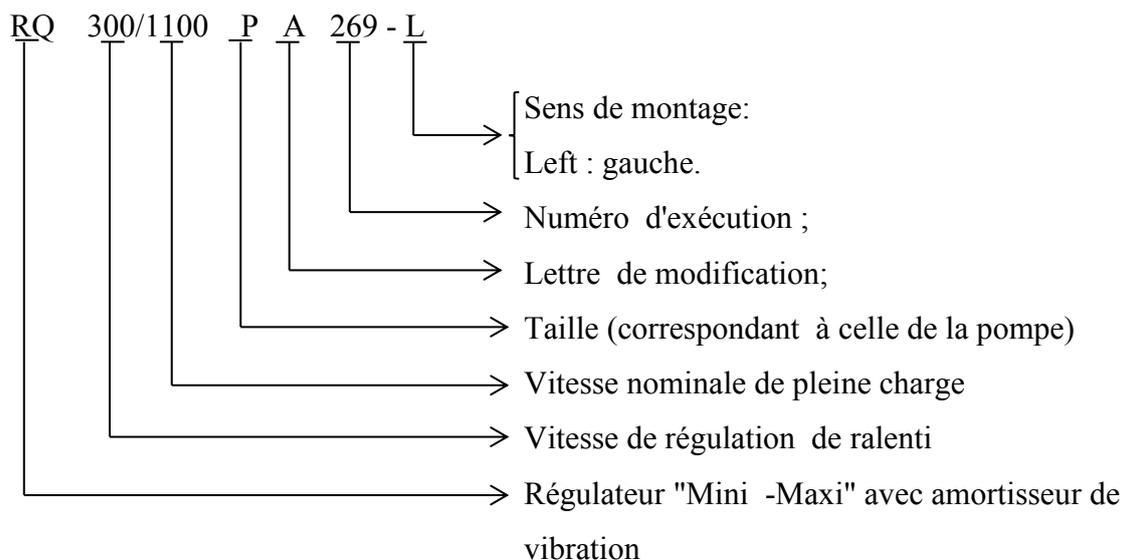
- La position de levier de commande (accélérateur) ;
  - La constitution du régulateur (Mini - Maxi, toutes vitesses ...) ;
  - La vitesse de débit maximal de pleine charge ;
  - La vitesse de rotation du moteur ;
  - La vitesse de débit de démarrage (ou surcharge) ;
  - Correction du débit en fonction de la vitesse ;
  - La pression de suralimentation ;
  - La pression atmosphérique.
- } éventuellement.

Les principaux types de régulateurs sont :

- a - à commande mécanique par masselotte ou billes (centrifuge).
- b - à commande pneumatique, à dépression.
- c - à commande hydraulique, par pompe à engrenage.
- d - à commande électronique (pour le groupe électrogène et de certains véhicules routiers).

Pour cette étude, on prend un régulateur centrifuge de type "Mini - Maxi" ou "limiteur". Il a pour fonction de maintenir le débit d'injection en rapport avec la vitesse de rotation du moteur pour éviter :

- L'arrêt du moteur au ralenti ;
- L'emballement du moteur à une vitesse maximale.
- En général, un régulateur Mini - Maxi porte sur leur couvercle une plaque grave suivant une désignation symbolique qu'il est nécessaire de rappeler en cas de commande des pièces de rechange. Pour nous, c'est:



En utilisant le tableau (cf. annexe 1), on équipe ce moteur à une pompe d'injection

BOSCH de référence

PE 6P 100A720 RS 473

0401 846 494 EP 3600

RQ 300/1100 PA 269- L

Les caractéristiques de cette pompe sur la bane d'essais est :

Régime [tr/mn]	Volume de gas-oil injecté [cc]	Nombre de coups
700	11,4-11,6	100
300	1,2-1,8	100
100	13,0-15,0	100

### VI-6-5-Les injecteurs

En général, l'injecteur pour un moteur Diesel varie suivant le type d'injection (direct ou indirect), ainsi que la valeur du taux de compression de ce moteur. En raison de la cylindrée un peu élevée et aussi le taux de compression  $\varepsilon = 17 \text{ € } [15 \text{ à } 18]$ , l'injection directe est favorable ici.

D'ailleurs, puisque la totalité des véhicules poids lourd actuel est équipée par cette technique qui offre à son tour de nombreux avantages, notamment en matière de rendement.

Ainsi on utilise des injecteurs à trous à aiguille allongée (cf Annexe 2); dont son rôle est essentiellement de répartir le combustible.

L'extrémité de la buse est percée d'un trou central ou de plusieurs trous capillaires dont le diamètre minimal à 0,1 mm (nombre de trous = 1 à 8). Pour notre étude, on prend le nombre de trous égaux à 5 et la pression de tarage est  $P_0 = 200$  bars. Pour le moteur à injection directe, la vitesse de rotation n'excède pas, généralement 3000 [tr/mn].

### VI-7- LE GAS-OIL

Tout comme l'essence, le gas-oil a aussi une qualité bien définie pour avoir un bon fonctionnement du moteur. Parmi ces facteurs, l'indice de cétane, même son rôle est moins essentiel que l'indice d'octane dans l'optimisation de moteur-carburant, soit très important pour obtenir un ensemble de qualité d'utilisation (la réduction des bruits, fumées, des émissions gazeuses, stabilité de fonctionnement au ralenti) qui peuvent se détériorer très aisément sur le moteur Diesel et mise son image auprès des usagers. Sa valeur se situe entre 40 et 60 pour le gas-oil commercial. En France, il oscille entre 45 et 55. En fait, l'indice de cétane le plus utilisé est 50.

Un changement de l'indice de cétane s'accompagne toujours d'une modification d'autres caractéristiques (densité, teneur en aromatique ...) de sorte qu'il est très difficile de dégager son influence intrinsèque sur le comportement du moteur. Par exemple, avec des gas-oil de faible indice de cétane, les risques d'encrassement d'injecteur sont très élevés. En plus, on assiste en un accroissement du niveau de bruit et surtout l'augmentation des gaz polluants. En outre, la réduction d'indice de cétane entraîne la difficulté de démarrage et mise en action à froid.

Par contre, un accroissement d'indice de cétane largement au-delà de 50 contribuerait à réduire le délai de combustion et détente mais n'améliorerait pas le rendement. En effet, cette opération entraîne une faible émission des bruits.

En outre, le gas-oil est caractérisé par ses propriétés physiques à savoir :

- **La masse volumique** : En principe, la masse volumique d'un liquide est fonction de sa température. Ainsi, selon les spécifications françaises, à 15°C, sa masse volumique se situe entre 0,810 à 0,858. On prend pour l'étude  $\rho = 0,825$ .
- **La volatilité** : Elle est exprimée par deux caractéristiques (les courbes de distillation et le point éclair).

Le point éclair est la température minimale à laquelle il faut porter le liquide teste pour que les valeurs émises brûlent spontanément en présence d'une flamme. Pour le gas-oil, la détermination s'effectue selon la technique dite « en vase close ». Ce point éclair n'exerce pas

d'incidence sur le rendement de combustion, la performance des moteurs et des brûleurs, mais il constitue un critère de sécurité lors des opérations des stockages et des distributions. Pour la courbe de distillation : pratiquement, la distillation du gas-oil commence à 200°C et se termine aux environs 370°C. Les spécifications légales indiquent : la limite inférieure à 250°C et la limite supérieure à 360°C.

- **La viscosité** : Pour avoir une canalisation normale, surtout le bon fonctionnement de la pompe d'injection, le gas-oil doit-il être suffisamment fluide pour injecter. Mais, un combustible trop fluide pourrait endommager l'injecteur.

La viscosité cinématique du gas-oil doit être inférieure, à 9,5Cst à 20°C.

- **Les caractéristiques à froids ou point d'écoulement** : Contrairement aux autres carburants pétroliers plus légers (essence, kérogène, ...), le gas-oil peut perdre sa limpidité et fluidité lorsque sa température descend au-dessous de 0°C. Cette propriété pose des problèmes sur l'utilisation des voitures poids lourds en hiver. Ainsi, on utilise des additifs (aromatique ...) et le système de chauffage.
- **Teneur en impureté** : Le teneur en soufre doit être très faible. Cependant, tous les pétroles bruts en contiennent en quantités variables suivant leurs provenances. Le maximum légal est 1 %, mais un bon combustible pour Diesel ne doit pas contenir plus de 0,5% de soufre, car en présence d'eau, il se forme de l'acide sulfurique qui peut attaquer les cylindres, la culasse et d'autres organes.

Enfin, le gas-oil ne doit pas contenir d'eau ni de dépote solide susceptible des troubles de fonctionnement des organes d'injection.

## VI-8-LES SOUPAPES

### VI-8-1-Le matériau

Avant de déterminer les matériaux adéquats aux soupapes, il faut savoir les efforts agissant sur eux.

En position fermée, la tête de soupape est soumise :

- a) à la pression maximal  $P_z$  de la combustion ce qui engendre des contraintes proportionnelle à  $P_z$ , et  $d_s^2$  et inversement proportionnelle à  $h$ .

Avec  $d_s$  : diamètre de passage de siège.

$h$ : épaisseur de la tête assimilée à une disque, plan.

Ces contraintes doivent être inférieures à la limite de fatigue  $\sigma_m = 8 \text{ daN/mm}^2$

b) à une charge appliquée au centre par le ressort de soupape, charge transmise par la tige et qui provoque une contrainte dont sa valeur est fonction de  $F$  et  $d_t$ , avec,  $d_t$  : diamètre de la tige,  $F$ : tension du ressort.

Ainsi les soupapes d'admission, moins théoriquement chargées que celles d'échappement, sont élaborées dans des aciers martensitiques au Ni - Si (245 CS 9) ou au Cr - Si -

- Mo (240 CSD 10).

Les soupapes d'échappement sont élaborées dans des aciers austénitiques au Ni - Cr - W trempés dans l'huile à 11000°C.

### **VI-8-2-Dimensionnement**

Une soupape se compose essentiellement :

- D'une tige (ou queues) cylindrique dont le rapport (longueur /diamètre) varie de 15 à 20.
- D'une tête (ou champignon telle que le rapport (diamètre de tête /diamètre de tige) est de l'ordre de 5

La tige et la tête sont raccordées par un collet,

Le diamètre de la tête est fonction de l'alésage du cylindre de moteur  $D$  et de la vitesse moyenne  $V_p$  du piston et les dispositifs de commande des soupapes et jeux à froid (fig. 11)

En pratique les dispositifs de commande des soupapes sont représentés par la figure 11.

