

Mô hình hóa và thực nghiệm áp suất màng dầu cho ổ chặn thủy động

Modeling and Experimental Investigation of Oil Film Pressure Distribution for Hydrodynamic Thrust Bearing

Trần Thị Thanh Hải*, Lưu Trọng Thuận

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội – Số 1, Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội
Đến Tòa soạn: 21-11-2016; chấp nhận đăng: 05-9-2017

Tóm tắt

Trong các thiết bị siêu trường siêu trọng như turbine thủy điện, nhiệt điện, trục chân vịt tàu thủy, có thể lên đến hàng nghìn tấn. Việc thiết kế các ổ ở chế độ bôi trơn giới hạn, bôi trơn hỗn hợp để chịu và hấp thụ lực dọc trục gây ra bởi hệ thống không khả thi mà chuyển sang chế độ bôi trơn thủy động hoặc thủy tĩnh hoặc cả hai trong ổ chặn thủy động để giảm tối đa hệ số ma sát giữa các cặp bề mặt. Ở các chế độ bôi trơn này, để có được các đặc tính bôi trơn cần phải giải phương trình Reynolds với các điều kiện biên và các hiệu ứng phù hợp. Bên cạnh đó cần xây dựng các thiết bị để khảo sát các đặc tính bôi trơn của ổ chặn như áp suất, nhiệt độ, từ đó có sự so sánh giữa mô phỏng và thực nghiệm để hiệu chỉnh lại mô hình tính toán cũng như mô hình thực nghiệm. Trong bài báo này, các tác giả trình bày một mô hình tính toán số theo phương pháp phần tử hữu hạn cho ổ chặn thủy động và thực nghiệm trường áp suất của ổ. Kết quả chỉ ra có sự tương đồng giữa dạng phân bố áp suất, cũng như sự thay đổi của áp suất theo tải trọng và vận tốc trong mô hình mô phỏng số và thực nghiệm.

Từ khóa: Bôi trơn thủy động, ổ chặn, phương trình Reynolds, áp suất

Abstract

For many mechanical equipment such as hydropower turbines, steam turbines and propeller shafts, external load can be up to thousands of tons. For designing bearings of these mechanical systems in boundary lubrication and mixed lubrication absorbing axial forces might not be feasible, particularly when these mechanisms change into hydrodynamic or hydrostatic lubrication. In lubrication mechanisms the Reynolds with boundary conditions and appropriate effects must be solved for the lubrication characteristics. Besides, it is essential to create properly experimental equipment for investigating these characteristics such as film pressure, temperature for validating with the solutions of the Reynolds equation. This paper presents a computational modeling of a thrust bearing using the standard finite element method and an experimental study of lubrication analysis of the bearing. The results show that the pressure distributions in terms of load and speed of the numerical model are correlated with ones of the experimental data.

Keywords: Hydrodynamic lubrication, thrust bearing, Reynolds equation, pressure

1. Giới thiệu

Bôi trơn thủy động đã và đang là vấn đề quan trọng trong nghiên cứu về ma sát-bôi trơn. J. Frêne và các cộng sự [1] hệ thống những vấn đề của bôi trơn thủy động trong đó có lý thuyết tính toán bôi trơn cho ổ chặn thủy động. Năm 2000, các tác giả A.L. Brown, J.B. Medley, J.H. Ferguson [2] đã nêu lên hạn chế của bôi trơn thủy động trong ổ chặn dùng trong các nhà máy thủy điện. Franck Balducchi [3] cùng các cộng sự đưa ra mô hình thực nghiệm xác định momen xoắn và vận tốc bắt đầu xảy ra bôi trơn thủy động của một ổ chặn. Năm 2014, Yin Song [4] đề xuất mô hình thực nghiệm cho phép quan sát ảnh hưởng của hiện tượng gián đoạn màng dầu tới phân bố áp suất của ổ chặn thủy động. Sau đó Y. Henry, J. Bouyer [5] trình bày một mô hình thực nghiệm đánh giá ứng xử nhiệt

thủy động của một ổ chặn thủy động theo các chế độ tải trọng và vận tốc khác nhau. Gần đây nhất, năm 2014, hai tác giả Zeng-rong Hao, Chun-wei Gu [6] đã nghiên cứu và mô phỏng số quá trình tạo bọt khí của màng dầu và ảnh hưởng của sự mất cân bằng trong ổ chặn. Tại Việt Nam, các nghiên cứu về bôi trơn ổ chặn thủy động tại Việt Nam vẫn còn rất ít. Gần đây nhất có Lưu Trọng Thuận, Nguyễn Đình Tân, Trần Thị Thanh Hải [7] đã xây dựng chương trình tự động tính toán bôi trơn ổ đỡ có tính đến hiện tượng gián đoạn màng dầu.

