Année 1992

# THESE

## présentée devant

## L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

## le titre de DOCTEUR

# Spécialité : THERMIQUE ET ENERGETIQUE

par M. BENHASSAINE

Ingénieur en Moteurs et Applications Enseignant à l'Institut Algérien du Pétrole

# **ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION**

# **DES FROTTEMENTS LOCAUX ET**

# **INSTANTANES**

# **PISTON-CHEMISE EN MOTEUR DIESEL**

Soutenue le 16 septembre 1992 devant la Commission d'Examen :

MM. J-M. GEORGES (Président) J-C. CHAMPOUSSIN

- L. ELEGANT
- J-P. FAYOLLE
- L. FLAMAND
- J. JULLIEN

.

N° d'Ordre : 92-47

Année 1992

# THESE

B.P. 163 - 69131 ECULLY CEDEX

présentée devant

## L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

## le titre de DOCTEUR

# Spécialité : THERMIQUE ET ENERGETIQUE

par M. BENHASSAINE

Ingénieur en Moteurs et Applications Enseignant à l'Institut Algérien du Pétrole

# ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DES FROTTEMENTS LOCAUX ET INSTANTANES PISTON-CHEMISE EN MOTEUR DIESEL

Soutenue le 16 septembre 1992 devant la Commission d'Examen :

Jury	MM.	J-M.	GEORGES	(Président)
		J-C.	CHAMPOUSS	SIN
		L.	ELEGANT	
		J-P.	FAYOLLE	
		L.	FLAMAND	
		J.	JULLIEN	

#### ECOLE CENTRALE DE LYON

.

Directeur : J. BORDET Directeur Adjoint : E. PASCAUD Directeur des Etudes : F. SIDOROFF J. BORDET

#### LISTE DES PERSONNES HABILITEES A ENCADRER DES THESES A L'E.C.L.

(Doctorat d'Etat ou Habilitation au sens de l'Arrété du 5 Juillet 1984, modifié par l'Arrété du 21 Mars 1988)

#### Mathématiques-Informatique-Systèmes

#### Physico-Chimie des Interfaces

P. CLECHET	Professeur
J. JOSEPH	Professeur
J.R. MARTIN	Professeur
L. PORTE	Professeur
G. ESCHALIER	Maître de Conférences
A. GAGNAIRE	Maître de Conférences
C. MARTELET	Maître de Conférences
R. OLIER	Maître de Conférences
Y. ROBACH	Maître de Conférences
P. PICHAT	Directeur de Recherche au CNRS
J.M. HERRMANN	Directeur de Recherche au CNRS

۰.

Directeur de Recherche au CNRS N. JAFFREZIC (Mme)

# Matériaux : Mécanique Physique

; P10	ecanique inysique	
P. D. B. J. J. D. S. D.	GUIRALDENQ TREHEUX VANNES VINCENT BLANC-BENON BRUGIRARD COQUILLET NGUYEN FAYEULLE JUVE (Mme)	Professeur Professeur Professeur Professeur - Lyon I Professeur - Lyon I Maître de Conférences Maître de Conférences Chargé de Recherche au CNRS Ingénieur d'Etudes
ıe		

Electroniqu

R. BLANCHET M. LE HELLEY Y. HELLOUIN P. VIKTOROVITCH G. HOLLINGER M. GENDRY S. KRAWCZYK J. TARDY	Professeur Professeur Maître de Conférences Directeur de Recherche au CNRS Directeur de Recherche au CNRS Chargé de Recherche au CNRS Chargé de Recherche au CNRS
---	---

. •

### Electrotechnique

	P. AURIOL A. NICOLAS G. ROJAT	Professeur Professeur Maître de Conférences
Mécanique	des Solides	
	B. CAMBOU F. SIDOROFF L. JEZEQUEL A. DOGUI C. SURRY	Professeur Professeur Professeur Maître de Conférences Professeur - E.N.I.S.E.
Technologi	le des Surfaces	
	J.M. GEORGES J. SABOT J.M. MARTIN N. ALBEROLA (Mme) H. MONTES T. MATHIA P. KAPSA J.L. LOUBET	Professeur Professeur Professeur Maître de Conférences Directeur de Recherche au CNRS Chargé de Recherche au CNRS Chargé de Recherche au CNRS
Mécanique	des Fluides	
	J. MATHIEU E. ALCARAZ D. JEANDEL F. LEBOEUF J. BATAILLE B. GAY J. GENCE M. LANCE R. MOREL C. CAMBON J.P. BERTOGLIO P. FERRAND D. HENRY	Professeur Professeur Professeur Professeur Professeur - Lyon I Professeur - Lyon I Professeur - Lyon I Professeur - Lyon I Professeur - INSA Chargé de Recherche au CNRS Chargé de Recherche au CNRS Chargé de Recherche au CNRS Chargé de Recherche au CNRS

#### Acoustique

G. D. M. P.	COMTE-BELLOT (M JUVE SUNYACH ROGER BLANC-BENON	(11e)	Professeur Professeur Professeur - Lyon I (IUT) Maître de Conférences Chargé de Recherche au CNRS
----------------------	--	-------	---

- M. ROGER
- P. BLANC-BENON
- Machines Thermiques

:1.	BRUN	Professeur		
Ρ.	AROUES	Professeur		
J.0	CHAMPOUSSIN	Professeur -	Lyon	I

## REMERCIEMENTS

Cette étude a débuté au Laboratoire d'Energétique et d'Automatique de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (I.N.S.A.) et s'est terminée au Laboratoire de Machines Thermiques de l'Ecole Centrale de Lyon (E.C.L.).

Je remercie Monsieur J-C. CHAMPOUSSIN, Professeur au Laboratoire de Machines Thermiques à l'E.C.L. qui a bien voulu assurer la direction scientifique de ce travail. Je le remercie également pour le soutien constant, l'ambiance agréable qu'il m'a offerte et également pour la confiance qu'il m'a toujours témoignée. Les échanges réguliers que nous avons eus et les précieux conseils qu'il m' a prodigués ont été fructueux et m'ont permis de mener à bien ce travail.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur **J-M. GEORGES**, Professeur au Laboratoire de Technologie des Surfaces à l'E.C.L de m'avoir fait l'honneur d'examiner cette thèse et de présider le Jury. Je le remercie également pour les remarques et les conseils qu'il m'a prodigués et qui ont été une aide précieuse.

Je remercie chaleureusement Monsieur L. FLAMAND, Professeur au Laboratoire de Mécanique des Contacts à l'I.N.S.A. de Lyon, pour l'examen minutieux de cette thèse dont il a accepté d'être rapporteur et pour m'avoir fait bénéficier de ses connaissances.

Je tiens à remercier vivement Monsieur J. JULLIEN, Professeur au Laboratoire de Thermodynamique Appliquée aux Machines et Thermique de l'Université Paris 6, qui m'a fait l'honneur de participer au jury et pour avoir accepté d'en être rapporteur.

Que Monsieur L. ELEGANT, Professeur au Laboratoire de Thermodynamique Expérimentale à l'Université de Nice, soit remercié de sa participation au jury et des conseils précieux qu'il m'a donnés pendant mes études de D.E.A.

Mes remerciements vont également à Monsieur **J-P. FAYOLLE**, Ingénieur RVI qui s'est intéressé à mon travail et à ses applications industrielles ainsi que pour sa participation au jury.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les **enseignants et les chercheurs** du Laboratoire de Machines Thermiques de l'E.C.L et du Laboratoire d'Energétique et d'Automatique de l'I.N.S.A. de Lyon pour l'aide et le soutien moral qui m'ont apporté.

Que l'ensemble des membres du Département Machines Thermiques à l'E.C.L trouve ici le témoignage de ma profonde sympathie.

# TABLE DES MATIERES

NOTATIONS
INTRODUCTION7
PREMIERE PARTIE: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE
Chapitre I ETUDE DU FROTTEMENT GLOBAL MOYEN
I.1- Définitions
I.1.1- Travail indiqué et pression moyenne indiquée
I.2- Méthodes de mesure du frottement global moyen15
<ul> <li>I.2.1- Méthodes de mesure de la pmr</li></ul>
moyennes indiquée et effective
I.3- Formulation du frottement global19
I.3.1- Formulation de Gish et al (1958)20I.3.2- Formulation de Bishop (1964)20I.3.3- Formulation de Chen et Flynn(1965)22I.3.4- Formulation de Milllington et Hartles(1968)22I.3.5- Formulation de Barness- Moss(1975)23I.3.6- Formulation de Winterbonne et Tennant (1981)23I.3.7- Formulation de Furuhama(1983)24I.3.8- Formulation de Yakooku et al (1984)24I.3.9- Formulation Rhodes et Parker (1984)24I.3.10- Formulation de Guichaoua et al (1984)25
Chapitre II - ETUDE DU FROTTEMENT INSTANTANE
II.1- Méthode de mesure du frottement instantané
II.1.1- Mesure du frottement instantané piston-chemise par la méthode de la chemise flottante

<ul> <li>II.1.2- Mesure du frottement instantané piston-chemise par la méthode de la double chemise ou "Fixed Sleeve Method "</li></ul>
II.2- Formulation du frottement instantané piston-chemise
II.2.1- Définitions.34II.2.2- Mise en évidence de l'existance du frottement mixte dans l'ensemble piston-chemise36II.2.3- Formulation de Furuhama et al.39II.2.4- Formulation de Richez et al.41II.2.4.1- Lubrification hydrodynamique41II.2.2- Lubrification mixte.42II.2.5- Formulation de Rezeka et Henein.42II.2.5.1- Hypothèses de Rezeka et Henein.42II.2.5.2- Frottement segments - chemise.43II.2.5.2- Frottement jupe - chemise.44
II.3- Conclusion de la première partie45
<b>DEUXIEME PARTIE: METHODE PROPOSEE</b>
Chapitre III- MODELE DE FROTTEMENT INSTANTANE PISTON- CHEMISE PROPOSE
Chapitre III- MODELE DE FROTTEMENT INSTANTANE PISTON- CHEMISE PROPOSE
Chapitre       III- MODELE DE FROTTEMENT INSTANTANE PISTON- CHEMISE PROPOSE       53         III.1- Expression analytique du couple de frottement piston chemise dans un moteur       53         III.1.1- Expression analytique du couple de frottement instantané piston - chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.       54         III.1.2- Expression analytique du couple de frottement piston - chemise dans le cas d'un moteur multicylindre       54
Chapitre       III- MODELE DE FROTTEMENT INSTANTANE PISTON- CHEMISE PROPOSE       53         III.1- Expression analytique du couple de frottement piston chemise dans un moteur       53         III.1.1- Expression analytique du couple de frottement instantané piston - chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.       54         III.1.2- Expression analytique du couple de frottement piston - chemise dans le cas d'un moteur multicylindre       54         III.2- Expressions des couples élémentaires de frottement.       56
Chapitre       III- MODELE DE FROTTEMENT INSTANTANE PISTON- CHEMISE PROPOSE       53         III.1- Expression analytique du couple de frottement piston chemise dans un moteur       53         III.1.1- Expression analytique du couple de frottement instantané piston - chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.       54         III.1.2- Expression analytique du couple de frottement piston - chemise dans le cas d'un moteur multicylindre       54         III.2.1- Expressions des couples élémentaires de frottement       56         III.2.1- Détermination des couples de frottement des organes tournants à partir des données des constructeurs       56         III.2.2- Formulation du frottement instantané du piston équipé de seg- ments avec la chemise: Modèle avec séparation des segments       58         III.2.2.2- Formulation des couples de frottement piston- chemise transmis à l'arbre.       59         III.2.2.2.1-Frottement des segments avec la chemise.       59         III.2.2.2.5-Couple de frottement de l'ensemble piston - segments avec la chemise transmis au       62
Chapitre       III. MODELE DE FROTTEMENT INSTANTANE PISTON- CHEMISE PROPOSE       53         III.1- Expression analytique du couple de frottement piston chemise dans un moteur       53         III.1. Expression analytique du couple de frottement instantané piston - chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.       54         III.2- Expression analytique du couple de frottement piston - chemise dans le cas d'un moteur multicylindre       54         III.2. Expressions des couples élémentaires de frottement.       56         III.2.1- Détermination des couples de frottement des organes tournants à partir des données des constructeurs       56         III.2.2- Formulation du frottement instantané du piston équipé de seg- ments avec la chemise: Modèle avec séparation des segments       58         III.2.2.2- Formulation des couples de frottement piston- chemise transmis à l'arbre       59         III.2.2.2.1-Frottement des segments avec la chemise       59         III.2.2.2.3- Couple de frottement de l'ensemble piston - segments avec la chemise transmis au vilebrequin       63

.

III.4 - Modélisation de la pression dans les fonds de gorges du piston	66
III.4.1- Hypothèses de travail III.4.2- Détermination des débits massiques des gaz à travers la	67 (7
III.3.2.1- Equation de continuité	57 68
III.3.2.3- Débit massique à travers le jeu de coupe III.3.2.4- Débit massique à travers le jeu en hauteur du	69
Segment III.4.3- Modèle du mouvement du segment dans la gorge	/0 70
III.4.3.1- Bilan des forces sur le segment	70 70
III.4.3.2- Equation régissant le mouvement du segment	73
III.4.4- Résolution du système	73
III.4.5- Résultats du modèle de pression	73
Chapitre IV- DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL	77
IV.1- Mesures classiques	77
IV.1.1- Mesure du couple effectif	77
IV.1.2- Mesure du débit de combustible	30
IV.1.3- Mesure de la levée d'aiguille	31
IV.2- Mesures spécifiques	31
<ul> <li>IV.2.1- Mesure de la pression des gaz dans la chambre de combustion</li></ul>	31 32 33 33 33
IV.2.6- Mesure des températures	38
IV.3- Procédure de traitement du signal et de correction des dents.	38
IV.4- Conclusion de la deuxième partie9	)1
TROISIEME PARTIE:RESULTATS EXPERIMENTAUX 9	13
Chapitre V- DESCRIPTION DU TRAITEMENT DES DONNEES BRUTES SUR L'EXEMPLE DU MOTEUR 1 (Diesel à injection directe six cylindres, 158 kW), à vide9	)5
V.1- Données expérimentales brutes9	15
V.2- Données expérimentales traitées	<del>)</del> 9
V.3- Détermination expérimentale du couple total à vide10	Ю

Chapitre	VI-	FROTTEMENT PISTON-CHEMISE SUR LE MOTEUR 1 (Diesel à injection directe six cylindres, 158 kW), A VIDE103
VI.	1- D	étermination des couples de frottement moyen des organes tournants103
VI	2-D in R	étermination analytique des couples de frottement Istantané piston-chemise d'après la formulation de ezeka
	VI.	2.1- En adoptant pour le vilebrequin un couple de frottement
	VI.	moyen
	VI.	2.3- Conclusion: couple de frottement du vilebrequin
	VI	.3- Détermination analytique des couples de frottement instantané de chaque segment par la méthode proposée
	VI. VI.	<ul> <li>2.3.1- Cas où le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> est pris égal à 1111</li> <li>2.3.2- Cas où le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> est déterminé par la méthode de régression linéaire112</li> </ul>
VI.	4 Ca u	ouple de frottement instantané piston-chemise pour n seul cylindre "moyen"114
<b>VI</b> .:	5 - N I	alidation du critère de passage du mode de lubrification hydrodynamique au mode de lubrification mixte
Chapitre V	VII-	<b>FROTTEMENT INSTANTANE PISTON-CHEMISE</b> <b>SUR LE MOTEUR 2 (Diesel à injection directe six</b> <b>cylindres, 250 kW), A VIDE</b>
VII	.1 -	Représentation des différents couples permettant de calculer le couple de frottement instantané total du moteur
VII	.2 -	Couple de frottement piston-chemise du moteur
VII	.3 -	Détermination analytique des couples de frottement instantanés d'après le modèle de Rezeka
VII	.4 -	Détermination analytique des couples de frottement instantané de chaque segment par la méthode proposée128
VII	.5 -	Couple de frottement instantané piston-chemise pour un seul cylindre "moyen"

Chapitre VIII- FROTTEMENT INSTANTANE PISTON-CHEMISE SUR LE MOTEUR 3 (Diesel, injection indirecte quatre cylindres, 63 kW), A VIDE ET EN CHARGE
VIII.1-Frottement piston - chemise sur le moteur 3 avec frein découplé
<ul> <li>VIII.1.1- Représentation des couples permettant de calculer le couple de frottement instantané total du moteur</li></ul>
VIII.2-Frottement piston - chemise sur le moteur 3, en charge141
<ul> <li>VIII.2.1- Représentation des couples permettant de calculer le couple de frottement instantané total du moteur</li></ul>
Chapitre IX- RESULTATS SUR LE FROTTEMENT GLOBAL MOYEN 149
IX.1- Comparaison des différentes lois de pmf de la littérature à la méthode proposée149
IX.2 - Couples de frottement moyen calculés par la méthode proposée
IX.3 - Répartition des pertes par frottement dans les organes du moteur à vide156
IX.4 - Répartition des pertes par frottement dans les organes du moteur en charge
IX.4 - Conclusion de la troisième partie161
CONCLUSIONS
BIBLIOGRAPHIE167

A.1-	EXPRESSION A	NALYTIQ	UE DU	CO	UPLE	DE
	FROTTEMENT	TOTAL	DANS	UN	MOTE	UR
	MONOCYLINDR	<b>E</b>				

A.1.1	- Etude cinématique du système bielle-manivelle177
	A 1 1 1- Notations utilisées 177
	A 1 1 2- Position du piston 178
	$\Delta 1 1 3$ - Vitesse du niston 178
	$\Delta 1 1 4 - \Delta ccélération du piston 170$
	$\Delta 1 1 5$ -Vitesse du nied de bielle 170
	A 1 1 6 Accélération du nied de bielle
A.1.2	2- Etude dynamique du système bielle-manivelle180
	A.1.2.1- Condition d'équilibre dynamique
	A 1.2.2- Notations utilisées et conventions de signes
	A.1.2.3- Equilibre du piston181
	A.1.2.4- Equilibre de la bielle
	A.1.2.5- Equilibre du vilebrequin
A.1.3	Expression du couple de frottement instantané piston- - chemise dans le cas d'un moteur monocylindre184
	A.1.3.1- Calculs préliminaires: détermination de Y <sub>A</sub> , N, F <sub>A</sub> ,
	$F_{B}, Y_{B}$ 184
	A.1.3.2- Calcul du couple de frottement M <sub>t</sub> transmis par la
	bielle au maneton
	A.1.3.3- Calcul du couple de frottement total et du couple de
	frottement piston - chemise
ANNEXE	2
A.2- EXP FRO REZ	RESSIONS DES COUPLES ELEMENTAIRES DE TTEMENT DETERMINES PAR LE MODELE DE EKA ET HENEIN
A.2.1	.Formulation selon le modèle de Rezeka du frottement, piston équipé de segments, avec la chemise
	A.2.2.1 Frottement segments - chemise
A.2.2	2 Formulation selon le modèle de Reseka du frottement dans les organes tournants193
	A.2.2 1- Couple de frottement transmis au vilebrequin par la distribution
	A.2.2.2- Couple de frottement transmis au vilebrequin par les
	organes tournants, à couple résistant constant, au
	cours du cycle193
	A.2.2.3- Couple de frottement des paliers des organes à
	couple résistant variable au cours du cycle194
	A 2 2 4- Résultats
ANNEXE	3195
A.3 - DE' D'l	TERMINATION DE LA FORCE F <sub>s</sub> due au film Huile dans la gorge du Piston195

.

·

#### RESUME

On examine dans cette étude, d'une part l'incidence des divers modes de lubrification et d'autre part la contribution spécifique de chaque segment, au cours du cycle d'un moteur Diesel suralimenté.

Au plan expérimental, nous utilisons la méthode dite p- $\omega$  pour déterminer le couple de frottement instantané piston-chemise. Elle ne nécessite aucune modification du moteur. Le couple total de frottement instantané est déterminé, grâce aux mesures instantanées et simultanées de la pression des gaz dans la chambre de combustion, de la vitesse de rotation du vilebrequin et éventuellement du couple de freinage (moteur en charge). Le couple de frottement piston-chemise est déterminé à partir du couple de frottement total après déduction des couples dus au frottement dans les paliers et à l'entraînement des organes tournants.

Le modèle de frottement instantané piston-chemise proposé est basé sur le mode de lubrification hydrodynamique ou mixte des segments et de la jupe. Chaque élément est individualisé et soumis à la pression spécifique locale des gaz. On adopte pour les segments les expressions des cœfficients de frottement proposées par Rezeka dans le quart du cycle HP et celles de Geehan dans le reste du cycle. Dans chacune de ces expres-sions intervient un facteur multiplicateur inconnu qui est déduit par identification avec les résultats des essais.

La méthode proposée est appliquée à trois moteurs, à vide et en charge. Les résultats obtenus montrent l'effet de la vitesse de rotation et de la charge sur le couple de frottement instantané total et piston-chemise en mettant en évidence les régions où la lubrification mixte est la plus probable. La comparaison des résultats obtenus sur les trois moteurs montre des valeurs constantes pour les facteurs de proportionnalité intervenant dans les expressions des modèles de lubrification, confirmant ainsi la validité du modèle proposé. Le calcul du couple de chaque segment et de la jupe montre la prédominance selon l'élément considéré et l'angle du cycle, d'un mode de lubrification déterminé. Un calcul du frottement global moyen permet de déterminer les pmf de tous les organes du moteur.

## ABSTRACT

We examine in this study on one hand the incidence of different modes of lubrication and other hand the specific contribution of each ring, during the turbocharged Diesel engine cycle.

Experimentally, we use the p- $\omega$  method to determine the piston-cylinder instantaneous friction torque without any major modification in the engine. The total instantaneous friction torque is determined by instantaneous and simultaneous measures of gas pressure in the combustion chamber, angular velocity of crank shalft and eventually load torque (loaded engine). The pistoncylinder friction torque is determined by total friction torque after subtracting the torques due to the bearing friction and auxiliairies training.

The piston- cylinder intantaneous friction model which is proposed here is based on the rings and skirt mixed or hydrodynamic lubrication mode. A breakdown of the friction into its components and a formulation for each component has been made by applying the local specific gas pressure at each element. We adopt for the rings, the expression of friction cœfficient proposed by Rezeka for the quater of HP cycle and this of Geehan for the rest of the cycle. In each expression, appears an unknown multiplication factor which is determined by identification wich test results.

The proposed method is applicated to three engine, under no load and loading conditions. The results show the effect of engine speed and load on the total instantaneous friction torque, bringing to the zones where mixed lubrication is more probable. Comparaison of results on the three engines shows constant values of the proportional factors involved in the model lubrication expressions, confirming the validity of the proposed model. The compitation of torque of each ring and skirt shows the predominance of a type of lubrication depending of considered component at different crank angle degrees. FMEP of each components of the engine can be computed.

# NOTATIONS

# NOTATIONS LATINES

A :	cœfficient défini par l'équation 1.23
A <sub>0</sub> :	coefficient exprimant le couple constant
A1, A2, A3:	aires représentant les travaux des gaz de combustion
A <sub>b</sub> :	accélération de la bielle
A <sub>c</sub> :	surface réelle de contact
A <sub>si</sub> :	surface de base du segment i
a :	dimension du segment défini
â:	valeur optimale des ai
$a_{1i = 1,6}$ :	coefficient déterminé expérimentalement
a <sub>Hi</sub> :	cæfficient de frottement hydrodynamique du segment (i)
a <sub>Hj</sub> :	cœfficients de frottement hydrodynamique de la jupe
aj :	nombre de couples élémentaires à considérer
a <sub>Mi</sub> :	coefficient de frottement mixte de segment i
a <sub>si</sub> :	aire de la surface de frottement du segment i
ar :	section droite de la bielle
B, B':	dimensions des segments
$B_n$ :	amplitude des couples d'entrainement des organes tournants
b <sub>n</sub> :	amplitude des vitesses de rotation
C :	course du piston
<b>C</b> <sub>1</sub> , <b>C</b> <sub>2</sub> :	cœfficient de Furuhama et al
C <sub>3</sub> ,C <sub>4</sub> :	facteur de correction pour la jauge de contrainte
C <sub>j</sub> :	coefficient de Rhodes et al
cse :	consommation spécifique
C <sub>tf</sub> :	facteur de conversion en force,
D :	diamètre du piston
D <sub>j</sub> :	diamètre moyen du segment i
dr :	épaisseur de l'élément de bielle
E' :	module de young
E <sub>ai</sub> :	épaisseur axiale du segment (i)

	- 2 -
Eg :	tension en sortie de la jauge de contrainte
E <sub>ri</sub> :	épaisseur radiale du segment (i)
F <sub>f</sub> :	force de frottement
F <sub>1</sub> :	force de frottement hydrodynamique
F <sub>2</sub> :	force de frottement mixte
F* :	force de frottement piston chemise
F <sub>b</sub> :	force exercée par la bielle sur le piston
F <sub>ext</sub> :	force extérieur au système
F <sub>g</sub> :	force dûe au gaz de combustion,
F <sub>i</sub> :	force dûe à l'inertie des pièces en mouvement
F <sub>in</sub> :	force intérieur
F <sub>j</sub> :	force diamétrale de la jupe
F <sup>n</sup> :	force d'inertie de la bielle,
F <sub>n</sub> :	charge normale (radiale dans le cas du piston ou des segments)
F <sub>p</sub> :	force de pression exercée sur les segments
F <sub>r</sub> :	tension total des segments
E <sub>ai</sub> :	épaisseur axiale du segment (i)
F <sub>si</sub> :	tension des ressorts de soupape
F <sub>si</sub> :	Force exercée par l'huile de la gorge du piston sur le segment
$f_{1,2}$ :	cœfficient de frottement
g :	accélération de la pesanteur
h :	hauteur de déplacement des segments
$h_{1,h_{2,h_{f}}}$ :	épaisseur du film d'huile
hs	hauteur du film d'huile dans la gorge
I <sub>v</sub> :	moment d'inertie du vilebrequin
j :	jeu piston-chemise
K :	facteur de proportionnalité
<b>K</b> (θ):	module de transformation défini par l'équation (3.12)
k :	cœfficient de contraction dans la veine fluide
L :	longueur de bielle
L <sub>J</sub> :	longueur effective de la jupe (surface projetée de la jupe /diamètre D)
$M_1 M_2 M_3$ :	couple transmis au vilebrequin respectivement par les segments en
	lubrification hydrodynamique, mixte et par la jupe
M <sub>A</sub> :	masse des organes en mouvement alternatif
M <sub>e</sub> :	couple d'entraînement ou de frottement des organes tournant
M <sub>e,m</sub> :	couple moyen d'entraînement ou de frottement de l'auxiliaire
M <sub>ch</sub> :	couple dû à la charge entrainé
M <sub>g</sub> :	couple dû au gaz de combustion
M <sub>fpc</sub> :	couple de frottement piston - chemise dans un monocylindre

.

M <sub>fpcm</sub> :	couple de frottement piston - chemise dans un multicylindre
M <sub>ft</sub> :	couple de frottement total dans le moteur
M <sub>ftexp</sub> :	couple de frottement expérimentaltotal dans le moteur
M <sub>ia</sub> :	couple d'inertie des organes en mouvement alternatif
M <sub>ir :</sub>	couple d'inertie des organes en mouvement rotatif
M <sub>Hi</sub> :	couple de frottement hydrodynamique transmis par le segment (i)
au	vilebrequin
M <sub>HJ</sub> :	couple de frottement hydrodynamique transmis par la jupe au
	vilebrequin
M <sub>Mi</sub> :	couple de frottement mixte transmis à l'arbre par le segment (i)
<b>M</b> <sub>m</sub> :	couple dû au poids des organes
M <sub>re</sub> :	couple résiduel de la bielle
M <sub>si</sub> :	masse du segment (i)
M <sub>t</sub> :	couple moteur ou couple de la réaction de la bielle sur le maneton
M <sub>tb</sub> :	masse total de la bielle
m <sub>A</sub> :	masse du pied de bielle
m <sub>B</sub> :	masse de la tête de bielle
m <sub>p</sub> :	masse du piston
m <sub>i</sub> :	masse du gaz dans la cavité (i)
N :	vitesse de rotation vilebrequin
Na :	vitesse de rotation de l'organe tournant
Nc :	nombre de cylindre du moteur
N <sub>e</sub> :	nombre de segments d'étanchéité
N <sub>r</sub> :	nombre de segments racleurs
n :	nombre de segments, de couple entrant dans la décomposition de Me
n <sub>se</sub> :	nombre de soupapes d'admission ou d'échappement par cylindre
P <sub>i</sub> :	puissance moyenne indiquée et puissance du moteur
p <sub>f</sub> :	puissance perdue par frottement ou à l'entraînement de l'organe
p :	pression hydrodynamique moyenne ou pression locale moyenne
<b>P</b> 01	pression en fin d'admission dans la cavité (i)
<b>p</b> 1	pression d'admission
p <sub>a</sub> :	pression ambiante
p <sub>i</sub> :	pression des gaz dans la cavité (i)
<b>p</b> <sub>c</sub> :	pression des gaz dans le carter
Pei :	pression d'élasticité statique du segment (i)
pg, :	la pression des gaz de combustion
p <sub>gi</sub> :	pression des gaz derrière le segment (i)
p <sub>ti</sub> :	pression total (gaz + elasticité) derrière le segment (i)
p <sub>max</sub> :	pression maximale

	- 4 -
p <sub>si</sub> :	tare tengentielle des segments
pma :	pression dû à l'entraînement des accessoires
pci:	pouvoir calorifique inférieur
pme :	pression moyenne effective
pmf:	pression moyenne de frottement
pmf*:	la pression moyenne de frottement piston chemise
pmf**:	la pression moyenne de frottement du piston, segment et de la bielle
pmfe:	pression moyenne de frottement due à la pression statique
	d'élasticité des segments
pmfg:	pression moyenne de frottement dûe à la pression derrière les
	segments
pmfh:	pression moyenne de frottement dû au frottement hydrodynamique
des	segments, de la jupe et d'une partie de la bielle
pmfj::	pression moyenne de frottement hydrodynamique de la jupe
pmfp:	pression dû au frottement du piston seul
pmfs:	pression moyenne de frottement des segments
pmi :	pression moyenne indiquée
pmi,n:	pression moyenne indiquée "net"
pmi,th:	pression moyenne indiquée "brut "
pmp:	pression moyenne pneumatique
pmr :	pression moyenne résistante
pms	pression correspondant au travail de frottement solide
R :	rayon de la manivelle égal à la demi course
R <sub>c</sub> :	rayon du tourillon du vilebrequin
R <sub>b</sub> :	rapport épaisseur axiale du segment / alésage
R <sub>s</sub> :	rapport course /alésage
S :	surface du piston
Sj :	surface projetée des segment ou de la jupe
Si :	surface frottante du segment ( surface réelle de contact )
T :	fonctions adimentionnelles dépendant de h et de dh/dt
T <sub>f</sub> :	température de référence
Т <sub>Ј</sub> :	charge diamétrale sur la jupe
T <sub>r</sub> :	tension totale des segments
T <sub>t</sub> :	température de test
t :	temps
V :	cylindrée unitaire, volume instantané occupé par les gaz
Vb	:vitesse de la bielle
V <sub>c</sub> :	cylindrée totale du moteur
V <sub>p</sub> :	vitesse du piston

	- 5 -
W :	charge radiale s'exerçant sur les segments
W <sub>a</sub> :	travail nécessaire à l'entraînement des organes tournants
W <sub>c</sub> :	charge portée par les aspérités
W <sub>e</sub> :	travail effectif mesuré en bout d'arbre
W <sub>f</sub> :	travail de frottement total égal à la somme de Wa et Ws
<b>W</b> <sub>i</sub> :	travail indiqué
W <sub>i,n</sub>	travail indiqué "net" échangé entre le piston et les gaz durant un cycle
W <sub>in</sub> :	travail des forces d'inertie
W <sub>ir</sub> :	travail d'inertie rotatif
W <sub>i,th</sub> :	travail indiqué "brut " échangé entre le piston et les gaz durant un cycle
$W_j$ :	charge diamétrale sur la jupe
$W_p$ :	travail de transvasement ou pneumatique
W <sub>r</sub> :	travail représentant les pertes totales dans le moteur égal à la somme
	de Wa,Ws et Wp
W <sub>s</sub> :	travail dissipé au cours du cycle pour vaincre les frottements solides
X :	fonction adimensionnelle dépendant de h
X :	accélération du piston
X <sub>Hi</sub> X <sub>Mj</sub> :X <sub>Hi</sub>	fonction contractée du couple de frotement hydrodynamique, mixte
	et dans la jupe
[X] :	matrice
$X_1 X_2 X_3$ :	forme contracté du couple de frottement du segment en régime
	hydrodynamique, mixte et de la jupe.
<b>x</b> :	déplacement élémentaire du piston
<b>Y</b> , <b>Z</b> :	fonctions adimensionnelles dépendant de h et de $\partial h/\partial t$

# NOTATIONS GRECQUES

α	:	angle de la bielle avec l'axe de piston
$\alpha_0$	:	constante de Rhode
β	:	rayon de courbure des aspérités
δ		rapport de la pression aval à la pression amont
ε <sup>k</sup>	:	somme des erreurs de mesure et des défauts de linéarisation
φ	:	phase du couple Me
$\Phi_n$	:	phase des couples composant Me
φ <sub>x</sub>	:	fonction de Cheng
Гь	:	couple résiduel de frottement
γ		cœfficient polytropique
γa	:	accélération du piston

γi	:	demi-angle de coupe
θ	:	angle de rotation du vilebrequin
λ	:	rapport de l'épaisseur du film d'huile à la rugosité de surface ( $\lambda = h / \sigma$ )
μ	:	viscosité dynamique de l'huile
$\mu_{g}$		viscosité dynamique du gaz
η	:	densités des aspérités (m <sup>-2</sup> )
$\eta_i$	:	rendement indiqué
ρ		masse volumique
$\rho_r$	:	rayon de giration d e la bielle
σ	:	hauteur des rugosités
σ'	:	déviation standard des hauteurs des pics
σ1,σ	<b>5</b> 2:	rugosités des deux surfaces frottantes (segments ou jupe avec la
		chemise)
τ	:	rapport volumétrique de compression
τ <sub>0</sub>	:	constante de cisaillement de Rhode
ω	:	vitesse de rotation du vilebrequin en rad/s

.

### **INTRODUCTION**

D'après la littérature [1] [2] [3] [4], il apparait clairement que l'analyse et la mesure des pertes par frottement dans le moteur ne sont pas résolues d'une manière satisfaisante. la difficulté réside d'une part dans la mesure précise directe, et d'autre part dans l'interprétation des interactions complexes des différents paramètres.

Les difficultés de l'analyse et de la prédiction des pertes totales par frottement proviennent du fait que la perte totale dans un moteur résulte des pertes produites dans les différents organes du moteur qui ne réagissent pas de la même manière aux variations de pression, de vitesse et de charge [5].

Les pertes totales par frottement des organes mobiles représentent de 10 à 20 % de la puissance développée par un moteur en marche normale, jusqu'à 100 % quand il tourne à vide [6]. Les pertes par frottement dans l'ensemble piston-chemise constituent 20 à 55 % des pertes mécaniques totales [7]. La maîtrise de ces pertes est donc d'une importance pratique immédiate:

1-Les frottements ont un effet dominant sur les performance du moteur. Un faible niveau de frottement permet d'une part des puissances nominales élevées, grâce à l'augmentation du couple effectif, d'autre part la vitesse maximale à laquelle peut tourner le moteur d'une manière économique est souvent limitée par une augmentation de la consommation du carburant causée par une augmentation du frottement. Donc un faible niveau de frottement donne la possibilité de tourner à haute vitesse et avec une grande puissance développée.

2-La diminution des pertes par frottement améliore le rendement. Le gain de combustible peut atteindre 10% suivant les conditions de fonctionnement [8] et de 2 à 4 % suivant la charge, d'après Feuga [9].

3- Les pertes par frottement se transforment en chaleur qui est dissipée dans le radiateur et le système de refroidissement. La diminution de ces pertes se traduit par un gain dans la puissance et donc dans la taille et la masse des systèmes de refroidissement. Le frottement piston-chemise est généralement considéré d'une part en moyenne temporelle sur le cycle du moteur, et d'autre part globalement, c'est à dire sans individualisation de chaque élément frottant: segment et jupe. On examine dans ce travail l'incidence des divers modes de lubrification au cours du cycle et la contribution spécifique de chaque élément, à faible vitesse, à vide et en charge.

Les méthodes expérimentales et les formulations empiriques du frottement global tirées de la littérature et présentées au chapitre 1, bien qu'elles renseignent sur les effets du frottement, ne donnent qu'une valeur approchée globale de l'énergie perdue

Une étude locale et instantanée du frottement de l'ensemble piston-chemise est donc nécessaire. Elle doit permettre une meilleure compréhension du phénomène de frottement dans le but de le réduire là où il est le plus important.

L'inventaire des principales méthodes de mesure du frottement instantané total nous a permis de choisir celle nécessitant le minimum de modification du moteur: chapitre 2. Elle est basée sur l'analyse des variations instantanées de la vitesse angulaire du vilebrequin résultant de la combinaison des forces de pression créées par les gaz de combustion, de l'inertie des pièces en mouvement, du frottement total, et de la charge appliquée. Elle permet de déterminer le couple total de frottement instantané dans le moteur.

Le couple de frottement instantané piston - chemise expérimental est obtenu après déduction, du couple total, des couples dus au frottement dans les paliers et à l'entraînement des organes tournants donnés par le constructeur.

Le modèle de frottement instantané piston-chemise proposé au chapitre 3 prend en compte les modes de lubrification entre le segment et la chemise, hydrodynamique dans les parties de la course où la vitesse du piston est relativement élevée et mixte au voisinage des points morts haut et bas. Nous considérons que chacun des trois segments se comporte suivant des lois de frottement propres dépendant de l'angle de rotation du vilebrequin et d'une pression spécifique. La lubrification de la jupe est hydrodynamique durant tout le cycle. Cette formulation du frottement met en évidence la contribution de chaque segment et de la jupe.dans le frottement total de l'ensemble piston-chemise.

Le dispositif expérimental, les méthodes de mesure (de la pression cylindre et de la durée de passage des dents), et de calcul des variables fondamentales sont décrits au chapitre 4.

Des études expérimentales: chapitres 5 à 8 permettant de déterminer le frottement piston-chemise dans plusieurs conditions de vitesses et de charge et pour trois moteurs différents sont menées, afin de valider la formulation du frottement proposée. Ces études sont faites pour les faibles valeurs de vitesse, car c'est le domaine où les pertes par frottement sont les plus importantes en valeurs relatives.

Enfin une étude du frottement global moyen, obtenu par intégration du frottement instantané sur le cycle, chapitre 9, fournit les pmf qui sont comparées aux lois de corrélations de la littérature.

# PREMIERE PARTIE

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Chapitre I

#### ETUDE DU FROTTEMENT GLOBAL MOYEN

Les définitions et les méthodes de mesure relatives au frottement moyen sur un cycle sont présentées. Un inventaire des diverses formulations connues est ensuite effectué. Les diverses lois proposées sont testées et comparées sur les moteurs étudiés.

#### I.1- Définitions

Les diverses pressions moyennes du cycle sont d'abord définies

#### I.1.1- Travail indiqué et pression moyenne indiquée

La mesure de la pression  $p_g$  des gaz de combustion ainsi que la connaissance du volume V qu'ils occupent à chaque instant au cours du cycle permettent de calculer le travail "indiqué" Wi fourni par les gaz au piston, défini par la relation  $Wi = -\int p_g dV$ . Ce travail est représenté dans le diagramme P-V par une aire, figure {1.1}. Pour un moteur à quatre temps, il est intéressant de préciser le sens qu'on donne à Wi. On définit le travail indiqué "brut" Wi,th, fourni au piston durant les phases de compression et de détente et représenté dans le diagramme PV par l'aire (A1+A3). On définit le travail indiqué "net" Wi,n échangé entre le gaz et le piston durant tout

le cycle. Il est représenté par l'aire (A1+A3) - l'aire (A2+A3) c'est à dire l'aire (A1-A2). La différence (Wi,th - Wi,n) représentée par l'aire (A2+A3) donne alors le travail de pompage appelé aussi travail de pneumatique [10].



On appelle pression moyenne indiquée pmi, la pression supposée constante qui, appliquée sur le piston pendant sa course de détente, fournirait le même travail indiqué par cycle Wi.

