

# NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA TẢI TRỌNG TỚI CÂN BẰNG TRỤC TRONG Ổ KHÍ TĨNH

RESEACH THE EFFECT OF LOAD ON SHAFT BALANCE IN THE AEROSTATIC AIR BEARING

Trương Minh Đức<sup>1</sup>, Vũ Toàn Thắng<sup>2,\*</sup>

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.87>

## TÓM TẮT

Trục chính sử dụng đệm khí có những ưu điểm như ma sát gần như không có, ít sinh nhiệt, tuổi bền cao. Tuy nhiên, vấn đề bôi trơn khí cũng có những nhược điểm tồn tại đó là không ổn định bằng các ổ tương tự bôi trơn bằng chất lỏng; các ổ khí thường chịu tải nhỏ, ..., điều đó hạn chế phạm vi sử dụng của ổ khí. Ngoài ra, việc nghiên cứu tính toán ổ khí cũng đang trong quá trình nghiên cứu và thực nghiệm, cũng có những khó khăn nhất định. Khó khăn lớn nhất vẫn là vấn đề khắc phục những dạng mất ổn định do hiện tượng chuyển động vị xoáy của chất khí trong ổ biểu hiện ở xoáy bán vận tốc, xoáy đồng bộ... Trong bài báo này đưa ra phương án cân bằng trục ổ khí tĩnh bằng mô phỏng số và thực nghiệm khả năng tải đến độ cứng vững của ổ khí tĩnh.

**Từ khóa:** Ổ khí quay, cân bằng, rung động đệm khí, tải trọng, cân bằng trục, áp suất khí.

## ABSTRACT

The main shaft uses air bearing which has such advantages as almost no friction, low heat generation, and high durability. However, the problem of gas lubrication also has disadvantages that are not as stable as similar bearings with liquid lubrication; air bearings are often subject to small loads etc., which limits the usable space of the air bearing. In addition, the research and calculation of the air bearings are ongoing and under experiment, which is facing certain difficulties. Overcoming of the instabilities caused by the vortex motion of the gas in the bearing manifested in the semi-velocity vortex, the synchronous vortex, etc. is the most difficult problem. In this paper, a plan to balance the static air bearing shaft is proposed by numerical simulation and experimenting with the load capacity to the stiffness in the aerostatic air bearing.

**Keywords:** Air bearing spindle, unbalance, vibration, Load carrying capacity, air pressure.

<sup>1</sup>Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp

<sup>2</sup>Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

\*Email: [thang.vutoan@hust.edu.vn](mailto:thang.vutoan@hust.edu.vn)

Ngày nhận bài: 02/10/2022

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 28/10/2022

Ngày chấp nhận đăng: 23/12/2022

## 1. GIỚI THIỆU

Ổ trục khí tĩnh sử dụng nguồn khí từ bên ngoài cấp vào khe hở tạo áp suất giữa trục chính và bạc ứng dụng trong điều kiện trục chính quay với tốc độ quay cao, đạt độ chính