Bài báo này trình bày một mô hình mô phỏng bằng phần tử hữu hạn và thực nghiệm bôi trơn cho ổ chặn thủy động.

2. Mô hình hóa và thực nghiệm

2.1. Mô hình hóa

Ổ chặn thủy động có dạng như hình 1a có các thông số như sau: Bán kính trong, ngoài R_1 , R_2 , góc

* Địa chỉ liên hệ: Tel.: (+84) 978.263.926
Email: hai.tranthithanh@hust.edu.vn

ôm một màng β , chiều dày màng dầu h . Để có được các đặc tính của ổ như lưu lượng, áp suất, nhiệt độ phải giải được phương trình Reynolds cho một màng của ổ chặn thủy động:

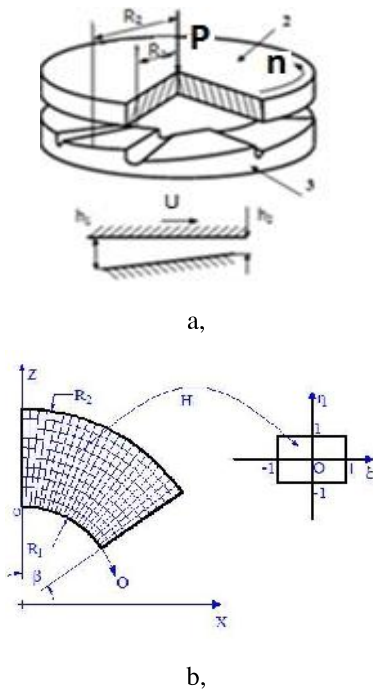
$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2.1)$$

Trong đó h là chiều dày màng dầu, p là áp suất màng dầu, θ là tọa độ theo phương chu vi, z là tọa độ theo phương bán kính, U là vận tốc dòng chảy, μ là độ nhớt của dầu.

Với điều kiện biên như sau:

$$p=0 \text{ tại } \begin{cases} \theta = 0, \theta = R_1\beta, \theta = R_2\beta \\ z = R_1, z = R_2 \end{cases} \quad (2.2)$$

Ở đây R_1 là bán kính trong của ổ, R_2 là bán kính ngoài của ổ, β là góc ôm của một màng (như hình 1)



Hình 1: a, Kết cấu ổ chặn thủy động
b, Chia lưới cho một màng

Miền khai triển của một màng được chia thành một lưới sai phân gồm các phần tử tứ giác 8 nút trong hệ tọa độ tổng thể $\theta O z$ như hình 1b. Áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn cho phương trình trên, ta có:

$$\iint_{S_e} \{N_i\} \cdot \left(-\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p_e}{\partial \theta} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p_e}{\partial z} \right) + 6\mu U \frac{\partial p_e}{\partial \theta} \right) dS_e = 0 \quad (2.3)$$

Ở đây N_i là các hàm nội suy viết trong hệ tọa độ quy chiếu.

Sử dụng tích phân từng phần cho phương trình (2.3):

$$\iint_{S_e} \frac{\partial \{N_i\}}{\partial \theta} h_e^3 \frac{\partial p_e}{\partial \theta} d\theta dz + \iint_{S_e} \frac{\partial \{N_i\}}{\partial z} h_e^3 \frac{\partial p_e}{\partial z} d\theta dz = \phi_1 \{N_i\} h_e^3 \frac{\partial p_e}{\partial \theta} \cdot n_\theta \cdot d\tau + \phi_2 \{N_i\} h_e^3 \frac{\partial p_e}{\partial z} \cdot n_z \cdot d\tau - \iint_{S_e} \{N_i\} \cdot 6\mu U \frac{\partial h_e}{\partial \theta} dS_e \quad (2.4)$$