Elle est liée au travail indiqué par la relation (1.1) dans laquelle la pmi est exprimée en pascal, le travail Wi en joule, la cylindrée totale  $V_c$  en m<sup>3</sup>:

$$pmi = \frac{W_i}{V_c}$$
(1.1)

La pmi peut aussi être exprimée en fonction de la puissance du moteur Pi et de la vitesse de rotation du vilebrequin N. Pour un moteur à quatre temps (un cycle pour deux tours de vilebrequin), elle est donnée par la relation (1.2) dans laquelle la pmi est exprimée en Pa, Pi en W, V<sub>c</sub> la cylindrée totale en m<sup>3</sup> et N en tr/min.

$$pmi = \frac{120 \cdot P_i}{V_c \cdot N}$$
(1.2)

## I.1.2- Relation entre les différentes pressions moyennes

On désigne par:

- Wi,th: le travail indiqué "brut " fourni au piston durant les phases de compression et de détente,
- Wi,n : le travail indiqué "net" échangé entre le piston et les gaz de combustion durant tout le cycle, on le notera par la suite W<sub>i</sub>,
- Ws: le travail dissipé au cours du cycle pour vaincre les frottements solides dus au mouvement relatif des organes: il englobe le frottement de l'ensemble pistonsegments avec la chemise, frottement sur l'axe du piston, tête de bielle, paliers du vilebrequin, culbuterie,
- Wa : le travail nécessaire à l'entraînement des accessoires tels que: pompe à eau, pompe à huile, alternateur, pompe d'injection, distribution,
- Wp : le travail de transvasement appelé aussi pneumatique ou de pompage Wf : le travail de frottement total égal à la somme de Wa et Ws,
- Wr : le travail représentant les pertes totales dans le moteur égal à la somme de Wa,Ws et Wp,
- We : le travail effectif mesuré en bout d'arbre

Par définition, les pressions moyennes (pm), effective (e), de frottement solide et entraînement des organes (f), indiquée "brute"(i,th), indiquée nette (i,n) ou indiquée (i),

de frottement pneumatique (p), et résistante (r), correspondant aux travaux définis cidessus sont liées par les relations :

pmi,th = pme + pmr	(1.3)
pmr = pmf + pmp	(1.4)
pmi = pme + pmf	(1.5)
pmi = pmi,th - pmp	(1.6)

Toutes ces relations entre pressions moyennes peuvent être regroupées dans le tableau 1.1 suivant :



Tableau 1.1 : Définitions des pressions moyennes du cycle

#### I.2- Méthodes de mesure du frottement global moyen

Plusieurs méthodes de mesure de la puissance perdue par frottement dans un moteur sont utilisées. Elles peuvent être regroupées en deux classes: les méthodes de mesure de la pmr et les méthodes de mesure de la pmf. Les résultats obtenus doivent être interprétés en tenant compte des conditions de mise en œuvre.

#### I.2.1- Méthodes de mesure de la pmr

Ces méthodes ne permettent pas de distinguer les pertes par frottement des pertes aérodynamiques [11], or le frottement mécanique ne dépend pas que de la vitesse, mais aussi de la pression, qui n'intervient pas ici. De plus pour un moteur suralimenté, il existe des variations du travail pneumatique entre faible et forte charge [7].

#### I.2.1.1- Méthode de Willans

Cette méthode consiste à tracer la courbe donnant la consommation spécifique en

fonction de la pression moyenne effective à une vitesse fixée. L'extrapolation de la courbe obtenue dans le domaine des prise négatives permet alors de déterminer, la puissance perdue par frottement. En effet :

$$pmith = pme + pmr = \eta i . pci . cse$$
(1.7)

avec  $\eta_i$ : rendement indiqué, pci: pouvoir calorifique inférieur, cse: consommation spécifique

Si dans l'équation (1.7) la cse est nulle alors :

$$pmr = -pme (cse = 0)$$
(1.8)

Cette méthode de mesure de la pmr ne pose pratiquement aucun problème expérimental. Cependant l'extrapolation peut être difficile car la courbe obtenue n'est pas une droite, figure {1.2} [1].



Figure 1.2 : Détermination de la pmr par la méthode de Willans [7]

#### I.2.1.2- Méthode du moteur entraîné

Cette méthode consiste à entraîner le moteur sans combustion au moyen d'un moteur électrique dont on mesure la puissance absorbée à la vitesse désirée. La puissance du moteur électrique englobe aussi les pertes par transvasement. Cependant, cette mesure ne tient compte que de l'influence de la vitesse sur le frottement, aussi les résultats obtenus sont difficilement extrapolables pour un moteur en marche normale où la variation de la charge doit être prise en compte, et où l'équilibre thermique du moteur chargé doit être réalisé. Les principales raisons sont les suivantes : - la pression agissant sur le piston, les segments et les paliers est celle de compression et non celle de combustion. Par conséquent, les organes du moteur sont moins chargés, les températures de la surface du piston et de la chemise sont plus faibles que sur le moteur en marche normale et par conséquent la viscosité de l'huile est plus importante. D'autre part, les jeux de fonctionnement sont également importants, ce qui pourra réduire les frottements.

- les énergies développées durant les phases de combustion et de détente varient du mode entraîné à celui de marche normale.

- en marche normale, les charges importantes sur les segments, la température relativement élevée de l'huile, le basculement du piston, font qu'on peut avoir une rupture du film d'huile, donc un mode de lubrification mixte et des niveaux de frottement plus élevés que sur le moteur entraîné.

#### I.2.1.3- Méthode de Morse ou "méthode par débranchement":

Cette méthode [11] consiste à mesurer la puissance perdue par frottement sur un moteur en marche en éliminant successivement la combustion sur chaque cylindre soit par débranchement de la bougie dans le cas d'un moteur à allumage commandé ou de l'injecteur dans le cas d'un moteur Diesel. Par exemple dans le cas du moteur dont les six cylindres sont allumés, on peut écrire conformément à l'équation (1.3) :

$$pme = pmi, th 1 + pmi, th 2 + pmi, th 3 + pmi, th 4 + pmi, th 5 + pmi, th 6 - pmr$$
 (1.9)

En débranchant une bougie ou un injecteur, par exemple celui du premier cylindre :

$$pme(23456) = pmi,th2 + pmi,th3 + pmi,th4 + pmi,th5 + pmi,th6 - pmr$$
 (1.10)

On suppose implicitement que la pmr n'est pas affectée par le débranchement. L'erreur existe mais est égale au 1/6 de celle du moteur entraîné. On déduit alors la pmi du cylindre débranché (ici le premier) :

$$pmi,th1 = pme - pme (23456)$$
 (1.11)

En effectuant la même opération pour les cinq autres cylindres, on en déduit la pmi relative aux six cylindres :

$$pmi,th = pmi,th1 + pmi,th2 + pmi,th3 + pmi,th4 + pmi,th5 + pmi,th6$$
 (1.12)

pmit,h = 6 pme - [pme(23456) + pme(13456) + pme(12456) + pme(12356)+ pme(12346) + pme(12345) ] (1.13) La pression moyenne de frottement se déduit de l'équation (1.3) :

$$pmr = 5 pme - [pme(23456) + pme(13456) + pme(12456) + pme(12356) + pme(12346) + pme(12345)] (1.14)$$

Cette méthode a l'inconvénient de modifier l'équilibre thermique du moteur si la coupure est trop longue ou si on arrête le moteur pour effectuer le débranchement de la bougie ou de l'injecteur.

#### I.2.2 - Méthodes de mesure de la pmf

Ces méthodes permettent la détermination de la pression moyenne de frottement.

# I.2.2.1- Méthode directe par la mesure des puissances moyennes indiquée et effective

Cette méthode consiste à calculer directement d'une part le travail indiqué Wi à partir de la mesure simultanée de la pression des gaz de combustion et du volume qu'ils occupent à tout instant, et à mesurer d'autre part le travail effectif grâce au frein placé en bout d'arbre. Les pertes mécaniques par frottement sont alors égales à la différence de ces deux travaux.

$$Wf = Wi - We \tag{1.15}$$

où  $W_i$  est le travail indiqué ( $W_{i=-} \int p_g dV$ ), et  $W_e$  le travail effectif

Cette méthode généralement pratiquée à des vitesses et des pme modérées présente des difficultés pour les autres plages de vitesses et de charges, même avec un équipement de mesure très évolué [1].

En effet pour les valeurs élevées de la vitesse et de la pme, les mesures précises sont délicates à cause du déphasage entre la pression et le volume déduit de la mesure de l'angle de rotation du vilebrequin en raison de la torsion de ce dernier.

Pour les faibles vitesses de rotation du moteur (inférieures à 700 tr/min) et les faibles valeurs de pme (inférieures à 5 bars), la mesure de Wf est rendue difficile à cause des vibrations du moteur et surtout de la difficulté de détection de la position du PMH [12]. Cette dernière varie en fonction de la vitesse et de la charge [13] [14] [15]. De plus, les valeurs des travaux Wi et We étant faibles l'incertitude relative est grande.

On note également que dans la plupart des études, la loi de la pression cylindre mesurée

sur un seul cylindre est supposée être la même pour les autres cylindres, cette hypothèse ne tient donc pas compte des dispersions, entre les cylindres et introduit donc une erreur supplémentaire inconnue.

## I.2.2.2- Méthode par "déshabillage"

Cette méthode dérivée de celle du moteur entraîné, consiste à "déshabiller" le moteur entraîné en enlevant successivement les soupapes, la culasse, les segments et le piston etc, figure {1.3}. L'ordre de déshabillage dépend de la structure du moteur. La méthode permet ainsi de différencier les influences des éléments d'une manière plus fine que la mesure sur le moteur complet [2]. Cependant, en enlevant la culasse, les pertes par transvasement, par compression et à travers les soupapes sont éliminées et la charge due à la pression sur le piston, les segments et les paliers se trouve par conséquent modifiée.



Figure 1.3 :Détermination de la pmf par la méthode de "déshabillage" [7]

# I.3- Formulation du frottement global

Toutes les formulations sont fondées sur des corrélations empiriques à partir de résultats expérimentaux avec comme variables : la pression des gaz de combustion, la vitesse du vilebrequin et / ou du piston, le rapport volumétrique de compression, les dimensions du piston et des segments, les caractéristiques du lubrifiant etc.

#### I.3.1- Formulation de Gish et al (1958):

Gish et al [7] [16] ont instrumenté les quatres cylindres d'un moteur à essence avec des capteurs fournissant le diagramme de pression pour chaque angle de rotation du vilebrequin. Le travail de frottement alors déterminé par la méthode directe c'est à dire par la différence entre le travail indiqué (Wi =  $-\int p_g dV$ ) et travail effectif mesuré grâce à un frein placé en bout d'arbre. La pmf est donnée par :

 $pmf(bar) = 1.0 + 0.0125 p_{max}(bar).$  (1.16)

L'avantage de la formulation de Gish et al est qu'elle montre que le niveau de frottement dans un moteur à essence est plus faible que dans un moteur diesel car la pression maximale dans le premier moteur est plus faible lorsque ces deux moteurs opèrent dans les mêmes conditions de vitesse et de charge. Cependant cette formulation, issue d'essais sur un moteur à essence avec des niveaux de pression inférieurs à ceux d'un diesel et à une vitesse de 1600 tr/min, n'a pas été vérifiée pour d'autres charges et d'autres vitesses. Dans la définition du frottement Gish et al incluent le vilebrequin, piston, arbre à cames, et les accessoires et excluent le terme de pompage pneumatique.

#### I.3.2- Formulation de Bishop (1964):

Bishop [17] a étudié les frottements sur un moteur CFR en mode entraîné, sur une plage de vitesse de 800 à 3200 tr/min et avec des rapports volumétriques de compression variant de 4 à 16. La formulation du frottement proposée ne concerne que le piston équipé de segments et le pied de bielle. La pmf\* correspondante est donnée par la relation (1.17)

$$pmf^* = 0.9 n + 0.088 \tau + 0.182 \tau^{1.37 - 0.121} V_{p/1000} + 7.2 (V_{p}/1000)^{1.03}$$
(1.17)

avec  $pmf^*$ : pression moyenne effective de frottement (psi), n: nombre de segments,  $\tau$ : rapport volumétrique de compression , $V_p$ : vitesse du piston (ft/min).

Bishop a noté que chaque terme a un sens physique : le premier terme (pmfe) exprime l'effort dû à la pression statique d'élasticité des segments, les termes en  $\tau$ reflètent l'action de la pression des gaz de combustion derrière les segments (pmfg), enfin le dernier terme, la part du frottement hydrodynamique des segments, de la jupe et de la partie de la bielle (pmfh).



Figure 1.4: Analyse de l'équation du frottement dans un moteur CFR monocylindrique [10]

Bishop a explicité ensuite chaque terme en fonction des dimensions caractéristiques de l'élément étudié ainsi :

\* la pmfe est donnée par :

$$pmfe = 2.11 n (C/D^2)$$
(1.18)

avec pmfe : pression moyenne effective de frottement due à l'élasticité des segments en psi, C : course du piston (in), D : diamètre du piston (in),

\* la pmfg est donnée par :

$$pmfg = [(p_a-p_1) / 14.2]. [2.35 \text{ C/D}^2] \{0.088 \tau + 0.182 \tau ^{1.37} (0.121 \text{V}_p / 1000) \}$$
(1.19)

avec **pmfg** : pression moyenne de frottement due aux gaz en psi, **p**<sub>a</sub>: pression ambiante en psi , **p**<sub>1</sub>: pression d'admission nulle pour un moteur Diesel et égale à p<sub>a</sub> - (pmi /12.8)-1.47 pour un moteur à essence.

\* la pmfh est donnée par :

$$pmfh = 21.91 [L_j / (D.C)] V_p / 1000$$
(1.20)

avec **pmfh** : pression moyenne effective de frottement hydrodynamique en psi,  $L_j$  : longueur effective de la jupe égale au rapport de la surface projetée de la jupe au diamètre du piston D.
#### I.3.3- Formulation de Chen et Flynn (1965)

Chen et Flynn [18] déterminent le frottement sur des moteurs monocylindres pouvant atteindre des pressions maximales de l'ordre de 200 bars et des pre jusqu'à 18 bars à 3200 tr/min. Leur formulation déterminée à partir d'essais en mode entraîné sur un moteur monté avec chaîne entraînant un arbre d'équilibrage (E1) et un moteur avec entraînement séparé des auxiliaires (E2), est considérée comme une formulation universelle du frottement. Leur corrélation complète celle de Gish et al par l'introduction d'un terme dépendant de la vitesse du piston. La pmf est alors donnée par :

$$pmf = 0.172 + 0.010 p_{max} + 0.164 V_p$$
 pour le moteur E1 (1.21)

 $pmf = 0.138 + 0.005 p_{max} + 0.164 V_p$  pour le moteur E2 (1.22)

avec **pmf**,  $p_{max}$ : pression en bar,  $V_P$ : vitesse du piston en m/s.

Le terme constant reflète le frottement dans les accessoires, tandis que celui en  $p_{max}$  reflète le frottement sur le vilebrequin [7]. On note également que cette formulation a été prise comme référence par plusieurs chercheurs comme Ledger [7][19] et Watson [7][20]. Cependant certains chercheurs l'ont utilisée avec des coefficients propres déterminés expérimentalement sur chaque moteur.

#### I.3.4- Formulation de Millington et Hartles (1968):

Millington et Hartles [1] ont donné une formulation du frottement à partir d'essais réalisés sur plusieurs moteurs Diesel entraînés. Ils tiennent compte de la forme de la chambre de combustion ainsi que de la vitesse du piston et du moteur. En fait, leur loi de forme parabolique, tient compte des différentes variables citées par les précédents auteurs.

$$pmf = A + 4.83 \ 10^{-4} \ N + 0.103 \ [V_p / 5.05]^2$$
(1.23)

A =  $(\tau - 4)/14.5$  pour moteur à injection directe, A =  $\tau / 14.5$  pour moteur à injection indirecte

avec **pmf** : pression en bar, N: vitesse de rotation du moteur du moteur en tr/min, Vp: vitesse du piston en m/s,  $\tau$  : rapport volumétrique de compression.

Cependant ces auteurs n'ont présenté des résultats que sur les moteurs entraînés. Millington et Hartles donnent aussi une formulation de la pmf pour les segments en fonction de leurs spécifications grâce à la méthode "par déshabillage", on la note pmfs pmfs =  $0.45 + 6.9 \ 10^{-6} \ V_p^{1.2}$ . F<sub>r</sub> pour segment d'étanchéité à bord normal (1.24) pmfs =  $0.9 + 6.9 \ 10^{-6} \ V_p^{1.2}$ . F<sub>r</sub> pour segment racleur à double lèvres (1.25)

avec **pmfs** : pression en bar,  $V_p$  : vitesse du piston en ft/min,  $F_r$ : charge totale sur les segments en Lb

#### I.3.5- Formulation de Barness - Moss (1975)

La pression moyenne effective de frottement est déterminée sur des moteurs à allumage commandé de cylindrée comprise entre 845 et 2000 cm3 en mode entraîné, en faisant varier à chaque fois la vitesse du moteur. La pmr proposée par Barness et Moss [10] est la suivante:

$$pmr = 0.97 + 0.15 (N / 1000) + 0.05 (N / 1000)^2$$
(1.26)

avec pmr : pression en bar, N : vitesse de rotation du vilebrequin en tr/min

La pmr contient un terme indépendant de la vitesse (lubrification mixte), un terme variant proportionnellement à la vitesse (lubrification hydrodynamique), et un terme variant avec le carré de la vitesse ( terme de pompage).

#### I.3.6- Formulation de Winterbonne et Tennant (1981):

Winterbonne et Tennant [7] réalisent des essais sur un moteur Diesel à six cylindres en mode entraîné. Ils expriment le frottement global en fonction de la vitesse du moteur et de la pression. La pmf est exprimée par la relation suivante :

$$pmf = 0.061 + 0.294 \text{ N} / 1000 + 0.016 \text{ } p_{max}$$
(1.27)

avec **pmf** et  $p_{max}$ : pressions en bar, N : vitesse de rotation du moteur en tr/min.

Winterbonne et Tennant ont aussi exprimé la pmf à partir du travail moteur Wi, du travail effectif We, et du travail des forces d'inertie  $W_{ir}$  évalués en moyenne au cours du cycle. Le travail de frottement est alors donné par la relation suivante

$$Wf = Wi - We - Wir$$
(1.28)

avec  $W_{ir} = I_V \int dN / dt (I_v, moment d'inertie des organes du moteur en mouvement de rotation)$ 

#### I.3.7- Formulation de Furuhama (1983)

Furuhama [5] a utilisé un moteur Diesel en mode entraîné (plus précisément la méthode par déshabillage) pour évaluer pour la première fois, les pertes par frottement en fonction des paramètres adimensionnels du moteur et des segments, et de la viscosité du lubrifiant. La pmf est donnée par :

$$pmf = C1 \ (\mu N)^{0.6} \ (R_s)^{0.6} \ \Sigma \ (R_b \ p_{ei})^{0.4}$$
(1.29)

avec **pmf**: pression en bar,  $\mu$ : viscosité dynamique du lubrifiant en Pa.s, N: vitesse de rotation du moteur en tr/min,  $\mathbf{R}_s$ : rapport course /alésage,  $\mathbf{R}_b$ : rapport épaisseur axiale du segment / alésage,  $\mathbf{p}_{ei}$ : pression d'élasticité du segment (i) en bar.

Pour un moteur donné (R<sub>s</sub>, R<sub>b</sub>, pei, constants) la pmf s'exprime alors par :

$$pmf = C2 (\mu N)^{0.6}$$
(1.30)

Cependant, il faut noter que la formulation de Furuhama admet que le film d'huile n'est jamais rompu au cours du fonctionnement du moteur.

#### I.3.8- Formulation de Yokooku et al (1984)

Yokooku et al [21] analysent les frottements sur un moteur Diesel en mode entraîné. Ils s'intéressent particulièrement au frottement du piston pmf\* qu'ils décomposent en frottement pmfs dans les segments (60%), et pmfj dans la jupe (40%).

$$pmf^* = pmfs + pmfj$$
 (1.31)

$$pmfs = (0.023 + 0.03 V_p) F_r$$
(1.32)

$$pmfj = 0.040 + 0.15 V_p$$
(1.33)

avec **pmfp**, **pmfs**, **pmfj** : pressions en bars,  $V_p$  : vitesse des segments en m/s,  $F_r$  : tension totale des segments en N.

Yokooku et al notent aussi que le frottement de la jupe est influencé par le jeu pistonchemise "J" proportionnellement à " J  $^{0.25}$  ".

#### I.3.9- Formulation Rhodes et Parker (1984)

Comme Furuhama, Rhodes et Parker [6] ont considéré que la lubrification de la jupe est hydrodynamique. Cependant leur hypothèse est admissible dans la mesure où il

ne s'intéresse qu'à la méthode "Aeconoguide" qui consiste à réduire le frottement en agissant sur les dimensions et l'état de surface de la jupe. Les pertes par frottement de la jupe sont donnée par :

$$pmfj = C_j D^{-2} (F_j \mu V_p L_j)^{0.5}$$
(1.34)

avec D: diamètre du piston,  $F_j$ : force diamétrale sur la jupe,  $\mu$ : viscosité dynamique de l'huile,  $V_p$ : vitesse du piston,  $L_j$ : longueur de la jupe, C :constante.

#### I.3.10- Formulation de Guichaoua et al (1984)

Guichaoua et al [8] ont utilisé la technique de la chemise flottante qui sera décrite plus loin (II.1.1) pour déterminer l'effort de frottement instantané F\* de l'ensemble piston-chemise. L'intégration de ce dernier au cours du cycle permet de déterminer la pression moyenne effective (pmf\*) correspondante.

$$pmf^* = \frac{1}{V_c} \int F^* dx$$
 (1.35)

avec V<sub>c</sub>: cylindrée, dx: déplacement élémentaire du piston.

Les essais réalisés sans combustion sur un moteur diesel à injection directe leur ont permis de formuler la pmf\* en cherchant l'analogie avec un patin en régime hydrodynamique pour lequel l'effort de frottement est annoncé proportionnel à la vitesse N portée à une puissance comprise entre 0.33 et 0.5 selon les auteurs. Ils ont proposé une relation avec une puissance de N égale à 0.29 :

$$pmf^* = 0.06 N^{0.29}$$
(1.36)

avec **pmf\*** : pression en bar, N : vitesse de rotation du vilebrequin.en tr/min.

Ils ont également proposé une relation légèrement parabolique analogue à celle de Winterbonne [1], qui donne entre 500 et 2000 tr/min la pmf\* piston- chemise et la pmf totale pour tout le moteur par les relations suivantes :

$$pmf^* = 0.24 + 0.29. \ 10^{-3} \ N - 0,07.10^{-6} \ N^2$$
(1.37)

$$pmf = 1.03 + 0.62. \ 10^{-3} \ N - 0.11.10^{-6} \ N^2$$
(1.38)

Le fait que la pente de ces courbes diminue quand le régime augmente est relié à l'évolution du frottement d'organes assimilables à des patins hydrodynamiques ainsi qu'à celle de l'équilibre entre apports hydrodynamique et limite. Ils notent cependant que cette tendance s'inverse au delà de 3000 tr/min

.

#### Chapitre II

### ETUDE DU FROTTEMENT INSTANTANE

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

L'inventaire des principales méthodes de mesure et des formulations connues du frottement piston - chemise nous permet de choisir d'une part la méthode de mesure nécessitant le minimum de modification du moteur, et d'autre part un modèle de base permettant d'évaluer l'énergie générée par le frottement piston - chemise.

### II 1- Méthodes de mesure du frottement instantané

Les différentes méthodes de mesure du frottement instantané sont basées soit sur la mesure des efforts exercés sur la chemise (chemise flottante, double chemise ), soit sur la mesure des efforts sur la bielle (mesure directe, méthode des huit phases ), soit sur le bilan de l'équipage mobile (méthode  $p.\omega$ ).

## II.1.1- Mesure du frottement instantané piston-chemise par la méthode de la chemise flottante:

Cette méthode consiste à interposer des capteurs d'efforts entre le bloc moteur et la chemise et à libérer cette dernière, normalement comprimée ou pincée entre le bloc et la culasse, figure {2.1 a}. La force mesurée agissant sur la chemise est la force de frottement. Cette méthode est utilisée pour la première fois par Stantan [22], améliorée Par

Forbes et Taylor [23] et reprise par Furuhama et al [3] [5]. Elle est très intéressante si sa mise en œuvre permet de conserver une combustion et un champ de température normaux dans des plages de régime et de charge réalistes [8]. Elle s'avère cependant très délicate à maîtriser dans ces conditions, mais présente un certain intérêt en fonctionnement entraîné [24]. En effet la force de frottement, très faible par rapport à celle causée par les gaz de combustion entraîne un déplacement vertical maximal de la chemise de l'ordre de 1 à 2  $\mu$ m tandis que la dilatation de la culasse est dix fois plus importante et celle du bloc de quelques microns. Cependant plusieurs solutions ont été envisagées:

- supprimer les efforts des gaz de combustion sur la chemise sans affecter la force de combustion en découplant la liaison culasse - chemise par la suppression du joint de culasse et la mise en place d'un dispositif d'étanchéité au gaz de combustion et à l'eau de refroidissement. Cette solution doit affecter le moins possible la chambre de combustion et consiste à la mise en place de joints toriques, de soufflets métalliques ou de diaphragmes.

- limiter la déformation de la culasse et de la partie supérieure du bloc due à la mise en pression des gaz et assurer un bon guidage de la chemise par un système qui résiste aux efforts normaux liés à la cinématique du système bielle manivelle et particulièrement aux à coups du piston.



Figure 2.1: Force de frottement piston - chemise en fonction de l'angle de vilebrequin, obtenue par la méthode de la chemise flottante [3] [5]

En conclusion, bien que cette méthode soit généralement très employée surtout en mode entraîné, elle nécessite des modifications importantes dans le moteur en particulier pour la tête du piston. De plus les capteurs de mesure à quartz ne permettant pas de connaître les points où l'effort s'annule, la référence des forces de frottement est discutable. L'allure des courbes obtenues par cette méthode est donnée par la figure {2.1b}. Généralement deux solutions sont retenues:

- la première consiste à supposer que la force de frottement s'annule aux points morts, mais on est confronté à une grande imprécision dûe au fait que les pentes du signal sont trop raides à ces endroits. Cependant, compte tenu des efforts d'inertie, de pression des gaz et du mouvement propre des segments rien n'interdit de penser que des efforts s'exercent sur la chemise aux points de vitesse nulle.

- la deuxième, admise par Furuhama et la plupart de ceux qui utilisent cette méthode, fait l'hypothèse d'un effort de frottement maximum identique en valeur absolue sur la course d'admission et d'échappement, ce qui revient à positionner l'axe des x au milieu de  $\Delta$ Fo. Cependant, cette hypothèse doit être prise avec une certaine réserve compte tenu du fait que les conditions de la lubrification en admission et échappement ne sont pas identiques.

## II.1.2 Mesure du frottement instantané piston-chemise par la méthode de la double chemise ou "Fixed Sleeve Method ":

Cette méthode développée par Ku et Patterson [25], consiste à fixer à l'extérieur de la chemise du moteur une seconde "chem<u>ise" de forme spéciale équipée de jauges de</u>

contrainte, figure  $\{2.2\}$ . La force mesurée par les jauges de contrainte englobe le frot-tement piston-chemise et l'effort des gaz de combustion. Ce dernier peut être déduit de la mesure de la pression instantanée des gaz de combustion et de la surface d'application. Cette méthode fournit des mesures plus précises, sans vibrations et sans aucune modification de la culasse (hormis la mise en place d'un capteur de pression). Cependant elle exige une modification du bloc pour permettre la mise en place de la "chemise" associée et convient mieux aux moteurs non refroidis par eau



Figure 2.2 : Schéma du dispositif pour la mesure de la force de frottement piston chemise en fonction de l'angle du vilebrequin par la méthode de la deuxième chemise [25]

# II.1.3- Mesure du frottement instantané piston - chemise par la mesure de la contrainte sur la bielle

Cette méthode est utilisée pour la première fois par Uras et Patterson [24] [26] sous l'appellation " instantaneous indicated mean effective pressure" (IIMEP) est encore appelée "méthode par mesure de la contrainte sur la bielle". Elle consiste à déterminer l'effort de frottement grâce au bilan des forces agissant axialement sur le piston. Ces forces sont la force des gaz de combustion,  $F_g$ ; la force d'inertie,  $F_i$ ; et la force de frottement,  $F_f$ .

La détermination de la force de frottement nécessite par conséquent la mesure de la pression instantané des gaz de combustion et de la contrainte sur la bielle ainsi que le calcul des forces d'inertie. Les efforts sur la bielle sont déterminés grâce à une jauge de contrainte placée à un tiers (1/3) du pied de bielle figure  $\{2.3 a\}$ .



Figure 2.3: Forces de frottement piston - chemise obtenues par la méthode de la contrainte sur la bielle à N = 1000 tr/min [24] [26]

La tension en sortie de la jauge Eg est donnée par:

$$E_{g} = C_{tf} [1 + C_{4} (T_{t} - T_{f})] [(1/\cos \alpha) + C_{3} \sin \alpha] [F_{p} + F_{i} + F_{f}]$$
(2.1)

La force d'inertie est donnée par:

$$F_i = M_A \ddot{x} + F^n \cos \alpha \tag{2.2}$$

avec 
$$F^{n} = \int_{-L_{a}}^{1} A_{r} d_{r} \left( x \cos \alpha - r \alpha \right)$$
 (2.3)

avec: Eg: tension en sortie de la jauge de contrainte,  $C_{tf}$ : facteur de conversion en force,  $C_3, C_4$ : facteur de correction,  $T_t, T_f$ : température de test et de référence,  $M_A$ : masse de l'ensemble piston, axe, segment,  $\ddot{x}$ : accélération du piston,  $F^n$ : force d'inertie de la bielle,  $A_r$ : section droite de la bielle, **dr**: épaisseur de l'élément de bielle,  $\alpha$ : angle de la bielle avec l'axe de piston.

L'allure des courbe est donnée par la figure {2.3 b}.

Les inconvénients de cette méthode résident dans la difficulté de sa mise en œuvre, dans l'étalonnage de la jauge de contrainte, et dans l'imprécision des résultats causée par les vibrations [27]. Elle convient mieux en mode entraîné.

## II.1.4 - Mesure du frottement instantané piston-chemise par la méthode dite à " huit phases"

Cette méthode mise au point par Goto et al [28], consiste encore à déterminer la force de frottement à partir d'un bilan des forces sur la bielle en supprimant l'effet des forces d'inertie et des gaz de combustion. La force exercée par la bielle sur le piston est également mesurée grâce à une jauge de contrainte placée sur la bielle. La méthode "huit phases" consiste alors grâce à un arbre à cames spécial à fermer les soupapes d'admission et d'échappement du premier cylindre après un cycle normal de 0 à 720°, figure {2.4}. Le gaz emprisonné subit ensuite une compression et une détente de 720 à 1080°. L'aire hachurée montre les phases où le frottement est calculé.



Figure 2.4 Détermination des forces de frottement piston - chemise en fonction de l'angle de vilebrequin par la méthode dite à "huit phases " [28]

La force  $F_b(\theta)$  exercée par la bielle sur le piston et mesurée par la jauge de contrainte s'écrit pour le point A (défini par l'angle  $\theta \in 0, \pi$ ) en utilisant la loi fondamentale de la dynamique (équation A.19) en projection sur l'axe du cylindre.

$$F_{b}(\theta) = F_{g}(\theta) + F_{i}(\theta) + F_{f}(\theta) + F_{m}$$
(2.4 a)

avec:  $F_g(\theta)$ ,  $F_1(\theta)$ ,  $F_f(\theta)$ ,  $F_m$ : forces dues respectivement à la pression des gaz, à l'inertie des organes en mouvement (piston+axe +segments), au frottement, et à la masse de piston.

Pour le point B (défini par l'angle  $2\pi$ - $\theta$ ), cette force F<sub>b</sub> a la même forme algébrique:

$$F_{b}(2\pi - \theta) = F_{g}(2\pi - \theta) + F_{i}(2\pi - \theta) + F_{f}(2\pi - \theta) + F_{m}$$
(2.4 b)

En écrivant les forces résultantes sur la bielle pour deux points A et B on a :

$$F_{b}(\theta) - F_{b}(2\pi - \theta) = F_{i}(\theta) - F_{i}(2\pi - \theta) + F_{g}(\theta) - F_{g}(2\pi - \theta) + F_{f}(\theta) - F_{f}(2\pi - \theta)$$
(2.5)

Compte tenu de la symétrie des forces de pression, d'inertie et de frottement, on a:

$$F_{i}(\theta) = F_{i}(2\pi - \theta), \qquad (2.6 a)$$

$$F_{g}(\theta) = F_{g}(2\pi - \theta), \qquad (2.6 b)$$

$$F_{f}(\theta) = -F_{f}(2\pi - \theta), \qquad (2.6 c)$$

l'équation (2.5) donne :

$$F_{f}(\theta) = 0.5 [F_{b}(\theta) - F_{b}(2\pi - \theta)]$$
(2.7)

Cette méthode, outre les inconvénients dus à la mesure de la force sur la bielle, nécessite un arbre à cames de forme particulière. De plus la symétrie des forces d'inertie, de frottement et de pression n'est pas exactement vérifiée. On doit enfin tenir compte de l'atténuation de la pression des gaz de combustion au cours des phases (5 et 6), ce qui complique encore la forme de  $F_f(\theta)$ 

### II.1.5 - Mesure du frottement instantané piston-chemise par la méthode dite "pression-vitesse de rotation" ou méthode "P - ω"

Cette méthode indirecte due à Rezeka et Henein [29] est basée sur l'analyse des variations instantanées de la vitesse angulaire du vilebrequin résultant de la combinaison des forces de pression crées par les gaz de combustion, de l'inertie des pièces en mouvement, du frottement total et de la charge. Le couple de frottement total regroupe le frottement piston - chemise, l'entraînement de la chaîne cinématique jusqu'au vilebrequin et l'entraînement des organes (distribution et pompes). L'etude dynamique du mouvement de l'équipage mobile, détaillée dans l'annexe 1, fournit l'expression analytique du couple

de frottement total, équation (A 47), pour un monocylindre, figure {2.5 a}. On note cependant que les auteurs négligent le couple résiduel de la bielle, ce qui donne:

$$M_{ft}(\theta) = R K(\theta) \left[ P_{g}(\theta) S + M_{A}g - M_{A} \left( R K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + R\omega^{2} \cdot \frac{dK(\theta)}{d\theta} \right) \right] - \left( m_{B} \cdot R^{2} + I_{v} \right) \frac{d\omega}{dt} - M_{ch}(\theta)$$
(2.8)

où le module de transformation  $K(\theta)$  est donné par l'équation (A 12)

$$K(\theta) = \sin \theta + \frac{\binom{R}{L}\sin(2\theta)}{2\sqrt{1-\left[\binom{R}{L}\sin(\theta)\right]^2}}$$
(2.9)

avec R: rayon de manivelle, L: longueur de la bielle,  $p_g$ : Pression des gaz de la chambre de combustion, S: surface du piston,  $M_A$ : masse des organes en mouvement alternatif,  $m_b$ : masse de la tête de bielle,  $I_v$ : moment d'inertie du vilebrequin,  $\omega$ : vitesse de rotation angulaire du vilebrequin,  $M_{ch}(\theta)$ : couple dû à la charge entraînée.

On constate d'après l'expression (2.8) que pour déterminer expérimentalement le couple instantané et par suite l'énergie générée par le frottement, il est nécessaire de disposer:

- d'un capteur de pression permettant de connaître l'évolution de la pression des gaz de combustion au cours du temps,

- d'un capteur de proximité (magnétique ou à courants de Foucault) placé devant la cible constituée par la denture du volant. Ce système permet de mesurer la durée de passage entre deux dents du volant et d'en déduire la vitesse et l'accélération angulaire instantanées,

- d'une électronique appropriée permettant l'acquisition des données,
- des caractéristiques mécaniques (masses et inerties) des pièces en mouvement,
- d'un système informatique pour le traitement des résultats,
- d'un couplemètre instantané si l'on veut connaître le frottement du moteur chargé.

L'allure du couple de frottement total obtenu par la méthode P- $\omega$  [29] pour un moteur monocylindre " à vide " à N= 1000 tr/min est donnée par la figure {2.5 b }

**Remarque**: L'avantage majeur de cette méthode et de n'exiger aucune modification du moteur: Elle nécessite seulement la mise en place d'un capteur de pression dans la culasse, d'un capteur de proximité devant la denture du volant d'un moteur bien équilibré et un équipement électronique adapté à l'acquisition des informations. Cependant, le couple total mesuré englobe le couple de frottement nécessaire à l'entraînement des organes.



Figure 2.5 Détermination des couples de frottement piston - chemise en fonction de l'angle de vilebrequin par la méthode "  $P \omega$ " [29]

#### II.2- Formulation du frottement instantané piston-chemise

Deux classes de formulation existent basées, la première sur la résolution de l'équation de Reynolds en lubrification hydrodynamique ou mixte, la seconde sur une approche indirecte à partir du frottement total dans l'unité cylindre.

#### **II.2.1-** Définitions

La force de frottement est définie comme la résistance qui s'oppose au mouvement relatif de deux pièces ou organes mis en contact. Ces éléments sont soit en contact solide solide direct c'est le frottement sec, soit soit en contact solide - solide avec interposition de films réactionnels, c'est la lubrification limite ou bien ils sont totalement séparés par un film de lubrifiant visqueux c'est la lubrification hydrodynamique ou élastohydrodynamique si la déformation des massifs n'est pas négligeable, ou bien enfin ils sont séparés partiellement par un film de lubrifiant visqueux c'est le régime hydrodynamique ou élastohydrodynamique mixtes. Les différents modes de lubrification sont habituellement représentés par le diagramme de Stribeck, figure {2.6} [10] [30], qui exprime le cœfficient de frottement en fonction de la vitesse relative.



Figure 2.6: Courbe de Stribeck [10]

La lubrification hydrodynamique est favorisée par des faibles charges unitaires, une vitesse relative de déplacement et une viscosité élevées. Les pertes par frottement sont relativement faibles. Elles sont dues au cisaillement visqueux dans le film d'huile. Les forces de frottement et les pertes correspondant augmentent avec la vitesse

La lubrification limite est favorisé par des charges unitaires très élevées et une faible viscosité ou un débit de lubrifiant insuffisant. Les pertes par frottement sont très importantes.

La lubrification mixte est comprise entre entre les deux modes de lubrification hydrodynamique et limite.

La lubrification élastohydrodynamique est caractérisée par une forte charge unitaire due à un contact ponctuel ou linéaire. La déformation élastique des massifs créée par ces fortes charges produit une surface de contact faible et un mince film peut alors être créé dans cette zone en présence de lubrifiant visqueux. La lubrification élastohydrodynamique diffère de la lubrification hydrodynamique par le fait que les pertes par frottement sont généralement élevées. Ces pertes croissent avec la diminution de la vitesse [31] et sont influencées par de nombreux paramètres, notamment la viscosité du lubrifiant.

### II.2.2- Mise en évidence de l'existence du frottement mixte dans l'ensemble piston-chemise

Plusieurs auteurs ont mis en évidence l'existence de la lubrification mixte des segments.

Ainsi des 1924 Tichbein, Hawkes et Hardy, Stantan [32] ont tous montré l'existence de la lubrification mixte mais à des niveaux différents. Forbes, Livengood, Leary [32] ont déjà exprimé un doute quant à la lubrification seulement hydrodynamique des segments dans toutes les conditions de fonctionnement du moteur. Poppinga [2] utilisant la mesure de la résistance de contact segments- chemise, ainsi que Courtney, Pratt, Tudor [2] ont tous mis en évidence le contact métal-métal surtout au voisinage du PMH fin de compression. Taylor [32] en se basant sur le fait que le frottement augmente avec la pression soupçonne déjà les zones où le piston opère en lubrification partielle. Wing et Sauders [2] ont étudié les variations rapides de l'épaisseur du film d'huile en adoptant une mesure indirecte des jeux diamétraux piston-chemise. Ils observent l'existence d'une épaisseur minimale du film d'huile au PMH.

En 1957 - Eilon et Sauders [32], ont mis aussi en évidence expérimentalement la rupture du film d'huile. Ils concluent que la lubrification du piston est hydrodynamique dans les conditions normales et l'augmentation brutale de l'usure observée pour certaines viscosités critiques peut être attribuée à l'instauration de la lubrification mixte. Cependant l'huile utilisée diffère beaucoup de celle qu'on trouve actuellement sur les moteurs modernes

En 1959 - Furuhama [34] remarque l'insuffisance de la lubrification hydrostatique qui ne peut expliquer une lubrification partielle des segments au PMH qui possèdent dans cette position une vitesse nulle et par conséquent une épaisseur de film nulle. Cependant il postule seulement une lubrification hydrodynamique du segment grâce à la formation d'un coin d'huile et un cisaillement de ce film

En 1961 - Rogowski [35] a mesuré la force de frottement piston-chemise grâce à un dispositif spécial proche de la méthode de la chemise flottante. Il constate que cette force devient importante durant la phase de compression et de détente et discontinue au voisinage du PMH et PMB. Il explique cette discontinuité par le contact métal-métal entre le segment et la chemise.

