

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ VỊ TRÍ CÁC ĐỆM KHÍ CỦA Ổ ĐỆM KHÍ CHỊU LỰC HƯỚNG TÂM SỬ DỤNG TRONG THIẾT BỊ CHUẨN MÔ MEN LỰC

RESEARCH DESIGN OF THE LOCATION OF AIR CUSHION POSITION OF AIR BEARING RADIAL FORCE USED IN TORQUE STANDARDS DEVICE

Vũ Văn Duy, Trần Trọng Thắng
Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Thiết bị chuẩn mô men lực là thiết bị tạo ra mô men chuẩn, thiết bị này có một trục quay gắn với cánh tay đòn và ổ quay. Để tạo ra mô men chuẩn thì yêu cầu quan trọng đó là mô men ma sát của ổ quay phải rất nhỏ. Vì vậy, giải pháp sử dụng ổ đệm khí là một phương án hiệu quả để đáp ứng yêu cầu trên.

Đối với thiết bị chuẩn mô men kiểu trục ngang thì ổ đệm khí được sử dụng là dạng ổ chịu lực hướng tâm, do đó việc nghiên cứu kết cấu của ổ đệm khí chịu lực hướng tâm sẽ đưa ra các phương án đáp ứng các yêu cầu về khả năng chịu tải; khe hở ổ đệm khí đối với yêu cầu cụ thể của thiết bị chuẩn mô men lực.

Từ khóa: Ổ đệm khí chịu lực hướng tâm; Khả năng tải của ổ đệm khí; Khe hở ổ đệm khí; Thiết bị chuẩn mô men.

ABSTRACT

A torque standard device is a device that creates a standard torque, this device has a rotating shaft attached to the lever arm and rotating bearing. To create a standard torque, the important requirement is that the friction moment of the rotating bearing must be very small. Therefore, the solution of using air bearings is an effective solution to meet the above requirements.

For horizontal shaft-type moment reference devices, the air bearing used is a radial force bearing, so studying the structure of the radial force air bearing will provide options to meet the requirements load-bearing capacity requirements; air bearing clearance for the specific requirements of the torque standard device.

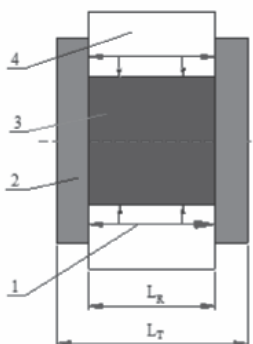
Keywords: Air bearing radial force; Load capacity of air bearing; Air bearing clearance; Torque standard device.

1. Ổ ĐỆM KHÍ CHỊU LỰC HƯỚNG TÂM

Ổ đệm khí là loại ổ quay sử dụng màng mỏng khí nén với một áp suất nhất định để cản trở sự tiếp xúc trực tiếp giữa hai bề mặt. Do không có tiếp xúc cơ khí giữa bề mặt bạc đệm khí và bề mặt trục quay nên các vấn đề về ma sát, sự mài mòn, bôi trơn... sẽ được giải quyết khi ứng dụng ổ đệm khí [3]. Tuy nhiên, do không khí luôn được thoát ra từ các khe hở nên phải duy trì liên tục áp suất để tạo lực nâng thắng được lực tải làm việc của ổ.

Cấu tạo cơ bản của ổ đệm khí gồm hai phần chính: rotor (trục quay) và stator (bạc, lỗ đệm khí). Trong đó, stator được gia công các lỗ dẫn, rãnh thoát không khí. Stator có biên dạng lỗ đồng dạng với biên dạng của rotor và có tác dụng dẫn khí với áp suất cao vào khoảng trống giữa rotor và stato nhằm tạo ra một lớp màng khí nén giữa hai bề mặt. Mô hình ổ đệm khí như hình 1 và hình 2 [2].

