

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Abou Bekr Belkaïd – Tlemcen

Faculté de Technologie



Mémoire présenté
pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**
En Génie Mécanique
Spécialité : **Maintenance Industrielle**

Présenté par : **Bekhti Mohamed Amine**

Intitulé du sujet

EQUILIBRAGE DU MOTEUR DIESEL QUATRE TEMPS QUATRE CYLINDRES

Soutenu publiquement le 13 juin 2017, devant le jury composé de :

Président :	Hadjoui.A	Pr	Université de Tlemcen
Examineur :	Bousbaa. H	MCA	Université de Tlemcen
Examineur :	Aliane.Kh	MCA	Université de Tlemcen
Encadreur :	Mimoune .O	MAA	Université de Tlemcen

Année universitaire 2016-2017



Remerciement

En premier, je remercie le tout puissant ALLAH, notre créateur qui m'a donné la force d'accomplir ce travail.

*Je tiens à remercier vivement, le chargé du suivi de ce travail, Monsieur **Mimoune Okacha**, pour ses encouragements, ses conseils précieux et sa disponibilité.*

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

*Je remercie également **Mr.ALIANE.Kh***

Maitre de Conférences à l'université de Tlemcen, pour leur aimable compréhension et l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce travail.

*Je remercie également aussi **Mr.BOUSBAA.H** Maitre de Conférences à l'université de Tlemcen, pour leur aimable compréhension et l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce travail.*

Je présente mes chaleureux remerciements aux enseignants du département de génie mécanique pour leurs aides et orientations durant ma formation en particulier.

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



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

À mes très chers parents, tout mon respect et affection en témoignage de leur soutien, sacrifice, patience, ainsi que pour leurs conseils et orientations dans ma vie.

À mon très cher frère.

À mes deux-grands parents.

À tous mes enseignants et à notre promotion de génie mécanique 2016/2017.

À tous mes amis.

BEKHTI

Résumé

Avec l'augmentation des vitesses de rotation des moteurs à combustion interne nous avons une augmentation des pressions des gaz et des forces d'inertie qui sont appliquées sur le piston du moteur qui se traduisent eux-mêmes par un accroissement des forces et des moments qui agissent sur le système bielle-manivelle, et par conséquent sur le vilebrequin du moteur. Le vilebrequin étant soumis à des sollicitations périodiques, nous avons l'apparition de vibrations.

Dans le projet on étudie le cycle réel du moteur et les forces d'inertie, qui nous permettant de déterminer les forces d'excitation pour l'analyse du comportement vibratoire du vilebrequin et faire un équilibrage dynamique du moteur.

Nous étudions les vibrations libres et forcées élément de système du vilebrequin et le calcul des éléments du système bielle-manivelle.

ملخص

مع رفع السرعات الدوارة في المحركات ذات الاحتراق الداخلي يوجد رفع ضغط الغازات وقوى العطالة المؤثرة على المكبس و التي تترجم برفع القوى والعزوم المؤثرة على آلية ذراع مرفق ثم على العمود المرفقي . هذا الأخير يتأثر بالقوى المتغيرة و هذا ما يظهر الاهتزازات .
في هذا المشروع ندرس الشوط الحقيقي ضغط . حجم للديناميكا الحرارية و قوى العطالة و هذا ما يسمح لنا بحساب القوى المؤثرة لتحليل التحريفات الاهتزازية للعمود المرفقي. ندرس الاهتزازات الحرة والإجبارية لهذا العمود ونحسب مدى مقاومة آلية ذراع مرفق.

Summary

The increasing of the internal combustion engine rotating speed's, we notice the increasing of pressure gas and inertia efforts, those efforts are applied on the engine piston, which permit the increasing of the moment's load. They are also, loading on the rod-crankshaft system and the crankshaft.

The crankshaft is loaded by these periodic efforts, so we notice the apparition of vibrations.

This study was concerned by the dynamic real cycle of the engine and the inertia efforts.

Thèse efforts to analyses the crankshaft vibration behaviorisme web sud, free and force vibrations of the crankshaft and sizain the élément winch compounds the Rod-crankshaft system.

Sommaire

Listes des figures	I
Liste des tableaux	III
Abréviation.....	IV
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Les moteurs à combustion interne	
Introduction	3
1.1. Définition d'un Moteur à Combustion Interne	3
1.2. Historique.....	4
1.2.1. Historique du moteur diesel.....	4
1.2.2. Historique du moteur à allumage commandé « moteur à essence »	5
1.3. Structure du moteur	6
1.3.1. Organes fixes	7
1.3.1.1. Bloc –moteur.....	7
1.3.1.2. Chemise de cylindre	8
1.3.1.3. Culasse	8
1.3.1.4. Joints de culasse.....	9
1.3.1.5. Carter.....	9
1.3.1.6. Cache culbuteur	10
1.3.2. Organes mobiles	10
1.3.2.1. Culbuteurs.....	10
1.3.2.2. Soupapes.....	11
1.3.2.3. Piston.....	12
1.3.2.4. Bielle	13
1.3.2.5. Vilebrequin.....	14
1.3.2.6. Volant moteur	14
1.3.2.7. Arbre à cames.....	15
1.3.2.8. Courroie de distribution	15
1.3.2.9. Injecteurs	16
1.4. Généralités	17
1.4.1. Le moteur thermique à combustion interne	17
1.4.2. Principe de fonctionnement	17
1.4.3. Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à explosion	18

1.5. Système générale du moteur	18
1.5.1. Système d'allumage.....	18
1.5.2. Système d'alimentation et de carburation.....	18
1.5.3. Système de refroidissement	19
1.5.4. Système de graissage	19
1.6. Classification des moteurs à combustion interne	19
1.6.1. Selon le type d'allumage	19
1.6.2. Selon le nombre de temps (nombre de tours pour faire un cycle complet)	19
1.6.2.1. 4 temps (2 tours/cycle).....	19
1.6.2.2. 2 temps (1 tour/cycle).....	20
1.6.3. Selon le type d'injection	21
1.6.3.1. Injection directe	21
1.6.3.2. Injection indirecte.....	22
Conclusion.....	23

Chapitre 2 : Généralité sur le moteur diesel

Introduction	25
2.1. Définition du moteur diesel	25
2.2. Cycle à quatre temps de moteur Diesel	26
2.2.1. Cycle théorique.....	26
2.2.2. Cycle réel	28
2-3-3 L'ordre d'injection.....	30
2.3. Avantages et inconvénients du moteur diesel	31
2.4. Principe de fonctionnement du moteur diesel	32
2.5. Caractéristique du moteur diesel	33
2.5.1. Alésage et course	33
2.5.2. La cylindrée	33
2.5.3. Rapport volumétrique	34
2.6. Système d'injection du moteur diesel.....	35
2.6.1. Avantages du système d'injection.....	37
2.7. Etude d'équilibrage du moteur à quatre temps	37
2.7.1. Le mécanisme bielle-manivelle	37
2.7.2. Equilibrage des effets d'inertie.....	38
2.7.3. L'équilibrage du vilebrequin	39
2.7.4. Les ordres de fonctionnement du moteur à 4 cylindres	40
2.7.5. Equilibrage externe d'un moteur	41

2.7.5.1. Pose de contrepoids sur des volants situés à chaque extrémité du vilebrequin	42
Conclusion.....	43

Chapitre 3 : Etude cinématique et dynamique de bielle

3.1. Généralités	46
3.2. La bielle.....	46
3.2.1. Mode de bris de la bielle.....	47
3.2.2. Matériaux.....	48
3.2.3. Conception.....	49
3.2.4. Effet sur la puissance	50
3.3. Etude Cinématique de bielle	50
3.3.1 .Fonction de déplacement du piston $X = f(\alpha)$	50
3.3.2. Fonction de Vitesse du piston $V = f(\alpha)$	52
3.3.4. Mouvement pendulaire (bielle).....	52
3.4. Etude Dynamique.....	53
3.4.1. Forces exercés sur le système bielle-manivelle	53
3.4.2. Les efforts agissant sur l'axe du piston.....	54
3.4.2.1. Forces engendrées par les gaz	54
3.4.2.2. Force résultant appliqué à l'axe de piston : $P\Sigma$	54
3.4.2.3. Forces centrifuge : Pcb	58
3.4.3. Analyse des forces	58
3.4.3.1. Effort latéral : $N\Sigma$	59
3.4.3.2. Effort tangentiel : $T\Sigma$	59
3.4.3.3. Effort radial : $K\Sigma$	59
3.4.4. Les forces appliquées au palier du maneton	60
3.4.5. Effort exercé sur le vilebrequin : Ci	60
3.5. Les tableaux des résultats et tracé des courbes (5-6-7-8).....	61
3.5.1. Trace de la courbe $P = f(\alpha)$	63
3.5.1.1. La courbe de pression en fonction du volume	63
3.5.1.2. La courbe de pression en fonction de l'angle de vilebrequin	64
3.6. La courbe du couple moteur en fonction de l'angle de vilebrequin.....	67
3.7. La courbe du l'effort tangentiel $T\Sigma$ en fonction de l'angle α	67
Conclusion.....	68

Chapitre 4 : Etude dynamique de la manivelle

4.1. Généralités	71
4.2. La manivelle	72
4.2.1. Les contraintes subies par le vilebrequin.....	72
4.2.2. Les quantité que doit posséder un vilebrequin	73
4.2.3. Déformation d'un coude de vilebrequin	74
4.3. Étude des efforts provoqués par la combustion sur le vilebrequin	75
4.3.1. Efforts causés par la pression des gaz de combustion sur le vilebrequin	75
4.3.2. Efforts au sein d'une manivelle	76
Conclusion.....	78

Chapitre 5 : Equilibrage de moteur à quatre cylindres en ligne

Introduction	81
5.1. Equilibrage du moteur	81
5.1.1. Equilibrage des pistons et des bielles	83
5.1.2. Equilibrage du vilebrequin	84
5.1.3. Effet de la configuration d'un moteur sur l'équilibrage	84
5.1.4. Arbre d'équilibrage.....	85
5.1.5. Volant d'inertie balancé harmonique	86
5.2. Equilibrage de moteur 4 cylindre en ligne 4 temps	86
5.2.1. Equilibrage des forces et moments d'inertie	86
5.2.1.1. Equilibrage des forces et moments d'inertie du 1er ordre.....	87
5.2.1.2. Equilibrage des forces et moments d'inertie du 2ième ordre.....	89
5.2.2. Equilibrage des forces et moments centrifuge.....	91
Conclusion.....	93

Chapitre 6 :Vibration de torsion libre

6.1. Généralités	95
6.2. Etude des vibrations provoqués sur le vilebrequin.....	95
6.2.1. Vibrations axiales	95
6.2.2. Vibrations de torsion	97
6.3. Modèles dynamiques	99
6.3.1. Calcul pour un cylindre	99
6.3.2. Calcul moment d'inertie de la manivelle Mk	100
6.4. Moment d'inertie du volant moteur	104
6.5. Détermination de l'élasticité du vilebrequin	105

6.6. Détermination des fréquences propres.....	107
6.6.1. Système à n degrés de liberté.....	110
Conclusion.....	112

Chapitre 7 : Vibration de torsion forcée

7.1. Généralités	114
7.2. Etude théorique	114
7.2.1. Travail des moments d'excitation dans le régime de résonance.....	114
7.2.2. Travail des forces de dissipation dans le vilebrequin du moteur diesel dans le cas de résonance	121
7.2.3. Contraintes dynamiques dans le vilebrequin aux vibrations de torsion	122
7.2.4. Procédure de calcul.....	124
7.2.5. Organigramme	126
Conclusion.....	128
Conclusion générale	130

Liste des figures

Figure 1.1 : Rodolphe Diesel (185- 1913)	5
Figure 1.2 : Jean – Joseph Etienne Le Noire	6
Figure 1.3 : Alphonse Eugène Beau (1815 – 1893)	6
Figure 1.4 : Représentation des éléments principaux constituant un moteur	7
Figure 1.5 : Moteur à 4 cylindres en ligne	8
Figure 1.6 : La chemise	8
Figure 1.7 : Culasse	9
Figure 1.8 : Joint de culasse	9
Figure 1.9 : Carter inférieur	10
Figure 1.10 : Cache culbuteur d'un moteur	10
Figure 1.11 : Culbuteurs	11
Figure 1.12 ; Soupape admission Gordien	12
Figure 1.13 : Le Piston	13
Figure 1.14 : La Bielle	13
Figure 1.15 : Le vilebrequin	14
Figure 1.16 : Volant moteur	15
Figure 1.17 : Arbre à came	15
Figure 1.18 : Courroie de distribution	16
Figure 1.19 : Injecteur	17
Figure 1.20 : Moteur à quatre temps	20
Figure 1.21 : Moteur à deux temps	21
Figure 1.22 : Principe d'injection directe dans un moteur diesel	22
Figure 1.23 : Principe d'injection indirect dans un moteur diesel	23
Figure 2.1 : Classification du moteur diesel	26
Figure 2.2 : Diagramme de cycle mixte (cycle de Sabathé)	28
Figure 2.3 : Diagramme réel de moteur diesel (cycle mixte)	30
Figure 2.4 : Les 4 temps du moteur Diesel	32
Figure 2.5 : Alésage et course	33
Figure 2.6 : Volume du cylindre lorsque le piston est au PMB ($V+v$)	34
Figure 2.7 : Volume du cylindre lorsque le piston est au PMH (v)	35
Figure 2.8 : Injection classique	36
Figure 2.9 : Un système Common rail	36
Figure 2.10 : Système bielle-manivelle	38
Figure 2.11 : Autre déséquilibre	40
Figure 2.12 : Quatre cylindres en ligne	40
Figure 2.13 : Quatre cylindres à plat opposés	41
Figure 2.14 : Équilibrage des moments externes du premier ordre pour un moteur lent propulsion, deux temps	43
Figure 3.1 : Section de bielle	47
Figure 3.2 : Bielle en H	50
Figure 3.3 : Mécanisme bielle-manivelle	51
Figure 3.4 : La bielle fictive à deux masses	56

Figure 3.5 : Effort agissant sur bielle manivelle	59
Figure 3.6 : les forces qui agissant sur le maneton	60
Figure 3.7 : Diagramme de cycle réel	64
Figure 3.8 : Pression en fonction de l'angle de vilebrequin	66
Figure 3.9 : Couple moteur en fonction de l'angle de vilebrequin	67
Figure 3.10 : Effort tangentiel en fonction de l'angle α	68
Figure 4.1 : Vilebrequin typique d'un moteur 4 cylindres en ligne	72
Figure 4.2 : Torsion	73
Figure 4.3 : Flexion	73
Figure 4.4 : Les quantités de vilebrequin	74
Figure 4.5 : Déformation (exagérées) et contraintes d'un vilebrequin	76
Figure 4.6 : Effort appliqué au vilebrequin	77
Figure 5.1 : Vilebrequin 1 cylindre non balancé	82
Figure 5.2 : Vilebrequin 2 cylindres non balancé	82
Figure 5.3 : Masse d'une bielle	83
Figure 5.4 : Les Forces et moment d'inertie du premier ordre	88
Figure 5.5 : Déséquilibre dynamique	89
Figure 5.6 : Les forces et moments d'inertie du deuxième ordre	90
Figure 5.7 : La masse du contre poids	91
Figure 5.8 : Les Forces et moments centrifuge	92
Figure 6.1 : Vibration axiales	97
Figure 6.2 : Amortisseur de vibration axial	98
Figure 6.3 : Amplitude de vibration de torsion	99
Figure 6.4 : Modèle générale du vilebrequin	101
Figure 6.5 : Le flasque (échelle1)	105
Figure 6.6 : Le volant moteur (disque creux)	106
Figure 7.1 : Les amplitudes des moments d'excitation	116
Figure 7.2 : position des vecteurs de déphasage et moment dans un même plant	117
Figure 7.3 ; les sens des moments et des déplacements angulaires	118
Figure 7.4 : les amplitudes angulaire relative entre le volant et le dernier cylindre	123

Liste des tableaux

Tableau 2.1. Ordre de fonctionnement des cylindres	32
Tableau 3.1 : L'effort (P_j et P_g et P_Σ appliquée à l'axe de piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin α	62
Tableau 3.2 : L'effort (Radial K_Σ et Tangentiel T_Σ et Latéral N_Σ) et le couple moteur C_i en fonction de l'angle α	63
Tableau 3.3 : Résultat de pression et volume en fonction de l'angle α	66
Tableau 7.1 : L'ordre d'allumage 1-3-4-2 dans les cylindres	124

Liste des symboles

l_b	Longueur de la bielle [mm].
β	L'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre [deg].
α	L'angle de rotation de vilebrequin [deg].
r	Rayon de la manivelle [mm].
λ	Le coefficient de construction de la bille-manivelle.
X	déplacement de piston [mm].
V	vitesse de déplacement du piston [mm/s].
ω	La vitesse angulaire de la manivelle [rad/s].
a	Accélération du piston.
A_p	Section de piston [mm^2].
N	La vitesse de rotation du vilebrequin [tr/min].
m_{gp}	Masse du groupe piston [kg].
m_{gb}	Masse du groupe de la bielle [kg].
m_k	Masse instable de la manivelle [kg]
P_Σ	Force résultant appliqué à l'axe de piston [$bars$].
P_g	Force des gaz [$bars$].
P_j	Force d'inertie des pièces en mouvement alternatif [$bars$].
P_{cb}	Forces centrifuge [$bars$].
m_R	Masse en mouvement de rotation [kg].
m_T	Masse en mouvement de translation [kg].
N_Σ	Effort latéral [$bars$].
T_Σ	Effort tangentiel [$bars$].
K_Σ	Effort radial [$bars$].
C_i	Couple de moteur [N.m].
E_{cm}	Energie cinétique du modèle [Joule].

M_r	Moment d'inertie du modèle[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
ω_r	vitesse angulaire du modèle[tr/mn].
M_k	Moment d'inertie de la manivelle[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
ω_k	vitesse angulaire de la manivelle[tr/mn].
$M_{k'}$	Moment d'inertie du flasque[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
M_G	Moment d'inertie par rapport au centre de gravité global[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
m_T	Masse totale du flasque[kg].
O_1G	Distance séparant centre de gravité globale au centre de rotation du vilebrequin[mm].
m_m	Masse du maneton[kg].
R_m	Rayon du maneton[mm].
m_o	Masse du tourillon[kg].
R_o	Rayon du tourillon[mm].
M_G	Moment d'inertie par rapport au centre de gravité global (G)[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
M_{G1}	Moment d'inertie du demi-disque sans les deux triangles par rapport au centre de gravité global (G)[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
M_{G2}	Moment d'inertie du demi-disque per rapport au centre de gravité global (G)[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
M_{G3}	Moment d'inertie du parallélépipède par rapport au centre de gravité global (G)[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
m_1	Masse du demi-disque[kg].
m	Masse du triangle à enlever[kg].
η	Distance séparant le centre de gravité du triangle au centre du demi-disque[mm].
m'_1	Masse du demi-disque sans la masse du triangle[kg].
O_1G_1	Distance séparant centre de gravité du centre du demi-disque[mm].
G_1G	Distance séparant centre de la gravité globale au centre du demi-disque[mm].
M_{G2}	Moment d'inertie du demi-disque passant par son centre de gravité[$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
e	Épaisseur du disque [mm].
R_1	Rayon du demi-disque[mm].

m_2	Masse du demi-disque[mm].
O_2G_2	Distance séparant le centre du demi-disque au centre de gravité de celle-ci[mm].
M'_{G_3}	Moment d'inertie du parallélépipède passant par son centre de la gravité[$kg \cdot m^2$].
m_3	Masse du parallélépipède[kg].
G_3G	Distance séparant centre de gravité du parallélépipède au centre de gravité global [mm].
\mathfrak{I}_{x1}	Moment quadratique du demi-cercle privé du triangle[mm^4].
\mathfrak{I}_{x2}	Moment quadratique du demi-disque[mm^4].
\mathfrak{I}_{x3}	Moment quadratique du parallélépipède[mm^4].
E	module 'élasticité longitudinal[N/m^2].
G	module d'élasticité transversale[N/m^2].
ξ	Taux d'amortissement équivalent.
M	Moment de torsion agissant sur la portion d'arbre considéré [N.m].
d	Diamètre de maneton de l'arbre [m] .
τ	Contrainte dynamique supplémentaire tangentielle, due au mouvement vibratoire.
d_{cp}	Diamètre moyen[m].
G_3O_1	Distance séparant centre de la gravité au centre de rotation du vilebrequin[mm].
A_3	Surface du rectangle[m^2].

Introduction

Générale

Introduction générale

L'évolution du moteur à combustion interne a été tellement importante ces dernières années, les constructeurs essayent de donner au moteur un régime maximal, qui se traduit par une augmentation de la pression moyenne effective. L'augmentation de cette pression se traduit par une augmentation des forces et moments qui agissent sur les différentes parties du moteur et plus spécialement sur le système bielle-manivelle.

Le moteur est soumis à des sollicitations périodiques alternées et ayant une vitesse assez grande, nous avons apparition du phénomène de vibration. L'accroissement des charges dynamiques nous donne une augmentation des amplitudes des composantes harmoniques de l'excitation.

Les charges dynamiques sont donc importantes d'où la nécessité de l'analyse du système bielle-manivelle.

Nous étudierons les vibrations de torsion libre et les vibrations de torsion forcées du vilebrequin.

La cinquième chapitre nous avons faire un équilibrage dynamique du moteur diesel quatre cylindres en ligne.

Pour pouvoir faire cette étude, nous avons réservé les premiers chapitres du travail à l'étude dynamiques du cycle réel du moteur choisi parmi les moteurs, cette partie nous avons permis de tracer le diagramme indiqué qui donne la variation de pression ($P = f(x)$) et de déterminer par la suite la variation de pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin ($P = f(\alpha)$) durant le cycle du moteur, ainsi que les efforts dynamiques sollicitant le système bielle-manivelle à chaque position du vilebrequin, qui permettent de déterminer le moment d'excitation.

Chapitre 01

Les moteurs à combustion interne

Introduction

La machine à vapeur alternative a été le premier moteur thermique appliqué. Créée sur des bases remontant à Denis Papin (1679), elle a été développée progressivement au cours du 18^e siècle (Thomas Newcomen 1712, James Watt 1784) et a rendu possible la première phase d'industrialisation au cours du 19^e siècle. La création de la turbine à vapeur se situe vers la fin du 19^e siècle (Charles Parsons 1884 pour la turbine à réaction, Auguste Râteau 1901 pour la turbine multicellulaire à action). La première réalisation d'un moteur à explosion est due à Étienne Lenoir (Moteur à gaz sans compression préalable 1860). L'invention des principes du moteur à explosion, tel qu'il existe aujourd'hui, peut être attribuée à Beau de Rochas (1862) et la première réalisation à Nikolais Otto (1876) ; celle du diesel revient évidemment à Rudolf

L'automobile, s'inspire largement de la machine à vapeur (dimensionnement, mécanismes de distribution) telle que celle de Delamare - Déboute ville (1883) ; les réalisations ultérieures s'en sont distinguées assez rapidement. Les applications préindustrielles automobiles se sont concrétisées dans la dernière décennie du 19^e siècle (précurseurs G. Daimler, C. Benz, W. Marbach ; en France R. Panhard et E. Levassor). Le seul moteur rotatif ayant atteint le stade de développement industriel a été conçu par Félix Hankel (1929) et a été mis au point avec l'aide du constructeur automobile NSU au cours des années 1960. La turbine à gaz, dont certains auteurs font remonter le principe à l'antiquité, doit attendre le début du 20^e siècle pour voir éclore ses premières réalisations (Arganeau et Le Male). La Seconde Guerre mondiale a accéléré le développement des propulseurs aéronautiques à réaction utilisant la turbine à gaz [1].

Le Moteur à combustion interne, dispositif qui fournit de l'énergie mécanique par transformation de l'énergie calorifique, libérée par calcination d'un combustible. Il existe quatre types principaux de moteurs à combustion interne : le moteur à allumage commandé, ou moteur à explosion, le moteur Diesel, le moteur à piston rotatif et la turbine à gaz. De nombreux types de moteurs utilisent le principe de la propulsion à réaction, Voir Fusée. Le moteur à allumage commandé, inventé par le technicien allemand Nikolais August Otto, est le moteur classique à essence, utilisé pour la propulsion des automobiles et des avions ; le moteur Diesel, conçu par Rudolf Christian Karl Diesel, fonctionne suivant un principe différent et utilise du gazole ou de l'huile lourde comme carburant. Ce moteur est utilisé dans les générateurs électriques, la propulsion des navires, des camions et des bus, ainsi que dans certaines automobiles. Le moteur à allumage commandé et le moteur Diesel existent en deux temps ou quatre temps[1].

1.1. Définition d'un Moteur à Combustion Interne

Un moteur à combustion interne est une machine thermique où l'énergie thermique dégagée par la combustion est transformée en énergie mécanique directement à l'intérieur du moteur, en opposition au moteur à combustion externe où l'énergie est transportée par un fluide caloporteur à l'extérieur. Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne[1] :

- les moteurs fournissant un couple sur un arbre ;

- les moteurs à réaction.

1.2. Historique

1.2.1. Historique du moteur diesel

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand Rudolf Christian Karl Diesel, né le 18 mars 1858 à Paris et disparu en 1913. A l'âge de 35 ans il publia après de longues études un ouvrage intitulé : "Théorie et construction d'un moteur thermique rationnel".

Dans cet ouvrage, Rudolf Diesel, qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapprochait du cycle de Carnot a présenté ce nouveau moteur comme un moteur à combustion interne dans lequel a été utilisé la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible.

Cinq mois plus tard, la Société CRUPP fait les essais du premier diesel, dans l'atelier d'Augsbourg ; le combustible injecté après pulvérisation, explosa comme prévu mais malheureusement, le moteur ne résista pas. Toutefois, le but recherché était atteint et Rudolf Diesel ne se découragea pas : il construisit un moteur plus résistant et fit une démonstration du parfait fonctionnement de son nouveau moteur à KASSEL en 1897.

A la suite de ces expériences, le Français CAPITAINÉ inventa, en 1918, un moteur semi-diesel ainsi nommé pour la simple raison qu'il ne comprime pas l'air jusqu'à la température d'inflammation du combustible.

La mise en route s'effectue après préchauffage de la chambre de combustion dont la température est ensuite entretenue par les combustions successives.

En 1925, la firme BENZ réalisa un moteur diesel à deux cylindres et GNUMERS un moteur diesel deux temps à cylindres opposés.

PACKARD construisit en 1930 un moteur d'avion en étoile, à refroidissement par air. Sans les études poussées de Rudolf Diesel tous les dérivés du moteur diesel n'auraient jamais pu être réalisés.

Rudolf Diesel, passionné de mécanique, a obtenu différents brevets dont un en particulier, en 1892, intitulé "procédé pour produire de la force motrice en faisant brûler un combustible".

Il disparut en 1913 alors qu'il se rendait en Angleterre [2 et 3].



Figure 1.1 : Rodolphe Diesel (1858-1913)[1].

1.2.2. Historique du moteur à allumage commandé « moteur à essence »

La réalisation de la fonction de formation du mélange dans les moteurs à allumage commandé, depuis leur invention dans les années 1860 par Otto et Lenoir, a été dominée pendant un siècle par la solution carburée. Un carburateur créait le mélange air-combustible à partir de la dépression créée au col d'un venturi sur la veine d'air où débouchait l'alimentation en combustible. Les inconvénients évidents de cette solution (difficulté de contrôle, éloignement de la chambre, nécessité d'un papillon des gaz) ont fait rêver les concepteurs à la possibilité d'introduire le combustible directement dans la chambre de combustion. Le premier dispositif d'injection fut appliqué par Bosch en 1937 sur des moteurs d'avions puis d'autres systèmes furent développés par Gabord pour des moteurs d'automobiles deux temps en 1952, puis quatre temps notamment sur la Mercedes 300SL en 1956. Entre temps, de nombreuses tentatives sans industrialisation furent menées aussi bien en injection directe qu'indirecte, par les marques Jalabert, Citroën, Junkers, Heckel, Siams et Ben dix, Bosch et Scintilla. Mais le surcoût induit par la solution injection n'était compensé par aucun argument valable selon les critères de l'époque. En effet, sans normes antipollution et sans crise pétrolière, les contraintes de prix et de fiabilité l'emportent. Car toute réalisation technologique efficace d'injection d'essence doit tenir compte des facteurs dosage et pulvérisation. En particulier, pour la pulvérisation, les dimensions de l'orifice d'injection doivent être aussi réduites que possible et la pression d'injection élevée. Obtenir cette pression élevée est délicat avec l'essence car ce combustible a une faible viscosité et constitue un très mauvais lubrifiant. Or le principe des pompes usuelles est de refouler avec un piston un certain volume de combustible à travers un clapet maintenu par un ressort exerçant un effort opposé au sens de refoulement et taré à la valeur de pression souhaitée pour l'injection.

Ce système n'est efficace que si les fuites entre le piston et la chemise sont faibles, ce qui est obtenu avec des jeux de fonctionnement très faibles. S'il n'y a pas de lubrification, il y a risque de grippage et déperdition d'énergie que l'on minimise avec des états de surface

impeccables et des matériaux de haute dureté. Ainsi, sauf dans le domaine particulier du moteur de compétition où les reprises rapides et le surplus de puissance donnèrent à l'injection une voie d'épanouissement, le prix et la fiabilité étaient prohibitifs.

L'injection d'essence entra donc dans le domaine public par le haut de gamme, les voitures à hautes performances telles que Mercedes avec les systèmes Bosch en Europe et Corvette avec Rochester aux États-Unis. En parallèle, des systèmes « exotiques » furent brevetés qui parfois donnèrent lieu à de petites productions, comme Puche en Allemagne dans les années 1950, avec le premier système d'injection de pré mélange. Pendant les années 1960, les systèmes d'injection indirecte mécanique commencèrent à s'implanter sur les voitures de série : *Kugelfischer* équipa les Peugeot 404IE puis 504 ainsi que la Lancia Flavie, les BMW 5201 et les Ford Capri 2600 Sport, tandis que Lucas développait l'injection des Triompha 2000 et Maserati 3500GT[4].



Figure 1.2 : Jean – Joseph Etienne Le Noire (1822 – 1900)[4].



Figure 1.3 : Alphons Eugène Beau (1815 – 1893)[4].

1.3. Structure du moteur

Dans l'ensemble, les constituants des moteurs à allumage commandé sont semblables à ceux des moteurs Diesel. La chambre de combustion est constituée d'un cylindre, en général immobile, fermé à l'une de ses extrémités et dans lequel un piston coulisse. Le mouvement de va-et-vient du piston modifie le volume de la chambre située entre la face interne du piston et l'extrémité fermée du cylindre. La face externe du piston est couplée à un vilebrequin par une bielle. Le vilebrequin transforme le mouvement alternatif du piston en un mouvement rotatif. Dans les moteurs multicylindres, le vilebrequin possède une partie coudée, le maneton, associé à chaque bielle. Ainsi, la force de chaque cylindre s'applique sur le vilebrequin au moment approprié de sa rotation. Les vilebrequins sont munis de lourds volants et de contrepoids qui minimisent l'irrégularité du mouvement de l'arbre. Un moteur peut contenir jusqu'à 28 cylindres[5].

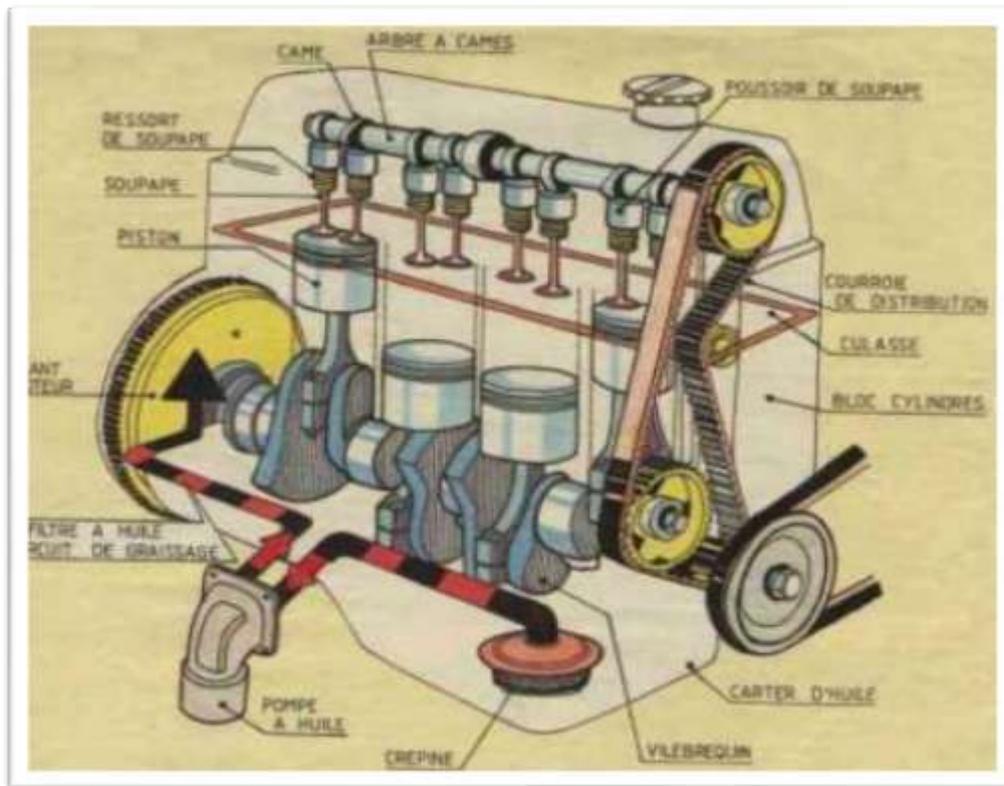


Figure 1.4 : Représentation des éléments principaux constituant un moteur [5].

1.3.1. Organes fixes

1.3.1.1. Bloc –moteur

Le bloc-moteur ou carter-cylindres est la partie la plus massive, il contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes du moteur : équipement d'injection, vilebrequin, distribution, auxiliaires électriques,...etc. Le bloc moteur doit être étanche et robuste afin de résister aux pressions élevées qui règnent dans les cylindres pendant la combustion [5].

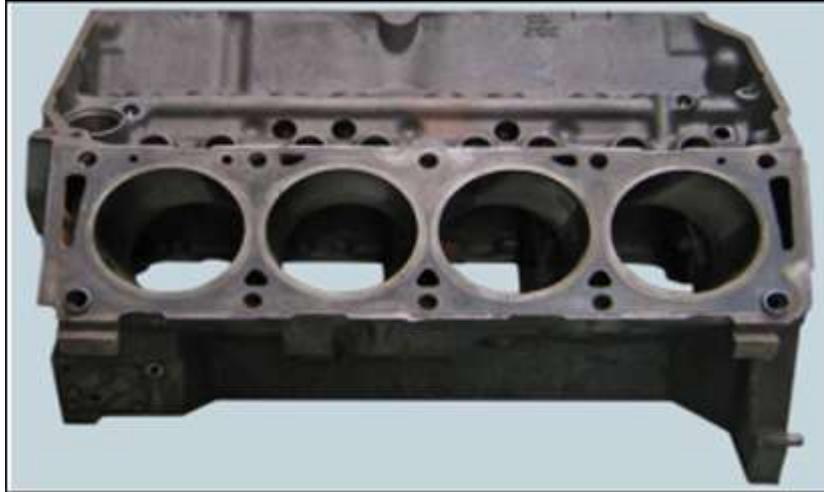


Figure.1.5 : moteur à 4 cylindres en ligne[5].

1.3.1.2. Chemise de cylindre

Les chemises sont en fonte spécifique centrifugée et type amovible. Chaque chemise est fixée à sa partie supérieure par sa collerette serrée entre la culasse et le bloc. La partie inférieure est guidée dans le bloc et l'étanchéité assurée par des joints toriques.



Figure 1.6 : La chemise[5].

1.3.1.3. Culasse

Elle couvre le bloc-moteur. Elle contient les soupapes, les chambres d'admission et d'échappement et les trous de fixation des bougies. Une culasse est dite « multisoupapes » si elle contient plus de deux soupapes par cylindre.

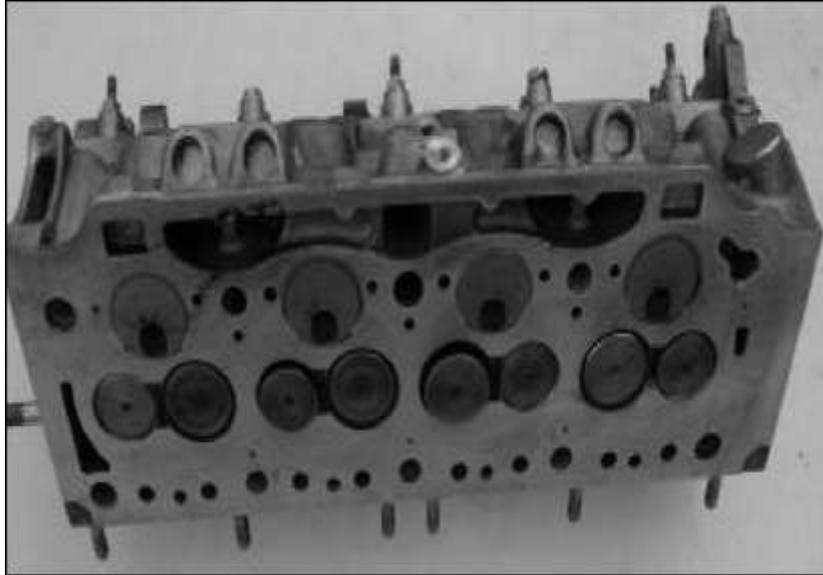


Figure 1.7 : Culasse[5].

1.3.1.4. Joints de culasse

Généralement constitué, de deux feuilles de cuivre ou réduit quelque fois à sa plus simple expression : une simple feuille de cuivre. Le joint de culasse assure l'étanchéité entre la culasse et le bloc cylindre.



Figure 1.8 : Joint de culasse[5].

1.3.1.5. Carter

Le carter est une enveloppe métallique placée à la partie inférieure du moteur, le carter se compose de :

- Le demi-carter supérieur fixé par les boulons à la partie inférieure de bloc-cylindres. Il est coulé avec l'ensemble du bloc-cylindres, il forme le carter cylindre.

- Le demi-carter inférieur ferme complètement la partie inférieure de bloc moteur.



Figure 1.9 : Carter inférieur[5].

1.3.1.6. Cache culbuteur

Elle couvre la culasse du côté supérieur.



Figure 1.10 : Cache culbuteur d'un moteur[5].

1.3.2. Organes mobiles

1.3.2.1. Culbuteurs

Quelque fois appelés aussi basculeurs, les culbuteurs transmettent le mouvement des cames aux soupapes par l'intermédiaire des tiges de culbuteur. L'extrémité en contact avec la tige de culbuteur est munie d'un système vis écrou permettant le réglage du jeu aux culbuteurs.



Figure 1.11 : Culbuteurs[5].

1.3.2.2. Soupapes

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

Les soupapes se classent principalement en trois catégories : les soupapes à tige (aussi appelées soupapes à tulipe), les soupapes rotatives et les soupapes à chemise louvoyant. Les plus répandues sont les soupapes à tige/tulipe qui équipent la quasi-totalité des moteurs à combustion interne actuels. Ces dernières soupapes sont le plus souvent actionnées par un arbre à cames et maintenues par un ou plusieurs ressorts de rappel.

