

**LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN BỐ TRÍ HỆ TRỤC CHONG CHÓNG TÀU THỦY
KHI XÉT ĐẾN VIỆC ĐỊNH TÂM HỆ TRỤC TRONG QUÁ TRÌNH LẮP RÁP**
SELECTION OF PROPELLER SHAFT ARRANGEMENT WHEN CONSIDERING
ALIGNMENT OF SHAFT SYSTEM IN THE ASSEMBLY PROCESS

QUẢN TRỌNG HÙNG*, BÙI THỊ HÀNG

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

**Email liên hệ: qtrhung.vcs@gmail.com*

Tóm tắt

Bài báo trình bày sự cần thiết phải lựa chọn phương án bố trí hợp lý hệ trục chong chóng tàu thủy khi xem xét đến việc định tâm hệ trục trong quá trình lắp ráp nhằm thỏa mãn các yêu cầu theo Tiêu chuẩn đóng tàu các nước và Quy phạm Đăng kiểm Việt Nam.

Từ khóa: Định tâm hệ trục chong chóng tàu thủy, lắp ráp hệ trục.

Abstract

This paper presents the necessity to choose a reasonable arrangement of the ship's propeller shaft system when considering the alignment of the shaft system in the assembly process to meet the requirements of shipbuilding standards and rules of Vietnam Register.

Keywords: Considering alignment of shaft system, assembly process.

1. Đặt vấn đề

Trong quá trình lắp ráp hệ trục tàu thủy, tiêu chí đánh giá chất lượng của việc định tâm hệ thống trục chong chóng là sự phân bố tải trọng trên các gối đỡ trục và áp suất trên bạc đỡ trục thỏa mãn yêu cầu đặt ra. Kết quả định tâm được cho là tốt nhất, nếu như tải trọng hệ trục được phân bố đều trên các gối và áp lực riêng trên bề mặt chịu lực của bạc nằm trong giới hạn cho phép [3, 7]. Trong khi đó, sự phân bố tải trọng trên các gối đỡ trục phụ thuộc vào nhiều yếu tố: Trọng lượng hệ trục (liên quan đến đường kính và chiều dài hệ trục, trọng lượng chong chóng), vị trí các gối đỡ hệ trục (chiều dài của các nhịp trục) và các yếu tố có thể gây ra sự dịch chuyển gối đỡ trục khi tàu nằm dưới nước như: Sự biến dạng vỏ tàu, độ bền kết cấu bệ đỡ, sơ đồ xếp hàng, điều kiện hành hải,... Khi thiết kế, đường kính trục là thông số được tính chọn theo công thức của Quy phạm, còn chiều dài đường trục được xác định vào vị trí động cơ chính và chong chóng theo bố trí chung của toàn tàu [1, 5, 8]. Như vậy, nếu không kể đến các yếu tố biến dạng của vỏ tàu và độ bền kết cấu gối đỡ thì sự phân bố tải trọng trên các gối phụ thuộc chủ yếu vào việc lựa chọn phương án bố trí các gối đỡ đường trục. Do vậy, bố trí số gối trục, khoảng cách giữa các gối và vị trí gối sẽ ảnh hưởng lớn đến sự phân bố tải trọng trên các gối đỡ trục.

2. Cơ sở lý thuyết

Trong quá trình thiết kế, việc bố trí gối trục được căn cứ vào các yếu tố sau:

- Chiều dài đường trục và các khuyến cáo để lựa chọn chiều dài nhịp trục (khoảng cách giữa hai gối đỡ liền kề);
- Vị trí động cơ chính trong buồng máy và vị trí chong chóng sau đuôi tàu;
- Kết cấu vùng đuôi tàu, bố trí và kết cấu các vách trong khoang chứa hệ trục để đặt vị trí gối đỡ;
- Các kết quả tính kiểm tra dao động ngang, độ ổn định dọc trục dưới tác dụng của lực đẩy chong chóng, độ võng của nhịp trục lớn nhất và hệ số an toàn tĩnh của các đoạn trục,...

Từ đó, người thiết kế sẽ đưa ra sơ đồ bố trí gối trục và phân chia hệ trục thành các đoạn trục. Thông thường, vị trí gối đỡ sau đoạn trục chân vịt được bố trí cơ cấu có gia cường vùng đuôi tàu (củ đỡ ống bao trục, giá chữ nhân,...) và gối đỡ trước đặt trên cơ cấu vách phân khoang lái, còn gối đỡ các đoạn trục trung gian được bố trí trên cơ cấu đáy vùng đuôi tàu và buồng máy, khoảng cách giữa các gối trục trung gian (chiều dài nhịp l_n) khuyến cáo lấy trong khoảng: $12.d \leq l_n \leq 22.d$ (d - Đường kính trục) [5]. Kết quả tính toán tải trọng tĩnh trên các gối đỡ với nhiều phương án bố trí trục của nhiều tàu cho thấy, giá trị và chiều tác dụng của chúng phụ thuộc rất nhiều số gối đỡ, vị trí các gối và khoảng cách giữa các gối.