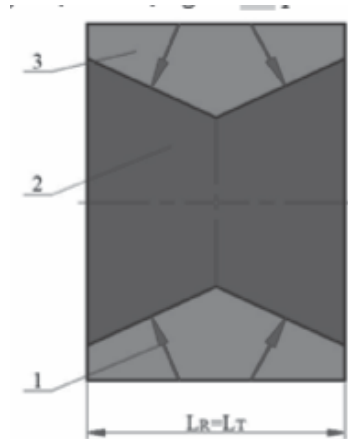
+ Ổ đệm khí dạng chữ H: Khi đó, bề mặt của rotor gồm bề mặt trụ có chiều dài L_R được chặn bởi hai mặt phẳng ở hai đầu (hình 1). Lớp khí nén được cấp vào phần bề mặt trụ và mặt phẳng giữa rotor và stator.



Hình 1. Ổ đệm khí dạng chữ H [2]

*Chú thích hình 1: 1 – Đường dẫn khí; 2 – Đĩa chặn; 3 – Rotor; 4 – Stator; L_R – Độ dài của rotor; L_T – Độ dài của ổ đệm khí.

+ Ổ đệm khí dạng chữ X: Bề mặt nằm giữa trục quay rotor và ổ đỡ stator có dạng chữ X nên không cần mặt chặn ở hai đầu rotor (hình 2). Ngoài ra, để thuận tiện trong quá trình lắp ráp ổ đệm khí thì stator ở đây thường được cấu tạo gồm hai phần lắp ghép với nhau.



Hình 2. Ổ đệm khí dạng chữ X [2]

*Chú thích hình 2: 1 – Đường dẫn khí; 2 – Rotor; 3 – Stator; L_R – Độ dài của rotor; L_T – Độ dài của ổ đệm khí.

Trong quá trình làm việc, loại ổ này chủ yếu chịu tải trọng hướng tâm. Đối với ổ đệm khí tĩnh dùng cho máy chuẩn mô men [4], tải trọng hướng tâm là trọng lượng của một số bộ phận trên máy chuẩn mô men (trọng lượng của trục, cánh tay đòn, quang treo và các quả tải tạo mô men). Vấn đề đặt ra khi sử dụng loại ổ trên là cần nâng cao khả năng tải của ổ.

Theo [5] thì khả năng tải của ổ được xác định dựa trên công thức mang tính nguyên tắc: Khả năng tải = (Diện tích bề mặt) x (áp suất cấp) x (hiệu suất).

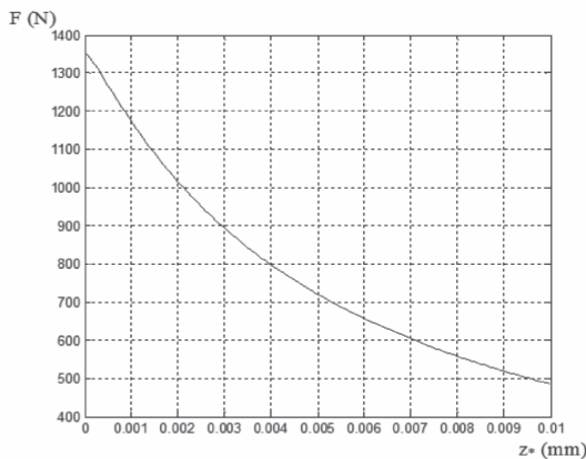
Từ công thức trên, ta nhận thấy để ổ có khả năng tải lớn thì một trong các giải pháp là tăng diện tích bề mặt trụ tiếp xúc với trục quay. Để đạt được mục đích này, có thể áp dụng hai giải pháp sau:

+ Tăng đường kính của trục quay: Phương án này làm tăng mô men ma sát tại ổ quay, nhưng do hệ số ma sát khí rất nhỏ nên lượng tăng này sẽ không đáng kể.

+ Tăng chiều dài của ổ đệm khí, trục quay: Phương án này có khó khăn khi chế tạo đệm khí.

