

Ảnh hưởng của khe hở bán kính tới phân bố áp suất ổ đầu to thanh truyền của động cơ 5S-FE

Influence of the Radial Clearance on the Pressure Distribution of the 5S-FE Engine's Connecting-Rod Big End Bearing

Trần Thị Thanh Hải^{1*}, Nguyễn Đình Tân², Lưu Trọng Thuận¹

¹ Trường Đại học Bách khoa Hà Nội - Số 1, Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội

² Trường Cao đẳng Điện tử Điện lạnh Hà Nội - Ngõ 86, Chùa Hà, Cầu Giấy, Hà Nội

Đến Tòa soạn: 01-02-2018; chấp nhận đăng: 18-01-2019

Tóm tắt

Bài báo trình bày một mô phỏng số ảnh hưởng của khe hở bán kính đến sự phân bố áp suất màng dầu ổ đầu to thanh truyền động cơ 5S-FE. Các phương trình của bài toán gồm phương trình Reynolds biến đổi, phương trình chiều dày màng dầu và phương trình cân bằng tải. Các phương trình này được giải bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Theo chu kỳ làm việc hút-nén-nổ-xả, phân bố áp suất thay đổi theo góc quay của trục khuỷu, chủ yếu tập trung xung quanh vị trí 0° của thanh truyền theo chiều quay. Càng gần với kỳ nổ xung quanh vị trí 370° (lúc xảy ra sự nổ) đỉnh phân bố đạt giá trị lớn nhất. Khi thay đổi khe hở bán kính $24\mu\text{m}$ tới $69\mu\text{m}$ đỉnh của phân bố áp suất tăng khoảng 19%. Kết quả tính toán được so sánh với kết quả tính toán từ phần mềm ACCEL (phần mềm do nhóm nghiên cứu của Đại học Poitiers, Cộng hòa Pháp viết cho các hãng xe hơi để giải quyết bài toán bôi trơn cho ổ thanh truyền). Giá trị cực đại của áp suất tại các góc quay khác nhau của trục khuỷu lớn hơn giá trị thu được từ phần mềm ACCEL.

Từ khóa: Thanh truyền, bôi trơn thủy động, phương trình Reynolds, phân bố áp suất, ACCEL

Abstract

This paper presents a numerical simulation of the influence of the radial clearance on the oil film pressure distribution of the 5S-FE engine's connecting-rod big end bearing. The equations for this problem are the modified Reynolds equation in hydrodynamic regime, oil film thickness equation and equation of equilibrium of the charge. These equations are solved by the finite element method. According to the intake-compression-power-exhaust process of the engine's operation cycle, the pressure distribution varies versus crank angle, is mainly concentrated around the position 0° of the housing bearing. As close to the burst, in the neighborhoods of 370° of crank angle (zone of explosion), the pressure distribution peak reaches a maximal value. When the radial clearance increase from value $24\mu\text{m}$ to $69\mu\text{m}$, the peak of the pressure distribution increased by 19%. The calculation results were compared with the results from the ACCEL software (the software is developed by the University of Poitiers' researchers, France for car manufacturers to solve the problem of connecting rod lubrication). The maximum value of the pressure at the different crankshaft's angles is greater than the value obtained from the ACCEL.

Keywords: Connecting-rod, hydrodynamic lubrication, Reynolds equation, pressure distribution, ACCEL

1. Giới thiệu

Thanh truyền là một trong các bộ phận quan trọng của động cơ, trong đó ổ đầu to thanh truyền được tạo bởi thân thanh truyền, nắp thanh truyền và trục khuỷu làm việc trong điều kiện khắc nghiệt như tải trọng lớn và thay đổi liên tục, vận tốc lớn và nhiệt độ cao, ... Do vậy việc nghiên cứu đặc tính bôi trơn ổ đầu to thanh truyền trong quá trình làm việc đang được các nhà khoa học và các nhà sản xuất hết sức quan tâm.