En 1972 Streenath et Vankastech [33], en mettant une jauge capacitive au niveau du premier segment, constatent quand il est au PMH une chute de l'épaisseur du film d'huile. Ils développent un modèle basé sur la théorie hydrodynamique de

Furuhama, mais les résultats théoriques obtenus sont différents de ceux donnés par l'expérience et par d'autres chercheurs qui considèrent une rupture du film d'huile au voisinage du PMH.

En 1974- Hamilton et Moore [36] mesurent la résistance électrique du film d'huile entre le segment et la chemise grâce à des jauges capacitives afin d'évaluer son épaisseur. Les épaisseurs mesurées varient de 0.4 à 2.5  $\mu$ m. Bien qu'ils concluent que la lubrification reste toujours hydrodynamique à cause des valeurs de l'épaisseur du film d'huile, ils n'excluent pas la possibilité d'un contact métal-métal car les jauges sont assez éloignées des PMH et PMB.

En 1975 Brown et Hamilton [37] ont mesuré parallèlement la distribution de pression dans le film d'huile et l'épaisseur du film au voisinage du PMH grâce à des capteurs de proximité capacitifs. Ils ont démontré la lubrification partielle des segments au voisinage des PMH et PMB

En 1978- Allen et al [38] étudient l'influence de l'inclinaison et de la torsion des segments sur l'épaisseur du film d'huile. A partir des valeurs mesurées de l'épaisseur du film d'huile au voisinage du PMH, inférieures à  $0.25 \mu m$ , ils affirment l'existence d'un contact métal - métal dans ces zones. Dans la même année, Moore et Hamilton [39] effectuant des mesures de film d'huile sur un monocylindre ont mis en évidence le désaccord entre les résultats expérimentaux et la théorie classique qui suppose une lubrification hydrodynamique du segment durant tout le cycle. Ces observations ont conduit Patir et Cheng [40] à développer un modèle de lubrification mixte en montrant l'effet de la rugosité de surface dans un contact partiellement lubrifié du segment.

En 1978 Furuhama et al [3] considèrent toujours la lubrification hydrodynamique des segments. Cependant l'amélioration de leur dispositif expérimental leur a permis de montrer que les forces de frottement mesurées sont très importantes dans la deuxième moitié de la phase de compression et la première moitié de la phase de détente. L'augmentation importante de la force de frottement quand le piston est au voisinage du PMH les a entraîné à ne pas douter de l'existence d'un contact métal- métal entre le segment et la chemise dans ces zones.

En 1980 Moore et Hamilton [41] montrent expérimentalement la rupture du film d'huile au voisinage du PMH sur un moteur Diesel suralimenté. Ils postulent qu'un contact métal-métal est possible si le film d'huile est inférieur à 1µm. La même année Rohde [42] développe un modèle de lubrification mixte des segments en calculant les épaisseurs du film d'huile en tenant compte du cisaillement dans le film et dans les

aspérités de surface. Les valeurs de l'épaisseur de film d'huile trouvées sont inférieures à 1 μm au voisinage du PMH.

En 1982 Parker et Adams [43], en mettant dans la chemise des capteurs  $10^{\circ}$  avant et après le PMH ainsi que des capteurs miniaturisés dans chaque segment, montrent que l'augmentation de la charge diminue l'épaisseur du film d'huile. Cependant ils postulent que la lubrification mixte du segment ne peut exister que pour des épaisseurs de film d'huile voisines ou inférieures à 0.5  $\mu$ m.La même année **Richez et al** [44] réalisent des essais sur un moteur entraîné.et montrent que le frottement augmente avec la température c'est à dire avec la diminution de la viscosité. La mesure des amplitudes des rugosités (2 à 4  $\mu$ m) et des épaisseurs de film d'huile (0.5 à 10  $\mu$ m) leur a permis de mettre en évidence l'existence d'une zone de contact métal-métal au voisinage du PMH.

En 1983 Shin et al [45] mesurent l'épaisseur du film d'huile par la méthode des jauges capacitives. Les valeurs faibles des épaisseurs du film d'huile par rapport à celles prédites par une lubrification hydrodynamique les conduit à affirmer l'existence d'une lubrification mixte au voisinage du PMH.

En 1983, 1985 et 1987 Uras et Patterson [24], [26], [46] mesurent la force de frottement piston-chemise par la méthode IIMEP. La force de frottement mesurée diminue avec l'augmentation de la vitesse du piston. Cette force de frottement devient également importante au voisinage du PMH et PMB, indiquant ainsi que le frottement devient mixte dans ces régions.

En 1985 Pandazaras et al [2], grâce aux observations déduites de leurs mesures du frottement piston-chemise, développent un modèle de frottement incluant la lubrification mixte des segments au PMH.

En 1987 Oh et al [47] développent un modèle tridimensionnel de la lubrification de la jupe en incluant les effets thermiques, les efforts radiaux, les jeux de fonctionnement, la flexibilité etc. Ils concluent que la forme optimale de la jupe ne peut être obtenue que grâce à une étude couplant les effets thermiques et élastohydrodynamiques.

En 1989 Miltios et al [48] développent un modèle de lubrification mixte du piston. Il détermine la force de frottement et la comparent avec les résultats expérimentaux déduits de la méthode IMEP. Ils montrent que les calculs coincident avec l'expérience, sauf aux alentours de 30° après le PMH où leur modèle s'approche plutôt des mesures faites selon la méthode de la chemise flottante initiée par Furuhama. Ils concluent

également que le frottement mixte existe au voisinage du PMH début détente, car la diminution de la vitesse du vilebrequin s'accompagne d'une augmentation des forces de frottement

En 1990 Myers et al [49] installent des jauges capacitives et des thermocouples de surface pour étudier l'influence de différents paramètres sur le film d'huile au voisinage du PMH. Ils étudient le frottement au démarrage et constate ainsi la rupture du film d'huile qui entraîne le contact métal-métal.

En 1991 Zhou Quan Bao [50] modélise le frottement segment-chemise et insiste sur la prise en compte de l'effet de la rugosité des surfaces, donc du frottement mixte lors de toute étude sur le frottement segment-chemise.

En 1992 Taylor [30] dans un article de synthèse analyse le frottement pistonchemise dans le moteur et met en relief la part importante de la lubrification mixte dans le frottement piston- chemise.

**Conclusion**: Il ressort de cette analyse que l'existence du frottement mixte entre les segments et la chemise au voisinage du PMH ne fait aucun doute et qu'on doit tenir compte de ce mode de frottement dans toute modélisation fine du frottement pistonchemise

On notera également que les diverses formulations sont toutes basées sur la résolution de l'équation de Reynolds ou de celle de Cheng

#### II.2.3- Formulation de Furuhama et al

Les expériences réalisées par Furuhama [3][51] sur les moteurs entraînés et en marche normale l'ont conduit à affirmer que le principal mode de lubrification piston - chemise est de type hydrodynamique. L'équation de Reynolds dans ces conditions s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \cdot V_p \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t}$$
(2.10)

avec h: épaisseur du film d'huile,  $\mu$ : viscosité dynamique du lubrifiant, p: pression hydrodynamique moyenne,  $V_p$ : vitesse du piston et les notations définies sur la figure {2.7}.



Figure 2.7: Distribution de pression dans le film d'huile entre le segment et la jupe [3]

La résolution de cette équation avec les conditions p = 0 pour x=0 et x=B, permet alors de déterminer les distributions de pression et de vitesse dans le film d'huile et par conséquent la charge radiale W rapportée à l'unité de longueur s'exerçant sur les segments, soit:

$$W = 6 \mu V_{p}(t) X - 12 \mu (\partial h / \partial t) . Y$$
(2.11)

avec X et Y: fonctions adimensionnelles connues dépendant de h [3] En se donnant un profil parabolique de l'épaisseur du film d'huile h

$$h = h_1 - \frac{2 \cdot (h_1 - h_2)}{a} x + \frac{(h_1 - h_2)}{a^2} x^2$$
pour la région 1 - 2 (2.12 a)  

$$h = h_2$$
pour la région 2 - 3 (2.12 b)

et en remarquant que la charge radiale W rapportée à l'unité de longueur peut aussi être exprimée en fonction de la pression d'élasticité du segment  $p_{ei}$  et de la pression des gaz de combustion  $p_{g}$ , par l'expression suivante [3]:

$$W = B [ (B'/B) (p_{ei} + p_g)/2 ]$$
(2.13 a)

avec

B = (2/3) B'	pour le segment d'étanchéité,	(2.14 a)
B = (1/2) B'	pour le segment racleur.	(2.14 b)

On peut alors déterminer d'une part l'épaisseur du film d'huile par une méthode itérative [33] ou par intégration numérique [52] et d'autre part la force de frottement par unité de

longueur de segment F<sub>1</sub>, soit:

,

$$F_1 = \mu \cdot V_p(t) T - 6 \mu (\partial h / \partial t) Z$$
(2.15)

avec T et Z fonctions adimensionnelles connues dépendant de h [20]

#### II.2.4- Formulation de Richez et al:

Richez et al [44] introduisent avec Rohde [42] la lubrification mixte des segments et tiennent compte de la rugosité des surfaces. En remarquant que les hauteurs  $\sigma$  des aspérités de surface des segments et de la chemise sont de l'ordre de 2 à 4  $\mu$ m et que l'épaisseur h du film d'huile est de l'ordre de 0,5 à 10  $\mu$ m, ils définissent un facteur  $\lambda$  par le rapport de ces deux paramètres ( $\lambda = h / \sigma$ ) et propose le critère:

 $\lambda \leq 1$  : la lubrification est mixte  $\lambda \geq 1$  : la lubrification est hydrodynamique

La hauteur  $\sigma$  des aspérités de surface est obtenue par mesure expérimentale tandis que l'épaisseur du film d'huile est obtenue soit expérimentalement soit par la résolution de l'équation de Reynolds modifiée, appelée aussi équation de Cheng [40], qui donne également la loi de distribution de pression et de vitesse dans le film d'huile.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12 \ \mu} \ \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{V_p}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial x}$$
(2.16)

$$\Phi_{\rm X} = 1 - 0.9 \exp\left(-0.56 \,{\rm h} \,/\,\sigma\right) \tag{2.17}$$

La force de frottement est déterminée selon le mode de lubrification:

#### **II.2.4.1-Lubrification** hydrodynamique:

La solution de Rohde suppose une fine couche d'huile entre les aspérités de surface. La force de frottement  $F_1$  est donnée par:

$$F_1 = \tau_0 S + \alpha S \cdot p \tag{2.18}$$

avec **p** pression locale moyenne,  $\tau_0$ ,  $\alpha$ : cœfficients de Rohde supposés constants, S: surface apparente de contact.

#### II.2.4.2-Lubrification mixte:

La force de frottement F<sub>2</sub> est déterminée par:

$$F_2 = \tau_0 A_c + \alpha Wc \tag{2.19}$$

La surface réelle de contact Ac est donnée par:

Ac = 
$$\pi^2 (\eta, \beta, \sigma')^2 S F_2(d / \sigma')$$
 (2.20)

et la charge Wc portée par les aspérités est donnée par:

$$W_{c} = 16 \sqrt{\frac{2}{15}} \pi \left( \eta \beta \sigma' \right)^{2} E' \sqrt{\frac{\sigma'}{\beta}} S F_{\frac{5}{2}} \left( \frac{d}{\sigma'} \right)$$
(2.21)

avec  $\eta$ : densité des aspérités,(m<sup>-2</sup>),  $\beta$ : rayon de courbure des aspérités (m),  $\sigma$ ': déviation standard des hauteurs des pics, E': module de Young (Pa), d: distance séparant les surfaces frottantes (m), F<sub>2</sub> (d/ $\sigma$ ') et F<sub>5/2</sub> (d /  $\sigma$ ') fonction de (d/ $\sigma$ ') définies par Rohde [42].

Les valeurs numériques adoptées par plusieurs auteurs [2] [42] [50] sont les suivantes:  $\eta.\beta.\sigma' = 0.05$ ,  $\sigma'/\beta = 10^{-4}$ , E' =1,11 10<sup>11</sup> Pa,  $\alpha = 0,17$ ,  $\tau_0 = 2$ . 10<sup>6</sup> Pa, et les fonctions F<sub>2</sub> (d /  $\sigma'$ ) et F<sub>5/2</sub> (d /  $\sigma'$ ) varient suivant les valeurs du rapport (d /  $\sigma'$ ) entre deux valeurs limites égales à 3.5 et 4.

#### II.2.5 Formulation de Rezeka et Henein:

La formulation de Rezeka et al [29] est basée sur l'hypothèse de deux modes de lubrification entre le segment et la chemise, hydrodynamique dans les parties de la course où la vitesse du piston est élevée et les charges sur les segments sont faibles et par conséquent le film d'huile est établi [42] [45] [52], et mixte au voisinage des points morts haut détente par suite des fortes charges pouvant conduire à la rupture du film d'huile. Cette hypothèse est confirmée par plusieurs chercheurs grâce à des méthodes de mesure de l'épaisseur du film d'huile [36] [45] [49].[53] Ces expériences montrent que le frottement mixte concerne particulièrement le segment coup de feu, tandis que le frottement reste hydrodynamique pour le racleur [52].

#### II.2.5.1- Hypothèses de Rezeka et Henein:

1-Le régime de lubrification des segments est mixte pour les fortes charges, c'est à

dire au cours de la deuxième moitié de la phase de compression et de la première moitié de la phase de détente et il est hydrodynamique durant le reste du cycle.

2- La lubrification de la jupe est hydrodynamique durant tout le cycle. L'épaisseur du film d'huile est supposée constante et égale au jeu de fonctionnement jupe - chemise.

3- Les segments se comportent du point de vue frottement comme si chaque piston possède durant la période de lubrification mixte un nombre de segments égal à Ne segments d'étanchéité, et dans la période de lubrification hydrodynamique un nombre égal à (N<sub>r</sub>+0.4 Ne) segments racleurs; N<sub>e</sub> et N<sub>r</sub> étant respectivement le nombre de segments d'étanchéité et de segments racleurs portés réellement par le piston. Les hauteurs des segments sont prises égales à celle du segment racleur si le mode de lubrification des seg-ments est hydrodynamique et à celle du segment d'étanchéité si la lubrification est mixte.

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

A partir de ces hypothèses, les équations correspondants aux deux modes de frottement développés dans l'annexe 2, fournissent les résultats suivants.

#### II.2.5.2- Frottement segments -chemise:

La formulation du frottement dépend du mode de lubrification:

#### a - la lubrification du segment est hydrodynamique:

Le couple de frottement transmis au vilebrequin s'écrit conformément à l'équation (A 55 a ):

$$M_1(\theta) = a_1 \left[ \left( p_g(\theta) + p_{e3} \right) E_{a3} \mu V_p(\theta) \right]^{0.5} D_1 \left( N_r + 0.4 N_e \right) R K(\theta)$$
(2.22)

avec  $a_1$ : cœfficient expérimental,  $p_g(\theta)$ : pression des gaz de combustion,  $p_{e3}$ : pression d'élasticité du racleur,  $E_{a3}$ : épaisseur axiale du segment racleur,  $\mu$ : viscosité dynamique de l'huile,  $V_p(\theta)$ : vitesse du piston, D: diamètre du piston, R: rayon de manivelle,  $N_e$ : nombre de segments d'étanchéité,  $N_r$ : nombre de segments racleurs,  $K(\theta)$ : facteur de transformation.

#### b- la lubrification du segment est mixte:

Le couple de frottement transmis au vilebrequin s'écrit conformément à l'équation (A 63 a)

$$M_{2}(\theta) = a_{2} [1 - |\sin(\theta)|] [p_{g}(\theta) + p_{e1}] \pi D E_{a1} N_{e} R K(\theta)$$
(2.23)

avec  $a_2$ : cœfficient expérimental,  $p_{e1}$ : pression d'élasticité du segment d'étanchéité,  $N_e$ : nombre de segments d'étanchéité,  $E_{a1}$ : épaisseur axiale du segment d'étanchéité.

### II.2.5.3.Frottement jupe-chemise

La lubrification étant toujours hydrodynamique, le couple de frottement transmis au vilebrequin s'écrit conformément à l'équation (A 66 a )

$$M_{3}(\theta) = a_{3} \cdot [\mu \cdot V_{p}(\theta) / h_{J}] \pi D L_{J} R K (\theta)$$
(2.24)

avec  $a_3$ : cœfficient expérimental,  $h_J$ : épaisseur du film d'huile,  $L_J$ : longueur de la jupe.

#### II.3- Conclusion sur la première partie

Relativement au frottement global moyen, tableaux (2.1 et 2.2), cinq méthodes expérimentales et dix lois de corrélation donnant la pmf, sont présentées et discutées.

Les méthodes de mesures sont appliquées soit sur des moteurs sans combustion (méthode du moteur entraîné et de "deshabillage"), ou déséquilibrés thermiquement (méthode de morse), soit dans des plages limitées de vitesses et de charge (méthode directe) ou difficilement extrapolables (méthode de Willans). Les résultats doivent donc être soigneusement interprétés en tenant compte des conditions de mise en œuvre.

Les nombreuses formulations du frottement global sont déterminées à partir de résultats obtenus sur des moteurs de technologie le plus souvent ancienne et n'intégrant pas les progrés réalisés sur les huiles de lubrification, les additifs et les matériaux.

En résumé, les méthodes expérimentales et les formulations empiriques du frottement donnent une valeur moyenne temporelle approchée de l'énergie perdue sans décrire son évolution au cours du cycle. On notera également que mise à part la méthode de "deshabillage", les méthodes de mesure ne donnent aucune indication sur la contribution propre à chaque élèment dans le frottement global.

Sur le frottement instantané global, tableaux (2.3 et 2.4), cinq méthodes de mesures, sont présentées et discutées, mais seulement trois formulations du frottement instantané existent dans la littérature. Les méthodes de mesure du frottement instantané sont toutes basées sur l'étude de l'équilibre dynamique du système bielle-manivelle. Les premières mesures ont été réalisées directement sur la chemise (chemise flottante, double chemise). La difficulté d'avoir une mesure précise sur un moteur avec combustion et champ de température normal, sans modification importante du moteur, a conduit les chercheurs à établir le bilan des efforts sur le piston (mesure de la contrainte de la bielle), puis sur la bielle (méthode des huit phases), et enfin sur le vilebrequin (méthode p- $\omega$ ). C'est cette dernière méthode que nous avons retenue. Les forces de frottement sont déterminées, soit directement à partir de la résolution de l'équation de Reynolds (lubrification hydrodynamique), ou de l'équation de Cheng (lubrification mixte), soit indirectement par identification de facteurs intervenant dans les expressions des cœfficients de frottement et déterminés à partir d'essais sur plusieurs moteurs dans différentes conditions de vitesses et charges. C'est sur cette dernière approche qu'est basé le modèle de Rezeka et Henein. La résolution directe des équations de Reynolds ou de Cheng exige des simplifications et des conditions aux limites qu'on ne peut connaitre sur l'ensemble de la segmentation et les résultats obtenus sur les épaisseurs du film d'huile ne sont pas toujours concordants. Dans le modèle de Rezeka, les deux modes de lubrication hydrodynamique et mixte, sont pris en compte globalement pour des segments "équivalents" soumis à la pression des gaz de combustion, la jupe du piston restant toujours en hydrodynamique.

- 46 -				
	Méthodes de mesure	Principe de la mesure	Avantages	Inconvénients
Mesure de la pmr	Willans	- Tracé de la courbe Cse en fonction de la pme à vitesse de rotation du vilebrequin constante. pmr = (pme)cse=0	Pas de problème expérimental : on ne mesure que la Cse	- Extrapolation difficile car la courbe Cse = f(pme) n'est pas une droite
	Moteur entraîné	<ul> <li>Entraînement du moteur sans</li> <li>combustion avec un moteur électrique</li> <li>Mesure la puissance électrique</li> <li>consommée.</li> </ul>	Mise en œuvre facile si on dispose du matériel	<ul> <li>Ne tient pas compte l'effet de la pression sur la pmf</li> <li>Résultats sur un moteur sans combustion</li> </ul>
	Morse	<ul> <li>On enlève successivement</li> <li>l'injecteur ou la bougie d'un cylindre</li> <li>Mesure la pme du moteur</li> </ul>	Mesure facile.	-Equilibre thermique perturbé
Mesure de la pmf	Directe	- Calcul de la pmi à partir de la pression des gaz et mesure de la pme pmf = pmi - pme	Pas de problème pour les plages de vitesses et de charges modérées	Résultats imprécis si vitesse et/ou la charge faibles (vibration) ou très élevées ( torsion du vilebrequin)
	Déshabillage	<ul> <li>On enlève chaque fois un organe au moteur suivant un ordre fixé par sa structure,</li> <li>Entraînement avec un moteur électrique et mesure de la puissance électrique consommée.</li> </ul>	Permet de connaître plus finement le frottement de chaque organe du moteur	<ul> <li>Nécessite le démontage du moteur</li> <li>Entraîne un déséquilibre thermique du moteur.</li> <li>L'effet de la charge n'est pas pris en compte.</li> </ul>

Tableau 2.1 : Méthodes de mesure du frottement global moyen

.

- 47-

,

Auteurs/ Année	Formulations	Conditions	Avantages	Inconvénients
Gish et al (1958)	$pmf = 1.0 + 0.0125 p_{max}$	- Moteur à essence 4 cylindres à	Tient compte de la pression	Pas d'essais effectués à
(,		1600 tr/min.	des gaz	différentes vitesses et
		- Méthode directe		charges
Bishop et al	$pmf^* = 0.9 n + 0.088 \tau +$	- Moteur CFR (800 à	Gamme de vitesse et de	Ne concerne que le
(1964)	$0.182 \tau 1.37 - 0.121 V_p/1000 + 7.2 (V_p/1000)^{1.03}$	3200 tr/min, $\tau = 4$ à16)	rapport volumétrique de	piston+pied de bielle
		- Méthode de déshabillage	compression importante	Moteur sans combustion
Chen et	$pmf = 0.172 + 0.010 p_{max} + 0.164 V_P$ (E1)	- Monocyl. Diesel à 3200 tr/min,	- Formule considérée	Essai réalisé pour une
flynn (1965)	$pmf = 0.138 + 0.005 p_{max} + 0.164 V_p$ (E2)	p <sub>max</sub> =200 bars, pme <sub>max</sub> =18 bars	comme universelle	seule vitesse
		- Moteur entraîné	- Elle complète celle de Gish	Moteur sans combustion
Millington et	$pmf = A + 4.83 \ 10^{-4} \ N + 0.103 \ [Vp / 5.05]^2$	- Plusieurs moteurs Diesel	Tient compte de la forme de	Moteur sans combustion
al (1968)	A = $(\tau - 4)/14.5$ : moteur à injection directe,	- Moteur entraîné	la chambre de combustion	
	$A = \tau / 14.5$ : moteur à injection indirecte			
Barness et	$pmr = 0.97 + 0.15 (N / 1000) + 0.05 (N / 1000)^2$	- Moteur à essence de cylindrée	La pmr tient compte du	N'est fonction que de la
Moss (1975)		845 à 2000 cm <sup>3</sup>	mode de lubrification	vitesse du piston
		- Moteur entraîné		Moteurs sans combustion
Winterbone	$pmf = 0.061 + 0.294 \text{ N} / 1000 + 0.016  p_{max}$	- Moteurs Diesels six cylindres	Tient compte de la vitesse	Moteur sans combustion
et al (1981)		- Moteur entraîné	du moteur et de la pression	
Furuhama et	pmf = C ( m N ) <sup>0.6</sup> (R <sub>s</sub> ) <sup>0.6</sup> $\Sigma$ (R <sub>b</sub> p <sub>ei</sub> ) <sup>0.4</sup>	- Moteurs Diesel	-Tient compte de la viscosité,	Moteur sans combustion
al (1983)		- Méthode par déshabillage	l'élasticité des segments et	seulement la lubrification
			paramètres adimensionnels	hydrodynamique
Yokooku et	$pmf^* = 0.040+0.15 V_p + (0.023 + 0.03 V_p) F_r$	- Moteurs Diesel	Détermine le frottement des	-Moteurs sans combustion
al (1984)		- Méthode par déshabillage	segments et de la jupe	-Frottement du piston seul
Guichaoua	$pmf^* = 0.24 + 0.29. 10^{-3} N - 0.07.10^{-6} N^2$	Moteur diesel (500 à 2000 tr/min)	Utilise une méthode	Ne tient pas compte de la
et al (1984)	$pmf = 1.03 + 0.62. \ 10^{-3} \ N - 0.11.10^{-6} \ N^2$	-Méthode de la chemise flottante	relativement moderne	pression des gaz

Tableau 2.2: Formulations du fottement global moyen

•

		48 -	
Méth. de mesure	Principe de la mesure	Avantages	Inconvénients
Chemise	Interposer des capteurs d'efforts entre le bloc et la	Très	- Force de frottement très faible par rapport à celle des gaz
flottante	chemise et libérer cette dernière, normalement	employée	- Faible déplacement vertical maximal de la chemise:
Furuhama et	comprimée ou pincé entre le bloc et la culasse	surtout en	l à 2 μm <dilatation bloc<="" culasse="" de="" etdu="" la="" th=""></dilatation>
al		mode	- Modifications importantes surtout sur la tête du piston
(1981)	force mesurée=force de frottement	entraîné,	- Référence des forces de frottement discutable.
Contrainte	- Bilan des forces sur le piston	Convient	- Difficulté de mise en œuvre
sur la bielle	- Déterminer l'effort de frottement grâce au bilan des	mieux en	- Dificulté d'étalonnage de la jauge de contrainte
	forces agissant axialement sur le piston (force des	mode	- Imprécision des résultats à cause des vibrations.
Uras et al	gaz, d'inertie et de frottement.)	entraîné	
(1983)	- Force exercée par la bielle sur le piston déterminée		
	grâce à une jauge de contrainte		
	- Bilan des forces sur la bielle.	Permet de	- Difficulté de mesurer la force sur la bielle.
Huit phases	- La méthode "huit phases" consiste à fermer les	supprimer	- Nécessite un arbre à cames de forme particulière
Goto et al	soupapes d'admission et d'échappement du premier	l'effet des	- Symétrie non vérifiée des forces d'inertie, de frottement
(1985)	cylindre après un cycle normal. Le gaz emprisonné	inerties et de	et de pression.
	subit ensuite une compression et une détente.	la pression	- Nécessité de tenir compte de l'atténuation de la pression
	- La force exercée par le piston sur la bielle est	des gaz	des gaz de combustion
	mesurée par une jauge de contrainte placée sur la bielle		
<b>p</b> -ω	- Bilan des couples sur le vilebrequin.	N'exige	- Nécessité de connaitre le couple de frottement et
Rezeka et	- Méthode basée sur l'analyse des variations instan-	aucune	d'entraînement des organes tournants.
Henein	tanées de la vitesse angulaire du vilebrequin résultant	modification	Nécessite un couplemètre instantané pour déterminer le
	de la combinaison des forces de pression crées par les	du moteur:	couple de frottement en charge.
(1984)	gaz de combustion, de l'inertie des pièces en		
	mouvement, du frottement total et de la charge		

Tableau 2.3 : Méthodes de mesure du frottement instantané piston-chemise

Autours	Magua		Madalaa	Dégultete
Auteurs	IVIESUI	<u> </u>	Modeles	Resultais
(Années)	Mesures du film	Autres mesures	l	
Eilon et		Mesure de		Rupture du film d'huile
Sauders		l'usure du		Lubrification hydrodynamique
(1957)		piston +	i l	en fonctionnement normal et
(1)0.7		chemise		mixte en HP
				Innie on In
Furunama		Chemise	Modele	Ne considere que la indrification
(1959-78 et		flottante	hydro-	hydrodynamique
1981-83)		1	dvnamique	
Streenath	Jauge canacitive	Modèle		Constatent la différence entre
	(1 or comment)	hudro		laur modèle et laure régultate
	(ler segment)	nyuio-		leur modele et leurs resultats
(1972)		dynamique		obtenus au PMH
Hamilton	Jauge capacitive		[	Epaisseur du film entre 0,4 et
et Moore	÷ .	1	1	2.5 microns
(1974)		1		I ubrification restant
		i I	1	Luoinication resum
1		1		nyorodynamique mais doute sur
				le mixte au PMH
Brown et	Distribution de			Constation de la lubrification
Hamilton	pression dans le	1	1 1	nartielle des segments
(1075)	film avec canteurs	i I	1	pur nome des segments
	IIIII avec capicuis	i I	1 1	
	capacitiis			
Allen	Analyse l'influence	1		h = 0,25 => frottement mixte
(1978)	de l'inclinaison et	1	1	
	de la torsion du	1		
	compart our	1	i I	
	segment sur	1	1 1	
	l'épaisseur du film	L		
Patir et		1	Modèle	Mise en évidence de l'effet de la
Cheng		1	mixte	rugosité sur l'épaisseur du film
(1978)		1		
	T	l	┝────┤	Destalant mainte est abtenu
Moore et	Jauge capacitive	1		Postulent que le mixie est obleilu
Hamilton		1	1 1	pour l'épaisseur du film
(1980)		1		inférieure à 1 micron
Rohde et			Modèle de	Prise en compte du cisaillement
al		1	lubrification	dans le film et dans les aspérités
		1	luornicauon	The second of the au DML of
(1900)		l I	mixte	L'epaisseur du film au riviri est
				inférieure à 1 micron
Parker et	Capteurs miniatu-			Montrent que l'augmentation de
al	risés 10° avant et	l I		la charge diminue l'épaisseur du
(1082)	ameda la DMU	1	1	film (h=0 Sminn -> mixte)
(1702)	apres le rivin			
Richez et	Mesure du film	Moteur		Le frottement diminue avec la
al	par jauges	entraîné	1	température (0 <h<10< td=""></h<10<>
(1982)	1.0.0	1	1	microns => mixte)
Shin et al	Tauge canacitive	k	Madèle	hour prédictions obtenues par
	Jauge Capacitive	l I	IVIOLOIC	Il aux piculonons obtenues par
(1984)		1	nyaro-	la lubrincation nyuro-uynamique
		L!	dynamique	=> mixte
Uras et al		Contraintes		La force augmente au voisinage
(1983-		sur la bielle		du PMH lorsque la vitesse
85-87)			1	diminue
Dandomoros		<b> </b>	Madèle de	Ning an Anidance du frottement
Panuazaras		1	Modele de	Mise en evidence au mollement
et al		1	frottement	mixte au PMH
(1985)			mixte	
Oh et al		i	Modèle	La forme ontimale de la june ne
(1097)		l	Lidiman	
(1907)		1	mannen-	peut eue obtenue que grace a une
1		1	sionnel de	étude thermique et
		1	la jupe	élastohydrodynamique
Miltios		Contraintes	Modèle	Frottement mixte dans les zones
(1020)			minta	TID incom's 200 ands le DMH
(1707)	*	sur la diene	пихіс	nr jusqu'a 50 après le riviri
Myers et	Jauge capacitive	1		Etude du contact au demarrage et
al		l	1	mise en évidence du contact
(1990)		1		métal-métal

## DEUXIEME PARTIE

METHODE PROPOSEE

, .

#### **Chapitre III**

### MODELE DE FROTTEMENT INSTANTANE PISTON - CHEMISE PROPOSE

La détermination du frottement instantané piston - chemise permettant l'analyse qualitative et quantitative de l'énergie générée est nécessairement liée à la méthode de mesure du frottement. Nous avons choisi la méthode (p -  $\omega$ ) décrite au paragraphe II.1.5 car elle nécessite le minimum de modifications du moteur.

Le modèle proposé, basé sur cette méthode, permet de déterminer le couple total de frottement instantané  $M_{ft}(\theta)$  d'un moteur multicylindre à partir de l'équation (2.8), grâce aux mesures instantanées et simultanées de la pression des gaz dans la chambre de combustion et de la vitesse de rotation du vilebrequin et le couple résistant. Les essais ont été réalisés à vide et en charge.

Le couple de frottement piston - chemise  $M_{fpc}(\theta)$  pour un moteur monocylindre est alors déterminé au paragraphe III.1 à partir du couple total  $M_{ft}(\theta)$  après déduction des couples dus au frottement dans les paliers et à l'entraînement des organes tournants. Dans le paragraphe III.2, à partir de la formulation du frottement dans chaque élément ou organe, nous développons ensuite une modélisation du frottement de l'ensemble piston chemise en mettant en évidence la contribution de chaque segment et de la jupe en fonction de cœfficients. Ces cœfficients sont déterminés dans le paragraphe III.3, par régression linéaire.

## III.1- Expression analytique du couple de frottement piston-chemise dans un moteur

Pour déterminer le couple de frottement instantané piston- chemise pour un multicylindre, nous devons d'abord déterminer l'expression analytique de ce couple dans le cas d'un monocylindre.

## III.1.1- Expression analytique du couple de frottement instantané piston -chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.

Le frottement solide peut être partagé en deux termes: frottement des pièces en mouvement alternatif (piston -segment - chemise ) et frottement dû à l'entraînement des organes en mouvement rotatif ( axe de piston,maneton, vilebrequin, pompe à eau, pompe à huile, pompe d'injection, et distribution ).

Le moment du couple de frottement piston - chemise est donné par l'équation (A49) annexe 1, traduisant l'équilibre dynamique du vilebrequin. Il est égal au moment créé par les forces de pression  $M_g(\theta)$ , augmenté des moments dus aux masses en translation  $M_m(\theta)$ , et diminué des moments dus aux forces d'inertie ( $M_{ia}(\theta)+M_{ir}(\theta)+M_{re}(\theta)$ ), du moment créé par la charge entraînée  $M_{ch}(\theta)$ , et des moments dûs au frottement solide des organes tournants  $M_e(\theta)$ :

$$M_{\rm fpc}(\theta) = M_{\rm g}(\theta) + M_{\rm m}(\theta) - \left(M_{\rm ia}(\theta) + M_{\rm ir}(\theta) + M_{\rm re}(\theta)\right) - M_{\rm ch}(\theta) - M_{\rm e}(\theta) \quad (3.1)$$

Les calculs des différents termes de l'équation (3.1) sont détaillés dans l'annexe 1. On en déduit l'expression analytique du couple de frottement piston - chemise en fonction de la pression p et de la vitesse de rotation  $\omega$ .

$$M_{\rm fpc}(\theta) = R K(\theta) \left[ P_{\rm g}(\theta) S + M_{\rm A} g - M_{\rm A} \left( R K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + R\omega^2 \frac{dK(\theta)}{d\theta} \right) \right]$$

$$- \left( m_{\rm B} R^2 + I_{\rm v} \right) \frac{d\omega}{dt} - \frac{\Gamma_{\rm b} R \cos \theta}{L \cos \alpha} - M_{\rm ch}(\theta) - M_{\rm e}(\theta)$$
(3.2)

On remarque que l'équation (3.2) tient compte du couple résiduel de la bielle ce qui n'est pas le cas dans l'expression (2.8) donnée par Rezeka et al [29]

## III.1.2- Expression analytique du couple de frottement piston - chemise dans le cas d'un moteur multicylindre

En admettant l'identité complète des différents cylindres, le couple de frottement piston-chemise pour un moteur multicylindre s'obtient à partir de celui d'un monocylindre en additionnant les couples créés par chaque cylindre, en respectant le déphasage angulaire entre cylindres. Ainsi si on note par  $n_c$  le nombre de cylindres d'un moteur à quatre temps, le couple de frottement piston - chemise s'écrit d'après l'équation (3.2):

$$M_{\rm fpcm}(\theta) = \sum_{n=0}^{n_{\rm c}-1} M_{\rm fpc}(\theta - \frac{4 \cdot \pi \cdot n}{n_{\rm c}})$$
(3.3)

Ce couple s'écrit alors d'après les équations (3.2), (3.3), (A17) et (A29) comme suit :

$$M_{\rm fpcm}(\theta) = R \sum_{n=0}^{n_c-1} K(\theta - \frac{4\pi n}{n_c}) \left[ P_g(\theta - \frac{4\pi n}{n_c}) \frac{\pi D^2}{4} + M_A g - M_A R \left( K(\theta - \frac{4\pi n}{n_c}) \frac{d\omega}{dt} + \omega^2(\theta) \frac{dK(\theta - \frac{4\pi n}{n_c})}{d\theta} \right) \right] - \left( I_v + n_c m_B R^2 \right) \frac{d\omega}{dt} + \Delta I_G \left( \frac{R}{L} \right) \sum_{n=0}^{n_c-1} \frac{\cos \left( \theta - \frac{4\pi n}{n_c} \right) \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \left( \theta - \frac{4\pi n}{n_c} \right)}{\sqrt{1 - \left( \frac{R}{L} - \sin \left( \theta - \frac{4\pi n}{n_c} \right) \right)^2}} - M_{\rm ch}(\theta) - M_e(\theta)$$

$$(3.4)$$

#### Remarques

1 - Pour déterminer le couple de frottement piston - chemise on doit connaître simultanément

- la pression des gaz de combustion dans chaque cylindre, ainsi que la vitesse de rotation et l'accélération instantanées du vilebrequin,

- les masses et les moments d'inertie des éléments du système bielle manivelle,

- les différents couples de frottement et d'entraînement des organes entraînés par le vilebrequin.

2 - Etant donné qu'on ne dispose pas de capteur de pression dans chaque cylindre, la pression des gaz de combustion dans le cylindre considéré est déduite de celle du premier cylindre en tenant compte du décalage angulaire entre les cylindres.

3 - Les masses et les inerties du système bielle manivelle sont données par le constructeur. Pour notre étude nous avons supposé que le vilebrequin se comporte comme un système rigide. En réalité les vibrations de torsion, à vide, induisent des écarts d'amplitude angulaire maximum de l'ordre de 0.25 degré [54]. On notera cependant que la méthode généralement utilisée pour déterminer le moment d'inertie du vilebrequin consiste à le discrétiser en une série de disques centrés sur l'axe de rotation et séparés par des ressorts de torsion.

#### III.2 Expressions des couples élémentaires de frottement

On appelle couples élémentaires de frottement les couples des éléments ou organes du moteur produisant une pmf.

Parmi les couples élémentaires de frottement, certains peuvent être considérés comme constants au cours du cycle. Nous les déterminons directement à partir des caractéristiques connues de l'organe, en fonction de sa vitesse angulaire moyenne  $\omega$ .

D'autres au contraire dépendent de l'angle de vilebrequin. Ils sont évalués dans une première étape d'après la formulation de Rezeka et Henein [29], selon laquelle ces couples sont des fonctions de l'angle du vilebrequin de la forme générale  $a_i X_i(\theta)$ . Après avoir mis en évidence les insuffisances de cette modélisation, nous proposons une modélisation fine introduisant séparément le frottement instantané de chaque segment.

### III.2.1- Détermination des couples de frottement des organes tournants à partir des données des constructeurs

Le couple de frottement ou d'entraînement d'un organe tournant (la pompe à eau, à huile, la distribution, le vilebrequin) est lié à la puissance perdue par frottement ou nécessaire à son entraînement par la relation classique:

$$M_e = \frac{30 P_f}{\pi N_a}$$
(3.5)

Cette relation est vraie en valeur instantanée et en valeur moyenne sur un cycle. Le couple moyen de frottement d'un élément est lié à la pmf correspondante par la relation:

$$M_{e.m} = pmf \quad \frac{V_c \quad N}{4\pi \quad N_a} \tag{3.6}$$

avec  $M_{e.m}$  :couple moyen d'entraînement ou de frottement de l'organe en m.N,  $P_f$ puissance perdue par frottement ou nécessaire à son entraînement en watt,  $N_a$  et N, respectivement vitesse de rotation de l'organe considéré et du vilebrequin en tr/min, Vc cylindrée totale du moteur en m<sup>3</sup>, **pmf**: pression moyenne de frottement en Pa

Etant donné que nous ne disposons pas de moyen de mesure instantanée des couples d'entraînement des organes, nous avons procédé à l'analyse de la forme de ces couples. Le couple instantané de frottement de chaque organe est une fonction périodique de l'angle du vilebrequin de la forme générale:

$$M_{e}(\theta) = A_{0} + \sum_{1}^{n} B_{n} \sin(n \omega t + \phi_{n})$$
(3.7)

Les fluctuations de  $M_e(\theta)$  sont dues d'après (3.5) à la variation de la puissance résistante et / ou de la vitesse d'entraînement. Pour les organes à charge constante, indépendante de l'angle du vilebrequin, ou relativement peu chargés, les fluctuations du couple d'entraînement  $M_e(\theta)$  sont alors dues uniquement à la variation de la vitesse de rotation du vilebrequin $\omega$ :

$$M_{e}(\theta) = K \quad \omega \tag{3.8}$$

Enposant

$$\omega = a_0 + \sum_{1}^{n} b_n \sin(n \ \omega \ t + \phi_n)$$
 (3.9)

et en se limitant au premier terme on obtient

$$\omega = a_0 + b \sin(\omega t + \varphi)$$
(3.10)

De (3.8) et (3.10) on obtient

$$M_{\theta} = K \left[ a_0 + b \sin(\omega t + \phi) \right]$$
(3.11 a)

Les variations de vitesse observées étant de  $\pm$  10 tr/min ( $\pm$ 1 rad/s) sur un cycle à 800 tr/min, ceci implique que  $a_0 >> b$ , et de (3.11a), on en déduit que la composante périodique du couple est négligeable devant le couple moyen qui sera seul retenu dans la suite:

 $Me = K a_0$  (3.11 b)

- Ainsi pour la pompe à eau, la pompe à huile, la distribution, et l'alternateur, nous avons pris le couple moyen fourni par le constructeur. Ce choix est légitime dans la mesure où le couple d'entraînement de ces organes ne varie qu'avec la vitesse de rotation du vilebrequin et par conséquent fluctue peu par rapport à la valeur moyenne [11] [55] [56]

- Pour le vilebrequin qui est un organe relativement chargé nous considérons le cas où le couple de frottement est pris en valeur moyenne donnée par le constructeur et celui où il est calculé d'après la formulation de Rezeka (Annexe 2).

