
Tribologie et Développement Durable

9-11 mai 2012, Aix-en-Provence, France

EFFET DE LA LUBRIFICATION ELASTOHYDRODYNAMIQUE SUR LE MOUVEMENT SECONDAIRE D'UN PISTON A JUPE SOLIDE DE MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

THE EFFECT ON MOVEMENT ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICANT SECONDARY PISTON SKIRT OF A SOLID IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

M. Benbrik¹, M. Tahar Abbès¹, P. Maspeyrot²

¹Laboratoire de mécanique et énergétique université Hassiba Ben Bouali de Chlef Algérie
BP 151 route de Sandjas Chlef Algérie 02000

²Institut Pprime SP2MI BP 30179,86962 Futuroscope Chasseneuil, France
Mohamed Benbrik - m.benbrik74@Yahoo.fr 00213 7 72 01 20 63

Mots-clé : Piston, mouvement secondaire, élastohydrodynamique, problème de complémentarité, cavitation

Résumé

Cette étude a pour objectif l'analyse d'un modèle de lubrification élastohydrodynamique d'un piston de moteur diesel à injection directe.

L'analyse élastohydrodynamique est très importante et permet d'apporter des réponses plus précises aux principaux problèmes qui affectent le piston comme le bruit moteur et le frottement. Le modèle est formulé par les équations de la dynamique du mouvement secondaire du piston et tient compte des déformations de paroi de la jupe de piston produites par l'action des charges hydrodynamiques élevées de pression développée dans le film lubrifiant. L'effet de la cavitation produite dans la zone active est également pris en considération. La matrice de compliance, caractéristique de l'interaction film-paroi de la jupe, est utilisée dans l'élaboration du calcul élastohydrodynamique du piston. La distribution de pression EHD et le mouvement secondaire du piston sont obtenus par la résolution itérative simultanée de l'équation de Reynolds généralisée, de l'équation dynamique et de l'équation du film lubrifiant. La cavitation est résolue par l'algorithme de Murty modifié.

Abstract

This study analyze a model of elastohydrodynamic lubrication of a piston diesel engine with direct injection.

Elastohydrodynamic analysis is very important and can provide more precise answers to key issues affecting the piston as the engine noise and friction. The model is formulated by the dynamic equations of motion of the secondary piston and takes into account deformations of the wall of the piston skirt produced by the action of hydrodynamic loads of high pressure developed in the lubricant film. The effect of cavitation generated in the active region is also considered. The compliance matrix, characteristic of the film-wall interaction of the skirt, is used in the development of elastohydrodynamic calculation of the piston. The EHD pressure distribution and secondary motion of the piston are obtained by simultaneous iterative solution of generalized Reynolds equation, the dynamic equation and the equation of the lubricant film. Cavitation is determined by the modified Murty algorithm.

1. INTRODUCTION

La lubrification élastohydrodynamique des pistons a été largement étudiée dans le but d'évaluer la puissance moteur disponible à travers les caractéristiques des performances optimales de piston [2]. Les principales exigences pour ces caractéristiques de performance sont étroitement liés au mouvement secondaire en lien avec la lubrification et à la manière dont l'interaction complexe des relations entre la rigidité jupe, le jeu et le profil ont été

interprétées et reconnu dans le développement du piston. Parmi ces caractéristiques, l'épaisseur minimale d'huile du film est importante dans l'estimation de la durée de vie du piston et cylindre. La pression maximale dans le film de lubrifiant détermine la contrainte maximale dans le piston-cylindre et dans la structure de support. Le frottement dans le système piston-cylindre qui représente une composante importante de la friction dans le moteur affecte la conservation de l'énergie et la consommation de carburant des véhicules. Dans l'analyse élastohydrodynamique, toutes ces caractéristiques peuvent être différentes de celles obtenues avec une jupe rigide ou un cylindre rigide. La déformation élastique due à la pression développée dans le film d'huile lubrifiant produit un écart important par rapport au jeu radial. Connaître l'effet de la déformation des surfaces sur ces caractéristiques est le principal enjeu pour augmenter les performances du piston.

2 Formulation du problème

La figure 1 représente la géométrie du film lubrifiant et domaine d'étude.