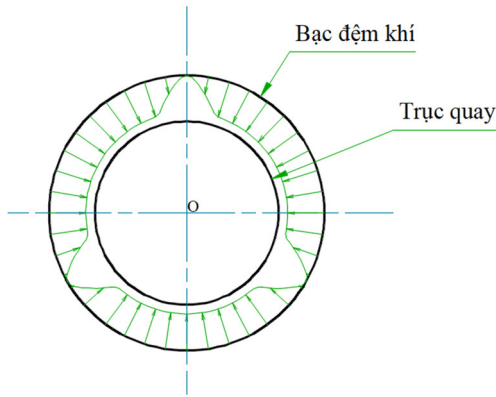
xác cao, chi phí thấp và giảm tiếng ồn. Đã có nhiều nghiên cứu về động lực học của ổ trục khí tĩnh nhằm cải thiện chất lượng và độ ổn định. Tác giả Christopher Müller đã dùng phương pháp phần tử hữu hạn để giải bài toán phương trình Reynolds phụ thuộc vào thời gian và có đưa ra được quan hệ khe hở ổ trục khí tĩnh ảnh hưởng lớn nhất đến độ cứng động học và tải trọng của ổ [1], nghiên cứu của Jianghai Shi và cộng sự đã kết luận rằng sự thay đổi của các hệ số động đóng một vai trò quan trọng trong động lực học của trục chính khi cường độ lực tăng vượt quá một giá trị tới hạn. Ảnh hưởng của khối lượng mất cân bằng đến dao động của trục chính được nghiên cứu dựa trên mô hình đề xuất [2-4]. Trong nghiên cứu nghiên cứu ảnh hưởng của sai lệch góc đối với các đặc tính động học của ổ khí tĩnh chịu áp suất bên ngoài với bốn bậc tự do nhóm nghiên cứu Jianghai Shi và một số tác giả đã so sánh các hệ số độ cứng động và hệ số giảm chấn của ổ trục không khí dưới các góc nghiêng khác nhau [5-7]. Các nghiên cứu về hiệu suất ổ khí tĩnh cũng đã được nghiên cứu với những ảnh hưởng khác nhau đã được đưa ra để cải thiện độ cứng vững khi làm việc [8,9]. Một số tác giả cũng đã phân tích độ chính xác của ổ khí tĩnh xét đến độ tròn và hình trụ của trục và ảnh hưởng của độ sóng bề mặt đến hiệu suất của ổ trục lực đẩy khí tĩnh đối với lỗ cấp khí [10-13] độ gợn bề mặt cũng làm ảnh hưởng đến hiệu suất trục chính khi quay [14]. Abdurrahim Dal cũng đã nghiên cứu về động lực học của ổ trục không khí được điều áp bên ngoài với các giá trị khe hở cao. Ảnh hưởng của lưu lượng khối lượng [15].

Hầu hết các nghiên cứu trên thế giới về ổ khí quay ứng dụng làm trục chính trong các thiết bị gia công lỗ nhỏ đều là ổ khí gồm nhiều buồng nhỏ có lỗ tiết lưu tại trung tâm bố trí xung quanh ổ khí hoặc dạng rãnh khí là dạng xoắn. Như thế sẽ tạo ra vùng áp suất khí thông nhau trong khe hở đệm khí giữa trục và bạc. Vì vậy sẽ không thể giữ được trục quay ở vị trí cân bằng nếu có lực tác động theo phương hướng kính trong quá trình cắt gọt và độ cứng của lớp màng khí sẽ không được đảm bảo Trong nghiên cứu này đã dùng phương án các rãnh cấp khí với lỗ cấp khí trung tâm, từ đó mô phỏng quá trình chuyển động của trục chính ở các tốc độ và áp suất cấp vào ổ khí tĩnh từ đó khảo sát khả năng tự cân bằng của trục quay khi bị lệch và khảo sát mức độ ảnh hưởng của áp suất đầu vào không cân đối khi lên trục quay.

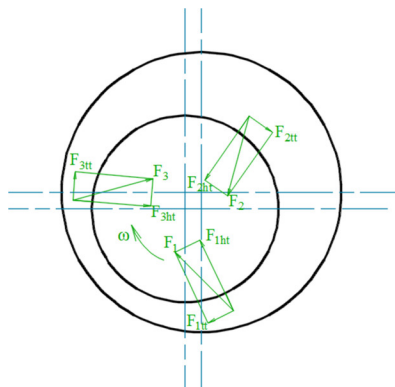
**2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU**

**2.1. Phân tích phương án phân vùng đệm khí và lực tác dụng trên bề mặt ổ khí**

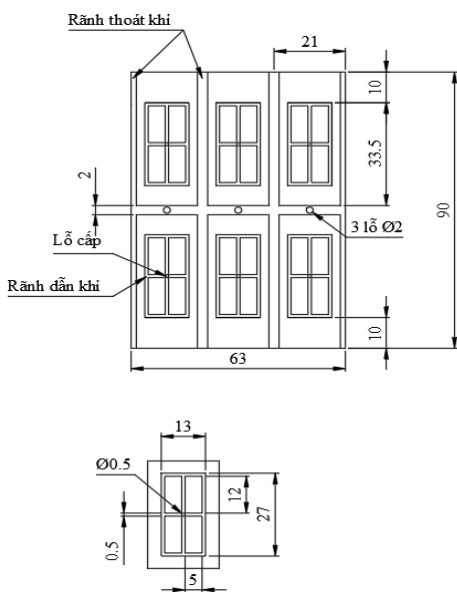
Đối với ổ khí tĩnh, áp suất được cấp vào bạc đệm khí qua máy nén khí hình thành lớp khí nén giữa khe hở trục và bạc. Nhờ áp suất của lớp màng khí nén mà trục được giữ cân bằng trong không gian giới hạn giữa bạc và trục, không tiếp xúc cơ khí với bạc.



