

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ Ổ TRƯỢT THỦY ĐỘNG ỨNG DỤNG TRONG BƠM NƯỚC CẤP

DESIGN FOR HYDRODYNAMIC LUBRICATION BEARINGS OF BOILER FEED PUMP

Nguyễn Anh Tuấn, Phan Trọng Đức

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Đến Tòa soạn ngày 01/03/2022, chấp nhận đăng ngày 25/03/2021

Tóm tắt: Ổ trượt thủy động làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát ướt. Đặc điểm của ổ trượt thủy động là trong quá trình làm việc ngổn trực luôn được đặt trên một nêm dầu có áp lực cao. Chính đặc điểm trên đã giúp nâng cao tuổi thọ và độ tin cậy của thiết bị sử dụng ổ trượt thủy động. Bài báo này sẽ xây dựng một phương pháp tính toán thiết kế ổ trượt thủy động ứng dụng trong bơm nước cấp, hướng đến làm chủ quy trình thiết kế chế tạo phục hồi ổ trượt của bơm nước cấp.

Từ khóa: Ổ trượt thủy động, bơm nước cấp, màng dầu bôi trơn.

Abstract: Hydrodynamic journal bearings work in wet friction lubrication mode. The shaft of these bearings is always placed on a high pressure oil wedge during its working process. Thus, this is an important factor that is useful for improving the durability and reliability of the equipment using hydrodynamic bearings. This paper presents a design method for hydrodynamic bearings used in boiler feed pump. It aims to master the design and manufacture process for hydrodynamic bearings of boiler feed pump.

Keywords: Hydrodynamic journal bearings, boiler feed pump, lubricating oil film.

1. GIỚI THIỆU

Bơm nước cấp được lắp trong hệ thống cung cấp nước cho lò hơi của các nhà máy nhiệt điện. Đây là một hệ thống phụ trợ của lò hơi, được sử dụng cho mục đích nhằm đảm bảo duy trì cấp nước liên tục cho lò hơi. Do đặc điểm bơm nước cấp phải tạo được áp suất lớn, ổn định và tuổi thọ cao nên yêu cầu độ chính xác chế tạo các chi tiết rất cao [1, 2]. Vì vậy, để đỡ chi tiết trục chính của bơm nước cấp, ổ trượt sẽ thường được sử dụng để thay thế ổ lăn vì những lý do như sau:

- Tốc độ trục chính của bơm nước cấp khi làm việc là tương đối cao, nếu dùng ổ lăn thì tuổi thọ sẽ thấp hơn. Tuổi thọ của ổ trượt có kết cấu và bôi trơn đúng quy cách sẽ không bị hạn chế.

- Kết cấu ổ trục khi sử dụng ổ trượt sẽ đơn giản, dễ chế tạo và kích thước nhỏ gọn.

- Trục bơm nước cấp có đường kính khá lớn và làm việc trong môi trường ăn mòn chứa nước, do đó nếu dùng ổ lăn phải tự chế tạo sẽ khó khăn.

- Ổ trượt làm việc êm và có khả năng chịu được tải trọng va đập tốt hơn so với ổ lăn. Ưu điểm của ổ trượt là làm việc không có tiếng động và có khả năng kìm hãm dao động của trục trên lớp dầu mỏng. Do đó, những bơm lớn quan trọng và quay nhanh thường dùng ổ trượt có tráng một lớp hợp kim babbitt.

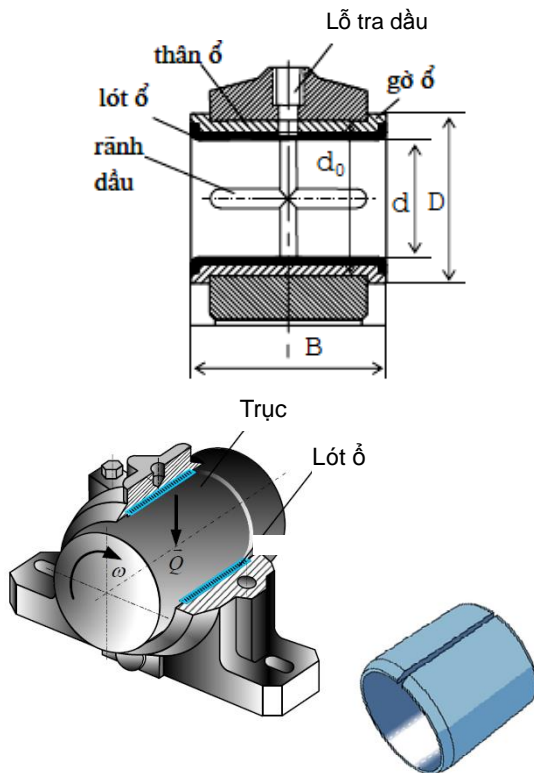
Hiện tại ổ trượt ứng dụng trong bơm nước cấp vẫn phải nhập ngoại, chủ yếu nhập khẩu từ Mỹ và một số nước tư bản với chi phí cao. Do đó, việc tính toán thiết kế ổ trượt ứng dụng trong

bơm nước cấp là rất cần thiết hiện nay trong thực tế sản xuất điện năng ở Việt Nam.