Pour notre cas, on prend  $b$ .

## **VI-9-SYSTEME DE REFROIDISSEMENT**

### **VI-9-1-Radiateur**

Le choix et le dimensionnement du radiateur se font par le calcul suivant :

- 1) La quantité de chaleur absorbée par le radiateur en KJ/s.

$$Q_1 = \frac{1}{3600} \cdot q \cdot I \cdot G_t$$

où;  $q_1$ : Transistivité relative de l'eau = 0,22

$G_t$ : Débit du liquide de refroidissement = 40kg/h.

$I$ : Pouvoir calorifique du Gas-oil = 10000 kcal.

$Q_1 = 102,3$  [KJ/s].

2°) La quantité de chaleur réellement absorbée par le radiateur.

$$Q_{1a} = 1,1 \cdot Q_1 \quad \text{où } 1,1: \text{coefficient d'ajustement.}$$

$$Q_{1a} = 112,53 \text{ KJ/s.}$$

3°) Température moyenne de liquide dans le radiateur:

$$t_{lm} = t_{li} - \frac{\Delta t_l}{2} = 92 - \frac{10}{2} = 87^\circ\text{C}$$

où;  $t_{li}$ : température du liquide à l'entrée du radiateur ( $85 + 100^\circ\text{C} = 92^\circ\text{C}$ )

$\Delta t_l$ : Chute de température du liquide dans le radiateur ( $6 + 12^\circ\text{C}$ ) est égale à  $10^\circ\text{C}$ .

4°) La quantité de chaleur transmise au milieu ambiant (air frais).

$$Q_a = Q_{1a} = 108,43 \text{ [KJ/s].}$$

5°) Débit d'air à travers le radiateur

$$V_a = \frac{Q_a}{C_k \cdot \rho_a \cdot \Delta t_a}$$

$C_k$ : chaleur spécifique de l'air =  $1,005 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$ .

$\rho_a$  = masse volumique de l'air à  $40^\circ\text{C} = 1,130 \text{ kg/m}^3$ .

$\Delta t_a$ : taux de décroissance de la température de l'air à travers les éléments du radiateur est égal à  $23^\circ\text{C}$ .

$$V_a = 4,14 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

6°) Température moyenne de l'air dans le radiateur

$$t_{am} = t_{ar} + \frac{\Delta t_a}{2} = 40 + 11,5$$

où;  $t_{ar}$ : température de l'air à l'entrée du radiateur =  $40^\circ\text{C}$

$$t_{am} = 51,5^\circ\text{C}$$

7°) La surface radiante du radiateur (surface de passage)

$$S_r = \frac{Q_{1a} \cdot 10^3}{K_1 \cdot (t_{lm} + t_{am})}$$

où;  $K_1$ : taux de Transmittivité calorifique du liquide de refroidissement vers la paroi est égal à  $95 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$S_r = 14,90 \text{ [m}^2\text{]}$$

8) Surface frontale du radiateur :

$$S_{fr} = \frac{V'_a}{V_a}$$

Avec ;  $V_a$  : Vitesse de l'air au voisinage du front du radiateur sans tenir compte de la vitesse de déplacement du véhicule 9m/s.

$$S_{fr} = 0,46 \text{ [m}^2\text{]}$$

### VI-9-2-Ventilateur

C'est une turbomachine où la principale pièce mobile est un solide tournant appelé le rotor. Il utilise de l'énergie mécanique pour mettre en mouvement un fluide gazeux dont il élève la pression. Il assure le refroidissement de l'eau par l'intermédiaire des courants d'air qui passent à travers la surface radiante du radiateur.

Parmi les paramètres qui impliquent l'usage d'un ventilateur donné, nous retenons essentiellement :

- Le débit d'air : quantité de fluide véhiculé par unité de temps exprimé en [m<sup>3</sup>/h].
- La pression nécessaire pour maintenir constant le débit.

Elle est fonction des pertes des charges du circuit.

Pour avoir un bon rendement de circulation d'air, même en cas de véhicule arrêté, on dispose un ventilateur au plus près du radiateur environ 8 à 12mm.

En général, un ventilateur est caractérisé par :

a) La vitesse périphérique de la pale :

$$U = \Psi \cdot \sqrt{\frac{P_a}{\rho_a}} = 66,5 \text{ [m s}^{-1}\text{]}$$

où;  $\Psi$  : coefficient dépendant de la forme des ailettes = 2,5 (Pale ondulé).

$P_a$ : Pression de l'air développée dans le ventilateur = 800 $P_a$

$\rho_a$  : Densité volumique de l'air = 1,13 kg/ m<sup>3</sup>.

b) Diamètre du ventilateur :

$$D_v = \Psi \cdot \sqrt{\frac{V_a}{\tau}}$$

où;  $V_a$ : vitesse évoluée sur la partie motrice du ventilateur.

$\tau$  ; Rapport dépendant de la dimension de la partie motrice et de la surface frontale du radiateur = 0,5.

$$D_v = 0,65\text{m}$$

## VI-10-LES AUTRES ELEMENTS CONSTITUTIFS

Comme le temps et la place nous manquent ici pour décrire en détail tous les calculs aboutissant à l'obtention des dimensions des organes restants. Donc, on fait tout simplement un choix :

### VI-10-1-La Culasse

Comme la culasse forme l'une des parois de la chambre de combustion, elle est donc en fonte. Elle est caractérisée par :

- Sens de montage du joint : "ALTO" cote culasse.
- Alésage des logements de guides 14 à 14,018.
- Angle de rectification des sièges 45°.
- Retrait des soupapes : ADM : 0,40mm ECH: 0,60mm.
- Dépassement des guides (côté culbuteurs) .... ADM : 55mm ECH: 62mm.
- Dépassèrent des injecteurs: 3,2mm.

Pour le montage, la propreté et la planéité correcte sont exigées. Le défaut ne doit pas excéder de 0,05mm par 25cm de longueur, sinon, rectifier la culasse.

### VI-10-2-Les segments

Il a pour mission:

- D'assurer l'étanchéité entre chemise ;
- De guidage du piston dans la chemise ;
- Raclage de l'huile de graissage.

Il est fabriqué avec l'acier allié ou fonte spéciale. Ils sont caractérisés par les données suivantes :

- Nombre : 1 segment du Feu -1 segment d'étanchéité -1 racleur ;
- Hauteur: Feu et étanchéité : 2,48 à 2,49mm; racleur: 3,98 à 3,99mm ;
- Jeu dans les gorges: Feu : 0,07 à 0,10mm; étanchéité : 0,05 à 0,08mm, Racleur : 0,04 à 0,07mm ;
- Jeu à la coupe : Feu et étanchéité : 0,4 à 0,6mm ; racleur : 0,30 à 0,45mm.

En général, le jeu à la coupe est environ 2 à 3% de l'alésage.

Pour le montage, les segments doivent tourner librement dans les gorges, mais ne doivent pas présenter de jeu latéral (de haut en bas). Le tierçage (disposition des coupes) est de 120° ou de 180°. La coupe du segment de feu en arrière du sens de rotation du moteur.

### **VI-10-3-Arbre à Carnes**

En principe l'arbre à cames d'un moteur est fonction de l'alésage. Pour notre étude, ce moteur est équipé d'une distribution culbutée. Ainsi on choisit les données suivantes :

Alésage de logement des bagues	52 à 52,02mm;
Alésage des bagues montées	49,05 à 49,09mm;
Diamètre des portées	48,95 à 48,97mm;
Jeu diamétral	0,08 à 0,94mm;
Jeu latéral	0,06 à 0,11 mm;
Hauteur des levées de cames	7,37mm.

### **VI-10-4-Ressorts de Soupapes**

Comme ces ressorts conditionnent le remplissage d'air frais du cylindre, il faut donc les caractériser. Ici on prend:

- Longueur libre                      49,3mm
- Longueur sous charge            42mm /23,7kg; 29,5mm/64,30kg.

### **VI-10-5-Lubrification- Refroidissement**

Nous savons que tous les moteurs actuels sont équipés des pompes d'alimentation et lubrification. Ces pompes sont caractérisées par les valeurs suivantes :

- Pression au ralenti                1,5 bar
- Pression en marche                5 bars
- Hui le recommande                HD3 SAE30
- contenance de carter d'huile : Avec filtre : 11 l, sans filtre: 10 l (l : litre)
- contenance du circuit de refroidissement: 16 l.

## CHAPITRE VII

### EQUILIBRAGE DES MOTEURS A PISTONS

#### VII-1- GENERALITES

Par définition un moteur non équilibré exerce sur le bâti des efforts périodique variables provoquant des vibrations qui entraînent des différentes d'usure qui sont à la source des jeux nuisible, de la diminution du rendement et des modifications de la figure géométrique des pièces constitutives du moteur.

Un moteur en fonctionnement est soumis aux forces suivantes :

- **Forces intérieures** : effort des gaz ( combustion) effort de liaison ( torsion, flexion, compression ... ) ;
- **Forces extérieures** : pesanteur, couple résistant dû à l'avancement du véhicule ;
- **Forces d'inertie** : force engendrée par les pièces en mouvement.

Les efforts dus à la combustion s'équilibrent automatiquement, d'après le principe de l'action et de réaction. C'est à dire, l'action sur le piston est équilibrée par la réaction sur la culasse.

L'action de pesanteur est Constante, donc l'équilibre est établi.

Il suffit donc de procéder uniquement à l'équilibrage des forces d'inertie mais à condition que si l'on admette que :

- Les pièces constitutives du moteur sont indéformables ;
- Le couple résistant est constant pour un régime donné et pendant une durée appréciable ;
- L'action des organes auxiliaires est négligeable.

Par mis ces forces d'inertie on peut distinguer :

- a- Les forces d'inertie du premier ordre et du deuxième ordre, engendrées par les pièces du système bielle manivelle, animé d'un mouvement rectiligne alternatif ( $P_{jI}$  et  $P_{jII}$ ) ;
- b- Les forces d'inertie centrifuge engendrées par les pièces animées d'un mouvement circulaire ( $K_r$ ) ;
- c- les moments d'inertie  $M_{jI}$  et  $M_{jII}$  engendrés respectivement par les forces  $P_{jI}$  et  $P_{jII}$  ;
- d- Le moment d'inertie  $M_r$  engendré par les forces  $K_r$ .

