

ẢNH HƯỞNG CỦA THÔNG SỐ HÌNH HỌC ỐNG MAO DẪN ĐẾN LƯU LƯỢNG DẦU TRONG Ổ THỦY TĨNH

THE INFLUENCE OF CAPILLARY GEOMETRY PARAMETERS ON OIL FLOW RATE IN A HYDROSTATIC BEARING

Lý Hải Ly¹, Trần Thế Hùng², Bùi Tuấn Anh^{2,*}

¹Trường Cao đẳng Công nghiệp và Xây dựng (Phương Đông, Uông Bí, Quảng Ninh)

²Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: anh.buituan@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của thông số hình học ống mao dẫn, cụ thể là đường kính mao dẫn (từ 0,1 mm đến 1 mm) và tỷ số chiều dài/đường kính ống mao dẫn (l_c/d_c), đến lưu lượng dầu trong ổ thủy tĩnh của trục chính máy công cụ. Kết quả cho thấy lưu lượng dầu tỷ lệ thuận với áp suất bơm và khe hở giới hạn, nhưng tỷ lệ nghịch với độ nhớt dầu và tỷ số chiều dài/đường kính ống mao dẫn. Nghiên cứu này nhằm mục đích xác định bộ thông số hình học ống mao dẫn tối ưu để cải thiện hiệu suất bôi trơn, giảm mòn và kéo dài tuổi thọ trục chính. Mô hình mô phỏng sử dụng một ổ thủy tĩnh bốn buồng dầu không có rãnh thoát, và phân tích tập trung vào ảnh hưởng của đường kính ống mao dẫn và tỷ số chiều dài/đường kính đến lưu lượng dầu dưới các điều kiện độ nhớt và khe hở khác nhau.

Từ khóa: Ổ thủy tĩnh; Ống mao dẫn; Lưu lượng; Trục chính máy công cụ.

ABSTRACT

This paper investigates the influence of capillary geometry parameters, specifically capillary diameter (ranging from 0.1 mm to 1 mm) and the length-to-diameter ratio of the capillary (l_c/d_c), on the oil flow rate in a hydrostatic bearing of a machine tool spindle. Results indicate that oil flow rate is directly proportional to pump pressure and the limiting clearance, but inversely proportional to oil viscosity and the capillary length-to-diameter ratio. This study aims to determine the optimal capillary geometry parameters to improve lubrication performance, reduce wear, and extend the lifespan of the spindle. The simulation model utilizes a four-chamber hydrostatic bearing without oil drain grooves, focusing the analysis on the effects of capillary diameter and length-to-diameter ratio on oil flow rate under varying viscosity and clearance conditions.

Keywords: Hydrostatic bearing; Capillary tube; Oil flow rate; Machine tool spindle.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trục chính trong các máy công cụ là một trong những bộ phận quan trọng nhất, quyết định năng suất gia công cũng như chất lượng bề mặt của các chi tiết [1]. Độ cứng vững của cụm trục chính là một chỉ số kỹ thuật quan trọng của máy công cụ. Độ cứng vững càng lớn, độ chính xác của máy càng cao và các chi tiết gia công càng chính xác. Độ cứng của bộ phận trục chính bôi trơn thủy tĩnh không chỉ phụ thuộc vào các thông số hình học như số buồng dầu, khe hở hướng tâm, chiều dài và chiều rộng của ổ,... mà còn phụ thuộc vào các thông số bôi trơn thủy tĩnh: lưu lượng, áp suất và khe hở giữa trục và bạc. Trong số đó, lưu lượng là một đặc tính quan trọng của ổ thủy tĩnh [2, 3]. Áp suất và lưu lượng trong buồng dầu tỷ lệ thuận với nhau, vì vậy cần phải điều khiển lưu lượng sao cho áp suất màng dầu tăng hoặc giảm theo tải trọng tác dụng. Việc điều chỉnh lưu lượng dầu sẽ điều chỉnh độ dày màng dầu trong ổ thủy tĩnh hoặc vị trí tâm trục chính. Ống mao dẫn được sản xuất bằng các phương pháp thông thường như sử dụng ống mao dẫn được gia công sẵn có kích thước tiêu chuẩn với đường kính/chiều dài lỗ phù hợp để tạo các lỗ sâu trên thành ổ nối với buồng dầu. Độ cứng của màng dầu không phụ thuộc vào độ nhớt và nhiệt độ của dầu bôi trơn. Năm 2015, Bo-Sung Kim và cộng sự đã trình bày một nghiên cứu điều tra các đặc tính nhiệt của máy mài có trục chính thủy tĩnh. Các tác giả đã tiến hành cả phân tích thực nghiệm và phân tích phần tử hữu hạn để hiểu tác động của nhiệt độ của ổ đến biến dạng nhiệt của máy [4]. Một nghiên cứu được trình bày bởi He Qiang và cộng sự nghiên cứu việc thay thế ổ lăn trong trục chính máy công cụ bằng ổ thủy tĩnh [5]. S. Uberti và cộng sự đã trình bày một nghiên cứu mô tả việc thiết kế và