Hình 1. Áp lực bên trong bạc đệm khí và trục quay



Hình 2. Phân tích lực tạo bởi lớp màng khí nén

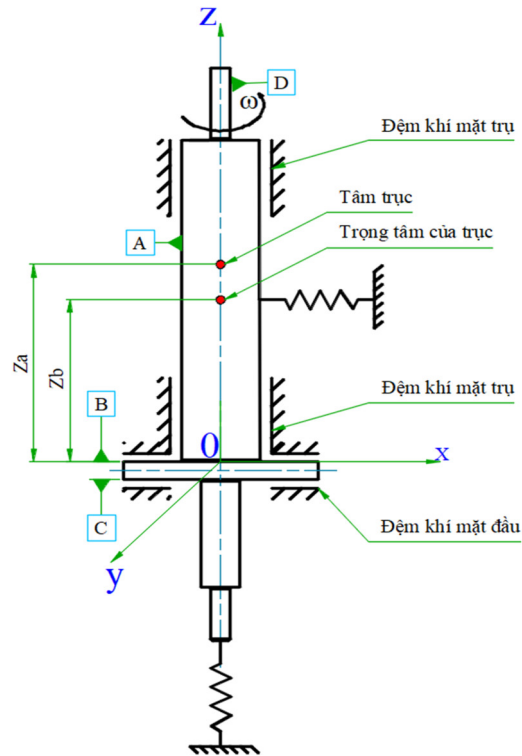


Hình 3. Phân vùng cấp khí trên bề mặt bạc đệm khí

Giả sử bạc đệm khí được thiết kế thành ba vùng cấp khí riêng biệt xung quanh chu vi của bạc, hình thành ba khu vực áp suất khí nén trên bề mặt giữa trục và bạc như hình 1.

Bề mặt đệm khí phân bố đều trong vùng rãnh khí hình chữ nhật với lỗ cấp khí trung tâm và sẽ giảm dần khi ra ngoài môi trường hình 3.

**2.2. Xây dựng mô hình động lực học cho bài toán**



Hình 4. Mô hình động lực học của trục ổ khí tĩnh

Giả sử không khí giữa khe hở của trục và bạc tạo ra màng không khí với độ cứng vững là k. Để đơn giản hóa việc tính toán, trục đệm khí được mô hình với 16 hệ số độ cứng. Ma trận độ cứng gồm bốn hệ số chỉ hướng và 12 cặp hệ số đối xứng [16]. Khi đó ma trận hệ số độ cứng được viết thành:

$$k^j = \begin{bmatrix} k_{xx}^j & k_{xy}^j & k_{x\varphi_x}^j & k_{x\varphi_y}^j \\ k_{yx}^j & k_{yy}^j & k_{y\varphi_x}^j & k_{y\varphi_y}^j \\ k_{\varphi_x x}^j & k_{\varphi_x y}^j & k_{\varphi_x \varphi_x}^j & k_{\varphi_x \varphi_y}^j \\ k_{\varphi_y x}^j & k_{\varphi_y y}^j & k_{\varphi_y \varphi_x}^j & k_{\varphi_y \varphi_y}^j \end{bmatrix} \quad (1)$$

Trong đó:

$k^j$  là độ cứng vùng đệm khí giữa trục và bạc;

$k_{xx}^j, k_{xy}^j, k_{\varphi_x \varphi_x}^j, k_{\varphi_y \varphi_y}^j$  là các hệ số chỉ hướng;

$k_{xy}^j, k_{x\varphi_x}^j, k_{x\varphi_y}^j, k_{y\varphi_x}^j, k_{y\varphi_y}^j, k_{\varphi_x \varphi_y}^j, k_{\varphi_y \varphi_x}^j, k_{\varphi_x x}^j, k_{\varphi_x y}^j, k_{\varphi_y x}^j, k_{\varphi_y y}^j$

là các cặp hệ số đối xứng trong ma trận.