On distingue deux sortes de soupapes :

- Les soupapes d'admission ;
- Les soupapes d'échappement.



Figure 1.12 : Soupape admission Gordien[5].

1.3.2.3. Piston

Le piston est un organe qui constitue les parois de la chambre de combustion, il est animé d'un mouvement alternatif et rectiligne dans le cylindre, il détermine ainsi l'admission, la compression et l'échappement. Il transmet au vilebrequin par l'intermédiaire de la bille l'effort exercé par la pression des gaz pendant que la détente.

Pour que l'aspiration et compression puissent avoir lieu dans des bonnes conditions, il faut que le piston forme avec le cylindre un espace parfaitement clos.

Le piston est en alliage d'aluminium avec un anneau prote-segment en fonte, recouvert d'un enduit graphité permettant de favoriser le rodage et éviter les grippages en cas de surchauffe anormale.

Les segments sont au nombre de trois, le segment Key stone à surface bombée, chromée. Le segment intermédiaire est un segment Key stone chromé droit. Le segment racleur est de type deux rails chromés.



Figure 1.13 : Le Piston[5].

1.3.2.4. Bielle

Il s'agit d'une pièce qui assure la liaison entre le piston et le vilebrequin. La bielle se compose de trois parties:

- le pied (au niveau du piston)
- le corps
- la tête (au niveau du vilebrequin)

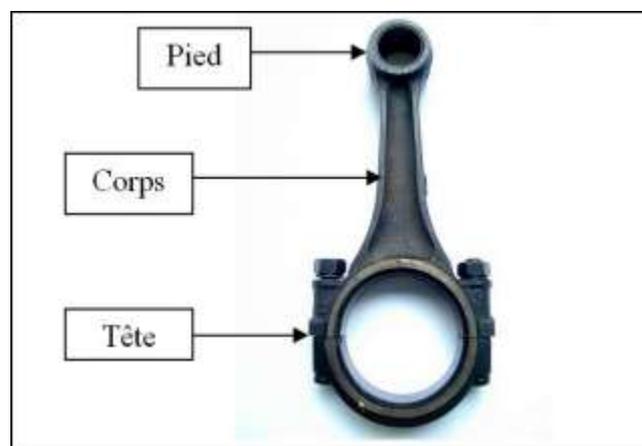


Figure 1.14 : La bielle[5].

1.4.2.5. Vilebrequin

Le vilebrequin est une pièce de moteur à combustion interne ou de moteur Stirling. Il est l'élément principal du système bielle-manivelle, il permet la transformation du mouvement linéaire alternatif dû aux pistons en un mouvement de rotation continu [5]. Par conséquent, le vilebrequin va entraîner tous les éléments du moteur qui ont besoin d'un mouvement rotatif comme :

- la transmission primaire
- l'alternateur
- les contre-arbres d'équilibrage



Figure 1.15 : Le vilebrequin[5].

1.3.2.6. Volant moteur

Le volant moteur joue le rôle d'un volant d'inertie lié au démarreur du moteur et à l'embrayage dont le but est d'amortir les chocs, les vibrations et les bruits du moteur. Il peut aussi stocker un excès d'énergie au moment de l'explosion du moteur afin de dépasser le point mort qui correspond à la compression. Lorsqu'il s'agit d'une volante motrice biomasse, celui-ci est composé de deux masses reliées entre elles par un ressort, des taquets et un roulement à billes. La première masse fonctionne avec le vilebrequin et la deuxième masse fonctionne avec la transmission. Ce sont les deux masses du volant moteur qui permettent de réduire les vibrations.



Figure 1.16 : Volant moteur[5].

1.3.2.7. Arbre à cames

L'arbre à cames est une pièce principale du moteur automobile. L'arbre à cames, nommé aussi "arbre de distribution", commande l'ouverture des soupapes en transformant le mouvement rotatif issu du moteur en mouvement longitudinal actionnant les soupapes. C'est un arbre, une pièce métallique longiligne, entraîné par une roue dentée.



Figure 1.17 : Arbre à came[5].

1.3.2.8. Courroie de distribution

La courroie de distribution est un élément essentiel de la motorisation d'une voiture puisqu'elle permet la synchronisation de certains de ses organes. La courroie de distribution a pour principale fonction de synchroniser le mouvement des soupapes et des pistons afin que

votre moteur fonctionne correctement. Elle sert également dans certains cas à entraîner la pompe à eau, organe clé du refroidissement de votre moteur.



Figure 1.18 : Courroie de distribution[5].

1.3.2.9. Injecteurs

L'injection est un procédé permettant d'alimenter un moteur à combustion en amenant le carburant dans la chambre de combustion sous pression et avec un dosage parfait remplaçant le carburateur. Il reçoit sous pression le carburant et le libère dans le moteur (de manière directe ou indirecte) sous la forme d'un jet microscopique.

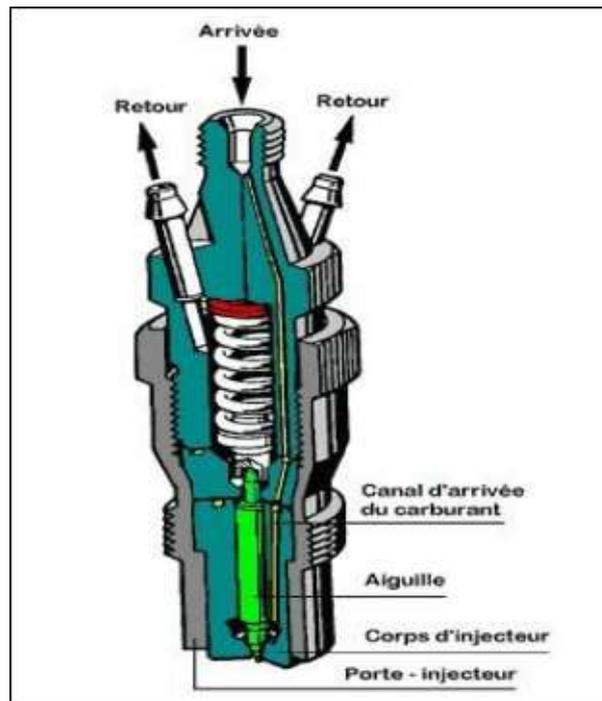


Figure 1.19 Injecteur[5].

1.4. Généralités

1.4.1. Le moteur thermique à combustion interne

On retrouvera, dans tous les moteurs thermiques à combustion interne, qu'ils soient à essence ou à gas-oil les mêmes opérations nécessaires au fonctionnement du moteur et les mêmes définitions de certains termes[6].

1.4.2. Principe de fonctionnement

Le carburant pulvérisé très finement et mélangé à l'air forme un mélange combustible qui est introduit dans le cylindre.

Cette introduction correspond à l'opération d'admission.

A ce stade de l'introduction dans le cylindre, le mélange gazeux est à faible pression. Si on l'enflammait à ce moment, il ne pourrait fournir qu'un travail insuffisant, il faut au préalable le comprimer : c'est l'opération de compression.

Puis, le mélange enflammé se détend en fournissant l'effort moteur transformé en mouvement de rotation sur l'arbre moteur grâce au mécanisme bielle-manivelle.

Enfin, il faut que les gaz brûlés soient évacués avant qu'un nouveau mélange frais soit admis dans le cylindre : c'est l'opération d'échappement.

Puis, ces opérations se répètent dans le même ordre pour constituer le cycle moteur.

1.4.3. Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à explosion

Le moteur diesel se différencie du moteur à explosion par plusieurs points.

Dans le moteur à explosion, le mélange air-essence est formé dans le carburateur à l'extérieur du cylindre. Par contre, dans le moteur Diesel, il se fait dans le cylindre, l'air étant aspiré et le combustible injecté ensuite, à l'aide d'un "injecteur" alimenté par une "pompe d'injection" qui lui communique une pression supérieure à celle régnant dans le cylindre en fin de compression pour permettre son introduction.

Dans le moteur à explosion on essaie d'augmenter le taux de compression mais on est limité par le phénomène "d'auto-allumage". Dans le moteur Diesel, seul l'air est aspiré et on peut le comprimer sans inconvénient pour atteindre des pressions et des températures très élevées.

Le taux de compression est plus élevé dans le moteur diesel que dans le moteur à explosion, ce qui permet d'obtenir un rendement de l'ordre de 35 % alors que le rendement d'un moteur à explosion ne dépasse pas 25 %.

C'est au contact de cet air comprimé que le combustible alors injecté s'enflamme. Comparativement au moteur à explosion, le moteur Diesel ne possède ni carburateur, ni système d'allumage, mais chaque cylindre a un système d'alimentation propre qui comprend : un injecteur et un élément de la pompe d'injection[6].

1.5. Système générale du moteur

1.5.1. Système d'allumage

Tous les moteurs sont munis d'un dispositif pour enflammer le carburant dans les cylindres. Par exemple, le système d'allumage des moteurs à allumage commandé, possède une source électrique à basse tension et de courant continu, connecté au circuit primaire d'un transformateur appelé bobine d'allumage. Le courant est interrompu plusieurs fois par seconde par un interrupteur automatique, la minuterie. Les impulsions de courant dans le circuit primaire induisent un courant pulsé à haute tension dans le circuit secondaire. Ce courant à haute tension est transporté vers chaque cylindre par un commutateur rotatif, le distributeur. Le dispositif d'allumage est la bougie, fixée sur la partie supérieure, ou culasse, de chaque cylindre. La bougie est essentiellement constituée de deux électrodes entre lesquelles le passage du courant à haute tension produit un arc électrique, fournissant ainsi l'étincelle qui enflamme le mélange combustible dans le cylindre[7].

1.5.2. Système d'alimentation et de carburation

Dans un moteur à combustion interne, le système d'alimentation en carburant est constitué d'un réservoir, d'une pompe et d'un appareil à vaporiser ou à atomiser le carburant liquide. Dans les moteurs à allumage commandé, cet appareil est un carburateur. Dans la plupart des moteurs multicylindres, le carburant vaporisé est amené jusqu'aux cylindres par un tuyau ramifié, le conduit d'admission. Dans de nombreux moteurs, un tuyau similaire évacue les gaz produits par la combustion, vers l'extérieur. Le carburant est admis dans chaque cylindre et les gaz d'échappement sont évacués par des soupapes à clapet ou des lumières actionnées

mécaniquement. Les soupapes sont maintenues fermées par des ressorts. Elles sont ouvertes au moment approprié du cycle moteur par les cames d'un arbre entraîné en rotation par le vilebrequin. À partir des années 1980, des systèmes à injection plus perfectionnés, également utilisés dans les moteurs Diesel, ont largement supplanté les dispositifs traditionnels d'alimentation en mélange d'air et de carburant ; ces systèmes contrôlés électroniquement réduisent la consommation en carburant et la pollution[7].

1.5.3. Système de refroidissement

En raison de la chaleur dégagée par la combustion, tous les moteurs sont équipés d'un système de refroidissement. Certains moteurs d'avions, d'automobiles et de bateaux sont refroidis par l'air. Dans ce système, la surface extérieure du cylindre est divisée en une série d'ailettes de refroidissement ayant une importante surface métallique, ce qui permet de diffuser la chaleur du cylindre. D'autres moteurs sont refroidis par l'eau, et leurs cylindres sont enfermés dans une chemise externe remplie d'eau. Dans les automobiles, une pompe fait circuler l'eau dans la chemise. Le refroidissement est assuré par le passage de l'eau dans les tubulures d'un radiateur[8].

1.5.4. Système de graissage

Le système de graissage est destiné à protéger les pièces en mouvement de l'usure et de diminuer les frottements qui sont à l'organe de l'usure.

Ce système assure la formation des films de lubrifiant entre les surfaces de la pièce en mouvement (segment, cylindre, paliers et tourillons de vilebrequin, ..., etc).

Le procédé de graissage est déterminé d'après la position et le mouvement des pièces. On distingue trois types de graissage dans le moteur diesel qui sont graissage sous pression, par barbotage et par écoulement[7].

1.6. Classification des moteurs à combustion interne

1.6.1. Selon le type d'allumage

- moteur à allumage commandé (essence) : Le démarrage de la combustion est produit par une étincelle électrique. Dans un moteur à essence, on a préparation préalable du mélange (air/combustible).
- moteur à allumage par compression (Diesel) : Le début de la combustion est produit par la haute température des gaz dans le cylindre (taux de compression élevé). Le combustible est introduit dans la chambre de combustion au moment où la combustion doit se produire nécessité d'une pompe d'injection haute pression[8].

1.6.2. Selon le nombre de temps (nombre de tours pour faire un cycle complet)

1.6.2.1. 4 temps (2 tours/cycle)

- Temps admission : aspiration d'air ou de mélange air-essence.
- Temps compression : de l'air ou du mélange.
- Temps combustion-détente : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
- Temps échappement: évacuation des gaz brûlés.

On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

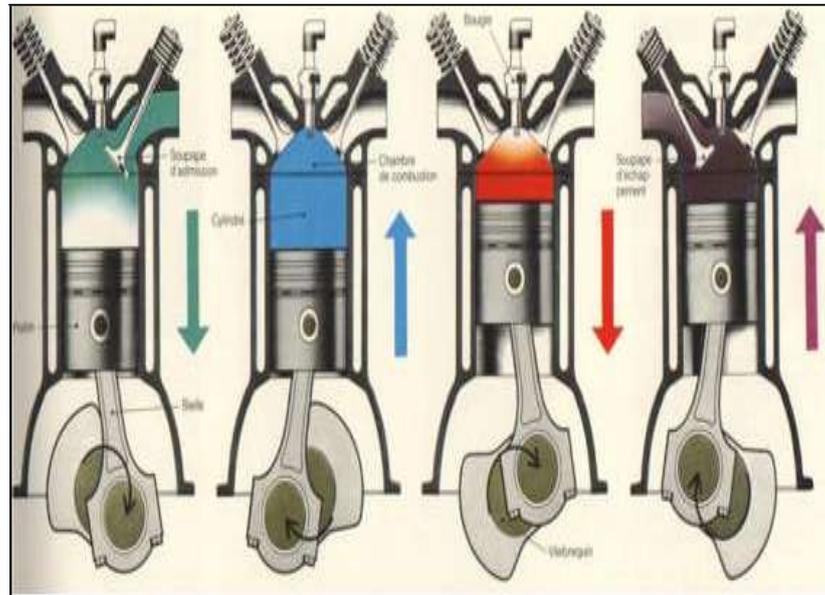


Figure 1.20 : Moteur à quatre temps[7].

1.6.2.2. 2 temps (1 tour/cycle)

Il est possible de fabriquer des moteurs à allumage commandé ou des moteurs Diesel à deux temps, ayant un cycle de combustion un temps sur deux, au lieu d'un temps sur quatre pour les moteurs à quatre temps. Le rendement de tels moteurs est plus faible que celui des moteurs à quatre temps ; la puissance d'un moteur à deux temps est toujours inférieure à la moitié de celle d'un moteur à quatre temps de taille comparable.

2 temps = 2 courses du piston (1 tour)

1er temps (du PMB au PMH)

2ème temps (du PMH au PMB)

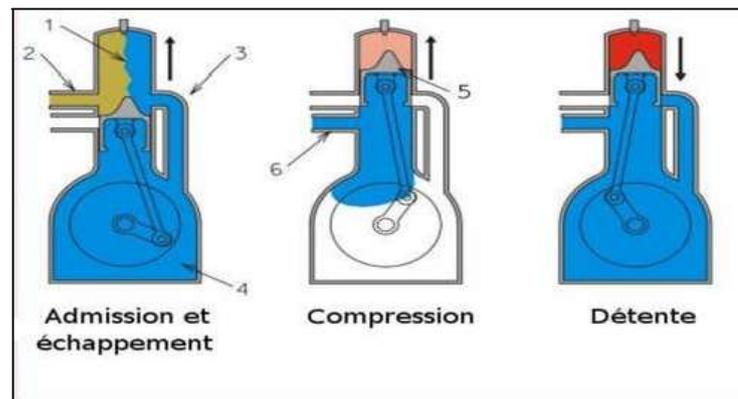


Figure 1.21 : Moteur à deux temps[7].

1.6.3. Selon le type d'injection

On distingue deux catégories de moteurs selon le type d'injection. Deux grands types d'injection existent :

1.6.3.1. Injection directe

Le système d'injection directe est assez commun entre un moteur diesel et une motrice essence, ce qui n'est pas le cas pour l'injection indirecte dont la conception change en partie.

Ici c'est donc assez simple : le bout de l'injecteur donne directement sur la chambre de combustion (le cylindre), il va donc pulvériser le carburant directement dans cette chambre au moment voulu (3^{ième} temps sur les 4temps).

Sur un diesel, il est un peu plus difficile d'injecter le gazole car il est moins fluide que l'essence. En conséquence, l'injection est souvent plus puissante en termes de pression. Figure (1.21).

Notez qu'il ne s'agit pas d'une bougie mais bel et bien d'un injecteur ... Le carburant est ici envoyé sous pression directement dans la chambre de combustion [8].

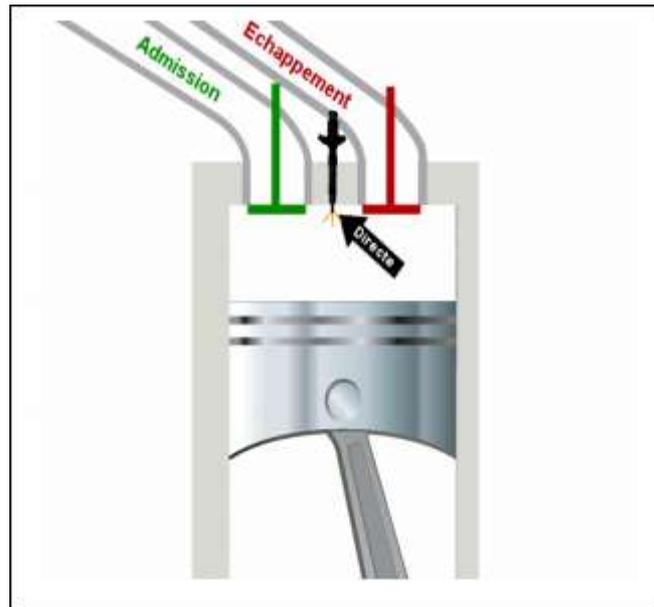


Figure.1.22 : Principe d'injection directe dans un moteur diesel[8].

1.6.3.2. Injection indirecte

En effet, ce qui arrive par la soupape d'admission dans un diesel ne se limite qu'à de l'air, alors que dans une essence c'est un mélange air/carburant.

En conséquence, le mélange se fait dans une petite chambre à part qui est connectée au cylindre via un conduit, et non pas dans un autre endroit situé ailleurs (dans le circuit d'admission dans le cas d'une essence). Le mélange sera effectué encore une fois grâce aux "courants d'air" générés par les va et vient du cycle 4 temps (mais aussi par la conception aérodynamique précise de l'intérieur du moteur, qui permet alors les turbulences nécessaires au mélanges air/carburant).

Notez que les bougies de préchauffage sont plus importantes pour une injection indirecte que directe. En effet, un moteur à injection directe démarrera très bien sans elles s'il ne fait pas trop froid évidemment. Une petite chambre connectée au cylindre permet à la fois d'injecter le carburant mais aussi de le mélanger à l'air de l'admission grâce à une forme spécifique en termes d'aérodynamisme. L'air circulant dans la sphère au moment de la compression (quand le piston remonte en "écrasant" l'air) provoque un tourbillon qui brasse le tout : ce qui permet d'avoir un mélange uniforme et donc plus avantageux pour la combustion (ce qui améliore le rendement).Figure (1.22).

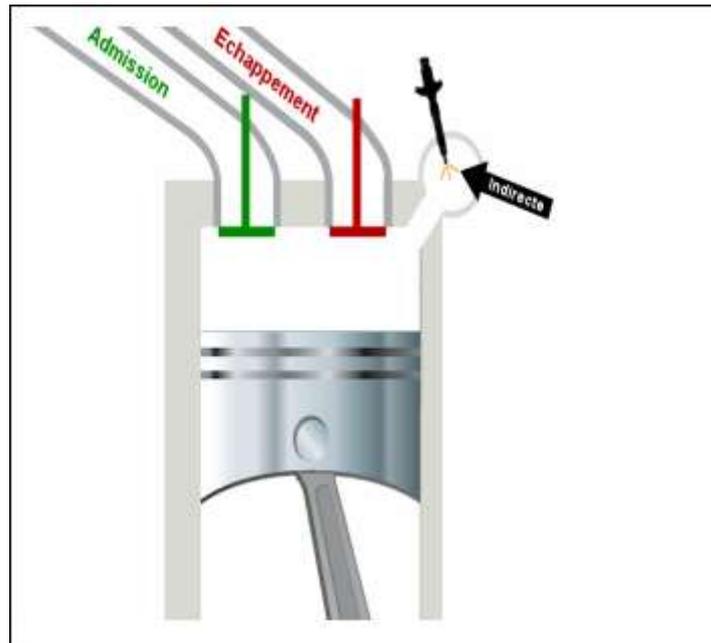


Figure.1.23 : Principe d'injection indirecte dans un moteur diesel[8].

Conclusion

Dans ce chapitre nous donnons une généralité sur les moteurs à combustion interne sur le plan de structure ou de fonctionnement.

On ne peut pas faire une comparaison à propos des deux types du moteur pour dire que l'un des moteurs est plus faible.

Mais la classification reste à choisir les types du moteur par rapport aux caractéristiques ou du besoin.

Chapitre 02

Généralité sur les moteurs diesel

Introduction

Les moteurs Diesel doit comporter des pièces plus résistantes que leurs homologues équipant les moteurs à essence car, le taux de compression y étant nettement supérieur, les contraintes mécaniques y sont nettement plus importantes. Les parois d'un Diesel sont en général beaucoup plus épaisses que celles d'un moteur à essence et portent davantage de nervures et de renforts pour mieux résister aux contraintes mécaniques et thermiques. Les pistons, les bielles, le vilebrequin doivent être plus résistant que les mêmes organes montés sur un moteur à essence. La conception de la culasse doit être très différente en raison de la présence des injecteurs de gazole et de la forme spéciale des chambres de précombustion et de combustion. Ce chapitre est consacré à la présentation d'un moteur thermique[9].

Pour le fonctionnement normal, selon le type, le moteur doit être équipé des système et mécanismes.

Un moteur diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont semblables et s'ils respectent le même cycle à quatre temps, un moteur diesel et un moteur à explosion présente des différences sensibles, en particulier dans la façon dont le mélange carburé y est en flamme et dans la manière dont la puissance délivrée y est régulée [10] .

2.1. Définition du moteur diesel

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'autoallumage ; Il n'a donc pas besoin de bougies d'allumage. Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre le démarrage du moteur à froid en augmentant la température de la chambre de combustion, mais leur présence n'est pas systématique.

Dont la combustion est déclenchée par l'injection de gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé, il se produit alors une auto-inflammation, ce qui signifie que le mélange s'enflamme spontanément[10].

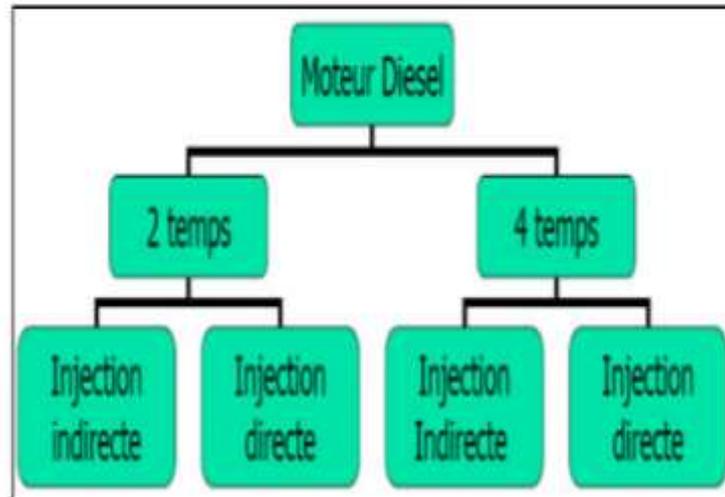


Figure 2.1 : Classification du moteur diesel[10].

2.2. Cycle à quatre temps de moteur Diesel [11]

C'est l'ensemble des évolutions que subit une même masse d'air depuis son entrée dans le cylindre jusqu'à sa sortie dans l'atmosphère, avec une variation de volume, de pression, et de température.

Les quatre temps correspondent à une rotation de vilebrequin égale à 720° , soit deux tours de vilebrequin.

Dans ce cycle nous avons les phases suivantes :

2.2.1. Cycle théorique

La (Figure. 2.2) représente les quatre temps suivants :

1^{er} Temps : Admission (SA ouverte ; SE fermée)

Le piston est au PMH et va se déplacer vers PMB aspirant de l'air frais pour remplir le cylindre ; c'est la course d'aspiration qui dure depuis le PMH jusqu'au PMB soit $\frac{1}{2}$ tour de vilebrequin qui est égale à 180° . Cette évolution a lieu à la pression atmosphérique (1,01325bars).

2^{ème} Temps : Compression : (SA fermée ; SE fermée)

Le piston se déplaçant de PMB vers PMH comprime l'air frais qui se trouve emprisonné dans le cylindre à une pression de l'ordre de 35 à 40 bars ce qui le porte à une température voisine de 500 à 600°C.

3^{ème} Temps : - Injection – Combustion – Détente (SA fermée ; SE fermée)

Le piston est au PMH, l'air comprimé puis porté à haute température, on injecte de gasoil finement pulvérisé dans la chambre de combustion. La pression d'injection doit être supérieure à la pression régnant alors dans le cylindre pour permettre l'introduction de combustible.

La pression varie suivant le type de moteur qui est entre 80 et 250 bars et même plus dans certains moteurs Diesel marins. L'injection est progressive et dure 15/100 environ de la course du piston soit 25° à 30° de rotation de vilebrequin.

Au contact de l'air comprimé à température élevée, le combustible s'enflamme de lui même. La température d'inflammation du gas-oil étant voisine de 300°C, donc inférieure à celle de l'air contenu dans le cylindre.

Il s'enflamme spontanément à mesure qu'il est injecté. Néanmoins, un certain temps mesurable s'écoule entre le début de l'injection et le début de combustion. Cet intervalle est connu sous le nom de « délai d'allumage ».

Les gaz augmentent de volume, leur détente chasse le piston vers le PMB. Le vilebrequin reçoit de l'énergie durant toute cette course : c'est le temps moteur.

Au moment de la combustion la pression des gaz atteint 50 à 100 bars ; la température est alors de l'ordre de 1800 à 2000°C.

4^{ème} Temps : Echappement (SA fermée ; SE ouverte)

La soupape d'échappement s'ouvre, il s'ensuit une retombée instantanée de pression ensuite les gaz brûlés sont chassés par le piston qui remonte vers le PMH. La température est tombée à 500°C environ, la soupape d'admission s'ouvre et le cycle recommence.

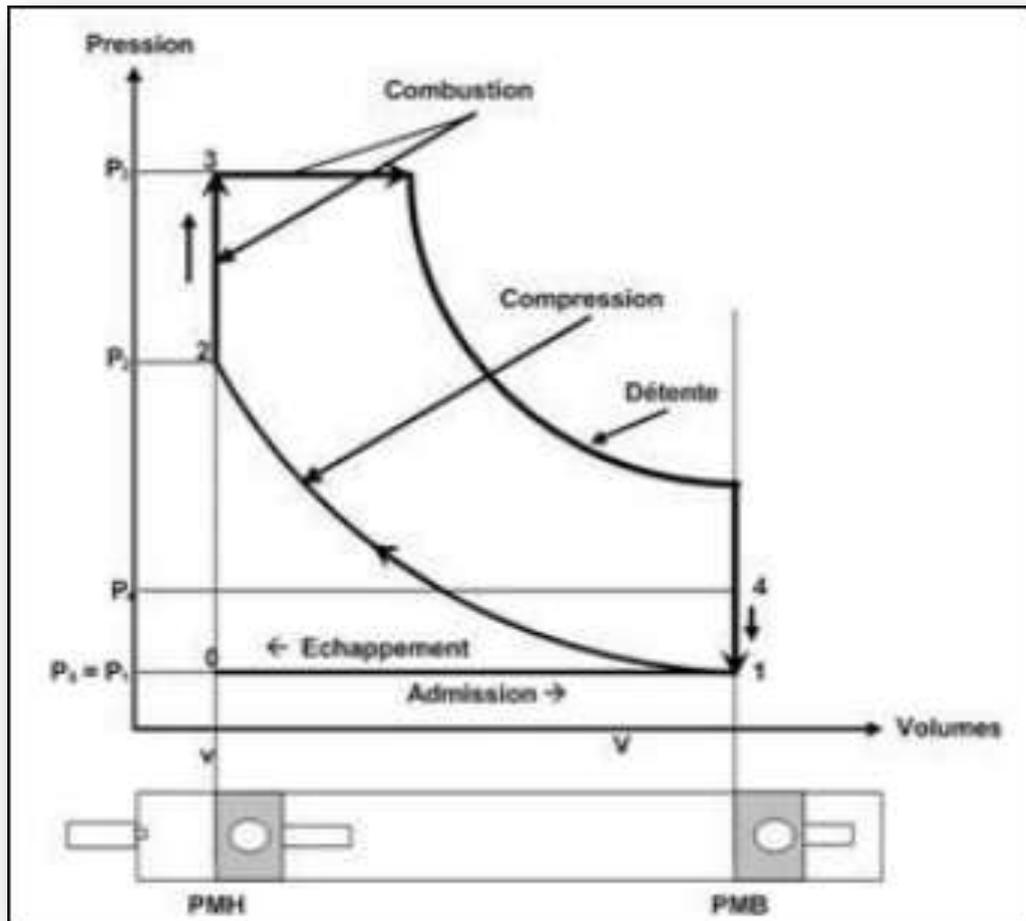


Figure 2.2 : diagramme de cycle mixte (cycle de Sabathé)[11].

2.2.2. Cycle réel [12]

En pratique le cycle réel présente les quatre distinctions suivantes par rapport au cycle Idéal ;(Figure 2.3)

1- Avance ouverte admission (AOA) :

Pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés, on donne de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, de façon à ce que l'air aspiré dans le cylindre chasse les gaz brûlés.

2- Retard fermeture admission (RFA) :

On donne de retard à la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage de cylindre en air frais. En effet, l'air ayant acquis une certaine vitesse durant la course descendante du piston, continue de pénétrer dans le cylindre pendant le temps mort du piston quand il est au PMB.

3- Avance ouverture échappement (AOE) :

A la fin de cycle de détente, il est bon d'avoir de l'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés.

4- Retard fermeture échappement (RFE) :

Nous remarquons que ce retard correspond à peu près à l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission. En effet, les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés.

La comparaison avec le digramme théorique fait ressortir un certain nombre de différences provenant de l'énergie de l'air qui diminue le remplissage, du délai d'allumage et des contrepressions à l'échappement.

On a donc été ramené, sur le moteur diesel, à opérer comme sur le moteur à explosion un réglage de la distribution (AOA- RFA- AOE- RFE et AA).

On obtient ainsi le diagramme de la figure3.

- 1) L'aspiration et l'échappement ne s'effectuent pas à la pression atmosphérique en raison des pertes de charge.
- 2) La compression et la détente ne sont pas adiabatiques mais poly tropiques.
- 3) La combustion n'est pas instantanée, ne commence pas au début du 3^{ème} temps pour remédier à cet état de choses on réalise une avance à l'injection AI.

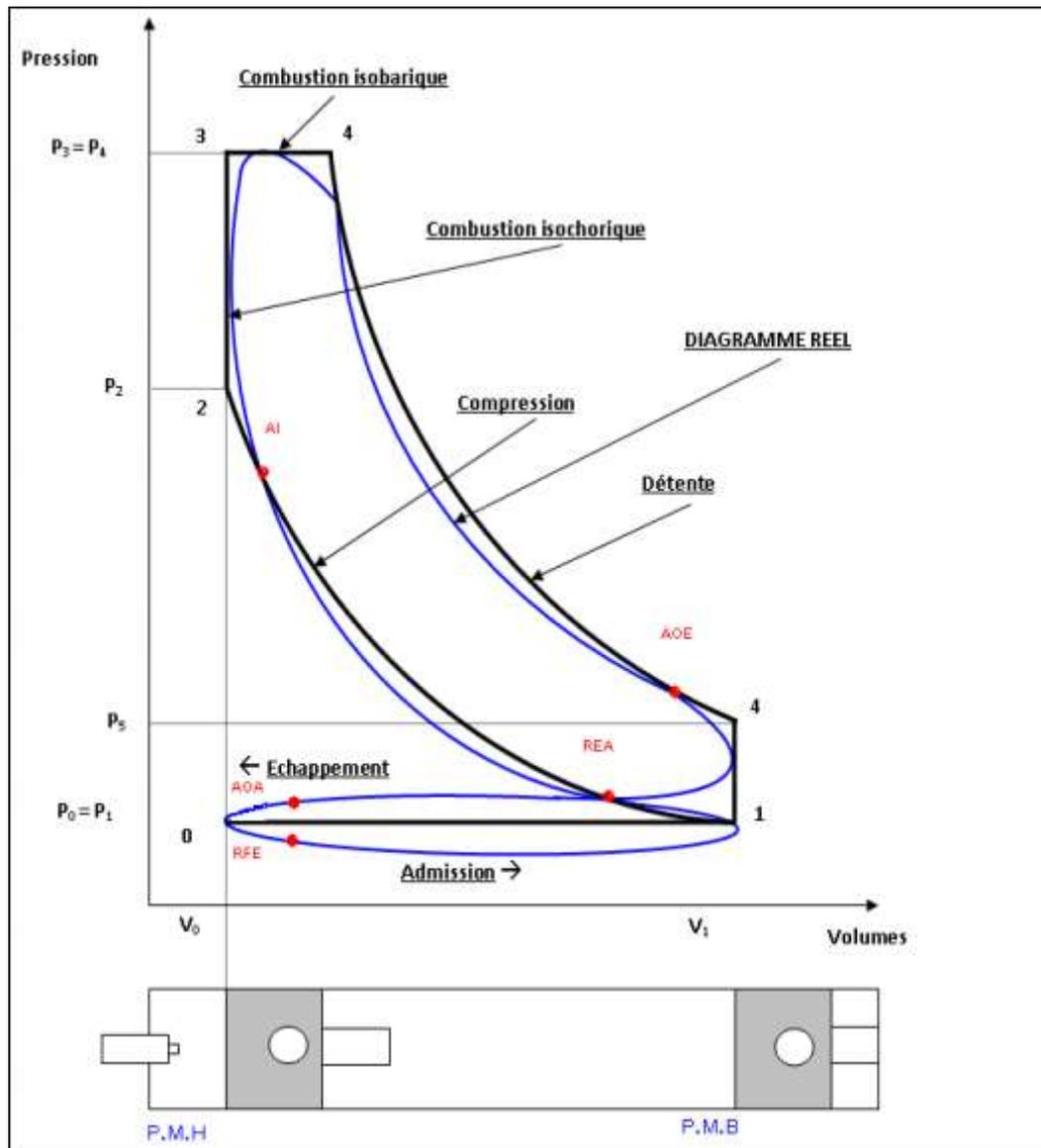


Figure 2.3 : diagramme réel de moteur diesel (cycle mixte)[12].

2-3-3 L'ordre d'injection

Moteur à 4 cylindres:

L'ordre de marche utilisé pour les moteurs à 4 cylindres est : 1-3-4-2 la répartition des phases des différents cylindres au d'un cycle complet est résumée dans le tableau n° 01 suivant :

<i>CYL 1</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>
<i>CYL 2</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>
<i>CYL 3</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>
<i>CYL 4</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>

Tableau 2.1. Ordre de fonctionnement des cylindres.

2.3. Avantages et inconvénients du moteur diesel [8]

Le moteur diesel fournit de l'énergie mécanique meilleure que le moteur à essence pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé.
- Le combustible employé pour les moteurs Diesel est relativement bon marché.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques
- Les dangers d'incendie sont réduits. En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. Par contre, l'essence produit des vapeurs inflammables à une température bien inférieure.

Cependant le moteur Diesel présente les inconvénients suivants :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions et des températures élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes
- mécaniques plus complexes que ceux des moteurs à explosion. Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le carburant injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées.
- Les pressions en cours de combustion normale sont élevées et augmentent s'il se produit des "ratés d'inflammation". En effet, au combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur, s'ajoute le combustible injecté au cycle suivant, l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable.

En conséquence :

- l'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où obligation de disposer sur les pistons d'un nombre suffisant de segments.

- une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.
- l'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs ou la pompe d'injection nécessite l'intervention de spécialistes qualifiés.
- le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tous les organes mobiles du moteur.

2.4. Principe de fonctionnement du moteur diesel [12]

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur. Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi tour de vilebrequin). La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur. On distingue deux types de moteurs, les moteurs deux temps (le cycle complet s'étend sur un tour de vilebrequin) et les moteurs dont la période correspond à quatre temps (deux tours de vilebrequin). Le cadre de l'étude se limite à l'étude du moteur Diesel fonctionnant conformément au cycle à quatre temps (**figure (2.4)**).

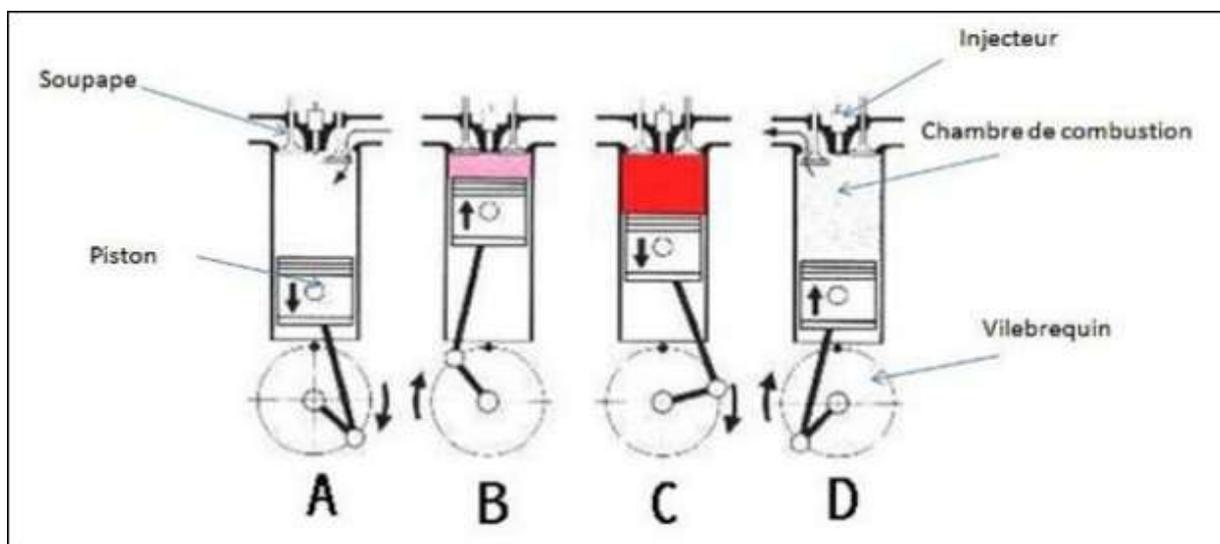


Figure 2.4 : Les 4 temps du moteur Diesel[12].

