

Xây dựng chương trình tính toán tự động các thông số thủy tĩnh cơ bản cho cụm ổ thủy tĩnh trục chính máy công cụ trên phần mềm Matlab

Establishing an automated calculation program for machine tools' basic hydrostatic spindle bearing parameters using Matlab software

Phạm Văn Hùng^{1,*}, Vi Thị Nhung²

¹Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

²Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh

*Email: ¹hung.phamvan@hust.edu.vn, ²nhungvbk@gmail.com

Mobile: ¹0913359081; ²0966973888

Tóm tắt

Từ khóa:

Matlab; máy công cụ; ổ thủy tĩnh; thông số thủy tĩnh.

Hiện nay ngành chế tạo máy ở nước ta vẫn sử dụng các dòng máy công cụ do Liên Xô sản xuất nửa cuối thế kỉ 20, với đặc điểm là chắc chắn, ổn định, gia công cắt gọt đảm bảo độ chính xác cần thiết. Tuy nhiên các máy này thường sử dụng ổ thủy động cho trục chính. Đặc điểm của bôi trơn thủy động là quỹ đạo tâm trục thay đổi phụ thuộc vào tốc độ và tải trọng tác dụng điều này gây khó khăn cho việc ổn định và nâng cao chất lượng chi tiết gia công tinh theo yêu cầu của công nghiệp hiện nay. Mặt khác, theo thời gian sử dụng nên khả năng tải cũng như độ ổn định tâm trục, rung động trục chính các máy này chất lượng gia công không còn được như ban đầu, do đó phương án nâng cấp cụm ổ thủy tĩnh cho cụm ổ thủy động trên trục chính máy công cụ là cần thiết để ổn định tâm trục chính trong quá trình gia công qua đó nâng cao độ chính xác gia công. Vì vậy, cần nghiên cứu, lựa chọn được bộ thông số thủy tĩnh cho cụm ổ trong đó chương trình tính toán dựa trên ứng dụng Matlab sẽ là công cụ hữu ích cho việc lựa chọn được thông số phù hợp với trình độ gia công ổ.

Abstract

Keywords:

Matlab; Machine tool; Hydrostatic journal bearings; Hydrostatic parameters.

Currently, the machine-building industry in our country still uses Soviet-made machine tools produced in the latter half of the 20th century, with characteristics such as steadiness, stability and precise machining. However, these machines usually use hydraulic drives for the spindle. The characteristic of hydraulic lubrication is that the center of gravity varies depending on the speed and load acting. This makes it difficult to stabilize and improve the quality of the machined parts required by the industry today. On the other hand, over long-time usage, the load capacity as well as the stability of center of the shaft and the vibration of the main axis of these machines is no longer in pristine condition, thus it is necessary to upgrade the hydrostatic bearing cluster for hydrodynamic clusters on the spindle of machine tool in order to stabilize the center axis of the workpiece, thereby improving manufacturing precision. Consequently, it is mandatory to study and select the appropriate hydrostatic parameters for the cluster in which the calculation program based on the Matlab application will be a useful tool for selecting parameters suitable for the level manufacture hydrostatic bearings.

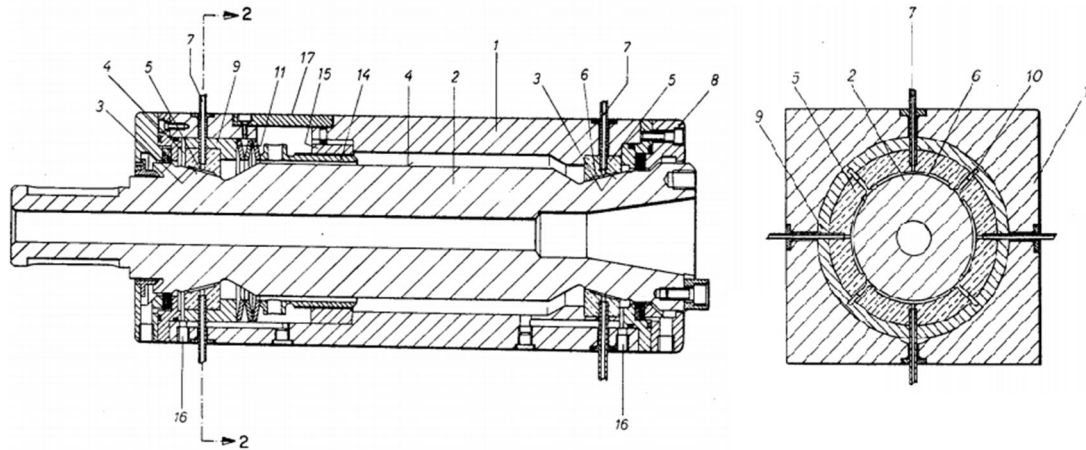
Ngày nhận bài: 04/8/2018

Ngày nhận bài sửa: 12/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

1. GIỚI THIỆU

Cụm ổ thủy tĩnh ứng dụng cho trục chính máy công cụ đã được đề cập đến từ những năm 70 của thế kỉ trước và được thể hiện trong bằng pháp minh sáng chế như hình 1.



