

# NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN KHE HỞ MÀNG DẦU BÔI TRƠN Ổ TRƯỢT THỦY ĐỘNG CỦA MÁY NGHIÊN THAN NĂNG SUẤT 100 TẤN /GIỜ

RESEARCH ANALYZING OIL FILM THICKNESS OF HYDRODYNAMIC LUBRICATION BEARING FOR COAL BALL MILL CAPACITY 100 TONS PER HOUR

Hoàng Trung Kiên<sup>1,\*</sup>, Hoàng Văn Gọt<sup>1,\*</sup>, Vũ Thị Huệ<sup>2</sup>

## TÓM TẮT

Ổ thủy động làm việc ở chế độ bôi trơn ướt. Đặc điểm của nó trong quá trình làm việc, ngồng trục luôn luôn đặt trên một nêm dầu có áp lực cao. Chính đặc điểm này đã nâng cao tuổi thọ và độ tin cậy của thiết bị sử dụng ổ thủy động. Bài báo này đưa ra phương pháp tính toán khe hở hướng kính ổ. Đây là một thông số quan trọng khi tính toán ổ thủy động [1,2].

**Từ khóa:** Bôi trơn ổ thủy động, khe hở hướng kính.

## ABSTRACT

Hydrodynamic bear working on oil lubrication. It's character in during worJournal being always on oil adjusting high pressure. On base of this character, equipment using hydrodynamic bear rise his durability and reliability. The paper abaunt analyzing method for bearing radial clearance. It's important parameter in designing bear hydrodynamic [1,2].

**Keywords:** Hydrodynamic bear lubrication, radial clearance.

<sup>1</sup>Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương

<sup>2</sup>Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

\*Email: kienvairo@gmail.com; gotnarime@yahoo.com.vn

Ngày nhận bài: 10/12/2017

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 30/3/2018

Ngày chấp nhận đăng: 25/8/2018

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

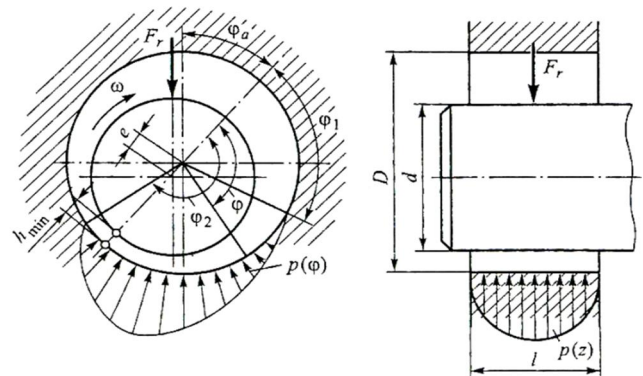
Hiện nay ở nước ta, trong các nhà máy nhiệt điện than, sản xuất vật liệu xây dựng,... có nhiều thiết bị sử dụng ổ đỡ được bôi trơn ma sát ướt. Do vậy có nhu cầu lớn về thay thế mới và phục hồi ổ trượt (bạc). Các loại bạc cỡ lớn, tải trọng cao từ hợp kim đồng hoàn toàn phải nhập ngoại. Trong thiết kế mới hoặc phục hồi bạc cho ổ đỡ thủy động hay thủy tĩnh thì việc tính toán khe hở cho lớp màng dầu ở là một vấn đề rất quan trọng.