Như chúng ta đã biết, kết quả định tâm hệ trục chong chóng trong quá trình lắp ráp ảnh hưởng lớn đến khả năng làm việc của hệ động lực của con tàu trong quá trình khai thác. Hiện nay, trong các tài liệu liên quan đến lắp ráp hệ động lực tàu thủy [2, 7], người ta quan tâm đến trị số và hướng tác dụng tải trọng trên các gối đỡ trục và được đưa thành các tiêu chuẩn như sau:

1. Tải trọng trên tất cả các gối đỡ hệ trục có ma sát trượt cần phải có giá trị dương, tức là hướng xuống dưới, còn áp suất trên bạc đỡ trục không nên nhỏ hơn $0,5 \text{ kG/cm}^2$ để đảm bảo mặt

dưới các gối đều mang tải. Khi không đạt được điều đó thì sự dịch chuyển không đáng kể của gối trục có thể dẫn đến sự không mang tải hoàn toàn của gối liền kề hay mặt trên của bạc bị mài mòn và làm thay đổi đặc tính dao động hệ trục.

2. Để đảm bảo ma sát trượt trong gối đỡ, độ lệch của phương tải trọng không được vượt quá 30° từ phương thẳng đứng. Độ lớn thành phần theo phương ngang không nên lớn hơn một nửa thành phần phương thẳng đứng.

3. Khi hoàn thành việc định tâm hệ trục tàu dưới nước, tải trọng cho phép trên các gối đỡ trung gian cần nằm trong các giới hạn:

$$\text{- Tải trọng thẳng đứng: } 0,5.P \leq |R_d| \leq 1,5.P; \quad (1)$$

$$\text{- Tải trọng ngang: } -0,25.P \leq |R_n| \leq +0,25.P. \quad (2)$$

4. Khi định tâm trục trên trườn, tải trọng cho phép trên các gối đỡ trung gian cần nằm trong các giới hạn:

$$\text{- Tải trọng thẳng đứng: } 0,75.P \leq |R_d| \leq 1,25.P; \quad (3)$$

$$\text{- Tải trọng ngang: } -0,125.P \leq |R_n| \leq +0,125.P. \quad (4)$$

5. Tải trọng bổ sung cho phép trên ổ đỡ trục trung gian:

$$\text{- Tải trọng thẳng đứng là: } |R_d| \leq 0,5.P; \quad (5)$$

$$\text{- Tải trọng nằm ngang là } |R_n| \leq 0,25.P. \quad (6)$$

6. Tải trọng bổ sung trên ổ đỡ ở ống bao trục trong mặt phẳng thẳng đứng và nằm ngang:

$$|R_{d,n}| \leq 0,5.P. \quad (7)$$

Trong các biểu thức trên, thông số P gọi là tải trọng kết cấu trung bình của trục trên gối và được tính theo biểu thức:

$$P = Q/n \text{ (kG hay } \times 10N) \quad (8)$$

Trong đó: n - Số ổ đỡ trong chiều dài đoạn trục tính toán L_{tt} ; Q - Trọng lượng của các đoạn trục (kG hay $\times 10N$) ứng với chiều dài L_{tt} .

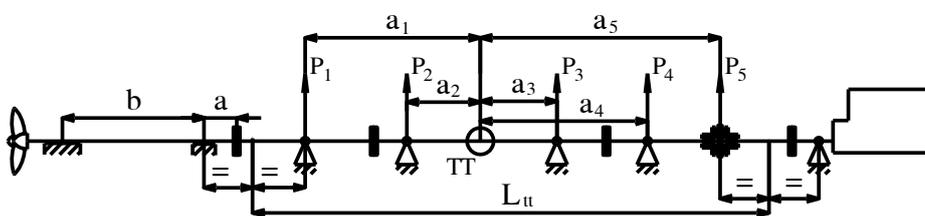
Theo phương pháp định tâm hệ trục theo tải trọng trên gối đỡ đối với hệ trục dài (số gối trục lớn hơn 3, như mô tả trên Hình 1), khi tính toán tải trọng bổ sung sau khi liên kết các đoạn trục, người ta cần kiểm tra khả năng tốt nhất để sử dụng phương pháp chỉnh tâm hệ trục theo điều kiện tải trọng đều trên các gối đỡ trung gian và tổng các mô men của các tải trọng lên các ổ đỡ trục trung gian gần bằng không và nằm tại trọng tâm hệ trục là điểm "TT" trên sơ đồ.