Đệm khí dưới được mô tả bởi 9 hệ số độ cứng. Mỗi ma trận bao gồm ba hệ số chỉ hướng và 6 cặp hệ số đối xứng nhau [16]. Khi đó ma trận có thể được viết như sau:

$$k^T = \begin{bmatrix} k_{zz}^T & k_{z\varphi_x}^T & k_{z\varphi_y}^T \\ k_{\varphi_x z}^T & k_{\varphi_x \varphi_x}^T & k_{\varphi_x \varphi_y}^T \\ k_{\varphi_y z}^T & k_{\varphi_y \varphi_x}^T & k_{\varphi_y \varphi_y}^T \end{bmatrix} \quad (2)$$

Trong đó:

$k^T$  là độ cứng phần đệm dưới của ổ khí;

$k_{zz}^T, k_{\varphi_x \varphi_x}^T, k_{\varphi_y \varphi_y}^T$  là các hệ số chỉ hướng;

$k_{z\varphi_x}^T, k_{z\varphi_y}^T, k_{\varphi_x \varphi_y}^T, k_{\varphi_x z}^T, k_{\varphi_y z}^T, k_{\varphi_y \varphi_x}^T$  là các cặp hệ số đối xứng trong ma trận.

Gọi  $z_a$  và  $z_b$  là giá trị tọa độ của tâm trục và khối trọng tâm của trục động cơ. Chuyển vị của tâm trục  $s = [x, y, z]^T$ , góc nghiêng của trục quanh trục  $x, y$  được xác định  $\varphi = [\varphi_x, \varphi_y]$ . Phương trình chuyển động của trục theo các trục:

Chuyển động tịnh tiến trên trục x:

$$m\ddot{x} = f_x - \sum_{\xi} k_{x\xi}^j \cdot \xi \quad (3)$$

Chuyển động tịnh tiến trên trục y:

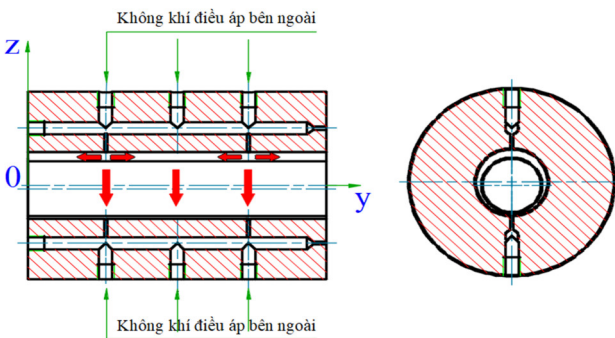
$$m\ddot{y} = f_y - \sum_{\xi} k_{y\xi}^j \cdot \xi \quad (4)$$

Chuyển động tịnh tiến trên trục z:

$$m\ddot{z} = f_z - \sum_{\xi} k_{z\xi}^j \cdot \xi \quad (5)$$

Trong đó:  $[f_x, f_y, f_z, T_x, T_y]$  là ngoại lực tác động lên trục.

Và  $\xi = x, y, \varphi_x, \varphi_y$



Hình 5. Nguyên lý hoạt động áp suất khí trong ổ trục

Để giải các phương trình trên có thể dùng phương pháp số để giải như phương pháp phần tử hữu hạn, sai phân hữu hạn, phần tử thể tích,... Việc giải theo phương pháp này sẽ mất nhiều thời gian và có thể nhầm trong quá trình biến đổi và tính toán. Vì vậy, trong nghiên cứu này sẽ dùng thực nghiệm cho tải trọng lên để kiểm tra độ cứng vững của ổ khí tĩnh đồng thời ứng dụng mô phỏng số để kiểm nghiệm khả năng cân bằng trục quay. Mô phỏng số sẽ giải quyết các khó khăn khi giải các bài toán trên bằng việc thiết lập các mô hình tính toán, đưa điều kiện biên theo các dữ liệu đã được lý thuyết đưa ra, từ đó có thể tính toán được lực tác dụng (độ cứng vững) của ổ và phân bố áp suất trên bề mặt ổ khí và của đệm khí.