Viết lại vế trái của phương trình (2.4) dưới dạng sau:

$$\iint_{S_e} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \theta} & \frac{\partial N_1}{\partial z} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{\partial N_i}{\partial \theta} & \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_e^3 & 0 \\ 0 & h_e^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \theta} & \dots & \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & \dots & \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{bmatrix} \{p_i\} d\theta dz \quad (2.5)$$

Phép biến đổi H từ hệ tọa độ tổng thể θ sang hệ tọa độ quy chiếu ξ , như hình 1b được đặc trưng bởi ma trận biến đổi tọa độ Jacobi J :

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial \theta}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \theta_i & \sum_{i=1}^n \frac{\partial N_i}{\partial \xi} z_i \\ \sum_{i=1}^n \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \theta_i & \sum_{i=1}^n \frac{\partial N_i}{\partial \eta} z_i \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Như vậy phương trình (2.5) thành:

$$\iint_{S_e} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \xi} & \frac{\partial N_1}{\partial r} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{\partial N_i}{\partial \xi} & \frac{\partial N_i}{\partial r} \end{bmatrix} J^{-1} \begin{bmatrix} h_e^3 & 0 \\ 0 & h_e^3 \end{bmatrix} J^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \xi} & \dots & \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_1}{\partial r} & \dots & \frac{\partial N_i}{\partial r} \end{bmatrix} \{p_i\} \det J \cdot d\xi d\eta = [K_e] \cdot \{p_i\} \quad (2.7)$$

Trong vế phải của phương trình (2.4) ta đặt:

$$\begin{cases} \{F_e\} = - \iint_{S_e} \{N_i\} 6\mu U \frac{\partial h_e}{\partial \theta} dS_e = - \iint_{S_e} \{N_i\} 6\mu U \frac{\partial h_e}{\partial \theta} \det J \cdot d\xi d\eta \\ \{R_e\} = \phi_1 \{N_i\} h_e^3 \frac{\partial p_e}{\partial \theta} \cdot n_\theta \cdot d\tau + \phi_2 \{N_i\} h_e^3 \frac{\partial p_e}{\partial z} \cdot n_z \cdot d\tau \end{cases} \quad (2.8)$$

Kết hợp (2.7) với (2.8) ta có:

$$[K_e] \cdot \{p_i\} = \{F_e\} + \{R_e\} \quad (2.9)$$

Ghép các ma trận độ cứng phần tử $[K_e]$ và các vecto tải $\{F_e\} + \{R_e\}$ cho toàn bộ miền khảo sát của một màng với chú ý $\{R_e\}$ bị triệt tiêu ta được phương trình:

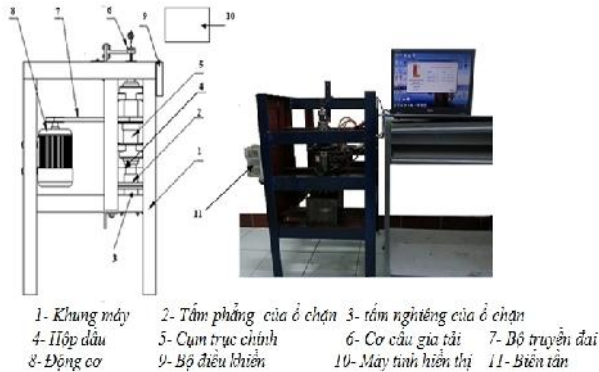
$$[K] \cdot \{p_i\} = \{F\} \quad (2.10)$$

Giải phương trình (2.10) với điều kiện biên (2.2) ta thu được áp suất của một màng.

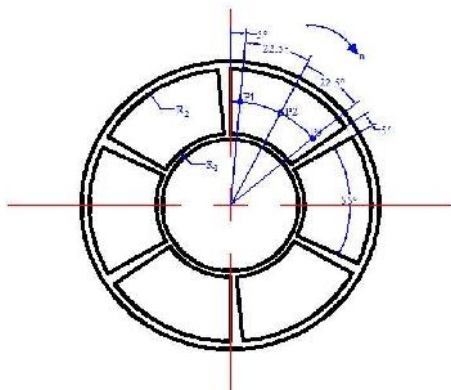
2.2 Thiết bị nghiên cứu thực nghiệm

Thiết bị thực nghiệm được mô tả như hình 2, thiết bị nhằm khảo sát đặc tính của ổ chặn có kết cấu như hình 2. Nguyên lý làm việc của thiết bị: Cụm trục chính (5) nhận chuyển động quay từ động cơ (8) qua bộ truyền động đai (7) và làm quay tấm phẳng của ổ chặn (2). Khi tấm phẳng quay so với tấm nghiêng (1)

