

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



UNIVERSITÉ D'EL-OUED



FACULTÉ DES SCIENCES ET DE TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine: Science technique

Filière: Génie mécanique

Spécialité: Maintenance des équipement Industrielle

Présenté par :

RAMDANI Meh Salah

SALMI Mohammed

HOURI Naoufel

Thème

**Etude du système d'étanchéité d'un
moteur à combustion interne**

Sous la supervision de: **Mr. MENECEUR Nouredine**

Remerciement

Mes remerciements vont tout premièrement, à Dieu le tout puissant qui m'a donné la foi, le courage et la patience de parvenir à finir ce modeste travail.

Nous tenons à adresser nos vifs remerciements pour sa collaboration son soutien moral, à notre encadreur Mr: Meneceur Noureddine, pour nous avoir suivies durant la préparation de ce travail et pour son aide si précieuse, ces nombreux conseils et suggestions.

*Les collègues de la première promotion de notre spécialité à leur soutien que dieu les aide dans leur vie professionnelles,
Nos familles respectueuses à leur soutien matériel et moral, et l'atmosphère qui nous ont présenté,*

Remerciement spécial aux responsables de l'universitaire D'El-Oued et à tous ceux-là nous présentons nos remerciements et nos respect

Sommaire

Remerciements	I
Dédicace	II
Sommaire	III
Listes de figure.....	VI
Introduction générale	1
Chapitre I: Aspect tribologique du contact Segment-Chemise	
I.1- Introduction	2
I.2- Etude du circuit tribologique	2
I.2.1- Le but de cette étude	2
I.2.2- Circuit tribologique	3
I.3- Conception ,naissance, et vie propre du contact	4
I.4- Etude du premiers corps: Segment et cylindre	4
I.4.1- Caractéristique thermomécanique	4
I.4.2- Morphologie de la surface	4
I.4.3- Segment d'étanchéité	5
I.5- Etude du deuxième corps	6
I.5.1- Mode de fonctionnement du moteur	7
I.6- Etude du troisième corps	8
I.6.1- Troisième corps initial: les écrans	8
I.6.2- Débit source externe Q_{se}	8
I.6.3- Débit source interne Q_{si}	8
I.6.4- Débit d'usure Q_u	9
I.6.5- Débit de recirculation Q_R	9
I.7- Les segments dans les moteur à combustion interne	9
I.7.1- Type et fonction des segments	9
I.7.2- Les modèles de segments	10
I.7.3- Le montage des segments	10
I.7.4- Segment d'étanchéité	11
I.7.4.1- Type d'étanchéité	11
I.7.4.2- Composition	11
I.7.4.3- Qualités des segments	12
I.7.4.4- Pression exercée par les segments	12

I.7.4.5- Les dimensions des segments	12
I.7.4.6- Section des segments et forme de leur coupe	13
I.8- Conclusion	14
Chapitre II: Etude analytique des segments: dimensionnement cinématique et dynamique	
II.1- Introduction	15
II.2- Dimensionnement des d'étanchéité	17
II.3- Etude cinématique de l'embiellage.....	24
II.4- Analyse dynamique de l'embiellage	25
II.4.1- L'élongation du piston	26
II.4.2 - La vitesse du piston	26
II.4.3- L'accélération du piston	27
II.4- Analyse des action mécanique appliquées sur le piston	28
II.6- Conclusion	29
Chapitre III : Maintenance conditionnelle pour les segments	
III.1- Introduction :	30
III.2- Problèmes de segmentation rencontrés en moteur à deux temps	30
III.2.1- Gommage de la segmentation	30
III.2.2-Usure du cylindre, des segments	30
III.2.3-Anomalies d'allumage	31
III.3- Problèmes de segmentation rencontrés en moteur à quatre temps	31
III.3.1- Consommation anormale d'huile	31
III.3.2- Usure sévère au démarrage	32
III.4- La maintenance des segments	34
III.5- Les huile de lubrification	35
III.5.1- Caractéristiques de la SAE20W40.....	36
III.5.2- Gestion du lubrification SAE20W40	37
III.6- Durée de vie d'un moteur quatre temps	37
III.6.1- Analyse vibratoire	38
III.6.2- Analyse de l'huile de lubrification	39
III.6.2.1- Rappel technologique de la méthode d'analyse des huiles	49
III.7- Planning d'entretien du mécanicien	40
III.8- Conclusion	41
Conclusion générale	42
Bibliographie	

Figure(I.1): Triplet tribologique.....	2
Figure(I.2): Circuit tribologique	3
Figure(I.3): Description d'un moteur 4 temps	7
Figure(I.4): Alternances des modes de fonctionnement	8
Figure(I.5): Schéma de l'emplacement Segments sur le piston.....	9
Figure(I.6): Différentes sections de segment.....	13
Figure(I.7): Coupe carrée.....	13
Figure(I.8): Coupe en biais(C en sifflet)	13
Figure(I.9): Coupe à joints serrés(C carré)	13
Figure(I.10): Coupe en baïonnette.....	14
Figure(I.11): Coupe en crochet.....	14
Figure(I.12): Coupe conique.....	14
Figure(II.1): Constitution de l'embiellage	16
Figure(II.2) Section d'une coupe d'un segment	20
Figure(II.3) Hauteur du logement du segment H	22
Figure(II.4) Les pressions du segment aux parois du cylindre	23
Figure(II.5) Segment racleur d'huile	24
Figure(II.6) Représentation cinématique de l'embiellage	25
Figure(II.7) Courbe de la position	26
Figure(II.8) Courbe de la vitesse	27
Figure(II.9) Courbe de l'accélération	28
Figure(II.10) Représentation des forces F_a ; F_p ; $F(\alpha)$	29
Figure(III.1) Consommation anormale d'huile.....	32
Figure(III.2) Perçage du piston.....	32
Figure(III.3) Usure du cylindre, des segments, et de la chemise.....	33
Figure(III.4) Schéma d'usure du cylindre	34
Figure (III.5) Rupture du segment de feu.....	34
Figure(III.6) Etat de surface avant l'opération.....	35
Figure(III.7) Etat de surface après l'opération	35

Notations et symboles

V	volume de matière enlevée
K	Le coefficient d'usure
L	La distance de glissement
F	La charge normale appliquée
H	La dureté du matériau
K_c	Ténacité
α_c	coefficient de dilatation du cylindre [$^{\circ}\text{C}$]
t_c	température du cylindre [$^{\circ}\text{C}$]
t_0	température ambiante [$^{\circ}\text{C}$]
$\Delta t'$	jeu minimum à chaud [mm]
α_p	coefficient de dilatation du piston [$^{\circ}\text{C}$]
t_p	température de la tête du piston [$^{\circ}\text{C}$]
N_{\max}	forces latérale maximale [da N/cm^2]
P	pression spécifique [da N/cm^2]
$\Delta'(j)$	jeu minimal à chaud [mm]
t_{pj}	température de la jupe du piston [$^{\circ}\text{C}$]
T_p	température moyenne du piston [$^{\circ}\text{C}$]
T_m	température moyenne du cylindre [$^{\circ}\text{C}$]
δ_r	contrainte résiduelle ou montage à froid [da N/cm^2]
μ	coefficient de frottement
F	La résultante de la force d'inertie alternative
F_a	La poussée sur la tête du piston
F_p	Ces deux forces ont la même direction et le même sens
N	L'action de c sur cylindre piston
B	L'action de la bielle sur le piston
Z	La force de réaction
M	Le moment moteur
T	La force tangentielle
r	Rayon de la manivelle

L	Longueur de la bielle [mm]
^	Prend ses valeurs dans la plage

✓ D'autres notations spécifiques peuvent être définies dans les chapitres

Introduction générale

La propulsion du véhicule est habituellement obtenue au moyen de moteurs, à savoir dispositifs mécaniques capables de convertir l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique. L'énergie chimique du combustible est d'abord convertie en chaleur par la combustion, puis la chaleur est convertie en travail mécanique. En effet, la chaleur produite par la combustion augmente la pression ou le volume spécifique, et grâce à son expansion, le travail mécanique est obtenu.

Dans les moteurs à combustion interne (MCI), les produits de combustion (par exemple l'air et le carburant) sont utilisés comme fluides de travail, tandis que dans les moteurs à combustion externe, la combustion produit le transfert de chaleur à un autre fluide de travail au moyen d'échangeurs de chaleur. En outre, alors que dans le MCI la combustion a lieu à l'intérieur du cylindre, dans les moteurs à combustion externe, la combustion est obtenue dans une chambre séparée, appelée habituellement brûleur.

Cette étude concerne essentiellement les moteurs automobiles à essence, et la grande partie du travail est effectuée sur un moteur à quatre temps d'une Peugeot 205 essence à basse puissance 54 chevaux et d'une cylindrée de 70 [mm].

Les formules de dimensionnement et de l'étude technologique du contact segment – chemise reste valable pour les moteurs diesels, où seule les dimensions calculées en fonction des efforts peuvent être différentes.

Cette étude comporte trois chapitres. Le premier chapitre proposera la reconstitution du circuit tribologique en passant par le premier, le deuxième et le troisième corps du contact segment – chemise tout en mentionnant les principales caractéristiques des segments d'étanchéité.

Dans le deuxième chapitre, nous avons effectué un dimensionnement des ces segments, une étude cinématique puis une étude dynamique du system.

Dans le troisième et dernier chapitre, nous avons abordé les problèmes de la segmentation, puis le maintien du piston et du cylindre et enfin une étude de l'un des plus important causeur d'usure dans les segments. En denier lieu, une conclusion générale sera donnée pour résumer les principaux résultats obtenus et pour définir certaines perspectives quant à une éventuelle continuation de ce travail.

Chapitre I : Aspect tribologique du contact segment – chemise

I.1 Introduction

Il existe en lubrification hydrodynamique la théorie de Reynolds formulée à partir des équations de la mécanique des fluides. C'est un formalisme complet qui permet, pour des conditions de fonctionnement données, de déterminer le profil de vitesse et la distribution des contraintes normales et tangentielles dans un film de lubrifiant épais (troisième corps fluide).

Le comportement d'un contact en frottement s'appuie sur les notions de triplet tribologique, de mécanisme d'accommodation de vitesse et de circuit tribologique.

I.2 Etude du circuit tribologique

I.2.1 Le but de cette étude

Le but de cette étude est donc de reconstituer la dynamique du contact entre les segments : porteur et d'étanchéité ; et le cylindre et d'évaluer la contribution de la mécanique et de la science des matériaux.

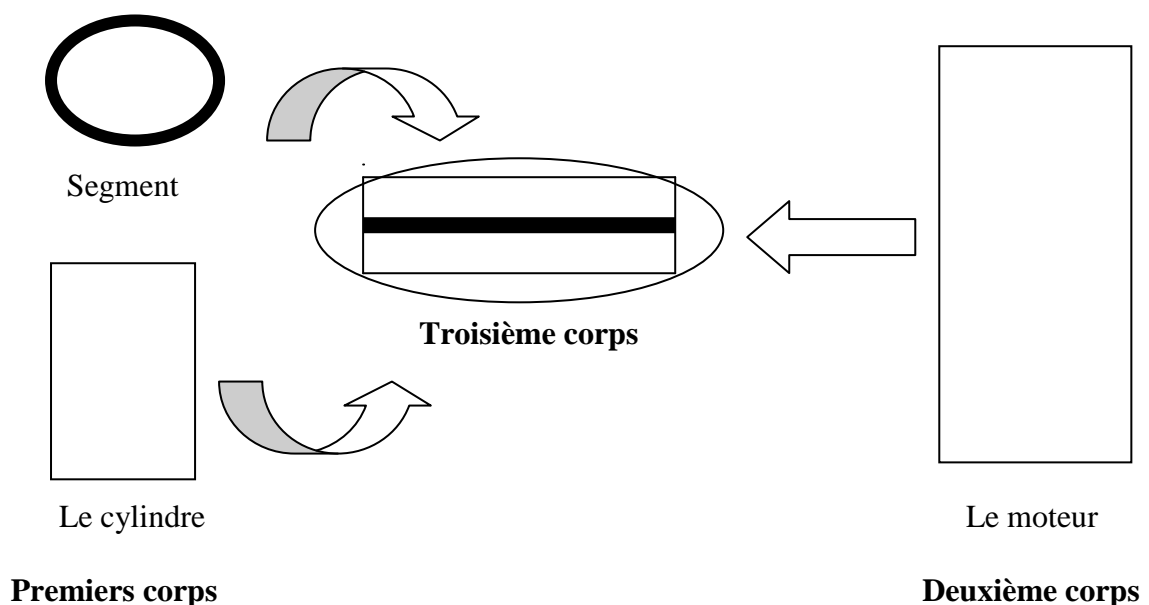


Fig. I.1 Triplet tribologique.

Les éléments du triplet tribologique sont :

- le mécanisme (moteur) dans lequel se situe le contact
- les premiers corps qui sont les massifs qui le bordent (segments et cylindre)
- le troisième corps qui est l'intégralité de l'interface compris entre les premiers corps.

I.2.2 Circuit tribologique

Les particules du troisième corps adhèrent aux premiers corps à l'arrêt, mais lors du mouvement, elles sont soumises à des gradients de vitesse. Par conséquent les contacts sont le siège de débits de matière [1].

L'usure sera donc abordée en terme de débits de troisième corps. La détermination de l'origine du troisième corps, des phénomènes qui entraînent l'activation des différents débits du circuit tribologique (figure I.2) et qui conditionnent la circulation du troisième corps sont indispensables à la maîtrise de la durée de vie du segment (soit porteur ou d'étanchéité).