- **Le premier temps (A) :** C'est une phase d'admission d'air pur (constitué essentiellement d'azote et d'oxygène qui est le comburant). Ainsi, lors de la descente du piston, qui crée une dépression dans la chambre de combustion, l'air est aspiré et entre via l'orifice laissé ouvert par la soupape d'admission [12].
- **Le deuxième temps (B) :** C'est une phase de compression. Lors de la remontée du piston, les soupapes étant fermées, la chambre de combustion est complètement hermétique. Ce qui entraîne une augmentation de température (jusqu'à 800 °C).
- **Le troisième temps (C) :** L'injection de gazole (qui est le combustible) entraîne une

Combustion qui dégage une grande quantité d'énergie et permet de repousser le piston. Les deux soupapes sont toujours fermées.

- **Le quatrième temps (D) :** Il est appelé échappement. Le piston remonte, la soupape d'échappement s'ouvre et permet l'évacuation des gaz résultant de la combustion et des imbrûlés.

2.5. Caractéristique du moteur diesel [13]

Les moteurs thermiques à combustion interne se caractérisent principalement :

2.5.1. Alésage et course

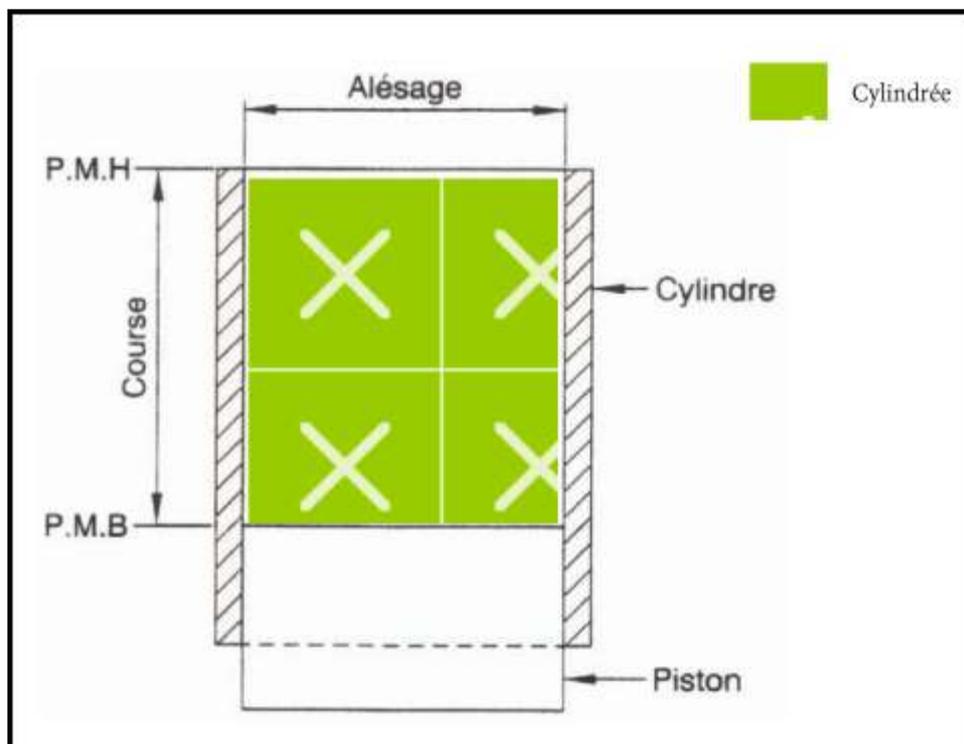


Figure 2.5 : Alésage et course[13].

- L'alésage est le diamètre intérieur du cylindre.
- La course est la distance comprise entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB) (figure 2.5).

2.5.2. La cylindrée

C'est le volume total des cylindres d'un moteur exprimé en centimètre cubes ou en litres.

- Cylindrée unitaire (d'un seul cylindre), celle-ci est égale :

$$C_u = \pi \cdot \frac{a^2}{4} \cdot C$$

Avec : a=Alésage en centimètres ;

C= Course en centimètres.

➤ Cylindrée totale qui est égale à :

$$C_u = \pi \cdot \frac{a^2}{4} \cdot C \cdot n$$

Avec : n = nombre de cylindres.

On différencie également les mesures selon leur rapport alésage/course :

- Alésage < course : moteur à course longue ;
- Alésage = course : moteur carré ;
- Alésage > course : moteur supercarré.

2.5.3. Rapport volumétrique

C'est le rapport existant entre le volume total du cylindre lorsque le piston est au PMB ($V+v$) (figure 2.6) et le volume restant lorsque le piston est au PMH (v) (figure 2.7).

C'est volume (v) correspond à la chambre de combustion.

Le rapport volumétrique se représente par la lettre rho :

$$\rho = \varepsilon = \frac{V+v}{v}$$

Avec :

ρ = rapport volumétrique

V = cylindrée unitaire ;

v = volume de la chambre de combustion.

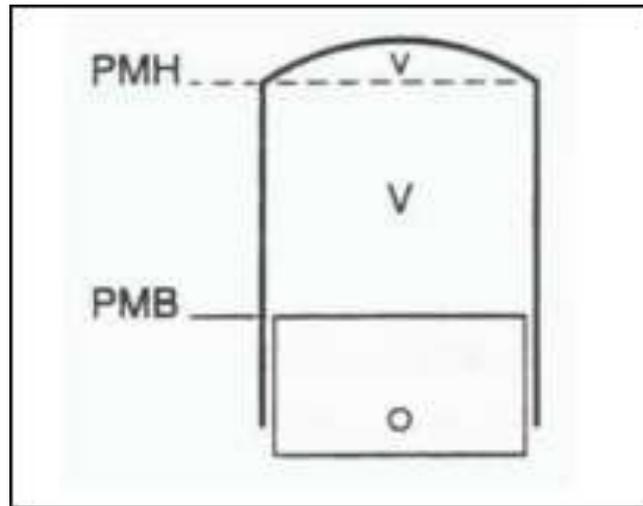


Figure 2.6 : Volume du cylindre lorsque le piston est au PMB ($V+v$)[13].

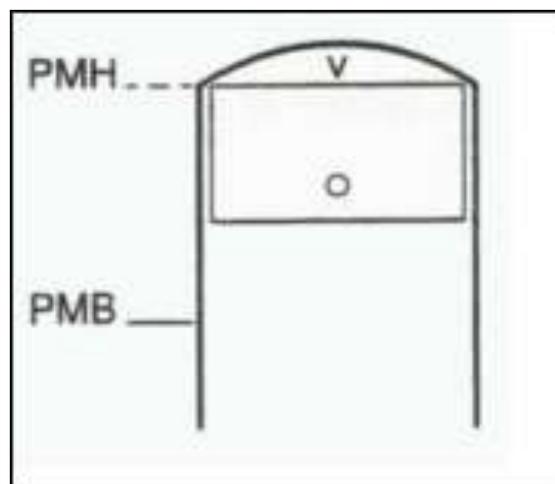


Figure 2.7 : Volume du cylindre lorsque le piston est au PMH (v)[13].

2.6. Système d'injection du moteur diesel [14]

Le mode d'injection des carburants dans la chambre de combustion a fait l'objet de nombreux changements au cours de la dernière décennie aussi pour les nouveaux moteurs Diesel.

Le terme d'injection peut-être associé à différentes notions : mécanique, électrique, directe, indirecte, à rampe commune ... Il est important que vous soyez alerte sur la différence entre certains éléments, notamment entre l'injection classique et l'injecteur à rampe commune ou Common rail.

- Différence entre rampe commune (Common rail) et injection classique : Une injection classique se compose d'une pompe à injection qui est elle-même reliée à chaque

injecteur. Cette pompe s'occupe donc d'envoyer sous pression le carburant aux injecteurs figure (2.8) ... Un système de rampe commune est très ressemblant, sauf qu'entre la pompe à injection et les injecteurs il y a une rampe commune figure (2.9). Il s'agit d'une sorte de chambre où l'on envoie le carburant qui s'accumule sous pression (grâce à la pompe) [8].

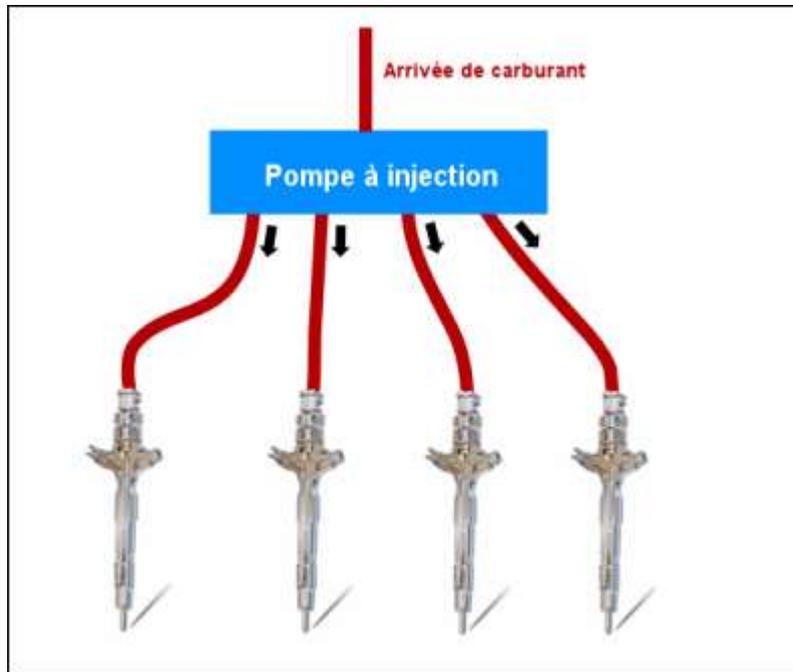


Figure 2.8 : Injection classique[14].

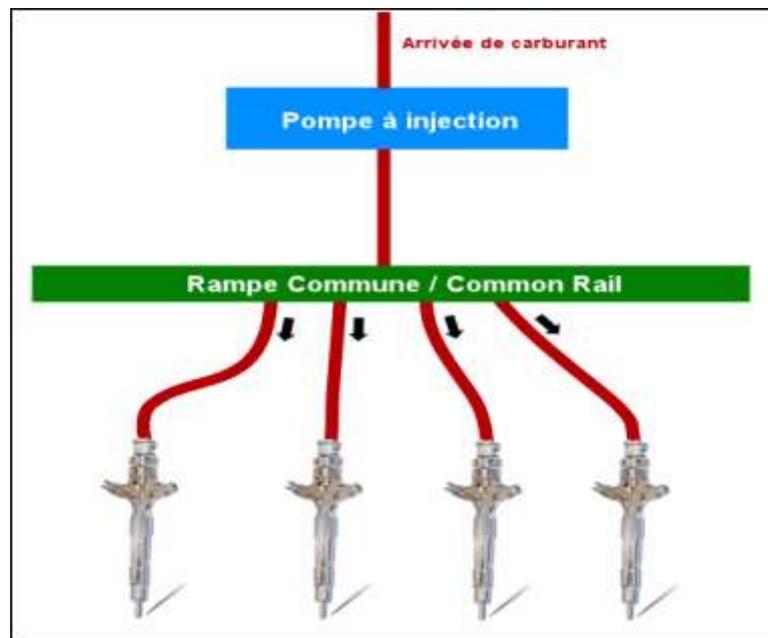


Figure 2.9 : Un système Common rail[14].

2.6.1. Avantages du système d'injection

- L'augmentation des performances du moteur (couple, puissance,...).
- Economie de carburant grâce au dosage très précis.
- Diminution des émissions toxiques (meilleure combustion).
- Meilleur remplissage en air des cylindres.

2.7. Etude d'équilibrage du moteur à quatre temps [15]

Les déséquilibrages dans moteur proviennent des actions d'inertie produit par les éléments mobiles en mouvement.

2.7.1. Le mécanisme bielle-manivelle

La majorité des moteurs à combustion interne fonctionnent suivant le principe de transformation du mouvement alternatif rectiligne du piston en mouvement circulaire de l'arbre moteur. Cette transformation est réalisée par l'intermédiaire de l'ensemble mécanique bielle-manivelle. Le vilebrequin est formé par l'arbre moteur et des axes excentriques (les manivelles), la bielle réalise la liaison entre la manivelle et le piston, l'effort des gaz sur ce dernier est alors transmis au vilebrequin. Cette transformation présente un inconvénient, le mouvement alternatif du piston engendre des variations de la vitesse de rotation. Pour absorber ces variations, le vilebrequin supporte à l'une de ses extrémités un volant d'inertie. D'autre part, l'ordonnancement des cylindres et la conception du vilebrequin sont adaptés de manière à optimiser le transfert du mouvement rectiligne en mouvement de rotation. Les critères d'optimisation sont généralement : la réduction des vibrations et la limitation des pulsations de couple sur l'arbre moteur.

Le système bielle - manivelle est très répandu dans les systèmes mécaniques.

C'est un mécanisme de transformation de mouvement.

La manivelle tourne autour d'un axe fixe. Elle est reliée à la bielle par un axe (rotation possible entre les deux pièces)

La seconde extrémité de la bielle est reliée à un autre élément mécanique en fonction de la transformation de mouvement souhaitée:

- à un piston: transformation rotation / translation ;
- à une manivelle: transformation rotation / rotation alternative.

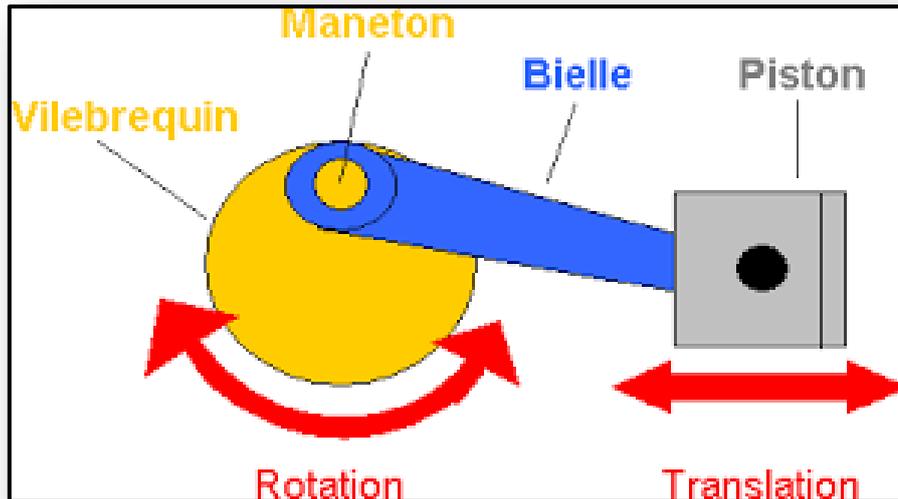


Figure 2.10 : Systèmes bielle-manivelle[15].

2.7.2. Equilibrage des effets d'inertie

L'ordre de l'étude d'un moteur, la cinématique et la dynamique précèdent l'équilibrage des forces d'inertie. La cinématique permet de connaître la position, la vitesse et l'accélération de tous les points du moteur et leurs variations sur un tour moteur en fonction du régime. La dynamique permet de connaître les efforts et les couples en tous les points, et leurs variations sur un cycle moteur en fonction du régime et de la charge.

Le moment dynamique d'un solide S par rapport à son centre de gravité G est égal à la somme des moments de forces extérieures appliquées au solide ramenés au centre de gravité. Après l'étude dynamique, on peut classer les efforts en deux catégories : les efforts internes et les efforts externes[15].

Les efforts internes sont les efforts « qui ne sortent pas du moteur » comme, par exemple, l'effort dans une vis de culasse ou sur un palier de ligne d'arbre.

Ils s'appliquent localement à des pièces internes qu'il faut dimensionner en conséquence.

Les efforts externes sont les efforts « qui sortent du moteur » comme, par exemple, le couple moteur ou le couple de basculement dû à l'effort latéral du piston sur la chemise. Ils s'appliquent globalement du moteur vers le milieu extérieur et, s'ils ne sont pas constants, provoquent des mouvements du moteur sur son support.

L'équilibrage s'intéresse aux efforts externes engendrés par les forces d'inertie.

Afin de connaître les mouvements du moteur sur son support, ce qui est indispensable pour la dentition de la liaison moteur-support, il suffit de lui appliquer les théorèmes de la dynamique. Pour de faibles mouvements, le moteur peut être fixé rigidement sur son support ;

s'ils sont plus importants, il faut passer par l'intermédiaire de cales élastiques afin de minimiser les variations d'efforts et de couples transmises au support.

Le but de l'équilibrage est de limiter ces mouvements créés par les forces d'inertie. Il y a deux raisons, géométrique et acoustique :

— **premièrement**, positionner correctement le moteur par rapport à son environnement en évitant de trop grands débattements pour des raisons d'encombrement (par exemple, proximité du capot ou du radiateur dans le cas d'un véhicule automobile) et de complexité de liaison avec les organes annexes (par exemple, tenue en endurance de la ligne d'échappement qui impose des rotules ou des soufflets pour absorber les débattements du moteur, liaisons souples aux circuits d'eau, d'alimentation en carburant) ;

— **deuxièmement**, limiter les vibrations transmises par le moteur à son support pour éviter les remontées de bruit par les points de fixation et garantir une bonne tenue en endurance de la liaison moteur-support .

2.7.3. L'équilibrage du vilebrequin

Si le vilebrequin se trouve parfaitement équilibré grâce au critère définis plus haut (symétrie + masses d'équilibrage), il ne l'est plus lorsqu'il est accouplé aux ensembles bielles-pistons[16].

En effet :

- L'ensemble bielles-piston en se déplaçant, engendre des oscillations créatrices de vibrations (1 et 2, figure 2.11).
- Le cycle à 4 temps présente des angularités dans son fonctionnement-poussées discontinues (figure 2.11).

Rappelons que pour un moteur monocylindre, il ne se produit une détente que tous les deux tours de vilebrequin.

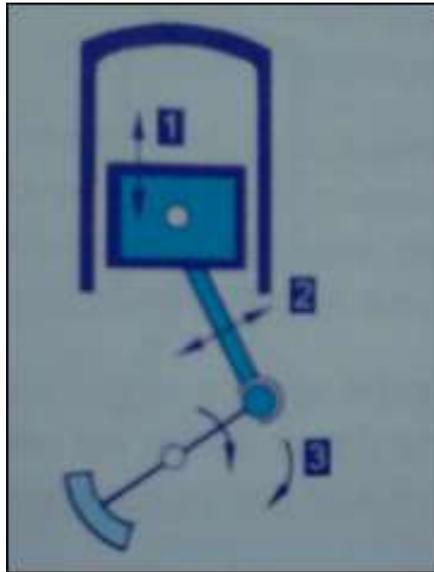


Figure 2.11 : Autre déséquilibre[15].

Avec : 1= mouvement rectiligne alternatif, accélération et décélérations rapides.

2 = mouvement pendulaire.

3 = poussées intermittentes.

2.7.4. Les ordres de fonctionnement du moteur à 4 cylindres

- Le moteur à quatre cylindres en ligne (figure 2.12).

Deux ordres sont possibles : 1-3-4-2 ou 1-2-4-3. L'ordre le plus couramment utilisé est la première cité, pour des raisons de meilleur écoulement du fluide gazeux.

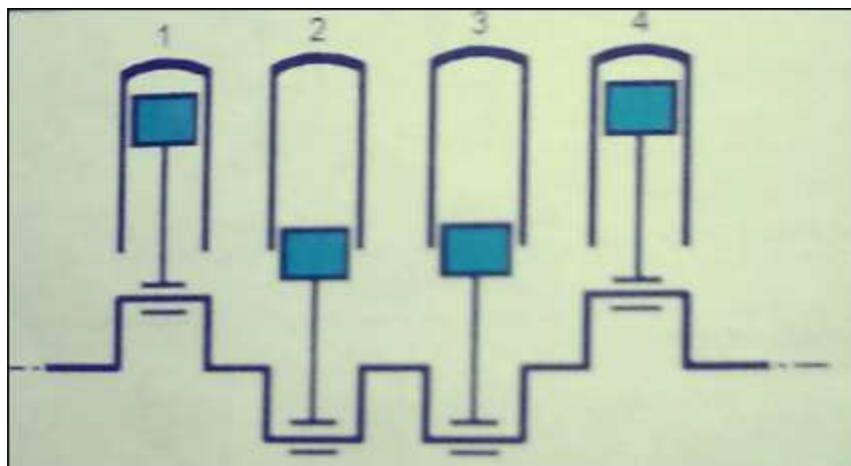


Figure 2.12 : Quatre cylindres en ligne[15].

- Le moteur à quatre cylindres à plat opposés (figure 2.13).

Deux ordres sont possibles : 1-2-3-4 ou 1-4-3-2.

L'ordre 1-4-3-2 est le plus approprié. Outre un meilleur remplissage, il permet une meilleure réparation de poussées sur le vilebrequin.

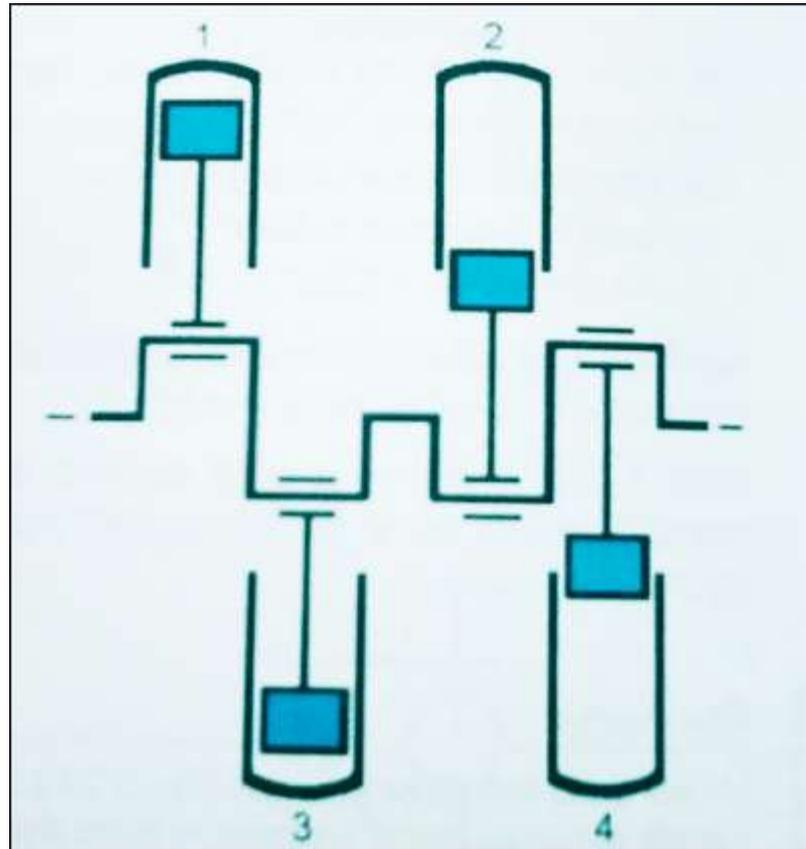


Figure 2.13 : Quatre cylindres à plat opposés[15].

2.7.5. Equilibrage externe d'un moteur

Jusqu'à présent, nous avons étudié les forces que subissent les composants d'un moteur simple à un seul cylindre. En fait, la présence de plusieurs cylindres facilite les conditions d'équilibrage puisque d'une part le couple moteur est plus régulier et que d'autre part, la composition de plusieurs forces verticales et horizontales peut réduire l'amplitude de la résultante[15].

En général, l'équilibrage des moteurs doit répondre aux exigences suivantes, établies par les fabricants :

- dans la grande majorité des cas, l'expérience permet de considérer le moteur comme étant très rigide, de sorte que l'équilibrage interne et l'équilibrage externe parfaits ne sont pas requis ;

En général, la pose de contreponds sur les joues du vilebrequin suffit à réduire les forces verticales et horizontales des valeurs acceptables. Absorbées par les paliers

du vilebrequin, ces forces seront transmises à la coque. Ce qui importe surtout c'est que ces poids soient placés de telle sorte que, sous la résultante de tous les efforts, la valeur minimale de l'épaisseur du film d'huile de chaque palier soit suffisante pour éviter tout contact entre les deux surfaces se déplaçant sous charge l'une par rapport à l'autre.

- pour les moteurs lents à propulsion dont le nombre de cylindres est réduit (quatre ou cinq), l'irrégularité du couple, ainsi que le poids des pièces animées d'un mouvement alternatif ou rotatif, provoquent des efforts ou moments externes élevés.

Afin de réduire les moments externes produits par les forces verticales et horizontales, les fabricants optent pour une des deux solutions suivantes : la possède contrepoids sur des volants situés à chaque extrémité du vilebrequin, ou l'utilisation de balanciers de Lan chester. L'étude de ces deux solutions complétera donc ce point.

2.7.5.1. Pose de contrepoids sur des volants situés à chaque extrémité du vilebrequin

La technique de pose de contrepoids, représentée à la figure 2.14, compense les vibrations de premier ordre provoquées par les masses d'inertie en rotation. En effet, nous savons déjà que l'usage de contrepoids posés sur le vilebrequin de ce type de moteurs est insuffisant. De plus, après un ajustement précis de leur position respective, les contrepoids posés sur les volants produiront une force verticale minimale alliée une force horizontale maximale. Ces masses seront donc disposées de façon à créer une force égale et de sens opposé à la force horizontale produite par le mouvement des masses d'inertie en rotation. On tiendra compte alors des principes d'équilibrage déjà énoncés.

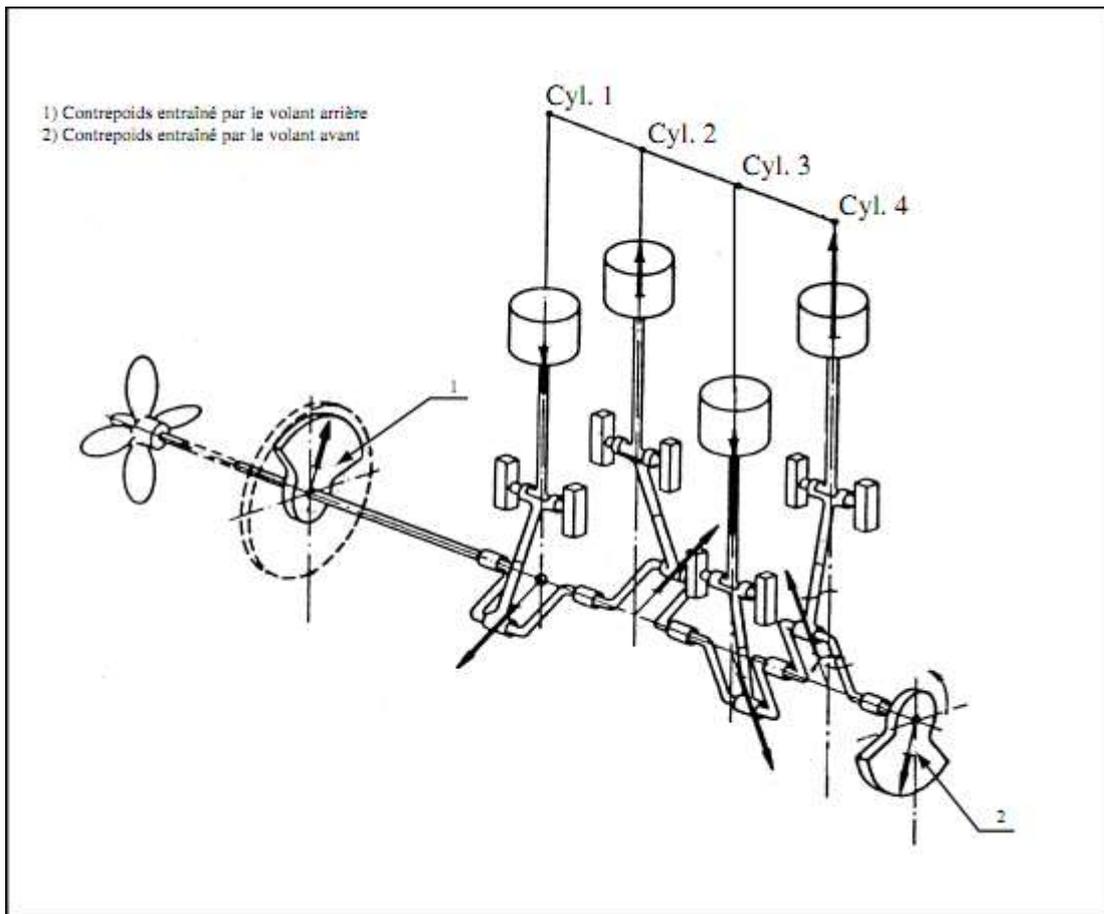


Figure 2.14 : Equilibrage des moments externes du premier ordre pour un moteur lent propulsion, deux temps[15].

Conclusion

Le développement de la conception du moteur diesel quatre temps peut influencer sur les organes en tenant compte les exigences techniques et environnemental (problème de pollution) exemple : Moteur diesel, distribution à géométrie variable, stabilité du moteur par des arbres d'équilibrage.

L'équilibrage est un critère important dans le choix de l'architecture moteur.

L'équilibrage du vilebrequin est-il suffisant pour éviter toute vibration du moteur.

En effet, en fonction du nombre de cylindres, de leur disposition et de la forme du vilebrequin, certaines forces d'inertie s'annulent entre elles. On dit alors que le moteur est « naturellement » équilibré sans apport de contre poids.

Chapitre 03

Etude cinématique et dynamique de bielle

Données du moteur diesel quatre temps quatre cylindres

Nos études sont faites sur un moteur diesel à [17]:

- Quatre temps
- Quatre cylindres
- L'alésage $a = 80$ mm
- La course $S = 90$ mm
- Avance ouverture admission (AOA) = 5°
- Retard fermeture admission (RFA) = 38°
- Avance ouverture échappement (AOE) = 40°
- Retard fermeture échappement (RFE) = 8°
- La vitesse de rotation du vilebrequin $N = 3600$ tr/mn
- $P_0 = 1,013$ bar
- $P_a = 0,861$ bar (pression fin admission)
- $P_b = 3,71$ bar (pression fin détente)
- $P_c = 42,62$ bar (pression fin de compression)
- $P_z = 76,72$ bar (Pression maximale du mélange)
- $P_r = 1,165$ bar (Pression des gaz résiduels)
- Longueur de la bielle : $l_b = 160$ mm
- Rayon de la manivelle : $r = S/2 = 45$ mm
- Le rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle :

$$\lambda = r/l_b = 0,28$$
- La vitesse angulaire de la manivelle (ω)

$$\omega = \pi \cdot N/30 = (3,14 \cdot 3600) / 30 = 376,8 \text{ rad/s}$$
- Section de piston : A_p

$$A_p = \pi \cdot a^2/4 = 5024 \text{ mm}^2 = 5,024 \text{ m}^2$$
- Masse du groupe piston : m_{gp}

$$m_{gp} = 500 \text{ g}$$
- Masse du groupe de la bielle : m_{gb}

$$m_{gb} = 879 \text{ g}$$
- Masse instable de la manivelle : m_K

$$m_K = 811 \text{ g}$$

3.1. Généralités

La mécanique du solide est une branche de la physique dont l'objet est l'étude du mouvement, des déformations ou des états d'équilibre des systèmes solides. La mécanique dite du solide rigide fait abstraction des déformations des corps considérés : elle se décompose en 3 branches principales :

- La cinématique est la discipline de la mécanique qui s'intéresse au mouvement des corps indépendamment des causes qui les produisent.
- La statique consiste à calculer l'équilibre des forces d'un système à l'équilibre, en l'absence de mouvement.
- La dynamique est l'étude des corps en mouvement sous l'influence des forces qui lui sont appliquées. Elle établit donc une relation entre la statique et la cinématique.

Pendant le fonctionnement du moteur le système bielle-manivelle travaille sous l'action des efforts suivants :

1. Effort produit par la pression des gaz.
2. L'ensemble des forces produites d'après le mouvement des éléments du mécanisme :
 - force d'inertie produite par les masses qui sont en mouvement rectiligne alternatif
 - la force centrifuge produite par les masses en rotation.

Afin de vérifier les dimensions, on est appelé à déterminer toutes les forces agissantes dans le moteur Diesel pendant un cycle complet de fonctionnement.

3.2. La bielle

Une bielle est une pièce fondamentale du moteur à combustion. La bielle relie le piston au vilebrequin. C'est par elle que le mouvement linéaire du piston se transfère en mouvement de rotation du vilebrequin. Il s'agit d'une pièce relativement simple, mais qui nécessite néanmoins de s'y attarder[19].

La bielle est l'élément intermédiaire qui permet la transmission des forces entre deux éléments animés de mouvement différents :

- le mouvement rectiligne alternatif du piston.
- Le mouvement circulaire continu du vilebrequin.

Par la combinaison des mouvements rapides du piston et du vilebrequin, cet élément est soumis à la multi pièces contraintes : compression, extension, flexion.

La bielle est en général matricée dans un acier mi-dur.

Elle est parfois réalisée en alliage léger.

La section en < I > permet de diminuer la masse en conservant une bonne résistance à la flexion (flambage).

La tête et le pied ont une surface d'appui suffisamment large pour transmettre sans risque de détérioration des effets importants (figure 3.1).

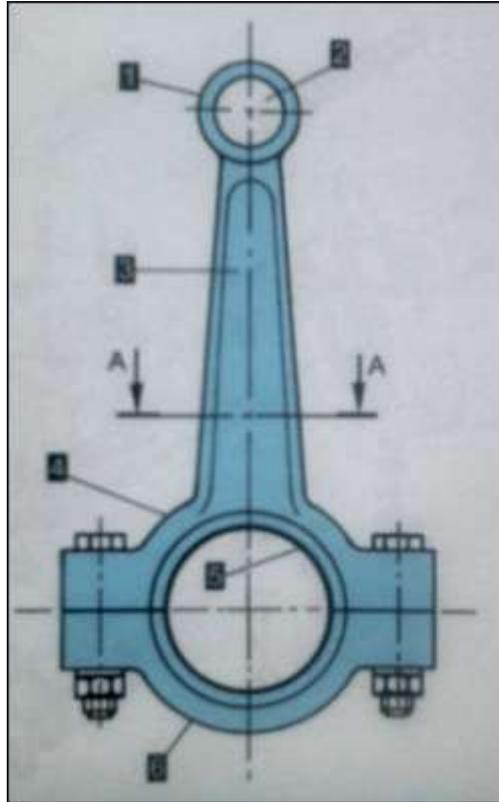


Figure 3.1 : section de bielle[19].

Avec :

- 1 : pied de bielle ;
- 2 : axe de pied de bielle ;
- 3 : corps ;
- 4 : tête de bielle ;
- 5 : coussinet ;
- 6 : chapeau.

3.2.1. Mode de bris de la bielle

Une bielle peut briser selon quelques modes et pour en compter quelques-uns : il y a le flambage; un bris résultant de la fatigue ou d'une charge trop importante. La bielle pourrait aussi bien se briser au niveau de la base, mais ce serait plus étonnant.

Le flambage se caractérise par une déformation non contrôlée alors que les contraintes demeurent en deçà de la capacité du matériau. Le fait qu'une bielle soit montée sur deux rotules fait du flambage un mode de bris important.

Une bielle est soumise à des charges de compression et de tension. Elle est aussi soumise à des contraintes de flexion dans la tige causée par son inertie de masse, provoqué par son changement continu de direction. Ces contraintes combinées sont bien présentes et peuvent causer des bris en fatigue. La fatigue étant un bris résultant d'une charge répétitive malgré le fait que les contraintes demeurent en deçà de ses capacités. Le matériau possède une certaine mémoire des charges exercées sur lui. L'acier possède moins de mémoire que l'aluminium, il est convenu qu'une charge de moins de 50 % de sa capacité ne lui causera pas ou peu d'effet. L'aluminium a toutefois une mémoire plus élevée, on peut parler de 35 %, mais avec une résistance limite de 130 MPa de capacité ultime en fatigue peu importe le type d'aluminium utilisé. Ce mode de bris est plus rare pour les bielles en acier[19].

Toutefois, le fait d'augmenter de façon importante le régime maximal du moteur augmente de façon importante les contraintes dans le matériau, les efforts de tension deviennent la cause principale de bris. La charge en compression est moins critique à priori sauf dans le cas de flambage.

Il est difficile de dire si les bielles doivent être changées sur votre moteur, cela est spécifique à chaque moteur, et dépend aussi du niveau ainsi que du type de modifications apportées.

3.2.2. Matériaux

Une bielle haute performance est quant à elle souvent issue d'une pièce d'acier brut usiné dans la masse, pouvant être traitée thermiquement. Bien souvent la bielle sera artificiellement écrouie en surface en utilisant des procédés par jet de billes.

Le niveau de qualité des bielles varie d'un manufacturier à l'autre, bien souvent les caractéristiques indiquées se limitent au choix de matériau. Le matériau seul ne garantit pas une capacité optimale, un acier de qualité permet d'obtenir des capacités mécaniques exceptionnelles lorsqu'un traitement thermique est fait.

Vous trouverez dans des livres des méthodes d'augmenter la capacité de vos bielles en enlevant les bavures issues de la forge, puis vous conseillant de bien polir les surfaces de la tige, puis faire écrouir la surface avec un procédé de jet de bille. Avec la technologie actuelle d'usinage numérique, les bielles hautes performances sont devenues accessibles au niveau du prix, ce qui me laisse perplexe sur la pertinence de préparer celle d'origine. De plus, la modification de vos bielles n'ajoute pas de matériel dans la base, là où il y a un véritable gain à renforcer ces dernières.

Une bielle usinée dans la masse permet de réduire au minimum les variations géométriques en surface pour des concentrations de contraintes minimales, permet aussi de réduire sa masse, enfin, le choix de matériau est libre et se limite à ce tout ce qui est disponible sur le marché.

Vous trouverez parfois des bielles en aluminium. Ces bielles sont très massives en termes d'encombrement. Leurs vies sont limitées, puis leurs utilisations se limitent essentiellement aux moteurs dédiés aux courses d'accélération.

Le titane représente un autre choix de matériau pouvant être utilisé pour la fabrication de bielle. De résistance élevée, entre celle de l'acier doux et trempé, puis un poids se situant

entre l'aluminium et l'acier, c'est le nec plus ultra. Encore une fois, le prix de revient est l'enjeu principal. Les bielles en titane doivent être recouvertes d'un revêtement permettant de glisser sur l'acier sans grippage. Les bielles sont toujours montées sur le vilebrequin à l'intérieur d'un espace délimité par des surfaces de côtés où les bielles peuvent s'y appuyer. Le titane à l'état brut est sujet à gripper sur l'acier. Le revêtement permet d'éliminer le contact du titane d'avec l'acier. Évidemment, le revêtement doit être bien appliqué à la bielle, puis ne jamais être altéré. Il n'est donc pas question de modifier la base d'une bielle en titane[9].

3.2.3. Conception

Quelques grandes différences existent entre les bielles offertes sur le marché. Tout d'abord, il y a sa forme générale. On distingue deux approches différentes : soit celle avec une forme en I ou soit celle avec une forme en H. D'origine, toutes les bielles utilisent une forme en I qui permet une fabrication par forgeage avec un minimum d'usinage après coup.