### 3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

Mô hình ổ khí tĩnh với các điều kiện biên cơ bản:

- Kích thước khe hở: 12µm.

- Trục quay với tốc độ: 20000rpm.

- Chất liệu trục: thép

\* *Khảo sát khả năng tự cân bằng của trục quay khi bị lệch:*

Bảng 1. Lực tác động các trục khi bị lệch góc

| Góc lệch (°) | X (N)     | Y (N)     | Z (N)     |
|--------------|-----------|-----------|-----------|
| 0,001        | -0,649704 | -0,150026 | -0,268914 |
| 0,002        | -0,493094 | -0,129583 | -0,276975 |
| 0,003        | -0,650923 | -0,150023 | -0,269208 |
| 0,004        | -0,492963 | -0,129583 | -0,277133 |
| 0,005        | -0,66413  | -0,149767 | -0,266109 |

\* *Khảo sát mức độ ảnh hưởng của áp suất đầu vào không cân đối khi lên trục quay:*

Bảng 2. Kết quả trên là của mô hình có 1 đầu vào mất cân bằng

| Áp suất thay đổi (bar) | 2             | 3           | 4             | 5            |
|------------------------|---------------|-------------|---------------|--------------|
| Trục X                 | -2,80134 [N]  | 0,932387[N] | -0,402428 [N] | -1,37301 [N] |
| Trục Y                 | -0,109862 [N] | -0,11277[N] | -0,110626 [N] | -0,11608[N]  |
| Trục Z                 | 0,998008 [N]  | 4,12152[N]  | 0,160101 [N]  | -2,56872[N]  |
| Total                  | 2,97583 [N]   | 4,22717[N]  | 0,447010[N]   | 2,91495[N]   |

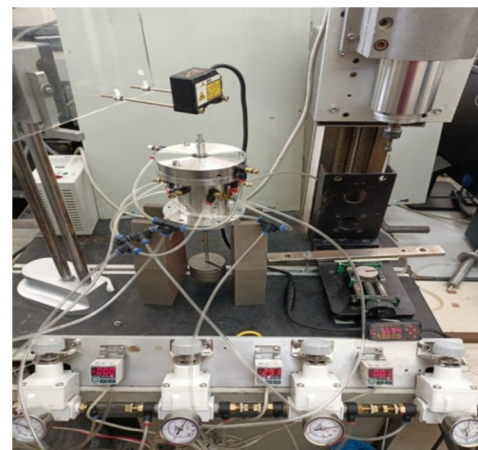
Bảng 3. Kết quả của mô hình có 2 đầu vào mất cân bằng

|       | Trục X[N] | Trục Y[N] | Trục Z[N] | Total[N] |
|-------|-----------|-----------|-----------|----------|
| 2 Bar | 2,16788   | -0,10747  | 8,20321   | 8,48551  |
| 3 Bar | 4,08275   | -0,10718  | 8,4491    | 9,3896   |
| 4 Bar | -0,402428 | -0,11063  | 0,160101  | 0,44701  |
| 5 Bar | -7,15541  | -0,1588   | -11,396   | 13,4571  |

Bảng 4. Kết quả của mô hình có 3 đầu vào mất cân bằng

|       | Trục X[N] | Trục Y[N] | Trục Z[N] | Total[N] |
|-------|-----------|-----------|-----------|----------|
| 2 Bar | 8,57538   | 0,10311   | 5,66154   | 10,2762  |
| 3 Bar | 7,46255   | 0,10346   | 4,02147   | 8,47776  |
| 4 Bar | 0,40243   | 0,11063   | 0,160101  | 0,44701  |
| 5 Bar | 12,5423   | -0,1658   | -5,16116  | 13,5637  |

