

# LẬP QUI TRÌNH KHẢO SÁT DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC TÀU THỦY

Trần Thị Hồng

Trường Đại học Bách Khoa – Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

(Bài nhận ngày 21 tháng 12 năm 2004, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 28 tháng 01 năm 2005)

**TÓM TẮT:** Bài báo trình bày các bước lập qui trình khảo sát dao động xoắn trong hệ trục tàu thủy, từ mô hình hóa hệ thực, đưa về hệ trục tương đương và cuối cùng đưa ra được hệ phương trình toán học của hệ tương đương này. Bài báo cũng đã đưa ra các kết quả tính toán đối với tàu kéo 350 HP. Kết quả tính toán để nghiên cứu chế độ cộng hưởng ta chỉ quan tâm đến các phần tử bậc thấp vì nó nằm trong vùng làm việc của tàu. Điều này có nghĩa là chúng ta có thể sử dụng hệ tương đương với số khối lượng tập trung không cần quá nhiều mà vẫn đảm bảo độ chính xác. Đồng thời tác giả đưa ra hướng nghiên cứu mới là tự động hóa bằng các chương trình máy tính các thao tác tính toán từ hệ thực sang hệ tương đương và việc giải hệ phương trình vi phân tìm lực cưỡng bức.

## 1. MỞ ĐẦU

Trong nhiều năm qua, bộ môn Cơ giới hóa Xí nghiệp – Xây dựng, Khoa Cơ khí kết hợp cùng với bộ môn Tàu thủy, Khoa Kỹ thuật giao thông thực hiện nghiên cứu dao động trong hệ thống động lực tàu thủy. Nguyên nhân của phần lớn các sự cố hư hỏng đối với máy móc, công trình hiện nay gắn với hiện tượng dao động. Dưới tác dụng của các lực biến thiên có chu kỳ thì các bộ phận của máy dao động. Biên độ dao động của chúng đặc biệt lớn trong trường hợp tần số biến đổi của lực cưỡng bức trùng với các dao động riêng của cơ hệ. Biến dạng, và do đó, ứng suất trong trường hợp này có giá trị lớn là nguyên nhân gây ra gãy vỡ trục, đồng thời biến đổi có chu kỳ là nguyên nhân phá hủy về mỏi. Vì vậy trong quá trình thiết kế máy nói chung người ta cố gắng đưa miền làm việc ra khỏi vùng cộng hưởng. Tuy nhiên đối với các hệ trục truyền động, trong đó có hệ trục chính tàu thủy, thì tần số riêng của dao động xoắn thường thấp hơn rất nhiều so với số vòng quay làm việc. Vì vậy khi mở máy và khi tắt máy hoặc khi chuyển từ chế độ làm việc này sang chế độ làm việc khác, cơ hệ thường rơi vào miền cộng hưởng. Chính vì vậy việc nghiên cứu dao động xoắn là một công việc rất cần thiết đối với tàu thủy. Năm 1907 Gumbel và Frem đã ghi lại hai trường hợp gãy trục động cơ trên tàu hơi nước mà trục này được thiết kế rất tốt. Frem đã thu được từ thực nghiệm rằng ứng suất của trục truyền có dấu thay đổi và giải thích hiện tượng trên bằng sự có mặt của dao động xoắn [3].

Bài báo này trình bày đặc thù việc thiết lập qui trình khảo sát dao động xoắn của hệ trục chân vịt nối với máy chính của tàu thủy.

## 2. LẬP MÔ HÌNH TOÁN HỌC DAO ĐỘNG XOẮN CỦA HỆ TRỤC CHÍNH

Hệ truyền động bao gồm nhiều bộ phận: thiết bị động lực, hộp số, trục, khớp nối v.v... Tính toán dao động xoắn những hệ như vậy đòi hỏi nhiều thời gian và có khi không khả thi. Vì thế, việc đầu tiên là phải thay thế hệ thực bởi một hệ đơn giản hơn gọi là *hệ thay thế* hay *hệ tương đương* có các đặc trưng dao động xoắn, tức các tần số riêng và dạng dao động riêng của hệ, như của hệ thực.