- Pour la pompe d'injection, comme elle n'intervient effectivement que dans un domaine "angulaire" relativement étroit [11][27], nous avons utilisé selon les données disponibles et les conditions, soit le couple moyen, soit directement la courbe donnant le couple d'entraînement instantané de la pompe, fournie par le constructeur.
# III.2.2- Formulation du frottement instantané du piston avec la chemise: modèle avec séparation des segments

Le modèle de Rezeka et al [29], bien qu'il ait l'avantage par rapport aux autres modèles, de permettre une détermination simple de l'énergie générée par le frottement total du piston sur la chemise (segments et jupe), ne permet pas de quantifier la contribution de chaque segment dans le frottement. Aussi nous proposons une méthode originale pour déterminer les couples de frottement propres à chaque segment et à la jupe et ceci pour chaque mode de lubrification.

# III.2.2.1 Hypothèses de travail

Nous avons conservé les hypothèses (1) et (2) de Rezeka et al (paragraphe II.2.5) relatives aux modes de lubrification des segments et de la jupe. Mais contrairement à Rezeka et al qui introduisent la notion de segment équivalent (hypothèse 3) et considèrent que la pression totale agissant sur ce segment est la somme de sa pression d'élasticité et celle des gaz de la chambre de combustion, (hypothèse 4) *dans l'étape actuelle*, nous considérons que chacun des trois segments, soumis à sa pression spécifique, se comporte suivant une loi de frottement propre dépendant de l'angle de rotation du vilebrequin. Les

hypothèses détaillées sont alors les suivantes:

1- le mode de lubrification des deux premiers segments est de type mixte dans les zones de fortes charges, c'est à dire dans la deuxième moitié de la phase de compression et la première moitié de la phase de détente. Le mode de lubrification des deux premiers segments est de type hydrodynamique pour le reste du cycle.

2- pour la jupe à laquelle nous adjoignons maintenant le segment racleur, nous considérons que le mode de lubrification est du type hydrodynamique durant tout le cycle. Cette hypothèse largement utilisée [57] [58], correspond au fait que la pression qui s'exerce sur la jupe et le segment racleur est voisine de celle des gaz du carter, zones 5, 6 et 7, figure {3.1}.



3- la pression derrière le premier segment est prise égale à 95% [58] de la pression des gaz de la chambre de combustion. Cela est justifié par le fait que l'écoulement dans la zone (1) située au dessus du premier segment est pratiquement laminaire, la perte de charge entre la chambre de combustion et le fond de gorge du premier segment est donc faible, figure { 3.1 }.

4- la pression derrière le segment racleur est égale à la pression des gaz dans le carter (pratiquement égale à la pression atmosphérique).

5- la pression entre le premier et le dernier segment, varie suivant une loi linéaire, figure {3.1}, ce qui détermine la valeur de la pression derrière le deuxième segment.

Justification des hypothèses: Les hypothèses 1 et 2, déjà utilisées par Rezeka et Henein, seront justifiées au paragraphe VI.5 par une comparaison entre les résultats qui en découlent dans notre étude et les mesures expérimentales réalisées sur le frottement total par différents chercheurs. Les hypothèses 3 à 5 sont discutées dans le paragraphe III.4 à l'aide d'un modèle de calcul détaillé des pressions dans les gorges de piston.

# III.2.2.2- Formulation des couples de frottement pistonchemise transmis à l'arbre

Comme dans la formulation de Rezeka et Al (annexe 2), nous exprimons les couples de frottement piston-segments avec la chemise sous la forme  $a_i X_i(\theta)$ . Cependant chaque  $X_i(\theta)$  est maintenant exprimé en fonction des caractéristiques propres du segment ou de la jupe et du mode de lubrification de l'élément considéré.

# III.2.2.2.1 Frottement des segments avec la chemise

Le couple de frottement est déduit d'après l'équation (A 43), en multipliant la force de frottement par le produit  $R.K(\theta)$ 

La force de frottement  $F_{fi}(\theta)$  du segment (i) avec la chemise peut être déterminée si on connait le cœfficient de frottement  $f_i$  et la force radiale qui le plaque contre la chemise. Cette dernière est égale au produit de la pression totale  $p_{ti}(\theta)$  par l'aire de l'élément de surface dA<sub>si</sub>, figure {3.2}.

$$F_{fi}(\theta) = \int \int_{aire} f_{i} p_{ti}(\theta) dA_{si}$$
(3.12)



Figure 3.2 Détermination de la force de frottement segment - chemise

La pression  $p_{ti}(\theta)$  est la somme de la pression d'élasticité statique du segment  $p_{ei}$  et de la pression  $p_{gi}(\theta)$  des gaz dans la gorge du piston.

$$p_{ti}(\theta) = p_{ei} + p_{gi}(\theta)$$
(3.13)

On notera que la pression  $p_{gi}(\theta)$  est d'après l'hypothèse 4 de Rezeka et al (paragraphe II.3.5) égale à la pression des gaz dans la chambre de combustion (équation 2.22 et 2.23). Dans le modèle proposé cette pression dépend de la loi de variation de la pression en fonction de la position du segment sur le piston. Celle là a d'abord été choisie linéaire.

La pression d'élasticité statique  $p_{ei}$  du segment (i) dépend de sa tare tangentielle  $p_{si}$ , de son diamètre  $D_i$  et de son épaisseur axiale  $E_{ai}$ . Elle est donnée par la relation suivante [59] [60]:

$$p_{ei} = \frac{2 \cdot p_{si}}{D_i \cdot E_{ai}}$$
(3.14)

La tare tangentielle est généralement fournie par le constructeur.

L'aire de la surface  $dA_{si}$  est égale au produit de l'épaisseur axiale  $E_{ai}$  du segment par la longueur ( $D_i \gamma_i / 2$ ),  $D_i$  étant le diamètre moyen du segment (i).

$$dA_{si} = \frac{E_{ai}D_{i}.d\gamma}{2}$$
(3.15)

En considérant la symétrie de la figure  $\{3.2\}$ , et en notant  $\gamma_1$  demi-angle de coupe, l'équation (3.12) devient

$$F_{fi} = \int \int_{\gamma l}^{\pi} f_{i} p_{ti} \cdot E_{ai} \cdot D_{i} \cdot d\gamma$$
 (3.16)

Si on suppose que:

- le cœfficient de frottement est le même sur tout le pourtour du segment,

- la pression totale  $p_{ti}(\theta)$  la même sur tout le pourtour du segment,

- le segment est parfaitement circulaire et coaxial au piston,

alors l'équation (3.16) devient

$$F_{fi} = f_{i'} p_{ti} \cdot E_{ai} \cdot D_{i'} (\pi - \gamma_1)$$
(3.17a)

Si on néglige le demi angle de coupe  $\gamma_1$ , l'expression de la force de frottement devient:

$$\mathbf{F}_{\mathrm{fi}} = \mathbf{f}_{\mathrm{i}} \mathbf{p}_{\mathrm{ti}} \mathbf{\pi} \mathbf{D}_{\mathrm{i}} \mathbf{E}_{\mathrm{ai}} \tag{3.17b}$$

Le couple de frottement s'exprime conformément à l'équation (A 43) par:

$$M_{i}(\theta) = f_{i} p_{ti}(\theta) \pi D_{i} E_{ai} R K(\theta)$$
(3.18)

# a - Cas où la lubrification du segment est hydrodynamique

Avec l'expression (A 51) du cœfficient de frottement entre le segment (i) et la chemise donnée par Geehan [32], soit

$$f_{1} = a_{Hi} \left[ \frac{\mu V_{p}(\theta)}{p_{t}(\theta) E_{ai}} \right]^{0.5}, \qquad (3.19)$$

la pression  $p_t(\theta)$  derrière le même segment (i) donnée par (3.13), le couple hydrodynamique s'écrit d'après (3.18):

$$M_{\text{Hi}}(\theta) = a_{\text{Hi}} \left[ \left( p_{gi}(\theta) + p_{ei} \right) E_{ai} \mu V_{p}(\theta) \right]^{0.5} \pi D R K(\theta) \qquad (3.20 a)$$

Il est possible de prendre en compte l'effet de la température sur la viscosité. Dans nôtre étude nous avons adopté une valeur moyenne constante au cours du cycle. Ainsi, sous forme condensée:

$$M_{\text{Hi}}(\theta) = a_{\text{Hi}} \quad X_{\text{Hi}}(\theta)$$
(3.20 b)

avec  $M_{Hi}(\theta)$ : couple de frottement hydrodynamique transmis par le segment (i) au vilebrequin,  $a_{Hi}$ :cœfficient à déterminer expérimentalement,  $\mu$ : viscosité dynamique de l'huile,  $V_p(\theta)$ : vitesse instantanée du piston, **R**: rayon de la manivelle,  $K(\theta)$ : facteur de transformation défini par l'équation (A.12).

# b- Cas où La lubrification du segment est mixte:

Avec l'expression (A.59) du cœfficient de frottement entre le segment (i) et la chemise donnée par Rezeka et Henein à partir de celle donnée par Starton et Willermet [61], soit:

$$\mathbf{f}_2 = \mathbf{a}_{\mathbf{M}\mathbf{i}} \left( 1 - \left| \sin \left( \boldsymbol{\theta} \right) \right| \right), \qquad (3.21)$$

la pression  $p_t(\theta)$  derrière le même segment (i) donnée par (3.13), le couple mixte s'écrit d'après (3.18):

$$M_{Mi}(\theta) = a_{Mi} \left( 1 - |\sin(\theta)| \right) \left( |p_{gi}(\theta) + p_{ei} \right) \pi D E_{ai} R K(\theta)$$
(3.22a)

soit sous forme condensée

$$M_{Mi}(\theta) = a_{Mi} \quad X_{Mi}(\theta)$$
(3.22 b)

avec  $M_{MI}(\theta)$  couple de frottement hydrodynamique transmis par le segment (i) au vilebrequin,  $a_{MI}$  :cœfficient à déterminer expérimentalement.

#### III.2.2.2.2 Frottement de la jupe avec la chemise.

D'après l'hypothèse 2, la lubrification de la jupe est supposée hydrodynamique. Le couple de frottement jupe-chemise transmis au vilebrequin s'écrit d'après l'équation (A 66a) comme suit:

$$M_{HJ}(\theta) = a_{HJ} \mu \frac{V_{p}(\theta)}{h_{J}} \pi D L_{J} R K(\theta)$$
(3.23a)

Ici encore, une valeur moyenne de la viscosité a été adoptée. Ainsi sous forme condensée on a:

$$M_{HJ}(\theta) = a_{HJ} \quad X_{HJ}(\theta)$$
(3.23b)

avec  $M_{HJ}(\theta)$ : couple de frottement hydrodynamique transmis par la jupe au vilebrequin,  $a_{HJ}$ : cœfficient à déterminer expérimentalement,  $h_J$ : épaisseur du film d'huile ente la jupe et la chemise,  $L_J$ :longueur de la chemise.

En réalité la lubrification hydrodynamique implique que  $a_{HJ} = 1$ , valeur qui sera retenue par la suite, soit:

$$M_{\rm HJ}(\theta) = X_{\rm HJ}(\theta) \tag{3.23 c}$$

# III.2.2.2.3- Couple de frottement de l'ensemble pistonsegments avec la chemise transmis au vilebrequin

Rezeka [29] prend en considération tous les organes (annexe 2), équation(A70): segments en lubrification hydrodynamique et mixte, jupe, organes modérément chargés comme les différentes pompes (y compris la pompe d'injection), organes fortement chargés, comme le vilebrequin, et enfin la distribution soit six cœfficients (j =6).

Nous avons plutôt choisi d'utiliser au maximum les informations disponibles afin de diminuer le nombre de monômes dans (A70) et augmenter ainsi la précision sur la détermination des  $a_i$ . Ainsi le cœfficient de la jupe est pris à priori égal à 1, tandis que les couples dans les organes tournants sont donnés par le constructeur (paragraphe III.2.1). Les pistons des moteurs étudiés ont tous trois segments: un segment de coup de feu, un segment d'étanchéité et un segment racleur. On applique les équations ci-dessus aux différents segments et à la jupe. D'après l'hypothèse 2, on admet que le frottement du racleur est seulement de type hydrodynamique d'où  $a_{M3} = 0$ .

On constate qu'il reste cinq cœfficients à déterminer. Cependant étant donné que les deux premiers segments jouent un même rôle d'étanchéité au gaz, il est légitime de considérer que les phénomènes de frottement sont alors de même nature, ce qui conduit à poser :

$$a_{H1} = a_{H2}$$
 et  $a_{M1} = a_{M2}$  (3.24)

Il reste en définitive à déterminer seulement trois cœfficients: deux cœfficients (hydrodynamique et mixte) pour le premier et le deuxième segment  $a_{H1}$  et  $a_{M1}$ , un cœfficient hydrodynamique pour le segment racleur  $a_{H3}$ .

Premier segment	HYDRO	$M_{H1}(\theta) = a_{H1} \left[ \left( p_{g1}(\theta) + p_{e1} \right) E_{a1} \mu V_{p}(\theta) \right]^{0.5} DR K(\theta)$ $M_{H1}(\theta) = a_{H1} X_{H1}(\theta)$		
	MIXTE	$M_{M1}(\theta) = a_{M1} \left(1 -  \sin(\theta) \right) \left(p_{g1}(\theta) + p_{e1}\right) \pi DE_{a1}RK(\theta)$ $M_{M1}(\theta) = a_{M1} X_{M1}(\theta)$		
Coup de feu	TOTAL	$M_1(\theta) = a_{H1} X_{H1}(\theta) + a_{M1} X_{M1}(\theta)$		
Deuxième segment	HYDRO	$M_{H2}(\theta) = a_{H2} \left[ \left( p_{g2}(\theta) + p_{e2} \right) E_{a2} \mu V_{p}(\theta) \right]^{0.5} \pi DR K(\theta)$ $M_{H2}(\theta) = a_{H2} X_{H2}(\theta)$		
	MIXTE	$M_{M2}(\theta) = a_{M2} \left( 1 + \sin(\theta) \right) \left( p_{g2}(\theta) + p_{e2} \right) \pi D E_{a2} R K(\theta)$ $M_{M2}(\theta) = a_{M2} X_{M2}(\theta)$		
Etanchéité	TOTAL	$M_2(\theta) = a_{H2}  X_{H2}(\theta) + a_{M2}  X_{M2}(\theta)$		
Troisième segment	HYDRO	$M_{H3}(\theta) = a_{H3} \left[ \left( p_{g3}(\theta) + p_{e3} \right) E_{a3} \mu V_{p}(\theta) \right]^{0.5} \pi DR K(\theta)$ $M_{H3}(\theta) = a_{H3} X_{H3}(\theta)$		
	MIXTE 0			
Racleur	TOTAL	$M_3(\theta) = a_{H3}  X_{H3}(\theta)$		
Jupe	HYDRO	$M_{HJ}(\theta) = a_{HJ} \mu \frac{V_{p}(\theta)}{h_{J}} \pi D L_{J} R K(\theta)$ $M_{HJ}(\theta) = a_{HJ} X_{HJ}(\theta)$		
	MIXTE	0		
	TOTAL	$M_4(\theta) = X_{Hj}(\theta)$		

Tableau (3.1) Définition des cœfficients intervenant dans le frottement de l'ensemblepiston segments -chemise, dans le modèle proposé avec séparation dessegments

# III.3 Méthode de détermination des cœfficients a :

Les cœfficients  $a_i$  sont déterminés par une procédure d'identification. D'une part les couples de frottement élémentaires étant tous exprimés sous la forme  $a_i.X_i$  ( $\theta$ ), le couple de frottement total du moteur, qu'on qualifiera de " calculé " est égal à la somme des couples de frottement dans chacun des organes. En généralisant à j couples élémentaires:

$$M_{ft} (a_{1}, \theta) = a_{1} X_{1} (\theta) + a_{2} X_{2} (\theta) + \dots + a_{j} X_{j} (\theta)$$
(3.25 a)

$$M_{ft}(a_i, \theta) = \sum_{i=1}^{j} a_i X_i \theta$$
 (3.25 b)

D'autre part le couple de frottement total  $M_{ft,exp}$  pour un multicylindre (équation 3.4) est déterminé à partir des relevés expérimentaux de la pression des gaz, de la vitesse de rotation du vilebrequin, et de la connaissance des masses et inerties des éléments en mouvement.

On définit à chaque instant k, l'écart  $\epsilon^k$  entre les valeurs calculées  $M_{ft}(a_i, \theta_k)$  et mesurées  $M^k_{ftexp}(\theta)$ 

$$M_{ft.exp}^{k}(\theta) - M_{ft}^{k}(a_{i},\theta) = \varepsilon^{k}$$
(3.26)

avec  $\mathbf{k} \in [0, 720]$  et  $\varepsilon^{\mathbf{k}}$  représente l'erreur de mesure et les défauts de linéarisation induits par la modélisation.

On recherche alors les valeurs des aj qui minimisent la somme des carrés des écarts  $\varepsilon^k$ 

$$\left\| \varepsilon^{k} \right\|_{\min}^{2} = \left\| M_{\text{ft.exp}}^{k}(\theta) - \sum_{i=1}^{j} a_{i} \cdot X_{i}^{k} \right\|_{\min}^{2}$$
(3.27)

- 2

Ce problème est résolu par la méthode de régression linéaire. En effet si â est le vecteur solution optimale, alors pour un k donné on a :

$$X \cdot \hat{a} = M_{ft.exp} \qquad (3.28 a)$$

En multipliant la matrice X par sa transposée on a:

$$[X^{T}X]\hat{a} = X^{T}.M_{ft.exp}$$
 (3.28 b)

De l'équation (3.28b) on obtient la solution:

$$\hat{a} = \begin{bmatrix} X^{T} & X \end{bmatrix}^{-1} & X^{T} & M_{ft,exp}$$
(3.28 c)  
$$a = \begin{bmatrix} a_{1} \\ a_{2} \\ \vdots \\ a_{j} \end{bmatrix}, X = \begin{bmatrix} (X1)_{1}(X2)_{1}....(Xj)_{1} \\ \vdots & \vdots & \ddots \\ (X1)_{k}(X2)_{k}....(Xj)_{k} \end{bmatrix}, M_{ft,exp} = \begin{bmatrix} M1_{ft,exp} \\ M2_{ft,exp} \\ \vdots \\ Mj_{ft,exp} \end{bmatrix}$$
(3.29)

# III.4 - Modélisation de la pression dans les fonds de gorges du piston

Les pressions derrière les segments, calculées dans le paragraphe III 2.2 en supposant une variation linéaire de la pression depuis le premier segment jusqu'au segment racleur sont toujours inférieures et en phase avec la pression des gaz de la chambre de combustion. Ce résultat n'est pas rigoureusement exact et les pressions derrière les segments peuvent être plus élevées et / ou déphasées par rapport à la pression des gaz dans la chambre de combustion [57] [58].

L'objectif de cette étude est donc de valider les hypothèses simplificatrices faites sur les pressions derrière les segments en utilisant un modèle élaboré.

La pression des gaz dans les cavités intersegments et dans les gorges de piston dépend de la quantité de gaz présente à chaque instant dans ces cavités et des conditions de fonctionnement du moteur. L'augmentation de la pression dans la chambre de combustion durant la fin de compression et début détente entraîne la fuite des gaz de la chambre de combustion vers les zones formées par les jeux de fonctionnement piston chemise et par les fonds de gorge du piston, figure {3.1}. La diminution de cette pression en fin de détente entraîne des remontées de gaz vers la chambre de combustion tandis que le reste des gaz continue à passer à travers la segmentation. Ce processus continue jusqu'à ce que la pression dans la chambre de combustion devienne inférieure à celle des cavités intersegments, à ce moment le flux s'inverse.

Le débit de gaz qui passe à travers la segmentation dépend d'une part de la vitesse d'écoulement du gaz dans le jeu de coupe, qui est fonction de la nature du régime d'écoulement, et d'autre part de la section de passage du flux de gaz dans les jeux en hauteur, qui dépend de la position du segment dans sa gorge.

Les pressions derrière les segments s'obtiennent par conséquent en couplant un modèle donnant la variation de la masse de gaz dans chaque cavité à celui donnant la position du segment dans sa gorge. Ces modèles seront développés en se basant sur les travaux de Namazian et al [57] et Tang-Wei-Kuo [58].

#### III.4.1 Hypothèses de travail

Pour déterminer la pression dans les gorges des segments, un certain nombre d'hypothèses est nécessaire.

1- Le gaz est parfait

2- La composition chimique du gaz est la même dans toutes les cavités.

3- La pression des gaz dans chaque cavité est uniforme.

4- L'écoulement des gaz est isotherme dans les cavités intersegments, la température du gaz est égale à la moyenne des températures du piston et de la chemise. Le caractère d'isothermie des transformations se justifie en raison de la lenteur des évolutions car tous nos essais sont faites à des vitesses de rotation du vilebrequin faibles ou modérées (inférieures à 1300 tr/min ). On remarque cependant que pour des vitesses de rotation du vilebrequin élevées, l'hypothèse d'un écoulement adiabatique est plus adaptée en raison de la faible conductivité thermique des gaz et de l'air en particulier, ainsi que de la rapidité des évolutions.

5- L'écoulement est isentropique au passage de la coupe des segments.

6- L'écoulement du gaz dans les cavités résultantes du jeu piston-chemise, cavités 1, 3, et 5 figure {3.1}, est laminaire, il s'ensuit que le gradient de pression dans ces régions est faible et on peut supposer que la pression dans la cavité située au dessus du premier segment ( cavité 1) est égale à la pression des gaz de la chambre de combustion, et la pression au dessous du deuxième segment ( cavité 5) est égale à la pression des gaz du carter.

7- Le cylindre, le piston et les segments sont supposés de formes parfaitement cylindriques et coaxiaux.

# III.4.2 Détermination des débits massiques des gaz à travers la segmentation

Le passage du gaz de la chambre de combustion au carter se fait soit par la section de fuite due au jeu de la coupe du segment, soit par cette section et celle due au jeu en hauteur du segment, qui dépend de la position du segment dans sa gorge, figure {3.1}. En effet si on considère le segment 1 par exemple, tant qu'il repose sur la face inférieure de la gorge, la surface de passage des gaz entre la cavité (2) et la cavité (3) ne se fait que par le jeu de coupe du segment 1. Dés que ce segment quitte la base inférieure de la gorge, le passage du gaz entre les régions (2) et (3) se fait par le jeu en hauteur entre cette base et le segment, et par le jeu de coupe. Pour déterminer le débit massique dans chaque cavité, nous devons donc calculer la section de fuite et la vitesse d'écoulement des gaz.

# III.4.2.1 Equations de continuité

Si on note par i (i =2,4) la zone formée par le jeu de fond de gorge et par  $m_{i-1,i}$  et  $m_{i,i+1}$  les débits massiques qui passent dans le jeu segments-piston, respectivement de la cavité i - 1 à i et de la cavité i à i +1, alors la variation du débit dans la région i s'écrit:

$$\frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{i-1,i} - \dot{m}_{i,i+1}$$
(3.30 a)

Si on note par j (j=3) la zone formée par le jeu piston-chemise et par  $m_{j-2,j}$  et  $m_{j,j+2}$  les débits massiques qui passent à travers les jeux de coupe, respectivement de la cavité j - 2 à j et de j à j +2, alors la variation du débit dans la région j s'écrit:

$$\frac{dm_j}{dt} = \dot{m}_{j-2,j} + \dot{m}_{j-1,j} - \dot{m}_{j,j+1} - \dot{m}_{j,j+2}$$
(3.30 b)

En écrivant que la masse initiale  $m_{0,k}$  de gaz supposé parfait (hypothèse 1), à la pression initiale  $p_{0,k}$  et à la température initiale de la chemise en fin d'admission, contenue dans la cavité k, varie en suivant une transformation isotherme (hypothèse 4), on en déduit:

$$\frac{\mathrm{d}m_{k}}{\mathrm{d}t} = \frac{m_{0,k}}{p_{0i}} \frac{\mathrm{d}p_{k}}{\mathrm{d}t} \qquad k = \mathrm{i},\mathrm{j}$$
(3.31)

Pour les cavités 1 et 5 l'hypothèse 6 permet d'écrire que:

$$p_1 = p_g , p_5 = p_c$$
 (3.32)

Et l'application des équations (3.30), et (3.31) aux cavités (2, 3, 4) fournit trois relations débit-pression:

$$\frac{m_{02}}{p_{02}} \frac{dp_2}{dt} = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{23}$$
(3.33a)

$$\frac{m_{03}}{p_{03}} \frac{dp_3}{dt} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{35}$$
(3.33b)

$$\frac{m_{04}}{p_{04}} \frac{dp_4}{dt} = \dot{m}_{34} - \dot{m}_{45}$$
(3.33c)

## III.4.2.2 Débit massique à travers le jeu de coupe

Le débit massique est donné par la loi d'écoulement d'un fluide à travers un orifice.

$$\mathbf{m}_{i,i+1} = \mathbf{k} \ \mathbf{\rho} \ \mathbf{V} \ \mathbf{A} \tag{3.34}$$

avec A: aire de la section de passage, k, V et  $\rho$ : respectivement cœfficient de contraction de la veine fluide, vitesse du gaz et masse volumique du gaz dans la section de passage.

Conformément aux hypothèses 1 et 5, pour une détente isentropique d'un gaz parfait d'une cavité amont de grande dimension à la pression  $p_i$  à une cavité aval à la pression  $p_{i+1}$ , le débit massique du fluide à travers le jeu de coupe dépend du régime d'écoulement subsonique, sonique ou supersonique. Ce dernier est fixé par la valeur du paramètre  $\delta$  défini comme le rapport de la pression aval à la pression amont du gaz.

$$\delta = \frac{p_{i+1}}{p_i} \tag{3.35a}$$

L'écoulement de la veine fluide atteint la vitesse du son pour la valeur critique  $\delta_c$  dont l'expression classique est:

$$\delta_{c} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$
(3.35b)

Si on prend  $\gamma = 1.38$  [62], valeur couramment utilisée par un mélange gasole-air pulvérisé, on en déduit :

 $\delta_{\mathbf{c}} = \mathbf{0.52} \tag{3.35c}$ 

L'écoulement est subsonique si  $\delta > 0.52$ , sonique si  $\delta = 0.52$ , et supersonique si  $\delta < 0.52$ 

En utilisant l'équation de Barré Saint Venant [62] pour le calcul de la vitesse en fonction du rapport  $\delta$ , on en déduit les expressions du débit selon le type d'écoulement.

- *Ecoulement subsonique:*  $\delta > 0.52$ : Le débit massique passant de la cavité (i) à la cavité (i+1) s'écrit en fonction des caractéristiques du fluide amont:

$$\dot{m}_{i,i+1} = k A_{i,i+1} \rho_i \sqrt{\gamma \frac{p_i}{\rho_i}} \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right) \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^2 - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$$
(3.36a)

- Ecoulement sonique ( $\delta = 0.52$ ) ou supersonique ( $\delta < 0.52$ ): le débit ne dépend que des conditions amont et est égal au débit critique.

$$\dot{\mathbf{m}}_{i,i+1} = \mathbf{k} \, \mathbf{A}_{i,i+1} \, \boldsymbol{\rho}_i \, \sqrt{\gamma \frac{\mathbf{p}_i}{\boldsymbol{\rho}_i}} \left[ \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right]$$
(3.36b)

Comme Tang-Weig-Kuo [58], nous avons pris la valeur du cœfficient k égale à 0.86

# III.4.2.3- Débit massique à travers le jeu en hauteur du segment

Si on assimile la section de passage  $A_i$  à une fente de hauteur  $h_i$  et de longueur  $E_{ri}$ ( $E_{ri}$  épaisseur radiale du segment) et si on note par  $p_i$  et  $p_{i+1}$  les pressions en amont et en aval de cette section, alors le débit massique  $m_{i,i+1}$  à travers cette section s'écrit [58]:

$$\dot{m}_{i,i+1} = \frac{A_i h_i^2}{24 E_{ri}} \frac{1}{\mu_g R T} \left( p_i^2 - p_{i+1}^2 \right)$$
(3.37)

La viscosité du gaz dépend de la température. Elle est donnée par Mansouri et al [63]

$$\mu_{g} = 3.3 \ 10^{-7} T_{i+1}^{0.7}$$
(3.38)

avec T: température de la cavité aval en K et  $\mu_g$ : viscosité dynamique du gaz en Pa.s

# III.4.3- Modèle du mouvement du segment dans la gorge

D'après l'équation (3.37), pour déterminer les débits de fuite à travers la segmentation et les pressions dans chaque cavité, on doit connaître la position du segment dans la gorge du piston. Il est donc nécessaire de coupler le modèle donnant le débit de fuite à celui donnant la position du segment dans la gorge.

# III.4.3.1- Bilan des forces sur le segment

Pour déterminer la position du segment dans la gorge du piston, on établit le bilan des forces sur le segment en supposant que:

- le segment est parfaitement circulaire, hypothèse 7 du paragraphe III.4.1

- le segment est toujours plaqué contre la chemise et on néglige l'effort due à l'huile emprisonnée entre le segment et la chemise.

- les surfaces des bases des gorges du piston sont normales à l'axe du cylindre.

L'application du principe fondamental de la dynamique au segment i permet d'écrire, figure {3.3}

$$M_{si}\frac{d^{2}h_{i}}{dt} = F_{p}(\theta) + F_{f}(\theta) + F_{in}(\theta) - F_{s}(\theta) \quad (3.39)$$

avec  $M_{si}$ : masse du segment,  $h_i$ : hauteur de déplacement instantané du segment dans la gorge, Fg: force due à la pression des gaz appliquée axialement sur le segment,  $F_{in}$  force d'inertie alternative du segment,  $F_f$ : force du frottement du segment avec la chemise,  $F_s$  force de cisaillement du film d'huile entre le segment et la base de la gorge



Force due à la pression des gaz: La force de pression des gaz agit sur la largeur du segment de part et d'autre de celui-ci. La surface d'application  $A_{si}$  a pour expression:

$$A_{si} = \pi E_{ri} (D_{cy} - E_{ri})$$
(3.40)

avec  $D_{cy}$ : diamètre du cylindre et  $E_{ri}$ : épaisseur radialre du segment (i)

Chacune des pressions est supposée égale à la moyenne entre la pression de fond de gorge et celle au dessus ou au dessous du segment, soit finalement:

$$F_{p}(\theta) = \pi E_{ri} \left\{ D_{cy} - E_{ri} \right\} \left( \frac{p_{i-1}(\theta) - p_{i+1}(\theta)}{2} \right)$$
(3.41)

*Force de frottement:* Le frottement segment-chemise est supposée seulement de type hydrodynamique.

$$F_{f}(\theta) = f_{i} p_{i} \pi D_{cy} E_{ai}$$
(3.42)

avec  $p_i$ : pression derrière le segment (i),  $E_{ai}$  épaisseur axiale du segment (i),  $f_i$  cœfficient de frottement du segment (i).

Pour le cœfficient de frottement, nous prenons comme [58], celui donné par Mc Geehan [32]. Ce dernier diffère peu de celui que nous avons déterminé en supposant une répartition linéaire de la pression [64]. D'où finalement

$$F_{f}(\theta) = 4.8 \pi \sqrt{\mu(T) V_{p}(\theta) p_{i}(\theta)} D_{cy} E_{ai}$$
(3.43)

Avec  $Vp(\theta)$ : vitesse du piston donnée par l'équation (A11) et  $\mu(T)$ : viscosité de l'huile donnée par [57] et [58]:

$$\mu(T) = \exp\left(\frac{1036}{(T - 178)} - 9.84\right)$$
(3.44)

avec T: température de l'huile en K. Pour les huiles utilisées le meilleur accord avec les valeurs mesurées est obtenu avec 10.005 au lieu de 9.84

Force d'inertie du segment: La force d'inertie alternative du segment est donnée a partir de l'équation (A 14) par:

$$F_{i}(\theta) = M_{si} R \left[ K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + \omega^{2} \frac{d K(\theta)}{d\theta} \right]$$
(3.45)

avec  $M_{si}$ : masse du segment (i), **R**: rayon de la manivelle,  $\omega$ : vitesse de rotation du vilebrequin,  $K(\theta)$ : facteur de transformation donnée par (A 12)

Force due au cisaillement de l'huile présente dans la gorge: Cette force n'existe que dans le cas où le segment repose sur la gorge. Elle est donnée par intégration de l'équation de Navier Stokes, annexe 3, équation (A79b)

$$F_{si}(\theta) = \frac{3}{2} \mu (T) \left( \pi D_i \right) \frac{dh_i}{dt} \left( \frac{E_{ri}}{h_{si}} \right)^3$$
(3.46a)

avec  $D_i$  et  $h_i$ : respectivement diamètre moyen et hauteur de déplacement du segment (i),  $h_{si}$ : épaisseur du film d'huile dans la gorge.

Le cœfficient (3/2) est remplacé par Furuhama par 0.1 [65] car la surface du segment n'est que partiellement recouverte d'huile. Et l'équation (3.46 a) devient:

$$F_{si}(\theta) = 0.1 \ \mu(T) \ \pi D_i \left(\frac{dh_i}{dt}\right) \left(\frac{E_{ri}}{h_{si}}\right)^3$$
(3.46b)

#### III.4.3.2 Equation régissant le mouvement du segment:

En remplaçant dans l'équation (3.39) chaque terme par son expression, on obtient l'équation donnant le mouvement du segment dans sa gorge

$$M_{si}\frac{d^{2}h_{i}}{dt} = \pi E_{ri}\left(D_{cy} - E_{ri}\right)\left(\frac{p_{i-1}\left(\theta\right) - p_{i+1}\left(\theta\right)}{2}\right) - M_{si}R\left[K(\theta)\frac{d\omega}{dt} + \omega^{2}\frac{dK(\theta)}{d\theta}\right]$$
  
- 0.1  $\mu$  (T)  $\pi D_{i}\left(\frac{dh_{i}}{dt}\right)\left(\frac{E_{ri}}{h_{si}}\right)^{3} + 4.8 \pi \sqrt{\mu}$  (T)  $V_{p}(\theta) p_{i}(\theta) D_{cy} E_{ai}$  (3.47a)

avec

$$K(\theta) = \sin(\theta) + \frac{(R/L)\sin(\theta)\cos(\theta)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\sin(\theta)\right)^2}}, V_p = -R \omega K(\theta), \mu (T) = Exp\left(\frac{1036}{(T-178)} - 10.005\right)$$
(3.47b)

Si on note par  $h_{mi}$  la hauteur maximale de déplacement du segment, égale au jeu en hauteur, on a alors:

$$0 < hi < h_{mi}$$
 (3.47.c)

# III.4.4 Résolution du système

On dispose du système formés par trois équations débits-pressions (3.33a, b et c), et pour chacun des deux premiers segments, deux équations de débits dans les jeux en hauteur(3.36a ou 3.36b), une équation de débit dans le jeu de coupe (3.37), et une équation de mouvement (3.47a), soit 11 équations. Les inconnues sont les déplacements en hauteur des segments (2), les débits massiques (6), les pressions intersegments (3).

La résolution de l'ensemble des équations est faite par la méthode de Runge Kutta 4

# III.4.5 Résultats du modèle de pression

Les figures {3.4a} et {3.4b} montrent les pressions derrière le premier et le deuxième segment ainsi que la position des segments dans la gorge de piston pour le moteur 2 (chapitre IV) à 800 tr/min. L'allure de ces courbes est confirmée par [57], [58] et [66]

On constate d'après la figure  $\{3.4a\}$ , que pour  $\theta < 388$ , la pression derrière le premier segment est pratiquement égale à celle de la chambre de combustion, tandis que

celle derrière le deuxième segment est plus faible et déphasée par rapport à ces deux pressions.

Pour  $\theta > 388^\circ$ , les pressions derrière les deux segments deviennent supérieures à la pression des gaz de la chambre de combustion.



Figure 3.4 a : Pression des gaz dans la chambre de combustion et derrière les deux premiers segments en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour le moteur 2 à 800 tr/min, frein découplé

On observe sur la figure {3.4b} qu'au cours du cycle, le premier segment effectue deux montées-descentes, alors que le second n'en effectue qu'une seule.

Les figures {3.5 a} et {3.5.b} montrent une comparaison entre les courbes de pression derrière les segments calculées par le modèle complet et celles calculées avec l'hypothèse d'une chute de pression linéaire, paragraphe III.2.2.

Pour le premier segment, les deux courbes de pression sont très proches dans les zones où l'effet de la pression des gaz de combustion sur le frottement est prépondérant par rapport à celui de la vitesse de rotation du vilebrequin.

Pour le deuxième segment, on constate que les pressions sont légèrement déphasées, mais ont des amplitudes relativement proches.



Figure 3.4 b: Positions des deux premiers segments dans les gorges du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour le moteur 2 à 800 tr/min, frein découplé



Figure 3.5 a : Comparaison des pressions des gaz derrière le premier segment calculées par le modèle complet et d'après la loi linéaire en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour le moteur 2 à 800 tr/min, frein découplé



Figure 3.5b: Comparaison des pressions des gaz derrière le deuxième segment calculées par le modèle complet et d'après la loi linéaire en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour le moteur 2 à 800 tr/min, frein découplé

Dans l'ensemble, bien qu'il existe des écarts entre les deux modèles, nous avons conservé le modèle linéaire pour des raisons de simplicité et de brièvetés des temps de calculs et aussi à cause du manque d'informations détaillées sur la segmentation des moteurs étudiés.

Une étude plus approfondie utilisant ce modèle de pression peut donc être envisagée.

# **Chapitre IV**

# DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Nos essais ont porté sur trois moteurs diesel de caractéristiques et de puissance différentes, tableau 4.1. L'instrumentation des trois moteurs n'est pas fondamentalement différentes. Cependant le moteur 3 dispose en plus d'un couplemètre instantané.

Le banc d'essai du " moteur 1", figure {4.1 a,b}comprend les éléments suivants: le moteur 1, un frein donnant le couple moyen, une balance de mesure de la consommation de gazole, des dispositifs de mesure de la vitesse de rotation du moteur, du débit d'air et du débit d'eau, des fluxmètres implantés dans la masse de la culasse et de la chemise, des thermocouples implantés dans les circuits de fluide (eau, air, huile, gaz d'échappement ), un dispositif de mesure de la pression dans la chambre de combustion et de la levée d'aiguille, enfin un système d'acquisition et de traitement des données.

#### IV 1 Mesures classiques

# IV.1.1- Mesure du couple effectif

La mesure du couple effectif moyen est faite sur les trois moteurs. Le moteur 3 dispose en plus d'un couplemètre pour mesurer le couple effectif instantané.