Năm 1984, Booker và Shu [1] đã đưa ra cách tiếp cận mới cho việc tính toán chế độ bôi trơn thủy động đàn hồi. Các phương pháp tiếp cận dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn và áp dụng trực tiếp cho tất cả các hình dạng màng dầu với bất kỳ tải trọng phức tạp nào tác dụng lên bề mặt. Cùng năm, Goenka [2] trình bày một phương pháp phần tử hữu hạn tính toán chế độ bôi trơn làm giảm đáng kể thời gian tính toán. Năm 1985, Booker và Labouff [3] công bố một nghiên cứu về ổ cứng và ổ đàn hồi chịu tải trọng động. Năm 1985, Fantino và Ash [4] đã thực hiện so sánh hoạt động của hai ổ đầu to thanh truyền đàn hồi động cơ xăng và động cơ diesel. Năm 1991, Fantino và cộng sự [5] đã thực hiện các tính toán ổ đầu to thanh truyền với các giả thiết ổ ngắn và trục

* Địa chỉ liên hệ: Tel.: (+84) 978263926

Email: hai.tranhtithanh@hust.edu.vn

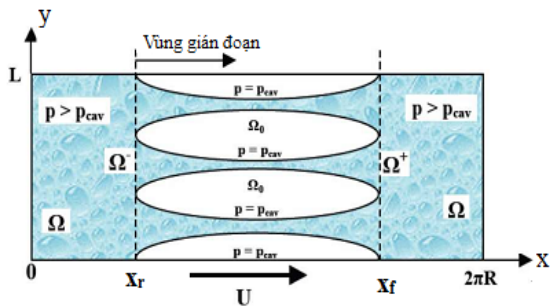
không biến dạng, dầu bôi trơn có độ nhớt không đổi. Ổ hoạt động trong trạng thái quá độ và chịu tải trọng động. Năm 1986, Goenka và Oh [6] cũng đề cập đến vấn đề bôi trơn thủy động đàn hồi. Phương pháp của các tác giả dựa trên mô hình của Rohde và Li [7]. Phương pháp Newton-Raphson và hai phương pháp số (phần tử hữu hạn và sai phân hữu hạn) được sử dụng để giải gần đúng phương trình Reynolds. Năm 1990 Kumar và cộng sự [8] đã nghiên cứu so sánh, phân tích các phương pháp khác nhau giải quyết vấn đề bôi trơn thủy động đàn hồi. Năm 1988, Mcivior và Fenner [9] đã nghiên cứu và cho thấy rằng việc sử dụng phần tử tứ giác 8 nút tiết kiệm thời gian đáng kể so với phần tử tam giác 3 nút. Năm 1992 Fenner và cộng sự đã sử dụng tứ giác lưới 8 nút để phân tích màng dầu [10] để nghiên cứu về ổ chịu tải trọng nặng. Sự biến dạng đàn hồi làm tăng đáng kể phạm vi và chiều dày của màng dầu và dẫn đến giảm đáng kể áp lực lớn nhất trong tiếp xúc. Năm 2001, Bonneau và Hajjam [11] đã đưa ra thuật toán dựa trên mô hình của JFO (Jakobson-Floberg và Olsson) và rời rạc các phương trình bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Thuật toán này cho phép xác định vùng gián đoạn và tái tạo của màng dầu. Các tác giả đưa ra một phương trình Reynolds sửa đổi có thể áp dụng cho cả vùng liên tục và vùng gián đoạn của màng dầu.

Trong bài báo này nhóm tác giả nghiên cứu ảnh hưởng của khe hở bán kính đến áp suất màng dầu ở đầu to thanh truyền của động cơ xăng 5S-FE.

2. Phương trình Reynolds biến đổi

Phương trình Reynolds cho một ổ đỡ chịu tải trọng động được viết như sau [12]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$



Hình 1. Miền khai triển ổ

Phương trình (1) được giải cùng với điều kiện biên Reynolds có tính tới hiện tượng gián đoạn màng dầu (Hình 1). Trong miền khai triển màng dầu Ω bao gồm vùng làm việc (vùng màng dầu liên tục) và vùng màng dầu bị gián đoạn

- Vùng liên tục Ω có $p > p_{cav}$ (p_{cav} là hằng số) là vùng mà bề mặt trục và bạc được phân cách hoàn toàn bởi màng dầu bôi trơn.