Hệ tương đương thường được giả thiết là các trục đàn hồi không khối lượng và trên đó có các khối lượng tập trung, có nghĩa là từ hệ thực có vô số bậc tự do được thay thế bởi hệ có số bậc tự do hữu hạn. Sự sai lệch giữa hệ thực và hệ tương đương hoàn toàn giảm được đến mức cho phép nhờ việc chọn hợp lý số bậc tự do của hệ tương đương.

Sự tương đương của hai hệ được đảm bảo trên cơ sở đảm bảo thế năng lớn nhất và động năng lớn nhất của hai hệ bằng nhau. Điều này đòi hỏi:

- Thế năng của trục tương đương bằng thế năng của trục thực khi trục chịu cùng một góc xoắn như nhau.

- Động năng của hệ tương đương bằng động năng của hệ thực.
- Từ hai yêu cầu trên thì hệ tương đương được xác định trên cơ sở:
  - a) Xác định chiều dài tương đương của từng đoạn trục giữa hai khối lượng tập trung.
  - b) Xác định moment quán tính khối lượng đối với trục quay (mômen quán tính độc cực) của các khối lượng tập trung.

**2.1 Xác định chiều dài tương đương**

Chiều dài tương đương của các đoạn trục được xác định trên cơ sở sự bằng nhau về độ cứng giữa các đoạn trục hệ thực với các đoạn trục trên hệ tương đương.

Ký hiệu  $c, c_o$  lần lượt là độ cứng tương ứng của đoạn trục khảo sát trên hệ trục thực và trục tương đương thì điều kiện này có nghĩa là  $c = c_o$ , hay viết cụ thể là:

$$\frac{G.J_p}{l} = \frac{G.J_{p_o}}{l_o} \tag{1}$$

Trong đó:

$l, l_o$  - chiều dài đoạn trục thực và đoạn trục thay thế.

$J_p, J_{p_o}$  - moment quán tính diện tích độc cực của đoạn trục thực và đoạn trục thay thế.

$G$  - mô-đun đàn hồi trượt của vật liệu

Từ (1) ta suy ra công thức tính chiều dài tương đương cho các dạng trục điển hình:

- Đối với trục bậc: 
$$l_{1o} = \frac{J_o}{J_1} l_1 ; l_{2o} = \frac{J_o}{J_2} l_2 ; l_{3o} = \frac{J_o}{J_3} l_3 \tag{2}$$

- Đối với trục rỗng: 
$$l_o = l \frac{d_o^4 - \delta_o^4}{d^4 - \delta^4} \tag{3}$$

- Đối với trục khuỷu:

$$l_o = l_{ck} + 0,4h_1 + 0,2h_2 + 2,192l_{ch}x \frac{d_{ck}^4}{d_{ch}^4} + 1,284Rd_{ck}^4 \left( \frac{1}{h_1b_1^3} + \frac{0,75}{h_2b_2^3} \right) \tag{4}$$

Trong đó:  $h_i, b_i$  là chiều dày và chiều rộng má khuỷu.

$d_o, \delta_o$  là đường kính ngoài và trong của trục tương đương.

$l_{ck}, l_{ch}$  là chiều dài cổ trục khuỷu và chốt khuỷu.

Công thức tính moment quán tính diện tích độc cực  $J_p$  khác nhau tùy theo diện hình học của tiết diện trục. Trong trường hợp đoạn trục có tiết diện phức tạp, ví dụ như trục khuỷu, đoạn nối, v.v... thì có thể dùng đến phương pháp đồ thị.

**2.2 Xác định moment quán tính khối lượng tương đương**

Moment quán tính khối lượng của các khối lượng tập trung có thể xác định bằng phương pháp giải tích, hay giải tích – đồ thị, hay thực nghiệm.

Trong trường hợp khối lượng khảo sát là động cơ với cơ cấu là cơ cấu tay quay – con trượt thì moment quán tính khối lượng phụ thuộc vào góc quay của tay quay. Trong bước tính toán sơ bộ, ta có thể coi gần đúng moment quán tính của động cơ không đổi và bằng giá trị trung bình trong một chu kỳ của tay quay.