La forme en H est de plus en plus populaire mais j'avoue mon inconfort constant face à cette géométrie. Je suis ingénieur malgré tout. L'inertie de surface (un peu complexe à expliquer, mais se résume à prendre la surface et de la multiplié par la distance au carré de son centre par rapport à l'axe neutre, cette explication n'est probablement pas plus clair...) de la bielle en H est définitivement plus faible qu'une bielle en I dans l'axe où la bielle est soumise à des efforts de flexion. Toutefois, cela est utile dans le cas de contrainte élevée en flexion. À partir du moment où la bielle possède une inertie de surface suffisante, il est vrai que de l'inertie supplémentaire n'ajoute rien. J'ai tendance à croire que le majeur avantage de la bielle en H est de permettre de l'enlèvement de matière dans le haut de la base sans diminuer pour autant sa rigidité[19].

Les boulons retenant le capuchon de la bielle à celle-ci jouent un rôle crucial, car plus le serrage est important, plus le capuchon sera comme encastré à la bielle. Les boulons employés sont généralement des boulons avec des propriétés mécaniques extrêmes qui surpassent de loin les caractéristiques des boulons traditionnelles.

Une autre grande différence entre les bielles disponibles est l'emploi ou non d'un coussinet en bronze au niveau de l'attachement avec le piston. Dans certaines applications, les axes de piston sont pressés avec interférence dans la bielle. Ce qui assure que l'axe ne se déplace pas. Dans ce cas, l'axe sera flottant dans le piston et des derniers ne reçoivent pas de barrure afin de bloquer l'axe. Cette méthode est économique, vraisemblablement fiable, mais devient rapidement « chiante » lorsqu'on démonte régulièrement un moteur. Évidemment, lorsque l'axe est monté avec serrage, la bielle n'a pas et ne doit pas avoir de coussinet en bronze.



Figure 3.2 : Bielle en H[19].

L'idéal est donc d'utiliser des bielles permettant un montage flottant de l'axe de piston. Dans ce cas, on trouve souvent des bielles ayant des coussinets en bronze, mais pour certaines applications, l'axe pivote directement dans la bielle avec un contact acier sur acier. Ce type de montage oblige l'utilisation de pistons pouvant recevoir des barrures afin de bloquer le déplacement latéral de l'axe de piston. Les pistons de performance sont presque toujours avec barrures, toutefois, ce n'est pas assurément le cas pour les pistons de plus bas de gamme.

3.2.4. Effet sur la puissance

Lourde augmente l'inertie du moteur. Sa masse rotative ne coûte rien en puissance, mais ne fait qu'augmenter l'inertie du moteur. Sa masse alternative cause une augmentation de friction, mais j'ose penser que les gains espérés sont assez marginaux.

La longueur d'une bielle influence la position du piston dans son cycle. Plus la bielle est longue et plus le piston passe du temps dans le haut du cylindre. L'installation de bielles plus longues demande

L'installation de piston ayant une distance plus courte entre le dessus et l'axe de piston. Une bielle plus longue limite aussi le phasage des arbres à cames afin d'éviter des contacts entre les soupapes et le piston. Mais on parle ici de variation assez minime. Du point de vue de la puissance, une bielle longue favorisera une puissance plus élevée du moteur en utilisant le plus longtemps possible la pression maximale dans le cylindre. Les moteurs sont conçus avec un niveau de compromis entre puissance, compacité, et phasage des arbres à cames

3.3. Etude Cinématique de bielle

Cette étude cinématique est de déduire les formules qui caractérisent les mouvements Du piston, bielle et du vilebrequin, elle sert à trouver la relation qui lie le déplacement, la vitesse et l'accélération en fonction de l'angle de la rotation du vilebrequin.

L'analyse des grandeurs cinématiques (position, vitesse et accélération) permet de déterminer la géométrie et les dimensions des composants d'un mécanisme[20].

3.3.1 .Fonction de déplacement du piston $X= f(\alpha)$

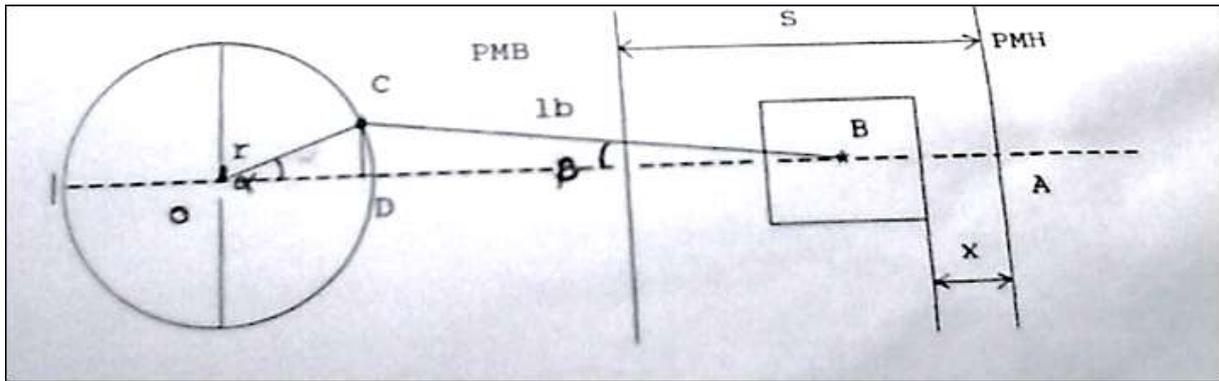


Figure 3.3 : mécanisme bielle – manivelle.

$$\begin{aligned}
 &\triangleright X = OA - OB \\
 &\triangleright OA = l_b + r \\
 &\triangleright OB = OD + DB \quad \text{avec : } \left\{ \begin{array}{l} OD = r \cos \alpha \\ DB = l_b \cos \beta \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

$$\diamond OB = r \cos \alpha + l_b \cos \beta$$

$$\begin{aligned}
 \triangleright X &= l_b + r - l_b \cos \beta - r \cos \alpha \\
 &= l_b (1 - \cos \beta) + r (1 - \cos \alpha)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\triangleright CD = r \sin \alpha \\
 &\triangleright CD = l_b \sin \beta \quad \longrightarrow \quad \sin \beta = r / l_b \sin \alpha
 \end{aligned}$$

En posant $\lambda = r / l_b$

$$\text{Donc : } \sin \beta = \lambda \sin \alpha$$

$$\cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}$$

$$\triangleright X = l_b (1 - (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}) + r (1 - \cos \alpha)$$

Après développement limite :

$$(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \approx 1 - 1/2 \cdot \lambda^2 \sin^2 \alpha + (1/2 \cdot (1/2 - 1) \lambda^4 \sin^4 \alpha) / 2 !$$

$$= 1 - 1/2 \cdot \lambda^2 \sin^2 \alpha .$$

$$\text{➤ } X = r (1 - \cos \alpha) + l_b / 2 \cdot \lambda^2 \sin^2 \alpha$$

Avec : $\sin^2 \alpha = (1 - \cos 2\alpha) / 2$

$$\text{➤ } X = r [(1 - \cos \alpha) + l_b / r \cdot \lambda^2 \cdot (1 - \cos 2\alpha) / 4]$$

$$\text{➤ } X = r (1 - \cos \alpha) + r \cdot \lambda / 4 (1 - \cos 2\alpha) \dots\dots\dots (3.1).$$

- Harmonique du 1^{er} ordre : $r (1 - \cos \alpha)$
- Harmonique du 2^{ième} ordre : $r \cdot \lambda / 4 (1 - \cos 2\alpha)$

3.3.2. Fonction de Vitesse du piston $V = f(\alpha)$

La vitesse de déplacement du piston est obtenue par la dérivation de l'équation de déplacement par rapport au temps c'est-à-dire : $V = \frac{dX}{dt}$

Donc :
$$V = \frac{dX}{dt} = \frac{dX}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

Et : $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ donc : $V = \frac{dX}{d\alpha} \cdot \omega$

Alors : $V = \omega \cdot r (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) = f(\alpha) \dots\dots\dots (3.2).$

3.3.3. Fonction de l'accélération du piston $a = f(\alpha)$

La dérivation de l'équation de la vitesse ou le deuxième dérivé du déplacement du piston par rapport au temps nous donnera l'expression de l'accélération :

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = f(\alpha) \dots\dots\dots (3.3).$$

L'accélération du piston au PMH est toujours supérieure à celle du PMB.

L'accélération est maximale au PMH et minimale au PMB.

3.3.4. Mouvement pendulaire (bielle)

Le pied de bielle lié au piston à un mouvement rectiligne alternatif.

La tête de la bielle fixée au maneton à un mouvement de rotation, le reste de la bielle à un mouvement composé rectiligne et de rotation.

Ce mouvement pendulaire est défini par $\sin \beta = \lambda \cdot \cos \alpha$ appelée obliquité ; cette obliquité est maximale pour $\cos \beta \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = 0$, soit pour $\cos \alpha = 0$ qui correspond à une position de la manivelle perpendiculaire à l'axe du cylindre ; on a alors $\sin \beta = \lambda$.

- **La vitesse angulaire :**

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2}}$$

Car le : $\cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}$

Est :

- Maximale pour $\alpha = 0$ et $\alpha = \pi$; elle vaut alors $\omega \cdot \lambda$ en valeur absolue.
- Nulle pour l'obliquité maximale.

- **L'accélération :**

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \left[\frac{(-4\sin \alpha + 2\lambda^2 \sin^2 \alpha) + (4\cos \alpha \cdot \lambda^2 \sin \alpha)}{(2 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^2} \right] \cdot \omega^2 \lambda$$

Est :

- Maximale pour $\alpha = \pm \frac{\pi}{2}$; elle vaut alors $\frac{\omega^2 \lambda}{\sqrt{2 - \lambda^2}}$ en valeur absolue.
- Nulle aux points morts.

Il en résulte un couple d'inertie : $I_G \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2}$; I_G étant le moment d'inertie pris par rapport à un axe passant par G ; centre de gravité de bielle, et parallèle aux axes des têtes et pied de bielle.

3.4. Etude Dynamique

L'étude dynamique a pour but la détermination des différents efforts exercés sur le système bielle-manivelle c'est-à-dire le calcul des valeurs des actions mutuelles entre les différents organes [18].

3.4.1. Forces exercés sur le système bielle-manivelle

Au cours de fonctionnement du moteur, le système bielle-manivelle est soumis aux efforts suivants :

- L'effort né_ de la pression des gaz brûlés.
- L'ensemble des efforts produits par les éléments en mouvement qui sont :
 - les forces d'inerties dues aux masses en translation.
 - les forces centrifuges dues aux masses en rotation.

3.4.2. Les efforts agissant sur l'axe du piston

Lors de la combustion, l'axe du piston est soumis à un effort de pression considérable P_g .

En plus cet effort l'axe du piston est soumis à l'effort d'inertie des masses en mouvement de translation P_j .

3.4.2.1. Forces engendrées par les gaz

A un instant donné, la pression exerce des efforts sur la chemise, la culasse et le piston.

Les forces sont intérieures car :

- les forces horizontales sur la chemise s'équilibrent.
- Les forces verticales de direction fixe et de grandeur variable et de période 4π ; elles s'exercent sur la culasse et sur les coussinets.

Par rapport à 0, les forces sur la chemise créent un couple $-C_i = P_\Sigma \cdot t_g \beta \cdot (S - X)$.

Où : S = course et X l'abscisse du piston.

La composante tangentielle sur la manivelle T_Σ crée un couple $+C_i$ égale à $\frac{P_\Sigma \cdot r}{\cos \beta} \cdot \sin(\alpha + \beta)$.

Où : P_Σ = la force résultante appliquée à l'axe du piston.

En définitive, le bilan des sollicitations donnée quatre forces :

- $-P_\Sigma$ sur la culasse.
- P_Σ sur les coussinets.
- $-P_\Sigma \cdot t_g \beta$ sur la chemise.
- $P_\Sigma \cdot t_g \beta$ sur les coussinets.

Les quarts forces s'annulent deux à deux.

Et deux couples $+C_i$ et $-C_i$:

- C_i et le couple appliqué au vilebrequin.
- $-C_i$ et le couple de mouvement appliqué au bloc-moteur.

Les deux couples sont égaux et opposés.

3.4.2.2. Force résultant appliqué à l'axe de piston : P_Σ

La force résultant P_Σ est la somme de la force d'inertie et la force gazeuse.

Donc : $P_\Sigma = P_g + P_j \dots\dots\dots (3.4).$

$P_\Sigma = f(\alpha)$ **(figure 3.4).**

On :

P_g : Force provoquée par la pression des gaz brûlés.

P_j : L'effort d'inertie de la masse du piston.

3.4.2.2.1. Forces des gaz : P_g

La force gazeuse appliquée à l'axe du piston est la différence de la force des gaz pour un angle α donné et la pression atmosphérique.

$$P_g = P_{cycle} - P_0 \dots\dots\dots (3.5).$$

$$P_g = f(\alpha).$$

Où :

P_{cycle} : Effort des gaz exercée sur la tête du piston.

P_0 : Pression atmosphérique.

$$\text{Ou : } P_g = P \cdot A_p$$

Avec P : pression des gaz [N/m^2]

A_p : Surface de la tête du piston

$$\text{Tel que : } A_p = \pi \cdot a^2 / 4$$

$$\text{An : } A_p = 5,024 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

P_g Peut être déterminée d'après le diagramme (P-V).

3.4.2.2.2. Force d'inertie des pièces en mouvement alternatif : P_j

En mécanique le mouvement le plus général d'un corps solide résulte à chaque instant :

- D'une translation de toute la masse supposée au centre de gravité.
- D'une rotation autour de l'axe de direction fixe passant par le centre de gravité.

Les paramètres qui interviennent dans le mouvement sont les coordonnées du centre de gravité, sa masse totale, son mouvement d'inertie par rapport à son centre de gravité.

Donc on peut remplacer une bielle réelle par une bielle fictive formée de deux masses Ponctuelle m'_b et m''_b (**figure 3.4**).

- **Bielle équivalente :**

Tout équilibrage fait intervenir les forces d'inertie que développent les organes mobiles. Pour simplifier le problème, on est conduit, dans le cas d'un système bielle-manivelle, à lui substituer un système dynamiquement équivalent, constitué par deux masses ponctuelles, situées l'une m'_b au pied de bielle, animée d'un mouvement alternatif, l'autre, m''_b à la tête de bielle, animé d'un mouvement de rotation.

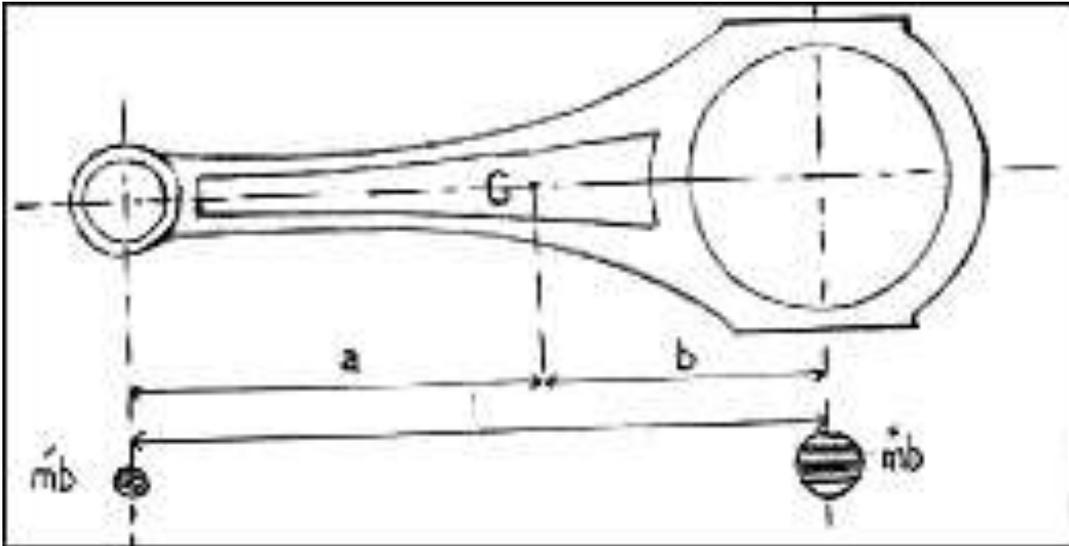


Figure 3.4 : La bielle fictive à deux masses.

D'après les théorèmes de la dynamique, la bielle réelle et la bielle de remplacement ont même centre de gravité, même masse totale par rapport à G. Nous pouvons écrire :

➤ Même masse totale :

$$m'_b + m''_b = m_{bielle} \dots \dots \dots (1).$$

➤ Même centre de gravité G :

$$m'_b \cdot a = m''_b \cdot b \dots \dots \dots (2)$$

Au moyen des deux équations (1) et (2) on peut déterminer les deux masses m'_b et m''_b :

- m'_b : masse liée au piston (pied de bielle).
- m''_b : masse liée au maneton (tête de bielle).

En général on a pour un :

$$\text{Moteur rapide : } \left\{ \begin{array}{l} m'_b = \frac{1}{4} m_{bielle} \\ m''_b = \frac{3}{4} m_{bielle} \\ b = l_b/4 \end{array} \right.$$

$$m'_b = 0,25 m_b ; m''_b = 0,75 m_b .$$

Ainsi nous pouvons travailler avec ces deux masses qui remplacent la masse de la bielle.

$$P_j = - m_T . a .$$

m_T = masse totale en translation.

$$m_T = m_p + m'_b .$$

Où : m_p = masse de piston.

a = accélération du système bielle manivelle.

$$a = \frac{dv}{dt} = r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) . 10^{-5} .$$

On a :

$$m_{gb} = 879 \text{ g} ; m_{gp} = 500 \text{ g} .$$

D'après le prototype de la loi de pascal on a :

$$\diamond m_p = m_{gp} / A_p ;$$

$$\diamond m_b = m_{gb} / A_p ;$$

$$\diamond m_p = \frac{0,500}{5,024} . 10^{-3} = 99,52 \text{ kg/m}^2 .$$

$$\diamond m_b = \frac{0,879}{5,024} . 10^{-3} = 174,96 \text{ kg/m}^2 .$$

$$\blacktriangleright m'_b = 0,25 . m_b = 43,74 \text{ kg/m}^2 .$$

$$\blacktriangleright m''_b = 0,75 . m_b = 131,22 \text{ kg/m}^2 .$$

$$\omega = 376,8 \text{ s}^{-1}$$

D'où :

$$P_j = -m_T \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \cdot 10^{-5} \dots\dots\dots (3.6).$$

$$P_j = -(99,52 + 43,74) \cdot 45 \cdot (376,8)^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \cdot 10^{-8}$$

$$P_j = -9.15 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad [\text{tableau 3.1}].$$

$$P_j = f(\alpha).$$

3.4.2.3. Forces centrifuge : P_{cb}

C'est la force centrifuge du coude du vilebrequin, elle est donnée par :

$$P_{cb} = m_R \cdot r \cdot \omega^2 \cdot 10^{-5} \dots\dots\dots (3.7).$$

Où :

m_R = masse totale en rotation.

$$m_R = m_b'' + m_{maneton}.$$

On à :

$$m_{maneton} = \frac{m_K}{A_p}.$$

m_K = masse instable de la manivelle.

Tant que ω est constante la force centrifuge reste constante aussi ; son point d'application est le centre de maneton.

3.4.3. Analyse des forces

Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle sont essentiellement comme le montre la **figure n°5**:

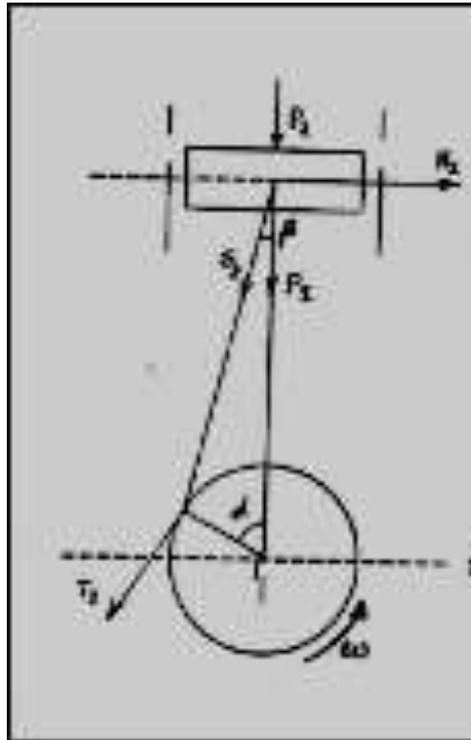


Figure 3.5 : Effort agissant sur bielle manivelle.

3.4.3.1. Effort latéral : N_{Σ}

Cet effort est appliqué sur les parois du cylindre (figure 3.5).

$$N_{\Sigma} = P_{\Sigma} \cdot \text{tg}\beta \dots\dots\dots (3.8).$$

$$N_{\Sigma} = f(\alpha) \quad \text{(Tableau 3.2)}.$$

3.4.3.2. Effort tangentiel : T_{Σ}

Cet effort est appliqué sur la manivelle. (Figure 3.4).

$$T_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot \sin(\alpha + \beta) ; \text{ Avec } S_{\Sigma} = \frac{P_{\Sigma}}{\cos\beta}$$

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}.$$

$$T_{\Sigma} = f(\alpha).$$

3.4.3.3. Effort radial : K_{Σ}

Effort suivant le rayon de la manivelle (figure 3.6).

$$K_{\Sigma} = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \dots\dots\dots (3.9).$$

$$K_{\Sigma} = f(\alpha) \quad (\text{Tableau 3.2}).$$

3.4.4. Les forces appliquées au palier du maneton

Les forces qui agissent sur le maneton sont :

- La force tangentielle T_{Σ} agissant sur la manivelle.
- La force K_{Σ} qui agit radialement sur la manivelle
- La force centrifuge P_{cb} due à la masse rapportée à la tête de bielle, elle est constante et radiale au palier du maneton (**figure 3.6**)

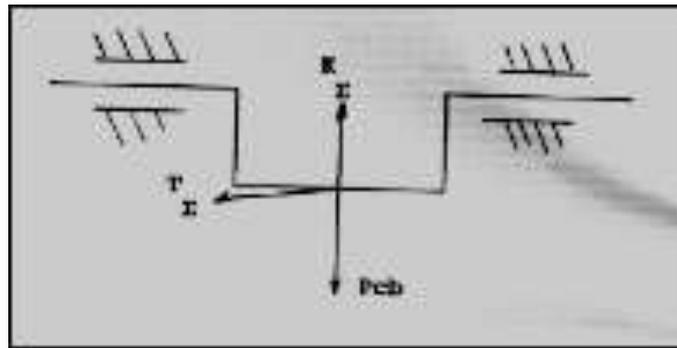


Figure 3.6 : les forces qui agissent sur le maneton.

- $P_{cb} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot 10^{-5}$
- $P_{cb} = (m_{maneton} + m_b'').r \cdot \omega^2 \cdot 10^{-5}$

D'après le prototype on a :

$$M_K = 811 \text{ g} ; m_b'' = 131,22 \text{ kg/m}^2.$$

$$\diamond m_{maneton} = m_K / F_P.$$

$$\triangleright m_{maneton} = \frac{0,811}{5,024} \cdot 10^3 = 161,425 \text{ kg/m}^2.$$

- $P_{cb} = (161,425 + 131,22) \cdot 45 \cdot (376,8)^2 \cdot 10^{-8}$
- $P_{cb} = 18,667 \text{ bars}.$

3.4.5. Effort exercé sur le vilebrequin : C_i

C'est le couple total du moteur ; qui est égal au produit de la somme des forces tangentielles T_i qui agit sur chaque coude de vilebrequin par le rayon de manivelle donné par la formule suivant[20] :

$$C_i = T_{\Sigma i} \cdot r \cdot F_P \dots \dots \dots (3.10).$$

Le couple moteur d'un moteur à plusieurs cylindres il faut déterminer la force tangentielle résultant et pour cela doit connaître l'ordre d'allumage et l'intervalle entre deux allumages successifs.

Dans notre cas l'ordre d'allumage est : 1-3-4-2.

$$C_i = T_{\Sigma i} \cdot 10^5 \cdot r \cdot F_p \quad [N \cdot m]$$

$$= T_{\Sigma i} \cdot 10^5 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 5.024 \cdot 10^{-3}$$

$$C_i = 22.61 \cdot T_{\Sigma i} \quad [N \cdot m] \quad [tableau 3.2].$$

3.5. Les tableaux des résultats et tracé des courbes (5-6-7-8)

- **Tableau 3.1 : L'effort (P_j et P_g et P_{Σ} appliquée à l'axe de piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin α :**

N°	α	β	$tg\beta$	$\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha$	P_g	P_j	p_{Σ}
1	0	0	0	0	0	-12,850	-12,850
2	20	5,298	0,092	0,429	-0,152	-11,590	-11,742
3	40	9,994	0,176	0,777	-0,152	-8,180	-8,332
4	60	13,522	0,240	0,986	-0,152	-3,610	-3,762
5	80	15,420	0,275	1,032	-0,152	1	0,848
6	100	15,420	0,275	0,936	-0,152	4,380	4,228
7	120	13,522	0,240	0,745	-0,152	6,420	6,268
8	140	9,994	0,176	0,507	-0,152	7,200	7,048
9	160	5,298	0,092	0,254	-0,152	7,280	7,128
10	180	0,000	0,000	0,000	0,000	7,220	7,220
11	200	-5,298	-0,092	-0,254	0,700	7,280	7,980
12	220	-9,994	-0,176	-0,507	0,700	7,200	7,900
13	240	-13,522	-0,240	-0,745	0,700	6,420	7,120
14	260	-15,42	-0,275	-0,936	1,217	4,380	5,597
15	280	-15,420	-0,275	-1,032	2,387	1	3,387
16	300	-13,522	-0,240	-0,986	4,807	-3,610	1,197
17	320	-9,994	-0,176	-0,777	11,807	-8,180	3,627
18	340	-5,299	-0,092	-0,429	20,407	-11,590	8,817
19	360	0,000	0,000	0,000	41,607	-12,850	29,077
20	370	2,687	0,046	0,219	75,707	-12,530	63,177
21	380	5,298	0,092	0,429	55,187	-11,590	43,597
22	400	9,994	0,176	0,777	35,587	-8,180	27,007
23	420	13,522	0,240	0,986	17,187	-3,610	13,577
24	440	15,420	0,275	1,032	9,487	1	10,487
25	460	15,420	0,275	0,936	8,187	4,380	12,567
26	480	13,522	0,240	0,745	7,407	6,420	13,827
27	500	9,994	0,176	0,507	6,437	7,200	13,637
28	520	5,298	0,092	0,254	5,387	7,280	12,667
29	540	0,000	0,000	0,000	4,187	7,220	11,407
30	560	-5,298	-0,092	-0,254	2,387	7,280	9,667

31	580	-9,994	-0,176	-0,719	1,217	7,200	8,417
32	600	-13,522	-0,240	-0,635	0,700	6,420	7,120
33	620	-15,42	-0,275	-0,427	0,700	4,380	5,080
34	640	-15,42	-0,275	-0,080	0,700	1	1,700
35	660	-13,522	-0,240	0,365	0,700	-3,610	-2,910
36	680	-9,994	-0,176	0,812	0,700	-8,180	-7,480
37	700	-5,298	-0,092	1,146	0,700	-11,590	-10,890
38	720	0,000	0,000	1,27	0,000	-12,850	-12,850

➤ **Tableau 3.2 : L'effort (Radial K_{Σ} et Tangentiel T_{Σ} et Latéral N_{Σ}) et le couple moteur C_i en fonction de l'angle α :**

N°	$\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$	K_{Σ}	$\sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$	T_{Σ}	N_{Σ}	$C_i [N.m]$
1	1,000	-12,85	0	0	0	0
2	0,907	-10,649	0,429	-5,037	-1,080	-113,836
3	0,652	-5,432	0,777	-6,473	-1,466	-146,289
4	0,291	-1,094	0,986	-3,709	-0,902	-83,820
5	-0,097	-0,082	1,032	0,875	0,233	19,775
6	-0,445	-1,881	0,936	3,957	1,162	89,428
7	-0,708	-4,437	0,745	4,669	1,504	105,519
8	-0,879	-6,195	0,507	3,573	1,240	80,749
9	-0,971	-6,921	0,254	1,810	0,655	40,906
10	-1	-7,220	0,000	0,000	0,000	0,000
11	-0,971	-7,748	-0,254	-2,027	-0,734	-45,830
12	-0,879	-6,944	-0,507	-4,005	-1,390	-90,553
13	-0,708	-5,041	-0,745	-5,304	-1,709	-119,923
14	-0,445	-2,491	-0,936	-5,239	-1,539	-118,454
15	-0,097	-0,328	-1,032	-3,495	-0,931	-79,022
16	0,291	0,348	-0,986	-1,180	-0,287	-26,679
17	0,652	2,365	-0,777	-2,818	-0,638	-63,686
18	0,907	7,997	-0,429	-3,782	-0,811	-85,511
19	1	29,077	0,000	0,000	0,000	0,000
20	0,976	61,651	0,219	13,836	2,906	312,831
21	0,907	39,542	0,429	18,703	4,011	422,874
22	0,652	17,608	0,777	20,984	4,753	474,448
23	0,291	3,951	0,986	13,386	3,258	302,657
24	-0,097	-1,017	1,032	10,822	2,884	244,685
25	-0,445	-5,592	0,936	11,762	3,456	265,938
26	-0,708	-9,789	0,745	10,301	3,318	232,905
27	-0,879	-12,074	0,507	6,964	2,400	157,456
28	-0,971	-12,299	0,245	3,217	1,165	72,736
29	-1	-11,407	0,000	0,000	0,000	0,000
30	-0,971	-9,387	-0,254	-2,455	-0,889	-55,281
31	-0,879	-7,398	-0,507	-4,267	-1,481	-96,476
32	-0,708	-5,041	-0,745	-5,304	-1,709	-119,923
33	-0,445	-2,261	-0,936	-4,750	-1,397	-107,397
34	-0,097	-0,165	-1,032	-1,754	-0,467	-39,657
35	0,291	-0,847	-0,986	2,869	0,698	64,868
36	0,652	-4,877	-0,777	6,091	1,316	137,717
37	0,907	-9,877	-0,429	4,672	1,002	105,633

38	1	-12,850	0,000	0,000	0,000	0,000
----	---	---------	-------	-------	-------	-------

3.5.1. Trace de la courbe $P = f(\alpha)$

3.5.1.1. La courbe de pression en fonction du volume

Cette représentation de la pression n'est rien d'autre qu'une courbe paramétrée des deux variables que sont la pression en fonction de l'angle de vilebrequin et le volume balayé en fonction de l'angle de vilebrequin.

- ❖ Cycle (p, v) tracé à partir du calcul[17] :

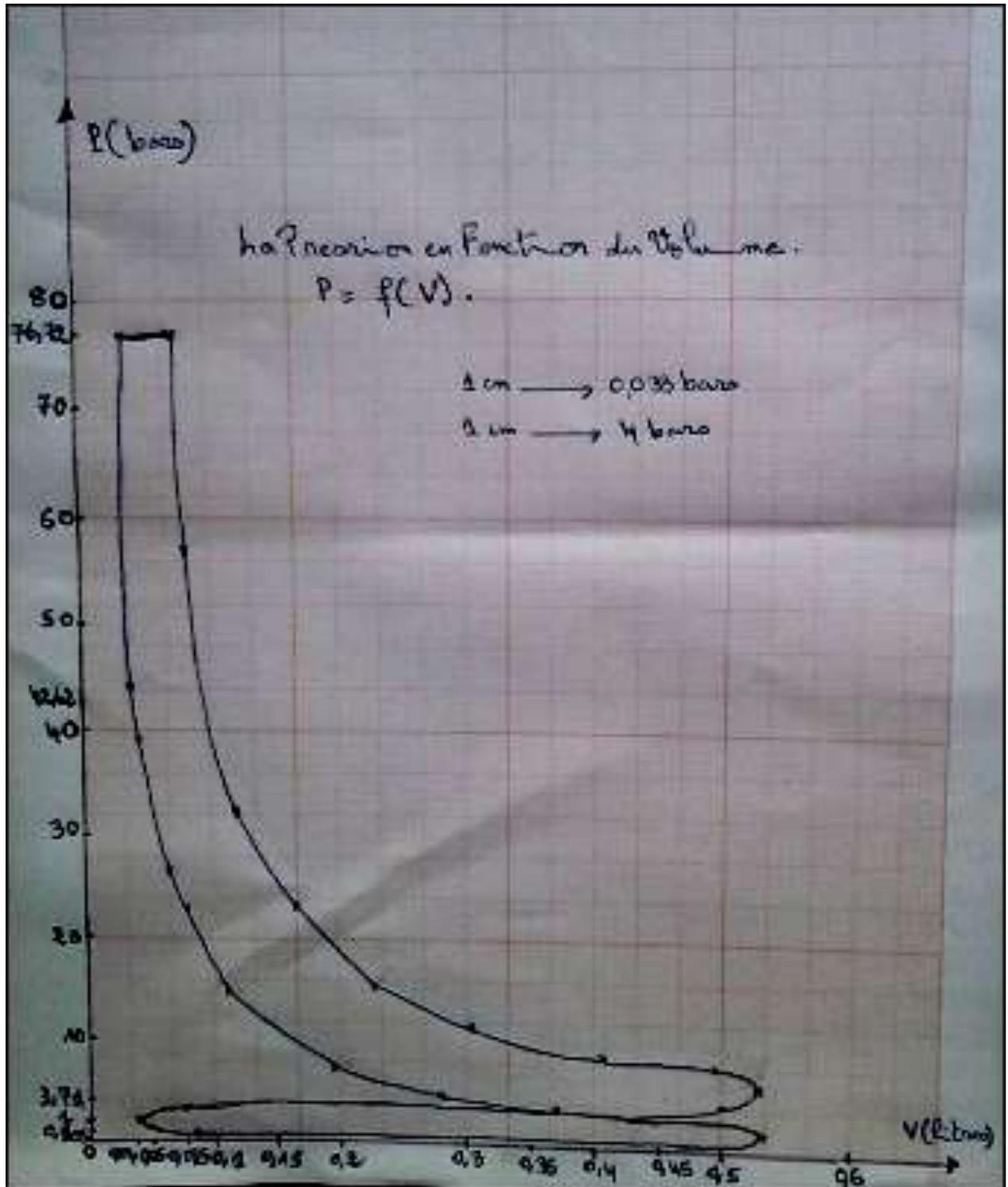


Figure 3.7 : Diagramme de cycle réel.

3.5.1.2. La courbe de pression en fonction de l'angle de vilebrequin

Cycle $P = f(\alpha)$ tracé à partir du calculer :

- le déplacement de piston X en fonction de l'angle de vilebrequin α .

On à :

$$X = r(1 - \cos \alpha) + r \cdot \lambda / 4 (1 - \cos 2\alpha).$$

- le volume V en fonction de l'angle du vilebrequin α .

On à :
$$V = \frac{\pi a^2}{4} \cdot X + V_0.$$

- Donner à α des valeurs de 0 à 4π et calculer le volume ; en suite reporter ce volume sur le diagramme (P, V) et lire la pression correspondante.

❖ **Tableau 3.3 : Résultat de pression et volume en fonction de l'angle α :**

N °	A	V (litre)	P (bars)
1	0	0,028	1,013
2	20	0,045	0,861
3	40	0,094	0,861
4	60	0,165	0,861
5	80	0,246	0,861
6	100	0,324	0,861
7	120	0,391	0,861
8	140	0,440	0,861
9	160	0,470	0,861
10	180	0,480	1,013
11	200	0,470	1,713
12	220	0,439	1,713
13	240	0,389	1,713
14	260	0,319	2,230
15	280	0,244	3,400
16	300	0,163	5,820
17	320	0,093	12,820
18	340	0,045	21,420
19	360	0,028	42,620
20	370	0,032	76,720
21	380	0,045	56,200
22	400	0,093	36,600
23	420	0,164	18,200
24	440	0,245	10,500
25	460	0,324	9,200
26	480	0,391	8,420
27	500	0,440	7,450
28	520	0,470	6,400
29	540	0,480	5,200
30	560	0,470	3,400
31	580	0,440	2,230
32	600	0,391	1,713
33	620	0,324	1,713
34	640	0,246	1,713
35	660	0,165	1,713

36	680	0,094	1,713
37	700	0,045	1,713
38	720	0,028	1,013

❖ La courbe de pression en fonction de l'angle α :

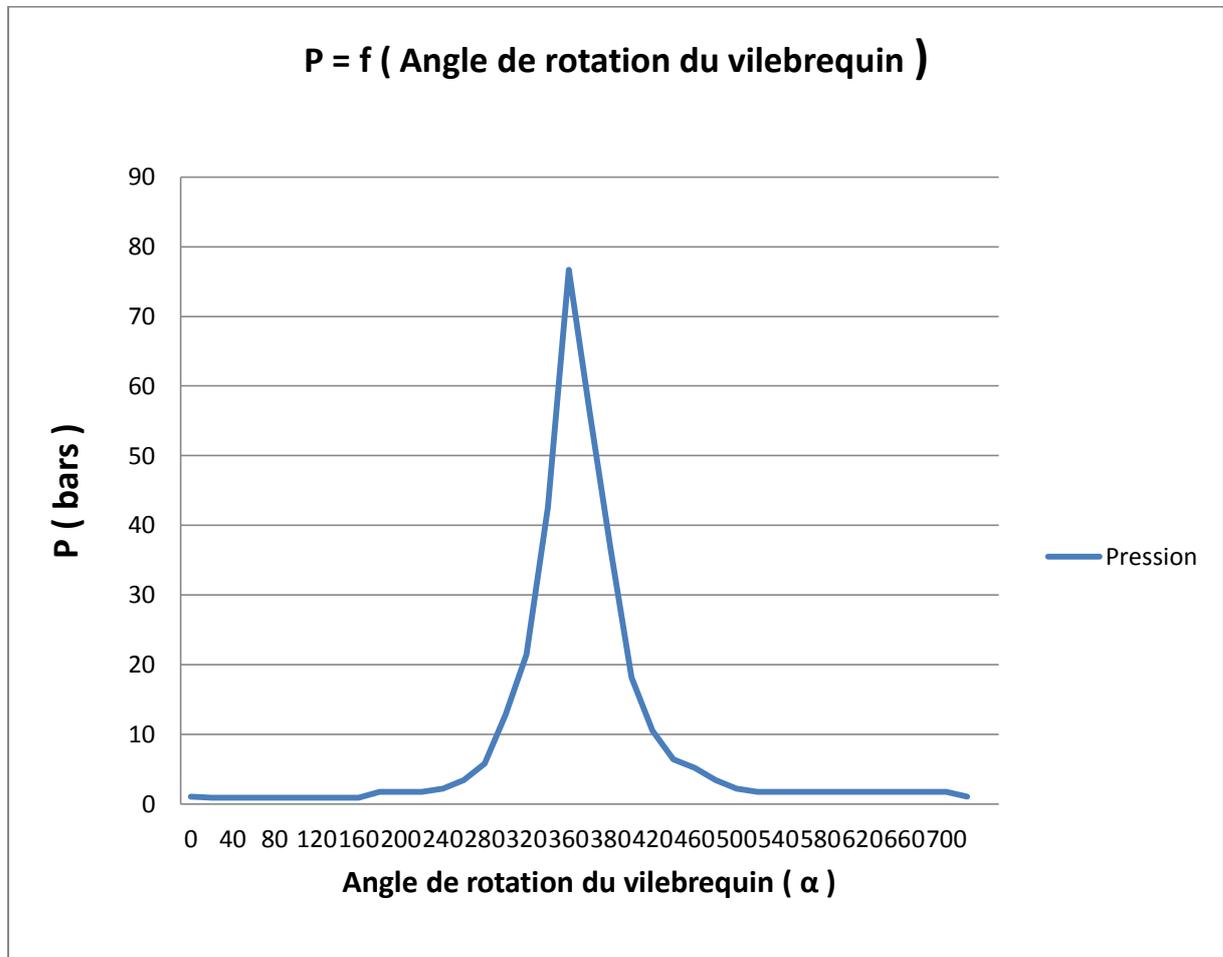


Figure 3.8 : Pression en fonction de l'angle de vilebrequin.