Mesure du couple effectif moyen : La mesure du couple effectif moyen se fait grâce à un un frein relié au moteur par un arbre télescopique muni de deux joints cardan. Ce frein transforme l'énergie mécanique produite par le moteur en chaleur dissipée par l'eau de refroidissement. Le frein utilisée est à courant de Foucault (Schenck, type W.450), monté en bascule et relié par un bras (de longueur 0.716 m) à une balance indiquant sur un cadran la force F<sub>fr</sub> exercée (en Kgf). Le frein permet de faire varier le couple M<sub>ch</sub> ou la vitesse de rotation N pour une position donnée de la commande de carburant. La puissance P<sub>e</sub> s'obtient alors par la formule classique suivante:

$$P_{e}(ch) = \frac{1}{75} \cdot \left[ F_{fr}(Kgf) \cdot 0.716 \right] \cdot \frac{\pi \cdot N(tr/mn)}{30} = \frac{F_{fr}(Kgf) \cdot N(tr/mn)}{1000}$$
(4.1)

	Moteur 1	moteur 2	Moteur 3
Type de Moteur	Moteur diesel à injection directe	Moteur Diesel à injection directe	Moteur Diesel à préchambre
Puissance (kW)	158 à 2400 tr/min	250 à 2400 tr/min	63 à 4250 tr/min
Alésage (mm)	120	120	86
Course (mm)	130	145	89
Cylindrée totale (cm3)	8821.6	9839.5	2068
Nombre de cylindre	6	6	4
Nombre de segment par cylindre	3	3	3
Rapport volumétrique de compression	15	17	21.5
Turbo compresseur	AIRESEARCH type TO4BV1	AIRESEACH TA 035	GARETT type TA 0305
Taux de suralimentation	2	2	1.6
Pompe d'injection	Bosch type PE 6 P 120 A	Bosch type PES 6 P 120 A 320	Bosch type VE

Tableau 4.1: Caractéristiques des moteurs utilisés pour les essais expérimentaux



Pour déterminer la puissance effective, il est donc nécessaire de connaître la vitesse de rotation N du moteur. Cette dernière est mesurée grâce à un tachymètre numérique avec affichage de la vitesse toutes les dix secondes. L'incertitude relative est de 6 tr/min. Le couple effectif mesuré par le frein est donné par:

$$M_{ch}(mN) = 7.02396 \cdot F_{fr}(Kgf)$$
 (4.2)

Le frein doit maintenir constants d'une part le couple de freinage pendant un temps suffisamment long, et d'autre part le régime lors des variations accidentelles de charges. Il doit être également sensible à toute variation de vitesse ou de charge. La stabilité de l'ensemble moteur-frein doit être alors assurée. Il faut donc que lorsque le régime augmente, le couple de freinage augmente plus rapidement que le couple moteur.

Pour cela on étalonne périodiquement le frein. On note cependant que quelles que soient les précautions envisagées et malgré leur grande sensibilité, leur couple résiduel faible, la faible inertie de leur rotor, les freins à courant de Foucault mesurent le couple effectif avec comme sources d'erreurs possibles les frottements parasites dûs aux roulements de balance et les frottements aérodynamiques du rotor dans l'air ambiant [31]

*Mesure du couple effectif instantané:* Pour mesurer le couple effectif instantané, on utilise un couplemètre instantané, relié d'une part au moteur et d'autre part au frein grâce à deux arbres télescopiques.

Le couplemètre instantané mesure la déformation en torsion de l'arbre qui est proportionnelle au couple appliqué sur celui-ci. Il est équipé de capteur inductif avec amplification interne du signal. L'étalonnage du couplemètre est tel qu'il délivre une tension de  $\pm$  10 V, lorsqu'il est soumis à un couple de  $\pm$  500 mN. Le temps de réponse est de 300 µs; Son moment d'inertie est de 1.2 10<sup>-3</sup> Kg.m<sup>2</sup>.

# IV.1.2 - Mesure du débit de combustible

La mesure du débit du combustible se fait grâce à une balance de consommation AVL (de type KS W 700). Le coffret de commande de la balance permet de mesurer la durée t (au centième de seconde prés) nécessaire à la consommation d'une masse  $m_i$  de gazole choisie préalablement. Cette masse (100, 200, 400 g), est fixée en fonction de la puissance P du moteur. Cette mesure de type gravimétrique ne fait donc pas intervenir le poids spécifique du combustible. L'étalonnage de la balance s'effectue systématiquement avant chaque série de mesure. Quelle que soit la masse choisie, l'erreur relative n'excède pas 0.5 %.

On note aussi que les temps mesurés sont affichés directement sur l'indicateur, les résultats ne sont pas alors tributaires ni de l'attention ni des réflexes de l'opérateur. La consommation spécifique est donnée par la relation suivante:

$$C_{s}(Kg/Kwh) = 3.6 \frac{m_{i}(g)}{t(s) \cdot P(Kw)}$$
 (4.3)

# IV.1.3 - Mesure de la levée d'aiguille

L'avance à l'injection et la durée d'injection sont mesurées grâce à un injecteur spécial dans lequel est logée une bobine avec son noyau, sans modifier ses caractéristiques. Le noyau repose sur l'aiguille d'injection. Sous l'effet de la pression des gaz de combustion, l'aiguille se lève et pousse le noyau provoquant ainsi un changement du champ magnétique de la bobine qui fournit un signal. Ce signal est amplifié et envoyé sur l'ordinateur pour acquisition et traitement.

#### IV.2 - Mesures spécifiques

# IV.2.1- Mesure de la pression des gaz dans la chambre de combustion

La détermination du travail indiqué et des efforts exercés par les gaz sur la tête du piston nécessite la connaissance à tout instant de la pression des gaz dans la chambre de combustion. Elle est détectée avec un capteur piezoélèctrique logé dans la culasse du premier cylindre, figure {4.1 b}, et dont l'élément sensible est au contact avec les gaz de la chambre de combustion. Comme le diaphragme de mesure est soumis à des températures élevées et qu'il ne supporte pas un échauffement excessif, il est refroidi par un circuit d'eau distillé. Sous l'effet des efforts statiques ou dynamiques, le capteur délivre une charge électrique qui est amplifiée avec un amplificateur de charge de haute impédance puis transformé en tension continue et ensuite envoyé sur ordinateur pour l'acquisition et le traitement des données. Cependant compte tenu de sa constitution, ce capteur (à quartz) délivre un signal qui n'est pas référencé par rapport à la pression atmosphérique. Le signal délivré est purement relatif et nécessite l'injection d'une pression de référence.

On notera qu'avant chaque série d'essai, l'ensemble capteur - amplificateur de charge est étalonné grâce à une balance manométrique: l'amplificateur de charge est réglé

de telle sorte qu'il délivre une tension de 10 V pour une pression de 150 bars. On applique ensuite sur le capteur des pressions croissantes et on vérifie la linéarité de la réponse du capteur.

Pour le moteur 3, la pression est mesurée dans la préchambre. Il existe donc un écart avec la pression cylindre, mais cet écart reste faible dans nos conditions d'essais.

# IV 2.2 - Position du point mort haut (PMH)

Le position du point mort haut (PMH) est fourni par un capteur de proximité. Ce dernier délivre un signal à chaque passage d'une cible représentée par une lame fixée sur le volant. Ce signal est ensuite dirigé sur un ordinateur et un oscilloscope

Le passage de la cible devant l'élément sensible du capteur doit coincider avec la position " exacte" du PMH du premier cylindre. C'est pourquoi le calage du PMH et le réglage de la position de référence des capteurs avec le point mort haut (PMH), sont très difficiles [12][13]. La procédure conditionne la précision des résultats. Le réglage du point mort haut du piston est décrit par [67]. Nous avons choisi la méthode de calage qui donne une sensibilité maximale de la côte par rapport à l'angle du vilebrequin à mi-course du piston. Cette méthode statique est affinée par la méthode dynamique

- <u>Méthode de calage statique du PMH</u>: on recherche le PMH du piston, culasse non enlevée en plaçant une tige dans le logement du capteur de pression de manière à ce qu'elle touche la tête du piston quand celui-ci est à mi-course au cours de la phase de compression, ce point est alors repéré sur le volant et sur le bloc moteur. Cette opération est renouvelée pour la phase de détente. Le point correspondant au milieu des deux repères précédents sur le volant, fixe la position du piston au PMH

-Méthode de calage dynamique du PMH: Une fois la position approximative du PMH repérée, on fait l'acquisition simultanée, d'une part du signal de la pression des gaz du premier cylindre sans combustion fourni par un capteur de pression, et d'autre part, du signal du PMH fourni par le capteur de proximité. Ce dernier signal doit coincider avec le maximum de la courbe de pression.

On notera cependant que le basculement du piston, les jeux dans l'embiellage et dans les paliers font que la détection du PMH n'est pas aisée. Il faut aussi signaler la torsion du vilebrequin au cours du fonctionnement normal du moteur (en combustion) qui risque de fausser le repérage

# IV.2.3 - Repèrage de la position angulaire du vilebrequin

la position instantanée du vilebrequin est déterminée au cours des précédents travaux effectués au laboratoire [67][68][69] grâce à un codeur angulaire. Nous avons abandonné cette méthode car le déphasage est très important entre le signal fourni par le capteur de proximité donnant la position de référence (PMH) et qui est placé au voisinage du volant et celui donné par le codeur angulaire placé en bout d'arbre. L'importance de ce déphasage déjà observé par [69] varie en fonction de la vitesse et de la charge du moteur. Un déphasage de 0.7 DV dû à la torsion de l'arbre télescopique (de longueur 2 m) entre les capteurs entraîne une variation de 2 à 3 % du rendement mécanique selon la puissance du moteur et surtout une pmf de l'ordre de 20 à 50% [69]. La nouvelle méthode développé au laboratoire consiste à faire l'acquisition du signal donnant la position du PMH après un choix convenable du nombre de cycle, du nombre de point par cycle et de la fréquence d'acquisition.

# IV.2.4- Déterminations de la vitesse et de l'accélération instantanées du vilebrequin

Les amplitudes des vibrations de torsion du volant sont très faibles (inférieures à  $0.1^{\circ}$  pour des vitesses inférieures à 1300 tr/min)[54]. Par conséquent le lieu le plus approprié pour installer les capteurs pour la mesure de la vitesse et de l'accélération instantanées du vilebrequin se situe sur le volant moteur.

Vitesse de rotation du vilebrequin: La mesure de la vitesse de rotation du moteur est déduite à partir de la mesure du temps de passage de deux dents successives du volant moteur devant un capteur (magnétique ou à courant de Foucault). Ce capteur délivre un signal qui est transformé par un boîtier de mise en forme en un signal carré d'amplitude 5V, homogène aux dentures de la cible. Lorsque le signal source atteint un seuil réglable, le circuit de mise en forme permute à 5 V. Le seuil de déclenchement doit être fixé suffisamment haut pour éviter les rebonds. Ce signal est ensuite échantillonné et transformé en une série de durées envoyées sur un micro ordinateur pour le traitement.

Le circuit d'échantillonnage de la carte utilisée est constitué d'une horloge haute fréquence dont les tops sont dirigés sur un compteur. A chaque front montant du signal, la valeur du compteur est lue puis le compteur est remis a zéro, La durée  $\Delta T(i)$  entre deux dents successives de la couronne est calculée par la relation suivante:

$$\Delta T(i) = \frac{n_H(i)}{f_{HO}}$$
(4.4)

Avec  $n_H(i)$ : nombre de top - horloge lu par le compteur pour la dent i,  $f_{HO}$ : fréquence de l'horloge de la carte utilisée.

La vitesse de rotation instantanée du vilebrequin  $\omega$  (i) est calculée à partir de la durée  $\Delta T(i)$  et de l'angle  $\Delta \theta(i)$  parcouru par le vilebrequin pendant cette durée, par la relation classique:

$$\omega(i) = \frac{\Delta \theta(i)}{\Delta T(i)}$$
(4.5 a)

avec

 $\Delta \theta(i) = \frac{4\pi}{n_d}$ 

(4.5 b)

où  $n_d$  est le nombre de dents de volant défilant devant le capteur pendant un cycle.

Pour une meilleure résolution, T.H.B Jewit et B.Lawton [54] propose d'effectuer un filtrage préalable en calculant la vitesse instantanée sur 2n+1 dents autour de la dent i, d'après la relation suivante:

$$\omega(i) = \frac{(2n+1) \Delta \theta(i)}{\Delta T(i-n) + \dots + \Delta T(i) + \dots + \Delta T(i+n)}$$
(4.6)

Le calcul des vitesses est fait généralement à partir des données  $\Delta T(i)$  sur une, trois ou cinq dents. Cependant le danger de ce type de calcul est qu'un défaut d'acquisition sur une dent est répercuté sur deux ou quatre valeurs de la vitesse instantanée autour de la dent considérée.

Cette méthode de mesure de la vitesse de rotation instantanée du vilebrequin, simple à mettre en œuvre, s'adapte facilement sur un moteur sans nécessiter aucune modification. La résolution en fréquence, directement liée au nombre de dents, est bonne car la couronne des moteurs étudiés comporte 148 dents pour les moteurs 1 et 2, et 123 dents pour le moteur 3. Cependant on doit noter que lors de la mesure de la durée de passage des dents, on détecte les défauts de la denture qui parasitent le signal, et on prend en compte le mouvement de flexion du volant. Ces défauts peuvent être éliminés avec l'utilisation d'un deuxième capteur diamétralement opposé au premier [70]. On note également que la précision des mesures dépend de la fréquence de la carte d'acquisition. Généralement les cartes utilisées ont une fréquence égale à 4 MHz [71].

Accélération instantanée du vilebrequin: La détermination de l'accélération instantanée du vilebrequin peut être donnée par deux accéléromètres montés

diamétralement opposés et inversés sur le volant. Cette méthode permet une mesure de l'accélération affranchie des effets parasites de la pesanteur et des mouvements de flexion du volant. La transmission des données peut se faire par voie hertzienne, en modulation de fréquence, au moyen d'un émetteur et d'un récepteur.Cette méthode nécessite cependant une mise en place difficile.

Aussi, pour notre étude, nous déterminons l'accélération à partir de la dérivée numérique de la vitesse de rotation instantané du vilebrequin.

Si on note par  $\Delta t$  (i) la durée depuis l'instant initial de référence jusqu'à l'instant de passage de la dent i:

$$\Delta t(i) = \sum_{j=1}^{i} \Delta T(j)$$
, (4.7)

les accélérations sont alors calculées à partir du tableau de données  $\gamma$  (i) = f [ $\Delta$ t (i)] selon une formulation sur trois points

-Premier point

$$\gamma(1) = -\omega(1) \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{\Delta_1 \Delta_2} + \omega(2) \frac{\Delta_2}{\Delta_1 \Delta_3} - \omega(3) \frac{\Delta_1}{\Delta_2 \Delta_3}$$
(4.8 a)

avec  $\Delta 1 = t(2) - t(1)$ ,  $\Delta 2 = t(3) - t(1)$  et  $\Delta 3 = t(3) - t(2)$ 

- Point courant i

$$\gamma(i) = -\omega(i-1) \frac{\Delta_3}{\Delta_1 \Delta_2} + \omega(i) \frac{\Delta_3 - \Delta_1}{\Delta_1 \Delta_3} + \omega(i+1) \frac{\Delta_1}{\Delta_2 \Delta_3}$$
(4.8 b)

avec  $\Delta 1 = t(i) - t(i-1)$ ,  $\Delta 2 = t(i+1) - t(i-1)$ , et  $\Delta 3 = t(i+1) - t(i)$ 

-Dernier point n

$$\gamma(n) = \omega(n-2) \frac{\Delta_3}{\Delta_1 \Delta_2} - \omega(n-1) \frac{\Delta_2}{\Delta_1 \Delta_3} + \omega(n) \frac{\Delta_2 + \Delta_3}{\Delta_2 \Delta_3}$$
(4.8 c)

avec  $\Delta 1 = t (n - 1) - t (n - 2), \Delta 2 = t (n) - t (n - 2), et \Delta 3 = t (n) - t (n - 1)$ 

 $\omega$  (i) est exprimé en rad, t (i) en s et  $\gamma$  (i) en rad/s<sup>2</sup>

Choix du capteur de mesure: La précision de la mesure de la vitesse de rotation du vilebrequin est conditionnée par le choix convenable du capteur [54] [70]. Pour cela plusieurs phénomènes sont utilisés pour la mesure de la vitesse de rotation. On trouve ainsi des capteurs magnétiques (à réluctance variable, à courants de Foucault, à effet Hall), capacitifs, ultrasoniques, ou optiques.

En général la classification des "capteurs" est faite selon la nature du signal de sortie: les capteurs proprement dits fournissent un signal analogique, les détecteurs, un signal de sortie logique et les codeurs un signal numérique absolu ou incrémental. Le capteur, détecteur ou codeur peut être soit lié avec le vilebrequin, soit sans contact mécanique avec la cible en rotation. Cette classification est résumée dans le tableau 4.2 suivant [54]:

Au cours de notre étude, nous avons utilisé un capteur de proximité, alimenté, caractérisé par l'absence de liaison mécanique entre le capteur et le vilebrequin. C'est un capteur inductif à réluctance variable.Il est constitué d'un aimant permanent et d'une bobine dans laquelle est induite une tension au passage d'éléments métalliques Cette tension alternative est proportionnelle aux variations du flux magnétique et à la vitesse de rotation de la cible. Comme la cible est une roue dentée, la fréquence du signal est directement proportionnelle à sa vitesse de rotation. L'amplitude de la tension fournie dépend de la distance entre la bobine (nez du capteur) et la pièce en rotation: Elle diminue lorsque cette distance augmente.



 Tableau 4 2: Classification des capteurs et détecteurs de déplacement [63]

La mesure de la vitesse de rotation du moteur est influencée par plusieurs facteurs [54] [70]: forme de la cible, faux rond, variations de géométrie des dents, déphasage capteur-cible, vibration mécanique, composition chimique de la cible qui doit être constituée d'un métal ferromagnétique, etc.

Toutes les dents des couronnes des moteurs utilisés sont identiques. Ceci fait que nous n'avons pas décelé de problème particulier, sauf pour le moteur 3 où nous avons constaté un faible signal du capteur même avec une plus faible distance capteur-cible. Nous avons remédié à ce problème par la réalisation d'un boîtier de mise en forme et d'amplification du signal qui suit instantanément le signal fourni par le capteur pour la gamme de vitesses utilisées. Le déphasage capteur-cible est important pour les vitesses inférieures à 300 tr/min, et est constant au environ de 1000 tr/min. Cependant, il est quasiment impossible d'effectuer une correction car nous ne disposons d'aucun moyen précis pour mesurer ce déphasage

# IV.2.5 - Système d'acquisition et de traitement

La fonction principale de la carte d'acquisition est de mesurer la durée entre deux fronts montants successifs provenant du capteur et d'assurer le stockage sur ordinateur des valeurs relevées.

On dispose pour nos essais sur banc d'une part de deux cartes d'acquisition rapides pour l'acquisition de la pression des gaz de la chambre de combustion, le PMH, la Levée d'aiguille et le couple effectif instantané, et d'autre part d'une carte de conception spéciale pour la mesure de la vitesse de rotation instantanée du vilebrequin.

Il est nécessaire de synchroniser le début des acquisitions avec un événement dans le cycle pour connaître la position angulaire initiale du vilebrequin. Le déclenchement est assuré sur le front montant d'un signal carré TTL d'amplitude 5 V fourni par le capteur de PMH. Nous disposons de dispositif et de logiciels de gestion et de synchronisation spécifiques de toutes les cartes. L'acquisition du top PMH permet aussi de calculer la position angulaire de chaque enregistrement

La carte d'acquisition spéciale permet à la fois l'acquisition et le stockage des mesures, avant transfert sur ordinateur. Les périodes mesurées sont stokées dans une mémoire incorporée à l'appareil et alimenté par des piles de sauvegarde. Le dialogue avec l'ordinateur et le transfert des données sont réalisés en fin d'acquisition par l'intermédiaire d'une liaison série RS 232. La fréquence de la carte est de 1.23 MHz. La mémoire de la carte d'échantillonage permet la mesure de la vitesse sur 90 cycles

Les deux cartes d'acquisition rapides sont installées sur ordinateur et utilise sa mémoire centrale pour stocker les valeurs acquises. Une fois la mesure terminée, celle-ci sont transférées sur le disque dur. Chaque carte dispose de quatre voies, la fréquence de l'horloge est de 1 MHz

L'ordinateur utilisé pour l'acquisition et le dépouillement des résultats de mesure est un ordinateur IBM PCAT d'une capacité de 1 Mo de RAM. La capacité de la mémoire ROM est de 40 MO. Cet ordinateur est équipé d'un microprocesseur 16 bits 8086 MHz et d'un coprocesseur mathématique 8087.

Nous disposons aussi de procédure de traitement permettant de corriger les défauts d'acquisition: dents cassés ou ébréchées, défauts de transmission du signal etc. Ces procédures sont détaillées au paragraphe IV.3

#### IV 2.6 - Mesures des températures

Les thermocouples, au nombre de dixhuit, groupés par paire en montage différentiel, sont implantés dans la masse de la chemise, figure {4.3}, permettant ainsi de calculer la viscosité du lubrifiant à partir de la mesure de la température. Les neuf thermocouples différentiels sont répartis dans trois plans verticaux repérés par leur cote (25, 90 et 155 mm) à partir du PMH. La position du premier et du troisième niveau coincident avec celle du premier segment quand le piston est respectivement au PMH et au PMB. Le deuxième niveau est à midistance entre les deux niveaux précédents.



# IV.3 - Procédure de traitement du signal et de correction des défauts

Pour éliminer les bruits induits par les mesures c'est à dire " toutes les composantes parasites du signal qui apportent une information erronée, ou celles qui ne représentent pas l'information attendue mais qui ont été introduites dans la chaîne de mesure au cours de son utilisation", il est nécessaire d'effectuer un filtrage du signal. Décomposition du signal en série de Fourier: Etant donné que les signaux de durée, vitesse ou accélération sont périodiques de période 1 cycle, ils peuvent alors être décomposé en série de Fourier. On peut procéder soit à une analyse basse fréquence si les signaux précédents sont étudiés cycle par cycle et par conséquent à partir du produit  $(n_{cy}.n_d)$  données  $(n_{cy}$  est le nombre de cycle,  $n_d$  nombre de dents par cycle), soit à une analyse haute fréquence du signal si l'on s'intéresse au cycle moyen qui regroupe par conséquent n<sub>d</sub> données.

Dans notre étude, c'est le dernier cas qui nous intéresse. La mémoire de la carte d'acquisition utilisée permet la mesure de la vitesse sur 90 cycles. On analyse le contenu fréquentiel du cycle moyen calculé sur dix cycles. La vitesse de rotation instantanée du vilebrequin est alors définie par:

$$\omega_{moy}(i) = \frac{1}{n_{cy}} \sum_{cy=1}^{n_{cy}} \omega(cy,i)$$
 (4.9)

qu'on peut écrire sous la forme:

$$\omega(i) = HF_0 + HF_1 \cos(2\pi f_H i - \phi_{H,1}) \dots + HF_n \cos(2\pi n f_H i - \phi_{H,n})$$
(4.10)

**Remarque**: L'harmonique d'ordre six sur un moteur à six cylindres traduit un phénomène qui se produit six fois par cycle. Sa cause principale est la succession des détentes et des compressions dans les six cylindres. Il en est de même pour les harmoniques d'ordre multiple de six. Un défaut peut augmenter les harmoniques non multiples de six qui traduisent les irrégularités du cycle moyen.

*Filtrage du signal:* Le filtre généralement utilisé pour le traitement des signaux de vitesse de rotation ou des accélérations du vilebrequin est de type BUTTERWORTH [54]. Comme l'on s'intéresse aux hautes fréquences du signal, on utilise un filtre passe bas. Pour définir ce filtre, il est nécessaire de choisir:

- la fréquence de coupure du filtre  $F_c$  définie comme étant la fréquence pour laquelle la courbe de réponse du filtre est atténuée de 3 dB (1dB = 10 log( I/Io), I intensité mesurée, Io intensité de référence). Elle est choisie à partir de résultats d'essais. Au vu des résultats, la limite  $F_{cb}$  est fixée à l'harmonique d'ordre 20.

-la pente d'atténuation du filtre. La valeur choisie couramment est de 12 dB/ octave (1 octave = plage de fréquence de f à 2 f )

Le signal une fois décomposé en série de Fourier, est ensuite reconstitué et filtré en appliquant à chaque terme un terme correcteur. Comme on utilise un filtre passe bas, on a la relation suivante:

$$\omega(i) = HF_{0} + HF_{1} \left( \frac{1}{1 + (F_{c})^{4}} \right) \cos(2\pi f_{H}i - \phi_{H,1}) ... + HF_{n} \left( \frac{1}{1 + (F_{c})^{4}} \right) \cos(2\pi n f_{H}i - \phi_{H,n}) + .$$
  

$$i \in [1, n_{d}]$$
(4.11)

avec  $HF_n$ : amplitude d'ordre n de la décomposition en série de Fourier du cycle moyen de vitesse,  $\phi_{H,n}$ : la phase d'ordre n de la décomposition de la série de Fourier,  $n_d$  est le nombre de dents défilant devant le capteur au cours d'un cycle,  $f_H = 2 / n_d$ : la fréquence du signal.

On définit les deux cœfficients

 $A_n = HF_n \cos (\phi_{H,n})$ 

 $B_n = HF_n Sin (\phi_{H,n})$  que l'on calcule par les relations:

$$A_{n} = \frac{2}{n_{d}} \sum_{i=1}^{n_{d}} \omega(i) \cos(2\pi n f_{H}i), \quad B_{n} = \frac{2}{n_{d}} \sum_{i=1}^{n_{d}} \omega(i) \sin(2\pi n f_{H}i)$$
(4.12)

 $HF_n$  et  $\phi_{H,n}$  sont retrouvées en appliquant

$$HF_{0} = \frac{1}{n_{d}} \sum_{i=1}^{N_{d}} \omega(i) , HF_{n} = \sqrt{A_{H,n}^{2} + B_{H,n}^{2}} , \tan \phi_{H,n} = \frac{B_{H,n}}{A_{H,n}}$$
(4.13)

**Dans la pratique,** pour éviter de longs calculs et parce que la précision obtenue est suffisante, on fixe deux limites  $F_{min}$  et  $F_{max}$  à l'intérieur desquelles le signal est reconstitué. Ces limites sont définies comme suit :

$$F_{min} = max\left(\frac{F_{cb}}{2}, 1\right), \quad F_{max} = \frac{n_d}{2}$$
 (4.14)

Pour détecter et corriger des défauts d'acquisition dûs aux irrégularités de la géométrie de la couronne (dents cassés ou ébréchées), aux défauts de transmission du signal, et au dysfonctionnement de la carte d'acquisition ou du capteur, on dispose en plus de la procédure de filtrage d'un algorithme qui agit directement à la lecture des mesures et ne nécessite pas de connaissance préalable de la couronne. Il est basé sur l'étude statistique de la répartition des  $(n_d - 1)$  écarts de durées entre deux dents successives de chaque cycle enregistrée lors d'une mesure sur moteur. Toute valeur anormale d'un écart de durée est détectée et corrigé par cet algorithme et par conséquent toutes les valeurs aberrantes de la vitesse ou de l'accélération sont éliminées.

Enfin un logiciel spécifique permet la mise en phase de la pression, de la vitesse et de l'accélération du moteur.

#### IV.4- Conclusion sur la deuxième partie

La determination indirecte de la force de frottement instantané piston-chemise repose sur l'association d'une mesure du frottement global instantané et d'une formulation du frottement instantané de chaque élément (segment, chemise)

Le couple de frottement global est obtenu à partir des mesures de la pression cylindre et de la durée séparant le passage de deux dents du volant moteur, en écrivant l'équation de mouvement du vilbrequin. En déduisant du couple de frottement global le couple des organes entrainées (vilebrequin, pompes, culbuterie), on obtient le frottement piston-chemise.

Pour détecter et corriger des défauts d'acquisition dûs aux irrégularités de la géométrie de la couronne (dents cassés ou ébréchées), aux défauts de transmission du signal, et au dysfonctionnement de la carte d'acquisition ou du capteur, on dispose en plus de la procédure de filtrage, d'un algorithme qui agit directement à la lecture des mesures. Toute valeur anormale d'un écart de durée est détectée et corrigée par cet algorithme et par conséquent toutes les valeurs aberrantes de la vitesse ou de l'accélération sont éliminées.

Enfin un logiciel spécifique permet la mise en phase de la pression, de la vitesse et de l'accélération du moteur.

Le modèle proposé diffère fondamentalement de celui présenté par Rezeka [29]. Il permet de determiner le couple de frottement piston-chemise en s'affranchissent de la notion de segment équivalent. Ici chaque segment est individualisé et soumis à la pression locale. Le modèle tient compte du mode de lubrification des segments et de la jupe: le frottement est mixte par les deux premièrs segments avec un coefficient de frottement donné par Rezeka dans la zone HP et hydrodynamique avec un coefficient de frottement de Geehan [32] pour le reste du cycle.

Le racleur et la jupe sont toujours en lubrification hydrodynamique. La pression locale derrière les segments est calculée en adoptant une décroissante linéaire de la pression depuis la chambre de combustion jusqu'au racleur.

Toutes les hypothèses de ce modèle sont validées soit par comparaison aux travaux fournis par la littérature, soit en développant un modèle détaillé tenant compte des débits de fuite des gaz à travers la segmentation et du mouvement propre à chaque segment.

# TROISIEME PARTIE

RESULTATS EXPERIMENTAUX
#### Chapitre V

### DESCRIPTION DU TRAITEMENT DES DONNEES BRUTES SUR L'EXEMPLE DU MOTEUR 1 (Diesel à injection directe, six cylindres, 158 kW), A VIDE

Dans ce chapitre, on détermine le frottement instantané piston-chemise en appliquant la méthode proposée dans la deuxième partie et celle de Rezeka à trois moteurs Diesel de puissance et de caractéristiques différentes.

On rappelle que quelle que soit la méthode utilisée, il faut d'abord déterminer expérimentalement le couple de frottement total du moteur d'après l'équation (A.47). Le couple de frottement piston-chemise est alors déterminé en déduisant de ce dernier le couple de frottement et d'entraînement des organes tournants conformément à l'équation (3.4) et au tableau 5.1. Ce tableau montre que pour déterminer le couple de frottement piston chemise, nous devons connaître la pression des gaz de combustion, la vitesse et l'accélération du vilebrequin.

Le moteur 1 est un diesel à injection directe, à six cylindres 120 mm \*130 mm, suralimenté par turbocompresseur, et dévellopant une puissance de 158 kW à 2400 tr/min. On décrit les calculs cinématiques et leurs corrections.

#### V.1- Données expérimentales brutes

**Pression instantanée des gaz de combustion:** Elle est mesurée sur le premier cylindre. On suppose que la pression des autres cylindres suit une loi identique à celle du cylindre 1, obtenue par simple déphasage en tenant compte de l'ordre d'allumage, figure {5.1}



 Tableau
 5.1: Schéma de la méthode de détermination



Figure 5.1: Composition des pressions cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 1 à 800 tr/min, frein découplé

Vitesse de rotation et accélération instantanées du vilebrequin: La mesure de la vitesse instantanée du vilebrequin est obtenue à partir de l'acquisition et la mise en forme des signaux délivrés par deux capteurs magnétiques, l'un donnant la durée de passage entre deux dents du volant, et l'autre la position du PMH. La dérivée numérique de la vitesse fournit l'accélération.



Figure 5.2: Vitesse de rotation et accélération instantanées du vilebrequin en fonction de son angle de rotation pour les six cylindres du moteur 1 à 800 tr/min, frein accouplé, résultats bruts.

Nous avons mesuré la vitesse de rotation du vilebrequin et calculé l'accélération correspondante dans le cas où le frein est accouplé, figure  $\{5.2\}$  ou découplé, figure  $\{5.3\}$ .



Figure 5.3: Vitesse de rotation et accélération instantanées du vilebrequin en fonction de son angle de rotation pour les six cylindres du moteur 1 à 800 tr/min, frein découplé, résultats bruts.

La figure {5.2}, frein accouplé montre une irrégularité très importante de la vitesse et de l'accélération. Cependant la figure {5.3}, frein découplé montre que la vitesse et l'accélération sont plus régulières. Ce résultat nous incite déjà à travailler avec le frein découplé.

Les courbes montrent d'une part qu'une compression dans un cylindre se traduit par une diminution de la vitesse de rotation et une décélération du moteur et d'autre part que les minima de vitesse correspondent aux maxima de la pression des gaz dans le cylindre.

Nous avons tracé sur la figure {5.4} les résultats relatifs à un moteur déséquilibré mécaniquement. La vitesse de rotation et l'accélération sont évidemment encore plus perturbées que pour le moteur équilibré.



Figure 5. 4: Vitesse de rotation et accélération instantanées du vilebrequin en fonction de son angle de rotation pour les six cylindres du moteur 1, déséquilibré à 1000 tr/min, frein découplé, résultats bruts.

#### V.2- Données expérimentales traitées:

La figure  $\{5.5\}$  donne à titre d'exemple le résultat du traitement et du filtrage pour une vitesse de rotation du vilebrequin égale à 800 tr/min.



Figure 5.5: Vitesse de rotation et accélération instantanées du vilebrequin en fonction de son angle de rotation pour les six cylindres du moteur 1 à 800 tr/min, frein découplé, résultats traités.

# V.3 - Détermination expérimentale du couple de frottement total à vide

Nous représentons le couple de frottement total déterminé dans le cas ou le frein est accouplé ou découplé et dans le cas où les résultats sont traités.

Cas où le frein est accouplé: La figure {5.6}montre que le couple de frottement total est très haché. En effet le frein ne se comporte pas comme en élément passif entrainé par le vilebrequin, mais étant à courants de Foucault, il développe un couple résistant qui s'oppose au couple moteur pour stabiliser la vitesse moyenne de rotation du vilebrequin. Ce couple résistant a été pris égal à zéro en valeur instantanée alors qu'il n'est nul qu'en valeur moyenne.



Figure 5.6: Couple de frottement total en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 1 à 800 tr/min, frein accouplé

Cas où le frein est découplé : La figure {5.7} montre que le couple de frottement a une allure plus douce que le couple précédent.



Figure 5.7: Couple de frottement total en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 1 à différentes vitesses de rotation du vilebrequin, frein découplé

On notera cependant que les valeurs moyennes calculées des couples avec frein découplé (56.25 mN) et frein accouplé (55.58 m.N) sont proches. Cependant la valeur maximale du couple, frein accouplé est très importante, ce qui permet de prévoir que le frottement mixte est plus important dans ce cas.

On remarque aussi une cassure du couple pour  $\theta = 2 \text{ k} \pi/3$  avec k = 0 à 5, correspondant aux minima des vitesses de rotation du vilebrequin et aux maxima des pressions des gaz dans la chambre de combustion. Cette même observation est aussi faite par Rezeka et al [29].

Nous avons confirmé l'allure du couple de frottement pour d'autres vitesses de rotation du vilebrequin, figure {5.7}. Ce résultat n'a été possible qu'avec le frein découplé, à cause des problèmes mécaniques rencontrés sur le moteur 1.

Cette courbe montre également que le couple de frottement total augmente avec la vitesse de rotation du vilebrequin.

### Chapitre VI

## FROTTEMENT INSTANTANE PISTON-CHEMISE SUR LE MOTEUR 1 (Diesel à injection directe, six cylindres, 158 kW), A VIDE

On évalue d'abord, pour le moteur 1, les couples de frottement moyen des organes tournants. Puis on détermine le frottement piston-chemise successivement par la méthode de Rezeka puis par la méthode proposée. Enfin on valide les hypothèses de la méthode proposée. Les couples de frottement instantané sont déterminés à partir des données traitées.

## VI.1 - Détermination des couples de frottement moyen des organes tournants

Les couples de frottement moyens des organes tournants du moteur étudié ne sont pas connus, ils sont déterminés à partir des données fournies par le constructeur pour un autre moteur proche.

Les organes entraînés par le moteur 1 sont représentés par la figure {6.1}. On notera que le moteur étudié au banc d'essai ne possède ni ventilateur, ni compresseur d'air. Le couple d'entraînement est obtenu par la relation (3.6). La vitesse Na de l'organe considéré est calculée en fonction de celle du vilebrequin, en tenant compte du rapport de transmission entre ces deux organes donné par le tableau 6.1.

Organes	Na / N
Pompe à eau	1.407
Pompe à huile	1.310
Pompe d'injection	0.500
Distribution	0.500
Alternateur	3.419

Tableau 6.1: Rapport de transmission des organes du moteur 1



Figure 6.1 : Schéma d'entraînement des organes tournants du moteur 1

Ne disposant pas des pmf relatives au moteur 1 (alésage 130 et rapport volumétrique de compression 15), nous avons adopté les données connues relatives au moteur 2 (alésage 145, rapport volumétrique de compression 17). En admettant que pour les faibles vitesses, les pmf des deux moteurs sont identiques, les couples d'entraînement des organes tournants sont déterminés par l'équation (3.6) à partir des courbes de pertes mécaniques données par la figure  $\{6.2\}$ .



Figure 6.2: Répartition des pertes par frottement dans le moteur 2

Organes	pmf en bars pour N=800 tr/min	Couple (m.N) pour N=800 tr/min
Pompe à eau	0.0503	2.513
Pompe à huile	0.086	4.496
Pompe d'injection	0.010	1.405
Distribution	0.035	4.910
Vilebrequin	0.196	13.750

Les résultats à 800 tr/min, vitesse des essais préliminaires sur le moteur 1, sont consignés dans le tableau 6.2.

 Tableau 6.2: Couples de frottement des organes du moteur 2 suralimenté

 déterminés à partir des données du constructeur

La pompe d'injection n'exige un couple d'entraînement important que sur un domaine angulaire relativement restreint correspondant à la durée de mise en pression du combustible dans le circuit d'injection [11]. Nous avons pris les valeurs du couple d'entraînement instantané fournies par le constructeur de pompe. Cependant, le fichier donnant ce couple pour chaque degré d'angle du vilebrequin correspond à une vitesse de rotation de la pompe d'injection égale à 2400 tr/min et ne donne pas d'indication sur la position du PMH. Pour déduire le couple d'entraînement de la pompe d'injection à 800 tr/min, nous avons considéré d'une part que le couple d'entraînement est proportionnel à la vitesse de rotation du vilebrequin et d'autre part que le couple d'entraînement maximal de la pompe d'injection coincide avec l'angle de début d'injection. Ce dernier est connu avec précision grâce à l'acquisition de la levée d'aiguille.



Figure 6.3 : Couple d'entraînement de la pompe d'injection en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin du moteur 1 à 2400 tr/min

Le couple instantané de la pompe est représenté par la figure {6.3}. On a vérifié l'identité entre la valeur moyenne du couple instantané de la pompe d'injection et celle calculée à partir de la pmf donnée par le constructeur dans le tableau 6.2.

## VI.2 - Détermination analytique des couples de frottement instantané piston- chemise d'après la formulation de Rezeka

Nous déterminons le couple total de frottement  $M_{ft}(\theta)$  par l'équation (2.8) qu'on généralise à un multicylindre, dans laquelle la pression des gaz de combustion, et la vitesse de rotation du vilebrequin, sont mesurées expérimentalement. Rezeka et al déterminent les cœfficients a<sub>i</sub> de l'équation (A.70) relatifs au frottement hydrodynamique (a<sub>1</sub>), mixte (a<sub>2</sub>), de la jupe (a<sub>3</sub>), de la distribution (a<sub>4</sub>), des pompes (a<sub>5</sub>) (pompes à eau, huile), du vilebrequin (a<sub>6</sub>). Contrairement à eux, nous déterminons les couples de frottement et d'entraînement des organes tournants à partir des données du constructeur en suivant la méthode décrite en III 2.1, puis nous les déduisons du couple total  $M_{fi}(\theta)$ . On adopte les couples moyens proposés au paragraphe VI.1, soit les valeurs fournies par le tableau 6.2. Le choix de prendre pour les organes tournants les couples mesurés par le constructeur est dicté par le souci de limiter le nombre de cœfficients a<sub>i</sub> à déterminer, ce qui accroit la précision et fournit donc des valeurs plus exactes des couples de frottement piston-chemise.

Seuls restent alors à déterminer le cœfficient  $a_1$  correspondant au frottement hydrodynamique du segment équivalent (équation 2.22),  $a_2$  correspondant au frottement mixte du segment équivalent (équation 2.23) et  $a_3$  correspondant au frottement hydrodynamique de la jupe (équation 2.24).

Nous déterminons les cœfficients  $a_1$ ,  $a_2$  et  $a_3$  pour une vitesse de rotation du vilebrequin égale à 800 tr/min dans les cas suivants :

-le couple de frottement des paliers du vilebrequin, est pris en valeur moyenne,

-le couple de frottement des paliers du vilebrequin est donné par la formulation de Ishihama et al [51] (équations A.69 a) avec un cœfficient  $a_v$ , soit déterminé à partir de la valeur moyenne du couple de frottement donnée par le constructeur, soit par la méthode de régression linéaire de la même manière que pour les autres cœfficients a<sub>i</sub> de l'ensemble piston chemise. Les cas du frein accouplé ou découplé sont examinés.