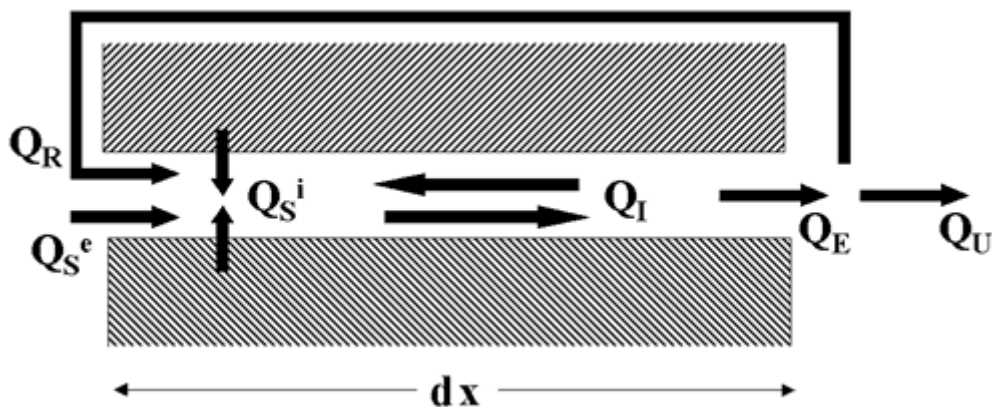


Fig.I.2 Circuit tribologique.

Les différents débits du circuit tribologique sont les suivants :

- Q_{S^i} : le débit source interne est l'alimentation interne du contact en troisième corps naturel. Il est obtenu par détachement de particules lors de la dégradation des premiers corps qui sont le segment et le cylindre,
- Q_{S^e} : le débit source externe est obtenu par alimentation externe en troisième corps artificiel. Les particules constituant ce débit peuvent provenir de différentes origines : détachements de particules d'autres éléments du moteur (soupapes, clapets, particules provenant de l'air aspiré dans la chambre de compression,....)
- Q_I : le débit interne est la circulation du troisième corps dans le contact,
- Q_E : le débit externe est l'éjection du troisième corps du contact. Ce débit se divise en deux : Q_R et Q_U ,

- QR : le débit de recirculation correspond au débit des particules qui seront réintroduites dans le contact,
- QU : le débit d'usure correspond au débit de particules qui ne seront jamais réintroduites dans le contact.

I.3 Conception, naissance, et vie propre du contact

Avant la première mise en marche du moteur les premiers corps (cylindre, segment porteur) sont en contact sans mouvement.

Une fois le moteur mis en marche, le segment porteur se déplace par rapport au cylindre. Dès le début de ce mouvement, des forces tangentielles apparaissent et elles induisent le champ de contraintes tribologique qui se superpose au champ de contraintes de structure.

Le déplacement se poursuit, la notion de temps, donc de cumul des dommages s'ajoutent aux conditions précédentes. Chaque site répond spécifiquement au champ de contraintes par des transformations qui modifient plus ou moins leurs caractéristiques mécaniques. Schématiquement, les transformations peuvent être soit de la fissuration, soit des transformations tribologiques superficielles (T.T.S.). Elles peuvent conduire au détachement de particules. Une fois ce site est créé, la vie du contact dépend de lui.

D'après l'approche de Laurent Mahé [3] nous avons résumé les études du premier, deuxième et troisième corps comme suit.

I.4 Etude du premiers corps : Segment et cylindre

I.4.1 Caractéristiques thermomécaniques

Le segment est en fonte douce chargé et le cylindre en fonte acier dur. L'évaluation des champs de contraintes thermomécanique dans les premiers corps nécessite de connaître leurs caractéristiques thermomécaniques : module d'élasticité, coefficient de Poisson, coefficient de dilatation, conductivité thermique,...

I.4.2 Morphologie de la surface

La morphologie de la surface des premiers corps, en particulier celle du cylindre, semble avoir une grande influence sur la durée de vie de la segmentation. On se base uniquement sur le critère de rugosité Ra pour définir l'état de surface des cylindres. Ce critère est insuffisant pour décrire précisément la morphologie des surfaces nécessaire à l'étude tribologique.

Pour le segment, il n'existe aucune norme. Il faudra donc étudier ses propriétés thermomécaniques, sa composition, la mise du segment et son état de surface.[4]

I.4.3 Segments d'étanchéité

Les segments d'étanchéité comme le segment porteur se dégrade, un débit source QS du troisième corps en provient donc.

Contrairement au segment porteur, les segments d'étanchéité sont ouverts et libres dans leur gorge. C'est le différentiel de pression qui les plaque sur le cylindre, assurant ainsi l'étanchéité. Cette différence de géométrie de contact pourrait modifier les débits du troisième corps.

De plus, la configuration et le nombre de segments varient en fonction de l'application. Par exemple, plus le différentiel de pression augmente et plus le compressoriste n'augmente le nombre de segments d'étanchéité sur le piston.

- **Cinématique du segment étanchéité**

Le cylindre est fixe et le segment étanchéité se déplace dans le cylindre, ils sont de géométrie conforme. Le jeu initial entre le segment étanchéité et le cylindre est d'environ 0,6 mm.

Le segment porteur étant solidaire du piston, c'est le mouvement du piston qui détermine celui du segment porteur. La trajectoire théorique du piston est un mouvement alternatif horizontal et linéaire suivant son axe qui se détermine facilement.

Néanmoins son mouvement n'est probablement pas parfait car le piston peut se déplacer dans d'autres directions. Par exemple, le piston peut rebondir dans le cylindre, lorsque se produit le phénomène de "sauts de tige", ceci traduit le couplage entre le frottement du segment d'étanchéité. Il est également possible que les surfaces en contact ne restent pas coaxiales c'est-à-dire qu'il y ait un basculement du piston.

- **Pression de contact**

Industriellement, la pression de contact PC se calcule en divisant le poids du piston FP ajouté à la moitié de celui de la tige FT par la surface en contact SC du segment d'étanchéité qui est supposée être répartie sur 120° de sa circonférence et sur toute sa génératrice.

La pression de contact maximale admissible doit être inférieure à 0,025 MPa, d'après le compressoriste.

$$PC = (FP + FT/2) / SC \quad (I.1)$$

- **Tige et garnitures d'étanchéité**

L'étanchéité au niveau de la tige du piston est assurée par des garnitures d'étanchéité qui sont des tresses composées de fibres de carbone et de kevlar imprégnées de P T F E. Ces tresses sont logées dans un presse-étoupe.

- **Milieu de fonctionnement**

L'air atmosphérique aspiré dans la chambre de compression est, en général, chargé d'humidité. Le circuit d'air en amont de la chambre de compression peut être le siège de corrosion qui est susceptible de produire des particules. Ces particules pourront être entraînées dans la chambre de compression, par l'air aspiré. Des particules peuvent également être contenues dans l'air aspiré, si le moteur est proche d'une cimenterie par exemple. Toutes ces particules s'introduiront sûrement dans le contact, et elles sont donc un débit source externe QSe potentiel de troisième corps.

- **Clapets**

Les clapets sont également des pièces susceptibles de se dégrader et de produire des particules. Une fois dans la chambre de compression, ces particules sont, elles aussi, un débit source externe QSe potentiel. Remarquons que ceci ne se produit seulement si l'utilisateur ne respecte pas les consignes d'entretien des clapets.

- **Compression**

Il y a un différentiel de pression entre les deux effets du piston qui est assuré par les segments d'étanchéité. Le segment porteur étant freiné sur le piston, il existe un jeu entre le segment porteur et le cylindre sur la majeure partie de sa circonférence, les pressions de part et d'autre du segment porteur sont sûrement les mêmes.

La compression étant poly tropique, l'air aspiré se réchauffe lors de sa compression et il réchauffe toutes les pièces de la chambre de compression. Donc le piston et le segment se dilatent.

I.5 Etude du deuxième corps

Ci-dessous un moteur 4 temps, 4 cylindres à culbuteurs (soupapes en tête), arbre à cames latéral entraîné par vilebrequin à 2 paliers, graissage par carter humide et pompe, le schéma très classique durant des années :

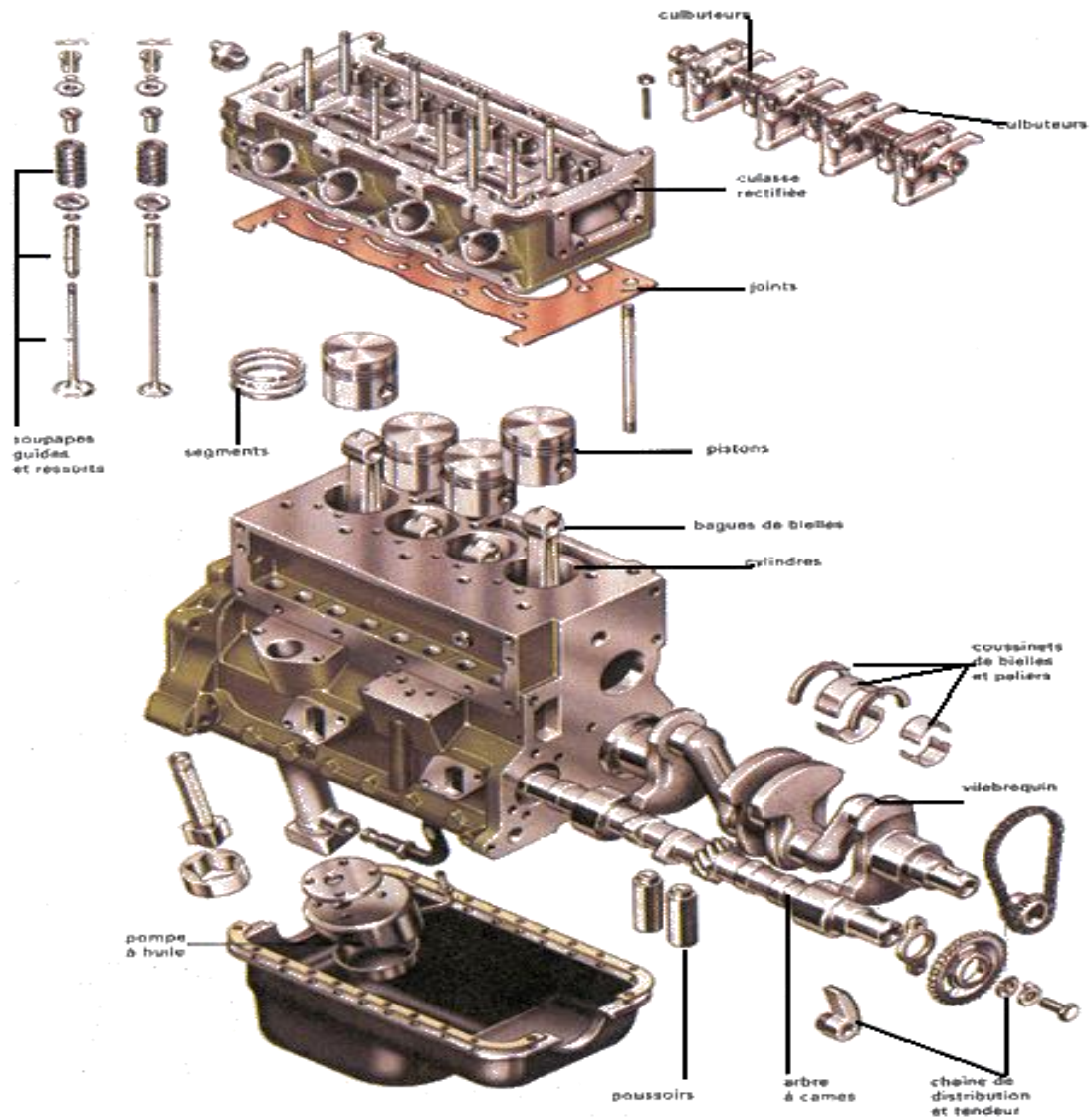


Fig. I.3 Description d'un moteur 4 temps.

I.5.1 Mode de fonctionnement du moteur

Dans les applications industrielles, le moteur peut fonctionner :

- en charge, ou marche à 100%, dans ce cas les deux effets sont actifs,
- en demi -charge, ou marche à 50%, dans ce cas les clapets d'un des effets sont ouverts, et un seul effet est actif,
- à vide, ou marche à 0%, dans ce cas tous les clapets sont ouverts, et les deux effets sont inactifs.

Dans le premier cas de la **Fig.I.3**, le moteur fonctionne en charge la majorité du temps. La température du piston reste stationnaire comme lors d'un fonctionnement constant en charge, ce qui équivaut pratiquement à un régime stationnaire.

Dans le deuxième cas de la **Fig.I.3**, le moteur fonctionne à vide la majorité du temps. La température du piston varie, le régime thermique n'est plus stationnaire. De plus, il y a des risques de condensation qui peuvent être néfastes pour la segmentation.[9]

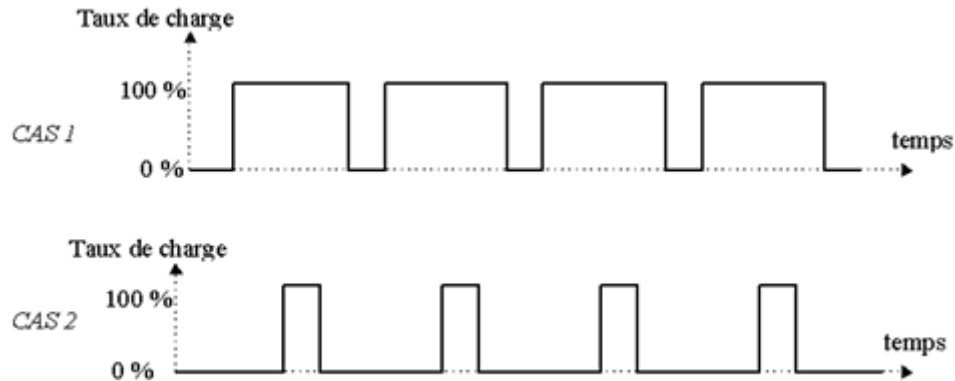


Fig.I.4 Alternances des modes de fonctionnement.

On a remarqué une durée de vie supérieure de la segmentation lorsque le compresseur fonctionne toujours en charge.