➤ **Remarque :**

Au début, la courbe décroît à cause de la dépression qui règne dans le cylindre pendant l'admission. La pression se stabilise en dessous de la pression atmosphérique pendant l'admission puis elle monte lors de la compression. Cette montée est encore plus brutale en fin de compression. Pendant la combustion, la courbe de pression décrit un arc. Elle chute lors de la détente et se stabilise au cours de l'échappement à une valeur supérieure à la pression atmosphérique.

3.6. La courbe du couple moteur en fonction de l'angle de vilebrequin

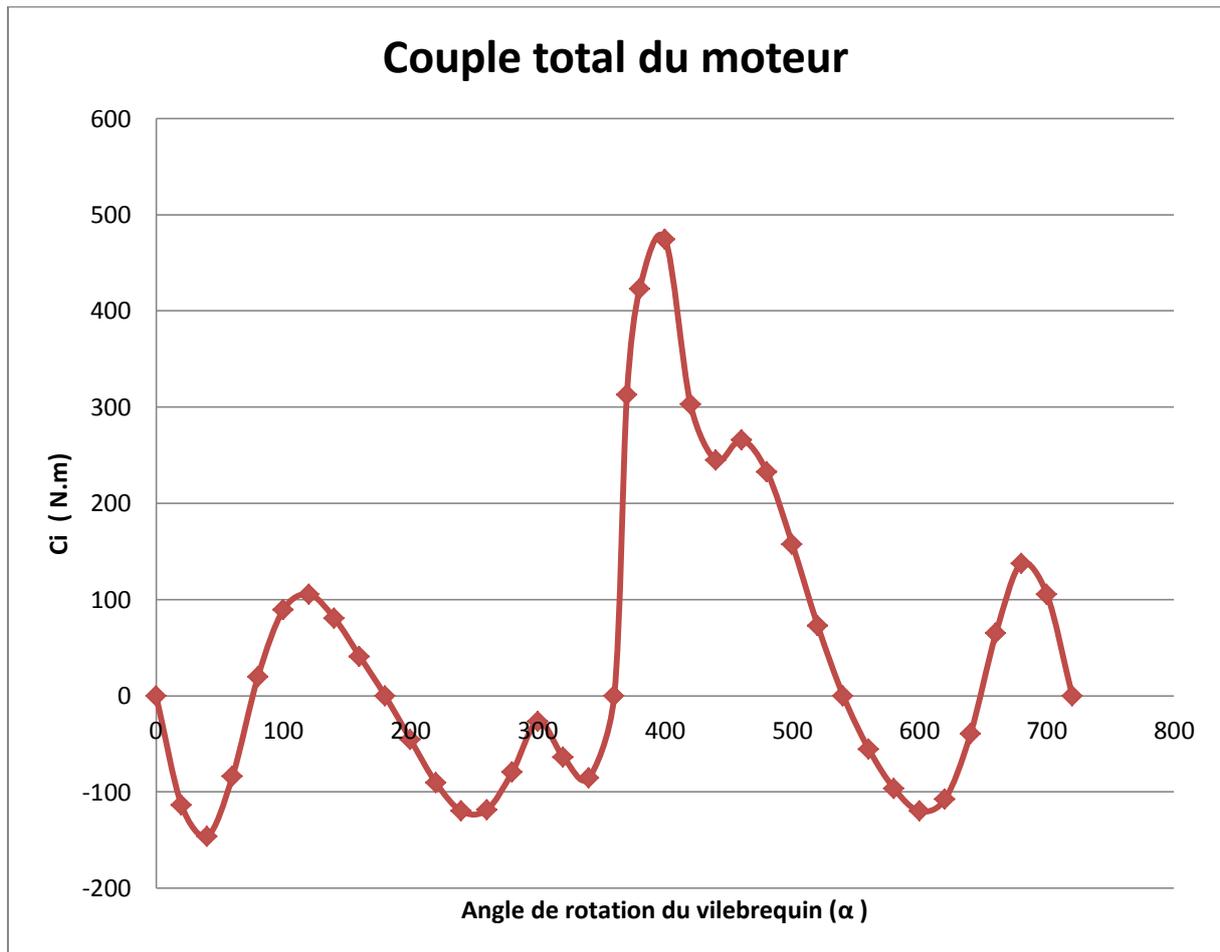


Figure 3.9 : Couple moteur en fonction de l'angle de vilebrequin.

➤ **Remarque :**

En trait interrompu, nous avons la courbe du couple moteur d'un cylindre de moteur diesel comportant un piston et une bielle de masse non nulle.

En trait plein, nous avons la courbe du couple moteur d'un cylindre de moteur diesel comportant un piston et une bielle de masse nulle.

Nous remarquons aisément que les forces d'inerties ont entraînés les oscillations ci et par là d'autre de l'axe des abscisses de la courbe.

3.7. La courbe de l'effort tangentiel T_{Σ} en fonction de l'angle α

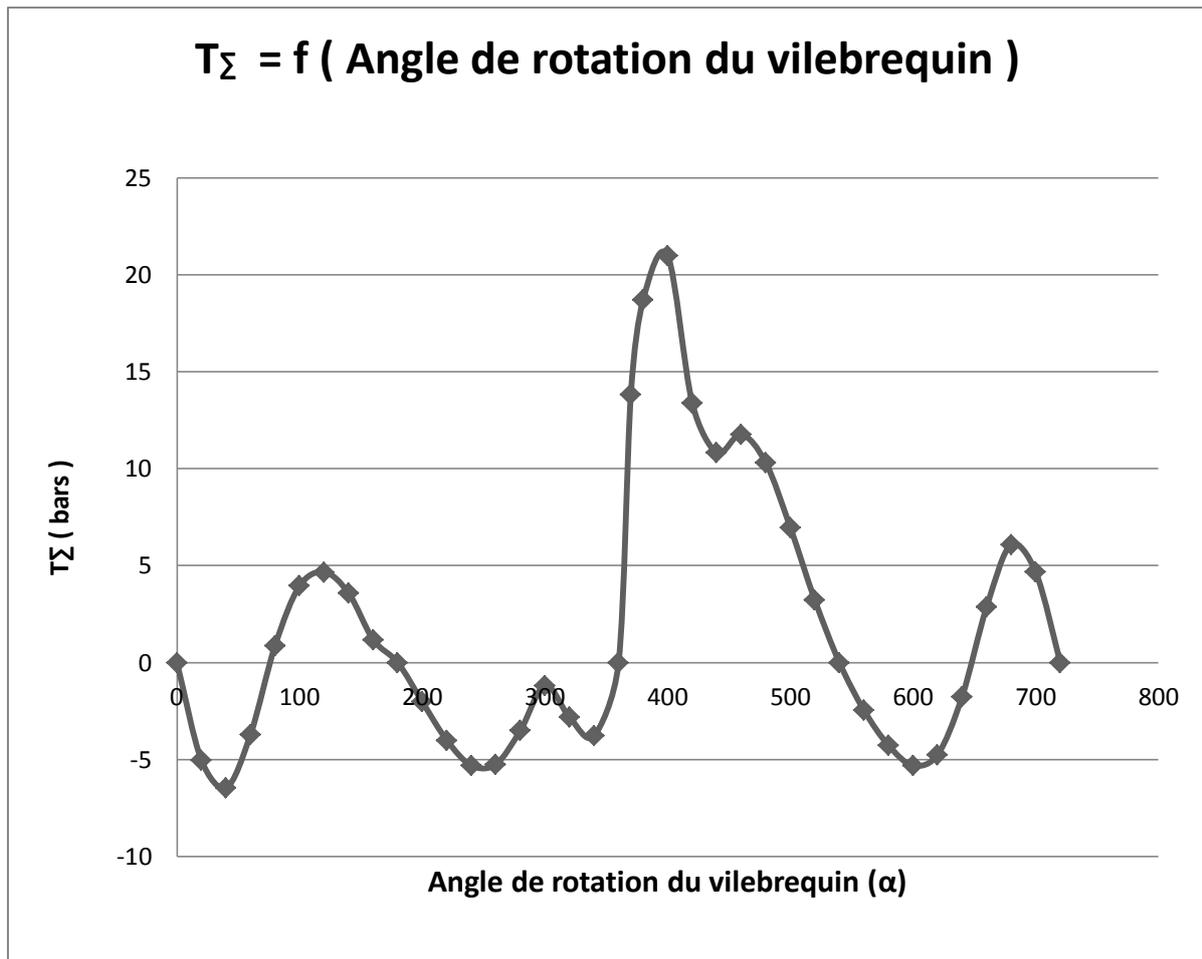


Figure 3.10: Effort tangentiel en fonction de l'angle α .

Conclusion

Le calcul de la cinématique du moteur thermique nous a permis d'avoir l'ordre général des vitesses, des accélérations et des efforts appliqués sur ces types de moteur.

La force d'inertie P_j importante au PMB et joue un rôle modérateur au PMH vis-à-vis de la poussée des gaz.

La force résultante P_{Σ} suit la même allure que la force d'inertie P_j sauf dans la combustion où elle augmente de façon brusque à cause des forces d'inertie qui n'auront pas encore changé de signe.

Le calcul de la cinématique du moteur thermique nous a permis d'avoir l'ordre général des vitesses, des accélérations et des efforts appliqués sur ces types de moteur.

Pour ce contexte on a conclu que, la rotation saccadée due à un couple aussi variable serait inutilisable et entraînerait l'usure rapide des articulations ; On calant un volant sur le vilebrequin et en augmentant le nombre des cylindres le problème sera résolu.

Le couple d'inertie est dû aux forces d'inertie qui proviennent du mouvement rectiligne

Alternatif du piston et de la masse de la bielle considérée comme rattachée au piston, l'ensemble constituant une masse totale.

Exceptionnellement la bielle peut transformer le mouvement circulaire continu en circulaire continu (bielle d'accouplement des incommodités).

Chapitre 04

Etude dynamique de la manivelle

4.1. Généralités

Pour un moteur à piston, le vilebrequin a pour fonction la transformation des efforts de combustion en un couple utile.

On peut concevoir comme une poutre droite reposant sur $(\frac{n}{1} + 1)$ ou $(n + 1)$ appuis, n représente le nombre de cylindre.

Ces appuis sont équidistants et alignés ; les travées travaillent sous flexions déphasées dans le temps et dans l'espace les unes par rapport aux autres[21].

Cette poutre comporte une succession de manivelles :

- Décalées angulairement les unes par rapport aux autres.
- Soumises à des flexions et torsions cycliques et déphasés.
- Tournant dans des paliers confondus avec les appuis de la poutre.

Le vilebrequin est soumis à des efforts en trainant des déformations qui peuvent compromettre le tourbillonnement de l'arbre.

Les tourillons sont l'objet de torsion le vilebrequin est sollicité par deux types de contraintes :

1. des contraintes résultant du couple dont la valeur moyenne connaît des variations cycliques des efforts reçues. variations produisent, de part et d'autre de la position moyenne, des oscillations qui intéressent au moins une manivelle entière ; d'une amplitude de l'ordre 0,1mm et d'une fréquence de quelque 10 hertz, ces oscillations obèrent de régularité du mouvement circulaire.

La résultante de ce couple et de ces efforts cycliques :

- soumettent le vilebrequin à des contraintes de fatigue pouvant à long terme provoquer la rupture au niveau des zones où ces contraintes sont concentrées.
 - Compromet l'ensemble vilebrequin et paliers.
 - Déforment l'alignement des paliers qui entraînent la cassure de vilebrequin car les contraintes de flexion donc les flèchent augmentant comme le cube de la distance entre les appuis.
2. Les contraintes provenant des déformations dues aux vibrations au sein du matériau élastique par les vibrations cycliques des efforts. Les déformations en question possèdent une amplitude de l'ordre de 0,001 mm et une fréquence de l'ordre de 10^4 herz .
Les ruptures par fatigue peuvent donc survenir en quelque heure.

4.2. La manivelle

Le vilebrequin est la pièce maîtresse d'un moteur. Tous les efforts passent par lui. Ici, on parle très peu de gain de performance, mais on le souhaite très fiable. Le vilebrequin peut se briser sous différents modes : il peut tout simplement casser; ou bien les surfaces des manetons ou des tourillons peuvent s'endommager.

Un vilebrequin d'un moteur 4 temps est une pièce complexe, tant par sa forme un peu étrange, que par sa fabrication. Il s'y joue des forces internes provoquant des contraintes complexes[22].

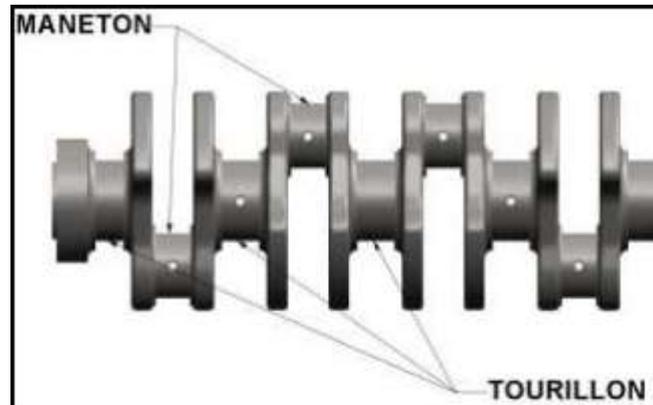


Figure 4.1 : Vilebrequin typique d'un moteur 4 cylindres en ligne.

Le vilebrequin est conçu de manière que pour un encombrement et au poids aussi faibles que possible, soit capable de supporter indéfiniment les charges de service ; on conclue que les deux caractéristiques principales du matériau sont son module d'élasticité qui conditionne le dimensionnement pour un fonctionnement géométrique satisfaisant et la limite d'endurance à la fatigue qui conditionne la durée de vie[21].

4.2.1. Les contraintes subies par le vilebrequin

Le vilebrequin transforme la force qui lui est communiqué par la bielle en un couple.

Avec la bielle, il termine la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu[23].

Il est soumis notamment :

- Aux torsions provenant des efforts opposés du couple moteur et du couple résistant (figure 4.2) ;

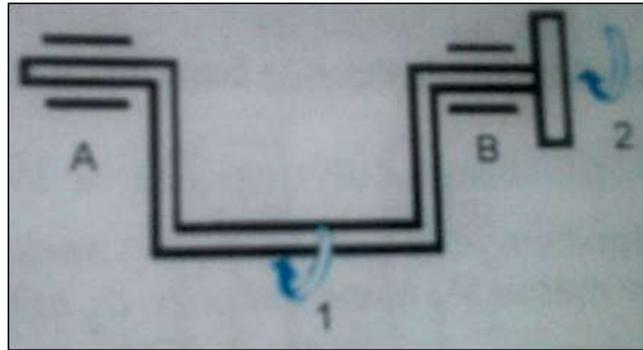


Figure 4.2 : Torsion[23].

Avec :

- 1 = couple de torsion ;
 - 2 = couple résistance.
- Aux flexions, compression, allongements et cisaillements (figure 4.3) ;

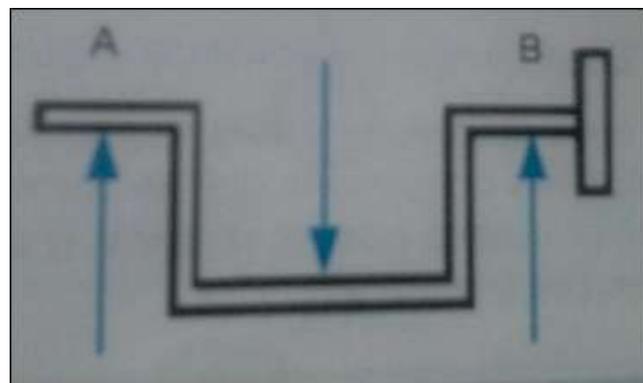


Figure 4.3 : Flexion[23].

- Aux frottements au niveau des portées ;
- Aux vibrations provenant de la masse du vilebrequin lancé à grande vitesse (force centrifuge).

4.2.2. Les quantité que doit posséder un vilebrequin

Il doit être conçu de manière à résister aux efforts qui lui sont demandés (figure4.4).

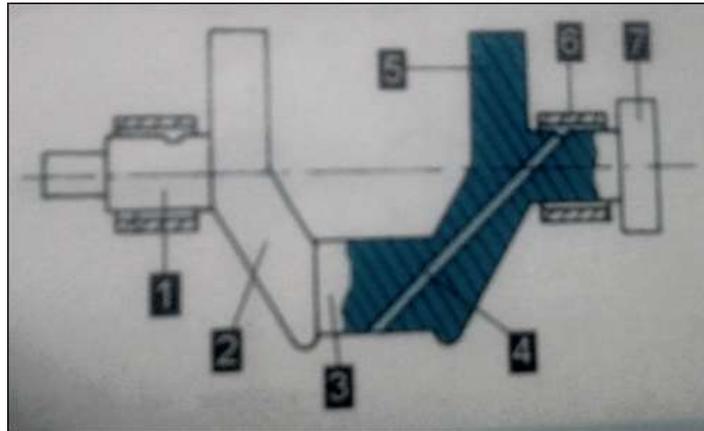


Figure 4.4 : Les quantités de vilebrequin[23].

Avec :

- 1 = tourillon. 5 = masse d'équilibrage.
 - 2 = bras de manivelle. 6 = coussinet de palier.
 - 3 = maneton. 7 = collerette.
 - 4 = conduit de graissage.
- ❖ Bras de manivelle robustes [23]:
- Grande surface des portées, manetons et tourillons ;
 - Géométrie indéformable ;
 - Alignement des axes de tourillons (ligne d'arbre) ;
 - Alignement et parallélisme des axes de manetons entre eux et avec la ligne d'arbre ;
 - Distance entre axes de manetons et axes de tourillons (course piston).
- ❖ Equilibrage parfait.

Le vilebrequin eut être réalisé :

- Par forage, en acier au nickel-chrome ou manganèse ;
- Par moulage, en fonte au chrome ou silicium.

Il reçoit des traitements thermiques.

Les manetons et tourillons sont tournés, puis rectifiés.

4.2.3. Déformation d'un coudé de vilebrequin

- **Déformations de flexion**

Ces déformations sont nuisibles[21] :

- elles produisent une usure conique des paliers ce qui est préjudiciable a une lubrification correcte. Il convient donc de limiter cette inclinaison du tourillon par rapport au palier.

- elles entraînent des déplacements élastiques du centre de gravité des masses en mouvement donnant lieu à des vibrations, qui dans le temps produisent des altérations irréversibles.
- **Déformations de torsion**

Ces déformations ne sont sensibles et ne présentent des inconvénients que pour les vilebrequins d'assez grande longueur. Dans ces cas et comme la commande des organes de distribution et pompes se fait d'ordinaire par l'extrémité du vilebrequin opposé aux résistances, la vitesse de rotation, du fait de la torsion de l'arbre, n'est pas uniforme; il peut en résulter des chocs sur les pignons de commandes et des ruptures[21].

4.3. Étude des efforts provoqués par la combustion sur le vilebrequin

Les efforts et vibrations provoqués par la combustion sur le vilebrequin et le bâti sont très complexes. Dans cette section, nous étudierons plus particulièrement les efforts causés par la pression des gaz, ainsi que les forces verticales et horizontales produites par le vilebrequin, la bielle et les autres composants en mouvement. De plus, nous décrirons les vibrations prenant naissance dans un vilebrequin et les méthodes utilisées par les fabricants afin de les amortir. En dernier lieu, l'étude des vibrations provoquées par un moteur permettra de faire une synthèse des efforts causés par un moteur diesel en opération sur les structures d'un navire et nous expliquerons les dispositifs utilisés afin de les réduire.

4.3.1. Efforts causés par la pression des gaz de combustion sur le vilebrequin

Le vilebrequin d'un moteur à pistons permet de transformer l'effort alternatif des pistons en mouvement rotatif fournissant un couple utile. Le vilebrequin d'un moteur diesel est considéré essentiellement comme [22]:

- Soit une poutre droite reposant sur des appuis équidistants (paliers) alignés, mais flexibles, absorbant les efforts de la combustion;
- Soit un arbre formé d'une succession de manivelles angulaires décalées les unes par rapport aux autres.

Puisque c'est une poutre droite, le vilebrequin est l'objet de déformations.

Principalement causées par la pression maximale de combustion, ces déformations, illustrées à la figure 4.1, peuvent compromettre le bon soutien de l'arbre dans les paliers ou causer des flexions et des torsions cycliques et déphasées des bras, des manetons et des tourillons du vilebrequin.

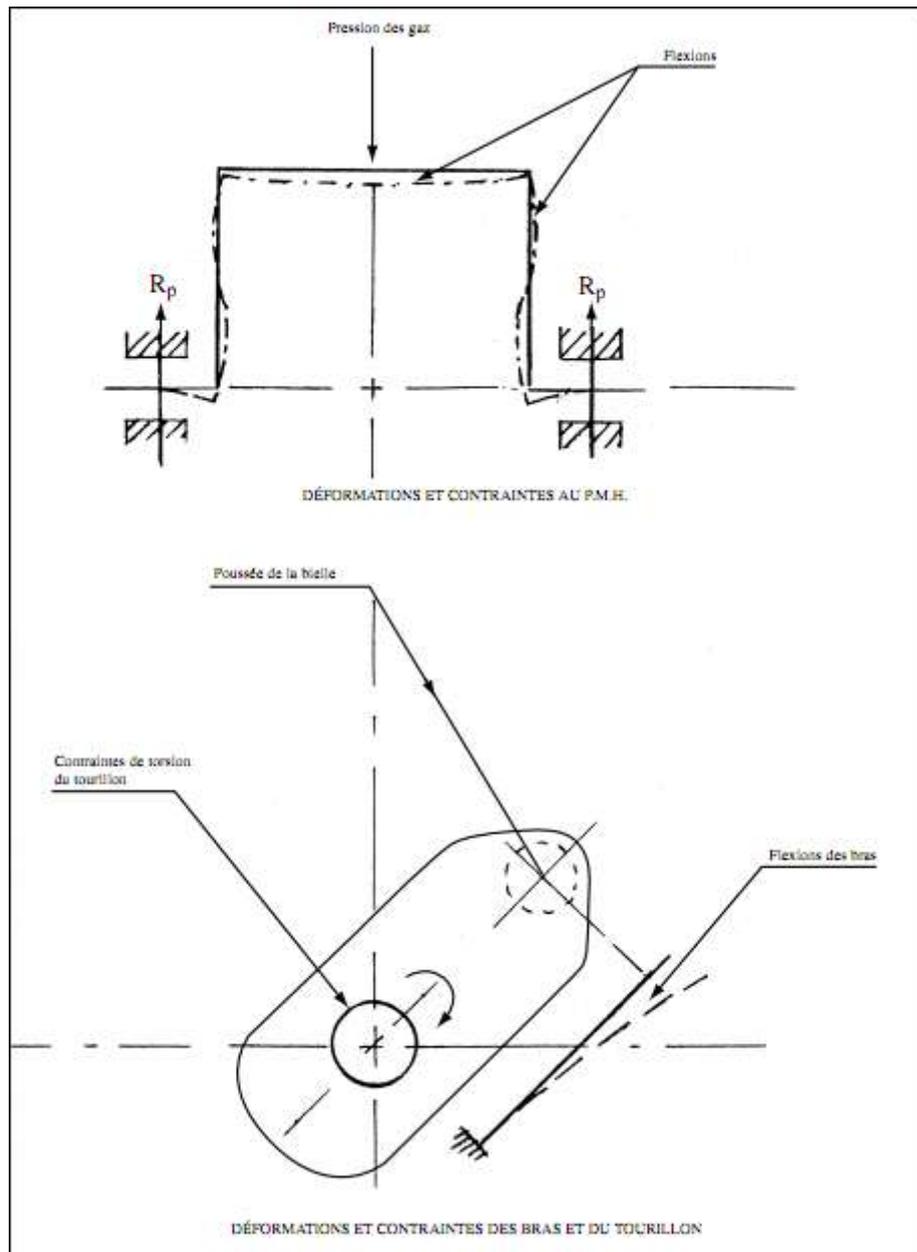


Figure 4.5 : Déformations (exagérées) et contraintes d'un vilebrequin [22].

4.3.2. Efforts au sein d'une manivelle

Une forme fonctionnelle résistante, apte à tous les moteurs Diesel (ou à tous les moteurs à explosion) géométriquement semblable ne peut donc pas exister. Plus encore que pour toute autre pièce la réalisation heureuse d'un vilebrequin ne peut être que le fruit d'une harmonieuse coopération entre le motoriste, le métallurgiste, l'usineur et, toutes les fois où cela est possible (et les occasions en sont nombreuses pour qui les recherche), l'expérience vécue par l'utilisateur [21].

Sous l'action du couple moteur, le vilebrequin, considéré en tant qu'arbre coudé, se déforme. Les bras subissent à la fois une flexion dans le plan perpendiculaire à l'axe et une torsion autour d'un axe parallèle à celui-ci : ces déformations des bras sont toujours suffisamment faibles pour ne pas provoquer de réactions des appuis. Mais les manetons et tourillons

subissent une torsion autour de leur axe et de ce fait subissent un raccourcissement axial, qui, dans certains cas, peut ne pas être négligeable.

Une remarque générale : les vilebrequins ne sont pas très chargés dans leur ensemble principalement pour des raisons de rigidité. Les zones critiques sont les raccords entre bras et portées qui sont de plus en plus sollicités suite à l'accroissement de la puissance spécifique des moteurs.

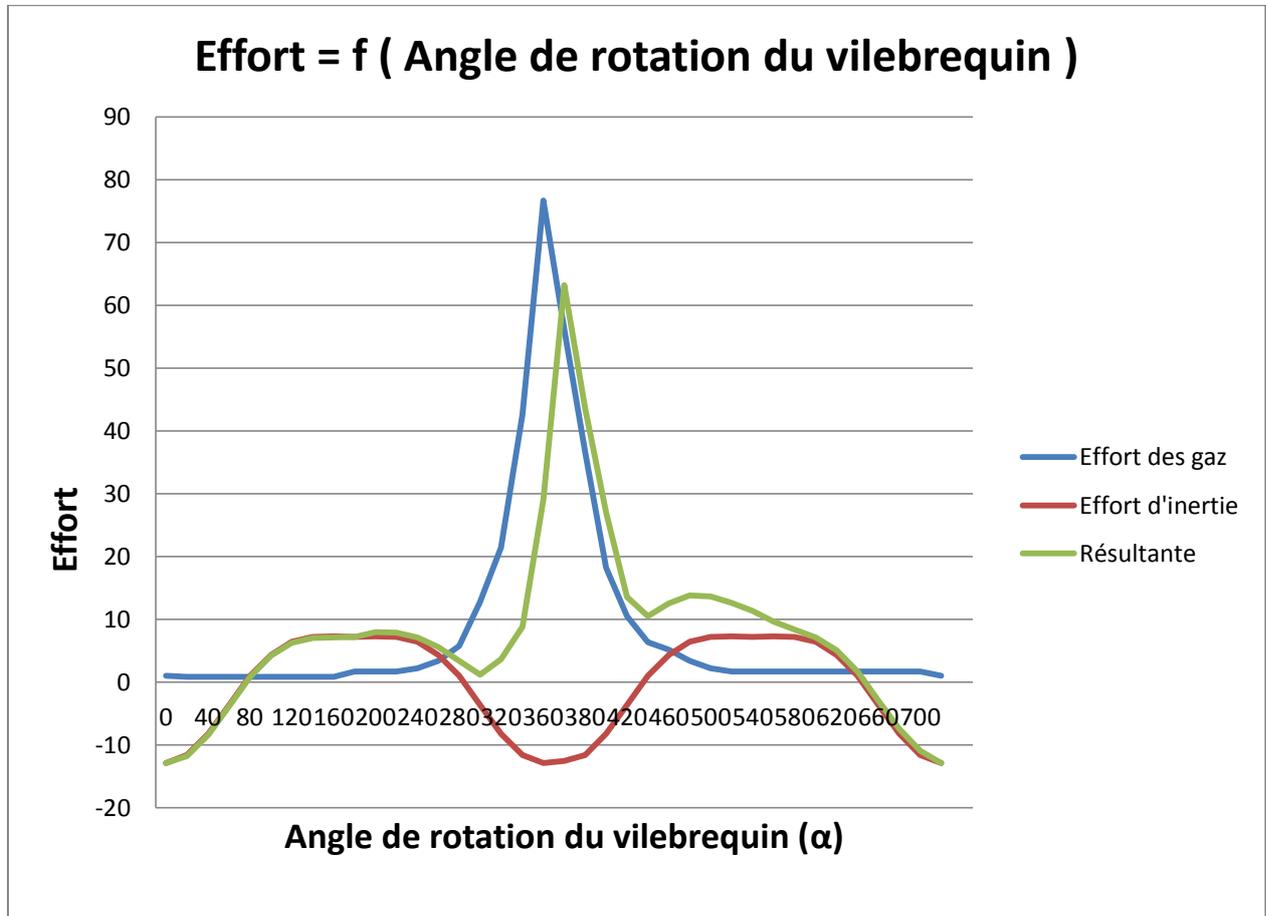


Figure 4.6 : Effort appliqué au vilebrequin.

- **Position du problème - méthode simplifiée de calcul**

Pour des problèmes courants de calcul de vilebrequin, on se borne dans les bureaux d'études à admettre que le vilebrequin est interrompu aux droits des portées de paliers. Les calculs se réduisent alors à ceux proposés ci-dessous et cette méthode de calcul porte habituellement le nom de méthode simplifiée; le vilebrequin est alors isostatique[21].

L'application de cette méthode simplifiée conduit à admettre, aux différentes parties de vilebrequin des contraintes plus grandes que les contraintes réelles, mais par contre elle donne des valeurs par défaut pour les réactions de paliers intermédiaires, l'erreur dans ce cas peut atteindre 30 %.

La manivelle, premier organe à transmettre sous forme de couple l'énergie développée par la combustion, doit résister à divers efforts. Les calculs de vérification du vilebrequin à deux paliers s'effectuent pour deux positions critiques[21] :

- Position critique au P.M.H. d'allumage (effort maximale) [1^{ère} position critique].
- Position critique au maximum d'effort tangentiel maximale [2^{ième} position critique].

- **Hypothèses simplificatrices et de sécurité :**

- ❖ Nous supposons que le vilebrequin repose sur appuis simple.
- ❖ L'effort maximum a lieu au moment de l'explosion pendant le ralenti. C'est pourquoi, lorsqu'un moteur peut-être appelé à fonctionner à plein couple et à faible vitesse, les efforts dynamiques ne doivent pas être retranchés des efforts maxima de combustion. C'est pourquoi nous ne tiendrons pas compte :
 - du poids du vilebrequin (négligeable);
 - des forces d'inertie du vilebrequin; ces forces tendent à diminuer l'action de l'effort maximale (ce qui est très sensible à grande vitesse);
 - des forces d'inertie alternatives, qui pour cette position critique agissent dans le même sens que les précédentes;
- ❖ Nous supposons que les efforts dû à l'action du gaz sont concentrée au milieu du maneton.

Pour une bonne compréhension, on associera à chaque contrainte calculée, le diagramme de son moment fléchissant (associé à son cisaillement) et/ou de son moment de torsion[21].

Contrairement à un moteur essence, les contraintes de combustion sont plus importantes que les contraintes dynamiques.

Conclusion

Un vilebrequin correct ne peut, au total, qu'être le fruit d'une synthèse de plusieurs sciences indépendantes : mécanique rationnelle, résistance des matériaux, métallurgie, etc... liées les unes aux autres par raisonnement. Mais la connaissance, fut-elle approfondie, de chacune de ces technique ne suffit pas le raisonnement n'est pas dirigé par des considérations fondées sur la culture générale et éclairées par l'observation des faits.

L'objectif est de produire des vilebrequins d'un cout modéré qui, pour un poids et un encombrement aussi faibles que possibles, soient capables de supporter les charges maximales de service.

Le mouvement circulaire pulsatile du vilebrequin est régularisé par un volant d'inertie appelé volant moteur. Les vibrations peuvent être diminuées en modifiant leur fréquence grâce à des masses fixes appelées Dumpers.

Chapitre 05

Equilibrage de moteur à quatre cylindres en ligne

Introduction

Les forces et les moments variables qui agissent sur le mécanisme bielle- manivelle du moteur provoquent des vibrations dans les différentes parties du moteur. La suppression partielle ou totale de l'influence de ces forces et ces moments qui sont l'équilibrage du moteur est un problème délicat[22].

Un moteur est considéré équilibré si pour une vitesse de rotation constante de vilebrequin les forces et les moments qui agissent sur les paliers sont constantes (module et sens).

Ces forces et moments sont :

- Les forces centrifuges d'inertie P_{cb} .
- Les forces d'inertie P_j
- Les moments M_{cb} et M_j dus aux forces P_{cb} et P_j dans le cas d'un moteur à plusieurs cylindres.
- Le couple moteur instantané C_i et le moment de réaction dans les paliers.

L'analyse dynamique du mécanisme bielle – manivelle montre qu'un équilibrage complet du moteur peut être atteint en considérant simplement les forces d'inertie centrifuge P_{cb} et leurs moments M_{cb} . Les forces d'inertie P_j et leurs moments M_j peuvent être partiellement ou totalement équilibrés en fonction de la construction du moteur[21].

Dans ce chapitre notre étude sera consacrée à l'équilibrage du moteur 4 cylindre en ligne 4 temps.

5.1. Equilibrage du moteur

J'ai décidé d'aborder l'équilibrage dans un chapitre spécifiquement dédié à ce sujet. L'équilibrage est l'action d'équilibrer les masses pour réduire les contraintes internes dans le moteur ainsi que la vibration globale. Dans certains cas, différentes pièces doivent être balancées ensemble comme un tout[21].



Figure 5.1 : Vilebrequin 1 cylindre non balancé[22].



Figure 5.2 : Vilebrequin 2 cylindres non balancé[22].

L'équilibrage touche deux différentes fonctions. Prenez une corde avec une masse à son extrémité et faites l'atourner avec votre main. En tournant, vous devez fournir un effort pour maintenir votre main à sa position d'origine. Si vous prenez un moteur à un cylindre (Figure 5.1) et vous le faites tourner rapidement sans aucune attention spéciale à l'équilibrage, le vilebrequin sera toujours appuyé sur la même surface au niveau des tourillons. Maintenant, prenons le vilebrequin de la Figure 5.2, ce dernier peut être considéré comme étant balancé lorsqu'il est à l'arrêt. Toutefois, en le faisant tourner sur lui-même très rapidement il agira comme deux vilebrequins de l'exemple précédent. On se retrouvera avec le tourillon de gauche appuyant toujours sur la même surface, le droit sur une autre surface située à l'opposé. Qu'arrive-t-il au tourillon du centre? En théorie, il ne participera pas. Ce fait n'est pas souhaitable du point de vue de l'effort sur le vilebrequin[21].

Ce qu'on souhaite idéalement en balançant une pièce est qu'elle n'est pas tendance à toujours s'appuyer du même côté des coussinets, mais qu'elle soit flottante au centre, s'appuyant

parfois d'un côté puis de l'autre en fonction de la charge et du mouvement des masses alternatives.

Je comprends que ce n'est pas simple à comprendre à la seule lecture, il faut assurément faire un effort pour en avoir une image claire.

Un moteur comprend des pièces qui tournent sur elle-même (masses tournantes) et des pièces qui ont un mouvement alternatif (masses alternatives) tel que les pistons.

5.1.1. Equilibrage des pistons et des bielles

Les ensembles piston – bielle doivent être balancés ensemble, et ici, il faut bien comprendre que nous avons en jeu des masses tournantes ainsi que des masses alternatives[22].

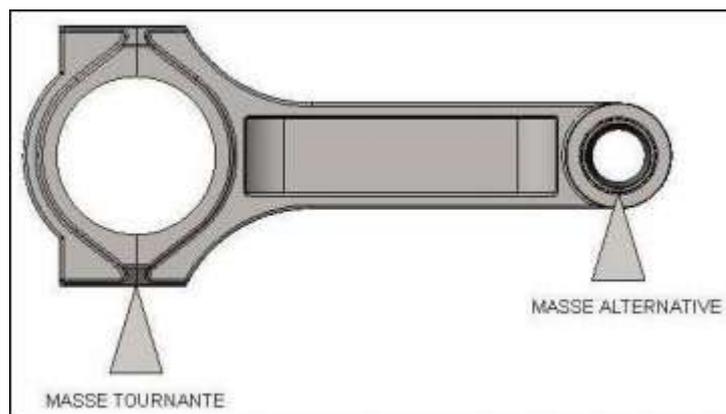


Figure 5.3 : Masse d'une bielle.

On considère donc la bielle comme un élément qui a un effet double, possédant une masse tournante et aussi une masse alternative. La Figure 5.3 montre clairement la distribution de la masse de la bielle entre la masse tournante et la masse alternative.

Idéalement, dans votre moteur, toutes les bielles auraient la même masse tournante. Pour atteindre ce but, il faut peser la masse tournante de chacune des bielles en retenant avec soin et constance le bout de la masse alternative. On peut utiliser l'axe de piston comme appui. Utilisez normalement une petite balance électronique de précision, puis installez une petite lame de métal dans la séparation de la bielle. La plus légère devient la référence, il faut ensuite enlever du matériel sur les bielles plus lourdes à des endroits sécuritaires et sans influencer autant que possible la masse alternative. À la fin, toutes les bielles auront la même masse tournante.

Ensuite il faut balancer la partie alternative. Ici c'est à la fois simple et compliqué. La masse totale alternative inclut la masse du piston, des segments, de l'axe de piston et évidemment la masse alternative de la bielle. Du fait que toutes les bielles ont le même poids pour ce qui est de la masse tournante, on peut donc prendre le poids total piston, axe, segment, bielle, puis ajuster le poids total en enlevant tout simplement du poids sur les pistons[21].

Toutefois, si la différence est importante, vous serez obligé d'enlever du matériel directement sur la bielle, mais vous constaterez que votre travail risque d'influencer le travail que vous avez fait sur la masse tournante des bielles.

5.1.2. Équilibrage du vilebrequin

L'équilibrage du vilebrequin se divise en deux segments bien différents, soit le segment où on peut changer quelque chose, puis le segment où on a peu d'action.