- Vùng gián đoạn Ω₀ có $p = p_{cav}$ là vùng có xen lẫn các lỗ khí. Tại vùng này bề mặt trục và bạc được phân cách bởi hỗn hợp dầu bôi trơn - khí.

Tại vùng gián đoạn phương trình (1) được viết lại dưới dạng:

$$U \frac{\partial \rho h}{\partial x} + 2 \frac{\partial \rho h}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

Trong đó ρ là khối lượng riêng của hỗn hợp dầu bôi trơn - khí

Đặt $r = \frac{\partial \rho h}{\rho_0}$ là chiều dày của màng hỗn hợp

dầu bôi trơn - khí, với ρ₀ là khối lượng riêng của hỗn hợp dầu bôi trơn - khí, phương trình (2) trở thành:

$$U \frac{\partial r}{\partial x} + 2 \frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

Giữa các vùng Ω và Ω₀ là các đường biên Ω⁺ và Ω⁻ tại đây bắt đầu xảy ra hiện tượng gián đoạn và phục hồi màng bôi trơn. Như vậy, để xác định được phân bố áp suất và tìm ra vùng gián đoạn của màng dầu phải giải hệ hai phương trình (1) và (3) với hai ẩn số là p và r. Bonneau và Hajjam [8] đã đưa ra ẩn số D đại diện cho cả hai biến trên trong hai miền liên tục và gián đoạn:

- Đối với vùng màng dầu liên tục

$$\begin{cases} D = p, D \geq 0 \\ F = 1 \end{cases} \quad (4)$$

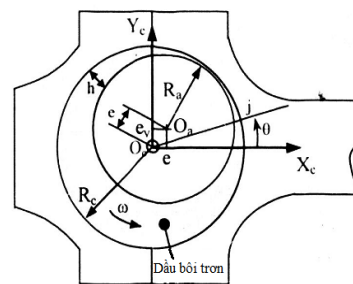
- Đối với vùng gián đoạn

$$\begin{cases} D = r - h, D < 0 (\rho < \rho_0) \\ F = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Như vậy hai phương trình (1) và (3) được viết dưới dạng:

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

Chiều dày màng dầu:



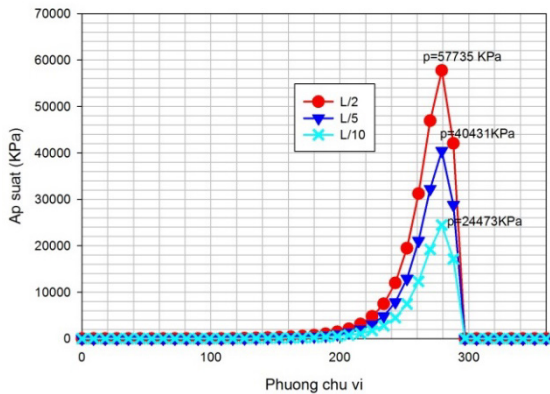
Hình 2. Mặt cắt ổ đầu to thanh truyền

Bảng 2. Đặc tính dầu Shell Rimula R2 Extra

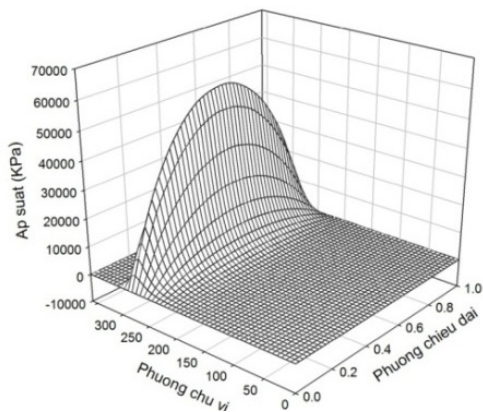
Cấp độ nhớt	20W-50	Đơn vị
Độ nhớt động học tại: 40°C	162	CSt
100°C	18,9	
Chỉ số độ nhớt	134	
Tỉ trọng ở 15°C	0,893	Kg/l