## 2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

### 2.1. Chiều dày màng dầu

Chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu bôi trơn trong bạc bôi trơn thủy động (hình 1) được tính 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 1. Sơ đồ chiều dày nhỏ nhất lớp dầu bôi trơn [1,4]

Các ký hiệu trên hình 1:  $F_r$  - tải trọng hướng tâm;  $\varphi_a$  - góc tải trọng;  $e$  - độ lệch tâm;  $D$  - đường kính bạc ( $R = D/2$ );  $d$  - đường kính trục ( $r = d/2$ );  $\delta = D - d$  - độ hở đường kính;  $\Delta = R - r$  - độ hở bán kính;  $\psi = \frac{D-d}{d} = \frac{\delta}{d}$  - độ hở tương đối;

$\chi = \frac{e}{\Delta}$  - độ lệch tâm tương đối

Giả sử ngồng trục chịu tác dụng của tải trọng hướng tâm  $F$ . Khi chưa quay, ngồng trục tiếp xúc trực tiếp với bạc. Vì đường kính ngồng trục nhỏ hơn đường kính bạc nên giữa ngồng trục và bạc có khe hở hướng tâm và tâm ngồng trục lệch với tâm bạc một khoảng  $e$ . Khi quay, ngồng trục cuốn dầu vào khe hở giữa ngồng trục và bạc, dầu bị ép và có áp suất lớn. Khi trục quay với vận tốc đủ lớn, ngồng trục được nâng hẳn lên, tải trọng  $F$  được cân bằng với áp lực sinh ra trong lớp dầu (hình 1). Bạc lúc này làm việc với chế độ bôi trơn ma sát ướt [1,4].

Điều kiện cơ bản để hình thành và tồn tại lớp bôi trơn, ngăn cách các bề mặt làm việc của trục và bạc, ngoài tính bám dính của chất bôi trơn vào các bề mặt làm việc, là áp suất trong lớp dầu, ngăn cách sự tiếp xúc của các bề mặt

làm việc. Sự thay đổi áp suất trong lớp bôi trơn được xác định theo phương trình Reynolds.

Bạc được chọn có đường kính trong D lớn hơn đường kính ngoài d của trục. Ở trạng thái chưa làm việc (trục đứng yên) thì tâm của ngõng trục và bạc lệch nhau một khoảng đúng bằng Δ, nhờ vậy mà giữa các bề mặt của chúng tạo thành khe hở hình nêm (hình liềm).

Khi trục quay, chất lỏng bôi trơn bị cuốn vào khe hở thu hẹp dần nhờ các lực nhớt, do vậy áp suất trong lớp bôi trơn tăng lên. Khi vận tốc vòng của ngõng trục đủ lớn, trong lớp bôi trơn hình thành áp suất để nâng ngõng trục lên khỏi bạc, ngõng trục như nổi trên lớp dầu mỏng. Trong vị trí cân bằng động lực học như vậy của ngõng trục, tâm của nó có vị trí lệch với vị trí ban đầu.

Trên hình 1, trình bày vị trí của trục trong bạc với chế độ ma sát ướt và sự phân bố áp suất theo tiết diện ngang của trục. Vị trí của trục được đặc trưng bởi 2 tọa độ: góc giữa phương của tải trọng tác dụng lên ổ và đường thẳng đi qua tâm ngõng trục và bạc φ<sub>a</sub> và độ lệch tâm tuyệt đối e.

Để tính toán dùng các ký hiệu sau đây:

Khi ổ chưa làm việc, độ lệch tâm tuyệt đối e bằng độ hở bán kính Δ = R - r. Khi ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt, độ lệch tâm 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 χ:

$$\chi = \frac{e}{\delta/2} = \frac{2e}{\delta} = \frac{e}{\Delta} \quad (1)$$

χ thay đổi và χ = 1 khi tâm của ngõng trục và bạc trùng nhau.

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

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

Chiều dày lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ<sub>m</sub> tại điểm p = p<sub>max</sub> có:

$$h_m = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi_m) \quad (3)$$

Trong đó: φ<sub>m</sub> là góc φ tại p<sub>max</sub>

Chiều dày nhỏ nhất h<sub>min</sub> của lớp dầu nằm trên đường nối tâm tại φ = 180° [1]:

$$h_{min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta}{2} (1 - \chi) = \psi \frac{d}{2} (1 - \chi) \quad (4)$$