2. NỘI DUNG

2.1. Đặc điểm cấu tạo của ổ trượt trong bơm nước cấp

Về kết cấu, ổ trượt có cấu tạo bao gồm thân ổ, lót ổ, lỗ tra dầu và bộ phận bảo vệ như chỉ ra trên hình 1. Trong đó, thân ổ được lắp trên giá đỡ, lót ổ được lắp với ngông trục. Thông thường thân ổ trượt được lắp chặt với giá đỡ. Ngông trục thì lắp lỏng với lót ổ. Do đó, ổ trượt thường được lắp trên trục theo kiểu lắp lỏng, ví dụ H7/f7, H9/e8, H9/d9,... Dầu bôi trơn được đưa vào ổ qua lỗ tra dầu, vào các rãnh dầu, đến bôi trơn bề mặt tiếp xúc giữa ngông trục và lót ổ.



Hình 1.1 Kết cấu của ổ trượt [3]

Ngoài ra, theo kết cấu của ổ thì ổ trượt được phân ra thành 02 loại là ổ nguyên và ổ ghép. Đối với ổ trượt ứng dụng trong bơm nước cấp, kết cấu loại ổ ghép 2 nửa sẽ được lựa chọn vì loại này giúp có thể điều chỉnh được khe hở ngông trục và ổ cũng như lắp trục dễ dàng.

Một số kích thước chính liên quan đến lắp ghép và tính toán sức bền của ổ trượt bao gồm:

- Đường kính của lỗ lắp trên ngông trục d (mm). Đối với ổ côn thường ghi d_{tb} và độ côn. Kích thước d nên lấy theo dãy số tiêu chuẩn.
- Đường kính ngoài của ổ d_0 (mm);
- Chiều dày của ổ δ (mm), ta có:
$$\delta = (d_0 - d)/2$$
- Chiều dày của lớp lót ổ δ_1 (mm);
- Chiều dày của thân ổ δ_2 (mm);
- Chiều dày thành gờ ổ δ_3 (mm);
- Chiều rộng của ổ, ký hiệu là B (mm), cũng có thể gọi là chiều dài của ổ l . Chiều rộng hay chiều dài của ổ được lấy theo đường kính d ;
- Đường kính vành ngoài gờ của ổ D (mm);
- Kích thước của lỗ dầu, kích thước của rãnh dẫn dầu được xác định theo đường kính d ;
- Độ nhám bề mặt của lót ổ Rz_2 , độ nhám bề mặt của ngông trục Rz_1 ;
- Khe hở trong mối ghép giữa ngông trục và lót ổ S , ta có:
$$S = d_{\delta} - d_{tr}$$

2.2. Các dạng hư hỏng của ổ trượt và chỉ tiêu tính toán

- Mòn ổ: Trong ổ có áp suất lớn, vận tốc trượt lớn, nên tốc độ mòn cao. Mòn làm tăng khe hở của ổ, giảm khả năng bôi trơn ma sát ướt; tăng độ lệch tâm, làm giảm độ chính xác của máy. Khi lượng mòn chưa lớn, có thể điều chỉnh khe hở của ổ để khôi phục lại độ chính xác lệch tâm. Nếu mòn quá giới hạn cho phép thì phải thay ổ (hình 2).
- Dính xước: Khi đó, trên ngông trục sẽ có các mẫu kim loại, trên bề mặt lót ổ có nhiều vết xước. Nguyên nhân của hiện tượng này là do áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc trượt cao, làm nhiệt độ tại chỗ tiếp xúc tăng cao, vật liệu đạt đến trạng thái chảy dẻo. Do cơ tính của vật liệu lót ổ thấp hơn ngông trục, nên

kim loại từ lót ổ dính lên ngỗng trục, tạo thành các vấu. Các vấu này cào xước bề mặt lót ổ. Hiện tượng dính và xước này sẽ làm hỏng bề mặt và làm giảm khả năng làm việc của ổ (hình 2).



Hình 2. Hư hỏng bề mặt bạc trượt tại gối đỡ trục chính của bơm nước cấp

- Biến dạng bề mặt lót ổ: Ổ các ổ làm việc với áp suất cao, vận tốc làm việc thấp, trên bề mặt lót ổ có những chỗ lồi lõm, ổ làm việc không tốt nữa. Nguyên nhân là do áp suất trên bề mặt tiếp xúc cao, lưu lại một thời gian dài, làm lớp bề mặt bị mềm ra, vật liệu bị xô đẩy từ chỗ này sang chỗ khác. Những chỗ vật liệu đọng lại thì lồi lên, những chỗ vật liệu mất đi thì lõm xuống.
- Nhiệt độ làm việc quá cao, làm giảm chất lượng dầu bôi trơn, làm biến dạng nhiệt có thể dẫn đến kẹt ổ, hoặc tăng tải trọng phụ. Trong ổ trượt khi không có bôi trơn ma sát ướt, hệ số ma sát tương đối cao, mất mát công suất nhiều, sinh nhiệt làm nóng ổ.
- Kẹt ổ, ổ không quay được, hoặc quay rất nặng, có thể do trục biến dạng quá lớn, hoặc do giãn nở nhiệt, hoặc do lắp ghép không có khe hở giữa trục và lót ổ.

Để hạn chế các dạng hỏng trên, ổ trượt thường được tính toán thiết kế và kiểm tra theo các chỉ tiêu sau [4]:

$$p \leq [p] \quad (1)$$

Hoặc:

$$pv \leq [pv] \quad (2)$$

$$h > Rz_1 + Rz_2 \quad (3)$$

$$\theta_{lv} \leq [\theta] \quad (4)$$

Trong đó:

p là áp suất trên bề mặt tiếp xúc (MPa);

$[p]$ là áp suất cho phép (Mpa);

v là vận tốc vòng của ngỗng trục (m/s);

$[p.v]$ là tích số vận tốc và áp suất cho phép;

h là chiều cao của lớp dầu bôi trơn (μm);

Rz_1, Rz_2 là chiều cao nhấp nhô trung bình của bề mặt ngỗng trục và lót ổ (μm);

θ_{lv} là nhiệt độ làm việc của ổ trượt;

$[\theta]$ là nhiệt độ cho phép, $^{\circ}\text{C}$.