Kết quả mô phỏng

Hình 4 biểu diễn phân bố áp suất của ổ đầu to thanh truyền theo phương chu vi tại ba tiết diện $L/2$, $L/5$, $L/10$ của chiều dài ổ khi khe hở bán kính $C = 24 \mu\text{m}$ tại góc 370° của trục khuỷu (thuộc kì nổ). Phân bố áp suất bắt đầu ở vị trí 108° và kết thúc ở 297° của thanh truyền. Ta thấy, phần chân của phân bố áp suất biến thiên nhỏ, tuy nhiên đỉnh của phân bố rất cao, tại tiết diện $L/2$ và tại góc 234° của thanh truyền áp suất là 7472.6618 KPa , đến góc 279° áp suất là 57735.3352 KPa . Phần chịu lực chính theo phương chu vi của ổ tập trung từ 243° đến 297° . Tại các tiết diện $L/5$ và $L/10$ của chiều dài ổ đỉnh của phân bố áp suất hạ xuống, tại tiết diện $L/2$ áp suất lớn nhất là 57735.3352 KPa , đến tiết diện $L/5$ áp suất lớn nhất là 40431.0155 KPa , đến tiết diện $L/10$ áp suất lớn nhất là 24473.6756 KPa .



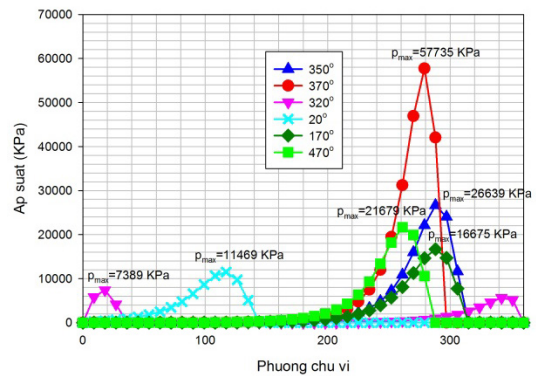
Hình 4. Phân bố áp suất theo phương chu vi tại 370° của trục khuỷu khi $C = 24 \mu\text{m}$



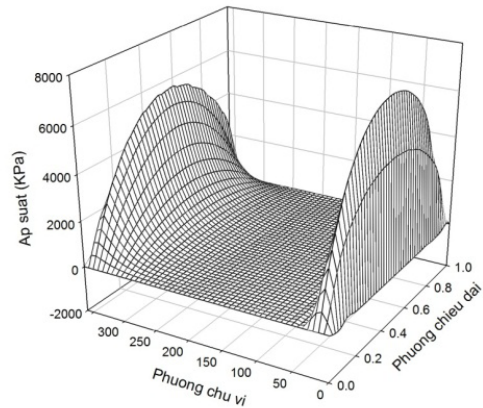
Hình 5. Phân bố áp suất tại góc 370° của trục khuỷu khi $C = 24 \mu\text{m}$

Hình 5. biểu diễn phân bố áp suất của ổ đầu to thanh truyền với $C = 24 \mu\text{m}$ ở vị trí 370° của trục khuỷu. Ta thấy, phần chịu lực chính tập trung tại vùng diện tích xung quanh góc 0° của thanh truyền (bạc thanh truyền). Đây chính là vùng chịu tải khi xảy ra sự nổ, khi lực tác dụng lên thanh truyền là lớn nhất.