Khi tính toán moment quán tính của các chi tiết có dạng phức tạp ta có thể phân chi tiết ra thành nhiều phần đơn giản, tìm moment quán tính của từng phần đơn giản ấy đối với trục quay rồi tìm tổng moment quán tính của chúng theo công thức sau:

$$J = \sum_{i=1}^n J_i \tag{5}$$

Sau khi tính moment quán tính  $J$  thì khối lượng tương đương có thể tính theo công thức sau:

$$m_{R_o} = \frac{J}{R^2} \quad [\text{kg}] \tag{6}$$

Trong đó:  $m_{R0}$  là khối lượng tương đương đặt cách trục quay một bán kính quay R.  
 $J$  là momen quán tính của các thành phần trong hệ trục.

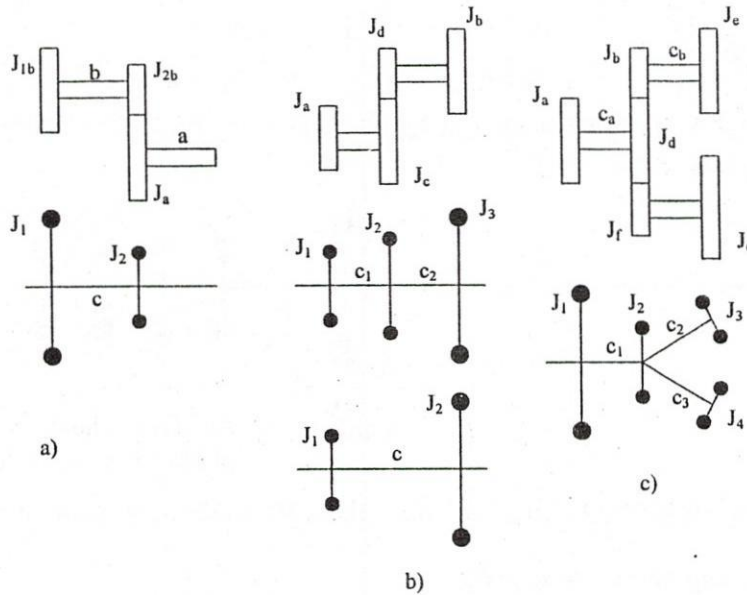
**2.3 Xác định hệ số cứng của các đoạn trục**

Xác định hệ số cứng của trục khuỷu động cơ đốt trong là vấn đề phức tạp. Thông thường hệ số cứng xoắn được tính theo công thức thu được từ thực nghiệm:

$$c = \frac{M}{\varphi} = \frac{G \cdot J_p}{l} \quad [\text{Nm/rad}] \quad (7)$$

Trong đó :  $M$  là moment xoắn [Nm];  $G$  là hệ số đàn hồi của vật liệu [N/m<sup>2</sup>],  
 $\varphi$  là góc xoắn [rad];  $c$  là độ cứng chống xoắn của trục [Nm/rad],  
 $J_p$  là moment quán tính độc cực [cm<sup>4</sup>]

Lực liên kết trong các đoạn trục nối chung được giả thiết là đàn hồi tuyến tính chỉ thể hiện bởi độ cứng  $c$ . Trong thực tế lực này có thể phi tuyến, tuy nhiên trong bước tính gần đúng ta có thể chấp nhận chúng là tuyến tính .



Hình 1: Các chuyển đổi tương đương

Có thể xác định hệ số cứng trên cơ sở thiết lập đồ thị quan hệ góc xoắn với moment tác động. Để tính toán tần số riêng, thường thì hệ tương đương được giả thiết là một trục thẳng trên đó có gắn các khối lượng tập trung. Trong thực tế, phần lớn trục các hệ truyền động có dạng phân nhánh so với trục chính (hình 1).

Giả sử chọn trục tương đương gắn với trục a, thì khối lượng và độ cứng trên trục b sẽ được tính trên nguyên tắc sau:

- Khối lượng được tính trên cơ sở cân bằng động năng.
- Độ cứng được tính trên cơ sở cân bằng về thế năng.

[1]. Hệ trục hình 1. a được đưa về hệ trục tương đương hai khối lượng:

$$\frac{J_{1b}\omega_b^2}{2} = \frac{J_1\omega_a^2}{2} \Rightarrow J_1 = J_{1b} \left( \frac{\omega_b}{\omega_a} \right)^2 = J_{1b}i^2 \quad \text{và} \quad J_2 = J_a + J_{2b} \left( \frac{\omega_b}{\omega_a} \right)^2 \quad (8)$$

Trong đó  $\omega_b$  và  $\omega_a$  là vận tốc góc của trục b và trục a.