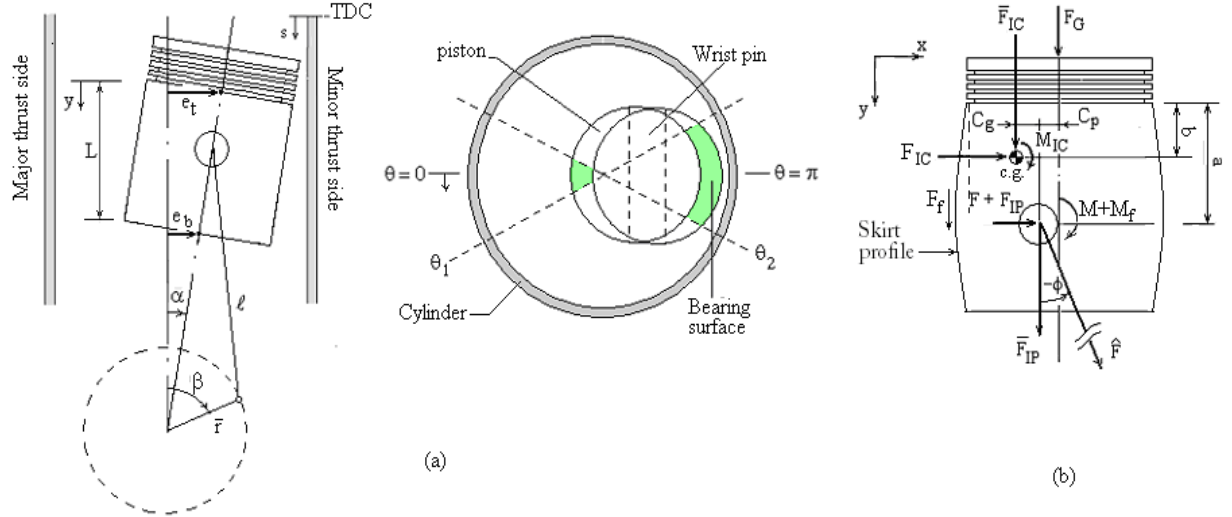


Fig. 1: Le système Piston cylindre lubrifié (a) et les forces et des moments agissant sur le piston (b)

Le modèle EHD est régi par les équations différentielles non linéaires du second ordre du mouvement secondaire, l'équation de Reynolds généralisée et l'équation du film lubrifiant

$$\begin{bmatrix} m_{\text{pist}} \left(1 - \frac{b}{L}\right) + m_{\text{axe}} \left(1 - \frac{a}{L}\right) & m_{\text{pist}} \frac{b}{L} + m_{\text{axe}} \frac{a}{L} \\ \frac{I_{\text{pist}}}{L} + m_{\text{pist}} (a-b) \left(1 - \frac{b}{L}\right) & -\frac{I_{\text{pist}}}{L} + m_{\text{pist}} (a-b) \frac{b}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{e}_h \\ \ddot{e}_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_h + (F_G + \bar{F}_{IP} + F_{IC} + F_f) \text{tg}\phi \\ M_h + F_G C_P - \bar{F}_{IC} C_g + M_f \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Afin de traiter l'équation 1 on définit une variable universelle D et on peut écrire une équation de Reynolds généralisée qui prend en compte les zones cavitées par l'utilisation des variables F e D [1]:

$$F \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial D}{\partial \theta} \right) + F \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial D}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial y} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} + (1-F) \left(6U \frac{\partial h}{\partial y} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (2)$$

Pour les zones actives, $D = p$ et $F = 1$ et pour les zones de cavitation $F = 0$.

$$h = c + e_t \cos \theta + \frac{y}{L} (e_b - e_t) \cos \theta + f(y) + d_1 + d_2 \quad (3)$$

Où $f(y)$ es le profil de la jupe, d_1 e d_2 les déformations élastiques de la jupe et du cylindre sous l'action de la pression hydrodynamique avec $d_1 = [C_p] \{F_p\}$ et $d_2 = [C_c] \{F_p\}$

$[C_p]$ et $[C_c]$ sont les matrices de compliance obtenues par extraction du modèle d'éléments finis tridimensionnels d'analyse du piston