Hình 6. biểu diễn phân bố áp suất tại tiết diện giữa ổ theo phương chu vi tại các góc 20° , 170° , 320° , 350° , 470° của trục khuỷu với khe hở bán kính $C = 24 \mu\text{m}$. Theo biểu đồ, phân bố áp suất dịch chuyển theo góc quay của trục khuỷu cùng với các chu kỳ làm việc hút-nén-nổ-xả. Càng gần với kỳ nổ đỉnh phân bố áp suất càng nhọn, cao hơn so với các vùng khác. Phân bố đạt cực đại giảm về hai phía kể từ vị trí xảy ra sự nổ (khoảng 370°) với áp suất lớn nhất lần lượt là $p_{\text{max},370^\circ(\text{nổ})} = 57735,3352 \text{ KPa}$, $p_{\text{max},350^\circ(\text{nén})} = 26639.3584 \text{ KPa}$, $p_{\text{max},20^\circ(\text{hút})} = 11469.5292 \text{ KPa}$. Hình 7 biểu diễn phân bố áp suất tại góc 320° của trục khuỷu là điểm thấp nhất thuộc kỳ nén với $C = 24 \mu\text{m}$. Tại điểm này lực tác dụng $F_x = 0 \text{ (N)}$, $F_y = 1934 \text{ (N)}$. Phân bố áp suất trải ra hai phân xung quanh góc 0° của thanh truyền tuy nhiên đỉnh của phân bố thấp nhất $p_{\text{max}} = 7389.7368 \text{ KPa}$.

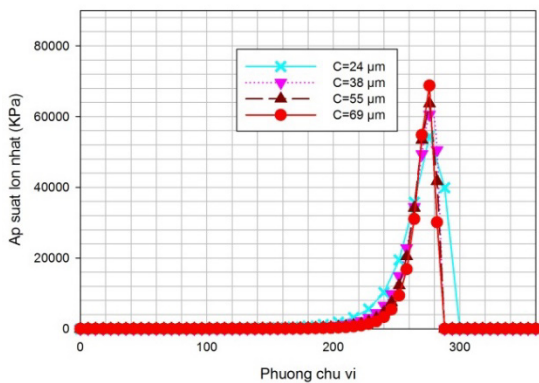


Hình 6. Phân bố áp suất tại tiết diện giữa ổ theo phương chu vi tại các góc 20° , 170° , 320° , 350° , 370° , 470° của trục khuỷu khi $C = 24 \mu\text{m}$



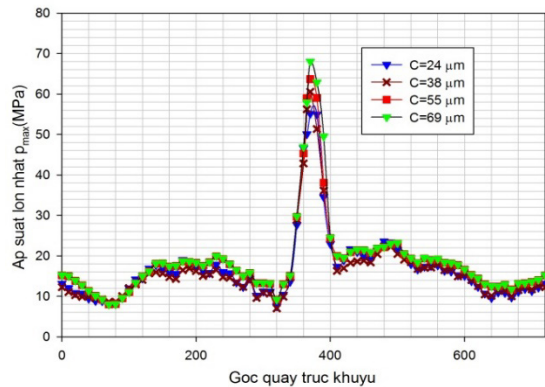
Hình 7. Phân bố áp suất tại góc 320° của trục khuỷu với $C = 24 \mu\text{m}$

Hình 8 biểu diễn sự thay đổi phân bố áp suất theo khe hở bán kính tại tiết diện giữa ổ theo phương chu vi tại góc 370° của trục khuỷu. Khe hở bán kính lần lượt là $C = 24 \mu\text{m}$, $C = 38 \mu\text{m}$, $C = 55 \mu\text{m}$, $C = 69 \mu\text{m}$. Ta thấy, khi tăng khe hở hướng kính, đỉnh của phân bố áp suất tăng, áp suất lớn nhất theo khe hở hướng kính lần lượt là $p_{\text{max}, C=24\mu\text{m}} = 57735,3352 \text{ KPa}$, $p_{\text{max}, C=38\mu\text{m}} = 60581,6246 \text{ KPa}$, $p_{\text{max}, C=55\mu\text{m}} = 63673,1515 \text{ KPa}$, $p_{\text{max}, C=69\mu\text{m}} = 68747,6125 \text{ KPa}$. Chiều rộng của phân bố áp suất có xu hướng thu nhỏ lại. Hình 9 biểu diễn thay đổi của áp suất màng dầu lớn nhất p_{max} theo các góc quay của trục khuỷu tại bốn độ lệch tâm $C = 24 \mu\text{m}$, $C = 38 \mu\text{m}$, $C = 55 \mu\text{m}$, $C = 69 \mu\text{m}$. Theo đồ thị, khi độ lệch tâm tăng, áp suất lớn nhất p_{max} tăng, giá trị tăng lớn nhất tại góc 370° của trục khuỷu.