- Độ cứng trên trục b ký hiệu  $c_b$  khi chuyển sang trục a được ký hiệu  $c_a$  được tính:

$$\frac{c_b (\varphi_{1b} - \varphi_{2b})^2}{2} = \frac{c_a (\varphi_{1a} - \varphi_{2a})^2}{2} \Rightarrow c_a = c_b \left( \frac{\varphi_{1b} - \varphi_{2b}}{\varphi_{1a} - \varphi_{2a}} \right)^2 = c_b i^2 \quad (9)$$

[2]. Hệ trên hình 1 b) có thể đưa về hệ hai hoặc ba khối lượng:

- Nếu đưa về hệ ba khối lượng thì:

$$J_1 = J_a ; \quad J_2 = J_c + J_d \left( \frac{\omega_b}{\omega_a} \right)^2 ; \quad J_3 = J_b \left( \frac{\omega_b}{\omega_a} \right)^2 \quad (10)$$

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_a} ; \quad \frac{1}{c_2} = \frac{1}{c_b} \left( \frac{\omega_a}{\omega_b} \right)^2 \quad (11)$$

- Nếu đưa về hệ hai khối lượng thì độ cứng của hệ tương đương c sẽ được xác định:

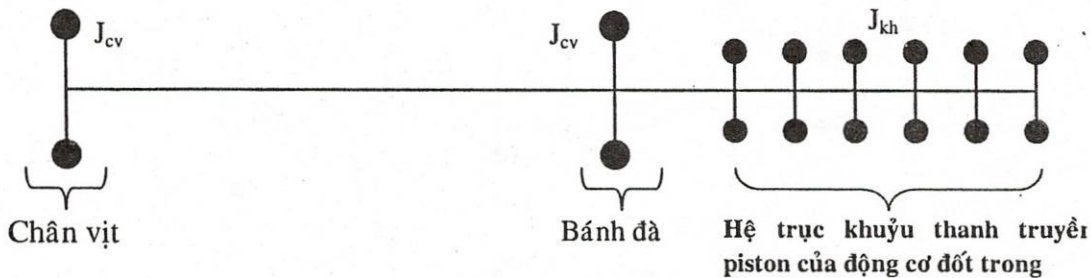
$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \quad (12)$$

[3]. Hệ trên hình 1 c) có các đại lượng tương đương tính theo công thức sau:

$$J_1 = J_a ; \quad J_2 = J_d + J_e \left( \frac{\omega_b}{\omega_a} \right)^2 + J_f \left( \frac{\omega_c}{\omega_a} \right)^2 ; \quad J_3 = J_b \left( \frac{\omega_b}{\omega_a} \right)^2 ; \quad J_4 = J_c \left( \frac{\omega_c}{\omega_a} \right)^2 \quad (13)$$

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_a} ; \quad \frac{1}{c_2} = \frac{1}{c_b} \left( \frac{\omega_a}{\omega_b} \right)^2 ; \quad \frac{1}{c_3} = \frac{1}{c_c} \left( \frac{\omega_a}{\omega_c} \right)^2 \quad (14)$$

Sau khi xác định khối lượng tương đương, độ cứng tương đương thì hệ trục thực được biểu thị bởi hệ tương đương có dạng như sau:



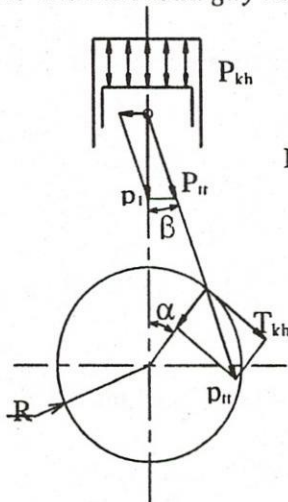
Hình 2. Hệ tương đương hệ trục tàu thủy với các thông số động học tương đương.

### 2.4 Lực cưỡng bức trong hệ dao động xoắn

Khi tính dao động xoắn của hệ trục tàu thủy với thiết bị động lực là động cơ xilanh – piston thì lực gây ra dao động cưỡng bức được cho là gồm các loại sau:

- Mô men của áp lực khí trong xilanh của động cơ hay máy nén.
- Mô men gây bởi lực quán tính của các khối lượng chuyển động.