2. CÁC PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ ĐỆM KHÍ CỦA Ổ ĐỆM KHÍ CHỊU LỰC HUỚNG TÂM

Ổ đệm khí được cấu tạo bởi các đệm khí bề mặt trụ. Theo [1], quan hệ giữa giá trị lực nâng (F) và khe hở (z) tại vị trí trung tâm của đệm khí bề mặt trụ như hình 3:



Hình 3. Quan hệ giữa lực nâng F và khe hở z^* ở tâm của đệm khí [1]

Trục được đỡ bởi hai ổ đệm khí ở hai đầu trục. Nội dung bài báo này sẽ khảo sát số lượng và phương án bố trí các đệm khí bề mặt trụ (làm việc với khe hở đệm khí trong khoảng từ 2,1 μm đến 9,5 μm – không có tiếp xúc cơ khí) để cấu thành một ổ đệm khí với các thông số:

+ Trọng lực của trục, cánh tay đòn và quang treo tác dụng lên một ổ là: F_T ;

+ Trọng lực của các quả tải tạo mô men tác dụng lên một ổ: F_T ;

+ F_i : Lực đẩy của đệm khí i (i là vị trí đặt vị trí, ở đây các vị trí là A, B, C...).

2.1. Bố trí 03 đệm khí trên mỗi đầu trục (PA 1)

Phương án đơn giản nhất là mỗi đầu trục bố trí 03 đệm khí. Đồng thời, để tăng khả năng chịu tải là trọng lực, bố trí phía bên dưới hai đệm khí sát vào nhau, phía bên trên bố trí một đệm khí, như hình 4.

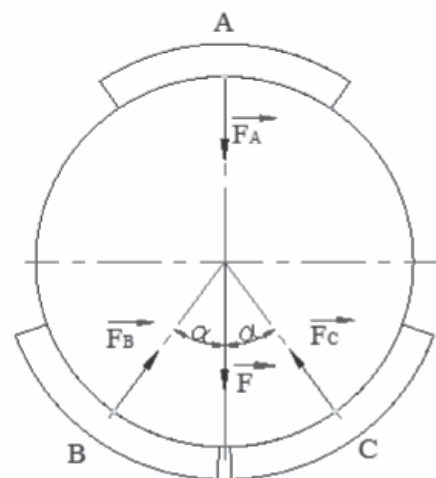
Khi đó, lực tác dụng lên trục quay của ổ đệm khí gồm những lực sau:

$\vec{F}_A, \vec{F}_B, \vec{F}_C$ là lực nâng hoặc đẩy của từng đệm khí tác dụng theo phương hướng tâm.

$\vec{F}_T$ là trọng lực của quả tải.

$\vec{F}_{Tr}$ là trọng lượng của trục, cánh tay đòn và quang treo phân chia trên mỗi đầu trục.

$\vec{F}$ là tải trọng của ổ, ($\vec{F} = \vec{F}_T + \vec{F}_{Tr}$).



Hình 4. Sơ đồ bố trí 03 đệm khí trên một đầu trục.

Từ sơ đồ lực tác dụng lên trục quay (hình 4), ta có quan hệ về trị số: $F_B = F_C$ (do tính đối xứng, trị số lực tại hai đệm khí B, C bằng nhau).

Cũng do tính đối xứng về tải trọng và kết cấu, nên áp dụng phương trình cân bằng lực theo phương y trong mặt cắt ngang của một đầu trục, ta có:

$$\begin{aligned} F_A + F_T + F_{Tr} &= 2.F_B \cdot \cos\alpha \\ F_T &= 2.F_B \cdot \cos\alpha - F_A - F_{Tr} \end{aligned} \quad (1)$$

Tổng trọng lượng của trục, cánh tay đòn và quang treo của thiết bị thử nghiệm được xác định là 550 N. Mặt khác, do trục được đỡ bởi hai ổ đệm khí như nhau tại hai đầu trục, nên tại mỗi đầu trục, ta có: $F_{Tr} = 550/2 = 275$ N.