## VI.2.1- En adoptant pour le vilebrequin un couple de frottement moyen

Nous déterminons le couple de frottement dans le cas du frein accouplé et découplé.

La valeur du couple de frottement moyen du vilebrequin est donnée par le tableau 6.2. Pour N = 800 tr/min, elle est égale à 13.75 mN. L'application de la méthode de régression linéaire, paragraphe III.3, fournit des valeurs de  $a_i$ , tableau 6.3, n'ayant pas de sens physique (valeurs négatives, trop fluctuantes). En particulier le cœfficient  $a_3$  relatif à la jupe est très grand et négatif.

Coefficients	Frein accouplé	Frein découplé
a <sub>1</sub> Hydro.segm.équi	545	124.6
a <sub>2</sub> Mixte.segm.équi	- 0.025	0.0476
a3 Hydro. jupe	- 448.39	-297.62

Tableau 6.3: Valeurs des cœfficients ai de l'équation (3.27) calculés d'après le modèle de Rezeka, pour le moteur l en adoptant pour le vilebrequin un couple de frottement moyen, a<sub>3</sub> inconnu

Ces mauvais résultats peuvent s'expliquer par le fait qu'en réalité le couple dû au frottement dans les paliers du vilebrequin fluctue beaucoup par rapport à la valeur moyenne à cause des variations importantes créées par la pression des gaz de combustion sur les paliers du vilebrequin.

En adoptant  $a_3 = 1$  pour la jupe en frottement hydrodynamique, nous avons calculé les cœfficients  $a_1$  et  $a_2$ . Les résultats sont donnés dans le tableau 6.4.

Cœfficients	Frein accouplé	Frein découplé
Incertitude %	> 100	15.6
a <sub>1</sub> Hydro.segm. équi.	10.35	11.14
a <sub>2</sub> Mixte. segm.équi.	0.441	0.243

Tableau 6.4: Valeurs des cæfficients ai de l'équation (3.27) calculés d'après le modèle de Rezeka, pour le moteur 1 en adoptant pour le vilebrequin un couple de frottement moyen,  $a_3 = 1$ 

Pour estimer la précision de nos résultats, on calcule l'incertitude, exprimée en %, sur le couple M définie par la relation suivante:

$$\frac{\Delta M}{M} = 100 \quad \frac{1}{K} \sum_{i=1}^{k} \sqrt{\left[\frac{\left(M_{exp}^{i} - M_{th}^{i}\right)^{2}}{\left(M_{exp}^{i}\right)^{2}}\right]}$$
(6.1)

avec  $M_{exp}$  : valeur du couple expérimental,  $M_{th}$  : valeur théorique du couple, k : nombre de points expérimentaux.

On constate que l'incertitude sur l'évaluation du couple de frottement piston-chemise, définie par l'équation 6.1, frein accouplé ou découplé reste très importante. Cependant les résultats du tableau 6.3 sont améliorés considérablement en découplant le frein.

## VI.2.2 En adoptant pour le vilebrequin un couple de frottement instantané:

Nous étudierons également les cas où le frein est accouplé puis découplé. Cependant nous ne considérons que le cas où le cœfficient hydrodynamique de la jupe est égale à 1. Ceci nous permet alors de vérifier, grâce au calcul de l'incertitude définie par l'équation 6.1, si les précédents résultats sont encore améliorés.

On applique alors au vilebrequin l'équation (A 69 a) donnée par Ishihama et al [51] qui fournit le couple en fonction de l'angle de vilebrequin soit :

$$M_{fv}(\theta) = a_v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot R_c \cdot P_g \left| \cos(\theta) \right| \cdot \frac{1}{\sqrt{\omega}}$$
(6.2 a)

Le cœfficient  $a_v$  est déterminé à partir de la valeur moyenne du couple de frottement donnée par le constructeur: La valeur du couple moyen est donnée par la relation suivante :

$$\overline{M_{fv}} = \frac{1}{4.\pi} \cdot \oint_{0}^{4\pi} M_{fv}(\theta)$$
(6.2b)

Pour une vitesse N = 800 tr/min du vilebrequin, le couple de frottement moyen donné par le tableau (6.2) est de 13.75 m.N. L'intégration du couple de frottement instantané  $M_{fv}(\theta)$  du vilebrequin donné par les équations (6.2a) et (6.2b) sur tout le cycle donne une valeur du couple moyen égale au produit (a<sub>v</sub> \*94.827). En égalant cette valeur avec 13.75, on déduit alors que a<sub>v</sub> est égale à 0.145.

Cœfficients	Frein accouplé	Frein découplé
Test %	40	2.3
a <sub>1</sub> Hydro. segm. équi.	24.16	21.0318
a <sub>2</sub> Mixte.seg. équi.	0.32	0.0625

En prenant  $a_v$  égal à 0.145 et  $a_3$  (pour la jupe) égal à 1, seuls restent alors à déterminer  $a_1$  et  $a_2$ . Nous obtenons les résultats du tableau 6.5.

### Tableau 6.5: Valeurs des cœfficients ai de l'équation (3.27) calculés d'après le modèle de Rezeka, pour le moteur 1 avec le couple moyen du vilebrequin égal à celui du constructeur

On constate qu'avec le frein accouplé les résultats sont proches de ceux de Rezeka. Les valeurs de  $a_1 = 24.16$  et et  $a_2 = 0.32$  sont d'une part très différentes de celles du tableau 6.4 et d'autre part, relativement bonnes car la précision est améliorée bien que l'incertitude reste encore très importante. Avec frein découplé, l'incertitude est nettement plus faible. Le cœfficient  $a_1$  est proche de celui de Rezeka, tandis que le cœfficient  $a_2$  est égal au quart de celui de Rezeka. Cependant on estime que c'est la valeur  $a_2 = 0.0625$  qui est correcte car elle est proche des valeurs des cœfficients de frottement mixte données par la littérature [10] [66] [72]

Le cœfficient  $a_v$  est déterminé de la même manière que les  $a_i$  de l'ensemble piston chemise: En prenant pour  $a_3 = 1$ , la méthode de régression donne les résultats du tableau 6.6.

On observe qu'avec le frein accouplé, les résultats obtenus sont encore améliorés. L'incertitude est maintenant égale à 15%. Les valeurs des cœfficients ( $a_1 = 23.8$  et  $a_2 = 0.298$ ), sont très proches de celles données par Rezeka et al ( $a_1 = 23$ ,  $a_2 = 0.252$ ). La valeur  $a_v$  égale à 0.156 donne une valeur du couple moyen égale à 14.80 pour N=800 tr/min, alors que celle issue des données du constructeur est de 13.75 mN, tableau 6.2.

Avec le frein découplé, on a pratiquement les mêmes résultats que ceux fournis par le tableau 6.5. Le cœfficient  $a_v = 0.1439$  donne une valeur du couple égale à 13.647, très proche de celle fournie par le constructeur.

Cœfficients	Frein accouplé	Frein découplé
Test %	15	3.2
a] Hydro.segm.équi.	23.8	21.032
a2 Mixte.segm.équi.	0.298	0.0628
a <sub>v</sub> Vilebrequin	0.156	0.1439

Tableau 6.6: Valeurs des cœfficients a<sub>i</sub> de l'équation (3.27) calculés d'après le modèle de Rezeka, pour le moteur 1 calculés en adoptant pour le vilebrequin un couple de frottement instantané

Que le frein soit accouplé ou découplé, on constate que la valeur de  $a_v$  est égale à 30% de celle donnée par Rezeka ( $a_v = 0.5$ ) pour un monocylindre diesel, de course 95 mm, d'alésage 95 mm, à vide, et tournant à 900 tr/min.

**Remarque** : Pour déterminer les cœfficients ai dans le cas du frein accouplé, on n'a considéré ici que 60 points pour 120 degrés de rotation du vilebrequin comptés à partir du PMH début détente d'un cylindre donné, soit 360 points par cycle. Les 60 points sélectionnés correspondent aux couples les plus élevés. Ce choix serait illégitime pour déterminer les cœfficients d'un monocylindre, car toute la partie à faible couple ne serait pas prise en compte, d'où une explication tronquée du frottement, réduite aux couples les plus élevés. Par contre pour un multicylindre (ici six cylindres), certains cylindres sont simultanément à couples élevés, tandis que d'autres sont à faibles couples, donc en tronquant sur un demi cycle (60 points tous les 120 points pour un six cylindres), on a quand même une représentation fidèle des diverses phases du frottement. Les cœfficients ai dans le cas du frein découplé sont obtenus sur un cycle complet du moteur.

#### VI.2.3 Conclusion: couple de frottement du vilebrequin

En adoptant pour le vilebrequin, un couple de frottement moyen, on supprime abusivement des variations existantes et on altère le calcul des cœfficients relatifs au frottement piston-chemise. En tenant compte du frottement instantané du vilebrequin, les résultats obtenus sont plus réalistes et la précision est meilleure.

On retiendra donc que pour la suite de nos travaux il faut tenir compte du frottement instantané du vilebrequin. Nous avons adopté la loi de Ishihama et al [51], équation (6.2 a).

Les valeurs du cœfficient  $a_v$  déterminées à partir de la valeur moyenne de couple fournie par le constructeur  $a_v = 0.145$ , ou à partir de la méthode de régression  $a_v = 0.1439$ , donnent toutes les deux la plus faible valeur de l'incertitude. Il est donc légitime de retenir pour le vilebrequin la valeur de  $a_v = 0.145$ .

## VI.3- Détermination analytique des couples de frottement instantanés de chaque segment par la méthode proposée

L'application du modèle de frottement proposé au paragraphe III.2.2 fournit les cœfficients pour les segments et la jupe. S'agissant du même moteur, nous adoptons les couples de frottement des organes tournants donnés dans le tableau 6.2 et pour le vilebrequin, la relation (6.2a)

#### VI.3.1 Cas où le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> est pris égal à 1

Nous avons aussi envisagé le cas du moteur accouplé et découplé en prenons  $a_v = 0.145$  pour estimer la précision de nos résultats, tableau 6.7.

Moteur 1 N=800 tr/min				
Cœfficients	Frein accouplé	Frein découplé		
Incertitude %	2.43 1.46			
$a_{H1} = a_{H2}$	3.230	3.1639		
$a_{M1} = a_{M2}$	0.2424	0.1206		
a <sub>H3</sub>	12.065	11.8075		

Tableau 6.7: Valeurs des cœfficients ai calculés en prenant le coefficient de la jupe  $a_{HJ}$ égal à 1 et en utilisant le modèle de séparation des segments, moteur 1 à 800 tr/min, frein accouplé et découplé

Les cœfficients hydrodynamiques  $a_{H1}$ ,  $a_{H2}$  et  $a_{H3}$  respectivement du premier, deuxième et troisième segment, déterminés avec frein découplé ou accouplé sont pratiquement les mêmes. Cependant le cœfficient mixte  $a_{M1}$  et  $a_{M2}$  du premier et deuxième segment, avec frein découplé sont égaux à la moitié de ceux déterminés avec frein accouplé.

Nous avons déterminé les cœfficients  $a_i$  pour d'autres vitesses de rotation dans le cas où le frein est découplé. Les résultats sont présentés dans le tableau 6.8.

N tr/min	800	900	1000
Incertitude %	1.46	1.38	1.30
$a_{H1} = a_{H2}$	3.1639	3.1722	3.1602
$\mathbf{a_{M1}} = \mathbf{a_{M2}}$	0.1206	0.1206	0.1207
a <sub>H3</sub>	11.8075	11.8355	11.8010

Tableau 6.8 : Valeurs des cœfficients ai calculés en prenant le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> égal à l et en utilisant le modèle de séparation des segments, moteur l à différentes vitesse de rotation, frein découplé

On constate que les valeurs sont très proches et déterminées avec une bonne précision entre le couple théorique et expérimental.

Nous nous sommes limités à ce seul cas car les résultats avec frein accouplé sont inexploitables à cause des irrégularités du moteur 1 pour des vitesses supérieures à 800 tr/min.

# VI.3.2 - Cas où le cœfficient de la jupe $a_{HJ}$ est déterminé par méthode de régression linéaire

Nous déterminons comme de nouveau le couple de frottement pour N= 800 tr/min dans les deux cas, frein accouplé ou découplé, puis nous généralisons pour d'autres vitesses avec le frein découplé. Le tableau 6.9 suivant fournit les résultats pour une vitesse de vilebrequin égale à 800 tr/min.

_		

- 113 -

Moteur 1 N=800 tr/min				
Cœfficients	Cœfficients Frein ccouplé Fr			
Incertitude %	2.75	1.47		
$a_{H1} = a_{H2}$	3.432	3.1602		
$a_{M1} = a_{M2}$	0.242	0.1207		
a <sub>H3</sub>	12.037	11.8007		
aHl	0.914	1.0006		

Tableau 6.9: Valeurs des cœfficients ai calculées dans le cas où le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> est pris comme inconnu et en utilisant le modèle de séparation des segments pour le moteur 1 à 800 tr/min, frein accouplé et découplé

Le tableau 6.10 donne les cœfficients pour d'autres vitesses de rotation avec le frein découplé. Nous constatons que ces résultats confirment les valeurs trouvées pour les différents cœfficients dans le cas où le cœfficient de la jupe était égal à 1.

N tr/min	800	900	1000
Incertitude %	1.47	1.35	1.31
$a_{H1} = a_{H2}$	3.1602	3.1600	3.1615
$\mathbf{a}_{\mathbf{M}1} = \mathbf{a}_{\mathbf{M}2}$	0.1207	0.1206	0.1207
a <sub>H3</sub>	11.8007	11.7991	11.8050
a <sub>HJ</sub>	1.0006	1.0025	0.9997

Tableau 6.10: Valeurs des cœfficients ai calculés en prenant le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> égal à 1 et en utilisant le modèle de séparation des segments Moteur 1 à différentes vitesse de rotation, frein découplé Validation du modèle proposé: A partir des cœfficients déterminés pour la vitesse de 800 tr/min, nous avons calculé les couples théoriques d'après l'équation (3.25 a), à différentes vitesses de rotation du vilebrequin. Ce résultat comparé avec celui déterminé expérimentalement d'après l'équation (3.4), montre un bon accord, figure {6.4}.



Figure 6.4: Couples de frottement piston-chemise calculé et déduit de l'expérience en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 1, à 1000 tr/min, frein découplé

Le couple de frottement piston-chemise expérimental accentue l'existence du frottement mixte au voisinage du PMH, fin de compression. En effet, on constate une légère augmentation du couple de frottement alors que la vitesse du piston diminue.

## VI.4 Couple de frottement instantané piston- chemise pour un seul cylindre "moyen"

Les évolutions des couples de frottement de chaque segment et de la jupe en fonction de l'angle de vilebrequin, calculés d'après les équations (3.20 a ) à (3.23 c) ainsi que le couple de frottement piston - chemise pour un cylindre donné calculé d'après l'équation (3.25 a) sont données par la figure {6.5}.

On remarque sur la courbe donnant le frottement total piston-chemise, que le frottement est hydrodynamique dans les zones éloignées du PMH. Le frottement mixte au voisinage du PMH, n'est pas très marqué car le frottement de la jupe est dominant du fait de l'importance de sa surface frottante.

Le frottement du segment racleur est relativement élevé par rapport à celui des autres segment du fait de l'importance de sa pression élastique. Ce résultat est confirmé par d'autres chercheurs [5] [59].

Dans les zones mixtes, le frottement est important pour le premier segment en raison de la forte valeur de la pression des gaz de combustion.

Dans les zones éloignées du PMH, les couples de frottement sont faibles et proches pour les deux premiers segments, car d'une part ils sont soumis à de faibles pressions, et d'autre part, leurs pressions d'élasticité sont voisines.



Figure 6 5: Couple de frottement piston-chemise avec séparation des segments en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 1, à 1000 tr/min, frein découplé

Variation du couple de frottement piston-chemise avec la vitesse de rotation du vilebrequin: La figure {6.6} montre clairement l'augmentation de la contribution hydrodynamique au couple de frottement piston- chemise lorsque la vitesse de rotation du vilebrequin croit.



Figure 6. 6: Couple de frottement piston-chemise avec séparation des segments en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 1, à différentes vitesses de rotation du vilebrequin, frein découplé

## VI.5- Validation du critère de passage du mode de lubrification hydrodynamique au mode de lubrification mixte.

Le problème fondamental est celui du choix de l'angle de vilebrequin à partir duquel le mode de lubrification passe d'hydrodynamique en mixte au cours de la phase de compression, puis de mixte en hydrodynamique en combustion - détente.

Le critère de passage d'un mode à l'autre peut être étudié sur la courbe de frottement disponible dans la littérature. Pour cela nous avons tracé la courbe de la force de frottement, calculée d'après nos essais, figure {6.7}, que nous comparons à celle de la littérature.

Les forces de frottement mesurées sur moteur entraîné ou allumé semblent sensibles à la méthode et au dispositif expérimentaux utilisés. Les figures {6.8} à {6.12} récapitulent les résultats publiés. Les premières mesures faites avec méthode de la chemise flottante par Furuhama et al en 1979 [3], figure {6.8} montrent des formes arrondies juste avant et après le PMH, avec des valeurs plus fortes après le PMH. Leurs essais de 1981 [52] et de 1983 [5], font apparaître une forme plus pointue après le PMH. Les essais ultérieurs avec la chemise flottante menés par Cerrato et al en 1984 [73], figure {6.9}, Guichaoua et al en 1984 [8], figure {6.10}, et plus récemment en 1990 par Yoshida et al [74], figure {6.11}, confirment le "raidissement " de la courbe après le PMH et révèlent cette même forme pointue avant et après le PMH.

Seuls les résultats de Uras et Patterson, en 1984 [59], 1985 [46], 1987 [24], figures {6.12 a}, {6.12 b} et {6.12 c}, avec la méthode de mesure de la contrainte sur la bielle font apparaître des différences notables avec ceux des chercheurs précédents.

Ainsi à l'exception de ceux de Uras, tous les résultats convergent vers une forme de la force de frottement très semblable à celle déduite du modèle proposé. Cette bonne similitude confirme notre hypothèse initiale de frottement mixte de la mi-course de compression à celle de détente.



Figure 6.7: Force de frottement piston-chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 1, à 1000 tr/min, frein découplé









#### Chapitre VII

## FROTTEMENT INSTANTANE PISTON-CHEMISE SUR LE MOTEUR 2 (Diesel à injection directe, six cylindres, 250 kW), A VIDE

Le but de cette étude est de déterminer les couples de frottement sur un autre moteur Diesel de série, de même type, mais plus puissant que le moteur 1 afin d'une part de confirmer ou d'infirmer les résultats du moteur 1 et d'autre part d'étudier la possibilité de généraliser la formulation proposée du frottement instantané piston-chemise.

Le moteur 2 est un diesel à injection directe, à six cylindres 130mm\*145mm, suralimenté par turbocompresseur, et dévelopant une puissance de 250 kW à 2400 tr/min

Le moteur 2, n'étant pas équipé de couplemètre permettant de mesurer le couple instantané dû à la charge, nous avons fait cette étude à vide, et sauf cas particulier mentioné, toujours frein découplé.

## VII.1- Représentation des différents couples permettant de calculer le couple de frottement instantané total du moteur

Couple moteur et couples d'inertie: Pour déterminer le couple de frottement intantané total du moteur 2 à vide, nous calculons d'une part le couple moteur, à partir de la mesure de la pression des gaz de la chambre de combustion, figure {7.1}, et d'autre part les couples d'inertie alternatif et rotatif, à partir de la mesure de la vitesse et de l'accélération instantané du vilebrequin, figure {7.2}. On observe sur ces figures une fluctuation de la vitesse de rotation du vilebrequin de l'ordre de 6 tr/min à 1000 tr/min. Les minima de vitesse coincident avec les maxima de pression aux PMH.



Figure 7.1: Composition des pressions cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 2, frein découplé à 1000 tr/min



Figure 7.2: Vitesse de rotation et accélération du vilebrequin en fonction de son angle de rotation pour les six cylindres du moteur 2, frein découplé à 1000 tr/min



La figure  $\{7.3\}$  montre les différents couples permettant de calculer le couple de frottement total, équation (3.4), frein découplé, à vide.

Figure 7.3: Couples moteur, d'inertie alternatif et rotatif en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 2, frein découplé à 1000 tr/min

Couple de frottement intantané total: Nous représentons sur la figure {7.4} le couple de frottement instantané total du moteur pour différentes vitesses de rotation du vilebrequin. On constate que ce couple croit lorsque la vitesse de rotation du vilebrequin augmente. Les minima de ces courbes correspondent au passage d'un des pistons par le PMH ou le PMB (le piston s'arrête et par conséquent le frottement qu'il génère devient nul).

Après chaque PMH, le couple de frottement total devient important. Cela est dû au fait que deux cylindres sont respectivement en début de phase de détente et au milieu de celle de compression et par conséquent les pressions sur les segments de ces cylindres ainsi que la charge sur les organes tournants sont importantes.

On constate aussi une augmentation du couple dans les régions où la vitesse de rotation du vilebrequin est importante.

Les points correspondants aux angles de vilebrequin égaux à  $(2 \text{ k}+1) \pi/3$  avec k variant de 0 à 5 sont des minima de couple de frottement correspondant à la situation où les segments sont les moins chargés (la vitesse de rotation du vilebrequin est maximale et l'accélération pratiquement nulle, la lubrification hydrodynamique des segments et des organes tournants est parfaitement assurée.



Figure 7.4 : Couple de frottement total en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 2, frein découplé à 1000 tr/min

#### VII.2 Couple de frottement piston-chemise du moteur

Le couple de frottement piston - chemise pour une vitesse de rotation du vilebrequin donnée est obtenu en déduisant du couple total de frottement les couples d'entaînement des organes tournants à la vitesse considérée donnés d'après la figure {6.2}

Pour les pompes à eau et à huile, et pour la distribution, nous avons adopté le couple moyen calculé à partir de la valeur de la pmf fournie par le constructeur. Ces couples sont des fonctions de la vitesse de rotation du vilebrequin par l'intermédaire du rapport de transmission.

Pour la pompe d'injection, nous considérons le couple instantané fourni par le constructeur

Pour le vilebrequin, la variation du couple en fonction de l'angle est déduite de la formulation de Ishihama et al [51], d'aprés l'équation (A69a). Connaissant la valeur moyenne du couple de frottement donnée par le constructeur, on en déduit par intégration de l'équation (A 69a) sur le cycle, la valeur du cœfficient  $a_v$ 



Nous représentons, à titre d'exemple pour une vitesse de rotation du vilebrequin égale à N=1000 tr/min, les différents couples, figure  $\{7.5\}$ .

Figure 7.5: Couple de frottement total, d'entaînement des organes tournants et de frottement piston-chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 2, frein découplé à 1000 tr/min



Figure 7.6 : Couple de frottement piston-chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 2, frein découplé à 1000 tr/min

Un travail analogue est fait pour d'autres vitesses. La figure {7.6} montre l'augmentation du couple de frottement piston - chemise avec la vitesse de rotation du vilebrequin.

Le couple de frottement piston- chemise augmente aussi avec la pression des gaz de combustion. Pour mettre clairement en évidence cette variation, nous avons tracé le couple de frottement des segments obtenu en déduisant du couple instantané pistonchemise, celui de la jupe supposé connu d'après les équations (3.23 a) et (3.23 c), figure  $\{7.7\}$ 



Figure 7.7: Couple de frottement des segments seuls en fonction de l'angle de rotationdu vilebrequin pour les six cylindres du moteur 2, frein découplé à 1000 tr/min

Cette figure montre que le couple instantané segments-chemise augmente après le PMH. Cela est dû à la forte pression des gaz qui plaque les segments contre la chemise, favorisant ainsi le contact métal-métal qui pourrait résulter soit de la rupture du film d'huile, soit de l'épaisseur du film d'huile qui devient plus faible que la hauteur des rugosités des surfaces en contact. L'augmentation du couple au voisinage des angles définis par  $\theta = (2 \text{ k}+1) \pi/3$  (k=0 à 5), correspond à une augmentation de la pression des gaz dans ces régions, figure {5.11}. Le couple chute dès que commence l'échappement des gaz de combustion.

### VII.3- Détermination analytique des couples de frottement instantané d'après le modèle de Rezeka

Comme pour le moteur 1, nous procédons à la détermination des cœfficients ai de la formulation de Rezeka (modèle sans séparation de segment) puis à ceux de notre propre modélisation (avec séparation de segments). Cette détermination se fait ici sur tout le cycle (c'est à dire 720 points pour les deux tours du cycles).

Cas du moteur frein accouplé, à vide: On note  $a_1$  le cœfficient hydrodynamique du segment équivalent,  $a_2$  le cœfficient mixte du segment équivalent (le cœfficient hydrodynamique  $a_3$  de la jupe est pris égal à 1). Les résultats pour le moteur 2 à vide, frein accouplé sont donnés par le tableau 7.1.

N (tr/min)	800	900	1000	1100	1200	Moyenne
a <sub>1</sub> Hydro.seg.équi	22.11	26.80	25.06	21.720	24.20	24.54
a <sub>2</sub> Mixte.seg.équi	0.321	0.282	0.311	0.286	0.299	0.299

Tableau 7.1 Valeurs des cœfficients ai calculées dans le cas où le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> est pris égal à 1 en appliquant le modèle Rezeka et al aumoteur 2, à différentes vitesses, frein accouplé, à vide

L'incertitude définie par l'équation 6.1 sur ces valeurs n'excède pas 10 %

Cas du moteur frein découplé à vide: Les cœfficients a sont donnés dans le tableau 7.2. L'incertitude définie par l'équation (6.1) sur ces valeurs n'excède pas 5 %

N tr/min)	800	900	1000	1100	1200	Moyenne
a <sub>1</sub> Hydro.seg.équi	20.002	20.577	21.170	21.720	21.624	21.0186
a <sub>2</sub> Mixte.seg.équi	0.0639	0.0625	0.0602	0.0601	0.0610	0.0615

Tableau 7.2: Valeurs des cœfficients ai calculées dans le cas où le coefficient de la jupe  $a_{HJ}$  est pris égal à l en appliquant le modèle Rezeka et al au moteur 2, à différentes vitesses, à vide.

**Conclusion**: On constate que les valeurs des cœfficients  $a_1$  et  $a_2$  déterminées sur le moteur 2 ,frein accouplé, tableau 7.1 ( $a_1 = 24,54$  et  $a_2 = 0.299$ ), sont proches de celles de Rezeka ( $a_1 = 23$  et  $a_2 = 0.252$ ) déterminées pour un monocylindre. Elles sont aussi proches des valeurs déterminées pour le moteur 1, frein accouplé, avec 360 points par cycle seulement ( $a_1 = 23.8$  et  $a_2 = 0.298$ ).

Les valeurs des cœfficients  $a_1$  et  $a_2$  déterminées sur le moteur 2, frein découplé, tableau 7.2 ( $a_1 = 21.02$  et  $a_2 = 0.0615$ ) sont proches de celles.calculées sur le moteur 1 ( $a_1 = 21.03$  et  $a_2 0.0628$ ). On constate aussi que le cœfficient  $a_1$  est également proche de celui de Rezeka et al tandis que le cœfficient  $a_2$  vaut le quart de celui de Rezeka. On note cependant un écart très important entre le couple mesuré par Rezeka sur un multicylindre et celui qu'il a calculé pour le même moteur à partir des cœfficients déterminés sur un monocylindre, ce qui permet déjà de douter des cœfficients de Rezeka et al [29].

### VII.4- Détermination analytique des couples de frottement instantané de chaque segment par la méthode proposée

Valeurs des cœfficients  $a_i$  Les valeurs des cœfficients déterminées à partir de l'équation (3.27) sont données pour différentes vitesses dans le tableau 7.3. On observe une indépendance des cœfficients par rapport à la vitesse de rotation du vilebrequin. L'incertitude définie par l'équation 6.1 sur ces valeurs n'excède pas 2 %

N (tr/min)	800	900	1000	1100	1200	moyenne
a <sub>H1</sub> =a <sub>H2</sub>	3.1618	3.1606	3.1616	3.1619	3.1618	3.1617
$a_{M1}=a_{M2}$	0.1203	0.1202	0.1204	0.1206	0.1204	0.1204
a <sub>H3</sub>	11.808	11.8132	11.8077	11.8122	11.8052	11.8093

## Tableau 7.3 Valeurs des cœfficients ai calculées dans le cas où le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> est pris égal à 1 et en appliquant le modèle de séparation des segments au moteur 2, à différentes vitesses, à vide.

Les valeurs moyennes retenues sont  $a_{H1,2} = 3.161$ ,  $a_{M1,2} = 0.120$ ,  $a_{H3} = 11.81$  et  $a_{Hj} = 1$ . On constate que les valeurs trouvées sont proches de celles déterminées sur 360 points avec le moteur 1 ( $a_{H1,2} = 3.146$ ,  $a_{M1,2} = 0.1242$ ,  $a_{H3} = 12.01$ ).

Validation du modèle proposé: A partir des cœfficients déterminés pour la vitesse de 1000 tr/min, nous avons calculé à l'aide de l'équation (3.25 a) le couple théorique. La comparaison avec celui déterminé expérimentalement par l'équation (3.4), montre un bon accord, figure {7.8}. On a vérifié qu'il en est de même pour les autres vitesses de rotation



Figure 7.8: Couples de frottement piston-chemise calculé et déduit de l'expérience en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les six cylindres du moteur 2, à 1000 tr/min, frein découplé.

## VII.5- Couple de frottement instantané piston-chemise pour un seul cylindre "moyen"

A partir des valeurs connues des cœfficients a, on calcule les couples de frottement pour chaque segment et pour la jupe, ainsi que le couple piston-chemise résultant pour un seul cylindre "moyen", figure  $\{7.9\}$ . On remarque que le frottement hydrodynamique dans les deux premiers segments est relativement faible, tandis qu'il est plus important dans le segment racleur. Cela est dû au fait que le segment racleur a une forte pression d'élasticité (pe = 1550 kPa, soit 10 fois celle des deux premiers segments). Le couple de frottement moyen de la jupe obtenu en intégrant l'équation (3.23c) sur le cycle, représente 30% du frottement piston - chemise. Ce résultat est en accord avec celui de Yokooku et al [21] qui donnent 40%, alors que Rezeka [29] le trouve pratiquement négligeable (moins de 5%).


Figure 7.9: Couple de frottement piston-chemise avec séparation des segments en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 2, à 1000 tr/min, frein découplé

Cette courbe montre aussi que le couple de frottement piston - chemise varie avec la vitesse du piston et la pression des gaz de combustion dans le cylindre. En effet, le frottement est pratiquement hydrodynamique en dehors des zones de fortes charges ( $0 < \theta < 270 < \text{et } 450 < \theta < 720$ ), c'est à dire que les couples ont des allures semblables à celles de la vitesse du piston et croissent avec l'augmentation de cette dernière. Le frottement est mixte pour le reste du cycle ( $270 < \theta < 450$ ), c'est à dire que l'évolution du couple suit celle de la pression des gaz dans la chambre de combustion et que celle ci croit lorsque la vitesse du piston diminue à l'approche du PMH. le couple de frottement augmente.

Variation du couple de frottement piston-chemise avec la vitesse de rotation du vilebrequin: La figure {7.10} montre que le couple de frottement piston -chemise croit avec la vitesse de rotation du vilebrequin. Ceci s'explique par le fait qu'à vide l'accroissement de la vitesse du piston est plus important que celui de la pression. Le frottement généré résulte donc d'un cisaillement dans le film d'huile qui est d'autant plus important que la vitesse du piston est grande.



Figure 7.10 Couple de frottement piston-chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 2, frein découplé à différentes vitesses de rotation du vilebrequin.

### **Chapitre VIII**

# FROTTEMENT INSTANTANE PISTON-CHEMISE SUR LE MOTEUR 3 (Diesel, injection indirecte, quatre cylindres, 63 kW), A VIDE ET EN CHARGE

Le but de cette étude est d'une part de déterminer les couples de frottement sur un moteur à injection indirecte, de puissance moyenne, à quatre cylindres, afin de généraliser la formulation proposée du frottement instantané piston-chemise, et d'autre part d'étudier l'effet de la charge (pme) sur ce frottement. Cette dernière étude est rendue possible grâce à l'insertion d'un couplemètre instantané entre le volant moteur et le frein. Il fournit la variation du couple dû à la charge en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin.

#### VIII.1- Frottement piston - chemise sur le moteur 3 avec frein découplé

Le frein étant découplé du moteur, le couple de frottement piston-chemise est déterminé à partir du couple de frottement total en déduisant le couple de frottement des organes tournants

## VIII.1.1- Représentation des différents couples permettant de calculer le couple de frottement instantané total du moteur

Couple moteur et couples d'inertie: Pour déterminer le couple de frottement piston-chemise du moteur 3 à vide, le couple moteur est calculé à partir de la pression instantanée des gaz de combustion, figure  $\{8.1\}$ , tandis que les couples d'inertie alternatif et rotatif sont déterminés à partir de la mesure de la vitesse et de l'accélération instantanées du vilebrequin, figure  $\{8.2\}$ . Les résultats de la figure  $\{8.2\}$  montrent une fluctuation de la vitesse de l'ordre de  $\pm$  35 tr/min à 1000 tr/min: fluctuation bien supérieure à celle du moteur 2:  $\pm$  10 tr/min à la même vitesse. D'après les figures  $\{8.1\}$  et  $\{8.2\}$ , on constate qu'une compression dans un cylindre se traduit par une diminution de la vitesse de rotation et une décélération du moteur. On remarque également que le minimum de vitesse correspond au maximum de la pression des gaz dans le cylindre.



Figure 8.1: Pression des gaz en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, frein découplé à 1000 tr/min



Figure 8.2 : Vitesse de rotation et accélération en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, frein découplé à 1000 tr/min

La figure {8.3} montre que les différents couples permettant de déterminer le couple de frottement total (équation 3.4) ont des allures semblables à celles des moteurs à six cylindres. Cependant leurs amplitudes de variation sont plus faibles.





Figure 8.3 : Couple moteur, d'inertie alternatif et rotatif en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, frein découplé à 1000 tr/min

Couple de frottement instantané total: La figure {8.4} montre le couple de frottement instantané total à différentes vitesses de rotation du vilebrequin. Elle montre également que le couple de frottement total augmente avec la vitesse de rotation du vilebrequin.

On constate que pour une vitesse donnée ce couple est très important au voisinage du PMH de chaque cylindre à cause de l'effet prépondérant de la forte pression cylindre. En effet avant le PMH, l'augmentation du couple est dû au fait que la pression des gaz se traduit comme une résistance au déplacement du piston et provoque ainsi une augmentation du couple de frottement. Au PMH, le couple passe par un minimum, en effet un piston s'arrêtant le frottement qu'il génère devient nul. Le couple de frottement total devient alors égal à celui de l'entraînement des organes et du frottement des paliers. Après le PMH, l'augmentation du couple de frottement est due au fait que l'un des cylindres est en phase de détente.

Dans les régions éloignées des PMH de fin de compression, le couple de frottement total devient sensiblement constant et faible. Cela est dû à la prépondérance de l'effet de la vitesse de rotation du vilebrequin dans ces régions. La lubrification des organes est alors hydrodynamique et le cisaillement se fait par conséquent dans le film d'huile.



Figure 8.4 : Couples de frottement total en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, frein découplé pour différentes vitesses de rotation du vilebrequin

## VIII.1.2- Couple de frottement piston-chemise du moteur

Pour une vitesse de rotation donnée du vilebrequin, il est obtenu en déduisant du couple de frottement total, les couples d'entraînement des organes tournants fournis par le constructeur.

Pour les pompes à eau et à huile, et pour la distribution, nous avons adopté le couple moyen calculé à partir de la valeur de la pmf fournie par le constructeur. Ces couples sont des fonctions de la vitesse de rotation du vilebrequin par l'intermédiaire du rapport de transmission.

Pour la pompe d'injection, nous considérons le couple moyen calculé à partir de la valeur de la pmf fournie par le constructeur, car d'une part le frein est découplé, et on peut alors supposer que le couple de la pompe d'injection est peu dépendant de la vitesse de rotation du vilebrequin, et d'autre part on n'a pas constaté "de pic" caractéristique du couple de la pompe d'injection sur le couple de frottement total mesuré.

Pour le vilebrequin, la variation du couple en fonction de l'angle est déduite de la formulation de Ishihama et al [51], d'après l'équation (A 69a). Connaissant la valeur moyenne de couple de frottement donnée par le constructeur, on en déduit par intégration de l'équation (A 69a) sur le cycle, la valeur du cœfficient  $a_v$ .

La figure {8.5} donne à titre d'exemple pour la vitesse de rotation du vilebrequin de 1000 tr/min, les couples de frottement total, d'entraînement des organes tournants et de frottement piston-chemise déduits des mesures expérimentales pour les quatre cylindres du moteur 3. En examinant cette courbe, on constate que le couple de frottement piston-chemise de l'ensemble des quatre cylindres est caractérisé, outre par la pression des gaz, par la vitesse de rotation du vilebrequin. Ce résultat est confirmé par Furuhama [5] [52] et Winterbone [7]. On constate également que l'effet de la vitesse de rotation du vilebrequin est prépondérante sur le frottement dans les régions autre que la deuxième moitié de la phase de compression et la première moitié de la phase de détente car le frottement piston-chemise augmente avec la vitesse de rotation du vilebrequin et que dans ces régions la viscosité est relativement élevée du fait des faibles valeurs de la température et des charges sur les segments. Ce qui confirme le mode de frottement hydrodynamique dans ces zones.



Figure 8.5: Couple de frottement total, d'entraînement des organes moteur et de frottement piston-chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, frein découplé à 1000 tr/min

Un travail analogue a été fait pour d'autres vitesses. Un exemple est donné pour 800 et 1200 tr/min, figure {8.6}. Ces courbes montrent une augmentation du couple de frottement piston-chemise avec la vitesse de rotation du vilebrequin.

On constate aussi pour ce moteur tournant à vide, la faible influence de l'effet de la pression des gaz sur le frottement piston-chemise de l'ensemble des cylindres.



Figure 8.6: Couple de frottement piston-chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, frein découplé à 800, 1000 et 1200 tr/min

# VIII.1.3 Détermination des couples de frottement instantané de chaque segment par la méthode proposée

Valeurs des cœfficients  $a_i$ : L'équation (3.27) dans laquelle les termes  $a_i X_i$  sont donnés par les équations consignées dans le tableau 3.1, introduit les trois coefficients  $a_{H1}$ ,  $a_{M1}$ , et  $a_{H3}$ , déterminés par identification à l'aide d'une méthode de régression linéaire, avec la courbe expérimentale correspondante.

En prenant le cœfficient hydrodynamique de la jupe égal à 1, les résultats pour différentes vitesses sont consignés dans le tableau 8.1 suivant:

N (tr/min)	800	900	1000	1100	1200	moyenne
$a_{H1} = a_{H2}$	3,1622	3,1615	3,1599	3,1603	3,1602	3,1608
$a_{M1} = a_{M2}$	0,1210	0,1209	0,1210	0,1210	0,1210	0,12109
a <sub>H3</sub>	11,7968	11,7867	11,7852	11,7828	11,7864	11,7876

Tableau 8;1 Valeurs des cœfficients ai calculées dans le cas où le cœfficient de la jupe aHJ est pris égal à 1 en appliquant le modèle de séparation des segments, sur le moteur 3, frein découplé, pour différentes vitesses de rotation du vilebrequin

L'incertitude définie par l'équation 6.1 reste inférieure à 2%

Validation du modèle proposé: Le couple de frottement piston-chemise calculé d'après l'équation (3.25a) pour les quatre cylindres à partir des valeurs des cœfficients  $a_i$  déterminées précédemment montre un bon accord avec le couple déduit de l'expérience d'après l'équation (3.4), pour plusieurs vitesses de rotation. Cela montre que le choix des lois utilisées pour décrire le frottement piston-chemise est licite. Un exemple de validation pour une vitesse de 1000 tr/min est donné par la figure {8.7}.