Hình 1. Sáng chế ổ thủy tĩnh trục chính 3659911 năm 1972 [1]

Trong phát minh sáng chế này: Trục chính 2 được hỗ trợ là hướng tâm và hướng trục trong vỏ 1 bằng hai bề mặt trượt hình nón 3 trong vòng bi thủy tĩnh. Giữa các bề mặt trượt chịu lực 3, trọng tâm 4 của trục chính có đường kính lớn nhất có thể để tăng độ cứng và độ cứng của trục chính. Thanh trượt hình nón mang các bề mặt 3 của trục chính 2 phần còn lại trên các hộp mang hình côn tương ứng. Mỗi phân đoạn 5 được cung cấp với một túi dầu 6 được cung cấp với dầu dưới áp lực thông lỗ 7 từ một nguồn thủy lực. Áp suất trong các túi dầu bôi trơn là 40 đến 120 atm.ga, tùy thuộc vào kích thước của ổ đỡ. Các phân đoạn hộp ổ đỡ của ổ trục chính phía trước được kẹp bằng nắp 8 trong vỏ 1 và tạo thành ổ đỡ cố định. Các phân đoạn hộp ổ đỡ của ổ đỡ trục sau được đặt trong một vòng 9 có khả năng dịch chuyển trục trong vỏ máy 1.

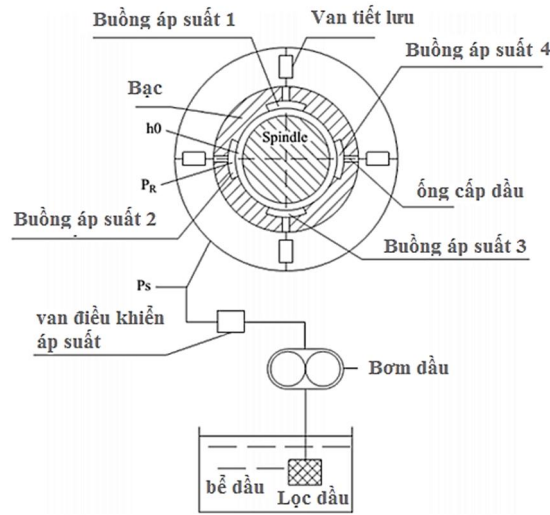
Hiện nay ổ thủy tĩnh đã được ứng dụng rộng rãi trong trục chính các máy gia công tinh, các dòng máy CNC. Cụm ổ thủy tĩnh làm việc dựa vào áp suất dầu bên ngoài đủ để nâng trục và đảm bảo bôi trơn ướt hoàn toàn giữa trục và bạc. Hai phương thức cấp dầu: cấp dầu với áp suất không đổi và cấp dầu với lưu lượng không đổi.

Phương thức cấp dầu với lưu lượng không đổi yêu cầu phải đảm bảo các dòng cấp dầu như nhau nên có yêu cầu cao về điều khiển thủy lực và kết cấu phức tạp nên ít dùng.

Hình 2 trình bày nguyên lý cấp dầu cho ổ với áp suất không đổi. Bơm dầu tạo ra áp suất cấp dầu ps đưa dầu qua van tiết lưu đi vào trong buồng dầu tạo ra áp suất tĩnh. Theo giả thiết thì trục chính có quay hay không bề mặt của trục chính và ổ luôn được phân tách ra và ma sát giữa chúng là ma sát ướt hoàn toàn.

Trên thực tế hiện nay, ổ thủy tĩnh không chỉ tích hợp cho hệ thống cụm trục chính của máy công cụ mà nó còn được áp dụng cho trục chính của tuabin phát điện, máy nghiền xi măng và trong cả hệ thống chạy dao trên máy điều khiển số nhằm tăng độ cứng vững, độ tin cậy, khả năng tải, độ ổn định, đặc biệt là khả năng dập tắt dao động, chống rung của các hệ thống chạy dao.

Nghiên cứu cũng cho thấy ổ thủy tĩnh có Khả năng chịu tải lớn, có thể đạt tới 20.000 tấn. Trong một số trường hợp nhất định có thể sử dụng nước làm chất bôi trơn cho ổ thủy tĩnh góp phần bảo vệ môi trường và đảm bảo phát triển bền vững [3,4].