I.6 Etude du troisième corps

I.6.1 Troisième corps initial : les écrans

A priori des écrans, sont présents sur les premiers corps au début du contact. Pour le cylindre, ils proviennent des opérations d'usinage, de stockage avec huilage puis du nettoyage avant la mise en service. Pour les segments, ils proviennent des opérations d'usinage, de montage sur le piston et de nettoyage.

I.6.2 Débit source externe Q_{Se}

Les segments d'étanchéité sont réalisés dans le même matériau que le segment porteur. Donc lors de l'analyse du troisième corps nous ne pourrions pas différencier les particules détachées des segments d'étanchéité de celles détachées du segment porteur. Cependant ces particules pourront être étudiées dans les zones où le segment porteur ne porte pas.

Des particules provenant des autres parties du moteur peuvent également faire partie du débit source externe ; par exemple, des particules d'usure des clapets ou des particules provenant de l'intérieur du piston.

I.6.3 Débit source interne Q_{Si}

L'analyse du troisième corps permettra de connaître son origine. Les moyens d'analyse qui seront utilisés sont une loupe binoculaire (B), un microscope optique (MO), un microscope électronique à balayage (MEB) sur lequel est couplé un système d'analyse E D X.

I.6.4 Débit d'usure QU

Les particules définitivement perdues pour le contact se trouvent dans la chambre de compression ou hors de la chambre de compression lorsqu'elles sont entraînées par l'air comprimé. La récupération des particules entraînées par l'air est faite par un filtre au niveau du refoulement. Pour les autres, elles seront prélevées à partir de répliques des parois de la chambre de compression. L'observation de ces particules apportera des informations sur l'activation du débit d'usure.

I.6.5 Débit de recirculation QR

Le troisième corps présent sur le cylindre et sur le segment correspond en partie au débit de recirculation, les surfaces frottées des premiers corps apporteront donc également des informations sur le circuit tribologique.

I.7 Les segments dans les moteurs à combustion interne

I.7.1 Types et fonctions des segments

A la partie inférieure de la tête du piston, on trouve d'abord:

Un segment racleur d'huile qui empêche l'huile de remonter au dessus de la tête du piston et donc dans la chambre de combustion, comme son nom l'indique il racle l'huile qui tapisse l'intérieur du cylindre et contribue à la rejeter dans le carter, une partie de cette huile sert également à lubrifier l'axe du piston grâce à de petits orifices percés dans la gorge qui abrite le segment racleur.

Au dessus on trouve un ou plusieurs segments d'étanchéité ou segment intermédiaire qui empêche toute descente des gaz vers le bas moteur.

Puis le segment de feu qui participe lui aussi à l'étanchéité, mais fait surtout barrière à l'explosion thermique.[15]

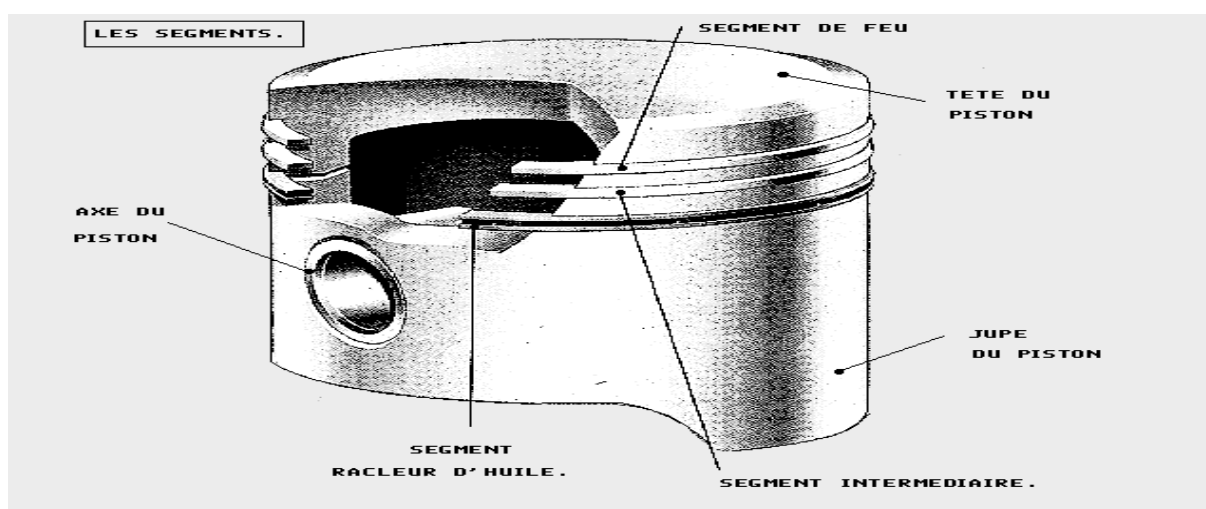


Fig. I.5 : Schéma de l'emplacement des Segments sur le piston.

I.7.2 Les modèles de segments (les plus courants)

Les segments expansibles: sont utilisés lorsque le segment doit contacter l'alésage du cylindre et que la gorge de segment se trouve dans le piston. (Tension vers l'extérieur)

Les segments de contraction: sont utilisés lorsque le D.I. du segment doit contacter l'axe ou la tige et que la gorge se trouve dans le corps. (Tension vers l'intérieur)

Les segments en une pièce: sont les segments d'étanchéité les moins coûteux et sont offerts en de nombreuses configurations de coupe.

Les segments doubles: offrent de meilleures caractéristiques d'étanchéité que les segments simples.

Les segments triples: sont utilisés lorsqu'une étanchéité parfaite est requise. Le segment interne bloque efficacement les fuites de coupes des segments externes.

Les ressorts MARCEL: sont parfois utilisés pour aider au maintien du segment et amortir les vibrations.

Les segments à crampon: sont utilisés dans les vannes papillon.

I.7.3 Le montage des segments

Il est très important de savoir dans quel ordre il faut monter les segments sur le piston.

D'abord le racleur en trois parties puis le segment d'étanchéité puis le segment de feu en les passant tous par la tête du piston.

A première vue tous les segments se ressemblent, pourtant en regardant de très près les segments et le piston, on constate une différence dans la profondeur des gorges des segments de feu et d'étanchéité.

Le segment de feu est légèrement moins profond que le segment d'étanchéité et les gorges sont dimensionnés en rapport évident.

Pour le racleur, c'est facile il va tout en bas sur le piston.

Enfin, ils doivent être tiercés: **Le tierçage** consiste à positionner les extrémités ouvertes du segment de telle manière que deux coupes de segment ne soit jamais dans le même axe verticale, et ne soient pas également dans le même plan du trou d'axe [14].

Généralement en place les coupes de segments à 90° ou 120° les unes des autres. Le tierçage est important parce que si on alignait toutes les coupes dans le même axe, on ne réaliserait aucune étanchéité sur cette portion de la tête de piston, et on perdrait donc de la compression.

I.7.4 Segment d'étanchéité

I.7.4.1 Type d'étanchéité

Etanchéité primaire : Dans le cas d'un segment à expansion, l'étanchéité primaire est établie entre le diamètre extérieur ($D .E.$) et l'alésage du cylindre. Avec les segments de contraction, l'étanchéité primaire est assurée par le contact du diamètre intérieur ($D .I.$) du segment et l'axe sur la tige. Ce contact est maintenu par la tension inhérente du segment, jusqu'à ce que le différentiel de pression soit maintenu sur l'ensemble du segment. Le différentiel de pression maintient le segment en place pour une étanchéité efficace.

Etanchéité secondaire : est assurée par la face du segment en contact avec la paroi de la gorge. L'espace désiré entre le segment et sa gorge forme un canal qui amène le fluide à l'arrière du segment pour établir le différentiel de pression. Une fois le différentiel de pression obtenu, les forces de réaction non équilibrées des côtés du segment et les faces d'étanchéité primaire forment un joint d'étanchéité efficace.

Les facteurs qui contribuent au maintien du segment causent également une résistance. La résistance axiale est causée par le fluide sous haute pression agissant sur le $D .I.$ du segment et le coefficient de friction entre les surfaces. Outre cette force, il convient de tenir compte de la résistance causée par la tension inhérente du segment. Dans les applications à très haute pression, ces forces de résistance deviennent relativement négligeables. Pour les applications à basse pression, les segments doivent être soigneusement conçus en fonction des forces de résistance. Un autre type de résistance est causé par le frottement entre le piston et la gorge. Si cette force de résistance est excessive, le segment n'assurera pas le contact d'étanchéité primaire. Encore une fois, pour les applications à basse pression, les segments doivent être soigneusement conçus en fonction des forces de résistance.

I.7.4.2 Composition

A part certains segments spéciaux, les segments sont en général en fonte perlitique à répartition de graphite nodulaire.

Il existe deux méthodes de fabrication:

- La coulée unitaire qui est la plus employée actuellement car c'est celle qui donne les meilleurs résultats comme la régularité de la structure du métal.
- La coulée centrifuge en forme de tube, les segments étant ensuite fabriqués par tronçonnage et usinage.

Les segments subissent ensuite un traitement thermique destiné à stabiliser le métal et à limiter des déformations.

Certain traitements de surface (chromage, étamage) sont destinés soit à rendre les segments plus résistants, soit à diminuer les coefficients de frottement [16].

Les segments en fonte douce sont les plus résistants à l'usure par frottements, comme exemple nous avons une fonte spéciale, ayant environ 2.5%Si, 0.5%Mn et 0.5%P ses caractéristiques sont:

- Module d'élasticité: $E=9.10^5$ (daN/cm²)
- Résistance à la flexion: $\sigma_f = (800-1200)$ (daN/cm²)
- Coefficient de dilatation: $\alpha = 8,4 .10^{-6}$ (/C°)

I.7.4.3 Qualités des segments

Les pistons modernes et légers ont des jupes qui peuvent se défléchir élastiquement durant l'interaction avec le cylindre, menant ainsi à l'application de la théorie de lubrification élastohydrodynamique à ces composants [13], [12].

- Élastique (étanchéité et montage)
- Résistant
- Bon conducteur de la chaleur
- Faible coefficient de frottement

I.7.4.4 Pression exercée par les segments

La pression exercée par les segments d'étanchéité sur les parois du cylindre peut être relativement faible. Par contre, pour les segments racleurs destinés à faire retomber l'huile déposée sur les parois du cylindre, elle doit être plus importante.

I.7.4.5 Les dimensions des segments

Il faut que les segments et les gorges du piston soient usinés en épaisseur avec une grande précision: il faut que le segment puisse se déplacer dans cette gorge mais avec un jeu aussi faible que possible afin d'éviter le " matage" des gorges.

Le jeu maximal vertical entre segments et gorges ne doit pas dépasser 3/100mm.

La hauteur des segments doit être aussi faible que possible afin d'une part, de réduire la hauteur de la tête du piston et, d'autre part, de diminuer leur poids et, aussi leur inertie qui a pour effet de mater les gorges. Toutefois, si la hauteur était trop faible, la pression unitaire sera plus forte et entraînerait une usure plus rapide. En pratique, on ne descend pas au-dessous de 2,5 mm.

L'épaisseur du segment est déterminée par son élasticité qui doit permettre, par l'écartement des becs de coupe, le montage sur le piston.

I.7.4.6 Section des segments et forme de leur coupe

La section la plus courante des segments d'étanchéité est la section rectangulaire, mais il existe bien d'autre: trapézoïdale à un ou deux flancs obliques, trapézoïdale à face oblique, rectangulaire à face arrondie [9].

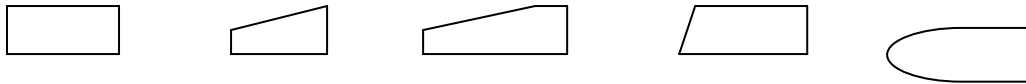


Fig. I.6 : *Différentes sections de segment.*

Pour pouvoir monter les segments sur la tête du piston, il est nécessaire que le segment soit coupé.

D'après les taux de fuites admissible, la taille du segment et le type d'assemblage, on choisi la coupe du segment d'étanchéité.

L'illustration montre les configurations de coupes les plus courantes:

Les coupes carrées: sont les plus courantes et les plus économiques. Elles sont recommandées pour la plupart des applications et offrent un bon contrôle des fuites.

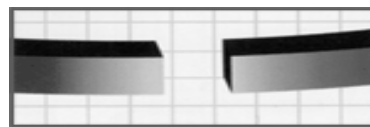


Fig. I.7 : *Coupe carrée*

Les coupes en biais: (à droite ou à gauche) sont fréquemment utilisées sur les joints rotatifs. Les segments doivent être orientés de façon à ce que le bord d'entrée soit orienté dans le sens de la rotation. Les segments à coupe en biais sont moins sujets aux rayures

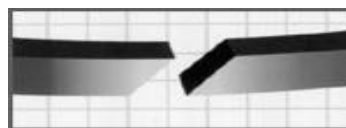


Fig. I.8 : *Coupe en biais(C en sifflet)*

Les coupes à joints serrés: sont parfois utilisées pour les segments à contraction et élastiques pour faciliter leur retrait de la gorge.

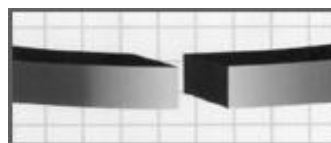


Fig. I.9 : *Coupe à joints serrés(C carré)*

Les segments étagés: sont utilisés lorsqu'il n'est pas possible d'utiliser deux segments par gorge. Les segments étagés sont utilisés pour empêcher un écoulement direct entre le piston et le cylindre. La section doit être légèrement plus importante pour assurer la résistance des étages.

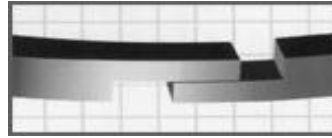


Fig. I.10 : *Coupe en baïonnette*

Les coupes en crochet: sont utilisées pour les assemblages en aveugle ou lorsque les segments doivent passer des lumières dans la paroi du cylindre. Ils limitent la dilatation libre.