#### 2.4.1 Mô men xoắn gây ra bởi áp lực khí trong xi-lanh của động cơ hay máy nén:



$P_{kh}$  - lực khí cháy

$$M_{kh} = T_{kh} \cdot R \cdot F \quad (15)$$

Trong đó:

R- bán kính tay quay,

F - diện tích piston,

$T_{kh}$  - lực tiếp tuyến gây ra mômen xoắn

Hình 3. Sơ đồ lực tác dụng lên thanh truyền và tay quay do áp lực khí

Mô men  $M_{kh}$  của động cơ là hàm có chu kỳ do đó có thể biểu diễn bằng dãy Fourier:

$$M_{kh} = M_o + M_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + M_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + \dots = M_o + \sum_{i=1}^n M_i \sin(i\omega t + \varphi_i) \quad (16)$$

Trong đó:

$M_o$  – giá trị mômen xoắn trung bình,

$M_i$  – biên độ của phần tử thứ  $i$ ,

$\omega$  - tần số góc (ở động cơ 2 thì  $\omega$  bằng tần số góc quay của động cơ, ở động cơ 4 thì  $\omega$  bằng  $\frac{1}{2}$  tần số góc quay của động cơ),

$t$  – thời gian,

$\varphi_i$  – góc lệch pha của phần tử thứ  $i$ .

Thành phần lực tiếp tuyến  $T_{kh}$  có thể xác định gần đúng, dựa vào các sổ tay kỹ thuật, theo bảng sau:

Số thứ tự	1/2	1	1 1/2	2	2 1/2
$T_{kh}$	0,34 $p_i$	0,34 $p_i$	0,31 $p_i$	0,23 $p_i$	0,18 $p_i$

$p_i$  – giá trị áp suất trung bình trong buồng nén tác động lên piston

2.4.2 Mômen lực quán tính của những khối lượng chuyển động tịnh tiến của cơ cấu tay quay – con trượt thường chỉ được xác định đối với những phần tử bậc thấp từ 1 ÷ 4:

$$M_{qt} = T_{qt} \cdot R \cdot F \quad (17)$$

$$T_{qt} = mR\omega^2 \left( \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha + \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right) \quad (18)$$

Trong đó:  $m$  - tổng khối lượng các chi tiết chuyển động tịnh tiến.

$\lambda = \frac{R}{L}$  là tỷ số bán kính tay quay trên chiều dài thanh truyền.

2.4.3 Mômen gây ra bởi trọng lượng của cơ cấu tay quay – con trượt:

Mômen gây ra bởi trọng lượng của cơ cấu tay quay – con trượt thường có giá trị khá bé nên chỉ được tính đối với những động cơ nặng có tốc độ vòng quay thấp. Các mômen này gồm hai thành phần:

a) Mômen gây ra bởi những chi tiết chuyển động tịnh tiến:

$$M_{m1} = G_n R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \approx G_n R \left( \sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t \right) \quad (19)$$

b) Mômen xoắn gây ra bởi trọng lượng các chi tiết quay:

$$M_{m2} = G_b R \sin \omega t \quad (20)$$

Trong đó:  $G_n$  là trọng lượng mọi chi tiết chuyển động tịnh tiến (piston, 1 phần thanh truyền)

$G_b$  là trọng lượng mọi chi tiết quay (tay quay, 1 phần thanh truyền)

## 2.5 Phương trình toán học của hệ

Thông thường trong chế độ làm việc ngoài cộng hưởng, biên độ dao động xoắn bé vì thế chỉ có các mômen gây ra bởi các lực đàn hồi, lực cản là đáng kể. Mặt khác, vì mục tiêu chủ yếu khi tính dao động xoắn của hệ trục là xác định các tần số riêng của hệ để phòng ngừa hiện tượng cộng hưởng, nên

trong phương trình chuyển động của hệ chỉ lưu tâm đến các lực đàn hồi và các lực cưỡng bức. Khi này mô hình toán học của hệ tương đương có dạng sau:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1(t) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = M_2(t) \\ \dots\dots\dots \\ J_i \ddot{\varphi}_i - c_{i-1}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_i(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = M_i(t) \\ \dots\dots\dots \\ J_n \ddot{\varphi}_n - c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = M_n(t) \end{cases} \quad (21)$$