sẽ tạo thành các chêm dầu tương ứng với mỗi mương của tấm nghiêng, các chêm dầu này ngăn cách hai bề mặt tấm phẳng và tấm nghiêng. Để thấy được mối liên hệ giữa áp suất chêm dầu với tải trọng đặt lên cụm trục chính (5) ta tiến hành thay đổi tải trọng đặt lên trục bằng cơ cấu gia tải (6). Hộp điều khiển (9) được gắn lên khung máy (1) và được kết nối để hiển thị lên màn hình máy tính (10). Biến tần (11) dùng để điều chỉnh tốc độ của động cơ.



Hình 2. Thiết bị thực nghiệm



Hình 3. Vị trí đo nhiệt độ

Ổ chặn: Ổ chặn được thiết kế như hình 2, bao gồm tấm phẳng (2) và tấm nghiêng (3) có các thông số như bảng 1:

Bảng 1. Thông số ổ chặn

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Bán kính trong (R_1)	20	mm
Bán kính ngoài (R_2)	50	mm
Số mương (Z)	6	mm
Góc ôm của mương (β)	55°	
Góc nghiêng của mương (α)	0,14°	

Vị trí đo: Các vị trí đo áp suất P1, P2, P3 được đặt trên cùng một mương như hình 3 và theo thứ tự giảm dần của chiều dày màng dầu giữa tấm nghiêng

và tấm phẳng nhằm khảo sát sự thay đổi áp suất khi chiều dày màng dầu giảm dần.

Cảm biến đo: Áp suất của màng dầu được đo bởi cảm biến áp suất MPXHZ6400A: Phạm vi đo 20-400 KPa, sai số tối đa bằng 1,5% giá trị đo, thời gian phản hồi 1ms.

Phương pháp thực hiện và xử lý số liệu: Tiến hành đo 10 lần và thời gian đo cách xa nhau sau đó các kết quả được cộng lại rồi chia trung bình. Tiến hành đo trong điều kiện nhiệt độ môi trường là 21°C và áp suất dư trong ô bằng không.

3. Kết quả.

3.1. Chế độ mô phỏng và thực nghiệm.

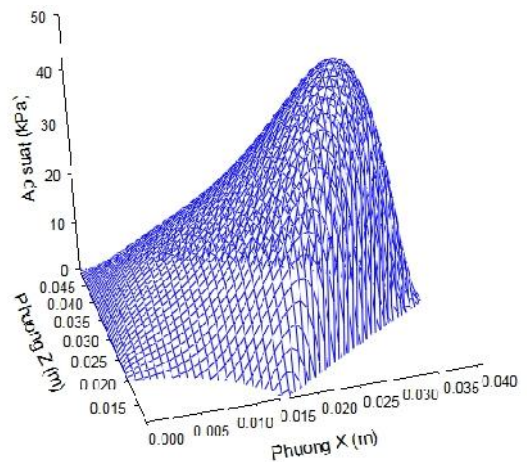
Mô hình tính toán và thực nghiệm cho ổ chặn thủy động trên với ba chế độ tải $P_1=40N$, $P_2=80N$, $P_3=120N$ và ba chế độ vận tốc $n_1=300\text{vg/ph}$, $n_2=400\text{vg/ph}$, $n_3=500\text{vg/ph}$. Dầu bôi trơn có độ nhớt động lực học $\mu=0.039\text{ Pa.s}$.

3.2. Kết quả

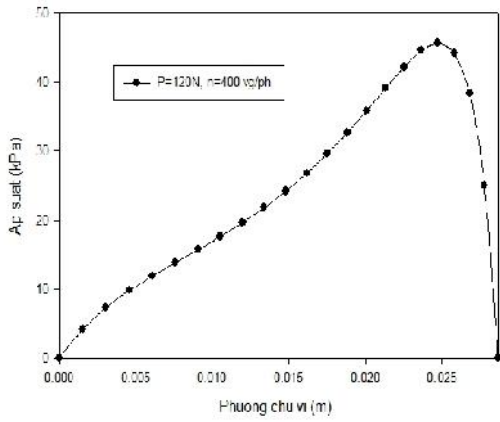
Kết quả mô phỏng:

Bề mặt một mương được chia thành lưới 22x12 theo hai phương chu vi và bán kính. Các tác giả xây dựng một chương trình tính áp suất màng dầu cho một ổ chặn theo mô hình số trình bày trong phần 2.1.