Khi sử dụng chỉ tiêu (1) hoặc (2) để tính ổ trượt, được gọi là tính ổ trượt theo áp suất, hoặc áp suất và vận tốc cho phép.

Khi sử dụng chỉ tiêu (3) để tính ổ trượt, được gọi là tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt.

Khi sử dụng chỉ tiêu (4) để tính ổ trượt, được gọi là tính ổ trượt theo nhiệt độ.

Khi thiết kế ổ trượt, thường biết trước tải trọng, đường kính ngỗng trục và số vòng quay của trục. Do đó, việc thiết kế ổ trượt trong bơm nước cấp được tiến hành theo các bước như sau:

- Chọn vật liệu lót ổ.
- Chọn các thông số kết cấu của ổ như tỉ số chiều dài lót ổ trên đường kính ngỗng trục l/d , độ hở tương đối ψ , chọn kiểu lắp, chọn loại dầu bôi trơn và độ nhớt của dầu.
- Tính kiểm nghiệm ổ về độ bền mòn và khả năng chống dính, về hệ số an toàn theo độ tin cậy của chiều dày màng dầu bôi trơn và tính kiểm nghiệm về nhiệt.

2.3. Tính toán thiết kế ổ trượt của bơm nước cấp

2.3.1. Chọn vật liệu lót ổ

Vì lót ổ trực tiếp làm việc với ngõng trục, cho nên vật liệu lót ổ có tác dụng quan trọng đối với khả năng làm việc của ổ trượt. Vật liệu lót ổ được chọn sao cho có thể giảm được mất mát công suất do ma sát giữa bề mặt làm việc của ngõng trục với lót ổ và giảm được chi phí về sửa chữa, thay thế do mòn. Thông thường, trục đắt hơn lót ổ rất nhiều. Vì vậy, một mặt cần tối thiểu bề mặt ngõng trục để có độ rắn cao, ít bị mòn, mặt khác phải chọn vật liệu lót ổ thỏa mãn các yêu cầu chủ yếu sau đây:

- Hệ số ma sát giữa lót ổ và ngõng trục thấp;
- Đủ độ bền;
- Có khả năng chống mòn và chống dính;
- Dẫn nhiệt tốt và hệ số nở dài thấp;
- Dễ tạo thành màng dầu bôi trơn.

Với ổ trượt dùng để đỡ chi tiết trục chính của bơm nước cấp, do trục quay với vận tốc lớn (3000 vòng/phút) nên ổ trượt ở đây sẽ được chế tạo với vật liệu lót ổ và vật liệu thân ổ là khác nhau. Trong nghiên cứu này lựa chọn vật liệu chế tạo lót ổ là đồng thanh vì đồng thanh là loại vật liệu giảm ma sát, giảm mòn và chống dính rất tốt.

2.3.2. Chọn các thông số của ổ trượt

a. Tỷ số l/d

Tỷ số giữa chiều dài lót ổ và đường kính ngõng trục nên chọn trong khoảng $l/d = 0,5:1$. Các ổ ngắn ($l/d < 0,4$) có khả năng tải thấp, còn các ổ dài ($l/d > 1$) lại đòi hỏi nâng cao độ chính xác chế tạo và độ cứng của trục, nếu không thì các ảnh hưởng có hại của độ nghiêng lắp ghép và biến dạng sẽ không đủ bù được việc giảm áp suất quy ước trong ổ. Ngoài ra, khi chọn l/d cũng cần quan tâm đến các đặc điểm kết cấu như khuôn khổ kích thước, khối lượng,... Vì vậy, với ổ trượt dùng để đỡ trục

chính của bơm nước cấp sẽ lựa chọn tỷ số $l/d = 0,95$. Khi đó ta có:

$$l = 0,95.d = 0,95.100 = 95 \text{ mm}$$

b. Chọn độ hở tương đối

Độ hở tương đối được xác định theo công thức thực nghiệm sau [5]:

$$\psi \approx 0,8.10^{-3} v^{0,25}$$

Trong đó:

v : Vận tốc vòng của ngõng trục (m/s).

Ta có:

$$v = \frac{\pi d n}{60000} = \frac{\pi.100.3000}{60000} = 15,71 (\text{m/s})$$

Thay số vào ta có:

$$\psi \approx 0,8.10^{-3} v^{0,25} = 0,8.10^{-3} 15,71^{0,25} = 0,00159$$

Do đó, ta có độ hở S :

$$S = \psi d = 0,00159.100 = 0,1593 \text{ mm}$$

Theo [5], chọn kiểu lắp H8/e8 có sai lệch giới hạn của lỗ là +0,054 và 0; Sai lệch giới hạn của trục là -0,072 và -0,126. Như vậy ta có:

$$S_{\min} = 0,072 \text{ mm}$$

$$S_{\max} = 0,054 + 0,126 = 0,180 \text{ mm}$$

Do đó, ta có độ hở trung bình là:

$$S_{tb} = \frac{S_{\min} + S_{\max}}{2} = \frac{0,072 + 0,180}{2} = 0,126 \text{ mm}$$

Từ đó, xác định được độ hở tương đối như sau [5]:

$$\psi = \frac{S_{tb}}{d} = \frac{0,126}{100} = 0,00126$$

c. Chọn loại dầu bôi trơn

Các loại dầu bôi trơn thường dùng để bôi trơn ổ trượt là dầu công nghiệp nhẹ như dầu velôxit, dầu vadolin; dầu công nghiệp trung bình như dầu công nghiệp 12; 20; 30; 45 hoặc 50; dầu tua bin 22; 30; 46 hoặc 57 (các chữ số chỉ độ nhớt động trung bình, cSt, ở 50°C); dầu công

nghiệp nặng như dầu xilanh 11; 24... (các chữ số chỉ độ nhớt động trung bình, cSt, ở 100°C).