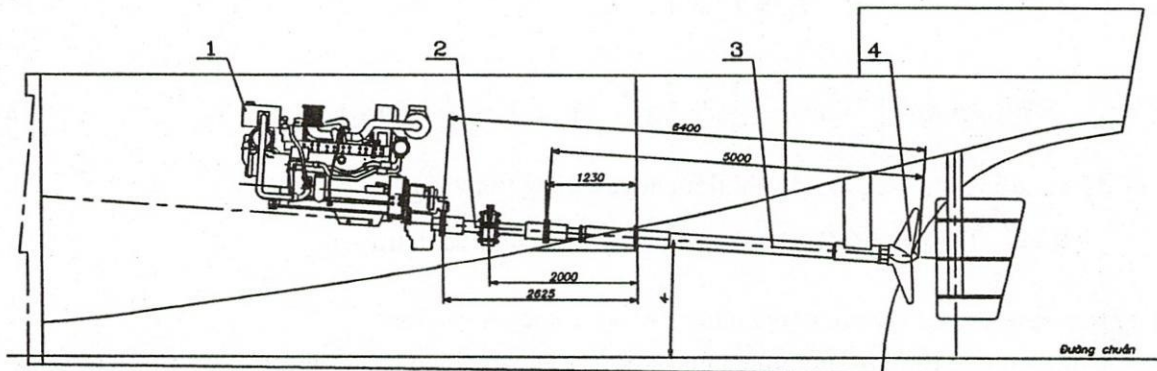
Trong hệ phương trình này, khi cho vế phải bằng không ta xác định được tần số riêng của hệ. Vấn đề tìm được các tần số riêng của hệ là rất quan trọng giúp cho việc vận hành máy không bị rơi vào vùng cộng hưởng.

Khi đưa lực tác dụng thực vào (có vế phải), ta xác định được biên độ dao động thực của hệ. Biên độ này không được vượt quá giá trị cho phép, nếu không thì cần phải điều chỉnh lực tác động hoặc thay đổi kết cấu trục (thay đổi độ cứng).

Trong mô hình này ta chưa đưa vào các lực cản khác mà sự có mặt của các lực cản này sẽ làm cho biên độ dao động nhỏ đi. Vì mô hình này cho ta giá trị biên độ dao động cao nhất nên đây là một mô hình toán rất đảm bảo an toàn cho hệ.

### 3. VÍ DỤ KHẢO SÁT DAO ĐỘNG XOẮN CỦA TÀU KÉO 350 HP

#### 3.1 Sơ đồ tàu kéo 350 HP



Hình 4. Bố trí hệ động lực tàu kéo 350 HP

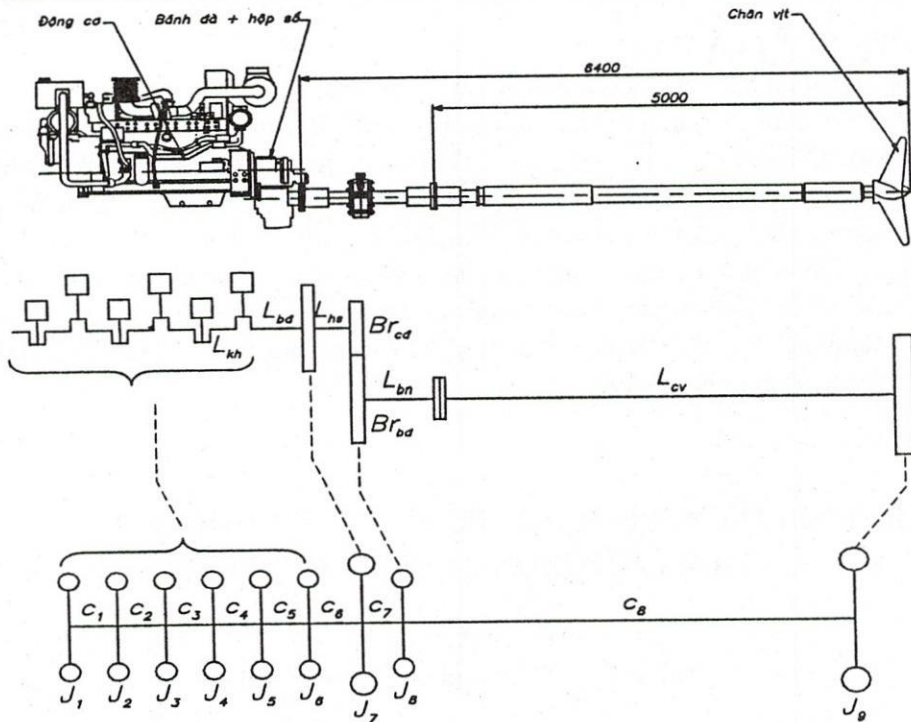
1. Máy chính (Diesel)      2. Khớp nối      3. Trục chân vịt      4. Chân vịt

