

**CƠ SỞ TÍNH TOÁN ĐỂ CHỌN GÓC NGHIÊNG CẦN THIẾT  
KHI DOA HOẶC ĐẶT NGHIÊNG BẠC SAU TRỤC CHÂN VỊT  
TRONG ĐỊNH TÂM HỆ TRỤC TÀU THỦY**

**Basis of calculations to choose the necessary angle of  
declination for boring or angling the aft-bearing of propeller  
shaft during the time to define the center-line of shaft system.**

**TS. QUẢN TRỌNG HÙNG**  
**Phòng QLKH, Trường ĐHHH**

**Tóm tắt:**

*Bài báo trình bày một trong những phương pháp xác định biểu đồ tải trọng tác dụng trên diện tích tiếp xúc của bạc đỡ và trục chân vịt, từ đó làm cơ sở để chọn góc nghiêng cần thiết khi doa hoặc đặt nghiêng bạc sau trục chân vịt trong quá trình định tâm hệ trục tàu thủy cỡ lớn.*

**Abstract:**

*The article shows one of methods for defining the chart of impact load on the contacting area of shaft bearing and propeller shaft, thence it will be basis of choosing the necessary angle of declination for boring or angling the aft-bearing of propeller shaft during the time to define the center-line of shaft system.*

Gối đỡ trục chân vịt là một chi tiết rất quan trọng, nó đóng vai trò quyết định đến sự làm việc tin cậy của hệ trục tàu thủy. Trong thiết kế, sau khi tính chọn vật liệu và kích thước đường kính bạc, người ta sử dụng các công thức Quy phạm Đăng kiểm [5] để chọn chiều dài, sau khi chế tạo thường lấy tiêu chuẩn độ ô van và độ côn của bề mặt bạc làm tiêu chuẩn kiểm tra và khi lắp đặt thường đặt tâm trùng tâm trục. Thực tế cho thấy, trong quá trình hoạt động do hệ trục bị uốn do trọng lượng bản thân và các chi tiết treo trên trục. Do vậy, một trong những vấn đề quan trọng trong quá trình định tâm hệ trục tàu thủy là phải đảm bảo diện tích tiếp xúc của trục và bạc là lớn nhất và tải trọng tác dụng trên gối đỡ trục chân vịt được phân bố được đồng đều. Đặc biệt gối trục trong ống bao gắn chân vịt cần phải được chú ý hơn cả do:

- Trọng lượng của chân vịt gây ra sự biến dạng uốn rất lớn ở phần trục đầu tự do gắn chân vịt;

- Độ uốn lớn của trục đoạn treo chân vịt (cong $\times$ con) sẽ gây ra diện tích tiếp xúc của bạc có xu hướng chuyển về mép sau của bạc, từ đó làm giảm rất lớn diện tích tiếp xúc của trục với bạc đỡ và có sự tập trung ứng suất tại một vùng nhỏ;

- Đường tâm của trục và đường tâm của gối trục có thể bị lệch, do biến dạng của vỏ tàu cũng như sự dịch chuyển của các gối;

- Sau khi trục được lắp ráp vào vị trí gối đỡ, thì không thể điều chỉnh được vị trí gối và khe hở lắp ráp và việc kiểm tra cũng rất khó khăn.

Vì vậy cần phải tính toán, xác định trước biểu đồ phân bố tải trọng trên gối đỡ và giá trị lớn nhất của nó để kiểm soát quá trình thiết kế và định tâm hệ trục một cách hợp lý, đảm bảo rằng gối trục làm việc tin cậy trong các điều kiện khai thác của tàu.