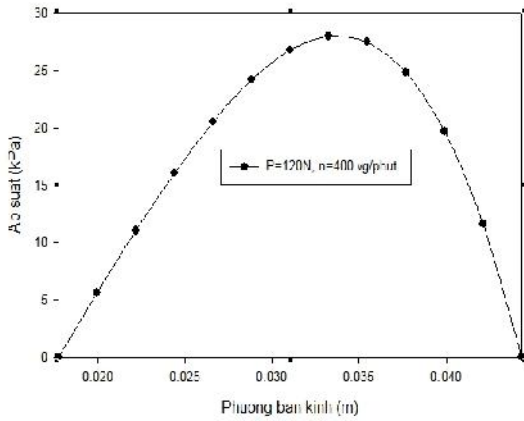
Hình 4 biểu diễn phân bố áp suất trên một mương, áp suất lớn nhất tại vùng chiều dày màng dầu nhỏ nhất (về phía cuối của mương theo chiều quay) và giảm về hai phía. Kết quả này phù hợp với lý thuyết bôi trơn [1].



Hình 4. Phân bố áp suất trên ổ khi $P=120N$, $n=400\text{vg/ph}$



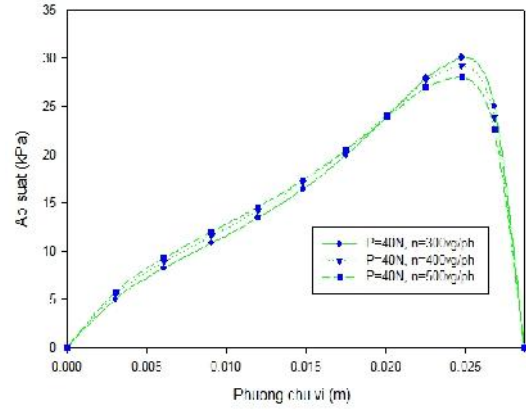
Hình 5. Phân bố áp suất trong tiết diện giữa ổ theo phương chu vi



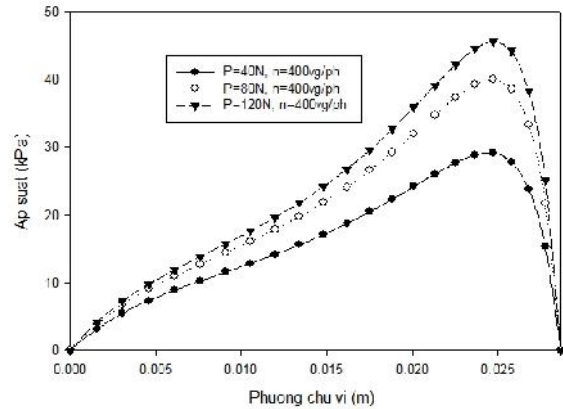
Hình 6. Phân bố áp suất trong tiết diện giữa ổ theo phương bán kính

Hình 5 biểu diễn sự thay đổi áp suất màng dầu theo phương chu vi tại tiết diện giữa múng. Ta thấy, áp suất tăng dần theo chiều quay và chiều giảm của chiều dày màng dầu và đạt giá trị lớn nhất $p=45.67\text{kPa}$ tại góc $\beta_i=\pi/4$ trong vùng chiều dày màng dầu nhỏ nhất. Hình 6 biểu diễn phân bố áp suất màng dầu theo phương bán kính tại tiết diện giữa múng. Áp suất theo phương này tăng đều theo chiều tăng của bán kính và đạt giá trị lớn nhất $p=27.9\text{kPa}$ tại $R_i=0.375\text{m}$ sau đó giảm nhanh về phía bán kính ngoài của múng. Như vậy áp suất theo phương này phân bố lệch về phía bán kính lớn nơi có diện tích chịu lực lớn hơn.