Xét trường hợp chịu tải lớn nhất ($F = F_{Max}$) thì khe hở nhỏ nhất ở B và C vẫn phải đảm bảo để đệm khí làm việc. Lựa chọn $z_B = z_C = 2,1 \mu\text{m}$. Khi đó, ta có:

$F_B = F_C = F_1 = 1000$ N, thay vào (1), ta có:

$$F_{Max} = F_T = 2.1000 \cdot \cos\alpha - F_A - 275. \quad (2)$$

Từ phương trình (2) ở trên, ta nhận thấy lúc này phải chọn F_A sao cho z_A còn nằm trong vùng khảo sát của đệm khí, xác định được giá trị lớn nhất của lực F_T là F_{Max} . Chọn $z_A = 9,5 \mu\text{m}$, khi đó căn cứ vào đường đặc tính chịu tải của đệm khí [1], ta tìm được $F_A = 500$ N. Mặt khác, do tất cả các đệm khí được thiết kế ở đây có góc chấn cung là $\varphi = 60^\circ$ nên suy ra $\alpha = 30^\circ$.

Thay số vào (2), ta có:

$$F_{Max} = 2.1000 \cdot \cos 30^\circ - 500 - 275 = 957 \text{ N}$$

Suy ra, tải trọng lớn nhất của cả hai ổ đệm khí ở hai đầu trục là: 1914 N.

Với cánh tay đòn là $L = 500$ mm nên mô men lớn nhất trong trường hợp này là:

$$T_{Max} = 1914.0,5 = 957 \text{ N.m}$$

Nhận thấy giá trị mô men lớn nhất này lớn hơn giá trị mô men chuẩn cần tạo ra theo yêu cầu ($T_{yêu cầu} = 500$ N.m), do đó khi đạt giá trị mô men chuẩn là 500 N.m thì khe hở tại B và C sẽ lớn hơn $2,1 \mu\text{m}$. Điều này chứng tỏ sẽ không có tiếp xúc cơ khí trong trường hợp có tải trọng tạo mô men chuẩn.

Tuy nhiên, cần xét thêm trường hợp khi không có tải trọng tạo mô men chuẩn mà chỉ có tải trọng của trục và cánh tay đòn thì trục sẽ được nâng lên một khoảng δ (theo phương thẳng đứng). Theo phương trình (1), ta có:

$$F_T = 2.F_B \cdot \cos\alpha - F_A - 275 \quad (3)$$

Khi không có tải trọng tạo mô men thì $F_T = 0$, khe hở tại điểm A sẽ giảm đi một khoảng bằng δ , theo sơ đồ bố trí ổ như hình 4, khe hở tại B và C sẽ tăng lên một khoảng là $\delta \cdot \cos\alpha$. Các giá trị lực tải của các đệm khí tại A; B; C tương ứng với khe hở của từng đệm khí phải thỏa mãn điều kiện đó là thay vào phương trình (3) sẽ cho kết quả $F_T = 0$.

Phương pháp xác định gần đúng giá trị δ , được trình bày như sau:

Chọn bước tính $\delta = n \cdot x$, trong đó x là bước tính ($x = 0,1 \mu\text{m}$), n là hệ số ($n = 1, 2, 3, \dots$).

Lần lượt lấy các giá trị $n = 1, 2, 3, \dots$ để tính các khe hở của đệm khí tại các vị trí A, B, C theo sơ đồ bố trí của ổ đệm khí.

Xác định lực tải của các đệm khí tương ứng theo khe hở dựa trên đường đặc tính hình 3. 

Thay các giá trị lực tải của đệm khí tại các vị trí tương ứng vào phương trình (3), ta thu được giá trị F_T , độ dịch chuyển của trục khi không tải được xác định gần đúng là giá trị δ tại bước tính có kết quả theo phương trình (3) cho giá trị F_T gần bằng không.

Cụ thể, với $n = 1$, ta có $\delta = 0,1 \mu\text{m}$, khi đó khe hở tại A giảm đi và có giá trị là: $\delta_A = 9,5 - 0,1 = 9,4 \mu\text{m}$.