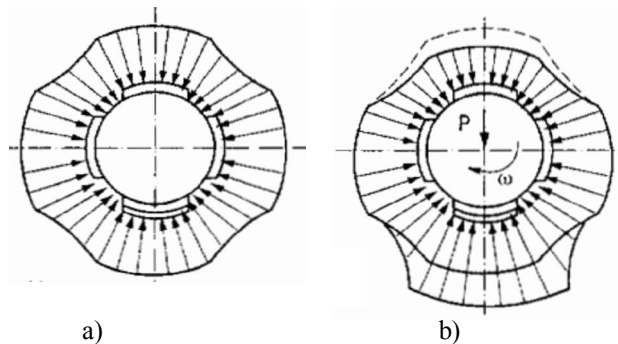


Hình 2. Sơ đồ nguyên lý làm việc của cụm ổ thủy tĩnh [2]

2. XÂY DỰNG CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ THỦY TĨNH CƠ BẢN

2.1. Các thông số cơ bản của ổ thủy tĩnh [2]

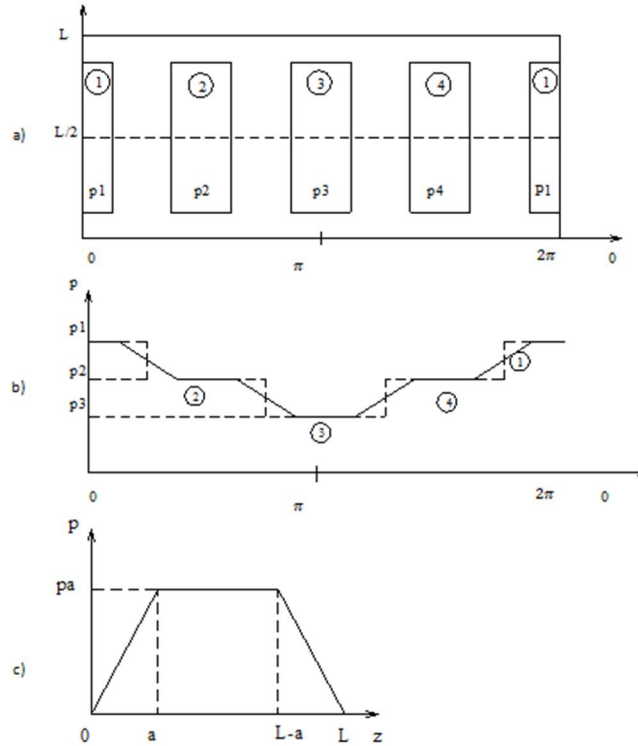
Áp suất trong ổ thủy tĩnh: Tính toán áp suất dựa trên mô hình là một ổ thủy tĩnh gồm 4 túi dầu, có tốc độ quay cơ bản. Dầu trong ổ có độ nhớt cao, chảy tầng, bỏ qua dòng chảy xoáy và nếu khoảng cách a giữa túi với mép ổ là nhỏ, có thể coi gradien áp suất dọc trục ổ không đổi. Do đó, có thể xem nêm dầu trong ổ liên tục với chiều dài πD , chiều dày h .



Hình 3. Phân bố áp suất trong ổ thủy tĩnh
a- phân bố áp suất trên mặt cắt ngang khi ổ chịu tải;
b- Phân bố áp suất trên mặt cắt ngang khi ổ không chịu tải

Ổ chưa chịu tải: áp suất trong các túi dầu 1, 2, 3, 4 phân bố theo phương trục và theo chu vi ổ có giá trị giống nhau (hình 3).

Khi ổ chịu tải (tải trọng có đường tác dụng trùng với phương trục đối xứng của các túi dầu số 1 và số 3, áp suất trong các túi dầu thay đổi và có giá trị khác nhau. Với vị trí các túi dầu của ổ được khai triển theo chu vi trên hình 4 - Áp suất trong túi số 1 có giá trị lớn nhất, áp suất trong túi số 3 có giá trị nhỏ nhất. Có thể giải thích điều này là do ảnh hưởng của trọng lượng trục gây ra.



Hình 4. Phân bố áp suất theo chu vi và chiều trục ổ [2]
 a) Khai triển ổ theo chu vi; b) Phân bố áp suất theo chu vi
 c) Phân bố áp suất theo chiều trục ổ;

Giá trị áp suất trong túi dầu:

$$p_a = \frac{ps}{(1 + \frac{K_Q}{K_C} h^3)} = \beta p_s \quad (1)$$

Áp suất trong các túi là nghiệm của hệ phương trình tuyến tính (1) được suy ra từ phương trình Râynoł

$$\left. \begin{aligned} p_1 \left(f_1 + \frac{\beta}{1-\beta} + mg_1 \right) - p_2 mg_1 &= \frac{\beta}{1-\beta} p_s \\ -p_1 \frac{mg_1}{2} + p_2 \left(f_1 + \frac{\beta}{1-\beta} + \frac{m}{2} (g_1 - g_2) \right) - p_3 \frac{mg_2}{2} &= \frac{\beta}{1-\beta} p_s \\ -p_2 \frac{mg_2}{2} + p_3 \left(f_1 + \frac{\beta}{1-\beta} + mg_2 \right) &= \frac{\beta}{1-\beta} p_s \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Trong đó:

$p_1, p_2 (= p_4), p_3$ - áp suất trong các túi dầu:

$\beta = \frac{p_a}{p_s}$ - tỷ số áp suất danh nghĩa túi dầu với áp suất bơm.