Khi ngừng trục quay với tốc độ cao cần chọn dầu có độ nhớt thấp, khi tải trọng tác dụng lên ổ lớn cần chọn dầu có độ nhớt cao. Nếu dùng dầu không đủ độ nhớt, ổ sẽ chóng bị mòn hỏng, nếu dùng dầu có độ nhớt quá cao sẽ tăng mất mát công suất do ma sát. Đối với ổ trượt của bơm nước cấp, ở đây nhóm nghiên cứu lựa chọn loại dầu công nghiệp 12 và giả thiết nhiệt độ trung bình $t = 50^\circ\text{C}$, ta có [5]:

$$\mu = 4,5 \text{ cP} = 0,0045 \text{ Ns/m}^2.$$

2.3.3. Tính kiểm nghiệm ổ trượt

2.3.3.1. Tính kiểm nghiệm ổ về độ bền mòn và khả năng chống dính

a. Tính theo áp suất cho phép

Áp suất sinh ra trong ổ trượt được sinh ra theo công thức [5]:

$$p = \frac{F_r}{ld}$$

Trong đó:

d và l là đường kính và chiều dài ổ. Trong đó, d chính là đường kính ổ và cũng là đường kính của ngõng trục ($d = 100 \text{ mm}$);

F_r là tải trọng hướng tâm trong ổ trượt đỡ (N). Giá trị của tải trọng hướng tâm, chính là giá trị của phản lực nhận được khi tính trục. Ta có:

$$F_r = 8883,1(\text{N})$$

Áp suất sinh ra trong ổ không được vượt quá trị số cho phép. Ta có điều kiện:

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p]$$

Đối với vật liệu lót ổ là đồng thanh thiếc ta có $[p] = 15$ [5]. Vì vậy ta có:

$$p_A = \frac{2996,31}{95.100} = 0,31 \leq [p] = 15 \text{ MPa}$$

$$p_B = \frac{8883,1}{95.100} = 0,93 \leq [p] = 15 \text{ MPa}$$

Do đó, ổ trượt ở đây đảm bảo độ bền mòn và khả năng chống dính.

b. Tính theo tích số giữa áp suất với vận tốc trượt cho phép

Tích số pv giữa áp suất với vận tốc trượt một phần nào đặc trưng cho sự sinh nhiệt trong ổ (nêu coi hệ số ma sát không đổi) và mài mòn.

Từ điều kiện:

$$pv \leq [pv]$$

Với áp suất $p = \frac{F_r}{ld}$ và vận tốc trượt chính là vận tốc vòng của ngõng trục trong ổ trượt đỡ, ta có:

$$v = \frac{\pi dn}{60.1000}$$

Do đó:

$$\frac{F_r n}{19108l} \leq [pv], \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Trong đó: n là số vòng quay trong 1 phút của ngõng trục.

Trị số $[pv]$ của một loại vật liệu ổ lót được tra trong bảng 1 [3]. Với vật liệu ổ lót là đồng thanh thiếc ta có $[pv] = 15$.

Như vậy, thay các trị số vào điều kiện ở trên ta có:

$$\frac{8880,1.3000}{19108.95} = 14,5 \leq [pv] = 15, \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Do đó, ổ trượt ở đây đảm bảo độ bền mòn và khả năng chống dính.

2.3.3.2. Tính kiểm nghiệm ổ về điều kiện bôi trơn ma sát ướt

Với các thông số đã chọn, ổ trượt sẽ làm việc trong chế độ bôi trơn ma sát ướt nếu hệ số an toàn về chiều dày màng dầu bôi trơn S_h thỏa mãn điều kiện sau:

$$S_h = \frac{h_{\min}}{R_{z1} + R_{z2}} \geq [S_h]$$

Trong đó:

$[S_h]$ là hệ số an toàn cho phép, thường lấy $[S_h] \geq 2$.

Rz_1 và Rz_2 là chiều cao mấp mô bề mặt ngỗng trục và lót ổ. Tùy theo công dụng, ngỗng trục có thể được tiện tinh đạt độ nhám $Rz = 6,3 \div 1,6 \mu m$, mài đạt $Rz = 3,2 \div 0,4 \mu m$; đánh bóng đạt $Rz = 1,6 \div 0,65 \mu m$. Bề mặt lót ổ được chuốt hoặc doa đạt $Rz = 10 \div 1,6 \mu m$, tiện trong đạt $Rz = 6,3 \div 1,6 \mu m$. Căn cứ vào đặc tính làm việc của ổ trượt đỡ trục chính của bơm nước cấp và khả năng gia công thực tế, ở đây lựa chọn: $Rz_1 = Rz_2 = 3,2 \mu m$.