Donc, un moteur est dit équilibré si son vilebrequin l'est. L'équilibrage du vilebrequin se déroule en lui donnant une vitesse de rotation constante et par la suite il faut procéder à l'équilibrage statique et dynamique.



Pour le S.B.M de la figure : les expressions des forces d'inertie engendrées par les masses en mouvement établies suivant le ième cylindre arbitraire choisi sont représentées sous trois forces:

$$P_{j1} = m_j R \omega^2 \cos \alpha_i$$

$$P_{ju} = m_j R \omega^2 \sin 2\alpha_i$$

$$K_n = m_r R \omega^2$$

Où,

$m_j$ : masse du S.B.M animé d'un mouvement rectiligne alternatif ;

$\omega$  : vitesse angulaire du vilebrequin ;

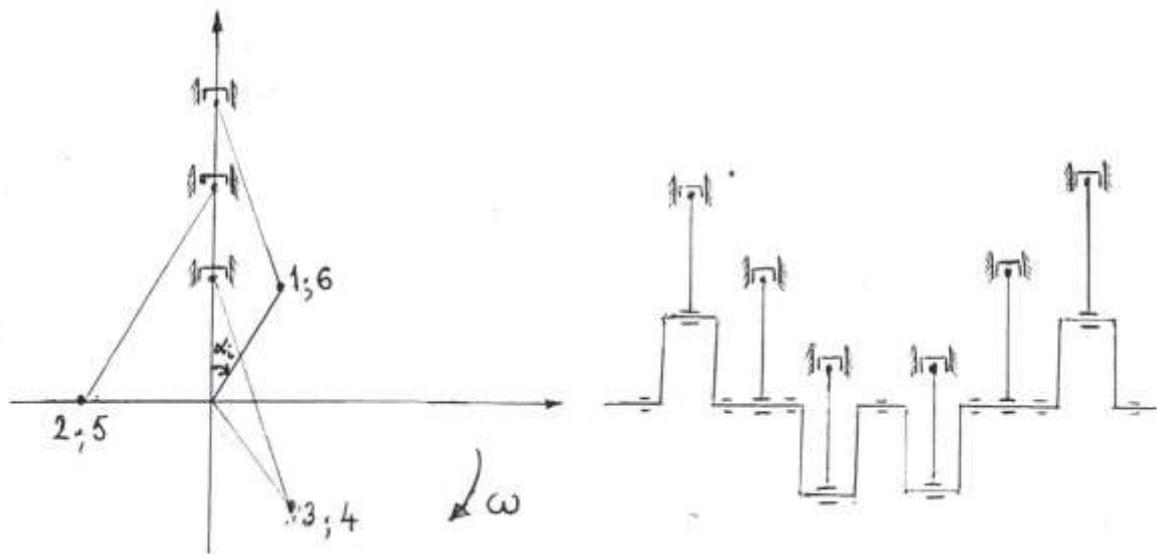
$m_r$  : masse S.B.M concentrée au maneton ;

$R$  : rayon de manivelle.

### VII-3- EQUATIONS D'EQUILIBRE

Pour cette étude, on a un moteur à quatre temps six cylindres en ligne donc  $\delta = 120^\circ$ ,  $\gamma = 0$

$$n = n_g = 6, \quad n_{\text{maneton}} = 6$$



**Figure 22 : Disposition des manetons dans un moteur**

On prend comme ordre d'allumage: 1-5-3-6-2-4.

## VII-3-1- Détermination des forces d'inertie résultante du système

### VII-3-1-1- Les forces d'inertie du premier ordre

Elle s'exprime par

$$\sum P_{ji} = \sum P_{ji}(x) = m_j * R * \omega^2 * \sum_{i=1}^6 \cos(\alpha + \delta_i)$$

Déterminons d'abord valeurs de  $\delta_i$  pour  $i = \{ 1 \dots 6 \}$

En raisonnant sur le schéma ci dessus on a :

$$\delta_1=0 \quad \delta_2=240^\circ \quad \delta_3=120^\circ \quad \delta_4=120^\circ \quad \delta_5=240^\circ \quad \delta_6=0$$

$$\sum P_{ji}(x) = m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ) + \cos \alpha)$$

$$= m_j R \omega^2 (2 \cos \alpha - 2 \cos \alpha) = 0$$

$$\sum P_{ji}(x) = 0$$

### VII-3-1-2- Les forces d'inertie de deuxième ordre

Elles sont données par la formule :

$$\sum P_{ji}(x) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^6 \cos 2(\alpha + \delta_i)$$

$$= m_j R \omega^2 \lambda (\cos 2\alpha + \cos(2\alpha + 480^\circ) + \cos(2\alpha + 240^\circ) + \cos(2\alpha + 240^\circ) + \cos(2\alpha + 480^\circ) + \cos 2\alpha)$$

$$\sum P_{ji}(x) = 0$$

### VII-3-1-3- Les forces d'inertie centrifuge

Elles sont obtenues par l'expression :

$$\sum K_r(y) = m_j * R * \omega^2 \sum_{i=1}^6 \sin(\alpha + \delta_i)$$

$$= m_j * R * \omega^2 (\sin \alpha + \sin(\alpha + 240^\circ) + \sin(\alpha + 120^\circ) + \sin(\alpha + 120^\circ) + \sin(\alpha + 240^\circ) + \sin \alpha)$$

$$= m_j * R * \omega^2 (2 \sin \alpha - 2 \sin \alpha) = 0$$

$$\sum K_r(y) = 0$$

En conclusion  $P_{ji}$ ,  $P_{ji}$  et  $K_r(y)$  s'équilibrent entre elles-mêmes.

## VII-3-2- Détermination des moments résultants du système

### VII-3-2-1- Les moments engendrés par $P_{jI}$

Ils s'expriment par :

$$\begin{aligned} \sum M_{jI} &= \sum M_{jI}(y) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^6 h_i \cos(\alpha + \delta_i) \\ &= m_j R \omega^2 [h_1 \cos \alpha + h_2 \cos(\alpha + 240^\circ) + h_3 \cos(\alpha + 120^\circ) + h_4 \cos(\alpha + 120^\circ) + h_5 \cos(\alpha + 240^\circ) + h_6 \cos \alpha] \end{aligned}$$

Ici,  $h_1=0$ ,  $h_2=a$ ,  $h_3=2a$ ,  $h_4=3a$ ,  $h_5=4a$ ,  $h_6=5a$  où  $a$ : distance entre deux manetons

$$\Rightarrow \sum M_{jI}(y) = 0$$

### VII-3-2-2- Les moments engendrés par $P_{jII}$

En considérant tous les cylindres on a

$$\begin{aligned} \sum M_{jII}(x) &= \sum M_{jII}(x) = m_j R \omega^2 \lambda \sin \gamma \left[ \sum_{i=1}^6 h_i \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) \right] \\ &= 0 \quad \text{car } \sin \gamma = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{jII}(y) &= m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^6 h_i \cos 2(\alpha + \delta_i - \gamma) \\ &= m_j R \omega^2 \lambda (0 \cos 2\alpha + a \cos(2\alpha + 480^\circ) + 2a \cos(2\alpha + 240^\circ) + 3a \cos(2\alpha + 240^\circ) + \\ &\quad 4a \cos(2\alpha + 480^\circ) + 5a \cos 2\alpha) \\ &= 0 \end{aligned}$$

En conclusion  $M_{jI}$  et  $M_{jII}$  s'équilibrent entre eux-mêmes

Donc pas la peine de calculer la somme de :

$$\sum P_{jI} * \sum M_{jI} + \sum P_{jII} * \sum M_{jII} = 0$$

### VII-3-2-2- Les moments engendrés par $K_r$

Ils sont obtenus par les formules :

$$\sum M_r(x) = \sum_{i=1}^6 M_{ri}(x) = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_m} h_i \sin(\alpha + \delta_i)$$

$$= 0$$

$$\sum M_r(y) = \sum (m_r R \omega^2) h_i \cos(\alpha + \delta_i)$$

$$= 0$$

On peut dire que le moteur 6 cylindres en ligne est presque en équilibre automatique car toutes les forces d'inertie ainsi que les moments engendrés par elles sont tous nuls. C'est pourquoi en réalité le moteur 6 cylindres en ligne comporte un petit volant moteur.

Finalement, on obtient la condition 1.

$$\left. \begin{array}{lll} \sum P_{jI} = 0 & \sum P_{jII} = 0 & \sum M_r = 0 \\ \sum M_{jI} = 0 & \sum M_{jII} = 0 & \sum K_r = 0 \end{array} \right\}$$

TROISIEMME PARTIE :

**EVALUATION DU COUT ET  
ETUDE ENVIRONNEMENTALE**

## VIII.1 EVALUATION DU COUT

### VIII.1.1-Structure moyenne d'un investissement en limites des unités de production.

Des analyses sur plusieurs projets d'investissement aboutissent à l'obtention des données empiriques suivantes

30	IMPREVUS
80	FRAIS INDIRECTS Transport, assurances, déplacement, indemnité
70	MONTAGES : Usinage, mise en place des matériels, ensembles des pièces outillages,
70	MATERIELS SECONDAIRES Les éléments auxiliaires, équipements électriques, éléments de serrage, joints tuyauteries
100	MATERTELS PRINCIPALES Bloc - moteur, culasse, Kit chemise - Piston, Bielle vilebrequin volant moteur, Pompe injection, ...

A la base des données sur les prix de certains organes auprès de l'INTERAUTO, nous avons le tableau indiquant le prix de certains organes d'un moteur d'alésage 115 mm.

Désignation	Prix unitaire	Nombre	Montant
Bloc moteur	25.309.606	1	25.309.606
culasse	9.900.728	1	9.900.728
Kit - chemise - Piston	5.481.567	1	5.481.567
Bielle	1.602.087	6	9.612.522
Vilebrequin	20 490 888	1	20.490.888
volant moteur	4.831.690	1	4.831.690
Pompe d'injection	22.555.801	1	22.555.801
Pompe à eau	2.721.570	1	2.721.570
Pompe à huile	2.418.671	1	2.418.671
Pompe d'alimentation	1.943.978	1	1.943.978
Filtre à air	751.596	1	751.596
Filtre à gas-oil	116.842	1	116.842
Filtre décanteur	133.366	2	266.732
Démarrreur 24 V Bosch	8.081.074	1	8.081.074
Hélice ventilateur	836.363	1	836.363
Batterie	1.531.449	2	3.062.898
Injecteur	678.132	6	4.068.792
Arbre à came	5.560.683	1	5.560.683
Soupape d'échappement	544.766	6	3.268.596
soupape d'admission	246.388	6	1.478.328
Ressort de soupapes	42.949	12	515.388

### VIII-1-1-1-Matériels principaux

D'après ce tableau la somme des matériels principaux est :

$$MP = 102.251.594 \text{ F}$$

Du fait que les produits métallurgiques sont coûteux, ce chiffre est un peu élevé.