Theo các khuyến cáo được chỉ dẫn trong tài liệu [2, 6, 7], doa bạc hoặc đặt nghiêng gối trục một góc nhất định so với đường tâm lý thuyết của hệ trục (khi góc nghiêng tính toán lớn hơn 0,3.10<sup>-3</sup> rad), là một trong biện pháp tích cực làm tăng diện tích tiếp xúc của trục với bạc và giảm được giá trị tải trọng phân bố tác dụng lên bề mặt bạc. Do vậy trong tính toán thiết kế hệ trục và gối đỡ trục cần xác định được góc nghiêng trên và hệ số tăng tải trọng do sự phân bố áp lực không đều trên gối. Trong quá trình làm việc, trọng lượng của bản thân trục và các thiết bị gắn trên trục và các ngoại lực tác dụng lên trục sẽ tác dụng lên các ổ đỡ. Theo sơ đồ bố trí, dùng các công thức của sức bền vật liệu có thể xác định được mô men và phản lực tác dụng trên các gối đỡ [1,3]. Trên một gối, quy luật phân bố của áp lực trên ổ đỡ tuân theo quy luật [4]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \overline{h^3} \frac{\overline{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \overline{h^3} \frac{\overline{p}}{\partial y} \right) = 6 \frac{d \overline{h}}{d \varphi} \quad (1.1)$$

Trong đó:

- $\varphi$  - góc tiếp xúc giữa trục và gối trục, rad;
- $y$  - chiều dài diện tích tiếp xúc trên đường sinh của bạc, m;
- $h$  - khoảng cách giữa bề mặt ngoài của trục với bề mặt trong của bạc tại vị trí đang xét, m.

$$\overline{h} = \frac{h}{\delta} = 1 + \chi \cos \varphi,$$

Trong đó:

- $\overline{h}$  - khoảng cách tương đối giữa bề mặt ngoài của trục với bề mặt trong của ổ đỡ tại vị trí đang xét,
- $\chi$  - độ lệch tâm tương đối giữa trục và bạc, được xác định là:  $\chi = \frac{e}{\delta}$ ; với  $e$  - độ lệch tâm

giữa trục và bạc trục, m và  $\delta = \frac{d_1 - d_2}{2}$ , ( $d_1$ - đường kính trong của bạc, m;  $d_2$ - đường kính của trục, m),

- $\overline{y}$  - chiều dài tương đối và  $\overline{y} = \frac{y}{r}$  với  $r$ - bán kính của trục,
- $\overline{p}$  - áp lực tương đối tác dụng lên ổ đỡ, được tính theo công thức  $\overline{p} = \frac{p \delta^2}{\mu v r}$ , ( $\mu$ - độ nhớt của công chất bôi trơn trục, thông số này phụ thuộc vào nhiệt độ của dầu bôi trơn trục;  $v$ - tốc độ trượt của trục;  $p$ - áp lực tác dụng lên ổ đỡ.

Do áp lực tương đối tại các mép của gối đỡ trục (tại tọa độ  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$  cho hai đầu diện tích tiếp xúc) là bằng không và đạo hàm của áp lực tại  $\varphi_2$  là bằng không đây chính là điểm uốn của đồ thị, nên điều kiện biên của phương trình (1.1) bao gồm hệ phương trình:

$$\begin{cases} \overline{p}[\varphi, \overline{y} = \pm \lambda] = 0 \\ \overline{p}[\varphi = \varphi_1, \overline{y}] = 0 \\ \overline{p}[\varphi = \varphi_2, \overline{y}] = 0 \\ \frac{\partial \overline{p}}{\partial \varphi}[\varphi = \varphi_2(\overline{y}), \overline{y}] = 0 \end{cases} \quad (1.2)$$

Trong đó  $\lambda = l/d$  là chiều dài tương đối diện tích tiếp xúc. Việc giải phương trình vi phân (1.1) có nhiều phương pháp khác nhau, ở đây sử dụng phương pháp sai phân để giải với thuật toán sau:

Nếu ta đặt một đồ thị dạng lưới trên bề mặt trong của bạc với miền xác định của không gian bài toán là miền chữ nhật xác định bởi hai điểm  $(0,0)$  và  $(\varphi, \overline{y})$ . Chia không gian nghiệm này làm  $(n+1) \times (n+1)$  phần bằng nhau, khi đó đạo hàm bậc 2 của  $\overline{p}$  theo  $\varphi$  và  $\overline{y}$  xác định theo công thức:

$$\left( \frac{\partial^2 \overline{p}}{d\varphi^2} \right)_{i,j} = \frac{1}{k^2} (\overline{p}_{i+1,j} - 2\overline{p}_{i,j} + \overline{p}_{i-1,j}), \quad (1.3)$$

$$\left( \frac{\partial^2 \overline{p}}{d\overline{y}^2} \right)_{i,j} = \frac{1}{l^2} (\overline{p}_{i,j+1} - 2\overline{p}_{i,j} + \overline{p}_{i,j-1}), \quad (1.4)$$

Trong đó:

- $k$ - bước theo góc, rad;  $l$ - bước theo chiều dài, m;  $i, j$ - vị trí tính áp suất.

Đạo hàm bậc một của  $\bar{p}$  theo  $\varphi$  xác định theo công thức:

$$\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}\right)_{i,j} = \frac{1}{2k}(\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i-1,j}) \quad (1.5)$$

Thay các phương trình số (1.3), (1.4), (1.5) vào (1.1) được:

$$a_{i,j} p_{i-1,j} + b_{i,j} p_{i,j} + c_{i,j} p_{i+1,j} + d_{i,j} (p_{i,j+1} + p_{i,j-1}) + f_{i,j} = 0 \quad (1.6)$$

Các hệ số  $a_{i,j}$ ;  $b_{i,j}$ ;  $c_{i,j}$ ;  $d_{i,j}$ ;  $f_{i,j}$  xác định theo:

$$a_{i,j} = \frac{1}{k^2} + \frac{3\chi \sin \varphi_{i,j}}{2k(1 + \chi \cos \varphi_{i,j})}, \quad (1.7)$$

$$b_{i,j} = \frac{1}{k^2} - \frac{1}{l^2}, \quad (1.8)$$

$$c_{i,j} = \frac{1}{k^2} - \frac{3\chi \sin \varphi_{i,j}}{2k(1 + \chi \cos \varphi_{i,j})}, \quad (1.9)$$

$$d_{i,j} = \frac{1}{l^2}, \quad (1.10)$$

$$f_{i,j} = \frac{6\chi \sin \varphi_{i,j}}{(1 + \chi \cos \varphi_{i,j})^3}, \quad (1.11)$$

$$\varphi_{i,j} = \varphi_0 + ik. \quad (1.12)$$

Như vậy, phương trình (1.6) cùng với các hệ số (1.7 - 1.12), và điều kiện biên (1.2) là dạng khai triển của phương trình vi phân (1.1). Sử dụng phần mềm Matlab giải hệ phương trình trên ta thu được biểu đồ phân bố tải trọng trên bề mặt bạc trục. Áp dụng tính cho hệ trục chân vịt tàu hàng Diamond 53000 DW, gồm một trục chân vịt và một trục trung gian, với các thông số chính:

- Trục chân vịt có chiều dài: 5974 mm, đường kính cơ bản: 460 mm và đường kính trục tại bạc đỡ trước / sau: 469/472 mm.

- Bạc trục chân vịt gồm bạc trước và bạc sau, nhãn hiệu: Kobelco ( Nhật bản):

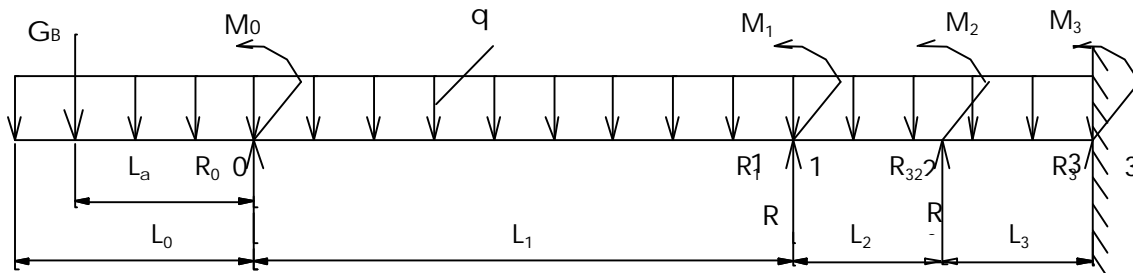
Bạc trước: chiều dài: 400 mm, đường kính mặt trong: 472 mm.