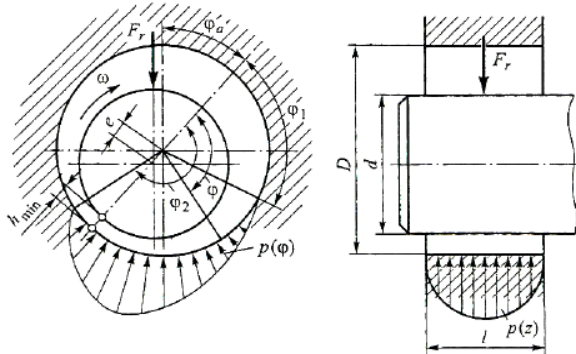
h_{min} là chiều dày nhỏ nhất của màng dầu bôi trơn.

Như vậy, để tính kiểm nghiệm ổ về điều kiện bôi trơn ma sát ướt thì ở đây cần phải xác định được chiều dày nhỏ nhất của màng dầu bôi trơn. Đây là một phần nội dung quan trọng trong nội dung tính toán ổ trượt đỡ thủy động ứng dụng trong bơm nước cấp.

Xác định chiều dày nhỏ nhất của màng dầu bôi trơn (h_{min}):

Chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ trượt đỡ bôi trơn thủy động ứng dụng trong bơm nước cấp được tính toán với những giả thiết sau:

- Các bề mặt ma sát không biến dạng;
- Độ nhớt của chất bôi trơn không đổi;
- Không có sự chảy chất bôi trơn ra cạnh ổ từ vùng ma sát.



Hình 3. Xác định chiều dày nhỏ nhất của màng dầu bôi trơn [5]

Giả sử ngỗng trục chịu tác dụng của tải trọng hướng tâm F_r . Khi chưa quay, ngỗng trục tiếp xúc trực tiếp với lót ổ. Vì đường kính ngỗng trục nhỏ hơn đường kính lót ổ nên giữa ngỗng trục và lót ổ có khe hở hướng tâm và tâm ngỗng trục lệch với tâm lót ổ một khoảng e , gọi là độ lệch tâm tuyệt đối, nhờ đó giữa các bề mặt của chúng tạo thành khe hở hình chêm. Khi trục quay, chất lỏng bôi trơn bị cuốn vào khe hở thu hẹp dần nhờ các lực nhớt, dẫn đến dầu bị ép, do vậy áp suất trong lớp bôi trơn tăng lên. Khi vận tốc vòng của ngỗng trục đủ lớn, trong lớp bôi trơn hình thành áp suất để nâng ngỗng trục lên khỏi lót ổ, ngỗng trục được nâng hẳn lên, tải trọng F_r được cân bằng với áp lực sinh ra trong lớp dầu (hình 3). Sự thay đổi áp suất trong lớp bôi trơn được xác định theo phương trình Raynolds. Trong vị trí cân bằng động lực học như vậy của ngỗng trục, tâm của nó có vị trí lệch với vị trí ban đầu. Ổ trượt lúc này làm việc với chế độ bôi trơn ma sát ướt.

Trên hình 3 trình bày vị trí của ngỗng trục trong lót ổ trong chế độ ma sát ướt và sự phân bố áp suất theo tiết diện ngang của ngỗng trục. Vị trí của ngỗng trục được đặc trưng bởi 2 tọa độ: góc giữa phương của tải trọng tác dụng lên ổ và đường thẳng đi qua tâm ngỗng trục và lót ổ ϕ_a và độ lệch tâm tuyệt đối e . Để tính toán ta dùng các ký hiệu sau đây:

$\delta = D - d$: là độ hở đường kính;

$\Delta = R - r$: là độ hở bán kính;

$\psi = \frac{D-d}{d} = \frac{\delta}{d}$: là độ hở đường kính tương đối;

D : là đường kính lót ổ;

d : là đường kính ngỗng trục.

Khi ổ không làm việc, độ lệch tâm tuyệt đối e bằng độ hở bán kính $\delta = R - r$. Khi ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt, độ lệch tâm e nhỏ hơn độ hở bán kính δ . Tỷ số giữa độ lệch tâm tuyệt

đối e và độ hở bán kính Δ gọi là độ lệch tâm tương đối:

$$\chi = \frac{e}{\delta/2} = \frac{2e}{\delta}$$

Phạm vi thay đổi của χ là từ 0 đến 1. Trị số χ bằng 0 khi tâm của lót ổ và ngõng trục là trùng nhau. Trị số χ bằng 1 khi ngõng trục tiếp xúc với lót ổ.

Chiều dày của lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ :

$$h = \frac{\delta}{2} + e \cos \varphi = \frac{\delta}{2}(1 + \chi \cos \varphi).$$

Chiều dày của lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ_m :

$$h_m = \frac{\delta}{2}(1 + \chi \cos \varphi_m).$$

Chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu nằm trên đường nối tâm và bằng:

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta}{2}(1 - \chi) = \psi \frac{d}{2}(1 - \chi).$$

Ở vị trí lệch tâm của ngõng trục trong lót ổ, khe hở giảm dần theo chiều quay của trục từ trị số lớn nhất h_{\max} đến trị số nhỏ nhất h_{\min} (đây là đoạn thắt dần của khe hở), sau đó tăng dần trên đoạn khuếch tán. Màng dầu bị gián đoạn tại một vị trí φ_2 không xa điểm bắt đầu của đoạn khuếch tán, theo chiều quay của trục. Các vị trí biên của chêm dầu (vị trí gián đoạn của lớp dầu) φ_1 và φ_2 tính từ biên của góc chất tải φ_a phụ thuộc vào một số yếu tố như sau:

- Các thông số kết cấu của ổ (giá trị độ hở tương đối χ , tỷ số giữa chiều dài lót ổ và ngõng trục l/d);
- Kết cấu của lót ổ (lót ổ tròn, lót ổ nửa, lót ổ 120°);
- Điều kiện sử dụng (đặc tính của chất bôi trơn, vị trí bôi trơn...)