phát triển một bàn thử nghiệm chuyên dụng để đánh giá khả năng làm việc của cụm trục chính thủy tĩnh trong các điều kiện thực nghiệm khác nhau [6]. Năm 2014, W. Chen và cộng sự đã trình bày thiết kế mới cho trục chính thủy tĩnh, phân tích phần tử hữu hạn và các nguyên tắc thủy tĩnh để tối ưu hóa hiệu suất động được [7].

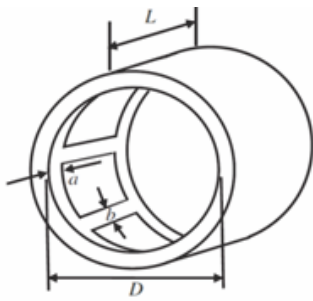
Trong nghiên cứu này, ảnh hưởng của các thông số ống mao dẫn đến lưu lượng dầu vào ổ thủy tĩnh, cùng với điều kiện làm việc của dầu, được kiểm tra. Mục tiêu là đánh giá các khía cạnh của các thông số hình học ảnh hưởng đến lưu lượng dầu vào ổ thủy tĩnh để tìm ra một bộ thông số phù hợp cho các trục chính khác nhau. Điều này có thể dẫn đến hiệu suất bôi trơn được cải thiện, giảm mòn và kéo dài tuổi thọ của trục chính.

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG CỤM Ổ THỦY TĨNH

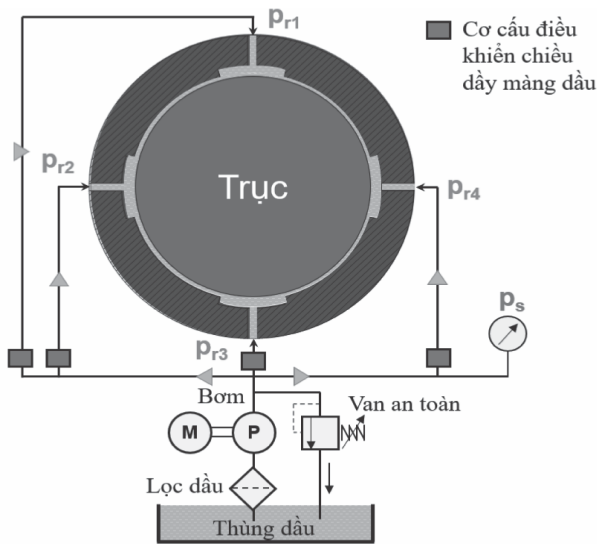
Bộ phận trục chính của máy mài tròn ngoài có cấu trúc ổ thủy tĩnh bao gồm bốn buồng dầu và không có rãnh thoát dầu. Cấu trúc ổ thủy tĩnh được mô tả trong Hình 1. Bộ phận trục chính thủy tĩnh hoạt động dựa trên áp suất dầu ngoài đủ để nâng trục và đảm bảo bôi trơn ướt giữa trục và bạc. Ổ thủy tĩnh có áp suất không đổi có sơ đồ và nguyên lý hoạt động được thể hiện trong Hình 2. Bơm dầu tạo ra một áp suất dầu (p_s) và bơm nó vào buồng dầu có áp suất (p_r). Lưu lượng dầu vào buồng dầu được điều khiển bởi ống mao dẫn để đảm bảo độ ổn định của độ dày màng dầu trong ổ. Khi xét đến trọng lượng của trục, tải trọng ngoài (P) và diện tích hiệu dụng của buồng dầu (F) với độ lệch tâm (e), có phương trình cân bằng lực:

$$W = (p_3 - p_1) \times F \quad (1)$$





Hình 1. Sơ đồ kết cấu ổ thủy tĩnh không có rãnh thoát dầu



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý ổ thủy tĩnh trục chính máy công cụ

Trong các điều kiện làm việc bình thường, nhằm tăng tính linh động cũng như lưu lượng dầu chảy qua ổ, dầu bôi trơn cho ổ thủy tĩnh có độ nhớt thấp nằm trong phạm vi 1 ÷ 10 mPa.s. Thông thường, để hình thành mao dẫn dầu, các thông số hình học d_c thay đổi trong khoảng 0,1 ÷ 1 mm và tỷ số l_c/d_c trong khoảng từ 20 ÷ 200. Với $l_c/d_c < 20$ thì sẽ gây nên sai số lớn, l_c/d_c càng nhỏ thì dòng chảy trong ống sẽ càng nhiều loạn, mô hình dòng chảy sẽ càng tiến về dạng miệng phun.