Figure 8.7. Couples de frottement piston-chemise calculé et déduit de l'expérience en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, frein découplé à 1000 tr/min

## VIII.1.4 Couple de frottement piston-chemise pour un seul cylindre "moyen"

A partir des valeurs connues des cœfficients a<sub>i</sub>, on calcule pour un seul cylindre "moyen" les couples de frottement pour chaque segment et pour la jupe, figure {8.8}

On remarque que le frottement hydrodynamique des deux premiers segments est relativement faible, tandis qu'il est plus important dans le segment racleur. Cela est dû au fait que ce dernier a une forte pression d'élasticité ( $p_{e3} = 1070$  kPa, soit 10 fois celle des deux premiers segments). Le couple de frottement de la jupe est relativement important. Il représente en valeur moyenne sur un cycle 43% du frottement pistonchemise. Ce résultat est confirmé par Yokooku et al [21] qui donnent 40% tandis que Rezeka [29] le trouve pratiquement négligeable (moins de 5%)



Figure 8.8: Couples de frottement piston-chemise avec séparation des segments en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 3, frein découplé à 1000 tr/min

Ces courbes montrent la sensibilité du couple de frottement piston-chemise à la vitesse du piston et à la pression des gaz de combustion dans le cylindre. En effet le mode de frottement hydrodynamique l'emporte en dehors des zones de fortes charges ( $0 < \theta < 270 < \text{et } 450 < \theta < 720$ ), c'est à dire que les courbes de frottement ont des allures semblables à celle de la vitesse instantanée du piston, tandis que le mode mixte devient

prépondérant pour le reste du cycle (270 <  $\theta$  < 450), car ici l'évolution du couple, suit celle de la pression des gaz dans la chambre de combustion.

Variation du couple de frottement piston-chemise avec la vitesse de rotation du vilebrequin: La figure {8.9} montre que le couple de frottement pistonchemise augmente avec la vitesse de rotation du vilebrequin. Elle montre également qu'au voisinage du PMH, la variation du couple est moins importante. Cela est dû au fait que la pression maximale ne varie pas beaucoup d'une vitesse à une autre.



Figure 8.9: Couples de frottement piston- chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 3, frein découplé à différentes vitesses de rotation du vilebrequin

### VIII.2- Frottement piston-chemise sur le moteur 3 en charge

Le couple de frottement piston - chemise est déterminé de manière identique au chapitre précédent. Cependant on tient compte de l'effet de la charge sur le frottement piston-chemise. Cette dernière est mesurée par le couplemètre inséré entre le volant moteur et le frein.

Les couples moteur, d'inertie alternatif et rotatif, déterminés à partir de la pression des gaz de combustion, de la vitesse et de l'accélération instantanées du vilebrequin ont même allure que ceux calculés pour le moteur fonctionnant avec frein découplé. Cependant on constate que d'une part les accélérations sont moins importantes et par conséquent les couples d'inertie rotatifs plus faibles et que d'autre part les couples moteurs sont plus importants à cause des valeurs élevées de la pression maximale des gaz de combustion.

Les couples dus à la charge sont représentés sur la figure {8.10}. On constate que pour une vitesse fixée, les courbes se décalent vers les couples négatifs quand la pme augmente. Cela traduit bien l'accroissement moyen du couple imposé par le frein.

On a calculé la valeur moyenne du couple dû à la charge à pme fixée, il y a identité de la valeur calculée avec celle lue sur le cadran du frein. Lorsque la pme varie, bien que la valeur moyenne change d'une manière significative, les amplitudes des couples effectifs (en charge) varient peu. Cela permet de prévoir que l'amplitude du couple de frottement total va varier très peu avec la charge. La figure {8.10} montre l'évolution du couple dû à la charge alors que la pme est nulle. Cela montre que pour déterminer les couples de frottement instantané à pme nulle, on doit soit découpler le frein, soit utiliser un couplemètre instantané.



Figure 8.10: Couples dus au frein en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour le moteur 3 à 1000 tr/min, pour différentes charges du moteur

*Couple de frottement total* : Les couples de frottement total pour une vitesse de rotation du vilebrequin égale à 1000 tr/min et pour différentes pme sont représentés sur la figures {8.11}. On constate que ces couples croissent avec l'augmentation de la charge.

Pour une charge donnée, le couple de frottement total au voisinage du PMH est élevé alors que la vitesse est faible. Cela traduit l'effet prépondérant de la pression et par conséquent l'existence d'une lubrification mixte. Les minima observés pour  $\theta = k \pi$  (k = 0 à 4) sont dus au fait que l'un des piston est au PMH, sa vitesse est donc nulle et par conséquent le frottement qu'il génère est nul. Le couple de frottement total devient très important juste après le PMH. Cela est dû au fait que l'un des cylindres est en phase de détente.

Pour les régions éloignées du PMH, on constate de nouveau que les couples de frottement sont faibles, car le cisaillement se fait dans le film d'huile.



Figure 8.11: Couples de frottement total en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3 à 1000 tr/min, pour différentes charges

## VIII.2.2 Couple de frottement piston-chemise du moteur

Pour une vitesse et une charge donnée, il est obtenu en déduisant du couple de frottement total celui dû à l'entraînement des organes tournants pour la vitesse considérée. La figure {8.12} donne un exemple de ce couple à différentes charges pour la vitesse de rotation du vilebrequin égale à 1000 tr/min.



Figure 8.12: Couples de frottement piston-chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour le moteur 3, à 1000 tr/min et différentes charges

On remarque d'après cette courbe que l'augmentation du couple de frottement ne se fait d'une manière sensible qu'après le PMH. Cela montre que ce couple augmente avec la pression des gaz (en particulier de la pression maximale du cycle).

# VIII.2.3 - Détermination des couples de frottement instantané de chaque segment par la méthode proposée

Valeurs des cœfficients  $a_i$ : L'application de la méthode de régression linéaire, équation (3.27) déjà définie dans le paragraphe III.3 fournit les cœfficients hydrodynamiques  $a_{Hi}$  pour les trois segments et les cœfficients mixtes  $a_{Mi}$  pour les deux premiers segments. Le cœfficient hydrodynamique de la jupe  $a_{Hj}$  est pris égal à 1. Les résultats sont donnés dans les tableaux 8.2 et 8.3

N = 800  tr/min, moteur 3 en charge									
pme	0	0 0 3 5 6.5 moyen							
(bars)	F découplé	F accouplé	1/2 charge	3/4 charge	charge max				
$a_{H1} = a_{H2}$	3,1622	3,1607	3,1611	3,1600	3,1606	3,1606			
$a_{M1} = a_{M2}$	0,1210	0,1210	0,12101	0,12100	0,1210	0,1210			
a <sub>H3</sub>	11,7968	11,7888	11,7842	11,7864	11,7899	11,7873			

Tableau 8.2 Valeurs des cœfficients a<sub>i</sub> calculées sur le moteur 3 à 800 tr/min et différentes charges dans le cas où le coefficient de la jupe a<sub>HJ</sub> est pris égal à 1 en appliquant le modèle de séparation des segments

N = 1000  tr/min, moteur 3 en charge							
pme	0	0				moyenne	
(bars)	F découplé	F accouplé	1/2 charge	3/4 charge	charge max		
$a_{H1} = a_{H2}$	3,1599	3,1599	3,1602	3,1601	3,1602	3,1601	
$a_{M1} = a_{M2}$	0,1210	0,1210	0,12100	0,1210	0,1210	0,1210	
a <sub>H3</sub>	11,7852	11,7842	11,7907	11,7907	11,7916	11,7893	

Tableau 8.3 Valeurs des cœfficients  $a_i$  calculées sur le moteur 3 à 1000 tr/min et différentes charges dans le cas où le coefficient de la jupe  $a_{HJ}$  est pris égal à 1 en appliquant le modèle de séparation des segments

On constate d'après les tableaux ci-dessus que les valeurs trouvées pour les cœfficients sont pratiquement identiques pour les différentes charges à différentes vitesses de rotation du vilebrequin. Ces valeurs concordent avec celles des deux autres moteurs.

Validation du modèle proposé: Le couple de frottement piston-chemise calculé d'après l'équation (3.25 a) pour les quatre cylindres à partir des cœfficients ai déterminés précédemment montre un bon accord avec celui déterminé éxpérimentalement d'après l'équation (3.4) pour différentes vitesses de rotation et différentes charges.

Un exemple de validation pour une vitesse de 1000 tr/min et à 3/4 charge à partir des cœfficients déterminés à la même vitesse, mais à 1/2 charge est donnée par la figure  $\{8.13\}$ .



Figure 8.13: Couples de frottement piston-chemise calculé et déduit de l'expérience en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour les 4 cylindres du moteur 3, à 1000 tr/min, 4/4 de charge

# VIII 2.4 Couple de frottement piston- chemise pour un seul cylindre "moyen"

A partir des valeurs connues des cœfficients  $a_i$ , on calcule pour un seul cylindre "moyen les couples de frottement pour chaque segment et pour la jupe, figure  $\{8.14\}$ .



Figure 8.14: Couple de frottement piston-chemise avec séparation des segments en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 3, à 1000 tr/min, 4/4 de charge

De nouveau les zones de frottement hydrodynamique et mixte apparaissent clairement. Le frottement mixte se trouve au voisinage du PMH, là où la pression des gaz de combustion est importante.

Variation du couple de frottement piston-chemise avec la pme: La figure {8.15} montre la variation du couple de frottement piston - chemise avec la pme: On remarque que:

-dans les zones de frottement hydrodynamique, les couples de frottement sont sensiblement les mêmes, cela est dû au fait que dans cette zone, le frottement varie seulement avec la vitesse du piston. Cette dernière est en effet la même, car la vitesse de rotation du vilebrequin n'a pas changée d'une pme à l'autre. Les pressions également sont faibles et par conséquent n'influencent pas le couple de frottement.

- Dans les zones de frottement mixte, les couples de frottement augmentent avec la charge, surtout lorsqu'on passe du cas du moteur à vide au moteur chargé, car dans cette zone c'est le terme de pression qui est prépondérant.



Figure 8.15: Couples de frottement piton- chemise en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour un cylindre du moteur 3, à 1000 tr/min, à différentes charges

## Chapitre IX

### FROTTEMENT MOYEN SUR LE CYCLE

Dans ce chapitre on étudie les résultats obtenus avec les différentes corrélations liant l'évolution de la pmf à la vitesse de rotation et / ou à la pression des gaz de la chambre de combustion (chapitre I). Ces résultats sont ensuite comparés à ceux obtenus par la méthode proposée pour déterminer les couples de frottement (après un calcul en moyenne sur le cycle).

Les couples de frottement moyen de chaque organe des trois moteurs sont également évalués

# IX.1- Comparaison des différentes lois de pmf de la littérature, à la méthode proposée

Les différentes formulations du frottement global moyen présentées au chapitre I sont appliquées sur les trois moteurs étudies. Les figures {9.1a}, {9.1b} et {9.1 c} donnent respectivement la pmf totale en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin pour les trois moteurs étudiés. Ces courbes montrent que quel que soit le moteur considéré, les valeurs du couple de frottement global moyen fournis par les diverses corrélations sont trés différentes dans le rapport de 1 à 3. Ceci confirme l'incertitude sur les valeurs de pmf présentées dans la littérature et montrent clairement la nécéssité de lois plus satisfaisantes.

Les formulations qui donnent des pmf très éloignées de celles mesurées sur les moteurs étudiés sont les plus anciennes. En effet elles ont été établies sur des moteurs de technologies moins évoluées ne tenant pas compte des progrés réalisés sur les huiles de lubrification, les additifs, les matériaux, et les organes tournants eux mêmes.



Figure 9.1: Comparaison des pmf totales (frottement global moyen) données par les différentes lois de corrélation à celles déduites de la méthode proposée, en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin, pour les trois moteurs étudiés





(a) Moteur 1 à différentes vitesses de rotation du vilebrequin, frein découplé
(b) Moteur 2 à différentes vitesses de rotation du vilebrequin, frein découplé





(c) Moteur 3 à différentes vitesses de rotation du vilebrequin, frein découplé
(d) Moteur 3 à 1000 tr/min, à différentes charges

Seule la loi de Winterbonne et Tennant (1981) [7] donne des valeurs assez proches et toujours supérieures à celles mesurées sur les moteurs étudiés. L'incertitude qui ne dépasse pas 20% diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin. Cela est dû au fait que cette loi tient compte non seulement de la vitesse de rotation du vilebrequin mais aussi de la pression des gaz de combustion.

Cependant la formulation de Guichaoua et al (1984) [8], la plus récente, ne donne pas de résultats satisfaisants. Cela est dû au fait que cette loi déterminée sur un moteur entrainé, ne tient compte que de la vitesse de rotation du moteur. Nous avons comparé pour les trois moteurs étudiés, les valeurs des pmf déterminées pour un seul piston à partir de la formulation proposée (chapitre III) à celle donnée par Guichaoua [8], figures  $\{9.2\}$ . On constate que les valeurs des pmf déterminées sur le moteur 1, figure  $\{9.2a\}$ , sont assez proches. Cependant elles divergent pour le moteur 2, figure  $\{9.2b\}$  et le moteur 3, figure  $\{9.2 c\}$ . Cela est dû au fait que la pression maximale, pour une vitesse donnée, croit du moteur 1 au moteur 3 dans le même sens que le rapport volumétrique de compression, alors que les lois de Guichaoua ne tiennent pas compte de l'effet de la pression des gaz de combustion. La figure  $\{9.2 d\}$  montre que cette loi s'écarte de la pmf mesurée, au fur et à mesure que la pme augmente.

On a aussi tracé pour le moteur l la courbe de Willans déduite de nos essais. Les valeurs des pmf obtenues sont assez proches de celles fournies par la méthode proposée, figure {9.1} mais toujours inférieures par défaut de prise en compte de l'effet de la pression.

#### IX.2 Couples de frottement moyen calculés par la méthode proposée

Les couples de frottement moyen, total et piston-chemise sont calculés pour les trois moteurs par la méthode proposée.

Couple de frottement total: La figure {9.3 a} montre que le couple de frottement global moyen, déterminé sur les trois moteurs augmente avec la vitesse de rotation du vilebrequin. On remarque aussi que le couple de frottement total du moteur 2 est plus important que sur le moteur 1, ce dernier étant à son tour plus élevé que celui du moteur 3. Cela s'explique par le fait que la puissance demandée par les organes entrainés suit celles des moteurs eux mêmes.



Figure 9.3 Comparaison des couples de frottement global moyen et des pmf totales en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin pour les trois moteurs à vide

La courbe {9.3b} montre la même tendance de la pmf totale des trois moteurs. Cependant on constate que pour la vitesse inférieure à 950 tr/min que la pmf du moteur 3 est plus importante que celle du moteur 1. Ceci traduit l'influence relative plus forte du frottement à basse vitesse sur le moteur le moins puissant.

*Couple de frottement piston-chemise:* La figure {9.4a} montre que le couple moyen de frottement piston-chemise croit de la même manière que le couple de frottement total.



Les courbes des pmf, figure {9.4 b}, montrent que cette tendance s'inverse. On constate que le moteur 3 a la plus forte pmf.

Figure 9.4 Comparaison des couples de frottement global moyen et des la pmf piston-chemise en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin pour les trois moteurs à vide

Cela s'explique par le fait que la pression maximale est plus importante sur ce moteur, et par conséquent la résistance rencontrée par le piston, surtout en phase de compression. Cet effet de la pression est contre-balancé par la vitesse lorsque celle ci croit, et la pmf du moteur 3 est alors rattrappée par celle du moteur 2 à partir de 1100 tr/min.

# IX.3 Répartition des pertes par frottement dans les organes du moteur à vide

Les figures  $\{9.5 a\}\{9.5 b\}\{9.5 c\}$  montrent, pour les trois moteurs, la répartition du frottement moyen pour les différents segments et pour la jupe, à différentes vitesses. On constate que la jupe représente toujours une part plus importante que chacun des trois segments. En effet pour la gamme de vitesse étudiée et à vide, c'est le frottement hydrodynamique qui est dominant. On notera aussi que c'est la jupe qui a la plus grande surface de frottement.

La répartition des couples de frottement entre les segments montrent que le premier segment a le couple de frottement le plus élevé. En effet la pression des gaz derrière ce segment est plus importante, sa pression d'élasticité est plus élévée que celle du deuxième segment. Le couple de frottement du racleur est plus important que celui du deuxième segment. Cela s'explique par sa pression d'élasticité qui est trés importante et fournit un couple moyen de frottement hydrodynamique supérieur à celui donné par les gaz derrière le deuxième segment.

Les figures {9.6 a} {9.6 b} {9.6 c} montrent que les couples de frottement totaux piston-chemise et ceux déterminés pour chaque organe croissent d'une part avec la vitesse de rotation du vilebrequin, et d'autre part avec la puissance du moteur, c'est a dire dans l'ordre des moteurs 3,1 et 2.

On a aussi représenté les couples de frottement dans les différents organes des moteurs pour une vitesse de 1000 tr/min, figure {9.7}. On constate que c'est l'ensemble segments-jupe qui présente le couple de frottement le plus important. Ce qui justifie l'intéret porté à l'étude de l'ensemble piston -chemise.



Figure 9.5 : Répartition des couples de frottement entre chacun des segments et la jupe en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin pour les trois moteurs à vide



Figure 9.6 : Variation des couples de frottement de chacun des segments et de la jupe en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin pour les trois moteurs à vide



Figure 9.7: Répartition des couples de frottement dans les différents organes, pour les trois moteurs à vide

# IX.4 Répartition des pertes par frottement dans les organes du moteur en charge

Etant donné que seul le moteur 3 est équipé d'un couplemètre instantané, nous ne disposons de résultats en charge que sur ce moteur.

Les valeurs des pmf sont consignées dans les tableaux 9.1 et 9.2. On constate que pour chacun des organes tournants l'augmentation des couples moyens et des pmf correspondantes avec la charge, tandis que leur contribution relative dans le frottement total peut décroître (cas des pompes à eau et à huile)

N = 800  tr/mn, moteur 3 en charge						
pme (bars)	0	3	5	6.5		
	F accouplé	1/2 charge	3/4 charge	charge max		
Couple total (mN)	13,281	14,0687	14,5758	14,7712		
pmf (bars)	0,807	0,855	0,886	0,898		
Pompes huile +eau (mN)	0,8620	0,8636	0,8643	0,8628		
%	6,49	6,13	5,93	5,84		
Pompe d'injection (mN)	0,3289	0,3289	0,3289	0,3289		
%	2,48	2,34	2,26	2,23		
Distribution (mN)	0,8218	0,8209	0,8204	0,8212		
%	6,16	5,85	5,62	5,56		

Vilebrequin (mN)	3,779	4,2049	4,5142	4,6219
%	28,45	29,86	30,97	31,28
Organes tournants (mN)	5,7920	6,2184	6,5281	6,6349
%	43,61	44,20	44,78	44,92
Piston chemise (mN)	7,4895	7,8498	8,0474	8,1364
%	<u>56</u> ,39	55,79	55,21	55,08

Tableau 9.1: Répartition des couples de frottement moyens dans le moteur, dans les organes tournants, et dans l'ensemble piston - chemise pour les quatre cylindres du moteur 3 à 800 tr/mn à différentes charges (en m.N et %)

N = 1000  tr/mn, moteur 3 en charge						
pme	0	3	5	6.5		
(bars)	F accouplé	1/2 charge	3/4 charge	charge max		
Couple total (mN)	15,0486	15,9433	16,3460	16,8277		
pmf (bars)	0,914	0,969	0,993	1,023		
Pompes huile +eau (mN)	1,1018	1,1109	1,1101	1,1083		
	7,32	6,97	6,79	6,59		
Pompe d'injection (mN)	0,3289	0,3289	0,3289	0,3289		
%	2,18	2,06	2,01	1,95		
Distribution (mN)	1,0208	1,0166	1,0169	1,0177		
%	6,78	6,38	6,22	6,048		
Vilebrequin (mN)	4,2224	4,7081	4,9485	5,2362		
%	28,06	29,53	30,27	31,12		
Total organes tournants	6,6741	7,1639	7,4046	7,6912		
(mN)%	44,35	44,93	45,30	45,71		
Piston-chemise (mN)	8,3742	8,7787	8,9410	9,1365		
%	55,64	55,06	54,70	54,29		

Tableau 9.2: Répartition des couples de frottement moyens dans le moteur, dans les organes tournants, et dans l'ensemble piston - chemise pour les quatre cylindres du moteur3 à 1000 tr/mn à différentes charges (en mN et %)

#### - 161 -

#### IX.5 - Conclusion sur la troisième partie

Des essais systèmatiques ont été menés sur trois moteurs Diesel de série suralimentés. Ces moteurs différents par leur puissance (158 kw, 250 kw et 63 kw), leur taux volumétrique de compression (15, 17 et 21,5) et par leur mode d'injection ( directe ou préchambre). Les essais ont été faits à vide sur les trois moteurs à différentes vitesses et en charge sur le troisième moteur qui possède un couplemétre instantané, et ceci jusqu'au 4/4.Les essais réalisés sur le moteur 1 ont montré la nécessité: 1/ d'avoir un moteur équilibré, ceci est vérifié en analysant les courbes de vitesse et d'accélération, 2/ de découpler le frein car il perturbe la vitesse et l'accéleration et par conséquent le couple de frottement instantané, 3/ de traiter les données de vitesse et d'accélération

Ces essais font apparaitre aussi des couples de frottement total et piston-chemise plus importants au voisinage de PMH et une augmentation de ces couples avec la vitesse de rotation du moteur.

L'application du modèle de Rezeke au moteur l a montré que :

- le couple du vilebrequin doit être pris en valeur instantanée

- le coefficient mixte de Rezeke n'est pas conforme au valeur des coefficients de frottement donnés sur la courbe de Stribeck.

La méthode proposée a montré que:

- la jupe a le couple de frottement le plus élevé à cause de sa surface frottante.

- le couple des deux premiers segments est plus important au voisinage du PMH à cause de l'effet de la pression des gaz de combustion .

- le couple du racleur est plus important en zone basse pression à cause de sa pression d'élasticité élevée.

Les résultats realisés sur les moteurs 2 et 3 confirment ceux obtenus sur le moteur 1 et mettent aussi en évidence le mode de lubrification mixte des segments.

L'étude expérimentale du frottement en fonction de la charge sur le moteur 3, a montré l'augmentation du frottement piston - chemise avec la pression moyenne effective

Les couples de frottement piston-chemise déduits de l'expérience et ceux calculés par les lois proposées montrent un bon accord pour différents types de diesels dans une grande gamme de vitesses de rotation et de charges, confirmant ainsi la validité du modèle de frottement proposé. Alors que dans l'étude [29] l'écart entre le couple théorique et expérimental pour un six cylindres restait très important.

La comparaison des résultats obtenus montre des valeurs remarquablement constantes (insensibles à la vitesse, à la charge, au type de moteur) pour les facteurs de proportionnalité intervenant dans les expressions des modèles de lubrification hydrodynamique et mixte des trois segments, renforçant ainsi la validité du modèle proposé. .

## CONCLUSIONS

Un nouveau dispositif expérimental et un modèle de calcul original ont été développés pour déterminer le couple de frottement instantané piston-chemise, avec séparation des segments, sur des moteurs Diesel suralimentés de série, de puissance et de caractéristiques très différentes.

Dans l'approche de Rezeka et Henein [29], les deux modes de lubrification hydrodynamique et mixte étaient pris en compte globalement pour des segments "équivalents" soumis à la pression des gaz de la chambre de combustion, la jupe du piston restant toujours en hydrodynamique. On a affiné la détermination du couple de frottement, en s'affranchissant de cette notion incertaine de "segment équivalent". Dans le modèle proposé, chaque segment est individualisé et soumis à la pression spécifique locale des gaz.

1 - En se basant sur l'analyse des forces de frottement mesurées par plusieurs auteurs en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, on choisit de considérer pour les segments la partie HP du cycle (demie compression - demie combustion) en mode mixte, le reste du cycle étant en mode hydrodynamique.

2 - On adopte pour les segments les expressions des cœfficients de frottement proposées par Rezeka [29] pour le quart de cycle HP et celles de Geehan [32] pour le reste du cycle. Dans chacune de ces expressions intervient un facteur multiplicateur inconnu. On en déduit une forme linéaire du couple de frottement instantané de chaque segment en fonction de ces facteurs.

3 - La pression locale des gaz sur chaque segment est calculée en adoptant une décroissance linéaire de la pression depuis la chambre de combustion jusqu'au segment racleur. Un modèle détaillé prenant en compte les débit de fuite des gaz aux jeux de coupe et dans les gorges ainsi que le mouvement du segment a été écrit. Il valide, dans nos conditions expérimentales, la loi linéaire adoptée. Au plan expérimental, le couple total de frottement d'un moteur multicylindre est déterminé sans modifications du moteur, à partir des informations fournies par un capteur de pression cylindre et un capteur de proximité placé en regard de la denture du volant moteur. De la pression cylindre, on déduit le couple moteur. Après traitement numérique du signal issu du capteur de proximité (correction de denture, filtrage), on obtient un signal stable et non bruité duquel on tire la durée de passage de deux dents successives du volant puis la vitesse et l'accélération instantanées du vilebrequin.

Le couple total de frottement est déduit de l'équation du mouvement du vilebrequin. Après déduction des couples de frottement des organes tournants (et éventuellement du couple de freinage), on obtient le couple de frottement piston chemise à vide (en charge).

Des essais systématiques ont été menés sur trois moteurs Diesel suralimentés, multicylindres (quatre et six cylindres), de puissance variant entre 63 kW et 250 kW, à injection directe ou indirecte, entre 800 et 1200 tr/min, à vide frein découplé et en charge jusqu'à 4/4 charge.

L'analyse des couples de frottement total d'une part et de l'ensemble pistonchemise d'autre part a montré l'augmentation de ces couples avec la vitesse de rotation du vilebrequin et la pression des gaz de combustion confirmant ainsi l'existence du frottement mixte des segments au voisinage des PMH et du frottement hydrodynamique dans les zones de faibles charges sur le segment.

Ces formes de courbes déjà observées expérimentalement, à vide, sur monocylindre [29], n'avaient pas été quantifiées rigoureusement en séparant segment et jupe.

Une étude expérimentale du frottement en fonction de la charge, rendue possible grâce à l'équipement du moteur 3 d'un couplemètre instantané de grande sensibilité, a montré l'augmentation du frottement piston - chemise avec la pression moyenne effective

Les couples de frottement piston-chemise déduits de l'expérience et ceux calculés par les lois proposées montrent un bon accord pour différents types de diesels dans une grande gamme de vitesses de rotation et de charges, confirmant ainsi la validité du modèle de frottement proposé. Alors que dans l'étude [29] l'écart entre le couple théorique et expérimental pour un six cylindres restait très important.

La comparaison des résultats obtenus montre des valeurs remarquablement constantes (insensibles à la vitesse, à la charge, au type de moteur) pour les facteurs de proportionnalité intervenant dans les expressions des modèles de lubrification hydrodynamique et mixte des trois segments, renforçant ainsi la validité du modèle proposé. Le calcul à partir des facteurs précédents du couple de chaque élément montre la prédominance du mode de lubrification hydrodynamique de la jupe dans la partie BP du cycle et la prédominance du mode mixte pour le quart du cycle HP, tout particulièrement au voisinage du PMH où l'effet de la pression cylindre est important et produit deux pics de part et d'autre du PMH, le plus marqué étant situé après le PMH.

L'effet de la vitesse se traduit par un étalement des pics précédents. En effet la contribution de la vitesse augmente alors plus vite que celle de la pression. Cependant lorsque la pression cylindre maximale croit, les pics deviennent plus acérés: c'est le cas des moteurs 2 et surtout 3. Insensible à basse pression, l'effet de la charge allonge également les pics lorsqu'elle croit.
### **BIBLIOGRAPHIE**

- MILLINGTON (B.W.), HARTLES (E.R.) Frictional Losses in Diesel Engine SAE Transactions, 1968, n° 680590, p. 2390-2410.
- [2] PANDAZARAS (C.) Modélisation théorique et expérimentale du frottement segments-chemise. Thèse Doct.Ing: Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique, 1985, 282 p.
- [3] FURUHAMA (S.), TAKIGUCHI (M.) Measurement of Piston Frictional Force in Actual Opérating Diesel Engine, SAE Transactions, 1979, n° 790855, p.2896-2914.
- [4] BLAIR (W.L.), HOULT (D.P), WONG (V.W.) The Role of Piston distorsion on Lubricating in a Reciprocating Engine, Journal of Engineering for Gaz Turbines and Power, juil.1990, v. 112/1287,10 p.
- [5] FURUHAMA (S.), SASAKI (S.) New Device for Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines, SAE Transactions, 1983, n°831284, p39-50.
- [6] RHODES (M.L.P.), PARKER (D.A.) AEconoguide The low friction piston, SAE Paper, 1984, n°840181, 10 p.
- [7] WINTERBONE (D.E.), TENNANT (D.W.H).- The variation of Friction and Combustion Rates during Diesel Engine Transients, SAE Paper, 1981, n°810339,4 p.
- [8] GUICHAOUA (J.L), MAGNIEN (J.F), PERRIN (H.), CONSTANTS (B)
   Frottement et température du film d'huile entre piston, segments et chemise d'un moteur diesel. Journées Internationales sur le moteur Diesel d'application, SIA Ecole Centrale de Lyon, 13-14 Mai 1984, p 131-153.
- [9] FEUGA (L.), BURY (C.) Piston and Ring Mecanical losses, SAE Transactions, 1984, n° 841296, p. 173 - 180.

- [10] HEYWOOD (J.B) Internal Combustion Engine Fundamentals New york: Mc Graw-Hill, 1988, 2 th édition 950 p.
- [11] BALL (W.F), JACKSON (N.S), PILLEY (A.D), PORTER (B.C) The Friction of 1.6 Litre Automotive Engine Gaoline and Diesel, SAE Paper, 1986, n° 860418, 11 p.
- [12] PINCHON(P), MOLINIER (M) Calage du PMH des moteurs à piston, Rapport de l'Institut Français du Pétrole, 1982, Ref.n° 305776, 28 p.
- [13] ROBERT (M.) Etude de quelques sources d'erreurs dans la détermination du PMH des moteurs à piston, Journal de mécanique appliquée, 1979, v 3, n°1. p 7-20.
- [14] ROCCO (V.).- Dynamic T.D.C and Thermodynamic Loss Angle Measurement in a DI.Diesel Engine, SAE Paper, 1985, n°851546, 8p.
- [15] LECUONA (A.), RODRIGUEZ (P.A.).-Evaluation of Pressure and Crank Angle Errors for Reciprocating Engine Indicatior Diagrams, SAE Paper, 1986, n° 860027, 7 p.
- [16] GISH (R.E), Mc CULLOUGH (J.D), RETZLOFF(J.B), MUELLER (H)-Determination of Engine Friction, SAE Transactions, 1958, v 66, p 649-667
- [17] BISHOP (I.N.).- Effect of Design Variables on Friction and Economy, SAE Transactions / Paper, 1964, n° 814 A, p334-354.
- [18] CHEN (S.K.), FLYNN (P.F) Development of a Single Cylinder compression Ignition Research Engine, SAE Paper, 1965, n° 650733, 10 p.
- [19] LEDGER (J.D.), WALMSLEY (S.) Computation and Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operation under Transient Load Conditions, SAE Paper, 1971, n°71077, 10 p.
- [20] WATSON (N.), MARZOUK (M.) A Non-linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engines under Transient Conditions, International Automotive Engineering Congress and Exposition, Détroit Michigan, 1977, n°770123, 15 p.
- [21] YOKOOKU (K), NAGOA (A.), ODA (H.) Development of Mazda Fuelefficient Concept Car, SAE Transactions, 1984, n°841309, P295-307.

- [22] STANTAN(T.E) The Friction of piston and pistons rings, Report n° 931 Aeronautical reasearch comitée, London july 1924, 7p.
- [23] FORBES (J.E), TAYOR (S.E) A Method for Studing Piston Friction, Naca Maritime Report, March 1943.
- [24] URAS (H.M), PATTERSON (D) Effect of Some Pistons Variables on Piston and Ring Assembly Friction, SAE Paper, 1987, n°870088, 5p.
- [25] KU (Y.G), PATTERSON (D.J) Piston and Ring Friction by The Fixed Sleeve Méthod, SAE Paper, 1988, n°880571, 7p.
- [26] URAS (H.M), PATTERSON (D J) Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP method, SAE Paper, 1983, n°830416, 13 p
- [27] HENEIN (N.A.), FRAGOULIS (A), BRYZIK(W.)- Instantaneous Frictional Torque components in a Diesel Engine, SAE Paper, 1989, n° 890241, 9p
- [28] GOTO (T), AOYAMA (S.I), NAGUMO (S.I), NAKAJIMA (Y.), ONODA (M) - Measurement of piston and piston ring assembly friction force, SAE Paper, 1985, n°85167, 10p.
- [29] REZEKA (S,F), HENEIN (N) A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and its Components in Internal Combustion Engine, SAE Paper, 1984, n° 840179, 10 p.
- [30] TAYLOR (C M) Fluid-Film Lubrication in the Internal Combustion Engine: An Invited Review J.Phy D: App phy-25 Conférence of Frontiere of Tribology ,1992, p A91-A100.
- [31] RAYNAL (B) Les essais des moteurs à combustion interne, IFP- ENSPM Edition Aout 1974, ref 224851.
- [32] Mc GEEHAN (J.A) A Litterature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating oil Viscosity on Fuel Economy, SAE Paper, 1978, n° 780673, 20 p.
- [33] STREENATH (A.V.), VENKATESH (S.) Analysis and Computation of the Oil film Tichness between the Piston Ring and Cylinder Liner of an Internal Combustion Engine, Inst.J.Mech. Sci. (IJMS), 1973, vol 15, p 605 - 611.

- [34] FURUHAMA (S.) A Dynamic Theory of Piston Ring Lubrication, Bulletin of JMSE,V2, n °7, 1959, p 423-428.
- [35] ROGOWSKI (A.R.) Method of Measurement of The Instantaneous Friction of Piston-Rings in a Firing Engine, SAE Paper 1961, n°379F, 4 p.
- [36] HAMILTON (G.M.), MOORE (S.L.) Measurement of the Oil-Film Thichness between The Piston Rings and Liner of a Small Diesel Engine Proc Inst Mech Engrs, v 188 20/74, 1974, p 253- 261.
- [37] BROWN (S R.), HAMILTON (G.M) Pressure Measurement between the Rngs and Cylinder Liner of an Engine, Mecanical Engeneering Publications, 1976, p 99 - 106.
- [38] ALLEN (A.), DUDLEY (B.R.), MIDDLETON (V.), PARKER (D.A.) -Prediction of Piston Ring Cylinder Bore Oil film Thichness in two Particular Engines and Correlation with Experiment Evidence, Bulletin of the JSME, 1984, n° C 73/74, p 107-129.
- [39] MOORE (S.L.), HAMILTON(G.M.) The starved Lubrication of Piston Ring in a Diesel Engine, Bulletin of the JSME - Instn. Mech. Engrs, 1978, v 20, n°6, p 345 - 352.
- [40] PATIR (N.), CHENG (S.H) An average Flow Model for Determining Effects of Tree-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication Transactions of the ASME, v 100, junuary 1978, p 12-17.
- [41] MOORE (S.L.), HAMILTON(G.M.) The Piston Ring at Top Dead Center, Proc Instn.Mech Engrs-JMES, 1980, v 194, n°24, p373 - 380.
- [42] ROHDE (S.M) A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubricating (Proceeding of 9 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology and Traction, sep 1982, p262-278.
- [43] PARKER (D.A), ADAMS (D.R), Friction Losses in Reciprocating Internal Engines, JMES IMech 1982, n° c 5/82, p31 -37.
- [44] RICHEZ (M.F.), CONSTANTS (B.), WINQUISH (K.) Theoretical an Experimental Study of Ring-Liner Friction (Proceeding of 9 th Leeds Lyon) Symposium on Tribology and Traction, sep 1982, p 122-131.

- [45] SHIN (K.), TATEISHI (S.), FURUHAMA (S.) Measurement of Oil Film Thichness between Piston-Ring and Cylinder, SAE Paper, 1983, n° 830068, 15 p.
- [46] URAS (H.M), PATTERSON (D.J) Oil and Ring Effects on Piston-Ring assembly Friction by Instantaneous IMEP method, SAE Paper, 1985, n°850440, 11p.
- [47] OH (K.P), LI (C.H.), GOENKA (H.) Elastohydrodynamic Lubrication of Piston Skirt, Transaction of ASME.- J.of Tribology, v 109, 1987, p 355-362.
- [48] MILTIOS (G.K.), PATTERSON (D J.), PAPANASTASIOU (T.C.) -Solution of the Lubrification Problem and Calculation of the Friction force on the Piston Rings, Journal.of Tribology, 1989, v 111, p 635 - 641.
- [49] MYERS (J.E.), BORMAN (G.L.), MYERS (P.S.) Measurement of Oil Film Thichness and Liner Temperature at Top Ring Reversal in a Diesel Engine, SAE Paper, 1990, n° 900813, 25 p.
- [50] QUAN BAO (Z.) The Development of the Piston Ring Pack Evaluation System, 19<sup>th</sup> Internationnal Congress on Combustion Engine, CIMAC, Florence 1991, n° D46, 11p.
- [51] ISHIHAMA (M.), YAYASHI (Y.), KUBOZUKA (T.) An Analysis of the Movement of the Crankshaft Journals during Engine Firing, SAE Paper, 1981, n° 810772, 8p.
- [52] FURUHAMA (S.), TAKIGUCHI (M.), TOMIZAWA (K.) Effect of Piston and Piston Ring Designs on the Piston Frictinal Forces in Diesel Engines, SAE Transactions, 1981, n°810977, p 63-75.
- [53] RICHARDSON (D.E), BORMAN (G.L.) Measuring Engine Oil Films, SAE Congress Review, Junuary 1992, v 100, n°1, p 15-18.
- [54] CHARBONNIER (M.A.) Diagnostic des dysfonctionnements du moteur diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin. Thèse de Docteur: Institut National des sciences Appliquées de Lyon, 1990, 250 p.
- [55] HILL (H S), NEWMAN (B.A;) Piston Ring designs for Reduced Frictions, SAE Transactions, 1984, n° 841222, p 5.526 - 5.538.
- [56] WILLERMET (P.A.), PIEPRZAK(J.M;), DAILEY (D.P.) Friction Reduction in Valve Trains: The Influence of Friction Reducing Oil Additives, SAE Paper, 1989, n° 890725, 7 p.

- [58] KUO (T.W.), SELLNAU (M C.), THEOBALD (M.A.), JONES (D.J.) Calculation of Flow in the Piston Cylinder - Ring Crevices of a Homogenous- Charge Engine and Comparison with Experiment, SAE Paper, 1989, n°890188, 14 p.
- [59] URAS (H M.) A study of Piston -Ring Assembly Friction, Ph dissertation, Michigan University, Detroit, MI, 1988, 124 p.
- [60] FESSER (R.S.) Small Engine Piston Ring Design for Reduction Oil Consumption, SAE Paper, 1988, n°881327, 8 p.
- [61] STARON (J.P.), WILLERMET (P.A.) An analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles, SAE Paper, 1983, n° 830165, 13 p.
- [62] KLING (R.) Thermodynamique générale et application IFP Collection science et technique du pétrole, N° 1, 1967, Edition Technip.
- [63] MANSOURI (S.H.), HEYWOOD(J.R.) Correlations for Viscosity and Prandt Number of Hydrocarbon - Air Combustion Products, Combustion Science and Technologie, v 23, p 251-256, 1980.
- [64] BENHASSAINE (M.), CHAMPOUSSIN (J.C.), GUERRASSI (N.) -Evaluation de l'energie générée par le frottement instantané des segments et de la jupe avec chemise dans moteur Diesel suralimenté .Journée d'Etude GUT-SFT-STF, Paris 1992, 12p.
- [65] FURUHAMA (S.), HIRUHAMA (M.), TSUZITA (M.) Piston Ring Motion and its Influence on Engine tribology, SAE Paper, 1979, n° 790860, 13p.
- [66] TING (T.T.) Lubricatied Piston Rings and Cylinder Bore Wear, ASME, Wear Control Handbook, Edited by Peterson (M.B)and Winer (w.0), 1980, p 609-665.
- [67] HAYYANI (M.Y) Etudes théorique et expérimentale des phénomènes thermiques internes dans un moteur Diesel : Application à la modélisation du cycle indiqué -Thèse docteur : Institut National des sciences Appliquées de Lyon, 1988, 177 p.
- [68] ISMAIL (I.R.) Etude de transfert de chaleur dans le cylindre d'un moteur Diesel, à injection directe, suralimenté - Thèse doct - ing: Institut National des sciences Appliquées de Lyon, 1983, 102P.

- [69] MASSALKHI (Z.) Etude expérimentale des charges thermiques aux parois d'un moteur Diesel industriel - Thèse doct.-ing: Institut National des sciences Appliquées de Lyon, 1987, 115 p.
- [70] MOGHADAS (S.) Diagnostic des moteurs à combustion interne par l'analyse de la vitesse de rotation. Thèse doct.-ing: Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Metiers,1986, 104 p.
- [71] SOOD (A.A), FAHS (A), Henein (N.A) A Real-Time Mcroprocessor Based System for Engine Dficiency Analysis, IEEE Transactions on Industrial Electronics, v.IE 30, n°2, 1983.
- [72] KOVACH (J.T), TSAKIRIS (E,A), WONG(LT).- Engine Friction Reduction for improved Fuel Economy, SAE Paper, 1985.n° 820085, 12p.
- [73] CERRATO (R.), GOZZELINO (R.), RICCI (R.) A Single Cylinder Engine for Crankshaft Bearings and Piston Friction Losses Measurement, IMECH/SAE Paper, 1984, n° 841295, p 159-171.
- [74] YOSHIDA (H), KUSAMA (K), SAGAWA (J) Effects of Surfaces Treatments on Piston Ring Friction Force and Wear, SAE Paper, 1990, n°900589, 9 p.