Hình 7 biểu diễn sự thay đổi của áp suất tại tiết diện giữa múng theo phương chu vi khi giữ nguyên tải tác dụng $P=40\text{N}$ và thay đổi vận tốc $n=300, 400, 500$ vg/ph. Ta thấy, khi tăng tốc độ quay thì áp suất lớn nhất giảm ($p_{\max}=30.04\text{kPa}$ khi $n=300$ vg/ph, $p_{\max}=29.21$ kPa khi $n=400$ vg/ph, $p_{\max}=28.03$ kPa khi $n=500$ vg/ph), nhưng vùng khác thì áp suất tăng lên. Tức là vùng áp suất lớn nhất mở rộng hơn, nhưng giá trị giảm, phân bố áp suất trải đều trên diện tích múng khi tăng tốc độ quay.



Hình 7. Phân bố áp suất tại tiết diện giữa ổ khi $P=40\text{N}$ và $n=300, 400, 500$ vg/ph



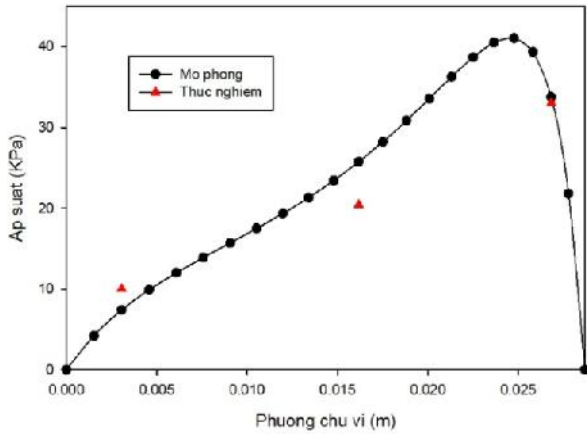
Hình 8. Phân bố áp suất tại tiết diện giữa ổ khi $n=400\text{vg/ph}$ và $P=40, 80, 120\text{N}$

Kết quả này phù hợp với lý thuyết bôi trơn thủy động [1] khi tăng tốc độ quay, giữ nguyên tải trọng tác dụng lên ổ thì chiều dày màng dầu nhỏ nhất tăng lên, do đó áp suất lớn nhất giảm xuống, phân bố áp suất trải đều hơn sang hai bên.

Hình 8 biểu diễn sự thay đổi áp suất màng dầu tại tiết diện giữa ổ theo phương chu vi ở các tải trọng khác nhau khi tốc độ quay $n=400$ vg/ph. Theo đó áp suất tăng trên toàn bộ diện tích múng khi tăng tải tác dụng $p_{\max, P=40\text{N}}=29.20\text{KPa} < p_{\max, P=80\text{N}}=40.06\text{KPa} < p_{\max, P=120\text{N}}=45.67\text{KPa}$.

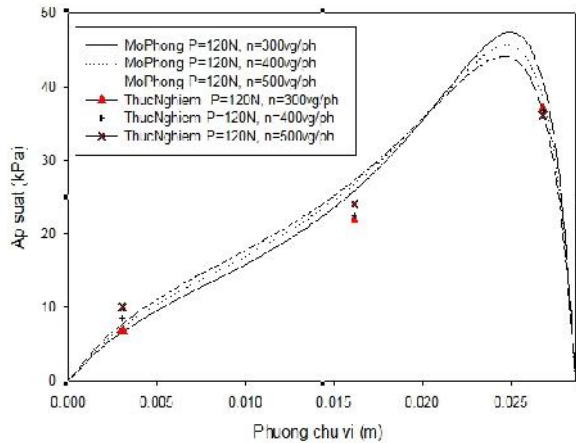
Kết quả thực nghiệm:

Hình 9 biểu diễn sự thay đổi của áp suất ở một tốc độ quay $n=400\text{vg/ph}$ và tải tác dụng $P=120\text{N}$ khi tính toán số và thực nghiệm đo. Ta thấy, dạng phân bố áp suất thực nghiệm và mô phỏng tương đồng nhau. Tuy nhiên về giá trị có sự chênh lệch giữa thực nghiệm và mô phỏng. Chênh lệch lớn nhất tại vị trí đo số 2 (P2) áp suất mô phỏng là 26.78KPa , áp suất thực nghiệm là 23.8KPa và chênh lệch nhỏ nhất tại vị trí đo số 3 (P3) áp suất mô phỏng là 38.33KPa , áp suất thực nghiệm 38.1KPa .