Ở vị trí lệch tâm của trục trong bạc, khe hở giảm dần theo chiều quay của trục từ trị số lớn nhất h<sub>max</sub> đến trị số nhỏ nhất h<sub>min</sub> sau đó tăng dần. Màng dầu bị gián đoạn tại một vị trí φ<sub>2</sub> không xa điểm bắt đầu của đoạn nhỏ nhất, theo chiều quay của trục. Các vị trí biên của chêm dầu (vị trí gián đoạn của lớp dầu) φ<sub>1</sub> và φ<sub>2</sub> tính từ biên của góc chất tải φ<sub>a</sub> phụ thuộc rất nhiều vào:

- Các thông số kết cấu của ổ (giá trị độ hở tương đối χ, tỷ số giữa chiều dài bạc và trục l/d);

- Kết cấu của bạc tròn, một nửa hay bạc 120°;
- Điều kiện sử dụng (đặc tính của chất bôi trơn, vị trí bôi trơn, đường kết cấu bôi trơn...).

Thông thường, bạc 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: φ<sub>2</sub> - φ<sub>1</sub> = 180°.

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. Áp suất của lớp dầu được duy trì bởi tác dụng quay của ngõng trục với độ nhớt nhất định của dầu.

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<sub>min</sub> phải có trị số sao cho, lớp dầu không bị phá vỡ.

Vận tốc của 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.

Lý thuyết bôi trơn thủy động được xây dựng dựa trên các giả thiết độ nhớt của lớp bôi trơn không đổi, ngõng trục và bạc không biến dạng, các đường tâm của ngõng trục và bạc tuyệt đối song song và bề mặt ngõng trục và bạc có hình dạng trụ lý tưởng. Viết lại phương trình Reynolds trong hệ tọa độ cực, với các quan hệ:

$$dx = 0,5d.d\varphi; v = 0,5\omega d;$$

$$h = \delta(1 + \chi \cos \varphi); h_m = \Delta(1 + \chi \cos \varphi)$$

Trong đó: h<sub>m</sub> - bề dày màng bôi trơn tại điểm áp lực lớn nhất.

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

ω - Vận tốc của trục. Tổng áp lực từ φ<sub>1</sub> - φ<sub>2</sub> tại tiết diện ứng với φ: p<sub>(φ)</sub> = ∫<sub>φ<sub>1</sub></sub><sup>φ<sub>2</sub></sup> d p

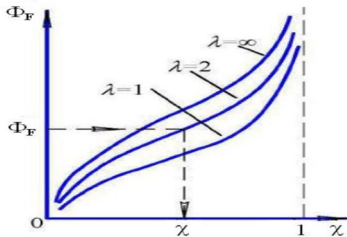
Khả năng tải của lớp dầu trong ổ, nghĩa là tải trọng hướng tâm F mà lớp dầu có thể chịu được, được xác định bằng tích phân hình chiếu của áp suất p(φ) lên phương của tải trọng ngoài (miền tích phân là miền có áp suất thủy động chẵn cung từ φ<sub>1</sub> đến φ<sub>2</sub> và có chiều dài là chiều dài ổ):

$$\begin{aligned} F &= \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi) \cos(180^\circ - \varphi - \varphi_a) d\varphi \\ &= \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dp [-\cos(\varphi + \varphi_a)] d\varphi = \frac{\mu\omega}{\psi^2} d l S_o \quad (5) \\ S_o &= 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi, \end{aligned}$$

- φ<sub>a</sub> góc chất tải (hình 1); trị số S<sub>o</sub> (Sommerfeld) là hàm số tương quan phụ thuộc của các thông số làm việc của ổ. Hệ số S<sub>o</sub> đại lượng không thứ nguyên, phụ thuộc vào tỷ số L/D và χ xác định bằng phương pháp tích phân đồ thị, ta có:

$$S_o = \frac{F}{dl} \cdot \frac{\psi^2}{\mu\omega} = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega} \quad (6)$$

-  $p_m$  áp suất trung bình của dầu,  $p_m = \frac{F}{dl}$  N/m<sup>2</sup>;  $\mu$  - độ nhớt động lực của dầu.