,

ANNEXES

- 177 -

ANNEXE 1

## A.1- EXPRESSION ANALYTIQUE DU COUPLE DE FROTTEMENT TOTAL DANS UN MOTEUR MONOCYLINDRE

Pour déterminer le couple de frottement instantané total dans un moteur monocylindre nous devons d'abord faire le bilan des couples transmis par les différents éléments du moteur au vilebrequin. Nous recençons donc tous les efforts qui agissent directement sur le vilebrequin et ceux qui lui sont transmis par la bielle. Pour cela nous développons successivement une étude cinématique puis dynamique du système bielle manivelle.

#### A.1.1- Etude cinématique du système bielle manivelle

Pour déterminer le couple de frottement piston - chemise dans un moteur, il est nécessaire de connaître à chaque instant la vitesse et l'accélération du piston et du pied de bielle. Pour cela nous développons une étude cinématique du système bielle manivelle

#### A.1.1.1- Notations utilisées

Elles sont rassemblées sur la figure  $\{A,1\}$ . La vitesse de rotation du vilebrequin  $\omega$  est notée positivement dans le sens inverse du sens trigonométrique.

Les positions de l'axe du maneton et de la tête de bielle sont définies par l'angle  $\theta$ , noté positivement dans le sens de  $\omega$ :

$$\theta = (\overline{OB}_0, \overline{OB}) \tag{A.1}$$

La position du piston est définie par celle du point A. Le point A se déplace entre deux positions extrêmes  $A_0$  (PMH) et  $A_1$  (PMB), telles que:

$$\overline{A_0 A_1} = 2 \cdot R \tag{A.2}$$

avec R rayon de la manivelle ou demi course.

Posons  $\alpha = (\overline{OX}, \overline{AB})$ , angle de soulèvement de la bielle, ( $\alpha$  est négatif dans le cas de la figure, le sens positif étant celui de  $\omega$ ).

#### A.1.1.2- Position du piston

Une position quelconque du piston est définie par :

$$\mathbf{x} = \overline{\mathbf{A}_0 \mathbf{A}} = \overline{\mathbf{A}_0 \mathbf{O}} - \overline{\mathbf{A} \mathbf{O}}, \tag{A.3}$$

si on note par L la longueur de la bielle, la projection de ABO, sur l'axe ox, donne :

$$\frac{AO}{AO} = R \cdot \cos \theta + L \cos \alpha, \qquad (A.4)$$

$$M_0 O = L + R$$
. (A.5)

La position x du piston est alors donnée par:

$$\mathbf{x} = \mathbf{L} + \mathbf{R} - \mathbf{R} \cdot \cos \theta - \mathbf{L} \cos \alpha, \qquad (A.6)$$

la projection de ABO sur l'axe oy donne:

$$L \cdot \sin \alpha + R \cdot \sin \theta = 0, \qquad (A.7)$$

soit

$$\sin \alpha = - \frac{R}{L} \cdot \sin \theta = 0, \qquad (A.8)$$

ce qui donne

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \theta\right)^2}, \qquad (A.9)$$

avec le signe + devant le radical, puisque l'angle  $\alpha$  est toujours aigu .

En remplaçant dans l'équations (A.6), cosa par son expression donnée par (A9) on a alors:

$$\mathbf{x} = \mathbf{R} \left[ \left( 1 - \cos \theta \right) + \frac{\mathbf{L}}{\mathbf{R}} \left( 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{\mathbf{R}}{\mathbf{L}} \cdot \sin \theta \right)^2} \right) \right]$$
 (A.10)

#### A.1.1.3- Vitesse du piston

En dérivant l'abscisse (A.10) par rapport au temps, on a l'expression de la vitesse  $V_{p} = R \cdot \omega \cdot \left[ \sin \theta + \frac{\binom{R}{L} \sin (2 \theta)}{2 \sqrt{1 - \left[\binom{R}{L} \sin (\theta)\right]^{2}}} \right]$ (A.11) En définissant le cœfficient  $K(\theta)$ 

$$K(\theta) = \sin \theta + \frac{\binom{R}{L}\sin(2\theta)}{2\sqrt{1-\left[\binom{R}{L}\sin(\theta)\right]^2}}, \qquad (A.12)$$

la vitesse du piston s'écrit:

$$V_{p} = \mathbf{R} \cdot \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{K} (\boldsymbol{\theta})$$
(A.13)

#### A.1.1.4- Accélération du piston

En dérivant l'expression de la vitesse (A.13) par rapport au temps, on a:

$$\gamma_a = \mathbf{R} \cdot \mathbf{K} (\theta) \cdot \frac{d\omega}{dt} + \mathbf{R} \cdot \omega^2 \cdot \frac{d \mathbf{K}(\theta)}{d\theta}$$
 (A.14)

avec  $K(\theta)$  donné par la relation (A.12), et  $dK(\theta)/d\theta$  donné par la relation suivante:

$$\frac{d K(\theta)}{d\theta} = \cos \theta + \frac{R}{L} \cdot \left[ \frac{\cos (2.\theta)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \theta\right)^2}} + \frac{\left(\frac{R}{L} \cdot \sin 2.\theta\right)^2}{4 \cdot \left[1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \theta\right)^2\right]^{3/2}} \right] (A15)$$

#### A.1.1.5- Vitesse du pied de bielle

La vitesse de soulèvement du pied bielle  $(d\alpha/dt)$  est obtenue à partir des équations (A.8) et (A.9):

$$V_{b}(\theta) = \frac{d\alpha}{dt} = -\frac{\frac{R \cdot \omega \cdot \cos \theta}{L}}{\sqrt{1 \cdot \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \theta\right)^{2}}}$$
(A.16)

## A 1.1.6- Accélération du pied de bielle

En dérivant l'équation (A.16) par rapport au temps on obtient l'expression de l'accélération du pied de bielle suivante:

$$A_{b}(\theta) = \frac{d^{2}\alpha}{dt^{2}} = -\frac{\frac{R}{L}}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \theta\right)^{2}}} \left[\cos \theta \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^{2} \cdot \sin \theta \cdot \left[\left(\frac{R}{L}\right)^{2} - 1\right]}{\left[1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \theta\right)^{2}\right]}\right]$$
(A.17)

## A.1.2- Etude dynamique du système bielle manivelle

Cette étude permet de déterminer le couple de frottement instantané piston chemise, pour un moteur monocylindre, à partir du bilan des couples transmis par les différents organes, au vilebrequin

#### A.1.2.1- Condition d'équilibre dynamique

D'après la loi fondamentale de la dynamique, le moteur dans son ensemble et chaque organe pris séparément, sont respectivement en équilibre dynamique sous l'effet des actions extérieures qui leurs sont appliquées et des actions d'inertie induites par leurs mouvements.

$$\sum \vec{F}_{ext} + \sum \vec{F}_{in} = \vec{0}$$
(A.18a)

$$\sum M_{Fext}^{t} + \sum M_{Fin}^{t} = 0$$
 (A.18b)

Si l'on considère chaque organe du système bielle-manivelle (piston, bielle, vilebrequin), la pression des gaz de combustion, le couple résistant utile, les réactions d'appuis, les réactions des articulations aux limites extrêmes d'un organe ou groupes d'organes considérés, sont des actions extérieures.

## A 1.2.2 -Notations utilisées et conventions de signes

Dans le système d'axes défini sur les figures {A.1}et {A.2}, on désigne par:

- N: la composante selon oy de la force exercée par la chemise sur le piston, normale à la chemise, sens positif oy (de o vers y ),
- $\overline{F}_{f}$  la composante selon ox de la même force ou la force de frottement piston chemise, parallèle à l'axe ox de la chemise, sens positif ox.
- $\overline{F_A}$ : la composante selon  $\overline{AB}_{,}$  pris comme sens positif, de la réaction du piston sur la bielle
- $\overline{Y_{A:}}$  la composante selon oy, sens positif, de la même réaction
- $\overline{F_B}, \overline{Y_B}$ : les composantes selon les mêmes directions et sens, de l'action du maneton sur la bielle.

#### A. 1.2.3- Equilibre du piston

Le piston est en équilibre dynamique sous l'action des forces suivantes (figure A.2):

#### - des forces extérieures:

\*Force due à la pression des gaz Xg =pg.S avec p pression des gaz de combustion s'exerçant sur la tête du piston (relativement à la pression atmosphérique) de section S. \*Poids du piston X<sub>M</sub> = mp.g avec mp masse du piston, de son axe, et des segments. \*Réaction de la bielle ( $-\overline{F}_A$ , sens positif AB,  $-\overline{Y}_A$  sens positif oy).

#### - de la force d'inertie:

\*Force d'inertie alternative du piston - mp  $\gamma_A$ , avec  $\gamma_A$ : accélération du piston

L'application de la relation fondamentale de la dynamique (A 18 a ) au piston projectée sur les axes ox et oy permet d'écrire:

sur l'axe ox:

$$P_{g} \cdot S + m_{p} \cdot g - F_{f} - F_{A} \cdot \cos \alpha - m_{p} \cdot \gamma_{A} = 0$$
 (A.20)

sur l'axe oy:

$$N - F_A \cdot \sin \alpha - Y_A = 0 \tag{A.21}$$

#### A 1.2.4- Equilibre de la bielle

La bielle est en équilibre dynamique sous l'action des forces suivantes (figure A.3):

#### - des forces extérieures:

\*Forces de réaction du piston ( $\overline{F_A}, \overline{Y_A}$ ),

\*Poids  $X_A = m_A.g$ , avec  $m_A$  masse de la partie de la bielle (pied de bielle +bague ) en mouvement de translation,

#### - des forces d'inertie:

\*Force d'inertie alternative  $-m_A \gamma_A$ ,

\*Force d'inertie centrifuge (- $F_N$ ) de module  $m_B \omega^2 R$  avec  $m_B$ , masse de la tête de bielle,  $\omega$  vitesse de rotation du vilebrequin, R rayon de la manivelle,

\*Force d'inertie tangentielle (- $F_T$ ) de module m<sub>B</sub>.R.d $\omega$ /dt ,

\*Couple résiduel de la bielle noté  $\Gamma_{\rm B}$ ,

L'application de la relation fondamentale de la dynamique (A 18 a ) à la bielle projectée sur les axes ox et oy permet d'écrire:

sur l'axe ox:

$$F_{A}.\cos\alpha + F_{B}.\cos\alpha + m_{A}.g - m_{A}.\gamma_{A} - m_{B}.\omega^{2}.R.\cos\theta - m_{B}.R.\frac{d\omega}{dt}.\sin\theta = 0$$
(A.22)

sur l'axe oy

$$F_{A}.\sin\alpha + F_{B}.\sin + Y_{A} + Y_{B} - m_{B}.\omega^{2}.R.\sin\theta - m_{B}.R.\frac{d\omega}{dt}.\cos\theta = 0$$
(A.23)

La relation relative au moment par rapport au point B, (A18b) donne:

$$\Gamma_b - Y_A \cdot L \cdot \cos \alpha + m_A \cdot L \cdot \sin \alpha + m_A \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha = 0$$
 (A.24)

#### **Remarques:**

Pour déterminer les masses  $m_A$  (en mouvement de translation ) et  $m_B$  (en mouvement de rotation ), on suppose que le pied de bielle et la masse de bielle sont concentrés en deux points A et B, distant d'une longueur L égale à l'entraxe de la bielle, figure  $\{A \ 1\}$ .

Si on designe par G le centre de gravité de la bielle, L son entraxe,  $\rho$  son rayon de giration, m<sub>A</sub> et m<sub>B</sub>, les masses concentrées en A et B, m<sub>tb</sub> la masse totale de la bielle, I<sub>b</sub> le moment d'inertie de la bielle, alors les masses m<sub>A</sub> et m<sub>B</sub> constituerait un système dynamiquement équivalent à la bielle, si on vérifie le système d'équations suivant:

-même masse  $m_A + m_B = m_{tb}$  (A.25) -même position du centre de gravité  $m_A \cdot GA = m_B \cdot (L - GA)$  (A.26) -même moment d'inertie autour du centre de gravité $m_A GA^2 + m_B (L - GA)^2 = m_{tb} \rho^2$  (A.27) On constate qu'on a trois équations pour deux inconnues, le problème n'a généralement pas de solution. Cependant, la pratique montre qu'en calculant les masses  $m_A$  et  $m_B$  à partir des deux premières équations seulement. l'erreur commise est faible. Dans ces conditions, les deux masses ont par rapport à G un moment d'inertie égal à  $m_A \cdot GA^2 + m_B \cdot (L - GA)^2$  différent de M<sub>tb</sub>  $\rho^2$ . Il existe donc une différence  $\Delta$  I<sub>G</sub> telle que:

$$\Delta I_{G} = M_{tb} \cdot \rho^{2} \cdot \left[ m_{A} \cdot GA^{2} + m_{B} (L - GA)^{2} \right]$$
(A.28)

Cette variation  $\Delta I_G$  se traduit par un couple d'inertie résiduel appelé couple complémentaire.

$$\Gamma_{\rm b} = -\Delta I_{\rm G} \cdot \frac{{\rm d}^2 \alpha}{{\rm d}t^2} \tag{A.29}$$

avec  $d^2\alpha/dt^2$  donnée par l'équation (A.17)

En résumé on a :

$$* m_{A} = M_{tb} \cdot \frac{L - GA}{L}$$

$$* m_{B} = M_{tb} \cdot \frac{GA}{L}$$

$$* \Delta I_{G} = m_{tb} \left[ \rho^{2} - GA \cdot (L - GA) \right]$$
(A.30 a)

pratiquement on prend GA/L = 2/3 ce qui donne:

$$m_{\rm A} = \frac{1}{3} m_{\rm tb}$$
  $m_{\rm B} = \frac{2}{3} m_{\rm tb}$  (A.30 b)

#### A.1.2.5- Equilibre du vilebrequin

Le vilebrequin est en équilibre dynamique sous l'action des forces suivantes, figure {A.4}:

#### - forces et couples extérieurs:

\*Réaction de la bielle sur le maneton de composantes: - $Y_B$  selon oy et - $F_B$  selon  $\overline{AB}$  et donnant un couple moteur Mt,

\*Réaction due à la charge entraînée de résultante F<sub>ch</sub> et de moment résultant -M<sub>ch</sub>,

\*Réaction des paliers, dont l'action d'ensemble réduit au point 0 est une résultante dans le plan normal à l'axe de rotation, de composantes  $X_B$  et  $Y_B$ , et un moment résultant de composantes  $M_{cx}$ ,  $M_{cy}$ ,  $M_{cz}$ . Le couple  $M_{cz}$  (moment par rapport à oz ) est le couple de frottement des paliers et d'entraînement des accessoires, noté -  $M_e$ .

#### - forces et couples d'inertie:

\*L'action de l'ensemble des forces d'inertie réduit au point 0 est une résultante de composante Xi, Y<sub>i</sub>, Z<sub>i</sub> et un couple résultant de composante M<sub>ix</sub>, M<sub>iy</sub>, M<sub>iz</sub> par rapport aux axes ox, oy, oz avec  $M_{iz} = -I_v.(d\omega/dt)$ , Iv étant le moment d'inertie du vilebrequin.

L'application de la relation fondamentale de la dynamique (A 18 b) au mouvement de rotation du vilebrequin en comptant positif le couple moteur crée par les gaz et négatif les couples résistants, fournit :

$$M_{t}(\theta) - I_{v} \cdot \frac{d\omega}{dt} - M_{e}(\theta) - M_{ch}(\theta) = 0 \qquad (A.31)$$

# A.1.3- Expression du couple de frottement instantané piston - chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.

La détermination du couple de frottement instantané piston - chemise  $M_{fpc}$  dans le moteur nécessite le calcul du couple  $M_t$  dû à la force de réaction de la bielle sur le maneton et du couple de frottement instantané total  $M_{ft}$ , en supposant les frottements sur l'axe du piston et les manetons négligés :

## A.1.3.1- Calculs préliminaires: détermination de Y<sub>A</sub>, N, F<sub>A</sub>, F<sub>B</sub>, Y<sub>B:</sub>

Pour déterminer le couple total dans le moteur nous devons donc déterminer les paramètres  $Y_A$ , N,  $F_A$ ,  $F_A$ ,  $Y_B$ . Posons:

$$M_A = m_p + m_A \tag{A.32}$$

$$X_a = X_g + M_A. g - M_A. \gamma_a - F_f$$
(A.33)

#### Détermination de Y<sub>A</sub>

L'équation (A.24) permet d'écrire:

$$Y_{A} = \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \left[ \frac{\Gamma_{b}}{L} + m_{A} \cdot g \cdot \sin \alpha - m_{A} \cdot \gamma_{A} \cdot \sin \alpha \right]$$
(A.34)

#### Détermination de N

D'après les équations (A.20), (A.21), (A33) et (A.34), on peut écrire:

$$N = \frac{\Gamma_b}{L \cdot \cos \alpha} + X_a \cdot tg \alpha$$
 (A.35)

### Détermination de F<sub>A</sub>

D'après les équations (A.21), (A.34) et (A.35), on peut écrire:

$$F_{A} = \frac{1}{\cos \alpha} \left[ X_{a} + m_{A} \cdot \gamma_{A} \cdot - m_{A} \cdot g \right]$$
(A.36)

#### Détermination de F<sub>B</sub>

D'après les équations (A.22) et (A.36), on peut écrire:

$$F_{B} = -\frac{1}{\cos \alpha} \cdot \left[ X_{a} - m_{B} \cdot \omega^{2} \cdot R \cdot \cos \theta - m_{B} \cdot R \cdot \frac{d \omega}{dt} \cdot \sin \theta \right]$$
(A.37)

----

#### Détermination de Y<sub>B</sub>

D'après les équations (A.23), (A.36) et (A.37), on peut écrire:

$$Y_{B} = \frac{1}{\cos \alpha} \left[ -\frac{\Gamma_{b}}{L} + m_{B} \cdot \omega^{2} \cdot R \cdot \sin (\theta - \alpha) - m_{B} \cdot R \cdot \frac{d \omega}{dt} \cdot \cos (\theta - \alpha) \right]$$
(A.38)

## A.1.3.2- Calcul du couple de frottement Mt transmis par la bielle au maneton

Si on désigne par  $X_b$  et  $Y_b$ , les composantes selon ox et oy de la force de réaction de la bielle on a:

$$X_{b} = -F_{B} \cdot \cos \alpha \tag{A.39}$$

$$Y_b = -F_B \cdot \sin \alpha - Y_B \tag{A.40}$$

Le moment de  $M_t(\theta)$  de cette force est alors donné par:

$$M_{t}(\theta) = -R \cdot Y_{b} \cdot \cos \theta + R \cdot X_{b} \cdot \sin \theta$$
(A.41)

En remplaçant  $X_b$  et  $Y_b$  par leurs expressions données par (A.39) et (A.40), puis  $F_B$  et  $Y_B$  par leurs expressions données par (A.37) et (A.38), on obtient alors :

$$M_{t}(\theta) = X_{a} \cdot R \cdot K(\theta) - \frac{\Gamma_{b} \cdot R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \alpha} - m_{B} \cdot R^{2} \cdot \frac{d\omega}{dt}$$
(A.42)

**Remarque**: Le couple transmis au vilebrequin par la force axiale  $X_a$  est obtenu en multipliant cette dernière par le facteur de transformation  $R.K(\theta)$  défini par l'équation (A.12)

$$M_{xa} = X_a \cdot R \cdot K(\theta) \tag{A.43}$$

Cette relation sera utilisée pour tout passage d'une force axiale à un couple sur le vilebrequin et particulièrement pour les couples de frottement piston - chemise.

En remplaçant dans (A.42), Xa par son expression donnée par l'équation (A.33) et en tenant compte de l'équation (A.14), on a alors :

$$M_{t}(\theta) = R.K(\theta) \left[ P_{g}.S + M_{A}.g - M_{A} \left( R.K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + R\omega^{2} \frac{dK(\theta)}{d\theta} \right) - F_{f} \right] - \frac{\Gamma_{b}.R.\cos\theta}{L.\cos\alpha} - m_{B}.R\frac{2d\omega}{dt}$$
(A44)

# A.1.3.3- Calcul du couple de frottement total et du couple de frottement piston - chemise

On définit le couple de frottement piston - chemise  $M_{fpc}(\theta)$  et le couple de frottement total dans l'ensemble du moteur  $M_{ft}(\theta)$  par les relations:

$$M_{fpc}(\theta) = R \cdot K(\theta) \cdot F_{f}$$
(A.45)

$$M_{ft}(\theta) = M_{fpc}(\theta) + M_{e}(\theta)$$
(A.46)

Ils se déduisent de l'équation (A.44) dans laquelle  $M_t(\theta)$  est tiré de l'équation (A.31) traduisant la loi fondamentale de la dynamique appliquée au vilebrequin :

$$\begin{split} M_{ft}(\theta) &= R.K(\theta) \left[ P_{g}(\theta).S + M_{A'}g - M_{A} \left( R.K(\theta).\frac{d\omega}{dt} + R\omega^{2}.\frac{dK(\theta)}{d\theta} \right) \right] \\ &- \left( m_{B'}R^{2} + I_{v} \right) \frac{d\omega}{dt} - \frac{\Gamma_{b'}R.\cos\theta}{L.\cos\alpha} - M_{ch}(\theta) \end{split} \tag{A.47}$$

$$\begin{split} M_{fpc}(\theta) &= R.K(\theta) \left[ P_{g}.S + M_{A'}g - M_{A} \left( R.K(\theta).\frac{d\omega}{dt} + R\omega^{2}.\frac{dK(\theta)}{d\theta} \right) \right] \\ &- \left( m_{B'}R^{2} + I_{v} \right) \frac{d\omega}{dt} - \frac{\Gamma_{b'}R.\cos\theta}{L.\cos\alpha} - M_{ch}(\theta) - M_{e}(\theta) \end{split} \tag{A.48}$$

L'équation (A.48) montre que le couple de frottement total pour un moteur monocylindre est la somme des couples suivants:

- \* Le couple dû à la pression des gaz:  $M_g(\theta) = R.K(\theta).P_g.S$ ,
- \* Le couple dû à la masse des organes:  $M_m(\theta) = M_A \cdot g$ ,

\* Le couple dû aux forces d'inertie alternatives  $M_{ia}(\theta) = RK(\theta)M_A[R.K(\theta)\frac{d\omega}{dt} + R\omega^2\frac{dK(\theta)}{d\theta}]$ 

\* Le couple dû aux forces d'inertie rotatives:  $M_{ir}(\theta) = \left(m_{B.R}^{2} + I_{v}\right) \frac{d\omega}{dt}$ ,

\* Le couple résiduel de la bielle : 
$$M_{re}(\theta) = \frac{\Gamma_b \cdot R \cdot \cos \theta}{L \cdot \cos \alpha},$$

\* Le couple dû à l'entraînement de la charge  $M_{ch}(\theta)$ ,

\* Le couple dû au frottement dans les paliers du vilebrequin et celui dû à l'entraînement des organes en mouvement de rotation  $M_e(\theta)$ .

L'équation (A.48) s'écrit donc sous forme condensée de la manière suivante:

$$M_{fpc}(\theta) = M_{g}(\theta) + M_{m}(\theta) - \left(M_{ia}(\theta) + M_{ir}(\theta) + M_{re}(\theta)\right) - M_{ch}(\theta) - M_{e}(\theta)$$
(A.49)





#### ANNEXE 2

## A.2- EXPRESSIONS DES COUPLES ELEMENTAIRES DE FROTTEMENT DETERMINES PAR LE MODELE DE REZEKA ET HENEIN

Le modèle de frottement piston - chemise proposé au chapitre III est basé sur la formulation du frottement donnée par le modèle de Rezeka et Henein.[29]

## A.2.1.Formulation selon le modèle de Rezeka du frottement, piston équipé de segments, avec la chemise

D'une façon générale, la force de frottement  $F_f$  est égale au produit de la charge normale  $F_n$  (radiale dans le cas du piston ou des segments) par le cœfficient de frottement f

$$\mathbf{F}_{\mathbf{f}} = \mathbf{f} \cdot \mathbf{F}_{\mathbf{n}} \tag{A.50a}$$

La charge normale  $F_n$  est égale au produit de la pression  $p_t$  appliquée derrière le segment ou sur la jupe par la surface projetée de ces derniers.

$$\mathbf{F}_{\mathbf{n}} = \mathbf{p}_{\mathbf{t}} \cdot \mathbf{S}_{\mathbf{s}} \tag{A.50b}$$

Des équations (A.50 a) et (A.50b) on en déduit

$$\mathbf{F}_{\mathbf{f}} = \mathbf{f} \cdot \mathbf{p}_{\mathbf{t}} \cdot \mathbf{S}_{\mathbf{s}} \tag{A.50c}$$

Le couple de frottement transmis à l'arbre s'obtient par analogie avec l'équation (A.43) en multipliant la force  $F_f$  par le produit R K( $\theta$ ), R étant le rayon de la manivelle et K( $\theta$ ) le rapport de transformation défini par l'équation (A.12).

$$M(\theta) = R. K(\theta).f.p_t(\theta).S_s$$
(A.50d)

#### A.2.1.1 Frottement segments - chemise:

En adoptant les notations de Rezeka et Henein: c'est à dire l'indice 1 pour le cas de frottement hydrodynamique et 2 pour le cas de frottement mixte.

## Cas "1" où la lubrification du segment est hydrodynamique:

Le cœfficient de frottement est donné d'après Geehan et al [32] par la relation suivante:

$$f_{1} = a_{1} \left[ \frac{\mu V_{p}(\theta)}{p_{t}(\theta) E_{a3}} \right]^{0.5}$$
(A.51)

avec  $a_1$ : cœfficient expérimental,  $\mu$ : viscosité dynamique de l'huile,  $V_p(\theta)$ : vitesse instantané du piston,  $p_t(\theta)$ : pression totale due aux gaz et à l'élasticité du segment considéré,  $E_{a3}$ : épaisseur axiale du segment racleur, .

D'après l'hypothèse (4) de Rezeka, décrite au paragraphe II.2.3, en régime hydrodynamique le frottement est calculé à partir du frottement du segment racleur. Ainsi la pression totale s'exercant sur le racleur s'écrit:

$$p_t(\theta) = p_g(\theta) + p_{e3}(\theta)$$
(A.52)

avec:  $p_g(\theta)$ : pression des gaz de la chambre de combustion et  $p_{e3}$ : pression d'élasticité du racleur.

La surface projetée du segment équivalent s'écrit

$$\mathbf{S}_{s} = \left(\mathbf{N}_{r} + 0.4 \,\mathbf{N}_{e}\right) \,\mathbf{D} \,\mathbf{E}_{a3} \tag{A.53}$$

avec  $N_r$ : nombre de segments racleurs,  $N_e$ : nombre de segment d'étanchéité, D: diamètre du piston,  $E_{a3}$ : épaisseur axiale du segment racleur.

La force de frottement hydrodynamique s'écrit d'après les équations (A.50 c) à (A.53)

$$F_{1}(\theta) = a_{1} \left[ \left( p_{g}(\theta) + p_{e3} \right) E_{a3} \mu V_{p}(\theta) \right]^{0.5} D \left( N_{r} + 0.4 N_{e} \right)$$
(A.54)

Le couple transmis au vilebrequin s'obtient d'après l'équation (A.50d) en multipliant la force  $F_1(\theta)$  par le produit R.K( $\theta$ )

$$M_{1}(\theta) = a_{1} \left[ \left( p_{g}(\theta) + p_{e3} \right) E_{a3} \mu V_{p}(\theta) \right]^{0.5} D(N_{r} + 0.4 N_{e}) R K(\theta)$$
(555a)

que l'on met sous la formesous la forme:

$$M_1(\theta) = a_1 \qquad X_1(\theta) \tag{A.55b}$$

## Cas "2" où la lubrification est mixte

Le cœfficient de frottement est donnée d'après Starton et Willermet [35] par la relation suivante:

$$f_2 = a_2 . (1 - \lambda) \text{ avec } \lambda \le 1$$
 (A.56)

où le cœfficient  $\lambda$  est égal au rapport de l'épaisseur du film d'huile **h** à la rugosité des surfaces  $\sigma$ .

Si on note par  $\sigma_1$  et  $\sigma_2$  les rugosités des deux surfaces frottantes on a alors

$$\lambda = \frac{h}{\sigma}$$
 avec  $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$  (A.57)

Le cœfficient  $\lambda$  est donné par l'équation de Winer et Cheng [61]

$$\lambda \approx \left[\frac{\mu V_{p}(\theta)}{p_{t}(\theta)}\right]^{0.67} \frac{E^{0.53}}{S}$$
(A.58)

avec E: module d'élasticité du segment, S: surface frottante du segment (surface réelle de contact )

Etant donné que la pression est maximale au voisinage du PMH et que la vitesse du piston est d'après l'équation (A.11) proportionnelle à

$$\sin \theta + \left[ \frac{\binom{R}{L}}{2} \sin (2.\theta) / 2 \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)^2} \right]$$

Rezeka et al [29] ont pris  $\lambda = Sin\theta$ . Cette hypothèse à été vérifiée numériquement dans quelque cas courants. D'où d'après l'équation (A.56) on peut écrire

$$f = a_2 \quad (1 - |\sin(\theta)|) \tag{A.59}$$

D'après l'hypothèse (4) de Rezeka, décrite au paragraphe II.2.3, en régime mixte le frottement est calculé à partir du frottement du segment d'étanchièté. Ainsi la pression totale s'éxercant sur le segment d'étanchéité s'écrit:

$$p_t(\theta) = p_g(\theta) + p_{e1}$$
(A.60)

avec:  $p_g(\theta)$ : pression des gaz de la chambre de combustion ,  $p_{e1}$ :pression d'élasticité du segment d'étanchéité

La surface frottante du segment équivalent s'écrit:

$$S_s = \pi . D . N_e . E_{a1}$$
 (A.61)

avec D: diamètre du piston,  $N_e$ : nombre de segment d'étanchéité,  $E_{a1}$ : épaisseur axiale du segment d'étanchéité.

La force de frottement en lubrification mixte s'écrit d'après les équations (A.50 c) et (A59) à (A.61) par la relation

$$F_{2}(\theta) = a_{2} \left( 1 - \left| \sin \left( \theta \right) \right| \right) \left( p_{g}(\theta) + p_{e1} \right) \pi D E_{a1} N_{e}$$
(A.62)

Le couple de frottement transmis au vilebrequin d'après l'équation (A 50 d):

$$M_{2}(\theta) = a_{2} \left( \left| 1 - \right| \sin(\theta) \right| \right) \left( p_{g}(\theta) + p_{e1} \right) \pi D E_{a1} N_{e} R K(\theta)$$
(A.63a)

soit sous forme condensée:

$$M_2(\theta) = a_2 \quad X_2(\theta) \tag{A.63b}$$

### A.2.1.2 Frottement jupe - chemise

La pression qui agit sur la chemise est donnée par la relation suivante:

$$p = \frac{F}{S} = \mu \quad \frac{dv}{dy} \tag{A.64}$$

D'après la théorie de la lubrification hydrodynamique,qui admet une répartition linéaire des vitesses dans l'épaisseur du film d'huile, la force de frottement F ( $\theta$ ) entre deux surfaces frottantes de surface (S) séparées par un lubrifiant de viscosité dynamique  $\mu$  et d'épaisseur h et se déplaçant avec une vitesse V ( $\theta$ ) est donnée par la relation:

$$F(\theta) = \mu \frac{V(\theta)}{h} S$$
 (A.65a)

Dans le cas du frottement jupe-chemise, la surface S est égale au produit  $\pi$ .D.L<sub>j</sub>, avec D diamètre du piston et L<sub>j</sub> la longueur de la jupe, la vitesse V( $\theta$ ) est égale à la vitesse du piston V<sub>p</sub>( $\theta$ ), l'épaisseur h est égale au jeu jupe-chemise h<sub>j</sub>. De l'équation (A.65 a), on peut alors écrire:

$$F(\theta) = \mu \cdot \frac{V_p(\theta)}{h_j} \cdot \pi \cdot D \cdot L_j$$
(A.65 b)

et le couple de frottement transmis au vilebrequin s'exprime alors en introduisant un

cœfficient suplémentaire par :

$$M_{3}(\theta) = a_{3} \mu \frac{V_{p}(\theta)}{h_{j}} \pi D L_{j}.R.K(\theta)$$
(A.66a)

ou en condensant

$$M_3(\theta) = a_3 \cdot X_3(\theta) \tag{A.66b}$$

on constate que le cœfficient  $a_3$  de la jupe est implicitement égal à 1.

# A.2.2- Formulation selon le modèle de Reseka du frottement dans les organes tournants

Rezeka et al ont également déterminé les cœfficients  $a_i$  pour les éléments du moteur autre que l'ensemble piston - chemise. Les couples de frottement transmis à l'arbre par ces organes sont exprimés comme suit :

# A.2.2.1- Couple de frottement transmis au vilebrequin par la distribution

D'après Staron et Willermet [61], le couple d'entraînement de la distribution est donné par:

$$M_4(\theta) = a_4 \cdot \frac{n_{se} \cdot F_s}{\sqrt{\omega}} \cdot R \cdot K(\theta)$$
 (A.67 a)

$$M_4(\theta) = a_4 \cdot X_4(\theta) \tag{A.67 b}$$

avec  $a_4$ : cœfficient expérimental,  $n_{se}$ : nombre de soupapes d'admission ou d'échappement par cylindre,  $F_s$ : tension des ressorts de soupapes,  $\omega$ : vitesse de rotation du vilebrequin.

# A.2.2.2 - Couple de frottement transmis au vilebrequin par les organes tournants, à couple résistant constant, au cours du cycle.

Le couple de frottement dans les auxiliaires à couple constant au cours du cycle.tel que pompe à eau, pompe à huile, pompe à injection sont exprimés d'après Bishop [17] par la relation suivante:

$$M_{5}(\theta) = a_{5} \cdot \mu \cdot \omega$$

$$M_{5}(\theta) = a_{5} \cdot X_{5}(\theta)$$
(A.68 a)
(A.68 b)

avec a5: cœfficient expérimental, ω: vitesse de rotation instantané du vilebrequin.

## A.2.2.3- Couple de frottement des paliers du vilebrequin

Le couple de frottement des paliers des organes à couple résistant variable au cours du temps, vilebrequin, est donné d'après Ishihama [51] par la relation suivante:

$$M_{6}(\theta) = a_{6} \cdot \frac{\pi \cdot D^{2}}{4} \cdot R_{c} \cdot p_{g} \left| \cos(\theta) \right| \cdot \frac{1}{\sqrt{\omega}}$$
(A.69 a)

$$M_6(\theta) = a_6 \cdot X_6(\theta)$$
 (A.69 b)

avec  $a_6$ : cœfficient expérimental, D: diamètre du piston,  $R_c$ : rayon du tourillon du vilebrequin,  $P_g$ : pression des gaz de la chambre de combustion.

#### A.2.2.4 Résultats

Les cœfficients  $a_i$  sont obtenus par une méthode de type moindres carrés, minimisant les écarts entre le couple de frottement total expérimental  $M_{ft exp}(\theta)$ , déduit de la méthode  $(p-\omega)$  décrite au paragraphe II.1.5, équation (2.8), et la somme des couples precédents  $a_i X_i$ :

$$\left\| M_{\text{ft.exp}}(\theta) - \sum_{i=1}^{6} a_{i} \cdot X_{i}^{k} \right\|_{\text{min}}^{2}$$
(A70)

Les cœfficients  $a_1$ ,  $a_2$  et  $a_3$  pour l'ensemble piston - chemise, déterminés par Reseka et al [29], ont les valeurs suivantes:  $a_1 = 23.0$ ,  $a_2 = 0.252$ ,  $a_3 = 1.0$ . Il semble que  $a_3 = 1$  n'a pas été déterminé par une méthode de régression linéaire mais posé par hypothèse. Les cœfficients pour les organes tournants ont les valeurs suivantes:  $a_4 = 0.26$ ;  $a_5 = 9.6$ ,  $a_6 = 0.5$ .

## A.3- DETERMINATION DE LA FORCE FS DUE AU FILM D'HUILE DANS LA GORGE DU PISTON.

Cette force n'existe que si le segment repose sur l'une des faces de la gorge. Le segment (i) et la gorge sont alors assimilés à deux plans parallèles de longueur  $E_{ri}$  et séparés par une couche d'huile d'épaisseur  $h_{si}$ .

Posons les hypothèses suivantes:

- Le fluide est incompressible

- Le régime est permanent

- Les forces de pesanteur sont négligées

- L'écoulement est bidimensionnel, plan (x,y) et parallèle à x:  $\vec{V} = (U, 0, 0)$ 

L'équation de continuité et les hypothèses ci-dessus permettent d'écrire:

$$\frac{\partial U}{\partial x} = 0 \implies U = f(y)$$
(A71)

D'après les hypothèses ci-dessus, les équations de Navier Stokes s'écrivent

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \implies p = g(x)$$
 (A.72a)

$$\frac{d^2 U}{dv^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$$
(A72b)

Des équations (A71), (A72a) et (A72b), on en déduit que le gradient de pression dans la direction de l'écoulement x est constant.



$$\frac{dp}{dx} = Cst$$
(A.73)

L'équation (A73) et l'intégration de l'équation (A72 b) permettent alors d'écrire:

$$U = \frac{1}{\mu(T)} \left( \frac{dp}{dx} \right) \frac{y^2}{2} + c y + d$$
 (A74)

avec les conditions aux limites

pour 
$$y = \pm \frac{h_{si}}{2} U = 0$$
 et  
pour  $y = 0$   $\frac{dU}{dy} = 0$  (A75)

avec  $h_{si}$ : épaisseur du film dans la gorge. La vitesse s'écrit alors comme suit:

$$U = -\frac{1}{2 \mu(T)} \left( \frac{dp}{dx} \right) \left[ \frac{h_{si}^2}{4} - y^2 \right]$$
 (A76)

Le débit Qi est alors donné par:

$$Q_{i} = \int_{0}^{\frac{h_{i}}{2}} U \pi D_{i} 2 dy = -\frac{1}{12 \mu(T)} \left(\frac{dp}{dx}\right) \pi D_{i} h_{si}^{3}$$
(A77a)

avec Di: diamètre moyen du segment.

Si nous appliquons la continuité du débit à travers 1/2 épaisseur du segment alors on a:

$$Q_i = -\frac{\pi D_i}{2} E_{ri} \frac{dh_i}{dt}$$
(A77b)

avec Eri et hi respectivement: épaisseur radiale et déplacement en hauteur du segment (i)

L'égalité des équations (A77a) et (A77b) donne la distribution p(x) de la pression dans le film d'huile de la gorge soit:

$$p(x) = 6 \mu(T) \frac{dh_i}{dt} E_{ri} \frac{x}{h_{si}^3}$$
 (A78)

et par conséquent la force due au film d'huile compris entre le segment et le bas de la gorge, soit:

$$F_{si} = 2 \int_{0}^{\frac{R}{2}} p(x) \pi D_{i} dx$$
 (A79a)

ou 
$$F_{si} = \frac{3}{2} \mu(T) \pi D_i \left(\frac{dh_i}{dt}\right) \left(\frac{E_{ri}}{h_{si}}\right)^3$$
 (A79b)

## AUTORISATION DE SOUTENANCE

- Vu les dispositions de l'arrêté du 5 Juillet 1984, modifié par l'arrêté du 21 Mars 1988 et l'arrêté du 23 Novembre 1988,
- Vu la demande du Directeur de Thèse

Mr J.C. CHAMPOUSSIN Professeur - Machines Thermiques - ECOLE CENTRALE DE LYON,

et les rapports de

- Mr L. FLAMAND Professeur Mécanique des Contacts Bât. 113 -69621 VILLEURBANNE Cedex,
- Mr J. JULLIEN Professeur Université Paris VI 78230 SAINT CYR L'ECOLE,

#### Monsieur BENHASSAINE M'hamed

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention

du titre de DOCTEUR

Spécialité : THERMIQUE ET ENERGETIQUE

Fait à Ecully, le 11 septembre 1992

P/Le Directeur de l'E.C.L. Le Directeur de l'Administration de la Recherche F. LEBOEUF

• .



٠

•