Le segment où on n'a aucun pouvoir est l'équilibrage interne au vilebrequin qui est fonction de la conception elle-même du vilebrequin. La conception du vilebrequin peut avoir prévu des contrepoids sur le vilebrequin pour contrer la masse rotative et alternative de l'ensemble piston-bielle, et aussi pour balancer le poids des manetons. Si l'on regarde de nouveau la Figure 5.2, le vilebrequin n'a aucun contrepoids. Maintenant si l'on revient au vilebrequin, on aperçoit clairement les contrepoids. Lorsqu'on fait équilibrer un vilebrequin, personne n'ajuste ces poids. Sur un vilebrequin modifié avec coupe des bordures, on influence négativement cet équilibrage interne du vilebrequin. Lorsqu'on fait balancer un vilebrequin, l'opération ajuste le poids du vilebrequin afin de diminuer la vibration de votre moteur dans son ensemble, mais n'a pas ou peu d'effet sur les contraintes internes du vilebrequin[23].

Comme nous avons vu dans l'ensemble piston-bielle possède une masse rotative et une masse alternative. La masse rotative peut être considérée comme fixée sur le vilebrequin, et s'ajoute à la masse du maneton. La masse alternative quant à elle provoque parfois une réaction vers le haut, puis parfois vers le bas en fonction de la position du vilebrequin dans son cycle. Les systèmes d'équations qui décrivent les efforts résultants de la masse alternative sont très complexes et dépassent le niveau de ce manuel (et du mien), mais il est généralement considéré que la masse du contrepoids devrait comprendre 100 % de la masse du maneton et de son attachement, 100 % de la masse rotative de l'ensemble piston-bielle, puis 50 % de la masse alternative de l'ensemble piston-bielle. Le 50 % étant pour une bielle de longueur infinie. Fiez-vous aux recommandations de votre centre d'usinage.

Dans tous les cas, l'équilibrage du vilebrequin tel qu'il est fait par les centres de reconditionnement de vilebrequin offre une paix d'esprit additionnelle sur les vibrations globales, le coût relativement faible de l'opération en fait un incontournable.

5.1.3. Effet de la configuration d'un moteur sur l'équilibrage

L'arrangement général d'un moteur influence son équilibrage. Certains moteurs nécessiteront des masses additionnelles aux extrémités du vilebrequin, d'autres moteurs demanderont d'avoir des arbres d'équilibrage tournant à deux fois la vitesse du vilebrequin.

Nous parlons donc de deux niveaux d'équilibrage, soit les forces primaires et les forces secondaires. Ce qu'on appelle primaire est l'équilibrage qui se fait au régime du moteur; le secondaire se fait à une vitesse du double du vilebrequin. Le primaire se fait en ajustant le poids directement sur le vilebrequin ou sur un arbre secondaire qui tourne au même régime que le moteur; le secondaire demande un arbre d'équilibrage qui est entraîné au double de la vitesse du vilebrequin[21].

En plus de l'équilibrage primaire et secondaire, il y a aussi l'équilibrage du moment du vilebrequin, encore ici dans la version primaire et secondaire. Le moment peut être décrit comme un couple induit au vilebrequin et tentant de le faire pivoter sur lui-même selon un axe à 90 degrés de son axe de rotation. Tout comme l'équilibrage des forces primaires et secondaires, les couples primaires sont fonction de l'arrangement général du moteur.

Il faut retenir que ceci influence la vibration du moteur en tant qu'ensemble, mais n'influence pas ses performances ou les contraintes sur les organes internes du moteur. Toutefois, un moteur qui vibre beaucoup pourra créer des ruptures de pièces s'attachant sur celui-ci.

Le cas des 4 cylindres en ligne est intéressant. Il faut théoriquement un arbre d'équilibrage secondaire, mais en pratique, beaucoup de moteurs n'en possèdent pas. Il est jugé que lorsque les moteurs ont moins de 2 litres, les vibrations sont suffisamment faibles pour être négligées. Ceci est généralement vrai pour les automobiles, mais les moteurs de moto sont souvent conçus avec les arbres d'équilibrage pour une raison assez simple : les motos sport sont conçues pour être très puissantes et extrêmement légères. Afin d'atteindre ces buts, l'ajout d'un arbre d'équilibrage permet de monter le moteur sur le cadre de façon rigide et de s'en servir comme élément structural.

Il y a une croyance qui dit que pour balancer un vilebrequin, il faut aussi apporter les ensembles piston-bielles chez le spécialiste. Cela peut être vrai, mais ne l'est pas pour un moteur comme un 4 et 6 cylindre en ligne.

5.1.4. Arbre d'équilibrage

Il est parfois possible de les mettre hors fonction et même de les éliminer. Ne vous détrompez pas, les enlever risque d'augmenter de beaucoup le niveau de vibration. Cependant, je ne peux faire le tour de tous les moteurs ici, et encore moins de prévoir les conséquences de tels changements[23].

C'est un peu plus compliqué de les enlever. Les avantages de les enlever sont d'obtenir les mêmes avantages que lorsqu'ils sont hors fonction, avec en plus une réduction en poids morts, avec en plus une diminution de la consommation d'huile. Les enlever est un peu l'équivalent d'augmenter le débit de la pompe. Toutefois, soyez conscient que si vous enlevez les arbres d'équilibrage, il vous faudra boucher tous les passages hydrauliques qui alimentaient les paliers des arbres. Cela peut demander un démontage important du moteur, et surtout une très bonne compréhension du circuit hydraulique à l'intérieur du bloc moteur. Une erreur dans le blocage des canalisations peut causer des dommages importants dans un laps de temps très court.

Du point de vue de la fiabilité, les vibrations peuvent devenir une cause de bris de différentes composantes installées sur le moteur.

5.1.5. Volant d'inertie balancé harmonique

Certains moteurs peuvent avoir un équilibrage qui n'est pas zéro sur le volant (volant d'inertie est le terme exact) ainsi que sur le balancier installé à l'avant du vilebrequin. Il y a surtout bien des rumeurs à ce sujet. Il y a bien des moteurs dont le vilebrequin demande d'avoir un équilibrage extérieur. Lorsque c'est nécessaire, on parle d'un déséquilibre majeur créé sur le volant ou le balancier. Lorsque ces pièces semblent entièrement symétriques sans avoir un poids désaxé, vous pouvez tenir pour acquis que l'équilibrage est neutre, et que l'équilibrage du vilebrequin ne demande pas ces composantes. Mais votre spécialiste verra sûrement cela d'une façon bien différente[21].

Lorsque vous faites balancer le volant et le plateau d'embrayage, tentez de faire équilibrer d'abord le volant, puis le plateau d'embrayage. Je ne sais pas pourquoi, mais les centres qui procèdent à l'équilibrage de ces pièces ont tendance à les balancer simultanément, ensuite, lorsque vous devez remplacer le plateau, vous devez tout démonter et faire équilibrer chaque pièce. Si vous les faites équilibrer séparément, il vous sera plus facile de changer rapidement le plateau sans le démontage du volant.

5.2. Équilibrage de moteur 4 cylindre en ligne 4 temps

Les forces et les moments agissant sur le mécanisme de manivelle, changent de direction et de valeur, Donc, s'ils ne sont pas en équilibre, ils provoquent des vibrations dans le moteur et roulements. Dans le moteur habituellement des forces d'inertie du premier et du second ordre de va-et-vient masse mobile P_{jI} et P_{jII} , Forces centrifuges du masse rotatif P_{cb} et leurs respectifs des moments M_{cb} et M_{jI} et M_{jII} reste déséquilibré[24].

Toujours Agissez sur les supports du moteur et ne peut pas être équilibré. Par conséquent, un moteur est considéré comme équilibré, si les conditions suivantes sont remplies:

- Les forces d'inertie résultantes dans le premier ordre et leurs moments sont égales à zéro - $\sum P_{jI} = 0$ et $\sum M_{jI} = 0$.
- Les forces d'inertie résultantes dans le second ordre et leurs moments sont égaux à Zéro - $\sum P_{jII} = 0$ et $\sum M_{jII} = 0$.
- Les forces centrifuges résultantes et leurs moments sont égaux à zéro – $\sum P_{cb} = 0$ et $\sum M_{cb} = 0$.

5.2.1. Équilibrage des forces et moments d'inertie

La force d'inertie et donnée par :

$$P_j = -m_T \cdot a = -m_T \cdot r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

Qui se compose de :

$$P_{jI} = -m_T \cdot r\omega^2 \cos \alpha ;$$

$$P_{jII} = -m_T \cdot r \omega^2 \cos 2\alpha .$$

Ou :

- P_{jI} est la force d'inertie du 1^{er} ordre;
- P_{jII} est la force d'inerte du 2^{ième} ordre.

On note m_T la masse des forces d'inertie des pièces en mouvement alternatif.

$$m_T = m_p + m'_b .$$

$$m_T = 99.52 + 43.74 = 143.26 \text{ kg/m}^2 .$$

- m_p = la masse de piston
- m'_b = masse de pied de bielle
- r = rayon de manivelle
 $r = 45 \text{ mm}$
- λ = rapport constructif
 $\lambda = 0.28$
- ω = vitesse angulaire
 $\omega = 376.8 \text{ s}^{-1}$

En rotation, il ya création de couple dont le moment d'inertie par rapport au centre de gravité G, et donne par :

$$M_{j(G)} = P_j \cdot d_1 .$$

d_1 : La distance de l'axe de force d'inertie par rapport au centre de gravité G.

Qui se compose de :

- $M_{jI} = P_{jI} \cdot d_1$: moment d'inertie du 1^{ère} ordre ;
- $M_{jII} = P_{jII} \cdot d_1$: moment d'inertie du 2^{ième} ordre.

5.2.1.1. Equilibrage des forces et moments d'inertie du 1^{er} ordre

❖ Le moteur à quatre cylindres à plat opposés

Deux ordres sont possibles : 1-3-4-2 ou 1-2-4-3.

L'ordre 1-4-3-2 est le plus approprié. Outre un meilleur remplissage, il permet une meilleure répartition de poussées sur le vilebrequin.

$$\begin{aligned} P_{jI} &= -m_T \cdot r \omega^2 \cos \alpha \\ &= - 143,26 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 376.8^2 \cos \alpha \\ &= - 9,152 \cos \alpha \quad [bars]. \end{aligned}$$

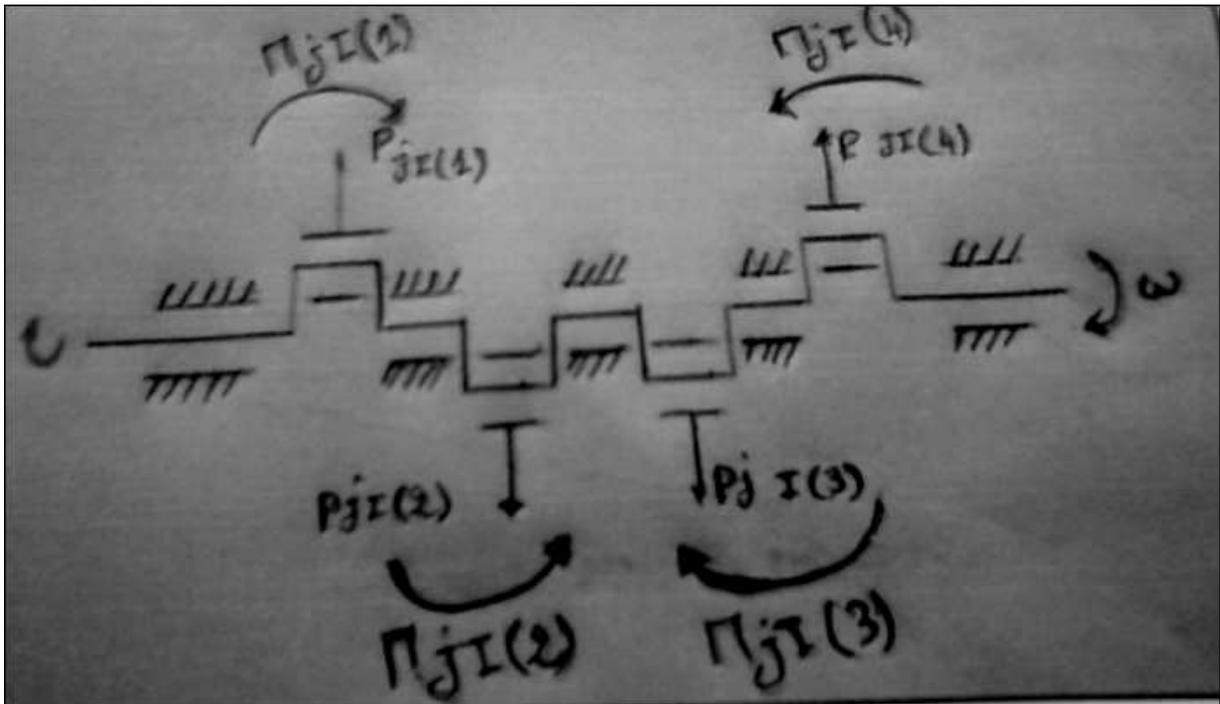


Figure 5.4 : Les Forces et moments d'inerties du 1^{er} ordre[24].

Vue la symétrie du vilebrequin, les forces d'inertie s'annulent deux à deux (après deux tour de vilebrequin).

$$\sum P_{jI}(i) = 0 \quad [Figure 5.4]$$

- ❖ 1^{ère} cylindre : $P_{jI}(1) = -9,152 \cos 0 = -9,152$ bars.
- ❖ 2^{ième} cylindre : $P_{jI}(2) = -9,152 \cos 3\pi = 9,152$ bars.
- ❖ 3^{ième} cylindre : $P_{jI}(3) = -9,152 \cos \pi = 9,152$ bars.
- ❖ 4^{ième} cylindre : $P_{jI}(4) = -9,152 \cos 2\pi = -9,152$ bars.

D'où :

$$\sum P_{jI}(i) = 0.$$

Donc les forces d'inerties du premier ordre sont parfaitement équilibrées.

Le moment d'inertie par rapport au centre du gravité G ; qui donne par :

$$M_{j(G)} = P_{jI} \cdot d_1 \quad [Figure 5.5]$$

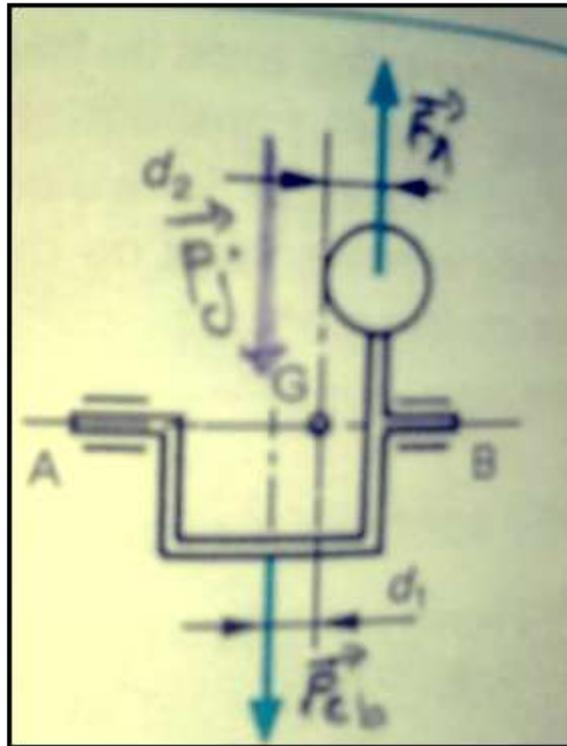


Figure 5.5 : Déséquilibre dynamique[23].

Après deux tours de vilebrequin les moments d'inertie s'annulent deux à deux.

$$\sum M_{jI} (i) = 0 \quad [Figure 5.4] .$$

$$\begin{aligned} \sum M_{jI} (i) &= M_{jI} (1) + M_{jI} (2) + M_{jI} (3) + M_{jI} (4) \\ &= P_{jI}(1).d_1 - P_{jI}(2).d_1 + P_{jI}(3).d_1 - P_{jI}(4).d_1 = 0 \end{aligned}$$

Les moments d'inerties résultantes dans le premier ordre égal à zéro :

$$\sum M_{jI} (i) = 0$$

5.2.1.2. Equilibrage des forces et moments d'inertie du 2^{ième} ordre

❖ Le moteur à quatre cylindres en ligne

Deux ordres sont possibles : 1-3-4-2 et 1-2-4-3. L'ordre le plus couramment utilisé est la première cité, pour les raisons de meilleur écoulement du fluide gazeux [23].

$$P_{jII} = -m_T . r \omega^2 \cos 2 \alpha \quad [Figure 5.6]$$

$$= - 143,26 . 45 . 10^{-3} . 376,8^2 . 0,28 . \cos 2 \alpha$$

$$= -2,5688 \cos 2\alpha \quad [\text{bars}] .$$

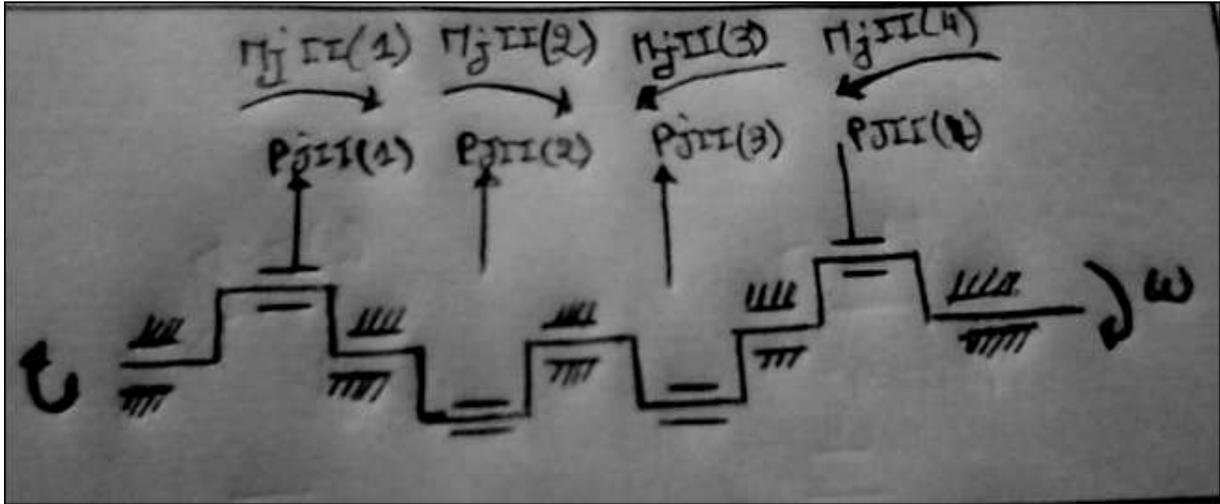


Figure 5.6 : Les Forces et moments d'inerties du 2^{ième} ordre[24].

Les forces d'inerties P_{jII} sont en phase et admettent une résultante qui donne lieu à des trépidations.

- ❖ 1^{ère} cylindre : $P_{jII} = -2,5688 \cos 2.0 = -2,5688$ bars.
- ❖ 2^{ième} cylindre : $P_{jII} = -2,5688 \cos 2.3\pi = -2,5688$ bars.
- ❖ 3^{ième} cylindre : $P_{jII} = -2,5688 \cos 2\pi = -2,5688$ bars.
- ❖ 4^{ième} cylindre : $P_{jII} = -2,5688 \cos 2.2\pi = -2,5688$ bars.

D'où :

$$\sum_{i=0}^4 P_{jII} (i) = -10,2752 \text{ bars.}$$

Les forces d'inerties du deuxième ordre s'ajoutent dans le même sens et ne s'annulent pas donc, il faut prévoir des contres poids de masse déterminée.

On à :

$$m = \frac{\sum P_{jII} \cdot A_P}{r \cdot \omega^2}$$

$$= \frac{10,2752 \cdot 10^5 \cdot 5,024 \cdot 10^{-3}}{45 \cdot 10^{-3} \cdot 376,8^2}$$

$$m = 0,727 \text{ kg.}$$

La masse du contre poids est répartie sur les quatre flasques, $m_1 = \frac{m}{4}$ (figure 4.7).

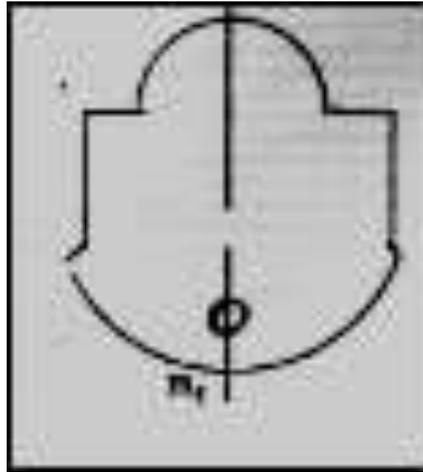


Figure 5.7 : La masse du contre poids[31].

Les moments d'inertie résultantes dans le deuxième ordre :

$$\sum M_{jII}(i) = M_{jII}(1) + M_{jII}(2) + M_{jII}(3) + M_{jII}(4)$$

$$= P_{jII}(1) \cdot d_1 + P_{jII}(2) \cdot d_2 - P_{jII}(3) \cdot d_3 - P_{jII}(4) \cdot d_4$$

$$\sum M_{jII}(i) = 0.$$

5.2.2. Equilibrage des forces et moments centrifuge

La force centrifuge est donnée par :

$$P_{cb} = m_r \cdot r \omega^2.$$

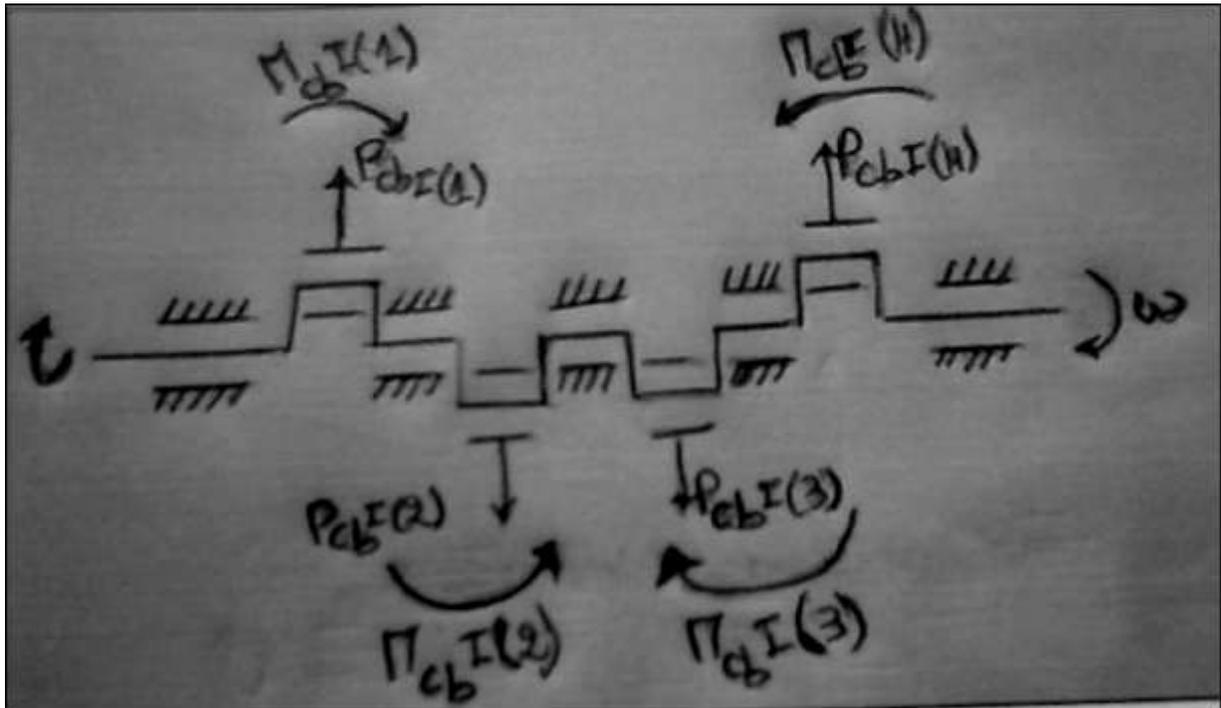


Figure 5.8: Les Forces et moments centrifuge[24].

Les forces centrifuges sont également en équilibre (après deux tours de vilebrequin) :

$$\begin{aligned} \sum P_{cb} (i) &= P_{cb}(1) + P_{cb}(2) + P_{cb}(3) + P_{cb}(4) \\ &= -m_R \cdot r\omega^2 + m_R \cdot r\omega^2 + m_R \cdot r\omega^2 - m_R \cdot r\omega^2 \\ \sum P_{cb} (i) &= 0 \quad [Figure 5.8] . \end{aligned}$$

Donc les forces centrifuges sont parfaitement équilibrées.

Le moment centrifuge crée un couple par rapport au centre de gravité G, qui donne par :

$$M_{cb(G)} = P_{cb} \cdot d_1 \quad [Figure 5.5] .$$

d_1 : La distance de l'axe de force centrifuge par rapport au centre de gravité G.

En raison de la symétrie de l'arbre, les forces centrifuges mutuellement équilibrée.

Donc les moments centrifuges résultant sont équilibré :

$$\begin{aligned} \sum M_{cb} (i) &= M_{cb} (1) + M_{cb} (2) + M_{cb} (3) + M_{cb} (4) \\ &= P_{cb}(1).d_1 - P_{cb}(2).d_1 - P_{c.b}(3).d_1 + P_{cb}(4).d_1 \\ \sum M_{cb} (i) &= 0 \quad [Figure 5.8] . \end{aligned}$$

En raison de la symétrie de l'arbre, les impulsions des forces P_{cb} et P_{jI} et P_{jII} sont mutuellement équilibré. A ce titre, donc les moments résultants sont égaux à zéro $M_{cb} = 0$ et

$$M_{jI} = 0 \text{ et } M_{jII} = 0.$$

Conclusion

L'équilibrage peut être réalisé par un choix judicieux du nombre et de la disposition des cylindres et de la forme du vilebrequin, ou par des contrepoids placés sur le vilebrequin ou sur des arbres d'équilibrage.

L'équilibrage est donc un paramètre important dans la décision du choix de l'architecture moteur.

Quelle que soit la manière de réaliser l'équilibrage, il faut aussi se préoccuper des efforts internes sur les paliers de ligne d'arbre afin d'assurer une bonne tenue en endurance du bas moteur.

Les contrepoids choisis étant en place, le moteur n'est jamais parfaitement équilibré. Il reste les forces d'inertie que l'on a décidé de ne pas équilibrer et les forces dues aux gaz qui sortent du moteur, que l'on n'équilibre pas (par exemple, le couple moteur dont la réaction s'applique sur le support). Les théorèmes de la dynamique permettent de connaître les mouvements résiduels du moteur, ce qui est le point de départ de la dentition de la liaison moteur-support qui peut être rigide ou assurée par l'intermédiaire de cales élastiques.

Chapitre 06

Vibration de torsion libre

6.1. Généralités

La vibration de torsion est préoccupante dans les vilebrequins des moteurs à combustion interne, car elle pourrait briser le vilebrequin lui-même; Cisailer le volant; Ou provoquer l'échec des courroies entraînées, des engrenages et des composants attachés, en particulier lorsque la fréquence de la vibration correspond à la fréquence de résonance de torsion du vilebrequin. Les causes des vibrations de torsion sont attribuées à plusieurs facteurs[22].

Les vibrations de torsion jouent un rôle important dans les systèmes d'entraînement. Des fréquences propres mal réglées peuvent produire des phénomènes de résonance, qui peuvent à leur tour provoquer des dommages importants.

Un système mécanique doit toujours fonctionner dans des domaines stables, certains domaines, appelés zones de résonances qui sont très instables et le fonctionnement du système dans ces zones provoque sa rupture[24].

L'égalité des fréquences propres et des fréquences d'excitation provoque la résonance d'où l'importance de l'étude des vibrations libres qui déterminent les fréquences propres et par conséquent les zones de fonctionnement.

L'expérience a montré que dans la recherche théorique concernant un certain aspect du système physique réel, les calculs peuvent être considérablement simplifiés.

Le résultat de cette simplification du système physique réel s'appelle modèle.

6.2. Etude des vibrations provoqués sur le vilebrequin

Le vilebrequin constitue le parfait exemple d'ensemble d'arbres élastiques. Soumis à des impulsions cycliques nées de la combustion, il est rattaché à une ligne d'arbres, une boîte d'engrenages ou une génératrice. Sous l'action des efforts précédemment décrits, les manetons et les tourillons subissent des contraintes de torsion et de flexion non négligeables. Ces déformations, lorsque non contrôlées, risquent de mettre en cause l'efficacité de graissage des paliers ou encore d'atteindre des fréquences naturelles de vibrations, dangereuses pour le vilebrequin. Ainsi, le vilebrequin est sujet à trois types de vibrations que nous allons étudier plus en détail : les vibrations de flexion, les vibrations axiales et les vibrations de torsion[25].

6.2.1. Vibrations axiales

Dans certains cas, les vibrations de flexion peuvent provoquer un déplacement axial du vilebrequin. Le vilebrequin peut alors vibrer axialement, prenant appui sur le palier de butée, tel un ressort auquel un poids serait suspendu et que l'on tirerait vers le bas avant de le relâcher[21].

Ces vibrations axiales, représentées la figure 6.1, sont présentes sur les moteurs lents modernes ayant un rapport course/alésage supérieur à 3, et par conséquent des manivelles à

rayon [élevé]. Afin d'amortir les vibrations, les fabricants installent, à la partie libre du vilebrequin, un amortisseur de vibrations axiales.

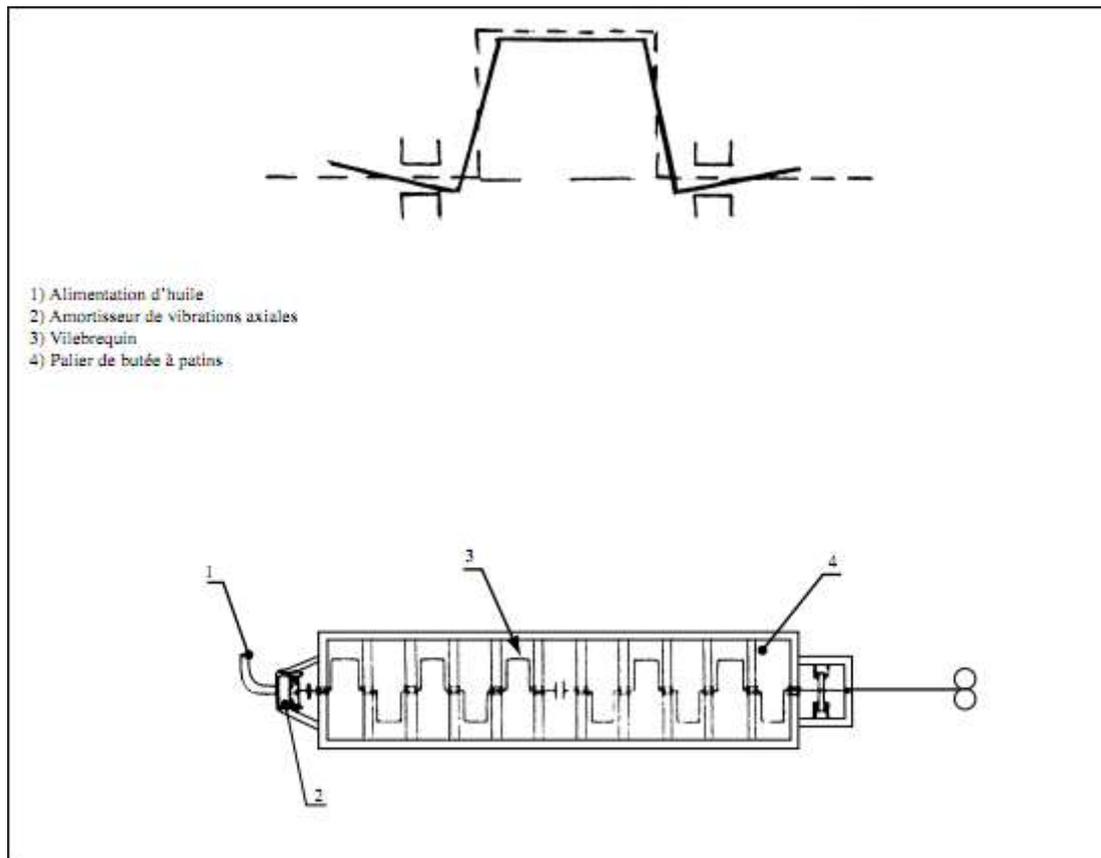


Figure 6.1: Vibrations axiales[25].

Comme nous pouvons le constater à la figure 6.2, cet amortisseur est fait d'un piston relié au vilebrequin par une bride, et d'un cylindre rattaché à la plaque de fondation. De l'huile sous pression alimente constamment l'espace qui existe entre les deux faces du piston. Le coussin d'huile ainsi créé amortit tout déplacement axial du vilebrequin provoqué par le fonctionnement du moteur. On utilisera des soupapes de non-retour, placées dans les conduites d'alimentation, pour maintenir l'huile dans le cylindre hydraulique.

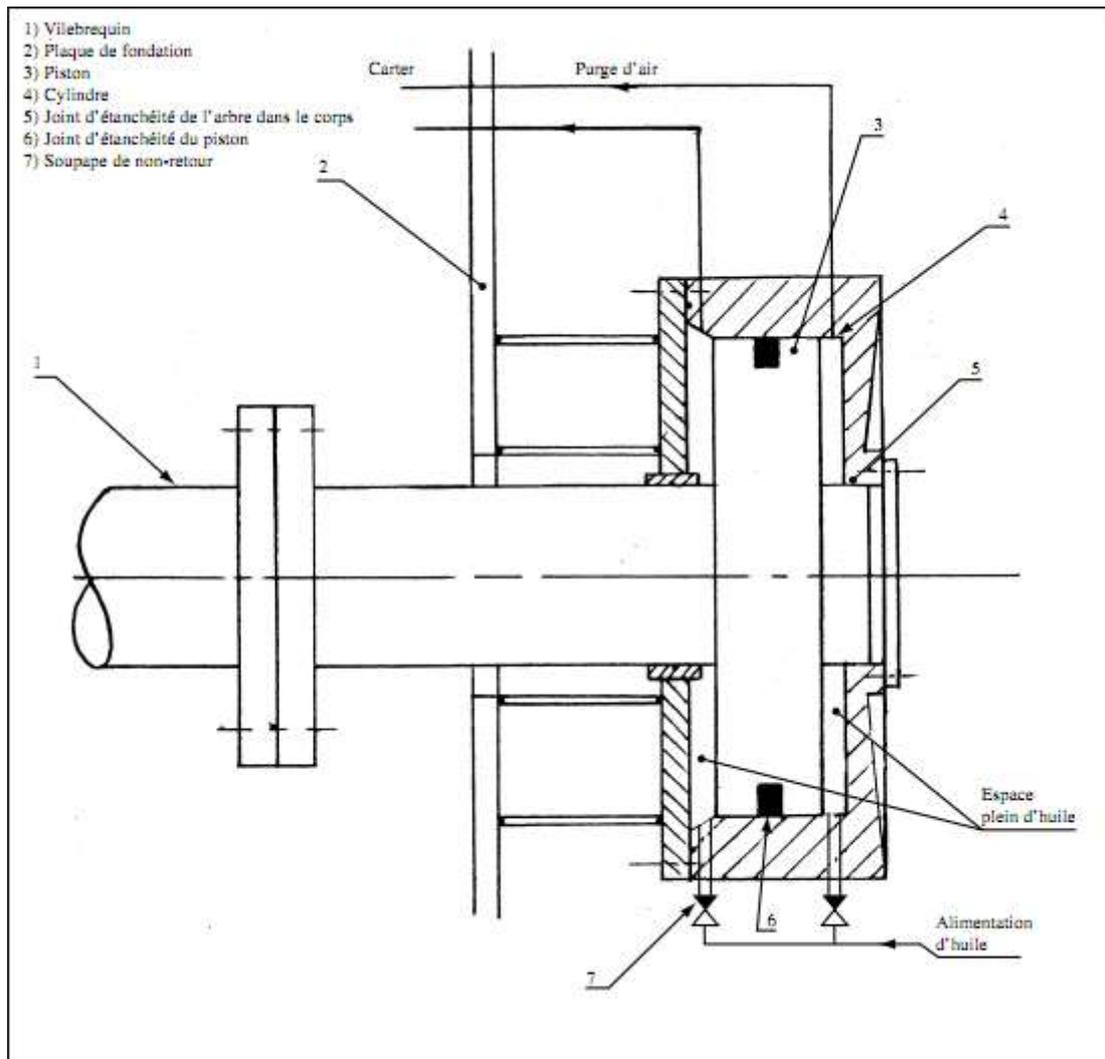


Figure 6.2: Amortisseur de vibrations axial[25].

6.2.2. Vibrations de torsion

Dans la très grande majorité des cas, les vibrations de torsion sont les seules vibrations présentant un aspect critique. Celles-ci nécessitent un calcul approfondi des fréquences naturelles et des fréquences d'excitation du vilebrequin. On doit aussi tenir compte de la ligne d'arbres au moment de la conception. En effet, la ligne d'arbres d'un système de propulsion se compose d'un vilebrequin, d'arbres intermédiaires, d'un arbre porte-hélice, d'une hélice et d'un volant d'inertie. Bien qu'en acier, ces arbres sont des matériaux élastiques. Ainsi, une charge appliquée brutalement au système de propulsion produira des oscillations de torsion dans la ligne d'arbres[21].

En pratique, lorsqu'un moteur fonctionne, chaque cylindre soumet le vilebrequin à une course motrice dont l'amplitude varie cycliquement. Les courses motrices produisent, dans le vilebrequin et la ligne d'arbres, des impulsions ou torsions d'amplitude infinie certaines vitesses de rotation. Cette période critique communément appelée résonance, se développe lorsque l'ensemble du système (vilebrequin, volants, ligne d'arbres) se trouve dans un tel état de vibration que les volants oscillent en opposition de phase et que l'amplitude des vibrations

de torsion dépasse la limite maximale d'élasticité du vilebrequin. Cette période de résonance, représentée à la figure 6.3, peut provoquer la rupture de l'arbre certaines vitesses de rotation du moteur.