### VIII-1-1-2-Matériels secondaires

A part de certains éléments secondaires donnés dans le tableau, de certains travaux de Génie - civil ainsi que les autres pièces auxiliaires (Equipement électrique, Radiateur, courroies trapézoïdale, éléments de serrage, joints, tuyauterie, collier, ....) . Ainsi la structure moyenne d'un investissement en limite des unités des productions fixe pour le matériel secondaire, à 70% du matériel principal.

$$\begin{aligned} MS &= 70\% MP \\ &= 71.576.116F \end{aligned}$$

### VIII-1-1-3-Montage

Nous savons que le montage d'un moteur nécessite avant tout d'un appareil de levage en raison de son poids, d'outillage complet de serrage ou desserrage, meule, étaux, compresseur pour avoir l'air comprimé (Nettoyage des pièces).

Ainsi le montage est à 70% de matière principale dans la structure d'un investissement en limite des unités de production c'est à dire.

$$\begin{aligned} M &= 70\% MP \\ &= 71.576.116F \end{aligned}$$

### VIII-1-1-4-Frais indirects de chantiers

Ce frais est l'ensemble de transport déplacement surtout les assurances et les indemnités, ...

La structure moyenne d'investissement en limite des unités de production nous donne que le frais indirect de chantier est à 80% du matériel principal.

$$\begin{aligned} FC &= 80\% MP. \\ &= 81.801.275 F \end{aligned}$$

### VIII-1-1-5-Imprevus (IM)

L'imprévu est à 30% de Matériel Principal dans la structure d'un investissement en limite des unités de production.

$$\begin{aligned} IM &= 30\% MP \\ &= 30.675.478 F \end{aligned}$$

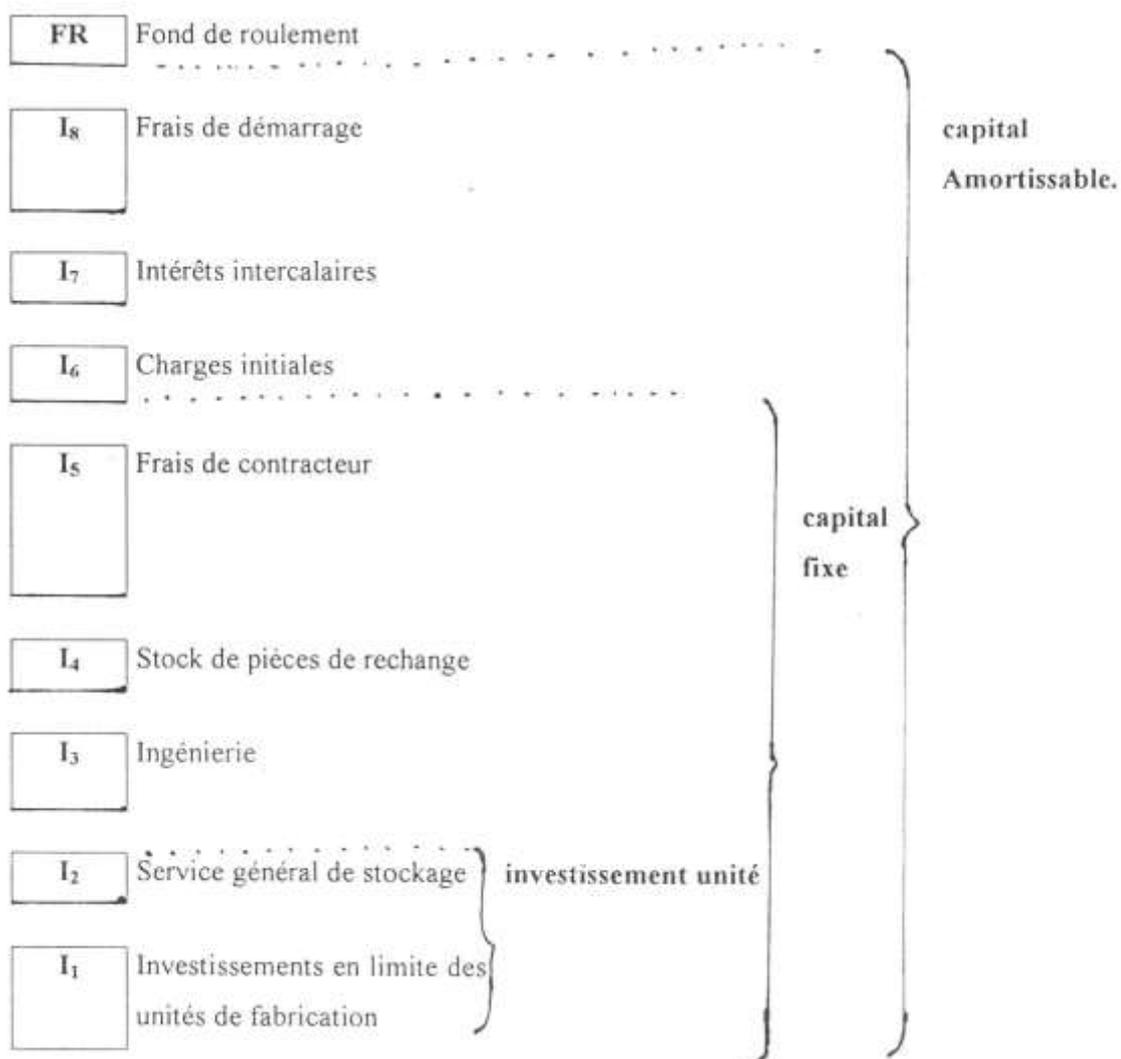
### VIII-1-1-6- Investissement en limites des unités de fabrication

$$I_1 = MP + MS + M + FC + IM$$

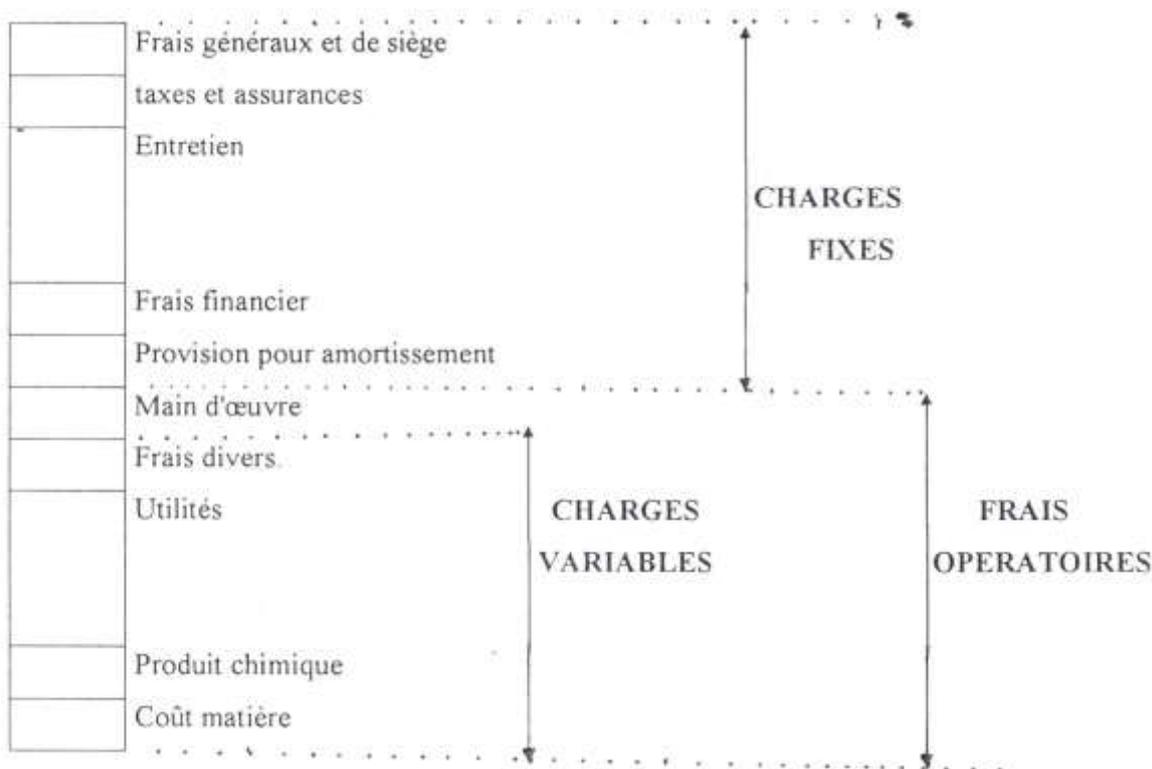
$$I_1 = 357.880.578 \text{ F}$$

## VIII-1-2-Les diverses charges d'investissement et les éléments de coût opératoire

### VIII-1-2-1-Les Les diverses charges d'investissement



### VIII 1-2-2 Eléments du cout opératoire



### VIII 1-2 3 Services généraux en stockages (I<sub>2</sub>)

Comme ce projet n'est pas une production continue ;

Donc,  $b = 0$ .

### VIII 1-2-4 Ingénierie (I<sub>3</sub>)

Ces frais concernent plusieurs prestations :

- Calcul et spécification des éléments constitutifs.
- Implantation des unités et installations générales.
- Préparation des dossiers d'appels d'offres auprès de fabricants d'équipement.
- Assistance aux démarrages.
- Diverses sous-traitances.

Autrement dit c'est le frais d'ensemble des études pour la conception de la conversion du moteur.

$$I_3 = 0,1 \text{ à } 0,2 (I_1 + I_2)$$

$$= 35.788.058 \text{ F}$$

### VIII 1-2 Stock de pièces de rechange ( $I_4$ )

Pour ce projet,  $I_4 = 0$

#### VIII 1-2-6 Frais de contracteurs

C'est la redevance (frais d'expert, installation). C'est à dire le montant à négocier avec la société du (ou des) précède utilise sur l'installation. Elle est liée à la production réelle et non à la capacité installée. Elle est payable en général par annuités.

$$\begin{aligned} I_5 &= 0,07 I_1 \\ &= 25.051.640 \text{ F} \end{aligned}$$

#### VIII 1-2-7 Charges initiales ( $I_6$ )

C'est le prix d'un essai ou proprement dit le fonctionnement du moteur qui dure environ 3 heures et le coût horaire d'essai vaut environ 150.000 F.