Với sơ đồ hệ trục chỉ ra trên Hình 1, người ta sử dụng biểu thức sau để kiểm tra:

$$|P.(a_1 + a_2 - a_3 - a_4 - a_5)| \leq 0,1.P.L_{tt} \quad (9)$$

Trong đó: L_{tt} - Tổng chiều dài đoạn trục trung gian tính toán và a_i - Các kích thước được chỉ ra trên Hình 1.

Nếu điều kiện (9) không thỏa mãn, bằng tính toán, người ta cần hiệu chỉnh vị trí các ổ đỡ phía mũi để thay đổi tải trọng phía mũi P_5 và tải trọng phía lái P_1 của đoạn trục L_{tt} , bằng cách thay đổi chiều dài các nhịp trục bằng cách dịch chuyển vị trí gối đỡ trục.



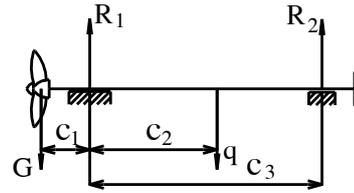
Hình 1. Sơ đồ bố trí hệ trục để tính phụ tải trên gối đỡ khi định tâm trục

Ngoài ra, cần xem xét tải trọng có ích đặt trên gối đỡ phía mũi của đoạn trục chong chóng, nó được xác định theo công thức:

$$R_2 = (-G.c_1 + q.c_2)/c_3. \quad (10)$$

Ở đây: G- Trọng lượng chong chóng, q- Trọng lượng đoạn trục chong chóng, c_i - Các kích thước được ghi trên Hình 2.

Trong trường hợp giá trị R_2 không đủ lớn, nếu áp lực lên bạc nhỏ hơn $0,5 \text{ kG/cm}^2$, cần phải điều chỉnh tải trọng từ ổ đỡ phía lái của đoạn trục trung gian kề nó.



Hình 2. Sơ đồ để xác định tải trọng trên gối phía mũi trục chân vịt

3. Kết quả tính

Để minh họa vấn đề đặt ra có ví dụ tính toán cho hệ trục chong chóng với các thông số sau:

- Chiều dài tổng các đoạn trục trung gian $L_{tt} = 19 \text{ m}$ và trọng lượng: $G = 7400 \text{ kG}$;
- Trọng lượng chong chóng: $G = 3900 \text{ kG}$;
- Trọng lượng gối đỡ là 210 kG , tỷ số giữa khoảng cách giữa tâm bu lông chân gối (c) và chiều cao tâm gối (h) là $c/2h = 0,9$;
- Chiều dài các đoạn trục trên đoạn trục chong chóng: $a = 1 \text{ m}$ và $b = 3 \text{ m}$; Đường kính bích nối $D = 0,6 \text{ m}$, trọng lượng đoạn trục chân vịt $q = 4200 \text{ kG}$, $c_1 = 0,8 \text{ m}$; $c_2 = 1,5 \text{ m}$; $c_3 = 3,2 \text{ m}$.
- Các kích thước a_i là: $a_1 = 7,5 \text{ m}$; $a_2 = 3,75 \text{ m}$; $a_3 = 0,8 \text{ m}$; $a_4 = 3,2 \text{ m}$; $a_5 = 5,884 \text{ m}$.

Khi đó, tải trọng kết cấu trung bình của trục trên gối theo biểu thức (8) là:

$$P = 7,4 : 5 \approx 1500 \text{ (kG)}.$$

Từ đó, ta có tải trọng bổ sung cho phép theo công thức (1) là: $+0,5.P = 740 \text{ (kG)}$.

Kiểm tra khả năng định tâm theo bất phương trình cân bằng tải trọng (9) ta có:

$$P.(a_1 + a_2 - a_3 - a_4 - a_5) = 1500.(7,5 + 3,75 - 0,8 - 3,2 - 5,884) = 2350 \text{ (kG.m)};$$

$$\text{và } 0,1.P.L_{tt} = 0,1.1500.19 = 2850 \text{ (kG.m)},$$

cho thấy điều kiện theo bất phương trình (9) vẫn thỏa mãn.