$m = \frac{4a(L-a)}{\pi Db}$ - hệ số hình dạng ổ

$$f_1 = 1 - \frac{4}{\pi} (2,12\chi - 1,93\chi^2) + 0,589\chi^3$$

$$f_2 = 1 + \frac{4}{\pi} (0,428\chi^2)$$

$$f_3 = 1 + \frac{4}{\pi}(2,12\chi + 1,93\chi^2 + 0,589\chi^3)$$

$$g_1 = \left(1 - \chi \frac{\sqrt{2}}{2}\right)^3$$

$$g_2 = \left(1 + \frac{\chi}{\sqrt{2}}\right)^3$$

Lưu lượng danh nghĩa của một túi dầu trong ổ thủy tĩnh:

$$Q_a = \frac{p_a C^3 K_Q}{\mu} \quad (3)$$

$$K_Q = \frac{1}{6a} \frac{\pi D}{4} \quad (4)$$

Thực chất, áp suất ở các túi khác nhau như đã được chỉ ra nên lưu lượng ở các túi thay đổi khác với giá trị danh nghĩa, nhưng lưu lượng tổng của dầu qua ổ không đổi và được xác định theo:

$$Q = \frac{Dc^3}{6\mu a} p_s \frac{\beta}{1-\beta} \left(4 - \frac{p_1 - 2p_2 + p_3}{p_s}\right) \quad (5)$$

Khả năng tải của ổ Thủy tĩnh xác định theo công thức:

$$P = 2\sqrt{2D}(L-a)(p_1 - p_3) \quad (6)$$

Khi tính toán thiết kế có thể sử dụng công thức gần đúng (với độ chính xác đủ cho các tính toán kỹ thuật):

$$P = p_s \cdot F_{hd} \cdot C_p(\chi, k) \quad (7)$$

Với:

p_s - áp suất bơm cấp;

F_{hd} - diện tích hiệu dụng của ổ, với ổ có 4-6 túi dầu thì:

$$F_{hd} \sim 0,5D^2 \quad (8)$$

$C_p(\chi, k)$ - hàm số phụ thuộc χ và hình dạng ổ. Nếu độ lệch tâm tương đối $\chi \leq 0,4$ thì có thể lấy:

$$C_p = 1,5\chi \quad (9)$$

Thay vào ta được:

$$P = 1,5 \frac{e}{\Delta} D^2 p_s \quad (10)$$

Công suất tiêu hao trong ổ thủy tĩnh:

Khi ổ thủy tĩnh hoạt động công suất tiêu hao bao gồm:

Công suất tiêu hao do bơm cấp N_p :

$$N_p = 0,365 \cdot \frac{p_s^2 \Delta^3}{\mu}, \text{ kW} \quad (11)$$

Công suất tiêu hao do ma sát của dầu tại vùng tiếp giáp cầu nối giữa các buồng dầu theo chiều trục N_{cl} :

$$N_{c1} = 0,17 \cdot 10^{-9} \mu_1 D^{3n^2} \frac{2\theta}{\Delta 360^0}, \text{ kW} \quad (12)$$

Công suất tiêu hao do ma sát của dầu tại vùng tiếp giáp mép ổ N_{c2} :

$$N_{c2} = 0,34 \cdot 10^{-9} \mu_a D^{3n^2} \frac{2\theta}{\Delta 360^0}, \text{ kW} \quad (13)$$

Công suất tiêu hao do ma sát trong buồng dầu N_{c3} :

$$N_{c3} = 0,136 \cdot 10^{-12} \frac{\mu n^2 D (1 + \frac{2t}{D})}{2t(1 + \frac{2t}{D})} \frac{z2\theta}{360^0}, \text{ kW} \quad (14)$$

Vì N_{c3} rất nhỏ nên có thể bỏ qua \Rightarrow Công suất tiêu hao do ma sát:

$$N_c \approx N_{c1} + N_{c2} = 0,072 \cdot 10^{-16} \frac{\mu n^2 D^4}{\Delta}, \text{ kW} \quad (15)$$

Công suất tiêu hao chung cho toàn bộ ổ thủy tĩnh:

$$N_t = N_p + N_c = 0,365 \cdot \frac{p_s^2 \Delta^3}{\mu} + 0,072 \cdot 10^{-16} \frac{\mu n^2 D^4}{\Delta} \quad (16)$$

Trong các công thức trên:

μ - độ nhớt động lực của dầu bôi trơn;

n - số vòng quay trong 1 phút của ổ;

D - đường kính danh nghĩa của ổ, (mm);

z - số túi dầu trong ổ;

t - chiều sâu túi dầu, (mm);

2θ - góc chắn cung bề rộng túi dầu ($^\circ$);

θ_b - góc chắn cung khoảng cách b giữa hai túi dầu kề nhau ($^\circ$).