- Montage coûte 70% de ce coût.
- Le matériel secondaire vaut 70%.
- Les frais indirects coutent 80%.
- Les imprévus valent 30%.

Or la charge initiale est deux fois la charge complète.

Le prix  $P$  est  $150.000 \times 3 = 450.000 \text{ F}$ .

$$I_6 = (P + P \cdot 70\% + 70\% + 80\% P + 30\% P) \times 2$$

$$I_6 = 3150.000 \text{ F}$$

#### VIII 1-2-8 Intérêt intercalaires ( $I_7$ )

Entre la date de décision de construction et le démarrage effectif du travail, des dépenses sont effectuées progressivement. S'il s'agit d'un emprunt même partiel, il faut tenir compte des intérêts pour rémunérer les capitaux engagés.

$I_7 = 0,07 \cdot \text{CF}$  Capital Fixe

$$\begin{aligned} \text{CF} &= I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 \\ &= 418.720.276 \text{ F} \end{aligned}$$

$$I_7 = 29.310.419 \text{ F}$$

### VIII 1-2-9 Frais de démarrages ( $I_8$ )

Jusqu'au démarrage effectif de l'unité apparaissent :

Assistance de service d'engineering, du détenteur de précède

Consommation en matières premières

$I_8 = 1$  à 4% FO où FO: Frais Opératoires :

$$FO = MP + MS + M$$

$$= 245.403.825 \text{ F: On prend } I_8 = 0,02 \text{ FO.}$$

$$I_8 = 49.080.076 \text{ F.}$$

### VIII 1-2 10 Fond de roulement (FR)

Il s'agit d'une dépense non amortissable à l'année 0 donc récupérable à une certaine de période de vie du projet. Il est deux fois le frais démarrage.

$$FR = 2 \times I_8$$

$$= 9.816.152 \text{ F}$$

### VIII 1-2 11 Investissement total

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + I_7 + I_8$$

$$I = 456.088.771 \text{ F}$$

## VIII-2 ETUDE ENVIRONNEMENT ALE

Le but de cette partie est de comparer les polluants venant du moteur à essence et ceux du moteur Diesel avant de tirer une conclusion.

Tout le monde est d'accord que l'odeur des gaz d'échappements des moteurs Diesel est plus désagréable que celle des gaz des moteurs à essence. Cette constatation nuit à l'image de marque du Diesel et le fait considéré par le grand public, comme plus polluant. Qu'en est-il exactement ?

L'étude faite sur le gaz d'échappement d'un moteur Diesel montre que ce gaz contient des :

### a) Polluants classiques (CO, HC, NO<sub>x</sub>)

Les émissions de CO d'un moteur Diesel proviennent d'une combustion dans des zones globalement riches, ou encore d'oxydation lente pendant le délai d'auto inflammation. Elles augmentent avec la richesse, mais l'évolution est peu prononcée.

En fonction de la charge, le taux de NO<sub>x</sub>, commence par croître puis passe par un maximum. A partir de ce point, la combustion se découle en milieu localement plus riche, ce qui tend à réduire les émissions de NO, on constate que les émissions de NO<sub>x</sub> d'un moteur à préchambre sont systématiquement plus faibles que celle d'un moteur à injection directe.

En fonctionnement normal les émissions de HC sont proches à celles d'une motrice essence. En revanche, au ralenti et en décélération, le M.D émet très peu de produits imbrûlés. A ce sujet nous fournissons dans le tableau ci-dessous une comparaison des émissions des polluants classiques des deux types de moteurs dans divers conditions de marche. L'avantage revient au MD, surtout en fonctionnement transitoire. Ceci est expliqué par le fonctionnement en excès d'air d'un M.D.

GAZ D'ECHAPPEMENT	Plage approximative des variétés des concentrations	Ralenti	Accélération	Marche stabilisé	Décélération
CO %					
Allumage commandé	0 à 10	2	4	0,5	4
Diesel	0 à 0,5	0,4	0,2	0,03	
HC (ppm)					
Allumage commandé	0 à 100.000	5.000	3.000	2.000	30.000
Diesel	0 à 2.000	1.500	1.000	800	1.500
NO <sub>x</sub> (ppm)					
Allumage commandé	0 à 5.000	30	1.200	1.000	30
Diesel	0 à 3.000	60	850	240	30
Débits de gaz (l/min)					
Allumage commandé		200	3.000	800	500
Diesel		750	3.000	2.200	2.000

### b) Produits sulfurés

Puisqu'aucun carburant pétrolier n'est complètement exempt de soufre, l'existence de l'anhydride sulfureux  $\text{SO}_2$  et ses dérivées est du moteur négligeable par rapport aux autres polluants. Il est possible de calculer aisément le taux d'émission de  $\text{SO}_2$  d'un moteur Diesel.

### c) Fumées et particules

Tous ces produits proviennent d'un déficit local en oxygène. Le mécanisme intime de formation des particules dans le moteur Diesel est encore mal connu. Les émissions de fumée sont exprimées, en déterminant au moyen d'une opacimétrie le coefficient d'absorption de la lumière dans une enceinte contenant un échantillon de gaz d'échappement.

Le dosage des particules s'effectue par pesée après les avoir recueillies sur un filtre en fibre de verre avec revêtement fluoro carbone. La mesure des débits des différents flux gazeux permet de déterminer la masse de particule émise. Elle est exprimée en gramme par mile ou par kilomètre parcouru. 1 mile = 1,6km.

### d) Aldéhydes, Produits odorants et irritants :

La formation de ces produits est plus particulièrement favorisée dans le cas du moteur Diesel ou prédominant des mélanges globalement pauvres. Le tableau (9) montre un exemple de résultats obtenus sur un même modèle de véhicule en version Diesel et Essence. On voit que les émissions d'aldéhyde du MD ne sont pas tellement plus élevées que celles du ME. Cependant la répartition des produits n'est pas là où. Le MD émet, par exemple, davantage d'acroléine, qui est un produit très irritant.

Polluants	ME	MD
CO (g/essai), HC (g/essai), NOx (g/essai)		
Formaldéhyde (Mg/essai)	175	225
Acétaldéhyde	51	74
Acroléine	30	46
Propionaldéhyde	9	19
Crotonaldéhyde	11	19
Butyraldéhyde	18	25
Benzaldéhyde	63	6
O-tolualdéhyde	16	2
m. tolualdéhyde	37	2
Autres (métacroléine)		5
<b>TOTAL ALDEHYDES MESURES</b>	<b>410</b>	<b>421</b>

Pour conclure, sur le plan environnemental ce travail apporte beaucoup plus des avantages sur la lutte contre la pollution d'air.

## CHAPITRE IX

### ENTRETIEN ET TROUBLES DE FONCTIONNEMENT

#### D'UN MOTEUR DIESEL

##### IX-1 ENTRETIEN D'UN MOTEUR DIESEL

Pour donner une aide aux utilisateurs de ce moteur, ce chapitre procure les consignes et les opérations relatives à l'entretien. Autrement dit les opérations de maintenance préventive et occasionnelle. Certains constructeurs recommandent ces opérations de en fonction des nombres de kilomètre parcourus par le véhicule. Mais la première consigne de l'entretien c'est la propreté et puis la vérification régulière de niveau die fluide et à en faire l'appoint éventuel ; à renouveler ces fluides et certaines organes regulièrlement à surveiller et à contrôler les circuits et sous ensemble du moteur à effectuer la vérification et les réglages de certains organes.

##### a. L'Entretien lors du rodage

- Apres 15 à 20mn de fonctionnement, vérifier la tension des courroies et rectifier éventuellement ;
- Apres une heure de marche, vidanger l'huile moteur et changer le filtre à huile ;
- S'assurer à la fixation et du bon serrage de vis de fixation carter, suspension du moteur des colliers de serrage des Durits. Vérifier l'étanchéité des circuits.

##### b. Toutes les10 heures ou tous les jours:

- vérifier les niveaux d'huile moteur d fluide die refroidissement (compléter) ;
- Brosser et souffler les ailettes de refroidissement (radiateur et moteur) ;
- Nettoyer le préfiltre à air, purger le et nettoyer le filtre décanteur gas-oil ;
- En atmosphère très poussiéreuse, nettoyer le filtre à air;
- vérifier les pressions d'huile moteur, les températures ainsi que le colmatage du filtre à air comburant ;
- Faire le plein de gas-oil chaque soir surtout si le moteur stationne sans abri durant la même nuit.

**c. Toutes les 50 heures**

- vérifier la tension des courroies ;
- Lubrifier éventuellement les paliers de dynamo ;
- Nettoyer le filtre à air.

**d. Toutes 100 heures**

- Vidanger et renouveler l'huile moteur ;
- Remplacer les éléments filtrants pour les moteurs en service sévère.

**e. Toutes les 200 heures.**

- Vidanger et renouveler l'huile moteur et remplacer les éléments filtrants pour moteur à service peu et moyennement sévère ;
- Remplacer la cartouche filtrante circuit combustible ;
- Nettoyer le filtre à air et remplacer l'huile du filtre à bain d'huile ;
- Vérifier la tension des courroies nettoyer et effectuer la purge du filtre à combustible ;
- Graissage éventuel des roulements (pompe à eau démarreur) ;
- vérifier les circuits d'eau de gas-oil d'huile.

**f. Toutes les 400 heures**

- Vérifier le jeu aux culbuteurs ;
- Vérifier le fonctionnement des injecteurs ;
- Remplacer l'élément filtrant, principal du gas-oil ;
- Contrôler les durites et leurs colliers de fixations

**g. Toutes les 800 heures :**

- Vidanger et rincer le radiateur et le réservoir de gas-oil ;
- Démontez et nettoyez la crépine d'aspiration d'huile moteur ainsi que la toile de reniflards ;
- Contrôler la lubrification des culbuteurs ;
- Contrôler la pompe à injection (fixation, étanchéité, pression, avance,...)

**h. Avant l'entrée en saison froide**

- vérifier le serrage des brides de collecteurs d'admission et d'échappement ;
- Vérifier l'alternateur, le démarreur, les injecteurs, la pompe à injection le jeu aux Culbuteurs, ou aux soupapes, la densité de l'électrolyte de l'accumulateur et la densité d'antigel.