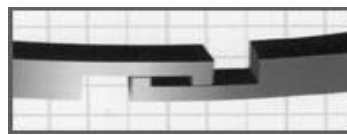


Fig. I.11 : *Coupe en crochet*

Les segments à coupes coniques: offrent un meilleur contrôle des fuites que tout autre segment. Ils sont utilisés sur les pistons de grand diamètre lorsqu'un seul segment est utilisé par gorge.

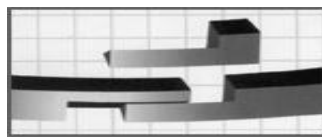


Fig. I.12 : *Coupe conique*

I.8 Conclusion

L'élaboration du circuit tribologique et du scénario de la vie du contact à partir des seules observations des surfaces frottées des premiers corps après ouverture du contact et des particules perdues pour le contact est difficile car ces observations apportent une vue trop statique des phénomènes mis en jeu.

De plus, la durée de vie d'un segment est d'environ 3600 heures, il est donc difficile à l'échelle d'une thèse d'observer les surfaces frottées des premiers corps à différents moments de leur vie ce qui permet d'avoir une vue quasi-dynamique des phénomènes.

Chapitre II : Etude analytique des segments : dimensionnement cinématique et dynamique

II.1 Introduction

Comme le piston est soumis d'une part, aux efforts engendrés par la combustion, aux forces d'inertie résultantes de son mouvement et de celui de la bielle ainsi qu'aux frottements contre les parois du cylindre et d'une autre part, aux températures élevées résultant de la combustion et du frottement.

Il doit assurer l'étanchéité au gaz et à l'huile et cela à l'aide des segments, comme il doit être aussi léger que possible, afin de réduire au minimum les efforts d'inertie, ces derniers ayant une grande influence sur la tenue des coussinets.

Sa conception et la matière dont il est constitué doivent permettre sa dilatation sous l'influence de la chaleur, sous risque d'obtenir un serrage à chaud: grippage ou inversement un jeu trop important à froid: claquement, tout en assurant un guidage le plus parfait possible dans les deux cas.

Le piston affecte une forme légèrement tronconique, Fig.II.1 la partie inférieure appelée jupe et servant au guidage du piston, n'es pas soumise à la même température élevées que la partie supérieure appelée tête, qui est en contact avec les gaz chauds.

En conséquence, la partie inférieure de la jupe a un diamètre légèrement supérieur au diamètre de la tête, mais toute fois inférieure de quelques centièmes de millimètres au diamètre du cylindre, elle porte à l'intérieur des bossages qui transmettent la poussée de la tête à l'axe d'articulation du pied de bielle. La région qui reçoit les segments est appelée: région porte segments.

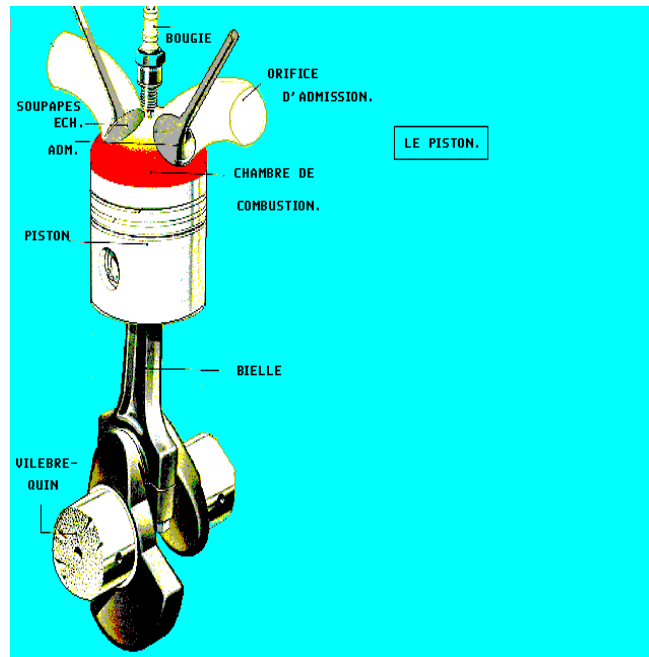


Fig. II.1 : *Constitution de l'embellage.*

Le piston doit être léger pour réduire l'importance des forces d'inertie, bon conducteur de chaleur afin que la tête demeure à une température modérée et que le risque d'auto-allumage soit écarté, doit avoir un faible coefficient de dilatation, moulable en raison de la complexité des formes, doit présenter une résistance mécanique élevée à haute température, doit résister à l'usure soit par abrasion à cause des contacts, soit par corrosion due au gaz de combustion. Alors il faut que le piston soit doté d'un bon frottement avec le matériau du cylindre soit K : le coefficient de Fleury.

$K = \text{conductivité thermique} / \text{coefficient de la dilatation} \times \text{densité}$

Le rendement du piston augmente avec K .

Les moteurs actuels sont rapides, autre fois les pistons étaient toujours en fonte, mais leurs poids les a fait abandonner au profit des pistons en Aluminium ou en alliage d'Aluminium. On a cherché à obtenir des alliages d'Aluminium ayant un coefficient de dilatation aussi faible que possible, mais sans pouvoir d'atteindre un coefficient de dilatation aussi bas que celui de la fonte. On a donc été amené, avec les pistons en alliage d'Aluminium, à prévoir un jeu à froid plus grand entre piston et cylindre, ce qui entraîne quelque fois, à froid, un claquement du piston provoqué par un faible déplacement latérale contre les parois du cylindre au positions des points morts [2].

On prend: $K=5.80$

II.2 Dimensionnement des segments d'étanchéité

Prenons comme exemple de calcul, le moteur d'une **Peugeot 205**. Moteur essence à quatre temps ayant un alésage compris entre 60 et 80 [mm], on a choisi 70 [mm].

$$D = 70 \text{ [mm]}$$

Le piston de notre moteur contient deux segments d'étanchéité et un segment racleur d'huile.

Le calcul des segments [7], [8] nous mène à calculer la partie porte segments sur la tête du piston et la chemise: partie de contact du piston avec le cylindre.

Le matériau choisi pour la réalisation du piston de notre moteur est:

AS 11 UN

- **Diamètre de tête du piston d_t :**

$$D_t = [D [1 + \alpha_c (t_c - t_0)] - \Delta t'] / [1 + \alpha_p (t_{pt} - t_0)] \quad (\text{II.1})$$

Avec:

$$D: \text{alésage} = 70 \text{ [mm]}$$

$$\alpha_c: \text{coefficient de dilatation du cylindre} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ [}^\circ\text{C]}^{-1}$$

$$t_c: \text{température du cylindre} = 255 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad t_c = (250 \div 300) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_0: \text{température ambiante} = 17 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t': \text{jeu minimum à chaud} = (0.002 \div 0.003) D$$

$$\Delta t' = 0.002 D = 0.14 \text{ [mm]}$$

$$\alpha_p: \text{coefficient de dilatation du piston} = 21 \cdot 10^{-6} \text{ [}^\circ\text{C]}^{-1}$$

$$t_p: \text{température de la tête du piston} = 495 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad t_{pt} = 500 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$d_t = 69,005 \text{ [mm]}$$

- **Calcul du jeu de tête Δt :**

$$\Delta t = D - d_t \quad (\text{II.2})$$

$$\Delta t = 0,995 \text{ [mm]}$$

$$\Delta t \text{ pour l'Aluminium est } \Delta t = (0,01 \div 0,04) D$$

$$\text{Vérification: } \Delta t / D = 0,995 / 70 = 0,0142 \quad \text{ce qui est vérifié}$$

- **L'épaisseur de la chemise s :**

$$s = (0,08 \div 0,14) D \quad (\text{II.3})$$

$$s = 0,14 D$$

$$s = 9,8 \text{ [mm]}$$

- **L'épaisseur du fond du piston δ :**

$$\delta = d_i / 2 \sqrt{[(p_g - p_0)_{\max}] / \sigma_t} \quad (\text{II.4})$$

Avec: d_i = diamètre intérieur du piston

$$d_i = d_t - 2s$$

$$d_i = 49,405 \text{ [mm]}$$

$$(p_g - p_0)_{\max} = (64 - 1) = 63 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_t : \text{contrainte admissible à la traction} \quad \sigma_t = 800 \text{ [da N/cm}^2\text{]}$$

Donc:

$$\delta = 7,142 \text{ [mm]}$$

$$\delta = (0,05 \div 0,1) D$$

Vérification:

$$\delta/D = 7,142/70 = 0,10202 \quad \text{ce qui est vérifié}$$

- **Longueur du piston L_p :**

$$L_p = N_{\max} / P D \quad \text{[cm]} \quad \text{(II.5)}$$

Avec:

$$N_{\max} : \text{forces latérale maximale} \quad N_{\max} = 221,90 \text{ [da N/cm}^2\text{]}$$

$$P : \text{pression spécifique} \quad P = (3 \div 9) \text{ [da N/cm}^2\text{]}$$

Cette pression est exercée par le piston contre le cylindre.

$$\text{On choisi } P = 5,466 \text{ [da N/cm}^2\text{]}$$

$$D = 7 \text{ [cm]}$$

$$L_p = 57,995 \text{ [mm]}$$

$$L_p = 58 \text{ [mm]}$$

- **Hauteur de l'axe du piston L_i :**

$$L_i = (0,45 \div 0,05) D \quad \text{(II.6)}$$

$$\text{On choisi: } L_i = 0,484D$$

$$L_i = 33,88 \text{ [mm]}$$

- **Distance du premier segment h :**

$$h = (0,06 \div 0,1) D \quad \text{(II.7)}$$

$$\text{En prend } h = 0,0714 D$$

$$h = 4,998 \text{ [mm]}$$

- **Diamètre du porte segment d_m :**

$$d_m = 0,885 \cdot D = 61,95 \quad \text{(II.8)}$$

$$d_m = 62 \text{ [mm]}$$

- **Diamètre de la jupe du piston D_j :**

$$D_j = (D \cdot [1 + \alpha_c [t_c - t_0] - \Delta' (j)]) / [1 + \alpha_p (t_{pj} - t_0)] \quad \text{(II.9)}$$

Avec:

D: alésage = 70 [mm]

α_c : coefficient de dilatation du cylindre = $12 \cdot 10^{-6}$ [1/C°]

t_c : température du cylindre = 255 [C°]

$t_c = (250 \div 300)$ [C°]

t_0 : température ambiante = 17 [C°]

$\Delta'(j)$: jeu minimal à chaud = $0,001 D = 0,07$ [mm]

$\Delta'(j) = (0,001 \div 0,002) D$

α_p : coefficient de dilatation du piston = $21 \cdot 10^{-6}$ [1/C°]

t_{pj} : température de la jupe du piston = 120 [C°]

$t_{pj} = (100 \div 150)$ [C°]

t_0 : température ambiante = 15 [C°]

$D_j = 69,9$ [mm]

- **Jeu de la jupe du piston $\Delta(j)$:**

$\Delta(j) = D - D_j$ $\Delta_j = 0,1$ [mm]

$\Delta(j) = (0,0003 - 0,003) D$

Vérification : $D_j / D = 0,0014$ ce qui est vérifié.

On constate que le jeu de jupe est inférieur à celui de tête, ceci contribue à la résistance au dégagement de chaleur fournie par la combustion.

- **Distance entre segment h'' :**

$h'' = 0,0571 D$ (II.10)

$h'' = 3,997$ [mm]

- **Epaisseur minimale de la chemise du cylindre e_c :**

$e_c = (D/2 \sigma_t)(P_g - P_0)_{\max}$ (II.11)

Avec : contrainte admissible à la traction

$\sigma_t = 463,819$ [daN/cm²]

$D = 70$ [mm]

$(P_g - P_0)_{\max} = 63$ [daN]

$e_c = 4,754$ [mm]

- **Longueur du cylindre L_c :**

$L_c = L_p + S$ (II.12)

Avec: $L_p = 58$ [mm]

$S = 62$ [mm]

$L_c = 120$ [mm]

- **Calcul des segments :**

Nos segments sont conçus d'une fonte douce spéciale, ayant environ 2,5 % Si et 0,5% Mn et de 0,5 % P. Sa désignation est: $F_t = 15 [N]$

Ses caractéristiques sont:

1. Module d'élasticité: $E=9.10^5$ (d a N/cm^2)
2. Résistance à la flexion: $\sigma_f = (800-1200)$ (d a N/cm^2)
3. Coefficient de dilatation: $\alpha = 8,4 .10^{-6}$ ($/C^\circ$)

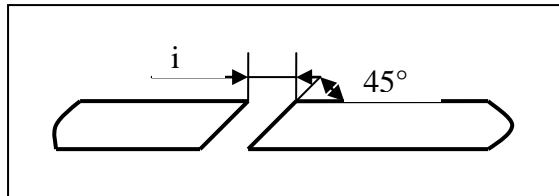


Fig. II.2 : Section d'une coupe d'un segment

Le raccordement des extrémités est à 45° , la coupe est en diagonale.

Calcul du jeu de coupe i :

$$i = \pi D \alpha (T_p - T_m) \text{ [mm]} \quad (\text{II.13})$$

Avec :

T_p : température moyenne du piston = $340 [C^\circ]$, $T_p = (250 \div 350) [C^\circ]$

T_m : température moyenne du cylindre $130 [C^\circ]$, $T_m = (110 \div 150) [C^\circ]$

$\alpha = 8,4 .10^{-6} [1/C^\circ]$ d'où:

$$i = 1,18 \text{ [mm]}$$

On prend $i = 1,2 \text{ [mm]}$

Remarque: Le jeu de coupe pour le segment de feu doit être légèrement supérieur à celui des autres segments à cause des dilatations importantes subies lors de la combustion.