Δ - độ hở hướng kính của ổ, (mm).

Với giả thiết chiều dày lớp bôi trơn trong ổ thủy tĩnh không đổi, nên:

$$h = \frac{\Delta}{2} \text{ mm}$$

Độ cứng vững của màng dầu trong ổ thủy tĩnh:

$$J = \frac{1,5 D^2 p_s^2}{\Delta}, \text{ kgf}/\mu\text{m} \quad (17)$$

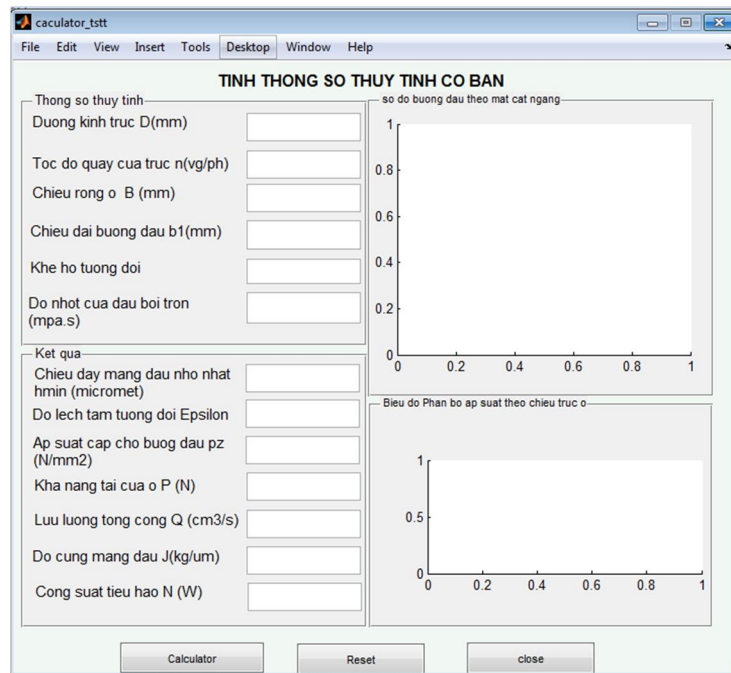
2.2. Xây dựng chương trình tính toán các thông số thủy tĩnh với phần mềm Matlab

Cùng với sự phát triển của công nghệ thông tin, các bài toán kỹ thuật có thể được tính toán mô phỏng dễ dàng, phục vụ đắc lực việc tính toán thiết kế thiết bị. Tuy nhiên, để giải quyết các bài toán phức tạp với giao diện người dùng trực quan, ta cần có các phần mềm hỗ trợ mạnh mẽ việc thiết kế giao diện điều khiển (GUI). Có thể kể đến các ngôn ngữ lập trình thông dụng như Visual Studio, Matlab...

Matlab với ưu điểm có thể thiết kế giao diện trực quan, có thể giúp người sử dụng nhanh chóng lựa chọn được bộ thông số tính toán phù hợp để thiết lập chương trình tính toán nói trên.

Áp dụng xây dựng chương trình mô phỏng tính toán ổ thủy tĩnh: trong bài báo này tác giả viết chương trình cho một loại máy cụ thể là máy mài tròn ngoài 3K12. Các máy công cụ khác khi cần thay thế tính toán các thông số thủy tĩnh có thể viết chương trình tương tự dựa trên những điều kiện cụ thể của cụm trục chính máy đang hoạt động.

Thông số đầu vào: bao gồm các thông số xác định trước phù hợp với điều kiện làm việc của máy. Trong trường hợp này có thể bao gồm: Đường kính ngõng trục, chiều rộng ổ, chiều dài buồng dầu, độ nhớt của dầu, khe hở tương đối và tốc độ quay của trục chính.



Hình 5. Giao diện chương trình mô phỏng tính toán các thông số thủy tinh cơ bản

Thông số tính toán: Hiển thị kết quả tính toán. Trong chương trình này, các kết quả tính toán và biểu đồ phân bố áp suất trên chiều dài ổ đỡ thủy tinh được đưa ra (hình 5).

- Chiều dày màng dầu nhỏ nhất h_{min} (μm)
- Độ lệch tâm tương đối ϵ
- Áp suất cấp dầu p_z (N/mm^2)
- Khả năng tải P (N)
- Lưu lượng tổng cộng Q (cm^3/s)
- Độ cứng màng dầu J ($\text{kg}/\mu\text{m}$)
- Công suất tiêu hao N (W)

Sau khi xây dựng giao diện, tiến hành viết chương trình (hình 6).