3 Méthode de résolution

L'équation de Reynolds et les équations de la dynamique peuvent être écrites dans la forme fonctionnelle suivante:

$$\begin{cases} R_e(p, e_t, e_b) \\ E_1(p, e_t, e_b) \\ E_2(p, e_t, e_b) \end{cases} = \begin{cases} 0 \\ 0 \\ 0 \end{cases} \quad (4)$$

Le système d'équations (4) est résolu pour la pression p , les excentricités $e_h(t)$ et $e_b(t)$ à chaque étape jusqu'à ce que le bord libre $\partial\Omega$ se stabilise. En utilisant une grille rectangulaire pour la méthode des différences finies afin de résoudre l'équation de Reynolds, le schéma itératif de Newton-Raphson donne une nouvelle solution de la solution précédente à la i ème itération.

$$\begin{cases} \{p\} \\ e_t \\ e_b \end{cases}^{(i+1)} = \begin{cases} \{p\} \\ e_t \\ e_b \end{cases}^{(i)} - [J^{(i)}]^{-1} \{R\}^{(i)} \quad (5)$$

J est la matrice Jacobéenne de dimension $(n+2)(n+2)$, où $n = m_\theta m_y$, m_θ et m_y sont respectivement le nombre total dans la direction circonférentielle et axiale de la grille du film de lubrifiant. R_{ej} , $J = 1, n$ est le résidu de l'équation de Reynolds au point j de

la grille film lubrifiant pour une solution donnée $\begin{cases} \{p\} \\ e_t \\ e_b \end{cases}^{(i)}$ à l'itération i .

Utilisation de la mise à jour de Newton-Raphson, le système d'équations (5) devient

$$\{\Delta y\}^{(i)} [J]^{(i)} = -\{R\}^{(i)} \quad (6)$$

Où

$$\{\Delta y\}^{(i)} = \begin{Bmatrix} \{p\} \\ e_t \\ e_b \end{Bmatrix}^{(i+1)} - \begin{Bmatrix} \{p\} \\ e_t \\ e_b \end{Bmatrix}^{(i)} \quad (7)$$

La solution $\begin{Bmatrix} \{p\} \\ e_t \\ e_b \end{Bmatrix}^{(i)}$ est déterminée à l'étape précédente par la méthode de Newton-

Raphson. La convergence de la solution est obtenue lorsque le résidu vecteur

$\{R\}^{(i)}$ devient inférieur à une valeur donnée.

Après que la solution soit obtenue, un contrôle est effectué afin de déterminer si les conditions de complémentarité **sont satisfaites**. Une frontière initiale $\delta\Omega$ séparant la zone active Ω_a de la zone de cavitation Ω_c est donnée et on teste la pression aux points des deux zones

- Si $D \geq 0$ est satisfait au point correspondant dans la zone active Ω_a sinon il est placé dans la zone de cavitation Ω_c et D est mis à zéro
- $R_{ej} < 0$ et $D = 0$ (R_{ej} équation de Reynolds au point j) sont satisfaits dans la zone de cavitation Ω_c sinon le point correspondant est placé dans la zone active Ω_a .

La procédure ci-dessus est répétée jusqu'à ce que la frontière libre $\delta\Omega$ se stabilise.

4 Résultats et discussion

Des simulations numériques ont été conduites sur un piston à jupe solide de F8L413 un V-8 moteur à injection directe Diesel «Deutz» (Fig. 2) monté en fait sur les camions de la TB230 Rouiba SNVI en Algérie.

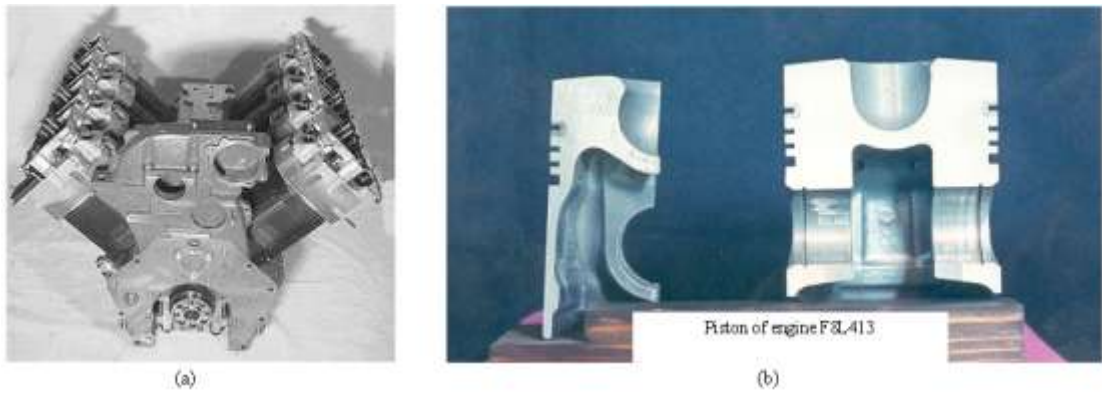


Fig. 2: Le moteur F8L413 (a) et la jupe de piston solide (b)