Donc pour le segment de feu $i = 1,2 \text{ [mm]}$

Jeu latéral du segment Δt :

$$1. \text{ segment d'étanchéité : } \Delta t = (0,7 \div 0,95) \text{ [mm]} \quad (\text{II.14})$$

On choisit $\Delta t = 0,95 \text{ [mm]}$

$$2. \text{ segment racleur : } \Delta t = (0,9 \div 1,1) \text{ [mm]} \quad (\text{II.15})$$

On choisit $\Delta t = 1,1 \text{ [mm]}$

Pression spécifique contre le cylindre P' :

$$P' = \sigma_r^2 / 3E \text{ [d a } N/cm^2] \quad (\text{II.16})$$

Avec :

σ_r : contrainte résiduelle au montage à froid

$$\sigma_r = 1000 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$E = 9.10^5 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$P' = 0,370 \text{ [d a N/cm}^2\text{]}$$

Vérification :

$$P' = (0,11 \div 0,4) \text{ [d a N/cm}^2\text{]} \quad \text{pour les segments d'étanchéité}$$

$$P' = (0,2 \div 0,4) \text{ [d a N/cm}^2\text{]} \quad \text{pour les segments racleur}$$

Largeur du segment t :

$$t = D \sqrt{3 \frac{P'}{\sigma_r}} \quad (\text{II.17})$$

$$t = 2,33 \text{ [mm]}$$

En pratique on prend $t = 3,5 \text{ [mm]}$ pour les deux types de segments, ce qui est vérifié :

$$t = (0,05 \div 0,055) \quad \text{car } t/D = 0,05$$

$$D' \text{ où } a = 4 \text{ [mm]}$$

a: est la largeur du logement du segment

Hauteur du segment a' :

$$\text{On choisit} \quad a' = 3 \text{ [mm]}$$

Jeu axiale du segment $\Delta a'$:

$$\text{On choisit} \quad \Delta a' = 0.1 \text{ [mm]}$$

Hauteur du logement du segment H :

$$H = a' + \Delta a' \tag{II.18}$$

Avec : a' : hauteur du segment

$\Delta a'$: jeu axial du segment

$$H = 3,1 \text{ [mm]}$$

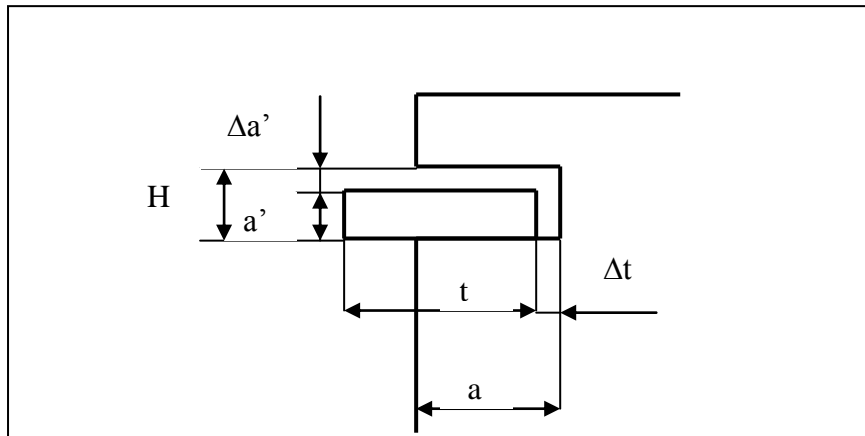


Fig. II.3 : Hauteur du logement du segment H

Pression du segment aux parois du cylindre p :

$$p = p' \mu_k \tag{II.19}$$

Avec:

μ_k : coefficient dépendant des différentes régions du segment

$$\mu_k = f(\varphi) \quad \text{avec} \quad \varphi = (0^\circ \div 180^\circ)$$

φ	00	30	60	90	120	150	180
μ_k	1,05	1,05	1,14	0,90	0,45	0,67	2,85
p	0,39	0,39	0,42	0,313	0,17	0,25	1,05

Ces valeurs nous permettent de représenter le profil des pressions du segment aux parois du cylindre Fig.II.4

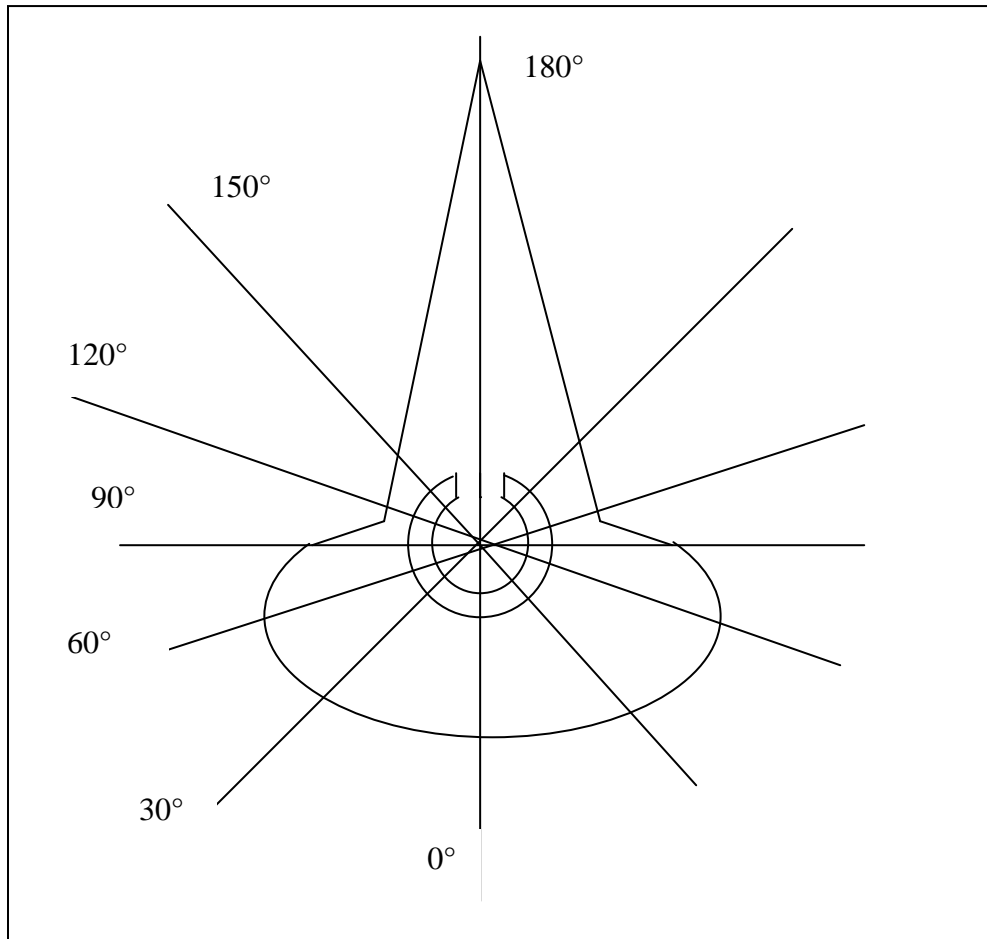


Fig. II.4 : Les pressions du segment aux parois du cylindre

Poussée totale contre le cylindre F_r :

$$F_r = \pi D Z a' p' \quad (\text{II.20})$$

Avec: Z : nombre de segment $Z = 3$

$$a' = 0,30 \text{ [cm]}$$

$$D = 7,0 \text{ [cm]}$$

$$p' = 0,37 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$F_r = 7,31934 \text{ [dan / cm}^2\text{]}$$

Travail unitaire du frottement A :

$$A = F_r \mu W_{mp} \text{ [Watts]} \quad (\text{II.21})$$

coefficient de frottement

$$\mu = 0,07 \text{ pour fonte et acier}$$

$$W_{mp} = 10,96 \text{ [m/s]}$$

$$A = 5,615 \text{ [Watts]}$$

Travail total du frottement A_t :

$$A_t = i A \quad (\text{II.22})$$

Avec: i : nombre de cylindre $i = 4$

$$A_t = 22,460 \text{ [Watts]}$$

Puissance perdue par le frottement des segments P_{fs} :

$$P_{fs} = A_t / 736 \quad (\text{II.23})$$

$$P_{fs} = 0,0305 [c v]$$

Segment de graissage ou racleur d'huile :

1. hauteur du segment $a' = 3$ [mm]
2. largeur du segment $t = 3,5$ [mm] ce qui vérifie $t = (0,05 \div 0,055) D$
3. nombre d'orifice de graissage: $Z = 4$
4. diamètre des orifices du graissage dans le segment:

$$d_{os} = 0,65$$
 [mm]

$$n = 0,65$$
 [mM]

$$m = 1,5$$
 [mm]

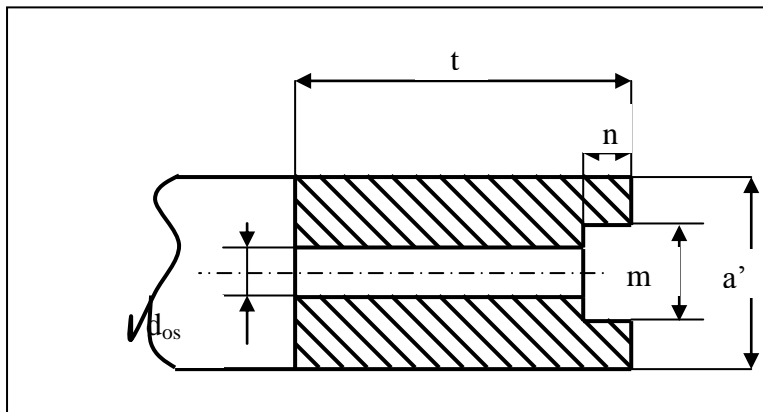


Fig. II.5 : Segment racleur d'huile

II.3 Etude cinématique de l'embiellage

La représentation cinématique des différentes actions mécaniques appliquées au système bielle - manivelle, comprend :

F : La résultante de la force d'inertie alternative F_a et la poussée exercée sur la tête du piston F_p , ces deux forces ont la même direction et le même sens.

N : L'action du cylindre sur le piston, cette force est normale au piston, elle est dirigée perpendiculairement à l'axe du vilebrequin, elle est due à l'obliquité de la bielle.

B : L'action de la bielle sur le piston, elle se manifeste tout le long de bielle.

Z : La force de réaction, elle est exercée dans le plan du coude du vilebrequin.

T : La force tangentielle, c'est elle qui produit le couple moteur.

M : Le moment moteur.

Avec r : le rayon de la manivelle.

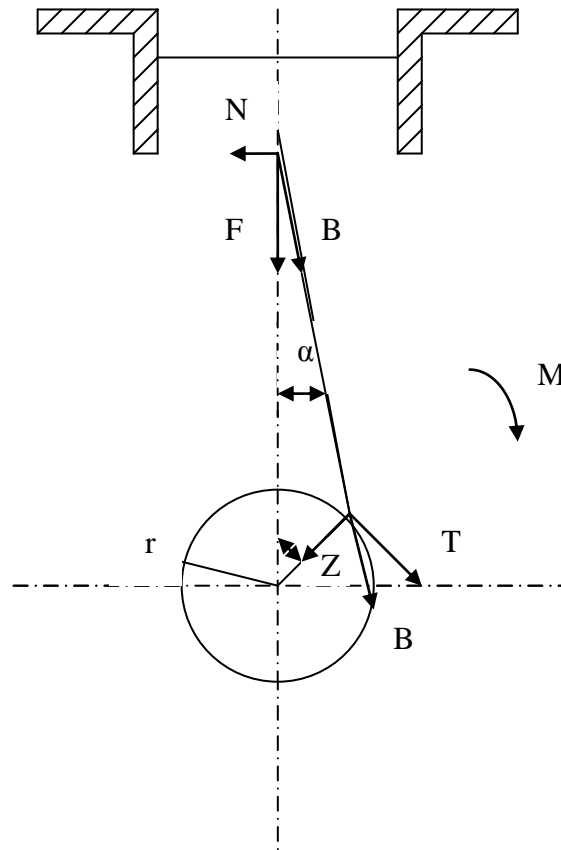


Fig II.6 : Représentation cinématique de l'embellage.

Cette étude cinématique est caractérisée par les trois paramètres de base suivants :

- L'élongation du piston
- La vitesse du piston
- L'accélération du piston

II.4 Analyse dynamique de l'embellage

Nous avons : $\wedge = \frac{r}{L}$

Avec :

- r : rayon de la manivelle $r = S/2 = 0,031$ [m]
- L : longueur de la bielle $L = 120$ [m m] $\wedge = \frac{31}{120} = \frac{1}{4} = 0.258$
- \wedge Prend ses valeurs dans la plage $\left[\frac{1}{4} \div \frac{1}{3} \right]$

On choisit $\hat{\omega} = \frac{1}{4}$

- $\omega = \frac{\pi N}{30}$, $\omega = 575.66$ [rad/s]

Les valeurs des paramètres : X_p , W_p , G_p selon les différentes valeurs des α .

II.4.1 L'élongation du piston

$$X_p = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\hat{\omega}}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad [\text{m m}] \quad (\text{II.24})$$

Résultat et discussion

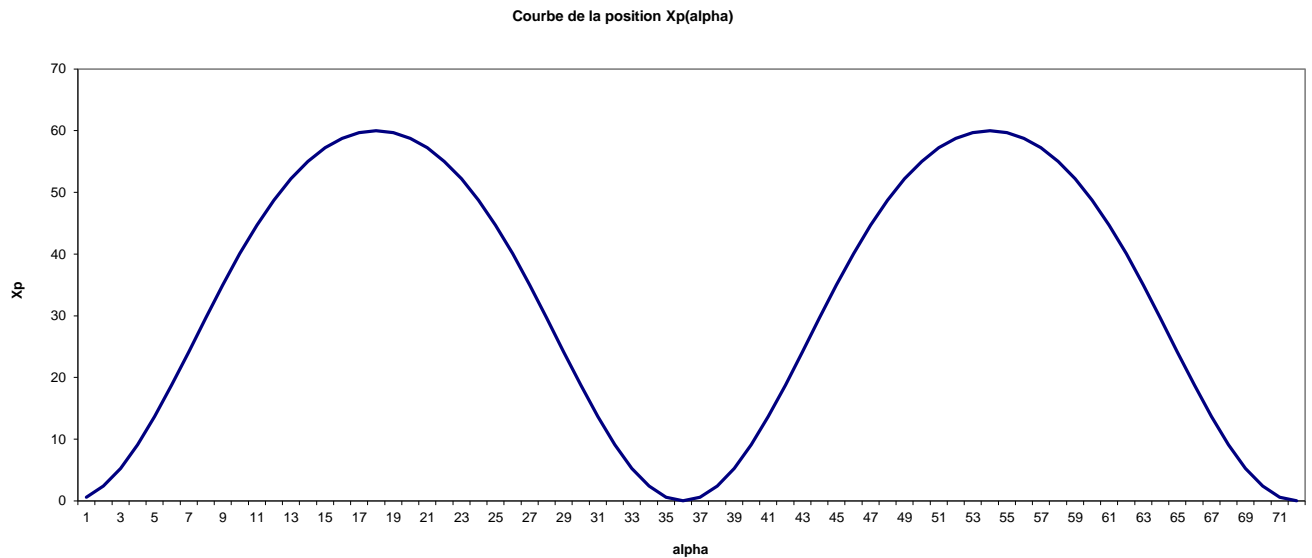


Fig II.7 : Courbe de la position $X_p(\alpha)$.