Thông thường, ổ trượt được tính toán với giả thiết được sử dụng phổ biến trên thực tế và trong nhiều tài liệu là chêm dầu choán một nửa

cung tròn: $\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ$.

Hợp lực của các áp lực do lớp dầu tác dụng lên ngõng trục, xác định khả năng tải của lớp dầu hay khả năng tải của ổ F_r . Áp suất của lớp dầu được duy trì bởi tác dụng quay của ngõng trục với độ nhớt nhất định của dầu.

Độ hở đường kính tương đối ψ đặc trưng cho mức thu hẹp không gian giữa ngõng trục và lót ổ. Khi giảm độ hở tương đối, trong những điều kiện khác như nhau, sẽ tăng khả năng tải của lớp bôi trơn và giảm ma sát trong ổ. Đồng thời giảm khe hở h_{\min} trong ổ. Các trị số nhỏ của độ hở tương đối có liên quan tới những yêu cầu cao về lắp ráp và độ cứng của cả gối trục. Mặt khác, khi tăng độ hở tương đối trong những giới hạn cho phép là nhân tố có lợi bởi vì nó làm tăng lưu lượng dầu chảy qua ổ và tạo khả năng thoát nhiệt tốt. Lưu lượng dầu chảy qua ổ chỉ được xác định bởi khả năng hút của ngõng trục. Vì vậy, lượng dư thừa chất lỏng bôi trơn trong ổ sẽ rửa ngõng trục ở ngoài vùng làm việc và chỉ có tác dụng làm mát mà không có tác dụng bôi trơn. Trong các ổ sử dụng trên thực tế, do có độ lệch tâm các trục, độ uốn của ngõng trục, độ mấp mô trên các bề mặt ma sát và những đặc điểm tương tự khác, chiều dày h_{\min} phải có trị số sao cho, lớp dầu không bị phá vỡ. Chiều dày h_{\min} càng nhỏ thì càng giảm độ tin cậy của ổ.

Đường kính ngõng trục với vận tốc góc cho trước, xác định vận tốc, mà chất bôi trơn bị cuốn vào khe hở hình chêm. Nếu chưa xét đến chế độ nhiệt trong ổ thì khi tăng vận tốc vòng của ngõng trục, khả năng tải của ổ sẽ tăng. Kết quả cũng như vậy nếu tăng độ nhớt của chất bôi trơn. Vận tốc của ngõng trục không thể xem xét độc lập với độ nhớt của chất bôi trơn trong vùng làm việc. Khi tăng nhiệt độ thì độ nhớt và ma sát trong ổ giảm. Khi tăng vận tốc có thể kéo theo sự tỏa nhiệt lớn trong ổ, nếu không thoát nhiệt tốt thì sẽ làm giảm khả năng tải của ổ.

Những rãnh dầu phân bố theo chu vi lót ổ trong vùng chịu tải và những rãnh dầu dọc trục

làm gián đoạn sự chảy bình thường của chất bôi trơn, nổi các vùng có cường độ áp suất khác nhau.

Lý thuyết bôi trơn thủy động được xây dựng dựa trên các giả thiết độ nhớt của lớp bôi trơn không đổi, ngồng trục và lót ổ không biến dạng, các đường tâm của ngồng trục và lót ổ tuyệt đối song song và bề mặt ngồng trục và lót ổ có hình dạng trụ lý tưởng.

Viết lại phương trình Reynolds trong hệ tọa độ độc cực, với các quan hệ:

$$dx = 0,5d.d\varphi; v = 0,5\omega d; h = \delta(1 + \chi \cos \varphi);$$

$$h_m = \delta_m(1 + \chi \cos \varphi_m),$$

$$\begin{aligned} dp &= 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{(1 + \chi \cos \varphi) - (1 + \chi \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi = \\ &= 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi, \end{aligned}$$

Với:

ω là vận tốc góc của ngồng trục.

Áp suất tại tiết diện ứng với góc φ :

$$p(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp.$$

Khả năng tải của lớp dầu trong ổ, nghĩa là tải trọng hướng tâm F_r mà lớp dầu có thể chịu được, được xác định bằng tích phân hình chiếu của áp suất $p(\varphi)$ lên phương của tải trọng ngoài (miền

tích phân là miền có áp suất thủy động choán cung từ φ_1 đến φ_2 và có chiều dài là chiều dài ổ):

$$F_r = \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi) \cos(180^\circ - \varphi - \varphi_a) d\varphi =$$

$$= \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dp [-\cos(\varphi + \varphi_a)] d\varphi = \frac{\mu\omega}{\psi^2} dl \Phi_F,$$

$$\Phi_F = 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi,$$

Trong đó:

φ_a là góc chất tải (hình 3);

Φ_F là hàm số của vị trí ngồng trục trong ổ, gọi là hệ số khả năng tải của ổ.

Hệ số Φ_F là đại lượng không thứ nguyên, xác định bằng phương pháp tích phân đồ thị. Từ biểu thức xác định tải trọng hướng tâm ở trên, ta có:

$$\Phi_F = \frac{F_r}{dl} \cdot \frac{\psi^2}{\mu\omega} = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega},$$

Với:

p_m là áp suất trung bình của dầu ($p_m = \frac{F_r}{ld}$);

N/m^2 ; μ là độ nhớt động lực của dầu, Ns/m^2 .

Hệ số khả năng tải Φ_F là hàm số chỉ của một biến là độ lệch tâm tương đối χ (các tọa độ φ_1 và φ_2 xác định từ các điều kiện biên), nên có thể tính được trước và lập thành bảng 1 [5].