Hình 2. Quan hệ giữa số Somerfel,  $S_o$  (trên đồ thị là  $\Phi_f$ ) và độ lệch tâm tương đối của ổ

Vế trái của (6) là hàm số chỉ của một biến là độ lệch tâm tương đối  $\chi$  (các tọa độ  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$  xác định từ các điều kiện biên), nên có thể tính được trước và lập thành bảng hoặc đồ thị như hình 2. Vế phải của (2) gọi là số Somerfel:

$$S_o = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega}, \text{ Trong đó } \Phi_f \text{ được thay bằng } S_o.$$

Bảng 2.1 [4] cho các giá trị  $S_o$ , phụ thuộc vào chiều dài tương đối  $l/d$  và độ lệch tâm tương đối  $\chi$  của ổ, có xét đến đặc điểm chiều dài ổ có hạn (dầu bị chảy ra ngoài) và trong trường hợp  $\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ$ .

Để xác định  $h_{\min}$ , cần xác định  $S_o$ , sau đó dựa theo  $S_o$ , tra bảng [4] để tìm độ lệch tâm tương đối  $\chi$ , rồi tính  $h_{\min}$ .

## 2.2. Thiết kế độ hở tương đối

Chế độ bôi trơn ổ là bôi trơn ướt ổ thủy động, tải trọng nặng, vận tốc thấp: có các thông số đường kính danh nghĩa của bạc của máy nghiền than  $\Phi 2000\text{mm}$ , vận tốc trục  $n = 13,18\text{v/ph}$ , tải trọng  $300 T = 3 \cdot 10^6 \text{ N}$ , vật liệu bạc: tương đương Бр.0Ф10-1, vật liệu trục C45, các bề mặt bạc và trục được gia công đạt độ nhám  $R_z = 3,2 - 6,3\mu\text{m}$ ;

- Tỷ số giữa chiều dài trục  $l$  (tính theo loại trục ngắn) và đường kính: chọn  $l/d = 0,3$  từ đó xác định được chiều dài trục  $l = (l/d) \cdot d = 0,3 \cdot 2000 = 600 \text{ mm} = 60\text{cm}$ , đúng với chiều dài thực tế của máy nghiền than.

- Vận tốc bạc trượt  $\Phi 2000 = 200\text{cm}$ :  $n = 13,18 \text{ v/ph}$ ; tương ứng:  $v = 1,38 \text{ m/s}$ .

- Tính độ hở tương đối sơ bộ theo công thức [1,2]:

$$\psi_{sb} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1,38^{0,25} = 0,856 \cdot 10^{-3}$$

Từ kết quả trên tính được độ hở sơ bộ dùng để chọn chế độ lắp ghép là:

$$S_{sb} = \psi_{sb} \cdot d = 0,856 \cdot 10^{-3} \cdot 2000 = 1,71 \text{ mm}$$

$$\text{Như vậy độ hở tương đối } \psi = \frac{\delta}{d} = \frac{1,71}{2000} = 0,855 \cdot 10^{-3}$$

$d$  coi là đường kính danh nghĩa của lắp ghép và độ hở sơ bộ  $\delta_{sb}$  theo [3, 4] để chọn lắp ghép có trị số độ hở trung bình gần nhất với  $\delta_{sb}$ . Chế độ lắp ghép được chọn theo đây

tương đương H9/f9 và bằng nội suy, dung sai của bạc H9 (+1,40 / +0,00) và trục f9(-0,09 / -0,75),  $\delta_{\min} = 0,09$ ;  $\delta_{\max} = 2,15$  có các độ

hở trung bình của lắp ghép là:  $\delta_{tb} = 1,12 \text{ mm}$ .