Nous remarquons que l'élongation est nulle à $\alpha = 0$, c'est le PMB, après elle commence à augmenter jusqu'au premier sommet c'est le PMH, le piston vient d'effectuer sa première course $C=62$ [mm] qui correspond au 1^{er} temps celui de l'admission du mélange carburé dans le cylindre, après vient une diminution de X_p jusqu'à ce qu'elle s'annule au PMB, c'est le 2^{ème} temps : la compression et l'explosion commandée, ensuite vient le deuxième sommet : c'est la course de remonter du piston, le 3^{ème} temps : la détente des gaz brûlés. Enfin X_p diminue c'est la deuxième descente du piston, où X_p s'annule au PMB à $\alpha = 720^\circ$, c'est le 4^{ème} temps celui de l'échappement des gaz brûlés dans l'atmosphère.

II.4.2 La vitesse du piston

$$W_p = r \omega \left(\sin \alpha + \frac{\hat{\omega}}{2} \sin 2\alpha \right) \quad [\text{m/s}] \quad (\text{II.25})$$

Résultat et discussion

La vitesse est nulle au PMB, elle commence à s'augmenter jusqu'à ce qu'elle arrive à son maximum à $\omega = 18tr / s$ c'est la demie course du piston, nous déduisons de la FigII.8 que la vitesse est nulle au points morts ($\alpha = 0, \alpha = 2\pi, \alpha = 3\pi$ et $\alpha = 4\pi$) et maximale ou bien minimale pour les demies courses du piston.

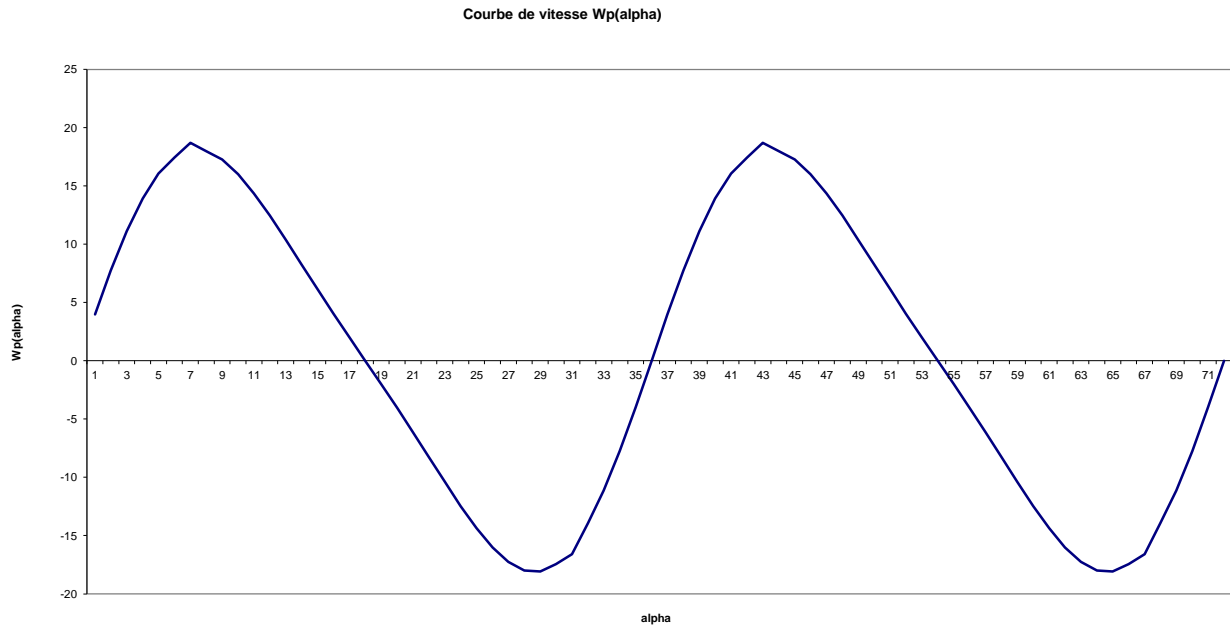


Fig II.8 : Courbe de la vitesse $W p (\alpha)$

II.4.3 L'accélération du piston

$$G_p = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad [m/s^2] \quad (II.26)$$

Résultat et discussion

L'accélération est maximale ou minimale lorsque la vitesse est nulle, et elle est nulle lorsque la vitesse est maximale ou minimale.

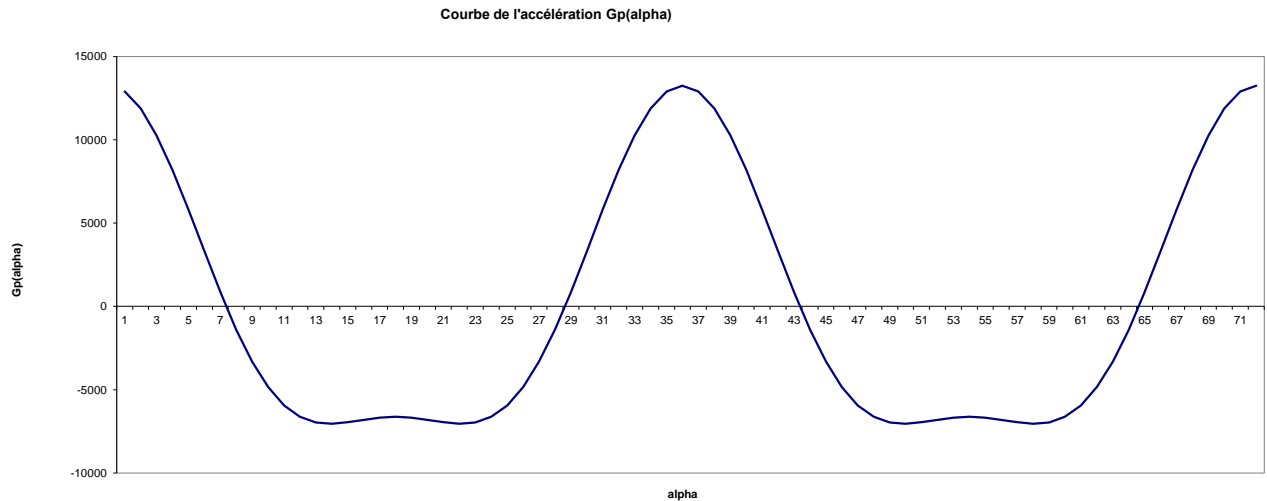


Fig II.9 : Courbe de l'accélération $G p (\alpha)$

II.5 Analyse des actions mécaniques appliquées sur le piston

F : La résultante de la force d'inertie alternative F_a et la poussée exercée sur la tête du piston F_p , ces deux forces ont la même direction et le même sens.

N : L'action du cylindre sur le piston, cette force est normale au piston, elle est dirigée perpendiculairement à l'axe du vilebrequin, elle est due à l'obliquité de la bielle.

B : L'action de la bielle sur le piston, elle se manifeste tout le long de bielle.

$$F = F_p + F_a \quad (\text{II.27})$$

$$N = F \tan \beta \quad (\text{II.28})$$

Avec $\beta = \arcsin (1/4 \sin \alpha)$

Car $\sin \beta = 1/4 \sin \alpha$

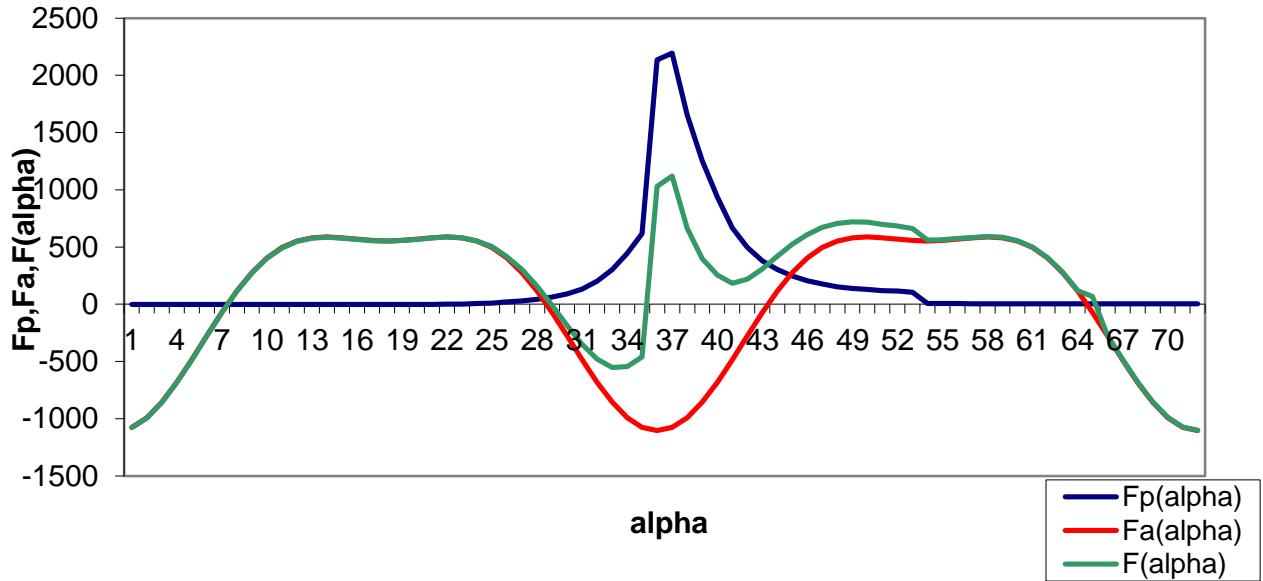


Fig. II.10 : Représentation des forces F_a , F_p , $F(\alpha)$

La Figure II.10 montre la variation de la force F suivant α , on remarque que la résultante F atteint sa valeur minimale au PMB à $\alpha = 0$ et $\alpha = 4\pi$, et sa valeur maximale au PMH à $\alpha = 2\pi$, et ses valeurs moyennes au PMH à $\alpha = \pi$ et $\alpha = 3\pi$.

La Figure II.11 montre la variation des efforts N et B suivant l'angle α .

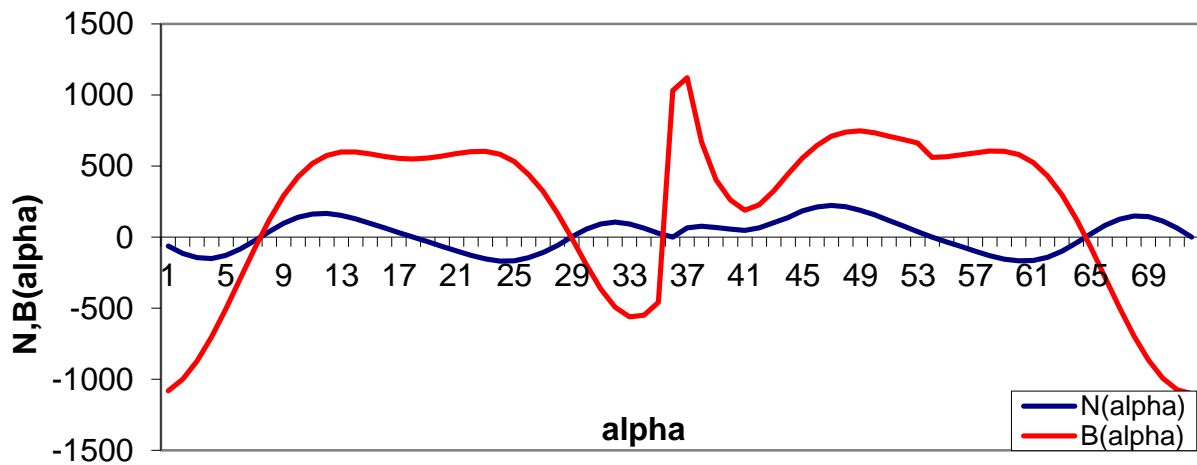


Fig. II.11 : Représentation des forces N , $B(\alpha)$

II.6 Conclusion

Avant d'entamer l'étude du contact segment – chemise, nous avons fait un rappel sur les efforts appliqués sur l'ensemble de l'embellage, en passant par le dimensionnement du segment d'étanchéité et de la cinématique du moteur.

Chapitre III : Maintenance conditionnelle pour les segments.

III.1 Introduction

Dans l'usure générale du contact segment – cylindre, il existe trois principaux types d'usure : adhésif, abrasif et érosif; tous ces processus impliquent une déformation plastique. Il est très difficile d'essayer une généralisation du comportement tribologique d'un matériau à partir de tous ces types. Ce qu'il faut savoir c'est qu'une particule détachée ne devient une particule d'usure que lorsqu'elle est perdue par le contact.