Cơ cấu điều khiển lưu lượng dạng mao dẫn sẽ tạo ra dòng chảy tầng của chất bôi trơn vào trong buồng dầu. Các thông số hình học

của ống mao dẫn bao gồm chiều dài mao dẫn l_c và đường kính mao dẫn d_c là hai thông số hình học quan trọng ảnh hưởng trực tiếp tỷ số áp lực dầu buồng dầu với áp lực bơm, ta có:

$$\beta = \frac{p_r}{p_s} = \frac{1}{(1 + B_n K_c h^3)} \quad (2)$$

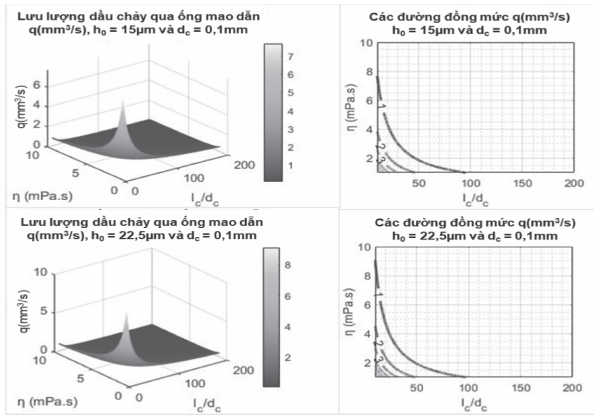
Trong đó, B_n là hệ số ảnh hưởng của biên dạng ổ tới lưu lượng dầu và K_c là hệ số mao dẫn.

Các thông số chính khác cho các mô phỏng trong nghiên cứu này bao gồm: $n = 4$, $D = 70\text{mm}$, $a = 14\text{mm}$, $\theta = 30^\circ$, $L = 56\text{mm}$, $h_0 = 15 \div 22,5\mu\text{m}$, $p_s = 3 \div 5\text{MN/m}^2$, $\eta = 1 \div 10\text{mPa.s}$. Với ổ 4 buồng dầu và kết cấu điều khiển chiều dày màng dầu bằng ống mao dẫn, lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn vào ổ xác định theo công thức:

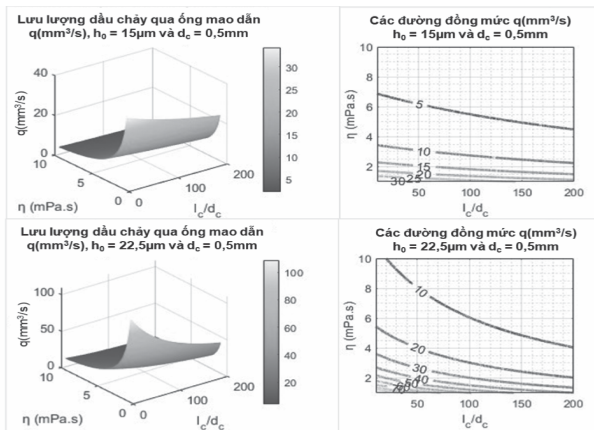
$$q = \frac{5\pi}{6} \frac{p_s}{\eta} \frac{h_0^3}{1 + 106,67 \frac{h_0^3}{d_c^3} \left(\frac{l_c}{d_c} \right)} \quad (3)$$