**i. Entretien pour un arrêt prolongé du moteur, pour plusieurs mois par exemple**

- Nettoyer soigneusement l'extérieur du moteur, soit au gas-oil ou un détergent ;
- Introduire environ 10% d'huile anticorrosion dans le réservoir gas-oil, puis laisser marcher le moteur pendant 15 minutes afin que tout le circuit se remplisse et que le moteur chauffe, puis vidanger l'huile moteur et remplir d'une huile anticorrosion ;
- Vidanger le radiateur et le bloc cylindres ;
- Démontez les injecteurs et versez un peu d'huile de protection puis, remonter ;
- Démontez le cache culbuteur et pulvériser de l'huile anticorrosion reformer ;
- Virer plusieurs fois le moteur à la main sans mettre en marche ;
- Retirer les courroies et obturer les offices d'air d'échappement et reniflard.

**IX- 2 TROUBLES DE FONCTIONNEMENT D'UN MOTEUR DIESEL**

Une panne brutale le produit rarement sans signes précurseurs qu'un conducteur ne manque pas de remarquer. Cette partie de travail révèle tous les troubles de fonctionnement, ainsi que leur origine et leurs remèdes.

Pour rendre claire l'explication on donne le tableau suivant :

	<b>ANOMALIES</b>	<b>CAUSES POSSIBLES</b>	<b>REMEDES</b>
Pannes de démarrage sans émission de fumée	a) Le moteur ne tourne pas, son circuit ou lui-même est défectueux	- Le moteur est grippé, moteur rempli d'eau coincement ou blocage d'un piston par des morceaux de segment ou de soupapes tombés dans le cylindre	- Déposer l'injecteur pour s'en assurer - Virer le vilebrequin à la main
	b) Le démarreur tourne lentement	- L'huile moteur peut être trop épaisse surtout en hiver - Les organes attelés au moteur - Les pompes hydrauliques	

	c) Le moteur tourne normalement mais ne part pas	<ul style="list-style-type: none"> <li>- L'écran de combustible est nul ou trop faible</li> <li>- température insuffisante dans la chambre</li> <li>- commande des pompes à combustible des emparées ou décalé tau dans le gas-oil</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vérifier le circuit de combustible du réservoir aux injecteurs</li> <li>- Vérifier le dispositif de préchauffage</li> </ul>
Pannes de démarrage avec émission de fumée	<p>a) le moteur tourne mais ne part pas et fumé noir</p> <p>b) le moteur tourne mais ne part pas et fumé blond</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- le filtre est obturé</li> <li>- Manque de compression (usure générale, portée des soupapes, gommage des segments, ...)</li> <li>- Une fuite de compression ou du côté du joint de culasse</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- vérifier l'aspiration d'air comburant dans le cylindre</li> <li>- Voir l'injecteur et le calage de la pompe d'injecteur</li> <li>Procéder par injection d'air comprimé dans les cylindres</li> </ul>
Manche irrégulière du moteur	<p>a) Le moteur démarre mais s'arrête aussitôt</p> <p>b) Le ralenti est irrégulier ou trop faible</p> <p>c) Le moteur baisse de régime</p> <p>d) Le moteur s'emballe</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Désamorçage du circuit de combustible</li> <li>- Mauvais fonctionnement du régulateur</li> <li>- Défaut d'une ou des plusieurs sécurités,</li> <li>- Une menace de grippage des pistons ou encore des collecteurs d'échappement douce.</li> <li>- Une Menace de grippage sur les pistons par suite d'un mauvais refroidissement ou d'un défaut de lubrification.</li> <li>- Pompe d'injection défectueuse (ressorts de rappel défectueux ou crémaillère bloqué)</li> <li>- Présence d'un gaz combustible comme méthane</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- vérifier le circuit de combustible</li> <li>- vérifier la butée de ralenti, le circuit de combustible. (pompe d'injection, prise d'air sur le circuit de combustible).</li> <li>- Combustible (pompe d'injection, prise d'air sur le circuit de combustible.</li> <li>- vérifier la pompe d'injection ou le filtre à combustible qui peut être colmaté</li> </ul>

<p>Marche irrégulière du moteur</p>	<p>Arrêt du moteur en pleine marche</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Manque de combustible</li> <li>- Grippage</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vérifier s'il y a pas de boue de l'eau dans le fond du décanteur</li> <li>- Actionner la pompe d'alimentation ou amorçage</li> <li>- Vérifier par élimination</li> <li>- Vérifier la position de levier de stop mécanique et électrique ainsi que celle de l'accélération de la pompe d'injection. Procéder à la révision qui à ce stade pourrait sauver le moteur</li> </ul>
<p>le moteur manque de puissance</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dans le circuit de comburant fumé mise à l'échappement</li> <li>- Echauffement anormal dans le circuit de combustible une chute de puissance</li> <li>- Dans le moteur lui-même une chute de puissance</li> <li>- Bruit anormal dans l'aspiration du moteur une bouffée de fumée blanchâtre</li> <li>- g) Manque de compression</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Défaut du filtre d'admission d'air obstruction de l'échappement</li> <li>- Défaut de circuit de carburant injecteur défectueux</li> <li>- Début de grippage</li> <li>- Radiateur bouche</li> <li>- Manque d'eau (citation) courroie détendue</li> <li>- Soupape d'admission déréglé ou défectueux (Colmatage intérieure du filtre air)</li> <li>- Joint de culasse ou une usure générale du moteur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vérifier le décanteur (présence de saleté, filtre bouché)</li> <li>- Vérifier les conduites ou canalisations du gas-oil</li> <li>- Débrancher respectivement les injecteurs</li> <li>- Vérifier la température et l'ensemble du circuit de refroidissement</li> <li>- Vérifier les jeux de soupapes</li> <li>- Contrôler les tiges culbuteurs</li> <li>- Injecter de l'air comprimé pour déceler l'origine et la gravité</li> </ul>
	<p>a) Fumée noire</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Forte teneur en suie</li> <li>- Insuffisance d'air le moteur surcharge</li> <li>- Déréglage de l'injection (calage de la pompe) des injecteurs défectueux</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vérifier le filtre à air</li> <li>- S'assurer que les collecteurs ne sont pas obturés</li> <li>- Rectifier les rapports de vitesse ou de mains surcharger le moteur.</li> </ul>

Le moteur fume	b) Fumée gris	Faible teneur en suie Apport d'air insuffisant Trop d'avance de la pompe d'injection	Vérifier le filtre à air, puis l'avance à l'injection.
	c) Fumée gris bleu	Carburant vaporise, non brûlé Mauvaise pulvérisation Une fuite sur une conduite d'injection	- Vérifier les injecteurs - Vérifier les conduites d'injection.
	d) Fumée bleue	Lubrifiant brûlé Une fuite de combustible vers le carter d'huile. Trop d'huile dans le carter Encrassement du carter Usure ou mauvais état des segments racleurs Usure des guides des soupapes Usure des chemises Encrassement du carter	- S'assurer d'abord la qualité d'huile (sa viscosité) - Surveillez le niveau d'huile dans le filtre à bain d'huile
	e) Fumée blanche	Vapeur d'eau condenses sous l'effet d'une faible température ambiante ou du moteur, Présence d'eau dans les cylindres.	- Laisser le moteur se réchauffer un instant pour voir disparition de cette fumée, - Mettre le cylindre sous pression d'air pour savoir l'origine de la fuite
Le moteur sauf anormalement	a) Echauffement du au système de de réfrigération	Anomalie du système de réfrigération	- Vérifier le niveau du fluide de refroidissement, l'état du radiateur, sa propreté externe, la ou les courroies de la pompe à eau et de ventilateur et les pales du ventilateur - Contrôler éventuellement la circulation d'eau - S'assurer que la pompe à eau n'est pas désamorcée
	b) Echauffement du au système de lubrifiant	Anomalie du système lubrification de Une chute de débit et par là de la pression d'huile. Mauvaise qualité d'huile.	Remplacer les pièces défectueuses.
	c) Echauffement dû au circuit d'injection	Avance à l'injection trop forte Débit inégal aux injecteurs	Vérifier le réglage de la pompe d'injection

	d) échauffement dû au circuit des gaz d'échappement	Un collecteur d'échappement obstrué Manque d'étanchéité de la chambre de combustion Un dérèglement des soupapes	vérifier le jeu aux soupapes
bruits anormaux	a) Cognements	- Injecteur grippé - Gas-oil aéré - Retour des injecteurs bouchés	Tarage d'injecteurs vérifier le circuit haute pression
	b) Cliquetis	- Culbuterie desserrée - Ressort de soupape cassé - Un injecteur défectueux - Le régulateur de la pompe d'injection	Changement des pièces défectueuses.
	c) Sifflement ou encore souffie	- Une fuite au tour d'une bougie de préchauffage ou par un injecteur qui n'est pas étanché à la compression. - Dérèglement d'une soupape ou soupape défectueux - Manque de jeu dans un ou plusieurs guides-soupapes - Un joint de culasse défectueux ou desserrage de la culasse. - Collecteur d'échappement fissuré.	Vérifier le jeu aux soupapes Changement des pièces usées.
	d) Vibrations du moteur		

## CONCLUSION

Le mémoire touche finalement à sa fin. En guise de conclusion, je tiens à ajouter quelques mots en ce qui concerne le moteur thermique vue son utilisation diversifiée (transport, agriculture, engin, Groupe électrogène ...).

Le moteur thermique surtout le moteur diesel dont le couple effectif est élevé, est sans doute un outil de croissance pour un pays comme Madagascar. Les utilisateurs ont actuellement tendance à l'adopter du fait que ce type de moteur est capable de fournir un rendement élevé à faible consommation de carburant. Ainsi, le thème « La conversion d'un moteur à essence en moteur diesel » présente une grande opportunité pour le développement économique. Des calculs théoriques et techniques détaillés font l'objet du présent mémoire et se répartissent en trois parties :

- La première partie donne la notion sur l'évolution de moteur thermique, la description de fonctionnement d'un moteur diesel et aussi ses éléments constitutifs dont ils se divisent en deux catégories (les éléments principaux et les éléments annexes)
- L'étude technique d'un moteur diesel forme la deuxième partie, qui contient les opérations à savoir :
  - Détermination de la course et le diamètre du piston ;
  - Technologie de construction des éléments constitutifs et le choix technologique de certaines pièces ;
  - Equilibrage d'un moteur.