Tuy nhiên, các kết quả thực nghiệm cho thấy, nếu vế trái của bất phương trình trên đạt giá trị bằng không thì điều kiện cân bằng tải trọng trên các gối là tốt nhất. Tính toán cho thấy, nếu như bằng cách điều chỉnh tải trọng bổ sung trên gối để đạt được: $P_1 = 1750 \text{ kG}$ và $P_5 = 1250 \text{ kG}$ thì:

$$P_1.a_1 + P_2.a_2 - P_3.a_3 - P_4.a_4 - P_5.a_5 \approx 0;$$

Khi đó, bằng các biện pháp hiệu chỉnh vị trí các gối đỡ sau của đoạn trục chân vịt và gối đỡ cuối của đoạn trục trung gian (trục lực đẩy) thì kết quả định tâm hệ trục là tốt nhất.

Tiếp theo, chúng ta đánh giá tải trọng đặt trên gối đỡ phía mũi của đoạn trục chong chóng theo công thức (10), ta có:

$$R_2 = (-G.c_1 + q.c_2)/c_3 = (-3900.0,8 + 4200.1,5)/3,2 = 994 \text{ (kG)}.$$

Khi đó, với diện tích có ích chịu lực của bạc đỡ là 600 cm^2 thì áp lực lên bạc đạt khoảng $1,65 \text{ kG/cm}^2$, tức là cao hơn nhiều so với tải trọng nhỏ nhất theo khuyến cáo ($R_2 \geq 0,5 \text{ kG/cm}^2$)

Khi lắp ráp hệ trục của những tàu cỡ nhỏ và vừa, người ta điều chỉnh đường tâm hệ trục bằng phương pháp kiểm tra độ lệch tâm và gãy khúc đo tại hai mặt bích liền kề nối hai đoạn trục. Nếu độ lệch tâm (Δ) và độ gãy khúc (θ) vượt quá nhiều so với trị số cho phép có thể gây ra tải trọng trên gối bổ sung vượt quá giới hạn cho phép. Kiểm tra trên một số tàu khi đưa vào sửa chữa cho thấy [5]:

- Độ lệch tâm và gãy khúc giữa các mặt bích nối các đoạn trục đo được là: $\Delta = 0,016 \text{ cm}$, $\theta = 0,018 \text{ cm/m}$, thì ứng suất do lắp ráp σ_m vượt quá 200% so với giá trị thường chọn (300 kG/cm^2). Đây có thể là nguyên nhân gây hiện tượng mài mòn rất nhanh của trục và bạc đỡ và một số dạng hư hỏng khác.

- Với sự tăng độ lệch tâm và gãy khúc đo được tại bích nối $\Delta = 0,016 \text{ cm}$ và $\theta = 0,018 \text{ cm/m}$, áp lực trên gối gần bích nối (gối mài mòn nhiều nhất) đã tăng từ $0,67 \text{ kG/cm}^2$ (khi chưa xét đến sai lệch) lên đến $2,29 \text{ kG/cm}^2$ (khi xét đến sai lệch) và với $\Delta = 0,024 \text{ cm}$ và $\theta = 0,04 \text{ cm/m}$, áp lực trên gối tăng tương ứng đến $4,21 \text{ kG/cm}^2$, sự tăng áp lực riêng trên gối như vậy chắc chắn làm cường độ mài mòn tăng rất nhanh.

- Khi kể đến các sai lệch trên, mô men và ứng suất phát sinh trên trục tại vị trí xem xét cũng tăng lên nhiều làm cho hệ số an toàn tĩnh hệ trục giảm mạnh xuống $n = (2,14 \div 1,12) < n = (2,5 \div 5,5)$, cho thấy hệ trục làm việc không an toàn.

Phân tích đặc điểm kết cấu loạt tàu công tác cho thấy có một số vấn đề sau:

- Phương án bố trí và chọn kích thước hệ trục chưa hợp lý, đặc biệt bố trí khoảng cách gối 1 và 2 (đỡ đoạn trục chân vịt) quá lớn. Trong khi đó có khuyến cáo chiều dài nhịp l_n nên lấy trong khoảng: $12.d \leq l_n \leq 22.d$.

- Nếu hệ trục được đỡ trên 3 gối, gối gần chân vịt được đỡ bằng 1 tấm giá treo, chúng được liên kết với kết cấu tàu bằng bulông và cần chỉnh bằng nhựa, rất dễ biến dạng gây xô dịch vị trí gối.

- Thông thường bạc 1 và 2 nằm trên 1 giá đỡ (bằng ống bao) có kết cấu tương đối cứng vững. Ở một số tàu được xem xét, gối 2 và 3 nằm trên đoạn ống bao ngắn, còn gối số 1 rời, không có giá đỡ gia cường. Do vậy, biến dạng thân tàu có khả năng làm mất độ đồng tâm các gối đỡ.