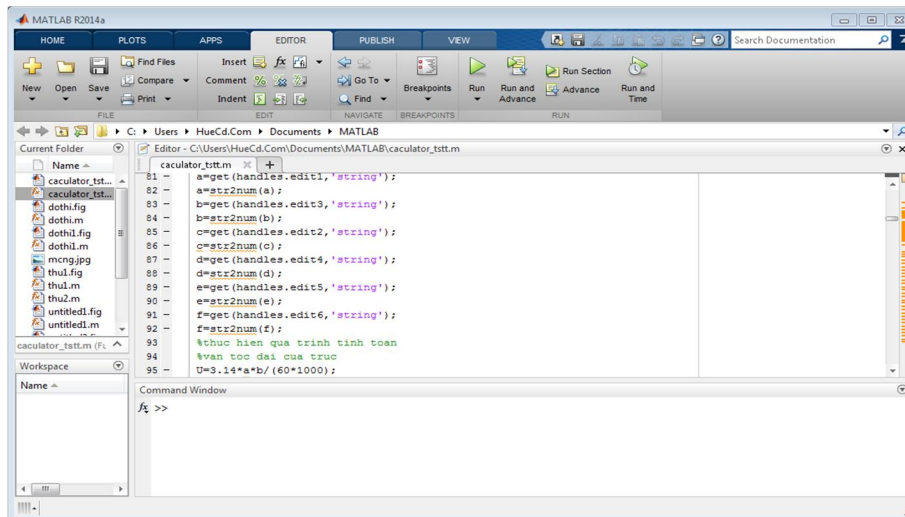
Cuối cùng là chạy chương trình, kiểm tra lỗi và sửa lại. Chương trình giúp người thiết kế, chế tạo có thể lựa chọn bộ thông số phù hợp với yêu cầu làm việc của ổ bằng cách thay đổi thông số đầu vào dựa trên điều kiện làm việc của máy, điều kiện chế tạo.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Chương trình mô phỏng, tính toán các thông số thủy tinh cơ bản chạy ổn định. Kết quả được mô phỏng trong 2 trường hợp thử nghiệm với các điều kiện công nghệ gia công khác nhau và khả thi trong điều kiện gia công ở Việt Nam như sau:

Trường hợp 1 (hình 7): Bộ thông số đầu vào

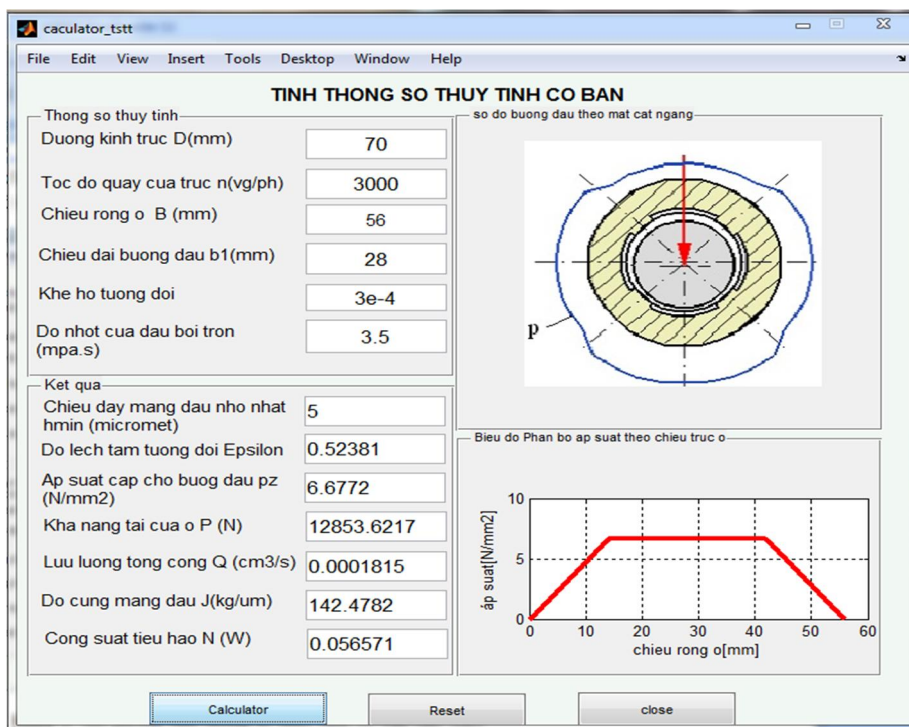
- Đường kính cổ trục: 70 mm
- Tốc độ quay của trục: 3000 vg/ph
- Chiều dài buồng dầu: 28 mm
- Chiều rộng ổ: 56 mm
- Khe hở tương đối: $3e-4$
- Độ nhớt dầu bôi trơn: 3.5mpa.s