Theo sơ đồ bố trí ổ đệm khí hình 4, khe hở tại B và C (được coi là bằng nhau do tính chất đối xứng) tăng lên và có giá trị là: $\delta_B = \delta_C$

$$= 2,1 + \delta \cdot \cos 30^\circ = 2,1 + 0,1 \cdot \cos 30^\circ = 2,2 \mu\text{m}.$$

Theo đồ thị quan hệ giữa lực nâng và khe hở của đệm khí (hình 3), với khe hở là $9,4 \mu\text{m}$, ta có lực tải là 550 N , với khe hở là $2,2 \mu\text{m}$ cho ta lực tải của đệm khí 990 N , do đó ta có: $F_A = 550 \text{ N}$, $F_B = F_C = 990 \text{ N}$.

Thay vào phương trình (3), ta có:

$$F_T = 2 \cdot 990 \cdot \cos 30^\circ - 550 - 275 = 890 \text{ N}$$

Lặp lại, lần lượt cho n bằng các giá trị 2, 3,... ta có giá trị tương ứng như bảng 1, như sau:

Bảng 1. Các giá trị tương ứng với khe hở của ổ đệm khí (PA 1)

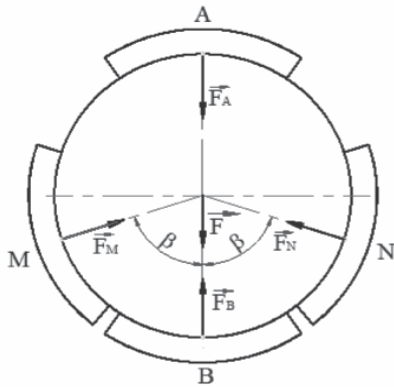
TT (n)	$\delta (\mu\text{m})$	$z_A (\mu\text{m})$	$z_B, z_C (\mu\text{m})$	$F_A (\text{N})$	$F_B, F_C (\text{N})$	$F_T (\text{N})$
0	0	9,5	2,1	500	1000	957
1	0,1	9,4	2,2	550	990	890
...	...	...	...	...	...	...
52	5,2	4,3	6,6	775	630	41
53	5,3	4,2	6,7	780	625	27
54	5,4	4,1	6,8	790	620	9
55	5,5	4,0	6,9	800	610	19
56	5,6	3,9	6,9	805	610	24

F_T có giá trị âm, khi đó lực F_T có chiều từ dưới lên trên theo phương thẳng đứng, nhìn vào bảng giá trị trên có thể lấy giá trị $\delta = 5,4 \mu\text{m}$, khi đó lực F_T có giá trị gần bằng không.

Như vậy, khi trọng lực tạo mô men chuẩn thay đổi từ 957 N đến 0 N (trường hợp không có tải trọng tạo mô men chuẩn) thì khe hở của đệm khí tại A giảm từ $9,5 \mu\text{m}$ xuống $4,1 \mu\text{m}$; khe hở tại các vị trí B và C tăng từ $2,1 \mu\text{m}$ đến $6,8 \mu\text{m}$, tâm trục dịch chuyển theo phương thẳng đứng một khoảng là $\delta = 5,4 \mu\text{m}$.

2.2. Bố trí 04 đệm khí trên mỗi đầu trục (PA 2)

Với mục đích tăng khả năng chịu tải của ổ đệm khí, PA2 thiết kế mỗi đầu trục sẽ được bố trí 4 đệm khí. Trong đó, một đệm ở phía trên để tăng độ cứng vững, ba đệm được bố trí liên nhau (góc $\beta = 60^\circ$), sơ đồ bố trí đệm khí được thể hiện trên mặt cắt ngang đi qua tâm các đệm khí, hình 5.



Hình 5. Sơ đồ bố trí 04 đệm khí trên một đầu trục.

Các đệm khí tại A, B, M, N có lực nâng tổng hợp của mỗi đệm là: $\vec{F}_A, \vec{F}_B, \vec{F}_M, \vec{F}_N$. Từ sơ đồ phân tích các lực tác dụng lên trục quay trên hình 5, ta nhận thấy: $F_M = F_N$.