Le mouvement est simulé pour une vitesse de 2000 tours par minute du moteur. Les cas suivants sont discutés pour l'effet du piston et du cylindre.

- Cas a-jupe et cylindre rigides.
- Cas b- jupe élastique et cylindre rigide
- Cas c-jupe rigide et cylindre élastique
- Cas d-jupe et cylindre élastiques

Les figures 3 et 4 montrent l'effet de l'élasticité de la jupe et du cylindre sur le mouvement secondaire du piston. La figure 3 montre que l'amplitude de déplacement de la partie supérieure de la jupe augmente lorsque l'effet de la jupe et l'élasticité cylindre est considéré. La variation d'amplitude est plus atténuée que dans le cas de la jupe rigide, le mouvement devient plus lisse. Ce résultat montre la nécessité de prendre en compte l'élasticité de la jupe.

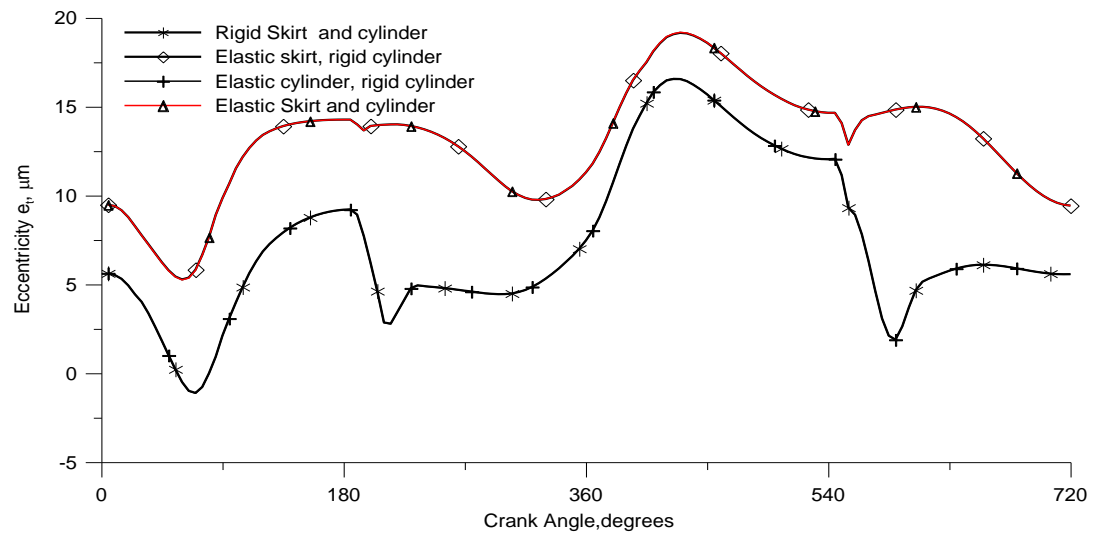


Fig. 3 Effet de l'élasticité de la jupe et du cylindre sur le mouvement du piston

La figure 4 indique que le mouvement de la partie inférieure de la jupe est moins affecté par l'effet élastique. Les résultats indiquent qu'il n'y a pas d'effet de l'élasticité sur le mouvement secondaire.