Hình 9. So sánh áp suất màng dầu tại tiết diện giữa ổ khi $P=120\text{N}$ và $n=400\text{vg/ph}$

Có sự chênh lệch giữa kết quả tính toán và thực nghiệm ở các điểm lấy mẫu là do chưa kể đến các điều kiện thực của tiếp xúc như xâm thực, nhiệt, cũng như loại bỏ các ảnh hưởng do lực của các bộ truyền tác động lên ổ trong thiết bị thực nghiệm.



Hình 10. Phân bố áp suất tại tiết diện giữa ổ khi $P=120\text{N}$, $n=300, 400, 500\text{vg/ph}$

Hình 10 biểu diễn sự so sánh áp suất màng dầu tính toán số và thực nghiệm ở một chế độ tải $P=120\text{N}$ và tốc độ quay thay đổi $n=300, 400, 500\text{vg/ph}$. Ta thấy có sự tương đồng về dạng phân bố áp suất tính toán và thực nghiệm ở các tốc độ quay khác nhau.

4. Kết luận

Bài báo đã đưa ra mô phỏng số bằng phương pháp phần tử hữu hạn và thực nghiệm áp suất màng dầu của ổ chặn thủy động. Các kết quả cho thấy:

Áp suất tăng dần theo chiều giảm của chiều dày màng dầu và đạt giá trị lớn nhất tại vùng có chiều dày màng dầu nhỏ nhất ($\beta_i=\pi/4$).

Kết quả mô phỏng và thực nghiệm có sự tương đồng về dạng phân bố áp suất tương ứng với chiều dày màng dầu ở một chế độ tải trọng và vận tốc.

Khi thay đổi tốc độ và giữ nguyên tải trọng có sự tương đồng về dạng phân bố áp suất màng dầu mô phỏng và thực nghiệm. Theo chiều giảm dần của chiều dày màng dầu áp suất tăng khi tăng tốc độ tuy nhiên tại vùng chiều dày màng dầu nhỏ nhất đỉnh của phân bố hạ thấp xuống và trải ra hai phía. Cần đưa thêm các hiệu ứng thực như hiện tượng xâm thực, nhiệt vào quá trình mô phỏng để mô phỏng gần nhất với điều kiện thực của ổ và hiệu chỉnh lại thiết bị giảm tác động từ lực của các bộ truyền để kết quả đo phản ánh chính xác nhất áp suất màng dầu theo tải trọng đặt vào thiết bị.

Kết quả của chương trình thu được là một dữ liệu để phát triển thêm bài toán bôi trơn thủy động đàn hồi, bài toán nhiệt, bài toán tải trọng thay đổi.

Tài liệu tham khảo

- [1] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, M. Godet, Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust Bearings, Elsevier, Amsterdam, (1997).
- [2] A.L. Brown, J.B. Medley, J.H. Ferguson, Spring-supported thrust bearings used in hydroelectric generators: Limit of hydrodynamic lubrication, Tribology Series, Volume 38, (2000).
- [3] M. Zakir Hossain and M. Mahbubur Razaque, Load Capacity of a Grooved Circular Step Thrust Bearing, ASME J. Tribol, (2013).
- [4] Franck Balducchi, Mihai Arghir, Romain Gauthier and Emelyne Renard, Experimental Analysis of the Start-Up Torque of a Mildly Loaded Foil Thrust Bearing, ASME J. Tribol, (2013)
- [5] Yin Song1, Xiao Ren, Chun-wei Gu, Xue-song Li, Experimental and Numerical Studies of Cavitation Effects in a Tapered Land Thrust Bearing, ASME J. Tribol, (2014).
- [6] Zeng-rong.Hao, Chun-wei Gu, Numerical modeling for gaseous cavitation of oil film and non-equilibrium dissolution effects in thrust bearings, Tribology International, Volume 78, (2014), 14-26.
- [7] Nguyễn Đình Tân, Lưu Trọng Thuận, Trần Thị Thanh Hải, Xây dựng chương trình tự động tính toán bôi trơn ổ đỡ có xét đến sự gián đoạn của màng dầu, Tạp chí cơ khí Việt Nam, (2014).