Áp dụng phương trình cân bằng lực theo phương y trong mặt cắt ngang của một đầu trục, ta có:

$$F_A + F_T + F_{Tr} = F_B + 2.F_M \cdot \cos\beta$$

$$\text{Suy ra: } F_T = F_B + 2.F_M \cdot \cos\beta - F_A - F_{Tr} \quad (4)$$

Khi F đạt giá trị lớn nhất, giả thiết $F_B = F_M = F_N = F_1 = 1000$ N, tương ứng khe hở bằng 2,1 μm ; $F_A = F_2 = 500$ N, tương ứng khe hở

bằng 9,5 μm .

Thay số vào phương trình (4), ta có:

$$F_{\text{Max}} = F_T = 1000 + 2.1000 \cdot \cos 60^\circ - 500 - 275 = 1225 \text{ N}$$

Suy ra, tải trọng lớn nhất của hai ổ đệm khí ở hai đầu trục là: $2.1225 = 2450$ N

Mô men lớn nhất là: $T_{\text{Max}} = 2450.0,5 = 1225 \text{ N.m}$

Khi không có tải trọng tạo mô men chuẩn thì trục được nâng lên một khoảng δ , theo sơ đồ hình 5 thì khe hở đệm khí tại A giảm đi một khoảng bằng với khoảng của khe hở đệm khí tại B tăng lên một khoảng là δ , theo tính chất đối xứng khe hở tại M và N tăng lên một lượng như nhau là $\delta/\cos\beta$ ($\beta = 60^\circ$).

Áp dụng phương pháp xác định δ tương tự như trường hợp ổ đối với phương án 1, để xác định khe hở tại các đệm khí tại các vị trí thuộc ổ đệm khí, dựa vào đồ thị quan hệ giữa lực nâng và khe hở của đệm khí (hình 3) để xác định được lực tải của các đệm khí tương ứng với khe hở. Sau đó, ta thay các giá trị lực tải vào phương trình (4) để xác định gần đúng δ , cho kết quả như bảng 2.

Bảng 2. Các giá trị tương ứng với khe hở của ổ đệm khí (PA 2)

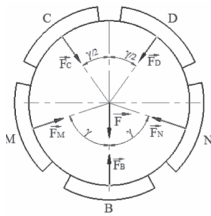
TT(n)	$\delta(\mu\text{m})$	$z_A(\mu\text{m})$	$z_B(\mu\text{m})$	$z_M, z_N(\mu\text{m})$	$F_A(\text{N})$	$F_B(\text{N})$	$F_M, F_N(\text{N})$	$F_T(\text{N})$
0	0,0	9,5	2,1	2,1	500	1000	1000	1225
1	0,1	9,4	2,2	2,2	505	990	990	1200
...	...	...	...	...	...	...	...	...
66	6,6	2,9	8,7	5,4	905	530	690	40
67	6,7	2,8	8,8	5,5	920	530	685	20
68	6,8	2,7	8,9	5,5	930	525	685	5
69	6,9	2,6	9,0	5,6	940	520	680	-15
70	7,0	2,5	9,1	5,6	950	515	680	-30



Như vậy, khi trọng lực tạo mô men chuẩn thay đổi từ 1225 N đến 0 N (trường hợp không có tải trọng tạo mô men chuẩn) thì khe hở của đệm khí tại A giảm từ 9,5 μm xuống 2,7 μm ; khe hở tại các vị trí B tăng từ 2,1 μm đến 8,9 μm , tâm trục dịch chuyển theo phương thẳng đứng một khoảng là $\delta = 6,8 \mu\text{m}$.

2.3. Bố trí 05 đệm khí trên mỗi đầu trục (PA 3)

Trong phương án này, với mục đích tăng độ ổn định của ổ đệm khí, mỗi đầu của trục được bố trí 05 đệm khí cách đều nhau, như hình 6.



Hình 6. Sơ đồ bố trí 05 đệm khí trên một đầu trục

Các đệm khí B; M; N; C; D có lực nâng của mỗi đệm lần lượt là $\vec{F}_B, \vec{F}_M, \vec{F}_N, \vec{F}_C, \vec{F}_D$. Từ sơ đồ đặt lực ở hình 6 nhận thấy: $F_M = F_N$; $F_C = F_D$ (do tính chất đối xứng).