Enfin dans la troisième partie on a donné des consignes et du savoir-faire en cas d'anomalie de fonctionnement du nouveau moteur tout en tenant compte du coût et de l'impact environnemental du projet.

Pour conclure, même si ce travail n'aboutit pas à la réalisation en terme de conversion proprement dite, il met indéniablement en évidence les grands points essentiels à suivre pour la réalisation ultérieure. Par ailleurs, l'idée de convertir un moteur à essence en moteur diesel est actuellement en vogue autant pour les véhicules à moteur de grosses et moyennes cylindrées que pour les véhicules légers.

Tout cela nous prouve l'importance économique et environnementale qu'il faudrait attribuer à ce thème.

## NOMENCLATURE

$C_e$	: Couple effectif
$C_{ee}$	: Couple effectif moteur essence
$C_{ed}$	: Couple effectif du moteur Diesel
$C_{se}$	: Consommation spécifique
$D$	: Alésage
$d_j$	: Diamètre de la jupe
$d_t$	: Diamètre de la tête
$d_f$	: Diamètre du piston au niveau de fond
$E$	: Module d'élasticité de la Chemise
$F_{A-A}$	: Surface du piston au niveau de section A-A
$F_p$	: Surface totale de piston
$h_j$	: Hauteur de la jupe
$h_t$	: Hauteur de la tête.
$L$	: Longueur de la jupe
$m'$	: Masse spécifique du piston
$m_p$	: Masse totale du piston
$N_{max}$	: effort maximal agissant sur le paroi du cylindre
$n_{max}$	: Regime maximal du moteur
$n$	: Nombre de cylindres
$P_a$	: Pression d'admission
$P_e$	: Puissance effective
$P_o$	: Pression atmosphérique
$P_j$	: Pression spécifique maximale sur la paroi du cylindre
$P_{zmax}$	: Pression maximale des gaz à la combustion
$\Delta P_a$	: Depression à l'admission
$Q_{la}$	: La quantité de chaleur réellement absorbée par le radiateur
$R$	: Rayon de la manivelle
$R_e$	: Rendement effectif
$R_m$	: Rendement mécanique
$R_{reel}$	: Rendement réel
$R_{th}$	: Rendement théorique
$S$	: Course
$T_o ; t_o$	: Température ambiante ou initial.

$t_j$	: température de la jupe
$t_t$	: température de la tête
$t_{ai}$	: température de l'air à l'entrée du radiateur
$t_{li}$	: température du liquide à l'entrée du radiateur
$t_{cyl}$	: Température du cylindre
$\Delta_t$	: Chute de température
$\Delta_T$	: Variation de la température d'air pendant l'admission.
$V_a'$	: Débit d'air à travers le radiateur
$V_a$	: Volume d'air à la fin de l'admission
$\alpha_p$	: Coefficient de dilatation du piston
$\alpha_t$	: Coefficient de dilatation linéaire du cylindre.
$\gamma_1$	: Exposant adiabatique en fin de compression
$\gamma_2$	: Exposant adiabatique à la détente
$\delta_f$	: Epaisseur du fond
$\lambda$	: Rapport entre rayon de manivelle avec la longueur de la bielle
$\lambda_p$	: Taux de dilatation de pression
$\varphi$	: Taux de dilatation de volume
$\varepsilon$	: Taux de compression
$\sigma_z$	: Contrainte admissible à la traction de la chemise
$\mu$	: Coefficient de poisson.
$\Delta_j, \Delta_t, \Delta_j', \Delta_t'$	: les jeux radiaux au piston

## BIBLIOGRAPHE

- [1] Technique Automobile, « J. CHAGETTE »
- [2] L'Automobile Technologie Professionnelle Générale « Marcel DESBOIS, Fernand TOUACHE ; Jean TOURNAN .Roger TORRI » -Paris : Edition Foucher, 1983.
- [3] Moteur diesel ouvrage pratique d'initiation, « Louis SIMON » - Paris : Edition CHIRON - MOTEUR.S, 1983.
- [4]. Science et technique du moteur Diesel industriel et transport, « R.BRUN », Tome 2 - Paris: Edition Technip, 1987.
- [5] Moteur à essence, « Roger BRJOLU », Tome I - Rue de la Saussière, 92100 Boulogne BILLANCOURT- France : Edition Technique pour l'automobile et l'industrie 2022.
- [6] Moteur Diesel Réparation et mise au point des moteurs Diesel, « N.L.ERPELDING » - Paris : Edition CHIRON- moteurs : 10<sup>ème</sup> édition, 1982.
- [7] Carburants et moteurs, « J.C.GUIBET, B. MARTIN » Tome I et Tome 2 - 27, Rue GINOUX 75737 Paris cedex 13: Edition technip, 1987
- [8] Organisation, entretien des automobiles, « Y.BOROVSKIKM- KCENNIKOV- UNIFUR- A.SABME » - Moscou, Edition MIR, 1977.
- [9] Les moteurs Diesel à quatre temps et l'équipement d'injection, « Marcel DESBOIS , Fernand TOUACHE, Jean TOURNANT, Roger TORRI » - Tome 3- paris: Edition FOUCHER, 1974.
- [10] Nouveau manuel de l'automobiliste, « L. RAZAUD, N.L.ERPELDING, R.VIVIER » - Tome I - Paris : Edition CHIRON- MOTEURS, 1975.
- [11] Les panes des automobiles, « L. RAZAUD » - Tome 2 - Paris: Edition CHIRON- MOTEURS, 1975.
- [12] Les cahiers de l'automobile Moteur Essence et moteur Diesel- Paris: Edition Eyrolles,
- [13] Technique de l'ingénieur Moteur thermique, « Jacques DEBAENE, Raymond BRUN » - 21, Rue Cassette 75.006 Paris, 1972
- [14] Moteur Diesel, « REVUE TECHNIQUE » - Rue de la Saussière, 92100 Boulogne BILLANCOURT - France : Edition Technique pour l'automobile et l'industrie 2022, 1987 - 1987, 92, Avril 94.
- (15)COURS MOTEUR THERMIQUE

# **ANNEXE : Tableaux**

**QUELQUES VALEURS DES REGLAGE DES POMPES 6 CYLINDRES  
EN LIGNE**

<b>TYPE</b>	<b>REGIME (tr/mn)</b>	<b>VOLUME INJECTE (cc)</b>	<b>NOMBRE DE COUPS</b>
BOSCH PE 6P 100A 320 LS 805 0401 846 261 041 J6 713	1250	107	1000
	750	55	500
	300	1,8-2,4	100
	100	110-113	1000
PE 6P 100A 720 RS 473 0401 846 494 EP 3600 RQ 300/ 1100 PA 269 L	1100	12-12,5	100
	300	1,3-2,3	100
	100	150 à 170	1000
PE 6P 100A 620 RS 284 RSU 300/100 P1 811 D R	1100	154-158	1000
	650	142-143	1000
	100	165-170	1000
PES 6 MW 100/320/RS/10 RQV 300/1400 MW 25/2	1400	91-93	1000
	500	52-54	1000
	300	9,5-13,5-	500
	100	94-104	1000
DIESEL KIKI PES 6A 60 C312 RS 2000 NP 842	900	42	1000
	1000	50	1000
PES 6A 952 412 RS 2000	1000	30	500
	250	3	100
	100	12	100
ZEXEL(camion Nissan) NP PE 6A 95C 321 RS 2000 N 16 SN 65 156	1000	30	500
	325	2,5	100
	100	12	100
TOYOTA NA PES 60A 70C 312 RND 034	1000	50	1000
	950	48	1000
DENSO ND PES 6A 95 D 412 LND 724	1000	35	500
	325	2	100
	100	12	100
CAV BPE 6A 60H 300/356 475	1000	42	1000
	950	38	1000
	250	1,5	100
	100	5-6	100

### Quelques plages de contrôle:

Symbole	Désignation	Données
$\sigma_t$	Contrainte admissible à la traction de la fonte	50 + 60MPa
$\sigma_T$	Contrainte à la traction du cylindre	40 + 60MPa
$\Delta_t$	Chute de température	100 + 150°C
$\sigma_{\Sigma e}$	Contrainte résultante extérieure (fonte)	100 + 130MPa
$\sigma_{\Omega}$	Contrainte de flexion sur le parois du fond	20 + 50MPa sans nervure 50 + 150 nervuré
$\sigma_c$	Contrainte due à la compression	30 + 40
$\sigma_T$	Contrainte de la traction	4 + 10 ~
$\Delta_t, \Delta_j, \Delta_s, \Delta_j$	Les jeu radiaux	0,02 + 0,04
$t_{cyl}$	Température du cylindre	110 + 115°C
$t_t$	Température de la tête	220 + 320°C
$t_j$	Température de la jupe	150 + 200°C
$h_j / D$	Rapport entre longueur de la jupe et l'alésage	0,8 + 1,35
$d_f / D$	Rapport relative au diamètre du fond	0,45 + 0,84
$\delta_f / D$	Rapport relative à l'épaisseur du chemise	0,1 + 0,18
$h_p / D$	Rapport relative à l'hauteur de la jupe	1,25 + 1,7
$\lambda$	Rapport entre rayon de manivelle et longueur de le bielle	0,21 + 0,3
$S / D$	Relation alésage- course	0,9 + 1,05
$\rho_D$	Masse volumique du gaz-oil	0,810 + 0,844
$Q_l$	Transitivité relative de l'eau	0,2 + 0,3
$G_t$	Débit du liquide de refroidissement	(40 + 50)kg/h
$\Delta t_a$	Taux de décroissance de la température de l'eau à travers les barres du radiateur	(20 + 30) °C
$T_{l_i}$	Température de l'eau avant évaporateur	80 + 95 °C
$\Delta t_i$	Taux de décroissance de température de l'eau à travers les couches de lames du radiateur	(6 + 12) °C
$K_l$	Taux de transivité calorifique du liquide de refroidissement vers le parois	(80 + 100)
$V_a$	Vitesse de l'air au voisinage du front du radiateur (moteur au repos)	(6 + 18)m/s
$L_r$	Profondeur des alvéoles	<150mn