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

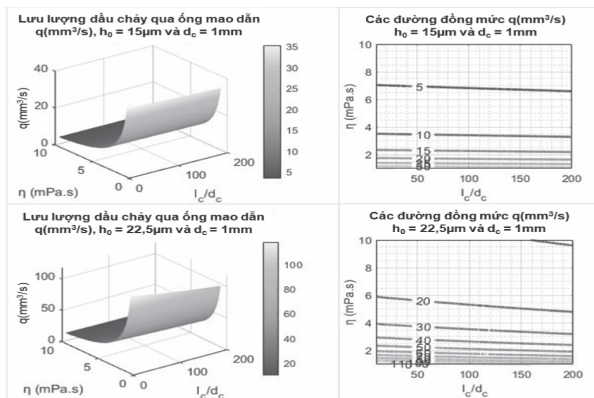
Từ phương trình (3), dễ dàng nhận thấy lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn vào ổ q là đại lượng tỷ lệ thuận với áp suất bơm p_s (hàm bậc nhất), do đó hàm số lưu lượng q là hàm số tuyến tính theo áp suất p_s nên khi khảo sát đặc tính lưu lượng này theo các biến số khác ta chỉ cần đánh giá tại một điểm giá trị p_s , trong mô phỏng này chọn $p_s = 4\text{MPa}$. Lần lượt ta sẽ khảo sát đánh giá đặc tính lưu lượng dầu chảy vào ổ q ứng với từng trường hợp đường kính mao dẫn d_c tăng trong phạm vi từ 0.1mm đến 1mm, thông số hình học ống mao dẫn $l_c/d_c = 20$ tại hai vị trí khe hở giới hạn trên và khe hở giới hạn dưới. Kết quả mô phỏng được thể hiện từ hình 3 đến hình 5.



Hình 3. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm^3/s), khi $d_c = 0,1\text{mm}$, khe hở giới hạn $h_0 = 15\mu\text{m}$ và $h_0 = 22,5\mu\text{m}$



Hình 4. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm^3/s), khi $d_c = 0,5\text{mm}$, khe hở giới hạn $h_0 = 15\mu\text{m}$ và $h_0 = 22,5\mu\text{m}$



Hình 5. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm^3/s), khi $d_c = 1\text{mm}$, khe hở giới hạn $h_0 = 15\mu\text{m}$ và $h_0 = 22,5\mu\text{m}$

Nhìn vào đồ thị, trên cơ sở các đường đồng mức lưu lượng ta có thể thấy, khi tăng độ nhớt của dầu bôi trơn dẫn đến lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn giảm, dễ thấy q và η là hai đại lượng tỷ lệ nghịch với nhau. Với cùng điều kiện đường kính ống mao dẫn d_c , khi khe hở giới hạn tăng cũng dẫn đến lưu lượng dầu qua ống mao dẫn tăng, ngược lại khi tăng tỷ số l_c/d_c , lưu lượng dầu qua ống mao dẫn có xu hướng giảm. Cụ thể: khi xét ở điều kiện lưu lượng tối đa tại giá độ nhớt ở mức thấp nhất $\eta = 1 \text{ mPa.s}$, tỷ số $l_c/d_c = 20$, kết quả thể hiện trong Bảng 1. Có thể thấy ở đường kính mao dẫn thấp, cụ thể ở trường hợp nhỏ nhất tại $d_c = 0,1\text{mm}$ thì lưu lượng q tăng từ $4,31\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 15\mu\text{m}$) lên $9,07\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 22,5\mu\text{m}$), tỷ lệ lưu lượng tăng theo khe hở giới hạn là 9,39%. Khi ở trường hợp lớn nhất tại $d_c = 1\text{mm}$ thì lưu lượng q tăng từ $35,09\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 15\mu\text{m}$) lên $116,45\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 22,5\mu\text{m}$), tỷ lệ lưu lượng tăng theo khe hở giới hạn này đã rất lớn là 234,6%, điều này chứng tỏ lưu lượng q tăng mạnh theo khe hở giới hạn. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn tăng dẫn đến làm tăng khả năng làm mát của ổ. Từ những khảo sát trên có thể thấy, để tăng lưu lượng dầu cần đường kính mao dẫn d_c càng lớn càng tốt, tỷ số mao dẫn l_c/d_c càng nhỏ càng tốt. Tuy nhiên, như đã đề cập ở trên thì đường kính (d_c) và chiều dài (l_c) của ống mao dẫn cần phải được khảo sát lựa chọn để độ cứng vững màng dầu đạt phạm vi yêu cầu.



Bảng 1. Bảng giá trị lưu lượng dầu tối đa chảy qua ống mao dẫn

Trường hợp	d_c (mm)	Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm ³ /s)		Tỷ lệ q tăng theo khe hở giới hạn
		$h_0 = 15\mu\text{m}$	$h_0 = 22,5\mu\text{m}$	
1	0,1	4,31	4,71	9,39%
2	0,2	18,60	29,54	58,82%
3	0,3	27,90	62,78	125,00%
4	0,4	31,77	86,46	172,14%
5	0,5	33,42	99,87	198,84%
6	0,6	34,20	107,22	213,48%
7	0,7	34,62	111,39	221,79%
8	0,8	34,85	113,88	226,74%
9	0,9	35,00	115,43	229,84%
10	1	35,09	116,45	231,87%