## Kiểm nghiệm về áp suất $p$ và tích số $p\psi$

- Chọn loại dầu: Giả thiết nhiệt độ làm việc sơ bộ của dầu là  $t = 50^\circ\text{C}$ , chọn loại dầu công nghiệp 30, có khối lượng riêng ở  $20^\circ\text{C}$  là  $\gamma = 0,89 \text{ g/cm}^3$  và có độ nhớt động lực  $\mu = 26 = 0,026 \text{ NS/m}^2$ . Nhiệt dung riêng của dầu bôi trơn  $C = 2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ ; hệ số tỏa nhiệt qua thân ổ và trục  $k_t = 0,06 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ .

- Tính áp suất  $p$  [5]:

$$p = \frac{F_r}{ld} = \frac{3 \cdot 10^5}{60 \cdot 2000} = 25 \text{ KG/cm}^2 \leq [p] = 45 \text{ KG/cm}^2$$

- Kiểm nghiệm điều kiện về tích số  $p\psi$  [5]:

$$p\psi = \frac{F_r \pi d n}{60 \cdot 1000 \cdot dl} = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 13,18}{60 \cdot 1000 \cdot 60} = 3,45 \text{ KGm/mm}^2 \cdot \text{s} \leq [p\psi] = 60 \text{ KGm/cm}^2 \cdot \text{s}$$

Như vậy, cả hai điều kiện về áp suất  $p$  và tích số  $p\psi$  được thỏa mãn.

## 3. BÀN LUẬN KHO HỌC KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

Áp dụng lý thuyết tính khe hở cho chiều dày lớp dầu bôi trơn ổ trục - bạc máy nghiền than với các thông số kỹ thuật: Vận tốc quay  $n = 13,18\text{v/ph}$ , tương ứng vận tốc  $v = 1,38 \text{ m/s}$ ; đường kính trục  $\Phi 2000\text{mm}$  và chiều dài tiếp xúc trục  $600\text{mm}$ , áp lực lên bạc lớn nhất  $P = 3 \cdot 10^6 \text{ N}$ , đã cho kết quả là: độ hở tương đối sơ bộ:  $0,856 \cdot 10^{-3}\text{mm}$ . Căn cứ khe hở đã chọn chế độ lắp là H9/f9 có miền dung sai  $\delta_{\min} = 0,09$ ;  $\delta_{\max} = 2,15$ . Độ hở trung bình cho loại ổ  $\Phi 2000\text{mm}$  có độ hở nội suy  $\delta_{tb} = 1120 \mu\text{m} = 1,12\text{mm}$ . So sánh với độ hở của bạc của máy nước ngoài trong dây chuyền tại Công ty Nhiệt điện Quảng Ninh là  $1,2\text{mm}$  thì kết quả tính và chọn độ hở của nghiền cứu là phù hợp.

## 4. KẾT LUẬN

- Đã vận dụng lý thuyết về tính độ hở tương đối cho ổ dạng bạc ma sát ướt tính được  $\psi = 0,856 \cdot 10^{-3}\text{mm}$  để có cơ sở chọn chế độ lắp H9/f9, xác định độ hở cho cặp bạc - trục của máy nghiền than  $\Phi 2000 \times 600$  là  $1,12\text{mm}$ ;

- So sánh với độ hở của cặp trục-bạc mới nhập từ nước ngoài của cùng chủng loại máy nghiền than có độ hở  $\delta = 1200 \mu\text{m} = 1,2\text{mm}$ . Như vậy phương pháp tính toán phù hợp.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Doãn Ý. *Ma sát mòn, bôi trơn*. NXB Xây dựng, Hà Nội, 2005.
- [2]. Nguyễn Xuân Toàn. *Công nghệ bôi trơn*. NXB Bách khoa Hà Nội, 2007.
- [3]. Чернавский с.а. подшипники скольжения, москва, 1963.
- [4]. Равикович, ю.а. конструкция и проектирование подшипников скольжения агрегатов, москва, 1986.
- [5]. в.и. Ануриев. справочник конструктора-машиностроителя, том 2, 1978