Hình 6. Viết code chương trình mô phỏng tính toán

Kết quả nhận được:

- Chiều dày màng dầu nhỏ nhất h_{min} (μm): 5
- Độ lệch tâm tương đối ε : 0,523
- Áp suất cấp dầu p_z (N/mm^2): 6,67
- Khả năng tải P (N): 12857
- Lưu lượng tổng cộng Q (cm^3/s): 0,00018

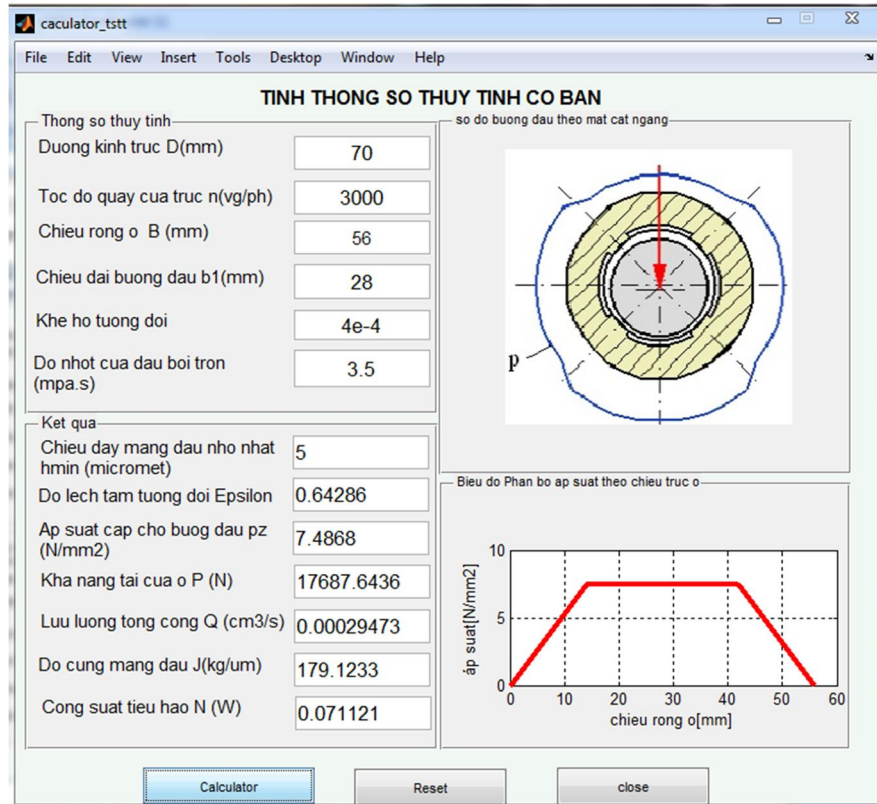


Hình 7. Mô phỏng tính thông số thủy tĩnh cơ bản cho THI

- Độ cứng màng dầu J ($\text{kg}/\mu\text{m}$): 142,57
- Công suất tiêu hao N (W): 0,056

Trường hợp 2 (hình 8): Bộ thông số đầu vào

- Đường kính cổ trục: 70 mm
- Tốc độ quay của trục: 3000 vg/ph
- Chiều dài buồng dầu: 28 mm
- Chiều rộng ổ: 56 mm
- Khe hở tương đối: $4e-4$
- Độ nhớt dầu bôi trơn: 3,5 mpa.s



Hình 8. Mô phỏng tính thông số thủy tinh cơ bản cho TH2

Kết quả nhận được:

- Chiều dày màng dầu nhỏ nhất hmin (μm): 5
- Độ lệch tâm tương đối ε : 0,64
- Áp suất cấp dầu pz (N/mm^2): 7,48
- Khả năng tải P (N): 17693
- Lưu lượng tổng cộng Q (cm^3/s): 0,00029
- Độ cứng màng dầu J ($\text{kg}/\mu\text{m}$): 179,23
- Công suất tiêu hao N (W): 0,071

Thảo luận:

Chương trình đã được sử dụng để tính toán mô phỏng cho các trường hợp khác nhau về giá trị khe hở tương đối nằm trong dung sai cho phép khi chế tạo. Kết quả tính toán mô phỏng cho thấy: Thay đổi của khe hở tương đối trong phạm vi dung sai chế tạo dẫn đến các thông số thủy tinh đặc trưng cũng thay đổi đáng kể, đặc biệt là độ cứng của màng dầu. Như vậy, để nâng cao

hiệu quả bôi trơn thủy tĩnh, cần phải quan tâm đến giá trị khe hở thực tế sau khi gia công cơ cố trục và bạc (nằm trong dung sai chế tạo cho phép) và phải tính toán kiểm tra lại các thông số thủy tĩnh đặc trưng.