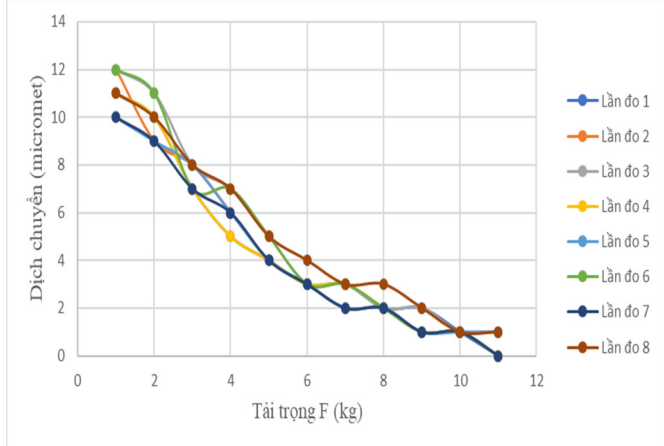
\* Thực nghiệm đo tải dọc trục



Hình 6. Hình ảnh đo tải dọc trục

Bảng 5. Kết đo khe hở khí giữa vai trục với đệm khí dưới khi tải trọng dọc trục thay đổi (µm)

|               | 0  | 0,5kg | 1kg | 1,5kg | 2kg | 2,5kg | 3kg | 3,5kg | 4kg | 4,5kg | 5kg |
|---------------|----|-------|-----|-------|-----|-------|-----|-------|-----|-------|-----|
| Lần đo 1 (µm) | 11 | 10    | 7   | 5     | 4   | 3     | 3   | 2     | 1   | 1     | 0   |
| Lần đo 2 (µm) | 12 | 9     | 8   | 6     | 4   | 3     | 2   | 2     | 1   | 1     | 0   |
| Lần đo 3 (µm) | 12 | 11    | 8   | 7     | 5   | 3     | 3   | 2     | 1   | 1     | 0   |
| Lần đo 4 (µm) | 11 | 10    | 7   | 5     | 4   | 3     | 3   | 2     | 1   | 1     | 0   |
| Lần đo 5 (µm) | 10 | 9     | 8   | 6     | 4   | 3     | 2   | 2     | 1   | 1     | 1   |
| Lần đo 6 (µm) | 12 | 11    | 7   | 7     | 5   | 3     | 3   | 2     | 1   | 1     | 0   |
| Lần đo 7 (µm) | 10 | 9     | 7   | 6     | 4   | 3     | 2   | 2     | 1   | 1     | 0   |
| Lần đo 8 (µm) | 11 | 10    | 8   | 7     | 5   | 4     | 3   | 3     | 2   | 1     | 1   |



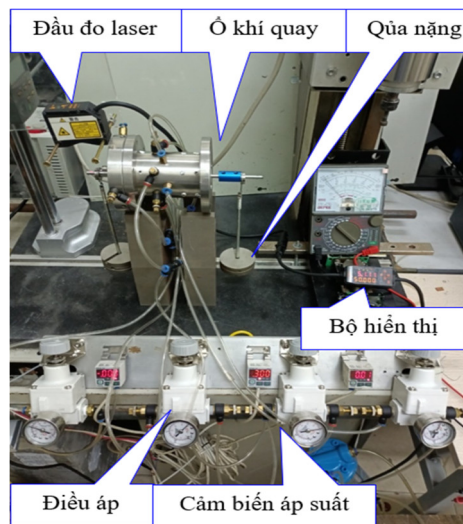
Hình 7. Đồ thị quan hệ tải trọng F và khe hở Z trên mặt đầu

Nhận xét thực nghiệm: Từ đồ thị cho thấy khi tải lớn thì khe hở giữa vai trục phía trên và bạc sẽ lớn và ngược lại khe hở giữa vai dưới và đệm dưới sẽ nhỏ, giá trị độ cứng vững trung bình trong phạm vi khe hở từ (1 ÷ 11)µm được tính như sau:

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta z} = \frac{4}{10} = 0,4 \text{kg} / \mu\text{m} \cong 4 \text{N} / \mu\text{m}$$

Như vậy, thông qua khảo sát này có thể thấy độ cứng dọc trục đã thực nghiệm của ổ khí đạt được là 4N/µm