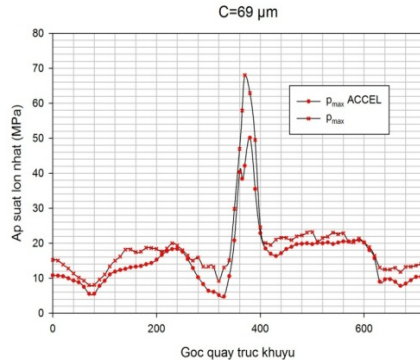
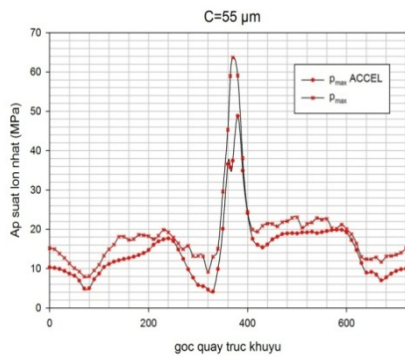
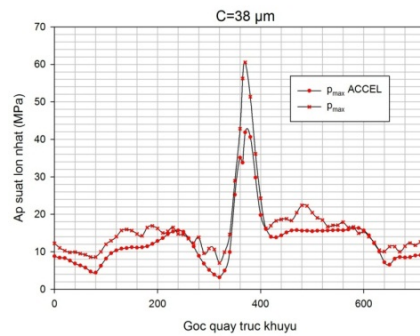
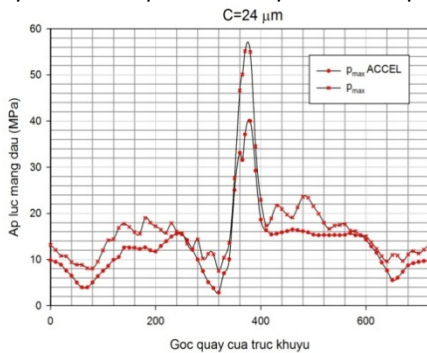


Hình 8. Phân bố áp suất tại tiết diện giữa ổ theo phương chu vi tại góc 370° của trục khuỷu với $C = 24 \mu\text{m}$, $C = 38 \mu\text{m}$, $C = 55 \mu\text{m}$, $C = 69 \mu\text{m}$

Hình 10 biểu diễn mối tương quan giữa áp suất lớn nhất P_{max} khi dùng phần mềm ACCEL và kết quả mô phỏng. ACCEL là phần mềm thương mại tính toán bôi trơn ổ đầu to thanh truyền của nhóm nghiên cứu thuộc Đại học Poitiers, Cộng hòa Pháp. Ta thấy, khi khe hở hướng kính tăng dạng đường cong p_{max} của hai kết quả tương đồng nhau. Giá trị p_{max} từ kết quả tính, tại các góc quay khác nhau của trục khuỷu lớn hơn giá trị thu được từ phần mềm ACCEL. Giá trị sai lệch này lớn nhất tại điểm xảy ra sự nổ (Bảng 3). Sự sai lệch này là do áp suất thủy động gây biến dạng đàn hồi bề mặt ma sát, thay đổi hình dạng của tiếp xúc. Ngoài ra, phần mềm ACCEL còn tính đến hiệu ứng nhiệt và các hiệu ứng thực tế khác làm thay đổi chiều dày màng dầu góp phần làm thay đổi áp suất.