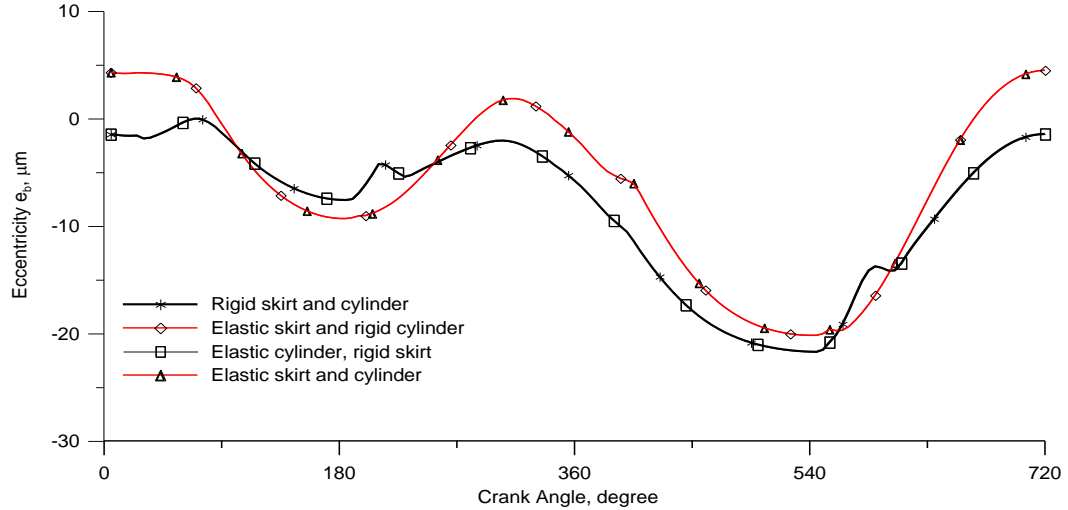


Fig. 4 Effet de l'élasticité de la jupe et le cylindre de l'excentricité inférieure de la jupe

Cela conduit à diminuer l'épaisseur du film, comme indiqué dans la figure 5. L'épaisseur du film minimale en fonction de l'angle de vilebrequin pour les quatre cas est représentée dans la figure 5. Le film du fluide a une valeur constante d'environ 20 μm et diminue rapidement, au début de la course pour atteindre la valeur minimale de 13,63. L'angle de vilebrequin 545, après le chargement de crête a eu lieu.

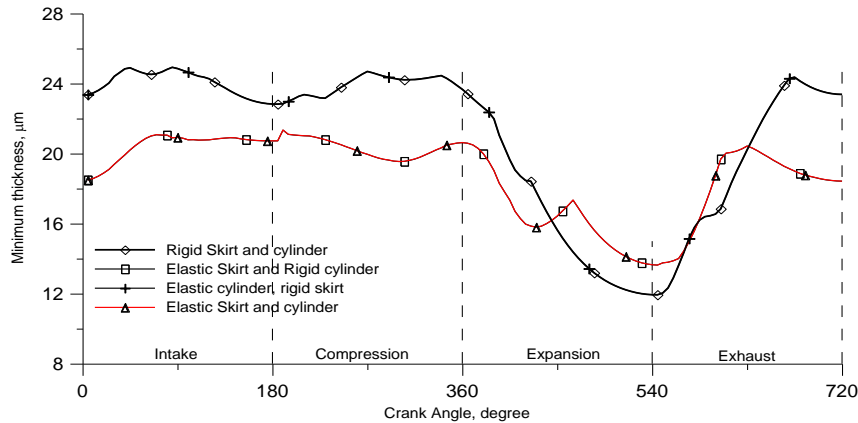


Fig. 5 Effet de l'élasticité de la jupe et du cylindre sur l'épaisseur minimale du film

La figure 6 montre la pression maximale instantanée développée dans le film de lubrifiant pour les quatre cas. Les résultats indiquent qu'il n'y a pas d'effet des surfaces élastiques sur la pression maximale, les courbes de pression hydrodynamique et de élastohydrodynamique sont approximativement les mêmes. La pression maximale atteint la valeur plus élevée après le point mort haut à 395°. l'angle de vilebrequin. À cette position, la répartition de pression dans le film de fluide est donnée à la figure 7. La valeur positive représente une radiale vers l'extérieur et la valeur négative d'une déformation radialement

vers l'intérieur. Les déformations maximales, qui se produisent à la jupe supérieure, produisent des déformations de pointe vers l'extérieur sur cette surface de la jupe.