Chương trình tính toán mô phỏng các thông số ổ thủy tĩnh bên cạnh việc phục vụ thiết kế tự động cùng với tra cứu các số liệu kỹ thuật lưu trữ liên quan, còn dễ dàng và nhanh chóng giúp người thiết kế, chế tạo điều chỉnh được các thông số thủy tĩnh đặc trưng sau khi gia công phù hợp với điều kiện chế tạo trục - bạc.

Bên cạnh đó, khi thiết kế có thể tối ưu hóa khả năng tải của ổ trên cơ sở khảo sát sự biến thiên của độ nhớt dầu vào trong phạm vi cho phép. Hoặc khảo sát khả năng tải tối ưu của ổ đồng thời theo nhiều thông số: Khe hở của ổ, thông số hình học của buồng dầu, độ nhám bề mặt, dầu bôi trơn. Tuy nhiên, các thông số trên đều rất khó điều chỉnh khi đã chế tạo ổ. Vì vậy, việc thay đổi độ nhớt của dầu bôi trơn trong phạm vi cho phép là phương án khả thi nhất trong điều kiện hiện nay và phần mềm tính toán mô phỏng giúp rút ngắn thời gian và nâng cao độ chính xác cho quá trình điều chỉnh sau gia công cơ.

4. KẾT LUẬN

Bôi trơn thủy tĩnh hiện nay đang là xu thế trong chế tạo máy trên thế giới và phù hợp với cải tiến nâng cấp cụm ổ trục chính thủy động trên máy công cụ truyền thống. Việc lựa chọn được bộ thông số thủy tĩnh phù hợp với kết cấu đã có của máy là rất cần thiết. Sử dụng phương pháp và công cụ truyền thống với các công thức từ (1) đến (17) hoàn toàn có thể tính toán được bộ thông số thủy tĩnh đặc trưng, nhưng việc tính toán sẽ mất thời gian, có thể sai sót khi phải tính lặp nhiều lần để chọn và điều chỉnh được bộ thông số phù hợp, thuận lợi cho chế tạo theo điều kiện gia công hiện tại ở Việt Nam.

Nhóm tác giả đã xây dựng một chương trình tính toán thiết kế và mô phỏng cụm ổ thủy tĩnh trên cơ sở phần mềm **Matlab**. Trong các điều kiện gia công chế tạo thực tế là rất khác nhau, đã tính toán thiết kế, lựa chọn và điều chỉnh các thông số thủy tĩnh cho trục chính máy công cụ với máy đại diện là máy mài 3k12. Các kết quả tính toán và mô phỏng bộ thông số thủy tĩnh, đặc biệt là khả năng tải và độ cứng vững của trục chính đã cho thấy tâm ổ ổn định và phù hợp với kết cấu của cụm trục chính. Đối với các máy công cụ khác sẽ tiến hành qui trình tương tự trên cơ sở các kết cấu, kích thước hình học và điều kiện làm việc của cụm trục chính.

Vì vậy, chương trình tính toán thiết kế và mô phỏng cụm ổ thủy tĩnh máy công cụ sẽ:

- Thuận lợi, nhanh và chính xác cho khảo sát, nghiên cứu, lựa chọn bộ thông số thủy tĩnh đảm bảo ổn định tâm trục chính.
- Làm cơ sở tính toán cho quá trình thiết kế cải tiến kết cấu và nâng cấp cụm ổ thủy tĩnh trục chính máy công cụ truyền thống dựa trên công nghệ chế tạo CNC hiện đại.
- Góp phần vào việc nâng cao chất lượng gia công, kéo dài tuổi thọ và nâng cao độ tin cậy, giảm thiểu chi phí thiết bị.

LỜI CẢM ƠN

Nhóm tác giả xin gửi lời cảm ơn đến nhóm thực hiện đề tài cấp B2017-BKA-47 đã cung cấp số liệu giúp chúng tôi hoàn thành bài báo này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Unites state patent 3659911, 1972.
- [2]. Nguyễn Anh Tuấn, Bùi Văn Gòn; Lý thuyết bôi trơn ướt, NXBXD, 2005.

[3]. Alexander H. Slocum (2007); Water hydrostatic bearing (or precision machine tools and industrial machinery, Department of Mechanical Engineering Massachusetts Institute of Technology Cambridge, MA, USA 02139

[4]. Y. Nakao, M. Mimura and F. Kobayashi (2003); Water Energy Drive Spindle Supported by Water Hydrostatic Bearing for Ultra-Precision Machine Tool, Proc. of ASPE 2003 Annual Meeting, pp. 199-202.

[5]. Horst Brendel; Wissensspeicher Tribotechnik, 2011.

[6].Phạm Văn Hùng, Nguyễn Thùy Dương (2016); Nghiên cứu xác định bộ thông số thủy tĩnh trục chính máy mài tròn ngoài 3K12; Kỷ yếu Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí - động lực năm 2016, pp. 221- 226.