Các nguyên nhân nêu trên đã dẫn đến sự mất độ đồng tâm của các gối đỡ trục có thể dẫn đến các hiện tượng như: Phát sinh mô men uốn bổ sung trên trục, tần số dao động ngang giảm và phát sinh ứng suất uốn bổ sung do dao động ngang, vỏ tàu vùng bố trí hệ trục và chong chóng bị chấn động rất mạnh khi tàu hoạt động,... Hậu quả là áp suất trên bạc đỡ tăng lên dẫn đến tốc độ mài mòn bạc đỡ và cổ trục tăng, cùng với nó là ứng suất uốn trên trục vượt quá giới hạn bền có thể gây nên gãy trục [3, 5, 7].

3. Kết luận và kiến nghị

Trong quá trình thiết kế và bố trí hệ trục chong chóng tàu thủy của các tàu cỡ lớn, chúng ta cần quan tâm đến quá trình định tâm hệ trục trong quá trình lắp ráp sau này. Khi đó, cần phải tính toán với nhiều phương án bố trí hệ trục để từ đó có thể đưa ra phương án bố trí tốt nhất đảm bảo cho sự phân bố tải trọng trên các gối đỡ hệ trục theo các tiêu chuẩn định tâm hệ trục tàu thủy được ban hành của Quy phạm phân cấp và đóng tàu biển các nước cũng như Đăng kiểm Việt Nam. Khi chọn chiều dài đoạn tự do phía mũi của trục chong chóng và vị trí các gối đỡ trung gian cần chú ý đến phân bố các cơ cấu đáy tàu, vách ngăn khoang kết để có không gian để dàng điều chỉnh chiều dài các nhịp trục khi điều kiện của bất phương trình (9) không thỏa mãn.

Từ sự phân tích các hư hỏng và kết quả tính toán với hệ trục của tàu nhỏ và vừa cần chú ý:

- Cần chú ý đến các độ cứng vững của cơ cấu vùng buồng máy và đuôi tàu để bố trí các gối đỡ trục như: Tăng kích thước đà dọc tại chỗ, có biện pháp tăng độ cứng vững các gối đỡ trục.

- Khi bố trí hệ trục, thực hiện tốt khuyến cáo chọn nhịp trục lớn nhất hợp lý, giảm chiều dài nhịp trục thứ 2 bằng cách đưa gối về phía đuôi, các gối đỡ đoạn trục chân vịt cần đưa vào trong ống bao để tăng độ cứng vững các bộ đỡ gối.

- Với các tàu đang khai thác, nếu các bạc đỡ bị mài mòn bất thường cần kiểm tra và có thể hiệu chỉnh vị trí gối đỡ để cải thiện phân bố tải trọng và sử dụng các biện pháp gia cường tăng độ cứng vững các bộ đỡ của các gối trục để giảm thiểu biến dạng đường tâm hệ trục chân vịt.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Đăng Cường. *Thiết kế và lắp ráp thiết bị tàu thủy*. NXB Khoa học Kỹ thuật. 2000.
- [2] P.A. Dolysikiy. *Định tâm chuyển động của diesel tàu thủy*. NXB Đóng tàu. Matxcova. 1974. (Tài liệu bằng Tiếng Nga)
- [3] D.L.Garmasep. *Lắp ráp các thiết bị tàu thủy*. NXB Đóng tàu. Matxcova. 1975. (Tài liệu bằng Tiếng Nga).
- [4] Mai Tuyết Lê. *Tính toán ứng lực do lắp ráp và biến dạng xác định đường đàn hồi của hệ trục tàu thủy*. Luận văn thạc sỹ kỹ thuật, Đại học Hàng hải Việt Nam. 2000.
- [5] Đặng Hồ, *Thiết kế và trang trí động lực tàu thủy*. Tập I và tập II. NXB Khoa học Kỹ thuật. Hà Nội. 1986.
- [6] Quản Trọng Hùng. *Phân tích nguyên nhân hư hỏng hệ trục chân vịt một số tàu cao tốc vỏ hợp kim nhôm đang sử dụng tại Việt Nam*. Tạp chí KH và CN Hàng hải. Số 26- 3/2011.
- [7] Quản Trọng Hùng. *Lắp ráp hệ thống động lực tàu thủy*. NXB Hàng hải, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam. 2017.
- [8] QCVN 21:2015/BGTVT. *Quy phạm phân cấp và đóng tàu biển vỏ thép*. Đăng kiểm Việt Nam, Quy chuẩn Kỹ thuật Quốc gia. 2015.

Ngày nhận bài: 14/01/2019
 Ngày nhận bản sửa: 26/02/2019
 Ngày duyệt đăng: 06/03/2019