#### 3.2 Mô hình hoá hệ thực tàu kéo 350HP sang hệ tương đương

Hình 5a) trình bày sơ đồ hệ động lực tàu kéo 350HP, gồm có các thành phần chính là động cơ Diesel, bánh đà + hộp số, khớp nối, trục truyền và chân vịt. Hệ này được mô hình hóa như ở hình 5b) và được chuyển sang hệ tương đương gồm 9 khối lượng.

##### Diễn giải hình 5:

- $B_{r_{cd}}$  – Bánh răng chủ động trong hộp số
- $B_{r_{bd}}$  – Bánh răng bị động trong hộp số
- $L_{cv}$  – Chiều dài đoạn trục chân vịt
- $L_{br}$  – Chiều dài đoạn trục từ hộp số đến bích nối
- $L_{hs}$  – Chiều dài đoạn trục từ bánh đà đến hộp số
- $L_{bd}$  – Chiều dài đoạn trục từ khuỷu trục động cơ đến bánh đà
- $L_{kh}$  – Chiều dài một khuỷu trục của động cơ đốt trong
- $J_i$  – Moment quán tính
- $c_i$  – Độ cứng các đoạn trục tương đương

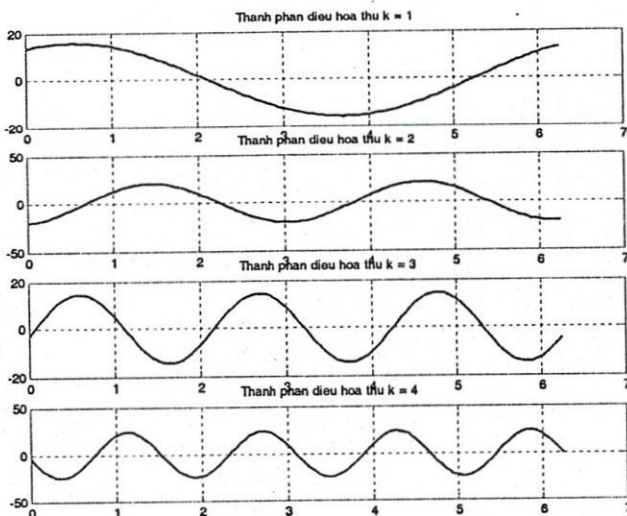


Hình 5. Mô hình hóa hệ động lực tàu thủy

Như trên đã trình bày ở trên, quá trình tính toán để xác định mômen gây bởi áp lực khí rất phức tạp do vậy đề tài sẽ sử dụng kết quả tính toán từ một chương trình xác định áp lực khí trong buồng nén của động cơ đốt trong. Đồ thị moment cưỡng bức có dạng là hàm có chu kỳ  $2\pi$  có thể được phân tích thành các thành phần điều hòa (Hình 6).