III.2 Problèmes de segmentation rencontrés en moteur à deux temps

III.2.1 Gommage de la segmentation

Le gommage du segment dans sa gorge est causé par l'accumulation de carbone ou le dépôt de vernis dans la gorge soit par un rayage de la couronne ou de la jupe du piston qui peut «pincer» localement un segment.

L'encrassement des gorges en haut du piston limite la flexibilité des segments (gommage) et crée un défaut d'alimentation en huile localement.

Le frottement des segments contre la chemise arrache des particules métalliques, provoque un rayage adhésif (scuffing) du segment allant jusqu'au serrage en conditions extrêmes.

Un rendement de combustion faible accentue le gommage des segments. Ce phénomène est accéléré par la perte de compression dans le carter pompe et dans le cylindre due au gommage des segments [17].

- Baisse de la compression
- Baisse du rendement de combustion
- Accentuation du gommage des segments
- Difficultés de démarrage

III.2.2 Usure du cylindre, des segments

Les usures anormalement élevées sont souvent la conséquence de l'utilisation d'une huile inadaptée.

- Viscosité du lubrifiant et nature des bases
- Pouvoir anti-grippage de l'additivité
- Pouvoir anti-corrosif
- Tenue thermique du lubrifiant
- Mauvaise adaptation des additives anti-usures.

III.2.3 Anomalies d'allumage

Contact direct métal - métal dû a une surcharge locale dans des conditions de lubrification insuffisante.

La rupture du film d'huile se produit surtout en phase de :

- Fonctionnement à trop forte charge pendant le rodage
- Fonctionnement à grande vitesse moteur avec gaz coupés (frein moteur en longue descente)
- Surchauffe lors d'une montée abrupte ou dans un embouteillage
- Un mélange trop pauvre
- Un carburant mal adapté

Grippage du piston par diminution du jeu piston - chemise du fait de l'accumulation de dépôts de carbone et de vernis sur les cordons et la jupe.

Débit de Blow - by important suite à un gommage de segment causant une surchauffe locale qui entraîne du rayage sur les segments et la fusion partielle de la jupe du piston

III.3 problèmes de segmentation rencontrés en moteur à quatre temps

III.3.1 Consommation anormale d'huile

La consommation d'huile dépend de la conception du moteur, des conditions d'utilisation et des propriétés du lubrifiant. Un point éclair bas, une volatilité élevée et l'échange des gaz par les segments (Blow - by) provoquent une consommation d'huile hors norme.

Mauvaise portance des segments dans leurs gorges et sur les parois des cylindres, des jeux latéraux excessifs, une perte de pression d'appui, un encrassement des segments racleurs, des alésages usés, déformés, rayés profondément ou polis miroir. Jeu entre guide et queue de soupape, fuite au joint d'étanchéité de queue de soupape. Des coussinets usés peuvent conduire à des projections excessives d'huile sur les parois des cylindres et donc à une surconsommation de lubrifiant [8]. Fuites d'huile au niveau des différents joints.

Niveau d'huile trop élevé conduit à une projection importante sur les parois de cylindre. Viscosité trop faible provoque une augmentation du débit de fuite par les jeux anormaux de joints défailants.

Volatilité du lubrifiant trop important augmente la consommation de lubrifiant par évaporation. Le jeu des segments dans les gorges avant le phénomène de rupture des pistons provoque une importante consommation d'huile par effet de pompage comme vu sur la Figure III.2 généralement le jeu normal se situe entre 0.01 et 0.02 mm.



Fig. III.1 *Consommation anormale d'huile*

III.3.2 Usure sévère au démarrage

a. Perçage du piston



Fig III.2 : *Perçage du piston.*

Les dépôts cendreaux sur la tête du piston et la couronne sont composés de carbone, de produits de dégradation du carburant et de cendres de la décomposition des additifs du lubrifiant.

Le cumul de dépôts provoque la diminution des échanges calorifiques (chambre de combustion - paroi) et entraîne de fortes élévations des températures locales et générales du fait de la formation d'un écran thermique.

L'incandescence des dépôts peut agir comme source de pré - allumage destructif avec perçage du piston.

L'auto-allumage du mélange perturbe le cycle du 4-temps, le mouvement du vilebrequin contrarie le moteur. Il peut alors serrer (blocage de la segmentation ou grippage de la jupe du piston) ou encore provoquer une rupture de la tête de bielle.

Le cumul de dépôts réduit également le volume de la chambre de combustion et augmente de ce fait le taux de compression.

b. Usure du cylindre, des segments et de la chemise

• Le contact du segment dans la gorge du piston

Les températures élevées associées aux battements du segment dans sa gorge provoquent l'usure de la gorge ce qui peut entraîner la rupture du segment.

- **Le contact piston - chemise**

Des échauffements anormaux (manque de refroidissement, phénomène de pré - allumage, fonctionnement en mélange pauvre) entraînent soit l'annulation de jeux fonctionnels soit la rupture du film d'huile.

Un contact au niveau de la couronne ou de la jupe du piston peut amener à un grippage sévère.

- **Le contact segment - chemise**

1. Scuffing
2. Rayage adhésif sévère
3. Usure abrasive ou corrosive



Fig.III.3 : *Usure du cylindre, des segments, et de la chemise.*

- L'usure normale du cylindre, et qui peut être perçue de différentes façons: une ovalisation due aux différents efforts répartie sur le diamètre et une conicité comme vu sur la **Fig. III.4**

Les différents niveaux d'usure sont à mesurer transversalement et longitudinalement comme en B, C et D à comparer avec le cordon d'usure A qui lui a gardé sa cote d'origine.

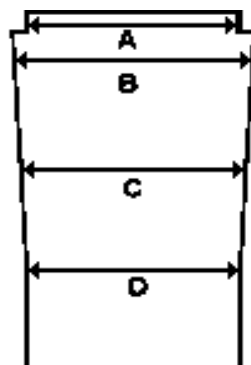


Fig. III.4 : *Schéma d'usure du cylindre.*

- La Figure III.6 montre les dégâts provoqués par la rupture du segment de feu.

La flamme a brûlée la partie supérieure, les morceaux restants (zone brillante à droite) ont élargies les gorges.



Fig.III.5 : *Rupture du segment de feu.*

III.4. La maintenance des segments

La maintenance des segments comprend le maintien du piston et du cylindre (sa chemise). Chacun de ces deux organes ne doit pas présenter d'usure excessive: griffes, rayures ou autre dégâts.

Un segment neuf pourra être placé dans un cylindre plus ou moins 1/3 de la hauteur à partir du haut du piston.

Les pistons feront l'objet d'une attention toute particulière, ils seront décalaminés sauf la partie latérale au dessus du segment de feu, les gorges seront décalaminées avec le plus grand soin à l'aide d'un vieux morceau de segment cassé et en faisant très attention de ne pas abîmer le fond des gorges en aluminium car celles-ci sont très délicates.

Les trous de dégagement d'huile du segment racleur seront minutieusement nettoyés avec une mèche du même diamètre.

Une autre opération s'accompagne avec le changement des segments, et dans la plus part des cas des pistons c'est le réalésage qui nécessite l'usinage des cylindres, en agrandissant légèrement le diamètre des cylindres pour faire disparaître l'ovalisation engendrée par l'usure.

Comme il y a aussi le déglçage des cylindres:d'abord il faut rappeler qu'un graissage défectueux du piston entraîne son grippage dans le cylindre.

Pour remédier à cet incident, relativement fréquent en période de rodage, donc après le remplacement des segments d'un moteur, on creuse les parois des cylindres d'une série de sillons croisés à 120°, qui créeront toujours les conditions d'un frottement humide, puisque une certaine quantité d'huile reste prisonnière des micros - rainures.

Les Figures III.6 et III.7 montrent clairement l'opération du déglçage :

Figure III.6: les parois du cylindre sont polies.

Figure III.7: les parois du cylindre sont griffées.

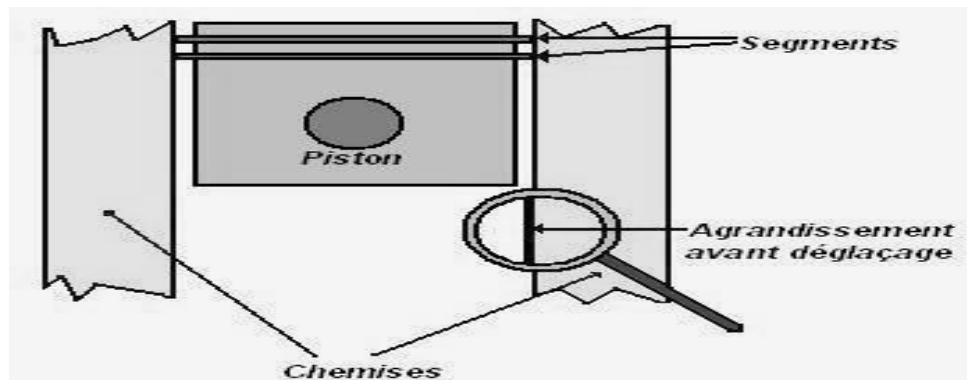


Fig.III.6 : *Etat de surface avant l'opération.*

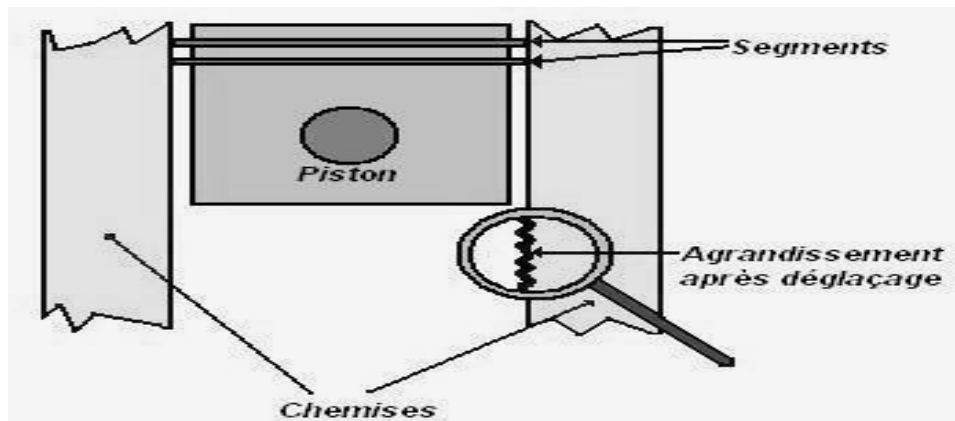


Fig.III.7 : *Etat de surface après l'opération.*

III.5 Les huiles de lubrification

Les lubrifiants utilisés dans l'industrie et dans le transport sont généralement composés soit d'un mélange d'huiles de base d'origine minérale qui ont très peu d'additifs et possèdent un faible éventail de viscosité ; ou synthétique avec ses additifs chimiques et qui couvre toute l'échelle de viscosité, elle offre à l'heure actuelle, le meilleur compromis à chaud comme à froid, pour les moteurs à essence ou diesel.

Ces huiles dopées d'additifs sont destinées à réduire le frottement, emporter des calories, nettoyer, diminuer la variation de la viscosité avec la température...

La dégradation d'une huile est due essentiellement à l'augmentation de la température et de la pression. [6]

Dans notre cas l'huile utilisée est la SAE 20W40

III.5.1 Caractéristiques de la SAE 20W40

Tableau IV.1 Les caractéristiques de l'huile SAE 20W40

DE LUBRIFIANTS	NIVEAU DE PERFORMANCE MINIMUM REQUIS	GRADE DE VISCOSITE	CARACTERISTIQUES LIMITES
1/ Huiles moteurs essence:	API/SF	SAE 40	Pourpoint -9° C max.
Qualité de monograde	API/SF	SAE 20W40 SAE 20W50	Pourpoint : -15° C max. Indice de viscosité : 105 min. Viscosité dynamique: 4500 CP max à 10° C
Qualité multigrade			

Cette huile couvre les besoins suivants [5]:

- **Empêche la rouille et la corrosion**

Les moteurs à essence fonctionnent souvent dans les endroits où le service est très fréquent, seulement en cas de longues périodes de l'inactivité, cette huile assure la protection contre la rouille et les inhibiteurs de corrosion.

- a. **Améliore la fiabilité de bougie d'allumage**

L'huile à moteur SAE 20W40 est extrêmement un pétrole de bas - cendre, qui réduit considérablement l'encrassement et le poteau de bougie d'allumage Dans quelques applications à quatre temps, les nettoyages ont été de 4 fois réduit.

- b. **Maintient la viscosité**

Due à sa formulation synthétique

- c. **Résiste à l'oxydation et à la panne thermique**

Cette huile à moteur résiste aux effets préjudiciables de la chaleur, des produits chimiques de blowby et de l'oxydation jusqu'à 10 fois plus longtemps que des huiles de pétrole. Elle neutralise la formation d'acide pour fournir à des moteurs l'exécution et la fiabilité durables.

- d. **Exécute par temps froid**

Cette huile à moteur reste liquide dans les températures extrêmement froides, et elle résiste à la basse température congelant qui se produit souvent en huiles de pétrole. Elle assure des

démarrages instantanés, la circulation rapide de pétrole et la protection supérieure dans des conditions froides.

III.5.2 Gestion du lubrifiant SAE 20W40

Il est nécessaire d'analyser les huiles usées car elle peut être une source de renseignements de première main, puisque elle permet de déterminer l'état du lubrifiant et de l'équipement lubrifié.

Grâce à l'analyse des huiles usées nous pouvons déceler :

- déceler les petits ennuis avant qu'ils ne s'aggravent
- détecter les fuites potentiellement dangereuses
- vérifier si l'huile moteur fait bien son travail
- découvrir dans votre programme de lubrification toute faiblesse susceptible d'abrèger la durée de vie du moteur
- réduire les travaux d'entretien et les arrêts du moteur
- déterminer les tendances liées à la contamination de l'huile
- repérer les mauvaises habitudes en matière d'entretien.

III.6 Durée de vie d'un moteur quatre temps

Pour augmenter la durée de vie d'un moteur quatre temps, il faut optimiser une maintenance en effectuant la bonne opération au bon moment, suivre l'évolution d'une anomalie que l'on peut caractériser et garantir la qualité des efforts fournis.