Trong thực tế, dầu bôi trơn dùng cho ổ thủy tĩnh thường chọn dầu có độ nhớt thấp nhằm tăng lưu lượng dầu trong quá trình bôi trơn, tăng khả năng làm mát cho ổ. Các loại dầu bôi trơn độ nhớt thấp không phổ biến tại thị trường Việt Nam. Dầu bôi trơn có độ nhớt thấp nhất cung cấp trên thị trường có độ nhớt ở 40°C là 1,67 mPa.s. Ngoài ra, khi tăng đường kính ống mao dẫn d_c , sự gia tăng lưu lượng dầu dẫn đến áp suất buồng dầu cao hơn. Điều này cải thiện độ cứng của màng dầu, giúp ổ trục chịu tải tốt hơn và duy trì độ chính xác gia công. Tuy nhiên, cần chú ý rằng việc tăng tỷ số l_c/d_c cũng đồng nghĩa với chiều dài ống mao dẫn lớn, gây khó khăn trong việc gia công các lỗ mao dẫn đường kính nhỏ với chiều sâu lớn trên thân bạc thủy tĩnh, như dung sai độ tròn và độ nhám bề mặt lỗ. Do đó, việc lựa chọn các thông số mao dẫn dựa trên điều kiện sản xuất chế tạo thực tế.

4. KẾT LUẬN

Bài viết trình bày một nghiên cứu và mô phỏng toàn để đánh giá ảnh hưởng của các thông số mao dẫn, cụ thể là đường kính (d_c) và chiều dài (l_c) của ống mao dẫn đến lưu lượng dầu. Tăng lưu lượng dầu dẫn đến làm tăng khả năng làm mát của ổ, muốn tăng lưu lượng dầu cần tăng đường kính mao dẫn d_c và giảm tỷ số mao dẫn l_c/d_c . Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn đạt lớn nhất tại dẫn $l_c/d_c = 20$, $\eta = 1\text{mPa.s}$. Tuy nhiên, tuy nhiên cần phải lựa chọn l_c , d_c để phù hợp để tạo ra áp suất buồng dầu và độ cứng vững của ổ trong phạm vi cho phép. Tăng tỷ số l_c/d_c đồng nghĩa với chiều dài ống mao dẫn sẽ lớn điều này gây khó khăn trong việc chế tạo lỗ mao dẫn đường kính nhỏ có chiều sâu lớn trên thân bạc thủy tĩnh. Do đó, việc lựa chọn các thông số mao dẫn và áp suất bơm phải dựa trên điều kiện sản xuất thực tế. ❖

Ngày nhận bài: **12/01/2025**
 Ngày phản biện: **04/02/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. V.-H. Pham, M.-T. Nguyen, and T.-A. Bui, “Oil pressure and viscosity influence on stiffness of the hydrostatic spindle bearing of a medium-sized circular grinding machine”. International Journal of Modern Physics B, vol. 34, no. 22n24, p. 2040156, 2020, doi: 10.1142/s0217979220401566.
- [2]. W. B. Rowe, “Chapter 2 - Basic Flow Theory”. In Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, W. B. Rowe Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012, pp. 25-48.
- [3]. W. B. Rowe, “Chapter 5 - Flow Control and Restrictors”. In Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, W. B. Rowe Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012, pp. 83-113.
- [4]. B.-S. Kim, G.-T. Bae, G.-N. Kim, H.-M. Moon, J.-P. Noh, and S.-C. Huh, “A study on the thermal characteristics of the grinding machine applied hydrostatic bearing”. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, vol. 39, no. 3, pp. 717-728, 2015, doi: 10.1139/tcsme-2015-0057.
- [5]. Li Lili, Qiang He, Ren Fengzhang, Volinsky Alex, “Numerical Simulation and Experimental Study of the Hydrostatic Spindle with Orifice Restrictors”. The Open Mechanical Engineering Journal, 2015, pp. 1293-1303.
- [6]. G. B. a. D. C. S. Uberti, “Study & design of a special test bench for hydrostatic spindle housings”. In Proceedings of Design 2010, the 11th International Design Conference, Dubrovnik, Croatia, 2010, pp. 1729-1740.
- [7]. W. Chen, Y. Sun, Y. Liang, Q. Bai, P. Zhang, and H. Liu, “Hydrostatic spindle dynamic design system and its verification”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, vol. 228, no. 1, pp. 149-155, 2014, doi: 10.1177/0954405413497006.