Hình 9. Áp suất lớn nhất với $C = 24 \mu\text{m}$, $C = 38 \mu\text{m}$, $C = 55 \mu\text{m}$, $C = 69 \mu\text{m}$



Hình 10. Áp suất lớn nhất theo góc quay của trục khuỷu

Bảng 3. Sai lệch áp suất lớn nhất p_{max} từ kết quả mô phỏng và từ phần mềm ACCEL

	C = 24 μm	C = 38 μm	C = 55 μm	C = 69 μm
Δp_{max} (MPa)	15,18	18,69	14,76	17,92

5. Kết luận

Bài báo mô phỏng số ảnh hưởng của khe hở bán kính đến phân bố áp suất ở đầu to thanh truyền động cơ 5S-FE. Theo chu kỳ làm việc hút-nén-nổ-xả phân bố áp suất dịch chuyển theo góc quay của trục khuỷu, chủ yếu tập trung xung quanh góc 0^0 của thanh truyền khi trục khuỷu ở xung quanh 370^0 (lúc xảy ra sự nổ). Càng gần với kỳ nổ đỉnh phân bố càng nhọn, cao hơn so với các vùng khác. Khi tăng khe hở hướng kính tăng, dạng đường cong p_{max} từ kết mô phỏng và từ phần mềm ACCEL tương đồng nhau. ACCEL là phần mềm thương mại tính toán bôi trơn ở đầu to thanh truyền của nhóm nghiên cứu thuộc Đại học Poitiers, Cộng hòa Pháp. Giá trị p_{max} từ kết quả tính, tại các góc quay khác nhau của trục khuỷu lớn hơn giá trị thu được từ phần mềm ACCEL. Giá trị sai lệch này lớn nhất tại điểm xảy ra sự nổ. Sự sai lệch này là do áp suất thủy động gây biến dạng đàn hồi bề mặt ma sát, thay đổi hình dạng của tiếp xúc. Ngoài ra, phần mềm ACCEL còn tính đến hiệu ứng nhiệt và các hiệu ứng thực tế khác làm thay đổi chiều dày màng dầu góp phần làm thay đổi áp suất.

Tài liệu tham khảo

[1] Booker J. F., Shu C. F., Finite element analysis of transient elastohydrodynamic lubrication, Proc. 10-th Leeds-Lyon Symposium on Tribology Developments in numerical and experimental method applied to Tribology, p. 157-163, 1984.

[2] Goenka P.K., Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, vol. 106, p. 429-439, 1984.

[3] Labouff G. A., Booker J. F., Dynamically loaded journal bearings: a finite element treatment for rigid

and elastic surfaces, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, vol. 107, No.4, p. 505-515, 1985.

[4] Fantino B., Frêne J., Comparison of Dynamic Behaviour of Elastic Connecting-rod Bearing in Both Petrol and Diesel Engines, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol.107, p. 87-91, 1985.

[5] Fantino B., Du Parquet J., Frene J., Comportement dynamique d'un palier de tête de bielle élastiquement déformable: comparaison de deux méthodes de calcul, Revue Science et Industrie, Paris, France (1970-1993), No. 438, p. 22-24, 1991.

[6] Goenka P.K., Oh K.P., An optimum short bearing theory for the elastohydrodynamic solution of journal bearings, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol 108, p. 294-299, 1986.

[7] Rohde S. M., Li D. F., A Generalized Short Bearing Theory, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, vol. 102, No.3, p. 278-280, 1980.

[8] Kumar A., Goenka, P.K., Booker J.F., Modal Analysis of lastohydrodynamic Lubrication: A Connecting Rod Application, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 112, p. 3524-534, 1990.

[9] Mcivor J.D.C., Fenner D.N., An evolution of eight-node quadrilateral finite elements for the analysis of a dynamically loaded hydrodynamic journal bearing, Proc. Inst. Mech. Engrs., vol. 202, p. 95-101, 1988.

[10] Fenner D. N., Mcivor J. D. C., Conway-Jones J. M., XU H., The effect of compliance on peak oil film pressure in connecting rod bearings, Proc. 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, September 1992.

[11] Bonneau D., Hajjam M., Modélisation de la rupture et de la réformation des films lubrifiants dans les contacts élastohydrodynamiques, Revue Européenne des Eléments Finis, Vol. 10, p. 679-704, 2001.

[12] Dowson, D., A Generalized Reynolds Equation for Fluid-Film Lubrication. Int. J. Mech. Sci., Pergamon Press Ltd., Vol. 4, pp. 159-170, 1967.