Bảng 1. Hệ số khả năng tải Φ_F [5]

ld	χ													
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
	Hệ số khả năng tải Φ_F													
0,3	0,0522	0,0826	0,128	0,203	0,259	0,347	0,475	0,699	1,122	2,074	3,352	5,730	15,5	50,52
0,4	0,0893	0,141	0,216	0,399	0,431	0,573	0,776	1,079	1,775	3,195	5,055	8,393	21,00	65,26
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615	10,706	25,62	75,86
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956	12,64	29,17	83,21
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072	14,14	31,88	88,90
0,8	0,287	0,493	0,647	0,927	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992	15,37	33,99	92,89
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,753	16,37	35,66	96,35
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,992	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38	17,18	37,00	98,95
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,016	8,186	11,91	17,86	38,12	101,15
1,2	0,478	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35	18,43	39,04	102,90
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73	18,91	39,81	104,42
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34	19,68	41,07	106,84
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,545	10,091	14,34	20,97	43,11	110,79

Bảng 1 cho các giá trị của Φ_F , phụ thuộc vào chiều dài tương đối l/d và độ lệch tâm tương đối χ của ổ, có xét đến đặc điểm chiều dài ổ có hạn (dầu bị chảy ra ngoài) và trong trường hợp $\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ$ (chêm dầu choán một nửa cung tròn).

Như vậy, để xác định chiều dày màng dầu tối thiểu h_{\min} , cần xác định hệ số khả năng tải Φ_F , sau đó dựa theo Φ_F , tra bảng để tìm độ lệch tâm tương đối χ , rồi tính h_{\min} theo công thức:

$$h_{\min} = 0,5.S_{ib}(1 - \chi)$$

Áp dụng cơ sở lý thuyết ở trên để tính chiều dày màng dầu tối thiểu trong 2 ổ trượt đỡ trục chính của bơm nước cấp ta có:

Hệ số khả năng tải θ_F của ổ:

$$\theta_F = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{0,93.0,00126^2.10^6}{0,0045.\pi.3000/30} = 1,045$$

Trong đó:

$$\omega = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{\pi.n}{30} = \frac{\pi.3000}{30} = 314,5(1/s)$$

Theo bảng 1 [5] với $\phi = 1,045$ tìm được $\chi \approx 0,561$. Suy ra:

$$h_{\min} = 0,5.S_{ib}(1 - \chi) = \frac{126}{2}(1 - 0,561) = 27,66\mu\text{m}$$

Như vậy, thực hiện kiểm nghiệm ổ về điều kiện bôi trơn ma sát ướt ta có:

$$\frac{h_{\min}}{R_{Z1} + R_{Z2}} = \frac{27,66}{3,2 + 3,2} = 4,32 > [S_h] = 2$$

Như vậy, ổ trượt đỡ trục chính của bơm nước cấp đảm bảo điều kiện về bôi trơn ma sát ướt.

2.2.3.3. Tính kiểm nghiệm ổ về nhiệt

Trong quá trình làm việc, do ma sát nên ổ bị nóng lên. Nếu nhiệt độ quá cao, độ nhớt của dầu bị giảm nhiều, ảnh hưởng lớn đến khả năng tải của ổ. Mục đích của tính toán nhiệt là xác định nhiệt độ của ổ trượt làm việc, qua đó có thể kiểm tra được trị số độ nhớt của dầu

lựa chọn có phù hợp không. Mặt khác nếu nhiệt sinh ra quá nhiều phải tìm biện pháp làm nguội ổ.

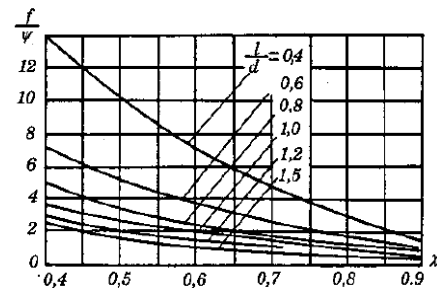
Tính toán nhiệt dựa trên nguyên lý cân bằng nhiệt lượng sinh ra và nhiệt lượng thoát đi, ta có:

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2$$

Trong đó:

Ω : là nhiệt lượng sinh ra trong một đơn vị thời gian;

Ω_1 và Ω_2 : là nhiệt lượng thoát theo dầu và nhiệt lượng thoát qua thân ổ và trục ra môi trường xung quanh trong một đơn vị thời gian.



Hình 4. Quan hệ giữa hệ số ma sát f và độ lệch tâm tương đối χ [5]

■ Nhiệt lượng (kW) sinh ra trong ổ trong 1 giây được xác định theo công thức:

$$\Omega = F_r v f / 1000$$

Trong đó:

F_r là lực tác dụng vào ổ (N);

v là vận tốc vòng (m/s);

f là hệ số ma sát tra theo tỷ số f/ψ qua đồ thị trên hình 4 [5] (ψ là độ hở tương đối). Trị số f phụ thuộc vào l/d , χ , ψ .