Bạc sau: chiều dài: 940 mm, đường kính mặt trong: 469.8 mm

- Chân vịt có đường kính: 5900 mm, trọng lượng: 15228 kG,

- Trục trung gian có chiều dài: 6340 mm, đường kính: 385 mm, đường kính tại gối đỡ: 390 mm, trục trung gian được đặt trên 1 gối đỡ có chiều dài : 700 mm

- Sơ đồ bố trục:



- Khi coi vị trí đặt phản lực và mô men trên gối số 0 cách mép sau của bạc là 470 mm (bằng đường kính của bạc tại vị trí đó), Các kích thước bố trí (mm) là:

$L_0$	$L_a$	$L_1$	$L_2$	$L_3$
1250	1000	4150	5574	1340

Tính được mô men và các phản lực trên các gối là:

	0	1	2	3
M (kG/cm)	-1624851,95	68240,92	-461706,64	201534,01
R ( kG)	23651,01	1320,52	10416,03	-4074,37

Với các số liệu trên giải hệ phương trình, tính cho gối sau (0) nhận được các kết quả sau:

- Áp lực trung bình tính trên chiều dài gối khi coi tải trọng phân bố đều, tính theo công thức:  $p_i = R_i / (0,9 \cdot \eta \cdot L_i \cdot d)$  [3, 5] (trong đó:  $\eta$  - hiệu suất làm việc của gối thường chọn là 0,9;  $d$ - đường kính gối), ta có:  $p_i = 4,34 \text{ kG/cm}^2$ ;

- Phân tích biểu đồ phân bố áp lực ta thấy: vùng phân bố tải trọng trên bạc thành elíp, lệch nhiều về phía sau của bạc (phía chân vịt); góc  $\varphi_{\max}$  - góc tiếp xúc lớn nhất giữa trục và gối trục là 1,5404 rad, nhỏ hơn giá trị chọn trong chiều rộng tính của diện tích tiếp xúc giữa bạc và trục trong [2] là bằng đường kính trục (hay  $\varphi = 2 \text{ rad}$ ); chiều dài diện tích tiếp xúc của bạc và trục là 0,675 L;

- Giá trị áp lực lớn nhất phân bố trên bạc là  $p_{\max} = 7,531 \text{ kG/cm}^2$ , lớn hơn so với giá trị tính trên.

Dựa trên kết quả tính toán trên đây và hình dạng của biểu đồ phân bố áp suất trên bạc cho phép chúng ta đánh giá được độ bền của bạc đỡ trục và cùng với giá trị góc xoay của trục do uốn tại vị trí gối để lựa chọn được góc nghiêng cần thiết khi doa hoặc đặt nghiêng bạc sau trục chân vịt nhằm giảm bớt sự tập trung tải trọng tác dụng trên gối đỡ phía sau của trục.

#### **TÀI LIỆU THAM KHẢO:**

1. KS.Nguyễn Bá Đường.(2002) "Sức bền vật liệu", NXB Xây Dựng.
2. PGS.TS. Lê Viết Lượng, ThS. Bùi Đức Tám, "Phương pháp xác định đường tâm hệ trục tàu hàng trọng tải lớn", Tạp chí GTVT số 6-2005.
3. Thiết kế và trang trí động lực tàu thủy. Đặng Hộ. nxb Giao thông. Hà nội, 1986
4. GS. K. T. Kvinhiski, N.Ph. Kirkat, "Tính toán ổ trượt", Sách Chuyên khảo, NXB Chế tạo máy, Matscova.
5. Quy phạm phân cấp và đóng tàu vỏ thép, Đăng kiểm Việt nam (2003)
6. ABS guidance notes on propulsion shafting alignment, (2004).
7. DNV Rules for building and lassing steel vessels , (2003).

**Người phản biện: TS. Đào Ngọc Biên**