# AJUSTEMENTS

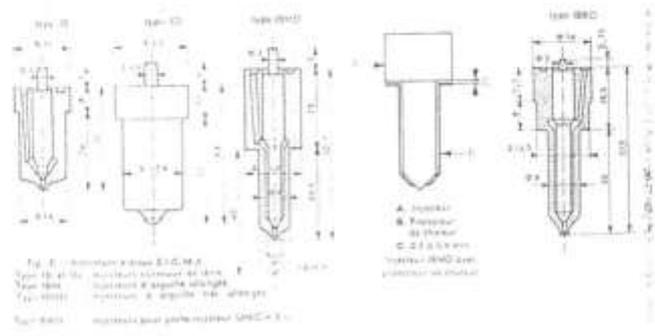
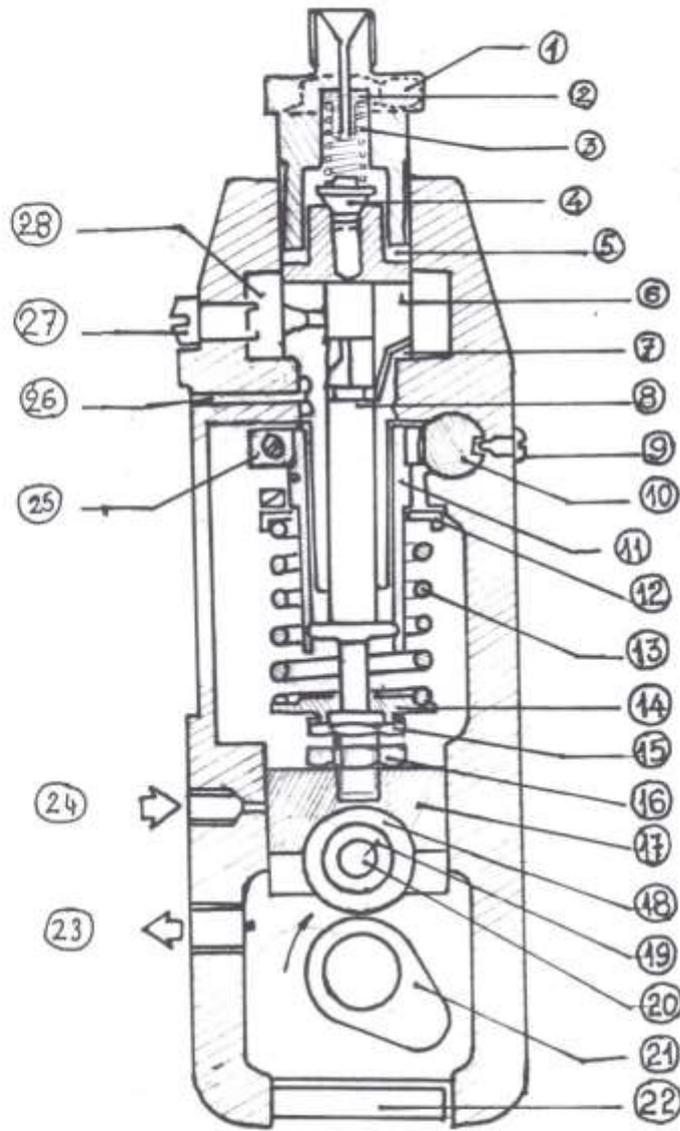
## PRINCIPAUX ECARTS EN MICROMETRES

Diâmetre	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250
H6	+16 0	+19 0	+22 0	+25 0	+29 0
H7	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0
H8	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0
H9	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0
H10	+100 0	+120 0	+140 0	+160 0	+185 0
H11	+160 0	+190 0	+210 0	+250 0	+290 0
H12	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0
H13	+390 0	+460 0	+540 0	+630 0	+720 0
h6	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29
h7	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46
h8	0 -39	0 -49	0 -54	0 -63	0 -72
h9	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115
h10	0 -100	0 -120	0 -140	0 -160	0 -185
h10	0 -160	0 -190	0 -220	0 -250	0 -290
h13	0 -390	0 -460	0 -540	0 -630	0 -720

*Température de référence 20°C*

# **ANNEXE 2 : Dessins**





# ELEMENT D'UNE POMPE ET INJECTEUR

Echelle :	E.S.P.A
ANDRIANJAFINDRABY Marcellin Michel	
14-08-2000	PL : 02

- ① Raccord de refoulement
- ② Reducteur de volume
- ③ Ressort de clapet
- ④ clapet de refoulement
- ⑤ Joint de clapet
- ⑥ Chemise
- ⑦ Retour de fuite
- ⑧ Piston
- ⑨ Vis guide
- ⑩ crémaillère
- ⑪ Douille de réglage
- ⑫ Coupelle Supérieure
- ⑬ Ressort de piston
- ⑭ coupelle inférieure
- ⑮ Vis de réglage
- ⑯ Contre – écrou
- ⑰ Poussoir
- ⑱ Galet
- ⑲ Coussinet
- ⑳ Axe
- ㉑ Arbre à Cames
- ㉒ Bouchon en tôle
- ㉓ Retour
- ㉔ Pression
- ㉕ Secteur denté
- ㉖ Pion de guidage
- ㉗ Vis brise jet
- ㉘ Galerie d'alimentation.

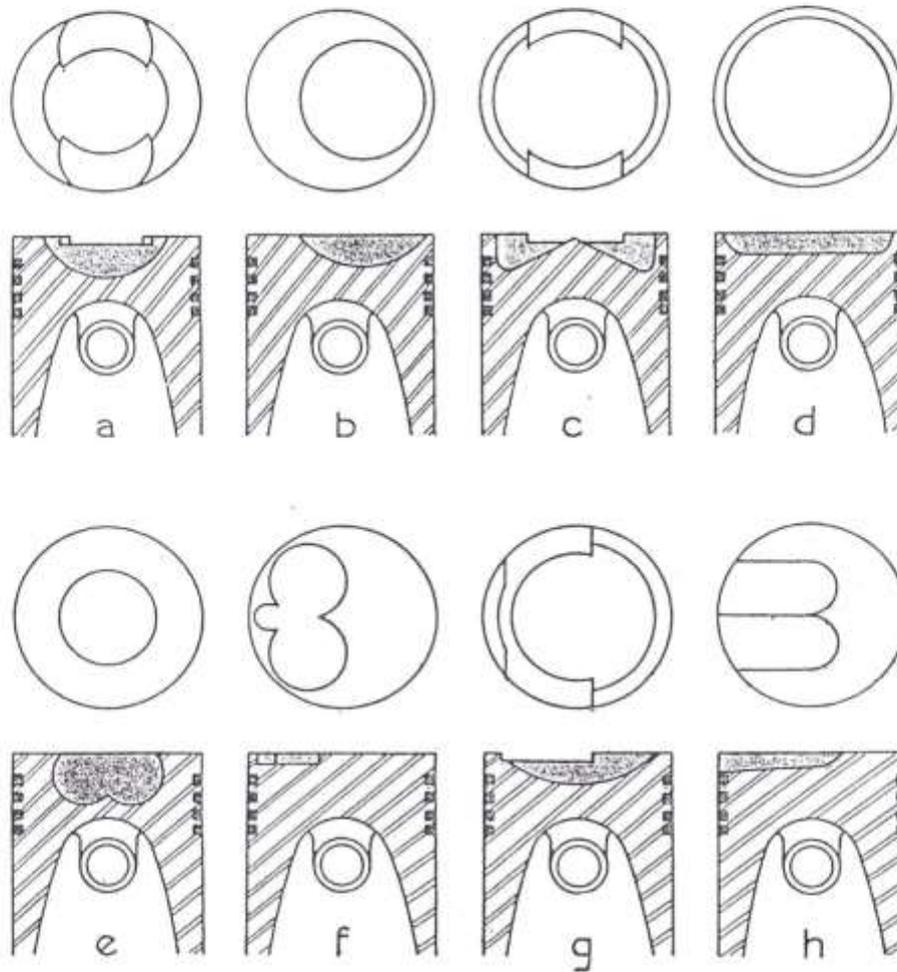


Fig. 11.

La tête du piston, partie inférieure de la chambre de combustion, présente une forme particulière suivant le type du moteur, l'emplacement de l'injecteur et des soupapes.

- a) *Piston à chambre concave (Gardner).*
- b) *Piston à chambre déportée (Caterpillar).*
- c) *Piston à couronne circulaire (Renault).*
- d) *Piston à chambre plate pour injecteur horizontal (Hesselmann).*
- e) *Piston à chambre de turbulence (Saurer).*
- f) *Piston avec évidement (Citroën, V.W.).*
- g) *Piston à chambre lenticulaire (Mercedes-Unic).*
- h) *Piston pour moteur à précombustion (Willème).*

## TETE DE PISTON

Echelle :

E.S.P.A

ANDRIANJAFINDRABY  
Marcelin Michel

13-08-2000

PL :03

Nom et prénoms : ANDRIANJAFINDRABY Marcellin Michel  
Titre du Mémoire : CONVERSION D'UN MOTEUR A EXPLOSION A VOLUME  
CONSTANT EN MOTEUR A COMBUSTION A PRESSION  
CONSTANT  
Nombre de page : 88  
Nombre de tableau : 10  
Nombre de figure : 22  
Tél : 034 06 572 73



## **RESUME**

Un moteur à combustion interne se caractérise à ses performances qui sont la puissance effective, le couple effectif, le régime nominal ainsi que le carburant utilisé. Les paramètres effectifs qui sont en fonction de choix technologique des constructeurs, sont libellés aux utilisateurs.

Le changement de l'un de ces paramètres conduit à une étude théorique et technique plus ou moins complexe.

Pour cela nous avons donné les points essentiels pour un moteur Diésel à savoir : Généralité, Les éléments constitutifs.

Ensuite, nous avons déterminé la cylindrée unitaire, la technologie de construction et l'équilibrage.

Pour finir, nous avons proposé l'étude économique, environnemental et quelques consignes pour la maintenance de ce moteur.

## **ABSTRACT**

An internal combustion engine is characterized by its performance which is the effective power, effective torque, rated speed and fuel used. The actual parameters that are based on technology choice of manufacturers, users are denominated.

Changing one of these parameters results in a theoretical and technical study more or less complex.

For this we have given the essentials for a Diesel engine are: Generality the components.

We then determined per cylinder, construction and balancing technology.

Finally, we proposed economic study, environmental and some instructions for the maintenance of the engine.

Mots clés : Alésage, Course, Cylindrée, Cycle diésel rapide, Couple effectif.  
Encadreur : Monsieur RASOLOFOARINDRIAKA Alain  
Adresse de l'auteur : Chez Madame TODISOA Augustine, Lot, 33/N3 Ambodiagavo -  
Fangato MANANJARY