■ Nhiệt lượng (kW) thoát theo dầu chảy qua ổ trong 1 giây được xác định theo công thức:

$$\Omega_1 = C.\gamma.Q.\Delta t$$

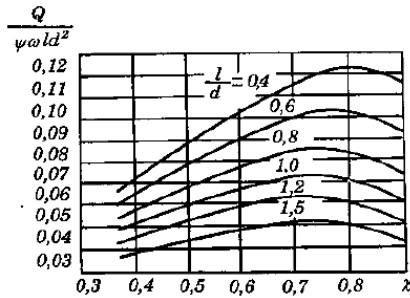
Trong đó:

C : là nhiệt dung riêng của dầu, kJ/kg $^\circ\text{C}$ ($C = 1,7 \div 2,1$);

γ : là khối lượng riêng của dầu, kg/m^3 ($\gamma = 850 \div 900$);

Δt : là hiệu số nhiệt độ đầu ra và đầu vào ($\Delta t = t_{ra} - t_{vào}$);

Q : là lưu lượng dầu chảy qua ổ, m^3/s , có thể xác định qua đồ thị trên hình 5 (theo trị số độ hở tương đối χ và tỷ số l/d tìm được $Q/\psi\omega d^2$) rồi tính ra Q , chú ý là l và d tính bằng m).



Hình 5. Đồ thị xác định lưu lượng dầu Q [5]

- Nhiệt lượng thoát qua thân ổ và trục trong 1 giây:

$$\Omega_2 = k_t \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \Delta t$$

Trong đó:

k_t : là hệ số tỏa nhiệt qua thân ổ và trục, $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ($k_t = 0,04 \div 0,08$);

d và l : là đường kính và chiều dài ổ (m).

Thay các giá trị Ω , Ω_1 và Ω_2 vào phương trình cân bằng nhiệt, ta có:

$$\Delta t = t_{ra} - t_{vào} = \frac{F_r \psi f}{1000(C\gamma Q + k_T \pi dl)}$$

Khi chọn độ nhớt μ của dầu, phải giả thiết trước nhiệt độ làm việc t của ổ. Nhiệt độ t là nhiệt độ t là nhiệt độ trung bình:

$$t = \frac{t_{vào} + t_{ra}}{2} = t_{vào} + \frac{\Delta t}{2}$$

Nhiệt độ dầu ở cửa ra:

$$t_{ra} = t_{vào} + \Delta t$$

Thông thường $t_{vào} = 35 \div 45^\circ\text{C}$ và t_{ra} khoảng $80 \div 100^\circ\text{C}$ tùy theo loại dầu.

Nếu nhiệt độ trung bình tính được theo công thức ở trên chênh lệch nhiều so với nhiệt độ t chọn trước thì cần phải giả thiết lại trị số t , định lại μ và tính lại.

Áp dụng cơ sở lý thuyết xây dựng được ở trên để thực hiện kiểm nghiệm về nhiệt đối với ổ trượt đã thiết kế, ta có:

Theo hình 5, với $\chi \approx 0,561$; $l/d = 0,95$ sẽ xác định được $Q/(\psi\omega d^2) = 0,065$. Do đó, ta có:

$$Q = 0,065 \cdot 0,00126 \cdot 314,5 \cdot 0,095 \cdot 0,1^2 = 2,447 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

Theo hình 4, với $\chi \approx 0,561$ và $l/d = 0,95$ sẽ xác định được $f/\psi = 2,3$. Do đó, ta có:

$$f = 2,3 \cdot 0,00126 = 2,898 \cdot 10^{-3}$$

Từ đó, xác định được chênh lệch nhiệt độ vào và ra như sau:

$$\Delta t = \frac{f F_r \psi}{1000(C\gamma Q + k_T \pi dl)} =$$

$$\frac{2,898 \cdot 10^{-3} \cdot 8883,115,7}{1000(1,9 \cdot 870 \cdot 2,447 \cdot 10^{-5} + 0,05 \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 0,95)} = 7,3^\circ\text{C}$$

Trong đó, $C = 1,9 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$; $\gamma = 870 \text{ kg/m}^3$, $k_T = 0,05 \text{ kW/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$

Suy ra, nhiệt độ trung bình của dầu trong quá trình ổ trượt ở vị trí A làm việc sẽ là:

$$t = t_{vào} + \Delta t/2 = 40 + 7,3/2 = 43,65^\circ\text{C}$$

Nhiệt độ này nhỏ hơn nhiệt độ giả thiết khi chọn μ (50°C). Do đó, nhiệt độ làm việc trong ổ trượt tại vị trí B đảm bảo được độ nhớt cũng như điều kiện bôi trơn ma sát ướt của ổ trượt.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được phương pháp tính toán thiết kế ổ trượt thủy động ứng dụng trong bơm nước cấp. Đặc biệt đã đưa ra được phương pháp xác định chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu bôi trơn trong ổ trượt thủy động của

bơm nước cấp. Điều này giúp làm chủ quy trình thiết kế chế tạo ổ trượt phù hợp với các thiết bị gia công hiện có của Việt Nam, chủ động hơn trong việc khắc phục nhanh khi xảy ra sự cố của bơm nước cấp, đáp ứng yêu cầu sản xuất, giảm thiệt hại cho nhà máy do phụ thuộc vào nước ngoài.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] A.A. ЛОМАКИН, Центробежные и осевые насосы, издательство: “машиностроение” Москва 1966 года.
- [2] A.K.Михайлов и В.В.Малюшенко, Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления, издательство: “машиностроение” Москва 1971 года.
- [3] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1&2, Nhà xuất bản Giáo dục (2000).
- [4] Nguyễn Xuân Toàn, Công nghệ bôi trơn, Nhà xuất bản Bách khoa Hà Nội, Hà Nội (2007).
- [5] Nguyễn Trọng Hiệp, Chi tiết máy, Tập 2, Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội (2008).

Thông tin liên hệ: **Nguyễn Anh Tuấn**
Điện thoại: 0964 945 889 - Email: natuan.ck@uneti.edu.vn
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp.