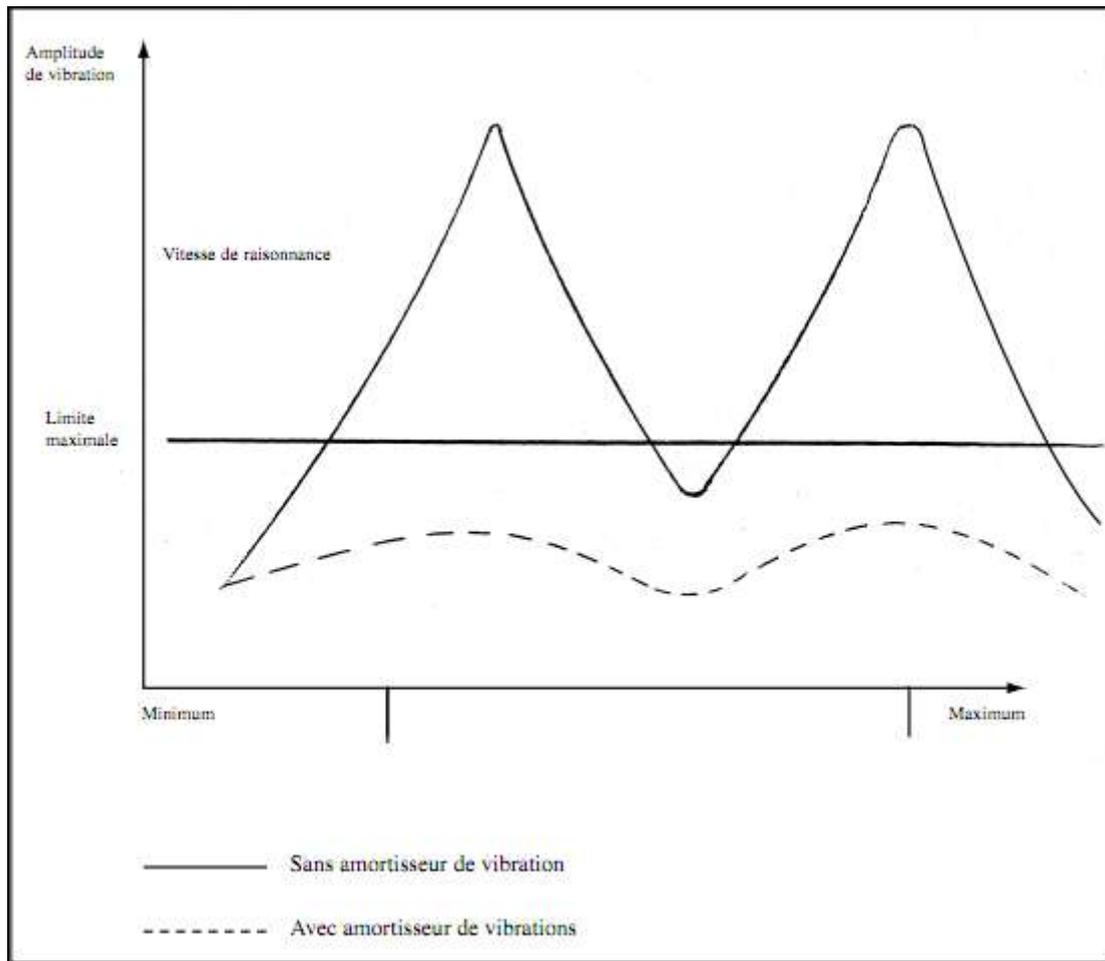


Figure 6.3 : Amplitude de vibrations de torsion[25].

On comprendra aisément qu'en l'absence de tout amortissement, ces vibrations de torsion peuvent se répercuter jusqu'à l'organe entraîné, causant des difficultés lors de la marche en parallèle de la génératrice ou encore des problèmes de jeu entre les dents lorsque le moteur est relié à un réducteur[21].

Pour améliorer la situation, c'est-à-dire réduire les amplitudes de vibrations de torsion, on peut :

- modifier l'ordre d'allumage en fonction des organes entraînés;
- augmenter ou réduire le diamètre des arbres;
- varier la masse des volants d'inertie;
- installer des dispositifs amortisseurs à l'endroit où les vibrations sont maximales, c'est-à-dire à l'avant du vilebrequin (partie libre).

6.3. Modèles dynamiques

Le vilebrequin est en général modélisé par le schéma de la figure 6.4.

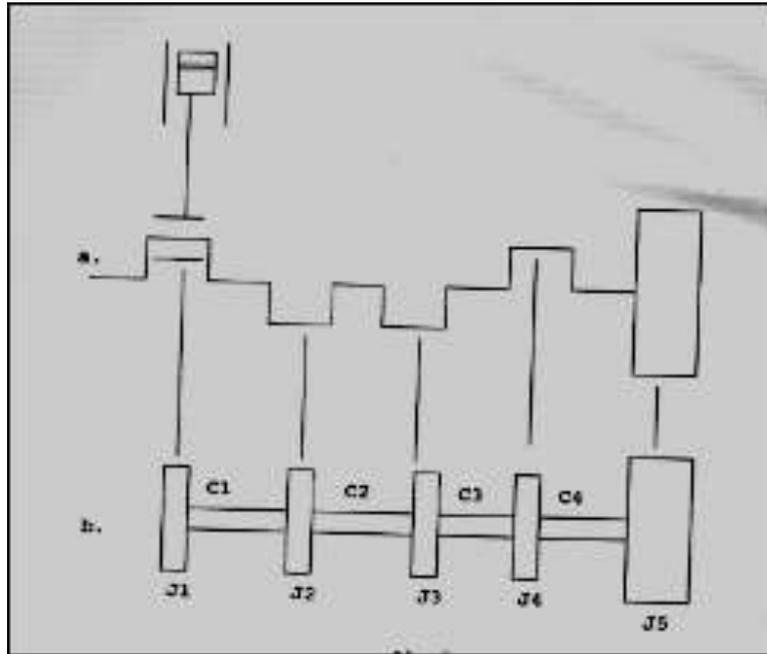


Figure 6.4 : Modèle générale du vilebrequin [31].

Avec : a : schéma du vilebrequin ; b : modèle.

C_1, C_2, C_3, C_4 : étant des raideurs.

J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 : étant des inerties.

Tous ces paramètres sont déterminés par des équations de conservation de masse et d'énergie.

5.3.1. Calcul pour un cylindre

$$E_{cm} = \sum_{i=1}^n E_{ci(T)} + \sum_{j=1}^n E_{cj(R)} \dots \dots \dots (6.1).$$

Où :

E_{cm} = Energie cinétique du modèle.

$E_{ci(T)}$ = Energie cinétique du système réel effectuant un mouvement de translation.

$E_{cj(R)}$ = Energie cinétique du système réel effectuant un mouvement de rotation.

Comme nous l'avons déjà mentionné au paragraphe (4. 5) nous pouvons considérer la masse de la bielle concentrée aux point A et B, pour éliminer le mouvement complexe de la bielle.

L'équation (5.1) peut se mettre sous la forme :

$$\frac{M_r \omega_r^2}{2} = \frac{M_k \omega_k^2}{2} + \frac{m_A V_A^2}{2} + \frac{m_B V_B^2}{2} \dots\dots\dots (6.2).$$

M_r = moment d’inertie du modèle.

ω_r = vitesse angulaire du modèle.

M_k = moment d’inertie de la manivelle.

ω_k = vitesse angulaire de la manivelle.

On à :

$$\omega_r = \omega_k$$

$$V_B = r \cdot \omega \cdot (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha) \dots\dots\dots (6.3).$$

En remplaçant l’équation (5.3) dans l’équation (5.2) il vient :

$$M_r = M_k + m_A r^2 + m_B \cdot \frac{r^2}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)^2 d\alpha \dots\dots\dots (6.4).$$

Soit :

$$I = \int_0^{2\pi} (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)^2 d\alpha = I_1 + I_2 + I_3 + \dots\dots\dots$$

Avec :

$$I_1 = \int_0^{2\pi} \sin^2 \alpha d\alpha = \pi;$$

$$I_2 = \frac{\lambda}{2} \int_0^{2\pi} \sin \alpha \cdot \sin 2\alpha d\alpha = 0;$$

$$I_3 = \frac{\lambda^2}{4} \int_0^{2\pi} \sin^2 2\alpha d\alpha = \frac{\lambda^2}{4} \cdot \pi .$$

➤ $M_r = M_k + r^2 \left[m_A + 0,5 m_B \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \right] \dots\dots\dots (6.5).$

En négligeant le terme $\frac{\lambda^2}{4}$ nous aurons une erreur de $(0.5 \div 2) \%$ de m_B .

Donc l’équation (5.5) devient :

$$M_r = M_k + r^2 (m_A + 0,5 m_B) \dots\dots\dots (6.6).$$

6.3.2. Calcul moment d’inertie de la manivelle M_k

❖ **Moment d’inertie du flasque M_k ,**

Pour calculer le moment d’inertie du flasque on procède de la manière suivante :

- On divise la flasque en 3 parties.
- On calcule le moment d'inertie de chaque partie par rapport au centre de gravité.
- On fait la somme des trois moments d'inerties.
- On calcule le moment d'inertie par rapport au centre de gravité global du flasque.

$$M_{K'} = M_G + m_T(O_1G)^2.$$

M_G = moment d'inertie par rapport au centre de gravité global.

m_T = masse totale du flasque.

O_1G = distance séparant centre de gravité globale au centre de rotation du vilebrequin.

Le flasque est en général modélisé par le schéma suivant :

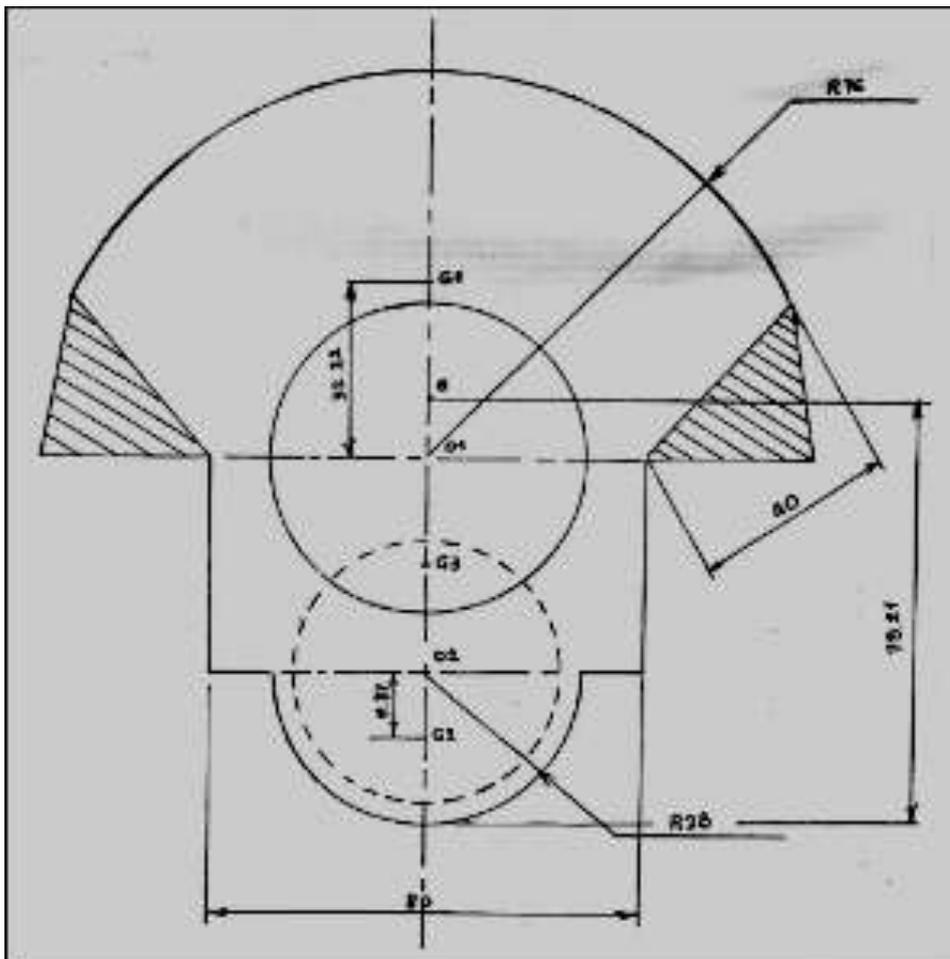


Figure 6.5: Le flasque (échelle 1)[31].

Avec :

$$m_T = 1,54579 \text{ kg.}$$

L'équation de moment peut se mettre sous la forme[26] :

$$M_k = M_G m_T \cdot (O_1 G)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_m R_m^2 + m_m \cdot (O_2 G)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_o R_o^2.$$

Où :

- ✓ m_m = masse du maneton.
- ✓ R_m = rayon du maneton.
- ✓ m_o = masse du tourillon.
- ✓ R_o = rayon du tourillon.

$$m_m = \rho \cdot l_m \cdot \pi \cdot R_m^2 \quad (l_m = \text{longueur du maneton})$$

$$\text{➤ } m_m = 7,876 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (23,97)^2 \cdot 28 = 0,39806 \text{ kg.}$$

$$m_o = \rho \cdot l_o \cdot \pi \cdot R_o^2 \quad (l_o = \text{longueur du tourillon})$$

$$\text{➤ } m_o = 7,876 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (28,98)^2 \cdot 28,5 = 0,59223 \text{ kg.}$$

$$M_G = M'_{G1} + M'_{G2} + M'_{G3}.$$

- ✓ M_G = moment d'inertie par rapport au centre de gravité global (G).
- ✓ M_{G1} = moment d'inertie du demi-disque sans les deux triangles par rapport au centre de gravité global (G).
- ✓ M_{G2} = moment d'inertie du demi-disque par rapport au centre de gravité global (G).
- ✓ M_{G3} = moment d'inertie du parallélépipède par rapport au centre de gravité global (G).

$$M'_{G1} = M_{G1} + m'_1 \cdot (G_1 G)^2.$$

Avec :

$$M_{G1} = M_{O1} - m_1 \cdot (O_1 G_1)^2 - m \eta^2.$$

- ✓ m_1 = masse du demi-disque.
- ✓ m = masse du triangle à enlever.
- ✓ η = distance séparant le centre de gravité du triangle au centre du demi-disque.
- ✓ m'_1 = masse du demi-disque sans la masse du triangle.
- ✓ $O_1 G_1$ = distance séparant centre de gravité du centre du demi-disque.
- ✓ $G_1 G$ = distance séparant centre de la gravité globale au centre du demi-disque.

$$M_{O1} = \rho \cdot e \cdot \pi \cdot \frac{R_1^4}{4}$$

- ✓ e = épaisseur du disque ; $e = 20 \text{ mm}$.
- ✓ R_1 = rayon du demi-disque ; $R_1 = 76 \text{ mm}$.
- ✓ $m'_1 = 1,35692 \text{ kg}$.
- ✓ $G_1 G = 20,62 \text{ mm}$.
- ✓ $O_1 G_1 = 32,22 \text{ mm}$.
- ✓ $\eta = 59,50 \text{ mm}$.

$$M_{O1} = 7,876 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot \pi \cdot \frac{76^4}{4} \cdot 10^{-5} = 0,00412 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$m_1 = \rho \cdot v = \rho \cdot e \cdot \pi \frac{R_1^2}{2} = 1,42916 \text{ kg}.$$

$$m = 0,07324 \text{ kg}.$$

$$M_{G1} = 0,002377 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

D'où :

$$M'_{G1} = 0,002954 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$M'_{G2} = M_{G2} \cdot m_2 (O_2 G_2)^2.$$

M_{G2} = moment d'inertie du demi-disque passant par son centre de gravité.

$$M_{G2} = M_{O2} + m_2 (O_2 G_2)^2.$$

$$M_{O2} = \rho \cdot e \cdot \pi \cdot \frac{R_2^2}{2} = 7,876 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot \pi \cdot \frac{28^2}{2} \cdot 10^{-5} = 0,000076 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

m_2 = masse du demi-disque.

$O_2 G_2$ = distance séparant le centre du demi-disque au centre de gravité de celle-ci.

$$m_2 = \rho \cdot v = \rho \cdot e \cdot \pi \cdot \frac{R_2^2}{2} = 7,876 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot \pi \cdot \frac{28^2}{2} = 0,19398 \text{ kg}.$$

$$M'_{G2} = 0,000076 + 0,19398 \cdot (11,87)^2 \cdot 10^{-6}$$

$$M'_{G2} = 0,000103 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$M'_{G3} = M_{G3} + m_3 (G_3 G)^2.$$

M'_{G3} = moment d'inertie du parallélépipède passant par son centre de la gravité.

m_3 = masse du parallélépipède.

$G_3 G$ = distance séparant centre de gravité du parallélépipède au centre de gravité global.

Avec :

$$\checkmark G_3 G = 31,6 \text{ mm}.$$

$$M_{G3} = \frac{m_3}{12} (a^2 + b^2) ; a = 80 \text{ mm et } b = 40 \text{ mm}.$$

$$m_3 = \rho \cdot e \cdot ab = 7,876 \cdot 10^3 \cdot 80 \cdot 40 \cdot 20 \cdot 10^{-9} = 0,504064 \text{ kg}.$$

D'où :

$$M_{G3} = 0,000336 \text{ kg.m}^2.$$

$$M'_{G3} = 0,00082 \text{ kg.m}^2.$$

Donc :

$$M_G = 0,003877 \text{ kg.m}^2.$$

- Le moment d'inertie du flasque :

$$M'_k = 0,00408498 \text{ kg.m}^2 .$$

Donc le moment d'inertie de la manivelle M_k :

$$M_k = 0,00556899 \text{ kg.m}^2 .$$

D'où nous avons le moment d'inertie du modèle M_r :

$$m_A = m_{piston} + \frac{1}{4} m_{bielle} = 500 + \frac{879}{4} = 719,75 \text{ g}.$$

$$m_B = \frac{3}{4} \cdot m_{bielle} + m_k = \frac{3}{4} \cdot 879 + 811 = 1470,25 \text{ g}.$$

- m_A = masse totale en translation.
- m_B = masse totale en rotation.

$$M_r = 0,00556899 + (45)^2 \cdot 10^{-6} (0,71975 + 0,5 \cdot 1,47025) = 0,0085151 \text{ kg.m}^2.$$

6.4. Moment d'inertie du volant moteur

Le volant moteur étant un disque creux, pour déterminer son moment d'inertie nous procédons de la façon suivante :

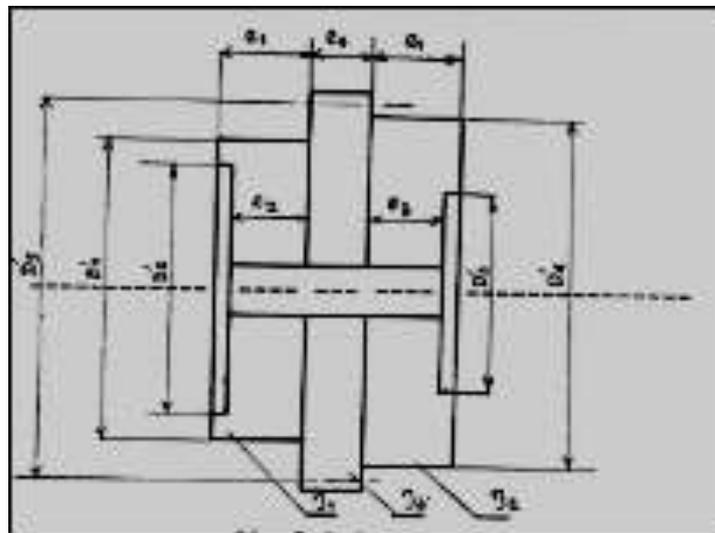


Figure 6.6: Le volant moteur (disque creux)[31].

- ✓ $e_1 = 13 \text{ mm}$; $e_2 = 9 \text{ mm}$; $e_3 = 12 \text{ mm}$; $e_4 = 10 \text{ mm}$.
- ✓ $D'_1 = 282 \text{ mm}$; $D'_2 = 174 \text{ mm}$; $D'_3 = 295 \text{ mm}$; $D'_4 = 125 \text{ mm}$; $D'_5 = 302,5$.

$$M_v = J_1 + J_2 + J_3 \dots\dots\dots [Figure 6.6] .$$

$$\begin{aligned} \diamond J_1 &= \rho \frac{\pi}{16} (e_1 D_1'^4 - e_2 D_2'^4) \\ &= \rho \frac{\pi}{16} (13 \cdot 282^4 - 9 \cdot 174^4) = 0,11438 \text{ kg.m}^2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \diamond J_2 &= \rho \frac{\pi}{16} (e_1 D_3'^4 - e_3 D_4'^4) \\ &= \rho \frac{\pi}{16} (13 \cdot 295^4 - 12 \cdot 174^4) = 0,14772 \text{ kg.m}^2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \diamond J_3 &= \rho \frac{\pi}{16} (e_4 D_5'^4) \\ &= \rho \frac{\pi}{16} (10 \cdot 302,5^4) = 0,12949 \text{ kg.m}^2 . \end{aligned}$$

D'où : $M_v = 0,39159 \text{ kg.m}^2$.

6.5. Détermination de l'élasticité du vilebrequin

Le vilebrequin étant constitué de plusieurs éléments en série (maneton, flasque, tourillon et volant).

Le maneton, flasque et tourillon forment un coude (figure 6.7).

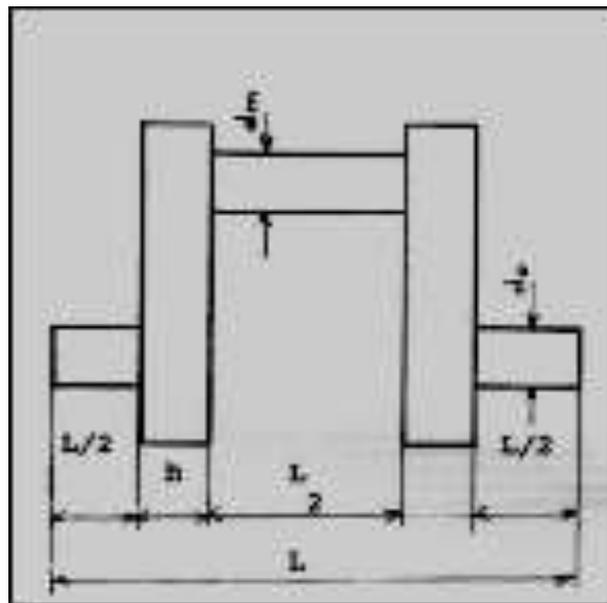


Figure 6.7: Le coude de vilebrequin (maneton, flasque, tourillon)[31].

- ✓ $d_m = 47,95 \text{ mm}$.
- ✓ $L = 96,5 \text{ mm}$.
- ✓ $L_2 = 28 \text{ mm}$.

- ✓ $L_1 = 28,5 \text{ mm}$.
- ✓ $h = 20 \text{ mm}$.
- ✓ $d_0 = 57,965 \text{ mm}$.

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}.$$

Avec : $e_1 = \frac{1}{C_1}; e_2 = \frac{1}{C_2}; e_3 = \frac{1}{C_3}.$

$$e = e_1 + e_2 + e_3.$$

Donc la raideur peut être déterminée par la formule de TIMOSHENKO [26] :

$$e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{L_1 + 0,9 h}{d_0^4} + \frac{L_2 + 0,9 h}{d_m^4} \right) + 2 \cdot \frac{R}{E} / (\mathfrak{J}_{x1} + \mathfrak{J}_{x2} + \mathfrak{J}_{x3}).$$

Où :

- ✓ \mathfrak{J}_{x1} = moment quadratique du demi-cercle privé du triangle.
- ✓ \mathfrak{J}_{x2} = moment quadratique du demi-disque.
- ✓ \mathfrak{J}_{x3} = moment quadratique du parallépipède.
- ✓ E = module d'élasticité longitudinale, $E = 210 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$.
- ✓ G = module d'élasticité transversale, $G = 8,1 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$.

- Moment quadratique du demi-disque privé du triangle :

$$\mathfrak{J}_{x1} = \pi \cdot \frac{D_1^4}{128} = \pi \cdot \frac{152^4}{128} = 13101295,88 \text{ mm}^4.$$

- Moment quadratique du demi-disque :

$$\mathfrak{J}_{x2} = \pi \cdot \frac{D_2^4}{128} + A_2 (G_2 O_1)^2.$$

Où :

$G_2 O_1$ = distance séparant centre de gravité au demi disque au centre de rotation du vilebrequin.

A_2 = surface du demi-disque.

$$\mathfrak{J}_{x2} = \pi \cdot \frac{56^4}{128} + 1231,5 (52)^2 = 8894174,847 \text{ mm}^4.$$

- Moment quadratique du parallépipède :

$$\mathfrak{J}_{x3} = \frac{ab^3}{12} + A_3 (G_3 O_1).$$

$G_3 O_1$ = distance séparant centre de la gravité au centre de rotation du vilebrequin.

A_3 = surface du rectangle.

$$\mathfrak{J}_{x3} = 40 \cdot \frac{80^3}{12} + 3200(20)^2 = 1706666,667 \text{ mm}^4.$$

D'où la raideur :

$$e = \frac{32}{\pi \cdot 8,1 \cdot 10^{10}} \left(\frac{28+0,9 \cdot 20}{47,955^4} + \frac{28,5+0,9 \cdot 20}{57,965^4} \right) + \frac{2 \cdot 45}{210 \cdot 10^9} \left(\frac{1}{13101295,88+1706666,667+8894174,847} \right)$$

$$\text{➤ } e = 0,00000161044 \text{ m/N}.$$

D'où :

$$C_1 = \frac{1}{e} = 620948,3123 \text{ N/m}.$$

$$e' = \frac{9,4}{G} \cdot \frac{L+0,5 \cdot R}{d_{cp}^2}$$

Où : d_{cp} = diamètre moyen.

$$d_{cp} = \frac{d_0 + d_m}{2} = \frac{57,965 + 47,955}{2} = 52,96 \text{ mm}.$$

$$L = \frac{l_0}{2} + \frac{l_0}{2} + 2h + l_m = 40 + 28,5 + 28 = 96,5 \text{ mm}.$$

Où :

$$e' = 0,000001330 \text{ m/N}.$$

D'où :

$$C' = \frac{1}{e'} = 751879,6992 \text{ N/m}.$$

On à :

$$C = \frac{C_1 + C'}{2} = 686414,0058 \text{ N/m}.$$

Donc :

$$J_1 = J_2 = J_3 = J_4 = 0,0085151 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$M_V = J_5 = 0,39159 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = 686414,0058 \text{ N/m}.$$

6.6. Détermination des fréquences propres

Les vibrations de torsion libres du modèle sont déterminées par les équations différentielles suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\phi}_1 + C_1 \phi_1 - C_1 \phi_2 = 0 \\ J_2 \ddot{\phi}_2 + C_1 \phi_1 + (C_1 + C_2) \phi_2 - C_2 \phi_3 = 0 \dots\dots\dots (5.1) \\ J_3 \ddot{\phi}_3 - C_2 \phi_2 + (C_2 + C_3) \phi_3 - C_3 \phi_4 = 0 \\ J_4 \ddot{\phi}_4 - C_3 \phi_3 + (C_3 + C_4) \phi_4 - C_4 \phi_5 = 0 \\ J_5 \ddot{\phi}_5 - C_4 \phi_4 + C_4 \phi_5 = 0 \end{array} \right.$$

Les solutions du système (5.1) sont de la forme :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_1 = \varphi_1 \sin(\omega t + \alpha) \\ \phi_2 = \varphi_2 \sin(\omega t + \alpha) \\ \phi_3 = \varphi_3 \sin(\omega t + \alpha) \dots\dots\dots (5.2) \\ \phi_4 = \varphi_4 \sin(\omega t + \alpha) \\ \phi_5 = \varphi_5 \sin(\omega t + \alpha) \end{array} \right.$$

En les dérivant deux fois par rapport au temps puis on les remplaçant dans le système (5.2) il vient[25] :

$$\left\{ \begin{array}{l} -J_1 \omega^2 \varphi_1 + C_1 \varphi_1 - C_1 \varphi_2 = 0 \\ -J_2 \omega^2 \varphi_1 - C_1 \varphi_1 + (C_1 + C_2) \varphi_2 - C_2 \varphi_3 = 0 \\ -J_3 \omega^2 \varphi_3 - C_2 \varphi_2 + (C_2 + C_3) \varphi_3 - C_3 \varphi_4 = 0 \dots\dots\dots (5.3) \\ -J_4 \omega^2 \varphi_4 - C_3 \varphi_3 + (C_3 + C_4) \varphi_4 - C_4 \varphi_5 = 0 \\ -J_5 \omega^2 \varphi_5 - C_4 \varphi_4 + C_4 \varphi_5 = 0 \end{array} \right.$$

Our déterminer les fréquences propres ω_i^2 du système (5.3) nous utilisons logicielle de Math 4 :

$$\det [[J] - \omega^2 [C]] = 0$$

On peut écrire le système (5.1) sous forme matricielle :

$$\begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \\ \ddot{\phi}_3 \\ \ddot{\phi}_4 \\ \ddot{\phi}_5 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_1 & -C_2 & 0 & 0 & 0 \\ -C_2 & C_1 + C_2 & -C_2 & 0 & 0 \\ 0 & -C_2 & C_2 + C_3 & -C_3 & 0 \\ 0 & 0 & -C_3 & C_3 + C_4 & -C_4 \\ 0 & 0 & 0 & -C_4 & C_4 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_3 \\ \phi_4 \\ \phi_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Avec :

$$[J] = \begin{pmatrix} 0,0085151 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0085151 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0085151 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,0085151 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,39159 \end{pmatrix}$$

$$[C] = 10^6 \begin{pmatrix} 0,686414 & -0,686414 & 0 & 0 & 0 \\ -0,686414 & 1,372828 & -0,686414 & 0 & 0 \\ 0 & -0,686414 & 1,372828 & -0,686414 & 0 \\ 0 & 0 & -0,686414 & 1,372828 & -0,686414 \\ 0 & 0 & 0 & -0,686414 & 0,686414 \end{pmatrix}$$

6.6.1. Système à n degrés de liberté

• **Equation de mouvement**

Les équations de mouvement d'un système à n degrés de liberté s'écrivent :

$$[J]\{\ddot{\phi}\}(t) + [C]\{\dot{\phi}\}(t) + [K]\{\phi\}(t) = \{f\}(t) \dots \dots \dots (5.4)..$$

[C], [K] et [J] sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur du système. {φ} est un vecteur comportant les déplacements des n degrés de liberté. {f} Est un vecteur comportant les forces extérieures appliquées aux n degrés de liberté.

• **Analyse modale**

Le comportement dynamique d'une structure dépend de paramètres modaux : fréquences, amortissements et modes propres. Le but de l'analyse modale est de déterminer ces paramètres. À partir du système non amorti libre, des solutions harmoniques sont recherchées :

$$\{\phi\}(t) = \{\varphi\}.e^{j\omega t} \dots \dots \dots (5.5).$$

Cette recherche conduit à la résolution d'un système linéaire :

$$([J] - \omega^2[C])\{\varphi\} = 0.$$

Ce système est équivalent à un problème aux valeurs et vecteurs propres. Il admet autant de solutions que de degrés de liberté. Ces solutions se rangent dans les matrices des valeurs propres [D] et des vecteurs propres [V] :

$$[D] = \begin{pmatrix} \omega_1^2 & & \\ & \dots & \\ & & \omega_n^2 \end{pmatrix} \quad \text{Avec : } \omega_1^2 < \dots < \omega_n^2 \dots \dots \dots (5.6).$$

Et $[V] = [\{\varphi_1\} \dots \dots \dots \{\varphi_n\}] \dots \dots \dots (5.7).$

Les valeurs propres correspondent aux pulsations naturelles du système non amorti et les vecteurs propres correspondent aux modes de déformation associés. La matrice $[V]$ est aussi appelée la base modale.

ORIGIN:= 1

n := 5

```
J := for i ∈ 1..n
      for j ∈ 1..n
        Ai,j ← 0.0085151 if i = j
        0 otherwise
```

$$J = \begin{pmatrix} 8.515 \times 10^{-3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 8.515 \times 10^{-3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 8.515 \times 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 8.515 \times 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 8.515 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$C := 10^6 \cdot \begin{pmatrix} 0.686414 & -0.686414 & 0 & 0 & 0 \\ -0.686414 & 1.372828 & -0.686414 & 0 & 0 \\ 0 & -0.686414 & 1.3782828 & 0.686414 & 0 \\ 0 & 0 & -0.686414 & 1.3782828 & -0.686414 \\ 0 & 0 & 0 & -0.686414 & 0.686414 \end{pmatrix}$$

$$D := C^{-1} \cdot J$$

$$V := \text{eigenvals}(D)$$

$$\text{OMEGA} := \left[\begin{array}{l} \text{for } i \in 1, 2 \dots \text{last}(V) \\ \omega_i \leftarrow \sqrt{(V_i)^2} \\ \omega \end{array} \right.$$

$$\text{OMEGA} = \left(\begin{array}{c} 0 \\ 2507.2 \\ 6028.8 \\ 10582.37 \\ 13556.97 \end{array} \right)$$

Les fréquences propres dans la plage de fonctionnement de moteur sont :

$$\omega_1 = 2507.2 \text{ rad/s} ; \omega_2 = 6028.8 \text{ rad/s} ; \omega_3 = 10582.37 \text{ rad/s} ; \omega_4 = 13556.97 \text{ rad/s}.$$

Conclusion

On peut remarquer que toute vibration dans un moteur provoque des pertes d'énergies. La fréquence de ces mouvements peut atteindre un seuil critique. Leur entrée en résonance peut provoquer des détériorations mécaniques ainsi qu'un désagrément pour les occupants des véhicules.

Des masses sont appelées damper sont fixées sur les cotés du bloc-moteur afin d'amorti les vibrations, et reporter leur fréquence critique à des régimes supérieurs au régime maxi au moteur.

Les moteurs les plus performants sont équipés d'arbres d'équilibrage.

Chapitre 07

Vibration de torsion forcée

7.1. Généralités

L'évolution périodique du couple moteur à combustion interne provoque dans l'arbre moteur des vibrations de torsion considérables lors de l'égalité d'une fréquence propre du système avec la fréquence d'une harmonique du couple moteur, dans ce cas nous avons le phénomène de résonance[27].

Nous avons dans le chapitre six que nous ne pouvons pas avoir de résonance fondamentale, mais il est possible d'avoir des cas de résonance secondaire ($w_i = k.p$ avec $k \neq 1$), d'où la nécessité de l'étude sur plusieurs harmoniques de la fonction du couple moteur.

Dans le cas des moteurs à combustion interne, en général l'étude est faite sur une vingtaine harmonique.

Dans la pratique on ne détermine les amplitudes des vibrations forcées de torsion des systèmes à plusieurs degrés de liberté que dans les zones de résonances, car c'est dans ces zones laquons peut atteindre les valeurs critiques d'amplitudes[28].

La détermination de l'effet des paramètres principaux du cycle de travail sur la charge de torsion du vilebrequin due aux oscillations forcées sur la base de l'ensemble de programmes mis au point.

7.2. Etude théorique [31]

La méthode la plus utilisées pour le calcul des vibrations de torsion forcées des moteurs à combustion interne est la méthode énergétique de résonance de Wilder, qui n'est applicable que dans les régimes de résonances et qui à été élaborées à partir des conditions provenant des expériences [30]:

- 1- La forme des vibrations forcées coïncide avec la forme des vibrations libres, c'est-à-dire les amplitudes des vibrations forcées sont proportionnelles aux amplitudes des vibrations libres pour une pulsation données.
- 2- Les vibrations forcées dues aux harmoniques de résonance ont des amplitudes très grandes par rapport aux amplitudes des vibrations dues aux harmoniques qui ne sont pas dans la zone de résonance. Pour cette raison les composantes dues aux harmoniques de non-résonance sont négligées des mouvements en régime de résonance.
- 3- Pour une période, le travail des forces d'excitation, dans le cas des vibrations forcées stationnaire, est égal au travail des forces de dissipation (condition d'existence des vibrations stationnaires).

7.2.1. Travail des moments d'excitation dans le régime de résonance

Nous avons que dans le cas des vibrations d'un système mécanique dans la zones de résonances, le déplacement maximal de la masse est obtenu en fonction de la valeur maximale de la force d'excitation avec un déphasage de $\pi/2$.

Dans les systèmes à plusieurs degrés de liberté les mouvements de toutes les masses sont synchrones (en concordance ou en opposition de phases), c'est à dire que toutes les masses atteignent en même temps les positions ou l'amplitude est maximale (position max ou position min) et passent en même temps par la position ou l'amplitude est nulle[29].

Il est aussi important de préciser que les composantes des harmoniques des moments d'excitation ne sont pas en phases puisque les allumages dans les différents cylindres sont décalés d'un certain angle.

Les vibrations forcées stationnaires dans ce cas ont des amplitudes constantes φ , dont les modules se déterminent de la condition de l'égalité du travail de l'harmonique du $K^{ième}$ range du moment d'excitation, agissant sur le système mécanique, et du travail des moments des forces de dissipation.

Dans les moteurs d'automobiles et de tracteur, les amplitudes de résonance apparaissent en générale dans la dans la $1^{ère}$ forme de vibrations libres (forme avec nœud) tandis que dans le cas des grands moteur (de tableau par exemple) elles peuvent apparaître mêmes dans la $2^{ième}$ forme de vibrations libres[28].

En tenant compte de la $1^{ère}$ condition de la méthode de Wilder, on peut écrire : (figure 7.1)

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = \dots \varphi_n = \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = \dots \alpha_n \dots \dots \dots (7.1).$$

Qui en divisant respectivement par φ_1 et α_1 le 1^{er} et le $2^{ième}$ membre obtient :

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_1} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \dots \frac{\varphi_i}{\varphi_1} = \frac{\alpha_1}{\alpha_1} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \dots \frac{\alpha_i}{\alpha_1} \dots \dots \dots (7.2).$$

Soit à étudier les vibrations de torsion du vilebrequin d'un moteur diesel dans la zone de résonance sous l'influence *du $K^{ième}$ harmonique* du moment d'excitation.

Dans ce cas les moments d'excitation du $K^{ième}$ range agissent sur les différentes parties du vilebrequin sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{K1} = M_{K1}^0 \sin K\omega t . \\ M_{K2} = M_{K2}^0 \sin(K\omega t + \delta_2) \dots \dots \dots (7.3). \\ \dots \dots \dots \\ M_{Ki} = M_{Ki}^0 \sin(K\omega t + \delta_i). \end{array} \right.$$

Où :

$M_{K1} \dots \dots \dots M_{Ki}$ Sont les moments du $K^{ième}$ - range agissant le $1^{er} \dots \dots \dots i^{ième}$ – disque.

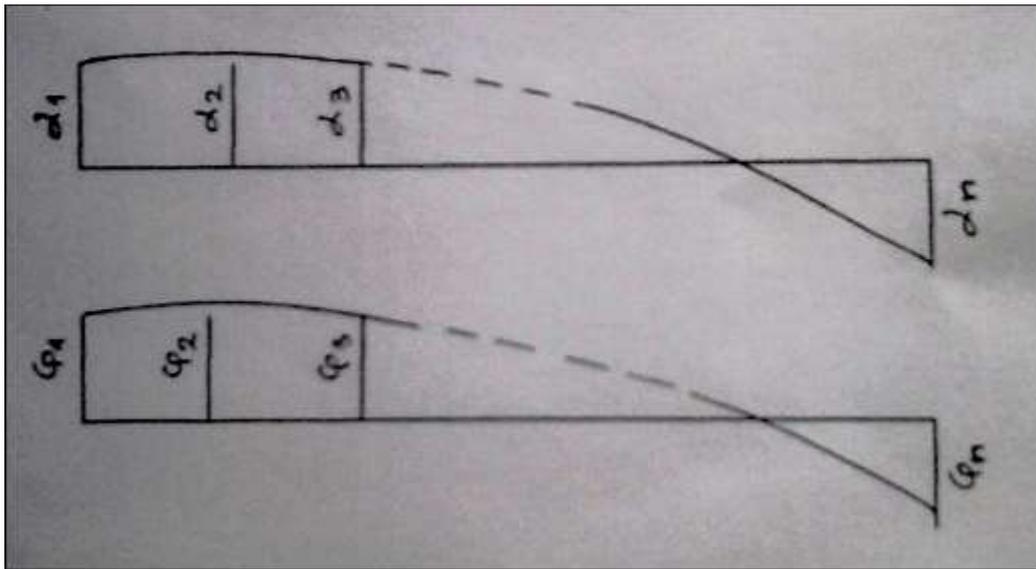


Figure 7.1 : Les amplitudes des moments d'excitation [30].