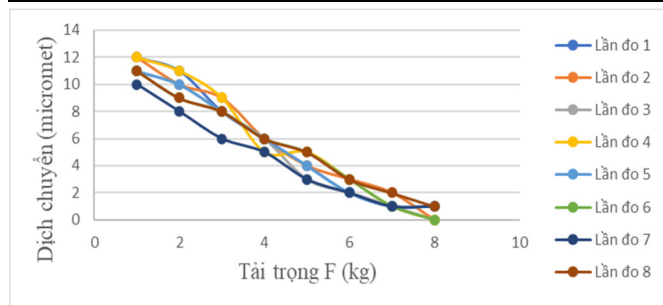
\* Thực nghiệm đo tải theo phương ngang



Hình 8. Hình ảnh kiểm tra tải theo phương ngang

Bảng 6. Kết quả đo khe hở khí giữa trục và bạc đệm khí khi tải trọng hướng kính thay đổi (µm)

|              | 0kg | 1kg | 2kg | 3kg | 4kg | 5kg | 6kg | 7kg |
|--------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Lần đo 1(µm) | 12  | 11  | 8   | 6   | 4   | 2   | 1   | 0   |
| Lần đo 2(µm) | 12  | 10  | 9   | 7   | 4   | 3   | 2   | 0   |
| Lần đo 3(µm) | 11  | 10  | 8   | 6   | 3   | 2   | 1   | 0   |
| Lần đo 4(µm) | 12  | 11  | 9   | 5   | 5   | 3   | 1   | 0   |
| Lần đo 5(µm) | 11  | 10  | 8   | 6   | 4   | 2   | 1   | 1   |
| Lần đo 6(µm) | 11  | 9   | 8   | 6   | 5   | 3   | 1   | 0   |
| Lần đo 7(µm) | 10  | 8   | 6   | 5   | 3   | 2   | 1   | 1   |
| Lần đo 8(µm) | 11  | 9   | 8   | 6   | 5   | 3   | 2   | 1   |



Hình 9. Đồ thị độ dịch chuyển trục theo phương ngang

Khi đặt tải tăng dần từ 1kg đến 7kg thì trục với bạc tiếp xúc.

Từ hình 9 cho thấy khi khe hở giảm tức là tải đặt lên lớn hay lực tác động lên theo phương hướng tâm tăng. Đồ thị có hình dạng gần như tuyến tính ta có thể nhận thấy đặc tính của ổ khí giống như 1 lò xo có độ cứng k.

Độ cứng hướng tâm trung bình của ổ khí là:

$$k' = k = \frac{\Delta F}{\Delta z} = \frac{5 \text{kg}}{10 \mu\text{m}} = 0,5 \text{kg} / \mu\text{m} = 5 \text{N} / \mu\text{m}$$

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo đã đưa ra được phương pháp đánh giá cân bằng trục bằng mô phỏng trên phần mềm ANSYS. Xác định được

khả năng cân bằng của trục khi bị lệch đi một góc  $\Delta\phi$ , ngoài ra trong mô phỏng thay đổi áp suất đầu vào đã xác định được lực tác động lên các phương và lực tác động tổng. Bài toán mô phỏng số đã dự đoán những lỗi trong quá trình ổ khí tĩnh làm việc đồng thời rút ngắn được rất nhiều trong việc thực nghiệm thực tế. Ngoài ra khi thực nghiệm theo tải trọng theo phương ngang và phương dọc trục đã đưa ra được độ cứng dọc trục đã thực nghiệm của ổ khí đạt được là 4N/ $\mu\text{m}$  và độ cứng hướng tâm trung bình của ổ khí là 5N/ $\mu\text{m}$