Un bon diagnostic comprend les outils suivants :

- La surveillance vibratoire des machines tournantes qui permet de mettre en évidence balourds, désalignements, défauts de roulements, tourbillons de fluides, déséquilibres électriques et résonances...;
- La thermographie qui permet de vérifier les connexions électriques, les déphasages, les roulements, les surchauffes mécaniques, les calorifuges, les défauts internes de certains composants;
- L'endoscopie qui permet de visualiser à distance, sans démontage.
- L'analyse des huiles qui permet de détecter les pollutions (internes ou externes), les usures (normales ou anormales) de l'équipement et la capacité du lubrifiant à remplir son office;
- Les ultra-sons qui permettent de détecter les défauts volumiques (soufflures, inclusions de laitier) et les défauts plans lorsqu'ils sont perpendiculaires au faisceau (fissures, manques de fusion...);
- La gammagraphie qui permet de mettre en évidence des défauts inclus;
- La magnétoscopie qui permet de déceler des défauts affleurant la surface mais uniquement sur les matériaux ferromagnétiques;

- Le ressuage qui permet la recherche de micro défauts en surface;
- La détection de fuite qui permet la mise en évidence de défauts microscopiques.

Dans le cas de l'analyse des huiles, nous aurons le développement suivant :

- **Les analyses physico-chimiques :**

- Viscosité.
- Indice de viscosité
- Recherche et dosage de l'eau
- Mesure du point éclair
- Essai à la tâche
- Indice d'acide total
- Indice de base total.

- **Les analyses spectrométriques :**

- A émission optique.
- A absorption
- La pollution gravimétrique
- Le comptage de particules
- Les analyses ferrographiques (quantitatives ou analytiques).
- Combien ça coûte ?
- Un tableau des prestataires et des distributeurs.

III.6.1 Analyse vibratoire

On peut rappeler les principaux paramètres vibratoires accessibles par des mesures industrielles :

- les mouvements relatifs des rotors par rapport à leurs paliers, accessibles notamment par les capteurs à courants de Foucault, les plus utilisés.
- les mouvements absolus de ces rotors qui associent les premiers aux mouvements des paliers
- les mouvements absolus des paliers et carters, accessibles par des vélocimétries et des accéléromètres.

- Les "bruits" mécaniques et aérohydro-dynamiques accessibles par des capteurs de type microphonique et par des accéléromètres [10].
- Les moyens de mesure les plus utilisés dans cette méthode de surveillance sont :
- Les capteurs : de déplacement relatif, les vélocimétries, les accéléromètres
- L'instrumentation associée : mesureur de vibrations, détecteur de défauts de roulements, collecteur de données vibratoires, collecteurs analyseurs, moniteurs monovoie, moniteurs multivoies, ensembles d'acquisition multi - paramètres, etc.

III.6.2 Analyse de l'huile de lubrification

Nous constatons que la plupart des problèmes de segmentation sont liés directement avec l'huile de lubrification, soit par défaut d'alimentation à cause des canalisations bouchées, ou des clapets de décharge ouverts, ou encore manque d'huile dans le carter. Tout cela conduit au grippage sévère.

Si le lubrifiant a une trop faible viscosité à cause de l'échauffement excessif dû à une surcharge ou dilution par le carburant, un défaut de lubrification par rupture du film d'huile est provoqué [11].

La contamination de l'huile par des particules étrangères telles que le sable :

Poussières de silice, de l'air, particules d'usure entraîne un rayage abrasif conduisant à une mauvaise répartition des charges sur les coussinets.

L'aération trop grande du lubrifiant a des conséquences sur l'érosion des coussinets par cavitation et augmentation inadmissible de la compressibilité.

La corrosion des coussinets provoquée par la présence d'acides organiques formés à haute température dans le lubrifiant.

III.6.2.1 Rappel technologique de la méthode d'analyse des huiles

L'analyse des huiles usées est à la fois un outil de diagnostic et un outil de gestion.

Comme outil de diagnostic, elle permet d'analyser systématiquement des échantillons d'huile prélevés dans l'équipement.

Comme outil de gestion, les données de l'analyse des huiles usées (détection des métaux d'usure, présence de contaminants, etc.) donnent une idée générale des performances de l'équipement.

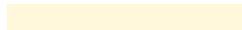































Les données sur le contrôle des huiles usées, combinées aux rapports périodiques sur l'état de l'équipement, vous permettent de concevoir un programme économique d'entretien de l'équipement.

D'une manière générale, tous les mécanismes lubrifiés, sont susceptibles d'être surveillés dans leur fonctionnement par analyse de leur lubrifiant en service. Les résultats permettent de déceler des anomalies caractéristiques telles que :

- la contamination par des particules internes à l'équipement, dans notre cas le moteur
- l'évolution par comparaison des résultats obtenus à chaque analyse.
- le type d'usure.
- la pollution par des agents extérieurs [18].

III.7.2 Planning d'entretien du mécanicien

Tableau IV.2

Planning d'entretien							
	Vérifier						
	Remplacer						
	Vidanger						
2 ans	Fréquence conseillée si le kilométrage n'est pas atteint						
	7500	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	>50 000
Allumage	7500	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	>50 000
Alternateur démarreur							
Faisceau d'allumage							
Bougies d'allumage (essence)							
Bougies de préchauffage (diesel)							
Freinage	7500	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	>50 000
Disques de freins							
Liquide de freins							
Plaquettes de freins AV							
Plaquettes de freins AR							
Garnitures de freins à tambour							
Circuit de freinage					2 ans		
Liaison au sol	7500	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	>50 000
Roulement de roue arrière							
Rotules de direction et suspension							
Amortisseurs AV et AR							
Pneumatiques							
Filtres et environnement	7500	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	>50 000
Filtre à huile (essence)							
Filtre à huile (diesel)							
Filtre à essence							
Filtre à gasoil							
Filtre à air							
Contrôle antipollution Co/Co ² (essence)							
Contrôle opacité des fumées (diesel)							
Vidanges	7500	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	>50 000
Huile moteur (essence)		1 an					
Huile moteur (diesel)	6 mois						
Boîte de vitesse							
Huile du circuit hydraulique de suspension							70 000
Pompe assistance de direction							
Divers	7500	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	>50 000
Ligne d'échappement							
Courroie de distributions (essence)							90 000
Courroie de distributions (diesel)							70 000
Courroies d'accessoires							
Cardans (transmissions)							
Fonctionnement des feux. éclairage...							

Niveau liquide lave-glace				
Circuit de refroidissement				60 000
Niveau liquide de refroidissement				
Balais d'essuie-glace		1 / an		

III.8 Conclusion

L'interprétation de certains résultats de mesure est souvent délicate notamment parce que l'évolution, jugée anormale, d'un élément de l'analyse peut avoir plusieurs causes, mais, grâce à une meilleure connaissance des phénomènes d'usure et de dégradation des matériaux ainsi qu'au développement de nouvelles technologies assistées de l'aide apportée par l'informatique, la maintenance conditionnelle par l'analyse des huiles représentera un outil de progrès à la disposition des responsables de service maintenance.

On conclut aussi que l'analyse des huiles usées met la technologie de pointe à votre service pour vous contribuer au bon fonctionnement de notre équipement et notre entreprise.

Peu importe l'équipement que nous utilisons, l'outil préventif devrait faire partie de notre programme régulier d'entretien.

Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire a été consacré à l'étude théorique et numérique du comportement statique et dynamique du segment d'étanchéité en contact avec la chemise du cylindre et lubrifié par un fluide newtonien.

La première partie de ce travail est consacrée à la reconstitution du circuit tribologique en passant par le premier, le deuxième et le troisième corps du contact segment – chemise tout en mentionnant les principales caractéristiques des segments d'étanchéité.

L'analyse théorique effectuée dans la deuxième partie a permis de dériver une équation différentielle de deuxième degré avec des variables constantes appelée équation de Reynolds.

La deuxième partie fait un rappel sur les efforts appliqués sur l'ensemble de l'embellage, en passant par le dimensionnement du segment d'étanchéité et de la cinématique du moteur. La résolution de l'équation de Reynolds par la méthode de la variation de la constante nous conduit à la connaissance des pressions qui permet de déterminer les performances statiques et dynamiques du segment d'étanchéité.

Enfin, la troisième partie de ce travail est réservée pour la maintenance conditionnelle basée sur deux analyses qui sont : l'analyse vibratoire et l'analyse des huiles de lubrification.

Cette recherche a permis de montrer que la présence des additifs améliorant l'indice de viscosité entraîne une augmentation de la pression dans le film lubrifiant et de la portance hydrodynamique et une diminution du nombre de frottement.

Ainsi nous constatons que l'analyse des problèmes de dégradation de la qualité d'huile en service et en tenant compte des conditions de travail on peut détecter les problèmes les plus critiques qui apparaissent chaque fois.

Alors, pour éviter et en même temps diminuer les risques possibles sur le bon fonctionnement des moteurs essence, il faut optimiser une méthode de maintenance conditionnelle basée sur l'analyse de l'huile de lubrification en service et pour contribuer à la diminution des coûts de maintenance par une meilleure connaissance de l'état des moteurs et de l'évolution de l'huile.

Références bibliographiques

- [1] : AFIM, 2007, Association française des ingénieurs et responsables de maintenance, Chapitre 2 : Analyse vibratoire .
- [2]: A. Z. szeri, Tribology:Friction, Lubrication and Wear, Hemisphere Publishing Corporation, Mc Graw – Hill Book Company, 1979
- [3] : Daffos & Baudassé - Traitement des huiles industrielles Analyse des huiles industrielles, 2005 - Création ACTi
- [4] : Dawson D, (1962) “A generalized Reynolds equation for fluid film lubrication”, Int Jour. Mech. Sc, Pergamon press Ltd, Vol. 4, pp 159 – 170
- [5] : Détection des défauts qualité des moteurs réduire les bruits réduire les vibrations production des moteurs passage du bouchon couple des bras de manivelle - Sciometric Instruments, sciometric.com/contact_us.asp?recipient=inquiries@sciometric.com
- [6]: Effet du polluant sable sur le lubrifiant dans les contacts E. H. D, Haiahem A, Mansouri M, Flamand L, Laboratoire de Mécanique Industrielle, Université de Annaba, Algérie, Laboratoire de Mécanique des Contacts et des solides,CNRS, INSA de Lyon, France
- [7]: Encyclopédie Technique de l'ingénieur VB2
- [8]: Encyclopédie Technique de l'ingénieur VB3
- [9]: Entretien de base pour moteur, Briggs and Stratton Corporation 2006
- [10]:Frène J,Cicone T., (2001)”Friction in lubricated contact” Hand book of MaterialBehaviorModels, Academic press, chapter 8 – 4
- [11] Frène J, Nicolas D, Degueurce B, Berthe D, Godet M, (1999) “Lubrification hydrodynamique: Palier et butées ” Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, n°= 72, Edition Eyrolle. Traduction anglaise : « Hydrodynamic Lubrication » Bearings and Thrust Bearings Tribology Series n° 33 Elsevier (1997)
- [12]: George J M, (2000), “Frottement, usure et lubrification – La tribologie ou science des surfaces Sciences et technologie de l'ingénieur,CNRS, Edition Eyrolles.
- [13] Halling J, 1975 « Principle of tribology » Mac Millan Press London
- [14] : L'automobile, Edition Delta and SPES, 1983
- [15] : Le moteur à explosion, Marcel Menardon
- [16]: Les – Mathématiques _net - Cours de mathématiques supérieures
- [17] : Les moteurs à combustion interne, Adda Bechkok, 1988, Office des publications universitaires
- [18] : Matériaux et contacts : une approche tribologique, 1998, Presses polytechniques et universitaires romandes, CH – 1015 Lausanne.

Résumé

Ce travail étudier le contact du segment d'étanchéité avec la chemise du moteur en se fixant sur deux géométries du contact et en définir les pression de manière à minimiser les consommations d'huile.

Ainsi que cette étude est basée sur l'application de la théorie des milieux continus de V.k. Stokes, en passant par l'étude analytique des trois segments.

Les performances statiques et dynamiques dans ce cas, sont déterminées à partir du développement de l'équation de Reynolds.

De plus il a été montré que beaucoup de paramètres influent sur la génération des pressions et la variation des contraintes de frottement.

Tout en notant l'influent du paramètre viscosité pour la modélisation de l'écoulement d'huile de lubrification; plus cette viscosité est importante et plus les pression et les contraintes sont importantes.

Abstract

This works studied the contact of the sealing ring with the jacket of the engine by binding to two contact geometries and define the pressure to minimize oil consumption.

As this study is based on the application of the theory of continuous media V k Stokes, through the analytical study of three segments.

The static and dynamic perform an cein this caseis determined from the development of the Reynolds equation.

Fur the rmoreit has been shown that many parameters in fluence the generation of the pressure and friction stress variation.

While noting the influence of the viscosity parameter for modeling the flow of lubricating oil; the viscosity is more important and more pressure and stress are important.

ملخص:

هذا العمل يدرس التلامس بين العلقة (*segment*) و غرفة المحرك, إذ نركز على نوعين من التلامس و نعرف حقل الضغط بطريقة تخفض استهلاك الزيت, أيضا هذه الدراسة تركز على تطبيق نظرية الأوساط المستمرة (*N.K.Stok*) مرورا بالدراسة التحليلية لثلاثة حلقات, الفعاليات الساكنة والديناميكية في هذه الحالة تحدد انطلاقا من تطوير معادلة رينولدز, من ذلك برهن بأن العديد من العوامل تؤثر على غلق الضغوط وتغيرات إجهاد الاحتكاك, ملاحظين أهمية عوامل اللزوجة لمحاكاة تدفق زيت التشحيم, إضافة إلى أن هاته اللزوجة مهمة زد على ذلك الضغط و الاجهادات الناتجة هي مهمة أيضا .