$M_{K1}^0, \dots, M_{Ki}^0$ sont les amplitudes des moments d'excitation M_{Ki} (qui dans les moteurs à combustion interne sont égaux).

$\delta_2, \dots, \delta_i$ angles de rotation du vilebrequin entre les instants d'allumage dans le 1^{er} et le 2^{ième} cylindre, entre le 1^{er} et le 3^{ième} cylindre, entre le 1^{er} et le 4^{ième} cylindre.

ω : vitesse angulaire du vilebrequin.

Les vibrations en zone de résonance sous l'influence des moments d'excitation

$M_{K1}, \dots, M_{Ki}, \dots$ s'instaurent avec la pulsation propre ω_{c1} ou ω_{c2} du système, c'est-à-dire égale à la pulsation $k\omega$ des moments d'excitation.

Les vibrations de résonances sous l'influence des moments d'excitation M_{Ki} ont pour solutions :

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_{k1} = \varphi_1 \sin(k\omega t - \gamma_k); \\ \varphi_{k2} = \varphi_2 \sin(k\omega t - \gamma_k); \\ \varphi_{k3} = \varphi_2 \sin(k\omega t - \gamma_k) \dots \dots \dots (7.4); \\ \dots \dots \dots \\ \varphi_{ki} = \varphi_i \sin(k\omega t - \gamma_k). \end{array} \right.$$

Où :

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_i$ = sont les amplitudes angulaires des parties du vilebrequin sur lesquelles agissent les moments d'excitation qui peuvent être positives ou négatives en fonction des positions par rapport au nœud de la forme de vilebrequin.

γ_k = est l'angle de phase initial pour toutes les masses du système dans le cas de la résonance due à la $K^{ième}$ harmonique. Cet angle est le même pour toutes les masses car leurs mouvements sont synchrones.

Sur la figure 7.2 :

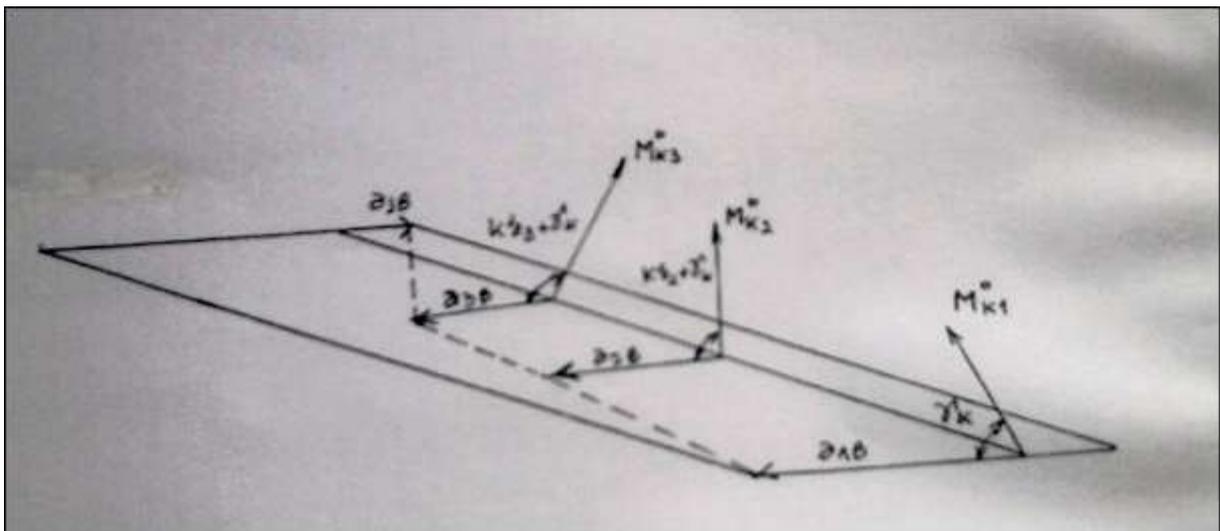


Figure 7.2 : position des vecteurs de déphasage et moment dans un même plant[31].

En tenant compte de fait que les mouvements sont synchrones en phase ou en opposition de phase les vecteurs φ sont situés dans un même plan (coplanaire) et le dernier vecteur est

orienté de 180° par rapport au premier. Les moments M_{Ki}^0 sont situés dans des plans différents à cause du déphasage δ_i .

En tenant compte-la 2^{ème} condition de Wilder, on détermine les travaux des forces actives et des forces passives.

Le travail élémentaire des forces actives du ou moment M_{Ki}^0 agissant sur le $i^{\text{ème}}$ maneton de vilebrequin est :

$$dA_{Ki} = M_{Ki} d\varphi_i = M_{Ki}^0 \sin k(\omega t + \delta_i) k\omega \varphi_i \cos(k\omega t - \gamma_i) dt \dots \dots \dots (7.5).$$

D'où on détermine le travail du à ce moment (M_{Ki}) pour une période du mouvement stationnaire :

$$A_{Ki} = M_{Ki}^0 \cdot \varphi_i \int_0^{2\pi} \sin(\omega t + \delta_i) \cos(k\omega t - \gamma_k) d(k\omega t).$$

Le travail du moment d'excitation agissant sur un maneton est donc :

$$A_{Ki} = \pi M_{Ki}^0 \varphi_i \sin(k\delta_i + \gamma_k) \dots \dots \dots (7.6).$$

Où : $(k\delta_i + \gamma_k)$ Est la différence de phase entre le moment d'excitation M_{Ki} et le déplacement angulaire de la $i^{\text{ème}}$ masse φ_{ki} .

Quand $k\delta_i + \gamma_k = \frac{\pi}{2}$, les sens des moments M_{Ki} et des déplacements angulaires φ_i correspondant, et le travail du moment sera maximal (figure 7.3)[30].

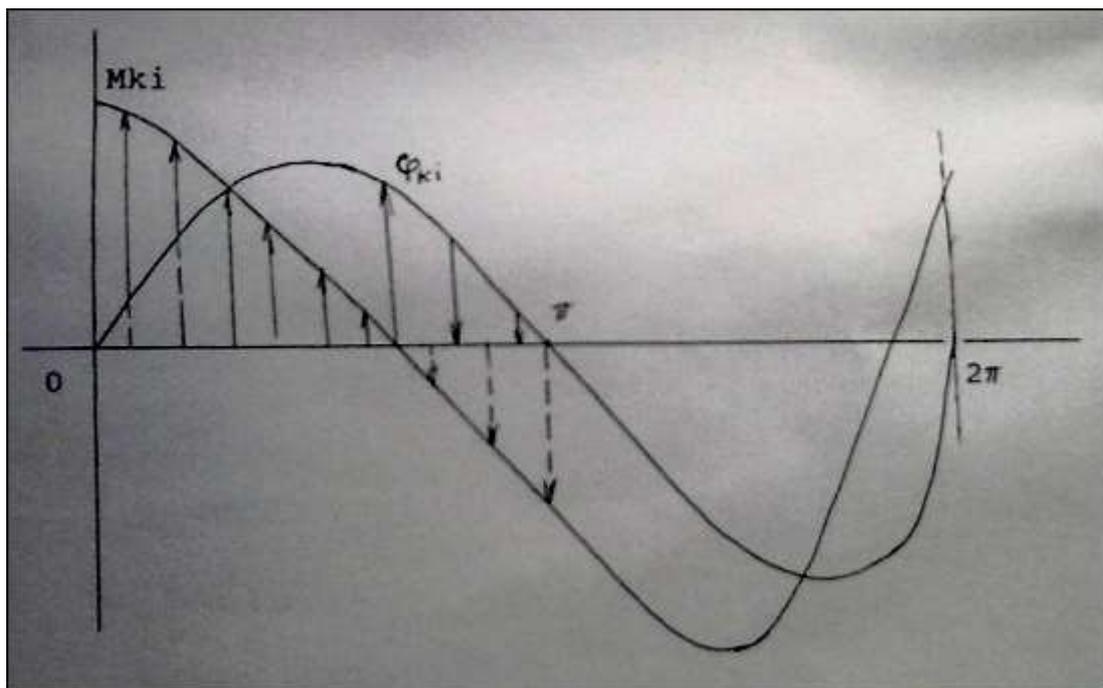


Figure 7.3 : les sens des moments et des déplacements angulaires[31].

$$A_{KiMAX} = \pi \cdot M_{Ki}^0 \cdot \varphi_i \dots \dots \dots (7.7).$$

Le travail de tous les moments du $K^{ième}$ range agissant sur les $n-1$ masses est égal à la somme algébrique des travaux des masses séparément.

$$A_{K\Sigma} = \sum_1^z A_{Ki} = \pi \sum_1^z M_{Ki}^0 \varphi_i \sin(k\delta_i + \gamma_k) \dots \dots \dots (7.8).$$

Où : $n - 1 = z$ est le nombre des masses « moteurs » (nombre de cylindres).

Dans les moteurs à combustion interne en général $M_{Ki}^0 = M_K^0$ et le travail total peut se mettre sous la forme :

$$A_{K\Sigma} = \pi M_K^0 \left(\cos \gamma_k \sum_1^z \varphi_i \sin k\delta_i + \sin \gamma_k \sum_1^z \varphi_i \cos k\delta_i \right) \dots \dots \dots (7.9).$$

La différence de phase des déplacements angulaires γ_k dépend de la raideur du vilebrequin, de la forme de vibration, des moments d'inertie des masses « moteurs » et des forces de dissipation agissant sur le système. γ_k Peut se déterminer en tenant compte que dans le cas de la résonance, le travail des moments d'excitation $A_{K\Sigma}$ est maximum.

Dans le régime stationnaire (dans le cas de la résonance) l'angle $k\delta_i$ est constant, donc l'expression peut être considérée comme une fonction de γ_k [28].

Pour déterminer le travail on dériver par rapport le déplacement angulaire γ_k :

$$\frac{dA_{K\Sigma}}{d\gamma_k} = \pi M_K^0 \left(\sin \gamma_k \cdot \sum_1^z \varphi_i \sin k\delta_i + \cos \gamma_k \cdot \sum_1^z \varphi_i \cos k\delta_i \right) = 0 \dots \dots \dots (7.10).$$

D'où :

$$tg\gamma_k = \frac{\sum \varphi_i \cdot \cos k\delta_i}{\sum \varphi_i \cdot \sin k\delta_i} \dots \dots \dots (7.11).$$

$$\sin \gamma_k = \frac{tg\gamma_k}{(1 + tg^2\gamma_k)^{1/2}} ; \cos \gamma_k = \frac{1}{(1 + tg^2\gamma_k)^{1/2}} \dots \dots \dots (7.12).$$

On remplace $\sin \gamma_k$ et $\cos \gamma_k$ par leur expression dans il vient :

$$A_{K\Sigma MAX} = \pi M_K^0 \left(\frac{1}{(1 + tg^2\gamma_k)^{1/2}} \sum_1^z \varphi_i \sin \delta_i + \frac{tg\gamma_k}{(1 + tg^2\gamma_k)^{1/2}} \sum_1^z \varphi_i \cos k\delta_i \right)$$

$$= \pi M_K^0 \frac{\sum_1^z \varphi_i \sin k\delta_i + \frac{\sum \varphi_i \cdot \cos k\delta_i}{\sum \varphi_i \cdot \sin k\delta_i} \cdot \sum_1^z \varphi_i \cos \delta_i}{\sqrt{1 + \frac{\sum_1^z \varphi_i \cos k\delta_i}{\sum_1^z \varphi_i \sin k\delta_i}}} \dots \dots \dots (7.13).$$

$$= \pi M_K^0 \sqrt{\left(\sum_1^z \varphi_i \sin k\delta_i\right)^2 + \left(\sum_1^z \varphi_i \cos k\delta_i\right)^2}$$

Donc :

$$A_{K\Sigma MAX} = \pi M_K^0 \left| \sum_1^z \varphi_i \right| \dots \dots \dots (7.14).$$

Avec :

$$\left| \sum_1^z \varphi_i \right| = \sqrt{\left(\sum_1^z \varphi_i \sin k\delta_i\right)^2 + \left(\sum_1^z \varphi_i \cos k\delta_i\right)^2} \dots \dots \dots (7.15).$$

La grandeur $|\sum_{i=1}^z \varphi_i|$ est appelé vecteur résultant de l'amplitude du déplacement.

De l'expression (6.2) nous avons $\varphi_i = \varphi_1 \alpha_i$ est devient :

$$\left| \sum_1^z \varphi_i \right| = \varphi_1 \sqrt{\left(\sum_1^z \alpha_i \sin k\delta_i\right)^2 + \left(\sum_1^z \alpha_i \cos k\delta_i\right)^2} \dots \dots \dots (7.16).$$

D'où on peut déterminer que $|\sum \varphi_i|$ dépend de la forme de vibration libre, et l'angle $k\delta_i$ égale range de résonance fois l'angle du à la différence d'allumage entre le $i^{ième}$ et le 1^{er} cylindre.

Peut s'écrire sous la forme :

$$\sum_1^z \varphi_i = \varphi_1 \sum_1^z \alpha_i \dots \dots \dots (7.17).$$

D'où :

$$\left| \sum_1^z \alpha_i \right| = \sqrt{\left(\sum_1^z \alpha_i \sin k\delta_i\right)^2 + \left(\sum_1^z \alpha_i \cos k\delta_i\right)^2} \dots \dots \dots (7.18).$$

Le sens géométrique de (6.18) peut être traduit par le polygone de vecteurs de la figure 7.4 ou le vecteur $\sum \alpha_i$ se détermine graphiquement comme étant une somme vectorielle dont le module est égal aux amplitudes adimensionnelles de la forme propre des vibrations libres, et la direction des vecteurs à partir des angles $k\delta_i$.

7.2.2. Travail des forces de dissipation dans le vilebrequin du moteur diesel dans le cas de résonance

L'analyse des forces de dissipation dans les moteurs diesel montre qu'elles proviennent des frottements au niveau des tourbillons, du frottement du piston sur les parois du cylindre, du frottement interne dans le matériau du vilebrequin des frottements avec « l'huile de graissage »[30].

Les résistances du type frottement (secs ou visqueux) n'ont pratiquement pas d'influence sur les vibrations de torsions du vilebrequin car celles-ci influent directement sur le travail du moment sommaire moyen.

Les forces de dissipation du type visqueux dépendant de la viscosité du fluide et de vitesse du mouvement, plus exactement de la vitesse relative et ne dépendent que du matériau.

La dissipation d'énergie dans les vibrations de torsion du vilebrequin se situe principalement au niveau du film d'huile dans les paliers[28].

Le frottement interne dans les moteurs d'automobiles ou de tracteurs provoque des dissipations d'énergie de l'ordre de (5 : 15)% des dissipations totales.

Dans le calcul des vilebrequins dans le cas des vibrations de torsion, toutes les dissipations sont déterminées de façon empirique.

La détermination des vibrations de torsion forcées des vilebrequins est en générale faite en supposant que les forces de dissipations totales sont proportionnelles à la vitesse relative. Avec cette condition, le moment des forces de dissipation M_{di} agissant sur la $i^{ième}$ masse du système est proportionnel à la vitesse de rotation φ_i et peut être représenté par :

$$M_{di} = \xi \cdot \varphi_i \dots \dots \dots (7.19).$$

HOLZER à proposé pour la détermination de ξ la formule empirique suivante :

$$\xi = 4,1 \cdot 10^{-2} \cdot M_i \cdot \omega \dots \dots \dots (7.20).$$

Où :

ξ = Taux d'amortissement équivalent.

M_i = moment d'inertie du disque considéré.

ω = vitesse de rotation du vilebrequin.

Pour déterminer les amplitudes nous procédons de la manière suivante :

Travail des forces actives est égal au travail des forces de dissipation.

Le travail élémentaire pour une période du moment des forces de dissipation agissant sur le maneton est :

$$dA_{di} = M_{di} \cdot d\varphi_{ki} = \xi \cdot \varphi_i \cdot d\varphi_{ki} = \xi \cdot \varphi_{ki}^2 dt \dots \dots \dots (7.21).$$

En tenant compte de (6.4), l'expression (6.21) prend la forme :

$$dA_{di} = \xi \cdot \varphi_{ki}^2 (k\omega)^2 \cos^2(k\omega t + \gamma_k) dt \dots \dots \dots (7.22).$$

Le travail des forces de dissipation pour une période en régime stationnaire est donc :

$$dA_{di} = \xi \cdot \varphi_{ki}^2 (k\omega) \int_0^{2\pi} \pi \cos(k\omega t - \gamma_k) d(k\omega t - \gamma_k) \dots \dots \dots (7.23)$$

$$dA_{di} = \xi \cdot \varphi_{ki}^2 \cdot \pi (k\omega) = \xi \cdot \varphi_{ki}^2 \cdot \pi \cdot \omega_c \dots \dots \dots (7.24).$$

Le travail sommaire (total) de tous les moments des forces de dissipation agissant sur le système est :

$$A_{K\Sigma} = \sum_1^z A_{di} = \xi \cdot \pi \cdot \omega_c \cdot \sum_1^z \varphi_i^2 = \xi \cdot \omega_c \cdot \varphi_1^2 \cdot \sum_1^z \alpha_i^2 \dots \dots \dots (7.25).$$

7.2.3. Contraintes dynamiques dans le vilebrequin aux vibrations de torsion

Les forces et moments agissant sur le vilebrequin donnent naissance à des contraintes de cisaillement. En plus des contraintes dues aux forces extérieures agissant sur le vilebrequin, il existe des contraintes supplémentaires dues aux déformations relatives des parties du vilebrequin provenant des vibrations de torsion[28].

La valeur maximale de ces contraintes dynamiques supplémentaire apparait dans la région du point nodal de la forme propre de vibration (1^{ère} forme pour les moteurs d'automobile), région où l'inclinaison de la courbe $\alpha = f(\alpha)$ est maximale.

Pour un arbre cylindrique soumis à la torsion nous savons que :

$$\Delta\varphi = \frac{M \cdot L}{G \cdot \mathfrak{J}_0}; \tau = \frac{M}{\mathfrak{J}_0} \cdot \frac{d}{2}; \dots \dots \dots (7.26).$$

Qui après transformation nous donne :

$$\tau = G \cdot \frac{d}{2L} \cdot \Delta\varphi \dots \dots \dots (7.27).$$

Où :

M = moment de torsion agissant sur la portion d'arbre considéré [N.m].

d = diamètre de maneton de l'arbre [m].

G = module de Kirchhoff[Pa].

τ = contrainte dynamique supplémentaire tangentielle, due au mouvement vibratoire.

Si le point nodal se trouve entre le volant et le dernier cylindre dont l'amplitude angulaire relative est α_{n-1} et l'amplitude du volant moteur α_n (figure 7. 4) $\Delta\varphi$ sera égal à :

$$\Delta\varphi = \varphi_1(\alpha_{n-1} - \alpha_1) \dots \dots \dots (7.28).$$

Où :

$$\tau_k = \frac{d}{2} \cdot \frac{G}{L} \cdot \varphi_1(\alpha_{n-1} - \alpha_n) \dots \dots \dots (7.29).$$

Dans le cas général les contraintes dynamiques supplémentaires dans le vilebrequin du aux vibrations de torsion sont déterminées par la formule :

$$\tau_k = \varphi_1 \cdot G \cdot \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{d\alpha}{dL}\right)_{MAX} = G \cdot \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{d\alpha}{dL}\right)_{MAX} \cdot \frac{M_K^0 \cdot |\sum_1^Z \alpha_l|}{\xi \cdot \omega_c \cdot \sum_1^Z \alpha_i^2} \dots \dots \dots (7.30).$$

Où : $\left(\frac{d\alpha}{dL}\right)_{MAX}$ = max de dérivée de α par rapport à L de la forme de vibration.

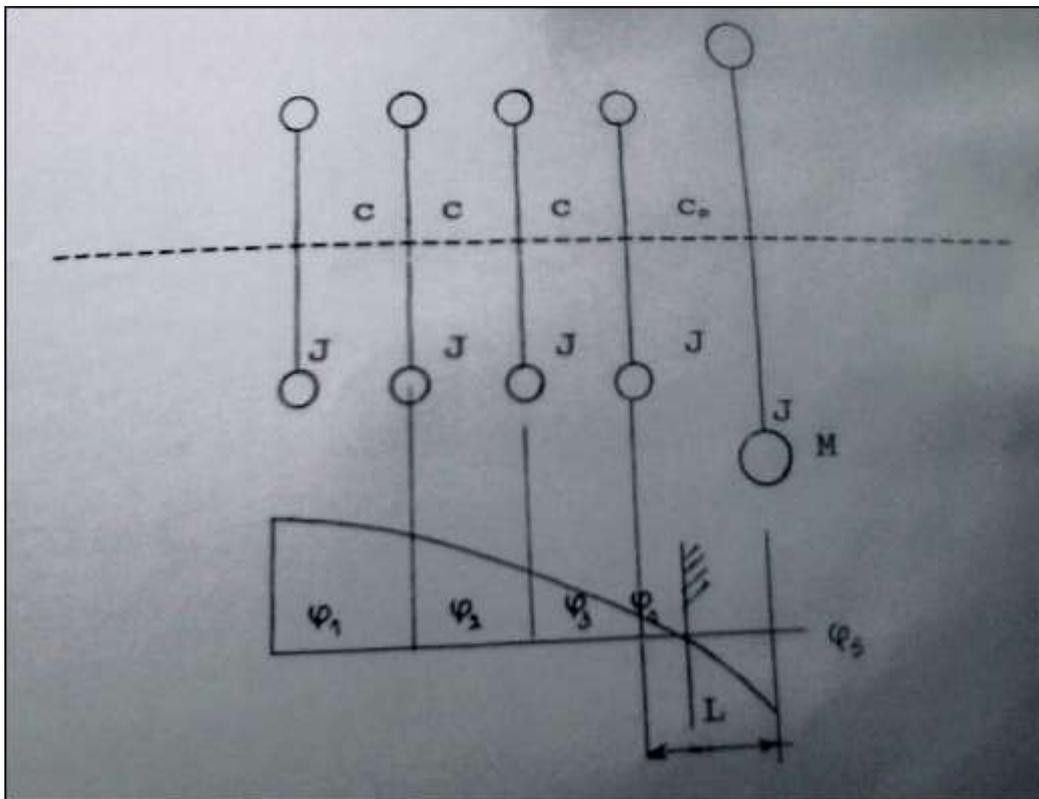


Figure 7.4 : les amplitudes angulaire relative entre le volant et le dernier cylindre[31].

Les valeurs moyennes admissibles de τ sont :

- Régime normal de fonctionnement $\tau_{adm} = 40 \text{ MN/m}^2$.
- Régime de démarrage (transitoire) $\tau_{adm} = 70 \text{ MN/m}^2$.

7.2.4. Procédure de calcul

Le moment d'excitation total M est la somme des moments dus à la pression des gaz dans les cylindres et aux forces d'inerties des pièces en mouvement alternatif compte tenu de l'arbre d'allumage des cylindres et des déphasages des coudes[31].

$$M = \sum M_i \sin k(\omega t + \alpha_k) \dots \dots \dots (7.31).$$

Les déphasages occasionnés par l'ordre d'allumage dans les cylindres, voir le tableau (7.1).

N° Cylindre	Admission	Compression	Détente	Echappement
1	0	π	2π	3π
3	π	2π	3π	4π
2	2π	3π	4π	π
4	3π	4π	π	2π

Tableau 7.1 : L'ordre d'allumage 1-3-4-2 dans les cylindres.

L'admission commence dans le premier cylindre donc on le prend comme référence.

Nous appliquons le théorème de Fourier pour calculer le moment d'excitation total M .

$$M = f(\varphi) = f(\omega t)$$

$$M = M_0 + M_1 \sin(\omega t + \alpha_1) + M_2 \sin(\omega t + \alpha_2) + \dots = M_0 + \sum_1^{\infty} M_K \sin(k\omega t + \alpha) \dots \dots \dots (7.32).$$

Où :

k = nombre harmonique.

α = angle de déphasage.

L'équation (7.16) peut s'écrire :

$$M = M_0 + B_1 \sin \omega t + B_2 \sin 2\omega t + B_3 \sin 3\omega t + \dots + A_2 \cos \omega t + A_2 \cos 2\omega t + A_3 \cos 3\omega t + \dots$$

$$= M_0 + \sum_1^{\infty} (A_K \cos k\omega t + B_K \sin k\omega t) \dots \dots \dots (7.33).$$

Où :

$$A_K = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\omega t) \sin k\omega t d(\omega t);$$

$$B_K = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\omega t) \cos k\omega t d(\omega t);$$

$$M_O = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\omega t) d(\omega t) \dots \dots \dots (7.34).$$

$$M_K = \sqrt{A_K^2 + B_K^2} \dots \dots \dots (7.35).$$

$$tg \alpha_k = \frac{A_K}{B_K} \dots \dots \dots (7.36).$$

Avec :

$$A_K = \frac{2}{n} (Y_1 \cos k\Delta x + Y_2 \cos 2k\Delta x + Y_3 \cos 3\Delta x + \dots + Y_u \cos uk\Delta x + \dots + Y_n \cos nk\Delta x).$$

$$B_K = \frac{2}{n} (Y_1 \sin k\Delta x + Y_2 \sin 2k\Delta x + Y_3 \sin 3\Delta x + \dots + Y_u \sin uk\Delta x + \dots + Y_n \sin nk\Delta x).$$

$$M_O = \frac{1}{n} (Y_1 + Y_2 + Y_3 + \dots + Y_n \dots \dots \dots (7.37).$$

Les Y_i représentent les moments d'excitations dus aux forces des gaz et aux efforts d'inerties des pièces en mouvement alternatif.

La fréquence de résonances correspond à la 16^{ième} harmonique.

$$k = \frac{\omega_p}{\omega_n} = \frac{6028.8}{376.8} = 16.$$

D'où les moments d'excitations de 16^{ième} harmonique agissant sur les différents disques.

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{(16)1} = M_{(16)1}^o \sin 16\omega t ; \\ M_{(16)2} = M_{(16)2}^o \sin 16 (\omega t + 2\pi) ; \\ M_{(16)3} = M_{(16)3}^o \sin 16 (\omega t + 2\pi) ; \\ M_{(16)4} = M_{(16)4}^o \sin 16 (\omega t + 3\pi) ; \end{array} \right.$$

$$M_{(16)5} = 0.$$

On à :

$$M_{(16)i}^o = M_{16}^o.$$

Les vibrations de résonances sous l'influence des moments M_{ki} :

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_{(16)1} = \varphi_1 \sin(16\omega t - \gamma_{16}); \\ \varphi_{(16)2} = \varphi_2 \sin(16\omega t - \gamma_{16}); \\ \varphi_{(16)3} = \varphi_3 \sin(16\omega t - \gamma_{16}); \\ \varphi_{(16)4} = \varphi_4 \sin(16\omega t - \gamma_{16}); \\ \varphi_{(16)5} = \varphi_5 \sin(16\omega t - \gamma_{16}). \end{array} \right.$$

Où φ_1 est donné par l'expression suivante :

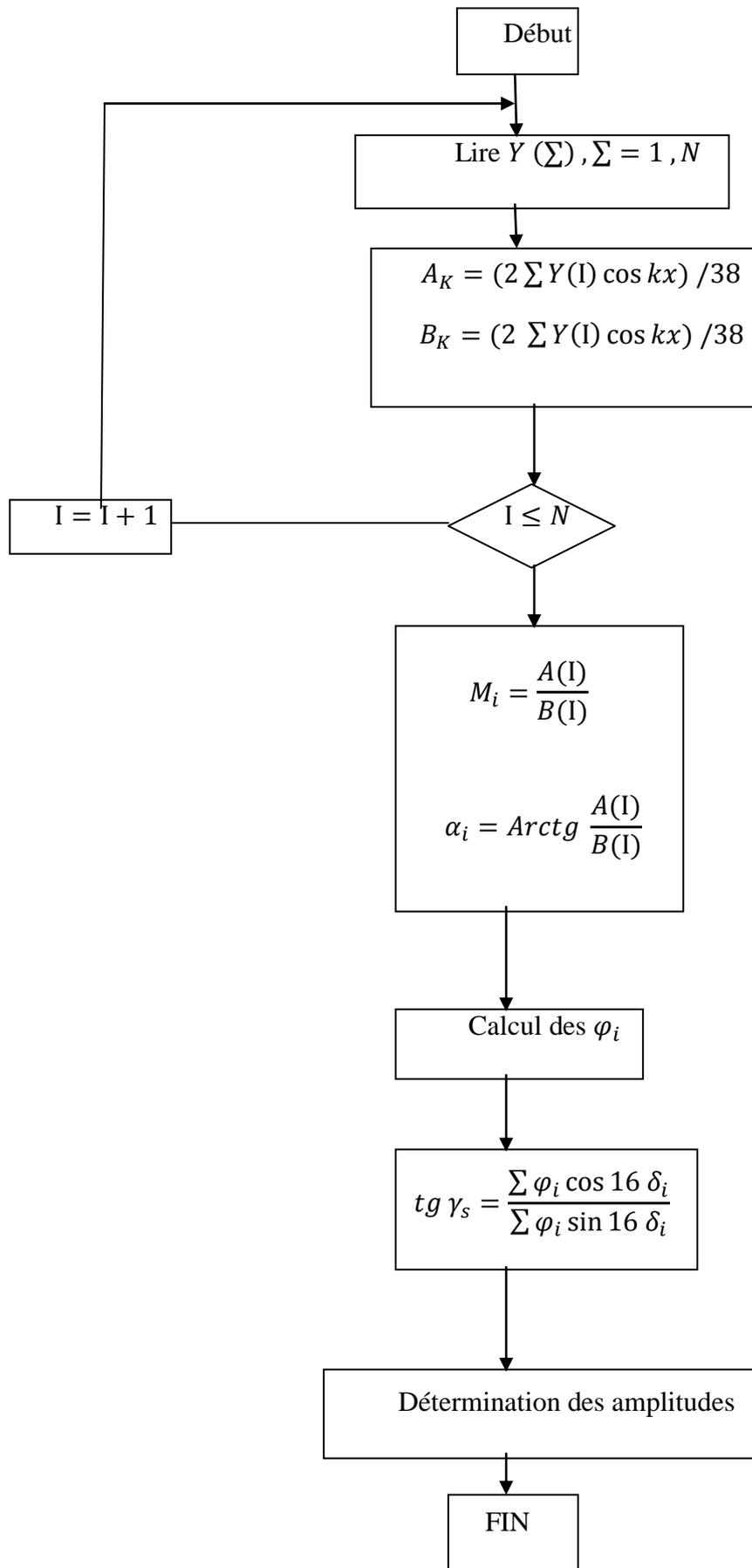
$$\varphi_i = \frac{M_{16}^o |\sum_1^5 \alpha_l|}{\xi \cdot \omega_c \cdot \sum_1^5 \alpha_i^2}.$$

Avec : $\xi = 4,10 \cdot 10^{-2} \cdot \mathfrak{S}_i \cdot \omega$.

$$tg\gamma_{16} = \frac{\sum \varphi_i \cos 16 \delta_i}{\sum \varphi_i \sin 16 \delta_i}.$$

7.2.5. Organigramme

Algorithme de programme de calcul les amplitudes de vibrations de torsion libres :



Conclusion

L'utilisation dans les calculs des oscillations forcées du système de torsion à deux masses du moteur introduit des incertitudes importantes dans la détermination d'une section la plus chargée du vilebrequin et de l'amplitude de l'angle de torsion.

L'amplitude et le caractère des oscillations de torsion forcées sont déterminés par les harmoniques d'un moment perturbateur à fréquence de résonance ou à celle inférieure. En cas de calcul des oscillations de torsion, les harmoniques d'ordre plus élevé peuvent ne pas être pris en considération.

Le nombre de composantes harmoniques de couple de torsion à prendre en compte a un effet important sur les résultats de calcul des oscillations forcées. Ce nombre peut être choisi pour chaque cas concret sur la base d'une étude isolée uniquement. De ce fait, le choix le plus rationnel à notre avis consiste à utiliser pour les calculs le couple de torsion sous forme d'une fonction périodique en tant qu'effet perturbateur.

La surcharge du moteur dans un régime de vitesse donné en augmentant la suralimentation, entraîne l'accroissement proportionnel des contraintes dues à ses oscillations de torsion sur un vilebrequin. La surcharge suivant le régime de vitesse peut diminuer les oscillations de torsion du vilebrequin à la suite d'une non linéarité importante de la dépendance des amplitudes des angles de torsion du vilebrequin.

Conclusion

Générale

Conclusion générale

Ce projet de fin des études de master en Génie Mécanique, option maintenance industrielle, ma permis de faire le contact directe avec la réalité des problèmes au niveau des moteurs à combustion interne , en particulier les problèmes du vibrations et de l'équilibrage de moteur diesel quatre cylindre en ligne, considérés comme des éléments essentiels de bon fonctionnement du moteurs.

Cette étude à permet d'appliquer nos connaissances de thermodynamique dans un problème réel qui est le calcul thermique dans les moteurs diesel, il nous à aussi permit d'élargir nos connaissances dans le domaine de vibration, ainsi que la familiarisation avec les méthodes de calcul utilisées pour la détermination des paramètres thermiques dynamiques de moteur.

La première partie consacrée à l'étude thermiques nous à permis de déterminer :

- Les forces engendrées par les gaz.
- Les forces appliquées au maneton de vilebrequin.
- Le couple moteur instantané C_i qui appliqué sur le vilebrequin nous donne le moment d'excitation dans le cas des vibrations forcées.

La deuxième partie à été consacrée à l'étude dynamique du moteur diesel à quatre cylindres :

Nous avons déterminé les fréquences propres qui nous sont servit à déterminer les zones de non résonances (ou zone de fonctionnement) du moteur, nous avons établi que le domaine de fonctionnement du moteur considéré ne se situe pas dans une des zones de résonances.

L'étude des vibrations forcées nous a aussi permit de déterminer les amplitudes angulaires des différentes masses et la zone la plus sollicitée du vilebrequin.

Ainsi on a pu vérifier le dimensionnement du vilebrequin, nous avons aussi procédé au calcul d'équilibrage du vilebrequin.

Perspectives

Dans un contexte de développement incessamment croissant de moteur diesel ; le sujet de cette mémoire a été initié pour atteindre l'objectif précité comme tout travail de recherche industrielle, cette thèse n'a fait que marquer quelques pas en avant notamment sur le plan de l'application et du transfert de la théorie vers le domaine technologique et technique.

Plusieurs idées de développement futur pourraient faire suite à ce travail :

- Sur le plan de modélisation les résultants obtenues peuvent constituer un point de départ de l'étude de l'équilibrage du présent moteur et servent à déterminer les vitesses critiques du moteur qu'on doit éviter pour échapper à la résonance du moteur.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] Michel GRATADOUR Moteurs thermiques Introduction aux moteurs alternatifs par
Président-Directeur Général du Moteur Moderne, référence B2500, date de Publication,
10 mai 1995.
- [2] Urville L. Adams, Traité élémentaire du moteur Diesel, Traduit Par Ch.Schimpf , Editeur
Duodi, 1960
- [3] Didier Jolivet, Le moteur Diesel, Editeurs Chautard Et Associés, 1986 (historique).
- [4] *D. r. A. Benabassi* maitre de conférences C.U BECHAR les moteurs à combustion
Interne, introduction à la théorie ISBN : 9961-0-0555-4. (Historique d'essence).
- [5] Brice Goncier, Kevin Dubout, Florent Les moteur Diesel : évolutions des 30 dernières et
des 10 prochaines années, Rapport Rédigé par les élèves de la promotion 2005 d'IPSA.
Genest sous le conduit de : « M.RIVERE » professeur de moteur. Mai 2003.
- [6] G.Renaud « moteur à combustion interne », Edition l'Ecole Des Mines, Paris ,2005.
- [7] H. Jean-marc « La combustion dans les moteurs à allumage spontané ». MECA 2220
Moteurs a combustion interne, année académique 2006-2007.
- [8] Marc Julien, performance à 4 temps v3.1, 2009/2012.
- [9] Didier Jolivet, le moteur diesel, Chotard associes editeurs 1994.
- [10] Cours Moteur diesel fvb.ffc constructive, Bruxelles 2012.
- [11] Roger Torri, les moteurs à quatre temps et à deux temps, les editions
foucher 1983. (Quatre temps de moteur).
- [12] Bouchot Bouchra, thèse « moteur thermique à 4 temps » Année2014/2015.
- [13] O. Grondin, modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du

- Contrôle et du diagnostic, Thèse de Doctorat, université de Rouen (2004).
- [14] Cours Application à un moteur diesel suralimenté à injection, 20 décembre 2006.
- [15] H.M.Chollet, Cours pratique pour mécaniciens d'automobiles, Editions Spés Vevey, 1979.
- [16] Repaire Manuel, Nissan Diesel Engin, Model Pd6, Ltd .Tokyo, Jappant, 1990.
- [17] Sen hadji Toufik, mémoire de master en génie mécanique « Etude thermodynamique D'un moteur diesel à quatre temps quatre cylindre» juin 2015
- [18] Manaa. S et Belloula. B; 2001, Thèse « étude Thermodynamique, Cinématique et Dynamique d'un moteur Diesel FL912 ».
- [19] Cours Les organes du moteur à 4 temps, vol 14.
- [20] *Fetnaci Faiza*, thèse « Détermination du couple moteur du moteur diesel F4L912 de la SONACOME » juin 2013.
- [21] R.burn Science et technique du moteur diesel industriel et de transport TOME 2.
Edition technip, 1984.4^e EDITION.
- [22] Menardon m., Jolivet d. les moteur edition chotard & associes editeur.1981.
- [23] Hubert Memetau, Technologie fonctionnelle de l'automobile-Tome 1 : Le moteur et ses auxiliaires, La 5^e édition, DUNOD, Paris, 1981, 1993, 1996, 2002, 2006
- [24] FINAL PROJECT "Design a four – cylinder Internal Combustion Engine" Project and Engineering Département, *Student*: Radoslav Plamenov Georgie, Tutors: Dr. Pedro Villanueva Roldan Dk. Pamplona, 27.06.2011
- [25] William W.set ,Mecanical vibration, Edition Mc GRAW.HILL
- [26] Cours TEC 369
- [27] Mathieu Desbazeille, thèse « Diagnostic de groupes électrogène diesel par analyse de la vitesse de d diesel par analyse de la vitesse de» le 2 Juillet 2010.

- [28] Dr. Yuriy Batrak ,Torsional vibration calculation issues with propulsionsystems
- [29] Modou Ndiaye et Mamadou Kabi rou TOURE, mémoire en génie mécanique « Modélisation et simulation d'un moteur diesel en V 8 avec le progiciel MATLA SIMULINK » Année 2004
- [30] Ousmane Kabore, thèse «Elaboration do modèle mathématique et de la méthode de calcul les oscillations de torsion ou vilebrequin de moteur » 21 décembre 2001 Mention 05.04.02 - MOTEURS THERMIQUES
- [31] Attar Mohammed et Tasra Mustapha, mémoire en génie Mécanique «Calcul thermique dynamique d'un moteur à combustion interne » ; 03 décembre 1992.