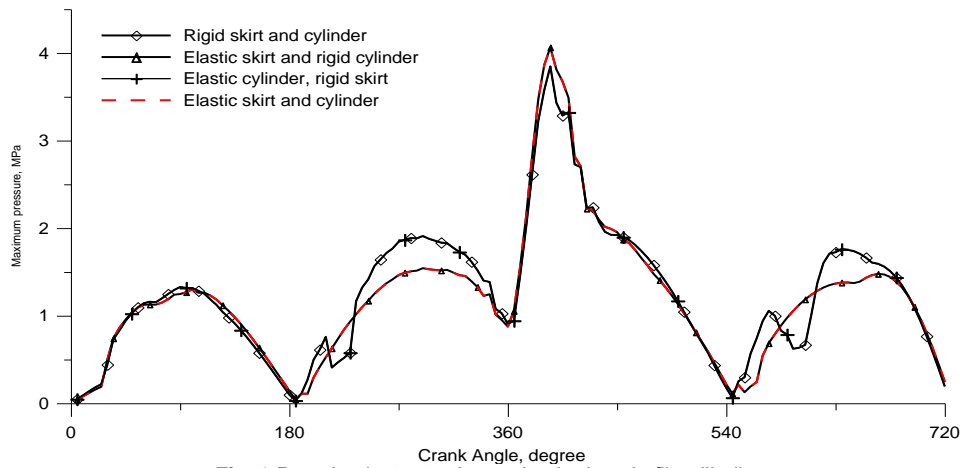


Fig. 6 Pression instantanée maximale dans le film d'huile

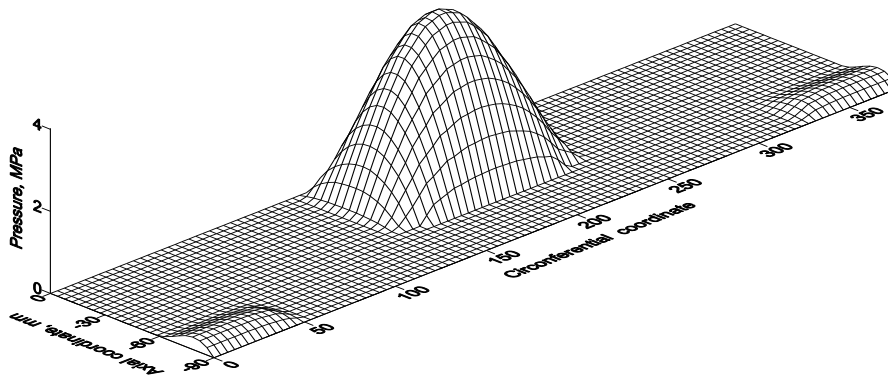


Fig.7 Répartition de la pression maximale à 395 deg. Crank angle

5 Références :

- [1] BONNEAU D., 'Traitement des problèmes de lubrification par la méthode des éléments finis', Revue européenne des éléments finis, Vol.10, pp.679-704, 2001.
- [2] Tahar abbes M., Maspeyrot P., Bounif A. and Frene J., 'A Thermomechanical Model of a Direct Injection Diesel Engine Piston', Journal of automobile Engineering. Part D, Proceeding of the IMECH Engineering, Vol.218, pp.395-409, 2004.
- [3] Murty, K. G., 'Note on a bard-type scheme for solving the complementary problem', Opsearch, Vol. 11, pp. 123-130, 1974.
- [4] Zhu, D., Cheng, H. S., Arai T. & Hamai, K. A Numerical Analysis for Piston Skirt in Mixed Lubrication - Part I: Basic Modelling. *ASME Journal Of Tribology*, Vol. 114, pp. 553 562, 1992.

6 Nomenclature

a	Distance de l'axe au haut du piston (m)
c	Jeu radial entre le piston et le cylindre (à température ambiante) (m)
C_g	Désaxage du centre de gravité (m)
C_p	Désaxage (offset piston-axe) (m)
e_h, e_b	Excentricité du haut (h) et du bas (b) de la jupe (m)
h	Épaisseur du film lubrifiant
I_{pist}	Moment d'inertie du piston par rapport à l'axe ($Kg.m^2$)
L	Longueur de la jupe du piston (m)
m_{axe}	Masse de l'axe (Kg)
m_{pist}	Masse du piston (Kg)
R	Rayon du piston (m)
t	temps (s)
U	Vitesse axiale du piston (m/s)
y	coordonnée mesurée à partir du haut de la jupe du piston (m)