Áp dụng phương trình cân bằng lực theo phương y trong mặt cắt ngang của một đầu trục, ta có:

$$\begin{aligned} F_T + F_{Tr} + 2.F_C \cdot \cos(\gamma/2) &= F_B + 2.F_M \cdot \cos(\gamma) \\ F_T = F_B + 2.F_M \cdot \cos(\gamma) - F_{Tr} - 2.F_C \cdot \cos(\gamma/2) \end{aligned} \quad (5)$$

Trong trường hợp này, do 5 đệm bố trí cách đều nhau trên chu vi của trục nên ta có:

$$\gamma = \frac{360^\circ}{5} = 72^\circ$$

Tương tự như các trường hợp 1 và trường hợp 2, chọn $F_A = F_M = F_N = F_1 = 1000$ N, tương ứng với khe hở 2,1 μm ; $F_C = F_D = 500$ N tương ứng với khe hở 9,5 μm . Khi đó, ổ chịu tải trọng lớn nhất. Thay các giá trị tính toán vào phương trình cân bằng (5) ở trên, ta có:

$$F_{\text{Max}} = F_T = 1000 + 2.1000 \cdot \cos 72^\circ - 275 - 2.500 \cdot \cos 36^\circ = 534 \text{ N}$$

Tổng tải trọng lớn nhất của hai ổ đệm khí ở hai đầu trục là: $2.F_T = 2.534 = 1068 \text{ N}$

Để xác định các thông số khi không có khối lượng quả tải, khảo sát các vị trí của khe hở đệm khí, dựa vào đồ thị quan hệ giữa lực nâng và khe hở của đệm khí (hình 3) để xác định được lực tải của các đệm khí tương ứng với khe hở. Thay các giá trị lực tải vào phương trình (5) để được xác định khi giá trị F_T gần bằng không, ta có kết quả các giá trị như bảng 3.

Bảng 3. Các giá trị tương ứng với khe hở của ổ đệm khí (PA 3)

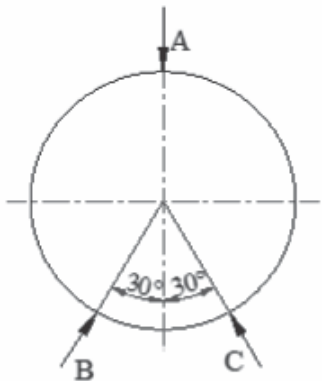
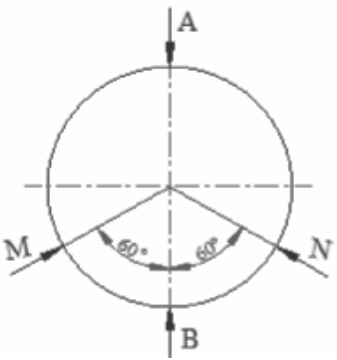
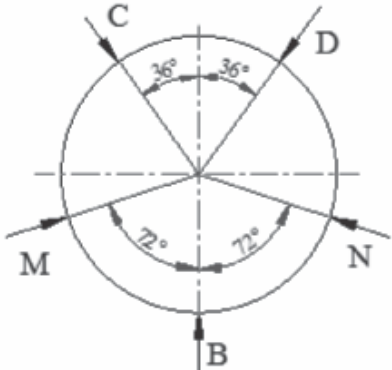
TT(n)	$\delta(\mu\text{m})$	$z_B(\mu\text{m})$	$z_N, z_M(\mu\text{m})$	$z_C, z_D(\mu\text{m})$	$F_B(\text{N})$	$F_M, F_N(\text{N})$	$F_C, F_D(\text{N})$	$F_T(\text{N})$
0	0,0	2,1	2,1	9,5	1000	1000	500	534
1	0,1	2,2	2,2	9,4	990	990	505	516
...	...	...	...	...	...	...	...	...
29	2,9	5,0	3,0	7,2	730	890	590	50,4
30	3,0	5,1	3,0	7,1	720	890	595	32,3
31	3,1	5,2	3,1	7,0	710	885	600	11,1
32	3,2	5,3	3,1	6,9	700	885	610	-15,0
33	3,3	5,4	3,1	6,8	690	885	620	-41,2

3. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ THIẾT KẾ Ổ ĐỆM KHÍ CỦA MÁY CHUẨN MÔ MEN

3.1. Một số thông số cơ bản của các phương án thiết kế ổ đệm khí

Trên cơ sở tính toán cho các phương án ở trên, ta có bảng tổng hợp kết quả thông số cơ bản của các dạng ổ đệm khí, theo bảng 4.

Bảng 4. Những thông số cơ bản của các dạng ổ khí

TT	Sơ đồ bố trí đệm khí	$2.F_{Tmax}$ (N)	δ (μ m)
1		1914	5,4
2		2450	6,8
3		1068	3,1

3.2. Lựa chọn phương án bố trí bạc đệm khí trên trục dùng trong chuẩn mô men lực

Trên cơ sở bảng các thông số cơ bản của ba dạng ổ đệm khí (bảng 4), ta nhận thấy:

- Trường hợp bố trí các đệm khí theo phương án 2, ổ đệm khí có khả năng tải lớn nhất, khoảng cách dịch chuyển của tâm trục quay giữa trường hợp có tải và không tải lại có giá trị lớn nhất.

- Trường hợp bố trí các đệm khí theo phương án 3, ổ đệm khí có khả năng tải nhỏ đủ để tạo ra mô men chuẩn đến 500 N.m, nhưng khoảng nâng hạ của trục khi có tải và không có tải lại nhỏ nhất. Nguyên nhân do lực nâng của đệm khí tại B; M; N đóng góp vào lực nâng với hệ số $(1 + 2.\cos 72^\circ) = 1,618$ nhưng lực nâng của đệm khí tại C và D lại có tác dụng đẩy trục xuống với hệ số là $2.\cos 36^\circ = 1,618$.

4. KẾT LUẬN

Với thiết kế đệm khí theo phương án 3, trong mỗi ổ đệm khí có 03 đệm khí ở phía dưới có tác dụng tạo lực nâng, 02 đệm khí ở phía trên tạo lực ngược chiều với lực nâng có tác dụng tăng độ cứng vững của hệ thống. Hai cặp đệm khí ở hai đầu trục được bố trí đối xứng nhau qua đường thẳng theo phương thẳng đứng đi qua tâm trục. Ngoài ra, ở mỗi mặt đáy của trục bố trí một đệm khí để hạn chế bậc tự do tịnh tiến theo phương thẳng đứng. Khi đó, nhận thấy các lực tác dụng của 05 đệm khí bố trí trên mặt trụ ở hai đầu trục quay sẽ hướng vào tâm trục quay. ❖

Ngày nhận bài: 19/6/2024

Ngày phản biện: 01/7/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Vũ Văn Duy, Vũ Toàn Thắng, Vũ Văn Quang; “Xác định lực nâng của đệm khí mặt trụ chịu lực hướng tâm theo phương pháp điện khí tương đương”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 4, năm 2017.
- [2]. Calibration Engineering Hohmann Company (2013); “New X type air bearing for torque calibration machines up to 20 kN.m with higher load capacity”. Datasheet catalog.
- [3]. Diedert Peschel, Dietmar Mauersberger, Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Braunschweig, Germany (1994). “Determination of the friction of aerostatic radial bearings for the lever-mass system of torque standard machines”. XIII IMEKO WORLD CONGRESS, Torino, Italy, September 5 – 9, 1994.
- [4]. H. Gassmann, T. Allgeier and U. Kolwinski. “A new design of primary torque standard machines”. GTM Gassmann Thesis Messtechnik, GmbH 64404 Bickenbach, Germany.
- [5]. H.L.WUNSCH (1961). “The design of air bearing and their application to measuring instruments and machine tools”. Int. J. Math. Tool Des. Res. Vol. 1, 10p. 198-212. Printed in Great Britain.