Kết quả tính toán cho thấy các tần số riêng đầu của hệ:

- |                                   |                                   |                                    |
|-----------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| $\omega_1 = 61,8 \text{ rad/s}$   | $\omega_2 = 106,4 \text{ rad/s}$  | $\omega_3 = 604,6 \text{ rad/s}$   |
| $\omega_4 = 2583,3 \text{ rad/s}$ | $\omega_5 = 3573,6 \text{ rad/s}$ | $\omega_6 = 5645,4 \text{ rad/s}$  |
| $\omega_7 = 8322,3 \text{ rad/s}$ | $\omega_8 = 8675,1 \text{ rad/s}$ | $\omega_9 = 10101,7 \text{ rad/s}$ |



$$M_1 = 15,8 \cdot \sin(\omega \cdot t + 233,5);$$

$$M_2 = 20,4 \cdot \sin(2\omega \cdot t + 17,5);$$

$$M_3 = 14,5 \cdot \sin(3\omega \cdot t + 182);$$

$$M_4 = 24,5 \cdot \sin(4\omega \cdot t + 185,5).$$

$$M = 6,9 + M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

Hình 6: Đồ thị moment chính trong 1 chu kỳ

Đối với đồ thị moment chính bậc điều hòa có thể được tính đến  $k = 14$  tuy nhiên theo tính toán động cơ đốt trong thì chỉ cần 4 bậc đầu tiên là đủ chính xác do vậy trong đề tài cũng sẽ sử dụng 4 bậc điều hòa đầu tiên.

#### 4. NHẬN XÉT VÀ KẾT LUẬN

Từ kết quả tính toán ta có thể rút ra một số kết luận sau:

- 1) Các tần số riêng của các phần tử bậc cao của lực cưỡng bức lớn hơn rất nhiều so với tần số quay của trục vì vậy để nghiên cứu chế độ cộng hưởng ta chỉ quan tâm đến các phần tử bậc thấp vì nó nằm trong vùng làm việc của tàu. Điều này có nghĩa là chúng ta có thể sử dụng hệ tương đương với số khối lượng tập trung không cần quá nhiều mà vẫn đảm bảo độ chính xác.
- 2) Các thao tác tính toán từ hệ thực sang hệ tương đương cũng như việc giải hệ phương trình vi phân (21) hoàn toàn có thể được tự động hóa bằng các chương trình máy tính. Đây là hướng nghiên cứu tiếp tục của nhóm nghiên cứu với mục đích thay thế các phương pháp đồ thị khảo sát hệ dao động xoắn bằng các chương trình tính toán tự động.

### ESTABLISH A PROCESS TO SURVEY VIBRATION OF TRANSMISSION SYSTEM OF SHIPS

Tran Thi Hong

University of Technology – VNU-HCM

**ABSTRACT:** *The paper presents the steps to establish a process to survey vibration of transmission system of ships, from the real system to equivalent model and its mathematical equation system. The paper also provides the results of 350 HP ship. According to the results, it is clear that to survey resonant vibration, the research can be done on the lower elements because they are in the working zone of the transmission system. That means we can ensure the accuracy using equivalent model with few gather masses. The author provides further research direction on automation all transfer process from real system to equivalent model and solving mathematical system.*

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. C.T.Sun.Y.P.LU, "Vibration Damping of Structural Elements", Prentice\_Hall Englewood Cliffs, NJ 07632
- [2]. G.J.BORSE, "Numerical Method with MATLAB", PWS Publishing Company
- [3]. J S Carlton, "Matine Propellers and Propulsion", Bulterworth Heineman
- [4]. Kelley , S.G, "Fundamentals of Mechanical Vibration", New Jersey 2001
- [5]. Loyd's Register, "Rules and Regulations for The classification of Ships", January 1995
- [6]. M. Gérardon/D.Rixen, "Mechanical Vibration, Willy Publishers since 1807
- [7]. Nguyễn Tuấn Kiệt, "Động Lực Học", NXB ĐH Quốc Gia Tp.HCM
- [8]. Nguyễn Văn Giáp, "Hướng dẫn Sử Dụng MATLAB", NXB ĐH Quốc Gia Tp.HCM
- [9]. Nguyễn Văn Khang, "Dao Động Kỹ Thuật", NXB Khoa Học Kỹ Thuật
- [10]. Nhóm tác giả, "Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong", NXB Giáo Dục
- [11]. Rao, S.S, "Mechanical Vibration", Addison-Wesley, Massachusetts 1995
- [12]. Trần Công Nghị (chủ biên) – Ngô Kiều Nhi, "Rung Động Tàu", NXB ĐH Quốc Gia Tp.HCM
- [13]. William T.Thomson, "Theory of Vibration with Applications", Prentice\_Hall International Edition
- [14]. Các trang WEB (keywords: vibration of propulsion system of Ship, Ship vibration, Mechanical vibration, Vi.