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Christopher Müller, Sebastian Greco, Benjamin Kirsch, Jan C. Aurich, 2017. *A finite element analysis of air bearings applied in compact air bearing spindles*. 16th CIRP Conference on Modelling of Machining Operation, Procedia CIRP 58, 607 - 612.
- [2]. Jianghai Shi, Hongrui Cao, Xiaoliang Jin, 2022. *Dynamics of 5-DOF aerostatic spindle with time-varying coefficients of air bearing*. Mechanical Systems and Signal Processing 172(7):109005, DOI: 10.1016/j.ymssp.2022.109005.
- [3]. Federico Colombo, Luigi Lentini, Terenziano Raparelli, Andrea Trivella, Vladimir Viktorov, 2022. *Unbalance Response Analysis of a Spindle Supported on Gas Bearings: A Comparison between Different Approaches*. Lubricants, 10, 127. <https://doi.org/10.3390/lubricants10060127>.
- [4]. Hongrui Cao, Timo Dörgelo, Oltmann Riem, Ekkard Brinksmei, 2017. *Adaptive separation of unbalance vibration in air bearing spindles*. 10th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - CIRP ICME '16, Procedia CIRP 62, 357 - 362.
- [5]. Jianghai Shi, Hongrui Cao, Xuefeng Chen, 2019. *Effect of angular misalignment on the dynamic characteristics of externally pressurized air journal bearing*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210) 234(2):135065011985824.
- [6]. Fabian Stoop, Josef Mayr, Konrad Wegener, 2022. *Aerostatic Stiffness and Damping Analysis for High-Speed Air Bearings in Ultra-Precision Machine Tools*. 22nd International Conference & Exhibition of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology (Euspen 2022)At: Geneva, Switzerland.
- [7]. Hui Zhuang, Jianguo Ding, Chen Peng, Xingbao Liu, 2021. *An Improved Dynamic Modeling Approach of Aerostatic Thrust Bearing Considering Frequency-Varying Stiffness and Damping of Air Film*. Journal of Tribology 144(8):1-42, DOI: 10.1115/1.4053260.
- [8]. Yuntang Li, Ruirui Li, Yueliang Ye, Xiaolu Li and Yuan Chen, 2021. *Numerical analysis on the performance characteristics of a new gas journal bearing by using finite difference method*. Advances in Mechanical Engineering 2021, Vol. 13(6) 1-16.
- [9]. Yuntang Li, Yueliang Ye, Ruirui Li, 2022. *Structure design and performance analysis of aerostatic thrust bearing with compound restrictors*. MATEC Web of Conferences 355(12):03070, DOI: 10.1051/mateconf/202235503070.
- [10]. Guoqing Zhang, Jianming Zheng, Hechun Yu, Jin Wang, 2021. *Rotation Accuracy Analysis of Aerostatic Spindle Considering Shaft's Roundness and*

*Cylindricity*. Appl. Sci., 11, 7912. <https://doi.org/10.3390/app11177912>, <https://www.mdpi.com/journal/applsci>.

[11]. Hui Zhuang, Jianguo Ding, Chen Peng, 2021. *Effect of Surface Waviness on the Performances of an Aerostatic Thrust Bearing with Orifice-Type Restrictor*. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing 22(2).

[12]. Cui Hailong, Weiwei Gong, Yueqing Zheng, 2020. *A simplified FEM analysis on the static performance of aerostatic journal bearings with orifice restrictor*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210) 235(7):135065012095713.

[13]. Abdurrahim Dal, Tuncay Karacay, 2021. *Performance characteristics of an aerostatic journal bearing with partially blocked orifices*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210) 235(11):135065012110005.

[14]. Xinkuan Wang, Qiao Xu, Ming Huang, Z.K Peng, 2017. *Effects of journal rotation and surface waviness on the dynamic performance of aerostatic journal bearings*. Tribology International 112:1-9, DOI: 10.1016/j.triboint.2017.03.027.

[15]. Abdurrahim Dal, Tuncay Karacay, 2014. *On dynamics of an externally pressurized air bearing with high values of clearance Effect of mass flow rate*. Conference: The 2014 World Congress on Engineering At: London, UK Volume: 2.

[16]. Chundong Xu, Shuyun Jiang, 2015. *Dynamic Analysis of a Motorized Spindle With Externally Pressurized Air Bearings*. Journal of Vibration and Acoustics Volume 137, Issue 4.

#### AUTHORS INFORMATION

**Truong Minh Duc<sup>1</sup>, Vu Toan Thang<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>University of Economics - Technology for Industries

<sup>2</sup>School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology