

TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG XOẪN HỆ ĐỘNG LỰC TÀU THỦY

Trần Thị Hồng

Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM

(Bài nhận ngày 28 tháng 01 năm 2005, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 25 tháng 4 năm 2005)

TÓM TẮT: Bài báo trình bày một chương trình tính toán tự động dao động xoắn hệ động lực tàu thủy được viết bằng ngôn ngữ MATLAB. Trên cơ sở các đáp ứng của hệ dao động tại các tọa độ suy rộng, ta tìm được hàm khuếch đại và đồ thị hàm khuếch đại. Từ những nhận xét về hàm khuếch đại và vị trí có thể xảy ra cộng hưởng, tác giả đã đề xuất các biện pháp giảm dao động như: vượt qua cộng hưởng, thay đổi tần số riêng, tăng hệ số cản, lắp thêm bộ giảm chấn động lực và một số biện pháp khác.

I. MỞ ĐẦU:

Tiếp nối các vấn đề đã trình bày trong [15], để từng bước đưa việc khảo sát dao động của tàu thủy sang phương thức tính toán tự động, chúng tôi đã thiết lập phần mềm tính toán. Cơ sở của chương trình tính dựa trên hệ phương trình vi phân dao động xoắn trục như sau:

$$\begin{cases} J_k \ddot{\varphi}_k - c_{k-1,k} (\dot{\varphi}_{k-1} - \dot{\varphi}_k) + c_{k,k+1} (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k+1}) + \xi_k \cdot \dot{\varphi}_k = M_k(t) \\ \text{Với } k = 1 \div n \end{cases} \quad (1)$$

Chương trình cho phép xuất ra các dữ liệu sau:

- Các tần số riêng của hệ.
- Các dạng dao động riêng của hệ.
- Đồ thị dao động cưỡng bức của từng bậc tự do trong hệ.
- Hàm khuếch đại và đồ thị hàm khuếch đại

Dữ liệu xuất của chương trình được trình bày ở hai dạng là dữ liệu số (data), đồ thị.

Trong bài báo này, chúng tôi trình bày giải thuật của chương trình và kết quả tính dao động xoắn cho tàu kéo 350 HP, chương trình được viết bằng ngôn ngữ MATLAB, và sau đó đề xuất các biện pháp giảm dao động.

II. SƠ ĐỒ GIẢI THUẬT VÀ CÁC BƯỚC TÍNH TOÁN:

2.1 Sơ đồ giải thuật: Được trình bày trong hình 1.

2.2 Các bước tính chính:

1. Phương trình tổng quát và dữ liệu ban đầu:

Dạng ma trận của phương trình tổng quát của hệ nhiều bậc tự do như sau:

$$M \cdot \ddot{x}(t) + B \cdot \dot{x}(t) + K \cdot x(t) = F(t) \quad (2)$$

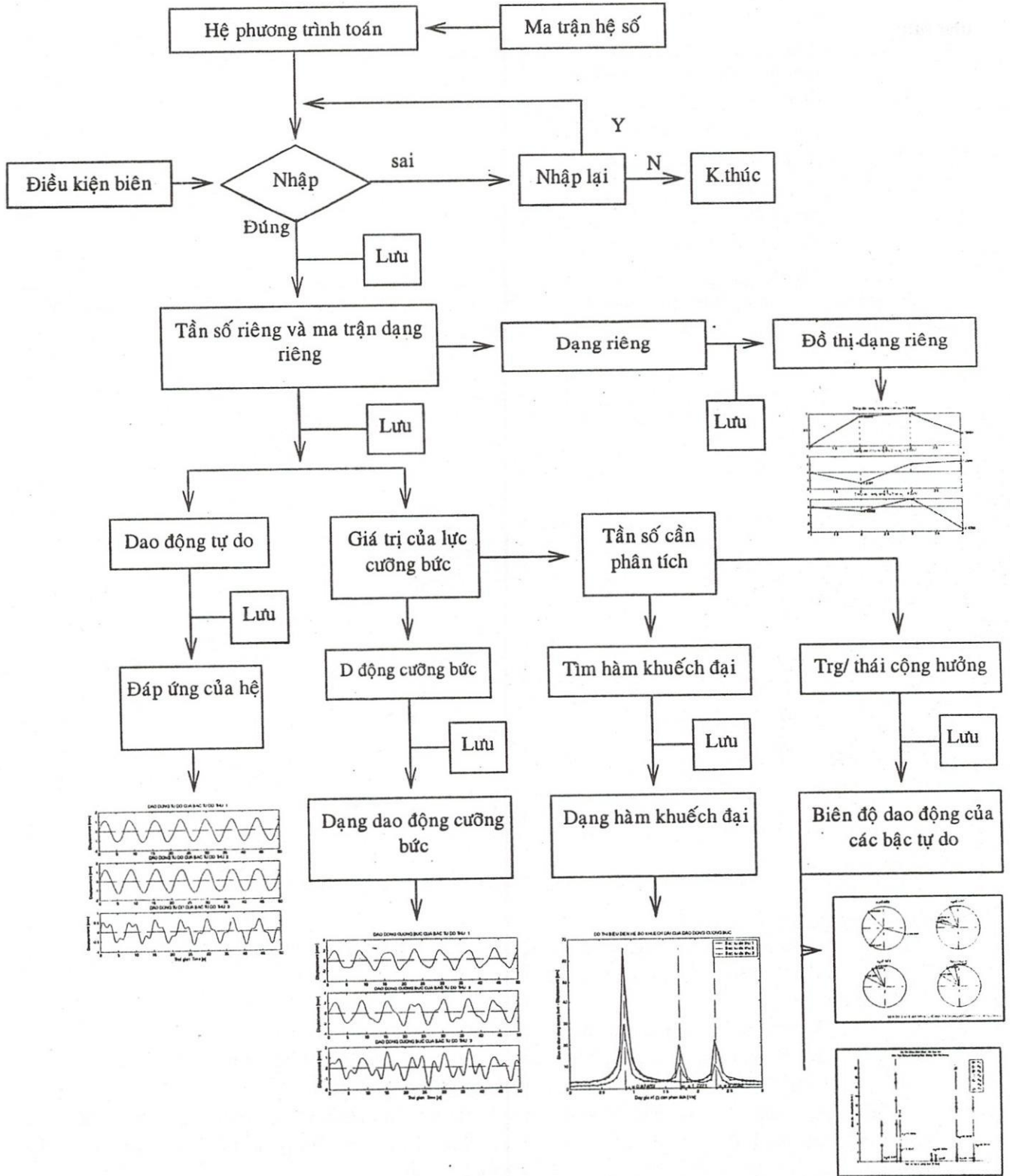
Trong đó :

- Các hệ số M, B, K là các ma trận (n x n) với n là số bậc tự do của hệ,
- x, \dot{x} , \ddot{x} là các ma trận cột tọa độ và các đạo hàm bậc 1, bậc 2 của tọa độ suy rộng theo thời gian.
- F(t) là ma trận cột lực kích thích

Lực kích thích đối với hệ trục tàu được tạo bởi hệ thống động cơ là những hàm có chu kỳ, vì vậy để khảo sát dao động, chúng luôn được phân tích thành chuỗi các hàm sin, cosin với tần số của động cơ và tần số bội của tần số động cơ.

2. Xác định tần số riêng và ma trận dạng riêng của hệ:

Như đã phân tích từ lý thuyết, đối với hệ nhiều bậc tự do ta phải tìm các tần số riêng và các dạng dao động riêng của hệ.



Hình 1. Sơ đồ giải thuật của chương trình tính cho hệ nhiều bậc tự do

Việc tính toán này sẽ tương tự việc tìm trị riêng và vecto riêng trong thư viện các hàm toán của chương trình và ta sẽ sử dụng tính chất này để thực hiện. Cú pháp của lệnh này sẽ được tắt như sau:

$$[V, D]=eig(A,B)$$

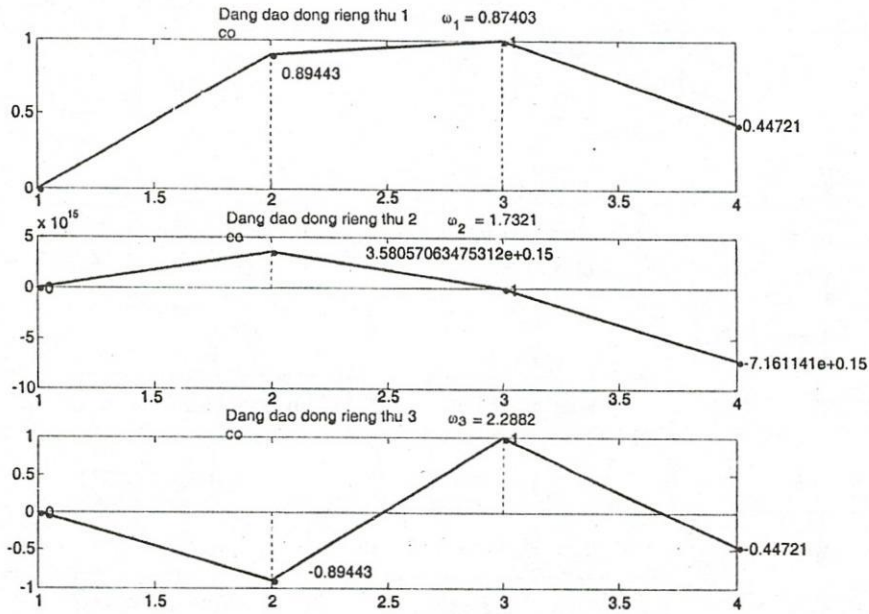
Trong đó A, B là ma trận hệ số và V, D là các ma trận kết quả: V sẽ là ma trận chứa trị riêng và D là ma trận đường chéo chứa các vecto riêng của hệ sau: $A \cdot \lambda = B$

Tuy nhiên kết quả lưu trữ trong hai ma trận V và D chưa được sắp xếp khi biểu diễn dạng dao động riêng của hệ, do vậy ta cần phải tạo ra một hàm riêng trong phần tính này. Cấu trúc hàm đó sẽ

như sau:

```
function [V,w]=eigsort(k,m);
Omega=sqrt(eig(k,m));
[vtem,d]=eig(k,m);
[w,isor]=sort(Omega);
il=length(w);
for i=1:il
V(:,i)=vtem(:,isor(i));
end
```

Trên hình 2 biểu thị kết quả tính tần số riêng và dạng dao động riêng của ba tần số riêng đầu tiên đối với hệ trục chính tàu kéo 350 HP, với các thông số đã cho trong [15].



Hình 2. Dạng dao động riêng của hệ 3 bậc tự do

3. Giải hệ phương trình vi phân :

Để giải dao động hệ nhiều bậc tự do ta sử dụng hàm ODE để tính và có cú pháp như sau:

```
[x,t]= ODE45('function',[ ],m,b,k,f).
```

Trong đó:

Function: là hàm mà ta cần tìm nghiệm.

M, B, K, F: là các thông số đầu vào liên hệ đến thông số kết cấu của hệ.

x(t): là kết quả nghiệm của hệ tương ứng trong thời gian t.

ODE là giải thuật theo phương pháp Runge_Kutta giải tìm nghiệm cho phương trình vi phân bậc 2. Đây là một giải thuật được viết sẵn trong chương trình MATLAB. Trong mỗi bài toán cụ thể thì đại lượng nhập sẽ là hàm lực cưỡng bức và các điều kiện ban đầu.

Trong chương trình thì hàm Function sẽ được lưu với tên là "dxtd_mdof" để tính cho trường hợp hệ dao động tự do và function "dxcb_mdof" để tính cho trường hợp dao động cưỡng bức.

Hàm function "dxtd_mdof" có dạng như sau:

```
function ddx = dxtd_mdof(t,x,flag,B,C);
% <-----Bat dau----->
% Ham tinh dao dong TU DO cua he nhieu bac
n=length(B);
x_0=zeros(n,1); dx_0=zeros(n,1);
for i=1:n
```

```

x_0(i) = x(i); dx_0(i)= x(n+i);
end
ddx1= dx_0; ddx2= -B*dx_0 -C*x_0;
ddx=[ddx1; ddx2];
% <-----Ket thuc----->

```

Trong function “dxtm_mdof” trên, ma trận lực cưỡng bức sẽ được bỏ qua do vậy việc tính toán đối với trường hợp này sẽ không cần phải nhập các thông số của lực cưỡng bức.

Function “dxcb_mdof” dùng để tính cho trường hợp dao động cưỡng bức. Trong trường hợp này ta cần phải nhập các thông số của lực cưỡng bức. Để minh họa, chúng tôi đã sử dụng số liệu về mô men tác dụng lên hệ trục chính của tàu kéo 350 HP. Các số liệu này được xác định từ thực nghiệm [15].

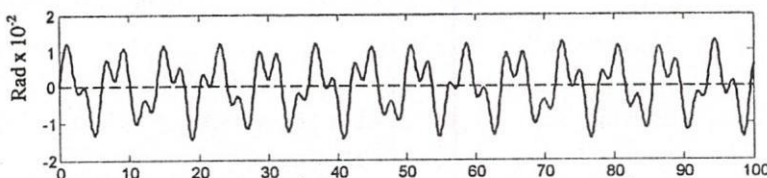
```

function ddx = dxcb_mdof(t,x,flag,B,C,Inv_m,F,Omega,pha);
% <-----Bat dau----->
% Ham tinh dao dong CUONG BUC cua he nhieu bac
% Luc cuong buc co dang tong quat
% F_t(i) = a_0 + A*sin(Omega_1*t + alpha) + B*cos(Omega_2*t + beta)
% F: matran he so cua luc cuong buc; O hay Omega: matran ts cua luc cuong buc
n=length(C);
x_0 = zeros(n,1);
dx_0= zeros(n,1);
F_t = zeros(n,1);
f=Inv_m*F;
for i=1:n
    x_0(i) = x(i);
    dx_0(i)= x(n+i);
    F_t(i) = f(i,1)+ f(i,2)*sin(Omega(i,1)*t + pha(i,1)) + f(i,3)*cos(Omega(i,2)*t + pha(i,2));
end
ddx1= dx_0;
ddx2= -B*dx_0 -C*x_0 + F_t;
ddx=[ddx1; ddx2];
% <-----Ket thuc----->

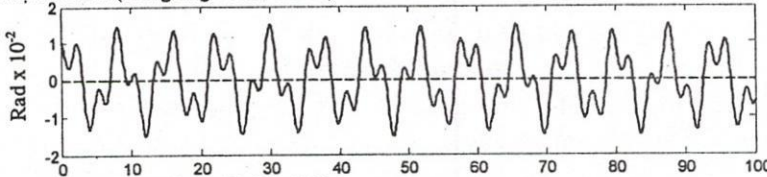
```

Hình 3 biểu diễn các đáp ứng cưỡng bức của 3 tọa độ suy rộng đầu tiên :

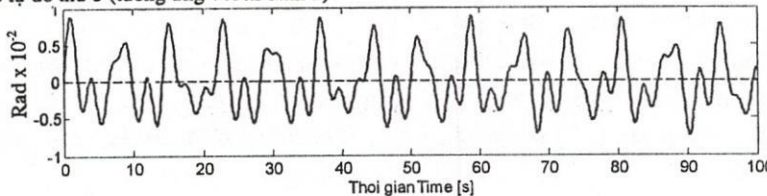
Bậc tự do thứ 1 (tương ứng với xi-lanh 1)



Bậc tự do thứ 2 (tương ứng với xi-lanh 2)



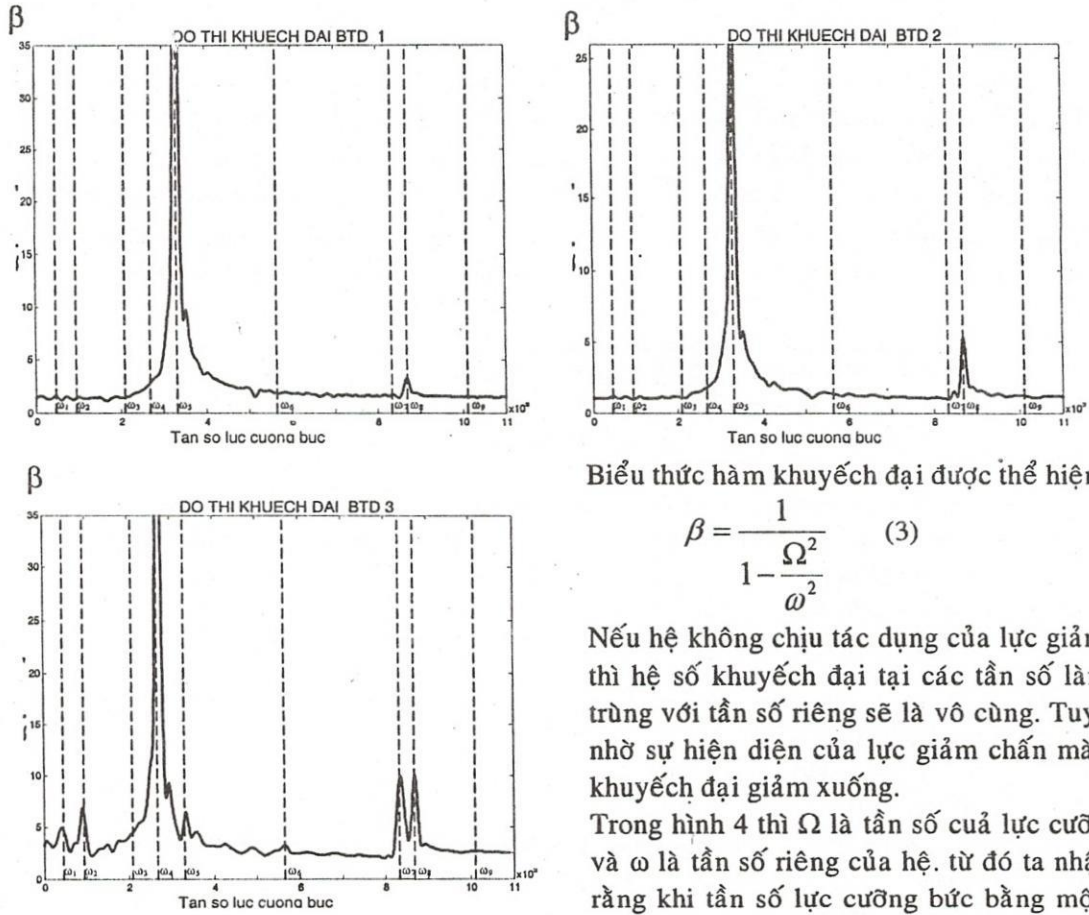
Bậc tự do thứ 3 (tương ứng với xi-lanh 3)



Hình 3. Đáp ứng của hệ dao động tại 3 tọa độ suy rộng đầu tiên

4. Tìm hàm khuếch đại:

Kết quả tính toán sẽ có dạng như sau:



Hình 4: Hàm khuếch đại tại 3 tọa độ suy rộng đầu tiên

Biểu thức hàm khuếch đại được thể hiện:

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \quad (3)$$

Nếu hệ không chịu tác dụng của lực giảm chấn thì hệ số khuếch đại tại các tần số làm việc trùng với tần số riêng sẽ là vô cùng. Tuy nhiên nhờ sự hiện diện của lực giảm chấn mà hệ số khuếch đại giảm xuống.

Trong hình 4 thì Ω là tần số của lực cưỡng bức và ω là tần số riêng của hệ. từ đó ta nhận thấy rằng khi tần số lực cưỡng bức bằng một trong những tần số riêng của hệ thì biên độ dao động sẽ tăng lên rất nhanh, kết quả này hoàn toàn phù hợp với lý thuyết.

III. ĐỀ XUẤT CÁC BIỆN PHÁP GIẢM DAO ĐỘNG:

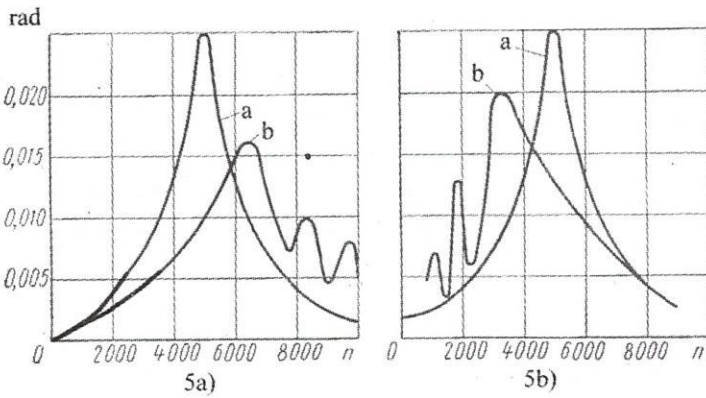
1. Biện pháp vượt qua cộng hưởng:

Qua việc tính toán đối với tàu 350 HP tại các tần số $\omega_1=0.87403$ rad/s, $\omega_2=1.7321$ rad/s và $\omega_3=2.2882$ rad/s nằm trong vùng làm việc. Ta nhận thấy trong rất nhiều hệ trục chịu xoắn của tàu thủy thì tồn tại các tần số riêng thuộc các phần tử bậc thấp nằm trong vùng tần số làm việc (số vòng quay của trục chính). Do vậy trong quá trình làm việc, đặc biệt là khi mở máy và tắt máy, vận tốc của hệ có thể sẽ đi qua các vùng cộng hưởng và lúc này sẽ xảy ra hai trường hợp:

Trường hợp thứ 1: Khi vận tốc thay đổi chậm: trong mỗi khoảng thời gian rất ngắn dao động của tàu có thể xem là ổn định, lúc này mặc dù cơ hệ phải trải qua các gia đoạn cộng hưởng nhưng các ứng suất trong các phần tử của nó lại có giá trị phù hợp với giá trị tính toán.

Trường hợp 2: Khi vận tốc thay đổi nhanh: khi đi qua cộng hưởng biên độ của hệ dao động sẽ đạt cực trị không cùng thời điểm với thời điểm mà số vòng quay của hệ ổn định đạt tần số cộng hưởng mà hơi chậm hơn và sau đó thì biến thiên dao động có dạng phách tắt dần. Trong quá trình tắt dần biên độ tiếp tục đạt một số điểm cực trị (hình 5).

Từ đây ta có thể thấy rằng nếu vận tốc của hệ vượt qua vùng cộng hưởng thì chế độ làm việc sẽ ổn định. Tuy nhiên việc tăng tốc nhanh để vượt qua cộng hưởng thì phụ thuộc vào dự trữ công suất của tàu, lực cản và các vị trí cộng hưởng. *Vì thế không nên lạm dụng biện pháp vượt qua cộng hưởng để khắc phục cộng hưởng.*



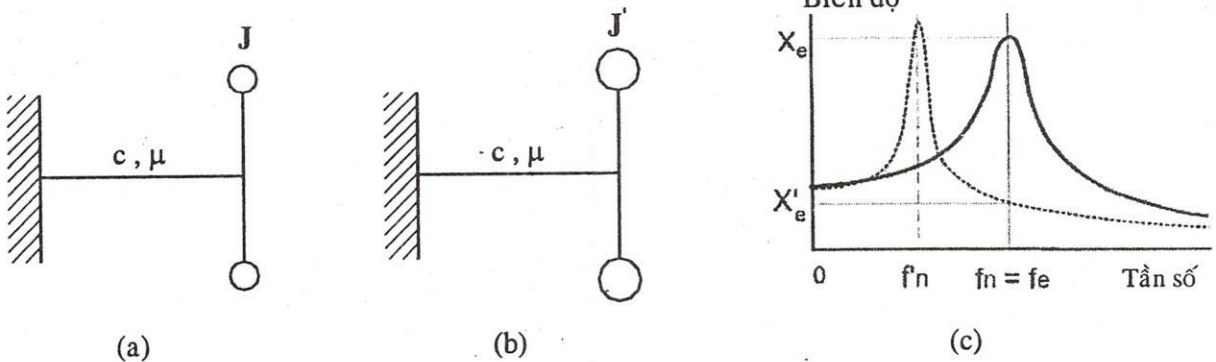
Hình 5. Sự biến thiên của biên độ khi qua miền cộng hưởng

- 5a) Quá trình tăng tốc:
 a. Dao động hệ không ổn định
 b. Dao động hệ ổn định
- 5b) Quá trình giảm tốc:
 a. Dao động hệ không ổn định
 b. Dao động hệ ổn định

2. Thay đổi tần số riêng:

Từ kết quả hàm khuếch đại của dao động (3), ta nhận thấy rằng khi tần số lực kích thích bằng với tần số riêng thì hệ thống xuất hiện cộng hưởng. Ở trạng thái cộng hưởng biên độ dao động sẽ rất lớn có thể vượt qua khả năng chịu đựng của hệ thống. Qua đó ta thấy rằng nếu ta có thể thay đổi tần số riêng trong lúc hệ hoạt động sao cho tần số riêng không trùng với tần số lực kích thích để tránh cộng hưởng.

Hình 6 trình bày nguyên lý hoạt động của bộ giảm chấn kiểu ly tâm. Khi hệ ban đầu (a) có moment quán tính J được thay thế bằng moment quán tính J' của hệ (b) thì tần số dao động riêng sẽ dịch chuyển từ f_n đến f'_n (c), do đó sẽ tránh được hiện tượng cộng hưởng.



Hình 6. Bộ giảm chấn kiểu ly tâm

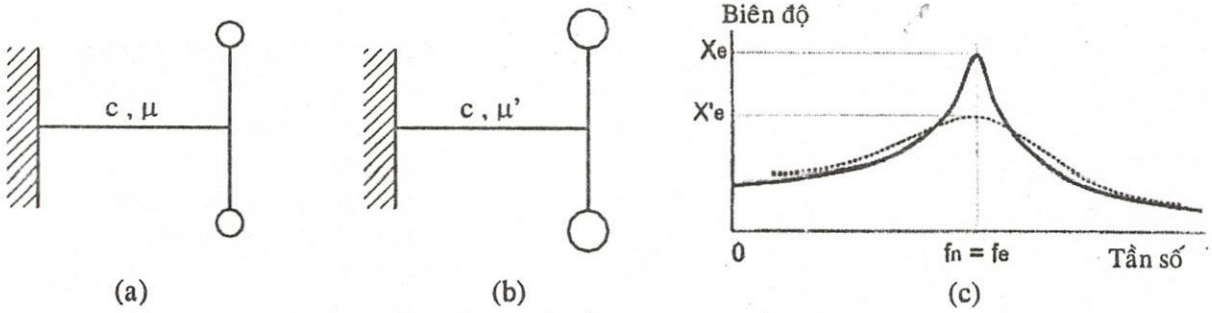
Quá trình thay đổi tần số dao động riêng như thế phải được thực hiện trong suốt quá trình hoạt động sao cho khi tần số lực cưỡng bức đạt giá trị f_e thì tần số riêng của hệ sẽ dịch chuyển về f'_n để tránh xảy ra cộng hưởng. Từ ý tưởng trên ta có thể thiết kế bộ giảm chấn kiểu ly tâm có khả năng thay đổi moment quán tính bằng cách thay đổi khối lượng lệch tâm bố trí đối xứng so với trục quay.

Bằng phương pháp thay đổi tần số riêng của hệ, các dao động cộng hưởng nguy hiểm có thể được dịch chuyển ra bên ngoài vùng hoạt động của hệ động lực tàu thủy. Sự thay đổi có thể theo chiều tăng hoặc giảm tần số dao động riêng. Biện pháp giảm tần số riêng $\omega_j' < \omega_j$ sẽ tốt hơn vì rằng sau cộng hưởng biên độ dao động thường nhỏ hơn so với trước khi cộng hưởng.

Trong trường hợp này khi đưa máy chạy nhanh qua vùng cộng hưởng, các biên độ cộng hưởng chưa kịp lớn. Thay đổi tần số riêng có thể hoặc bằng cách thay đổi các thông số khối lượng hoặc bằng cách thay đổi thông số đàn hồi.

3. Tăng hệ số cản:

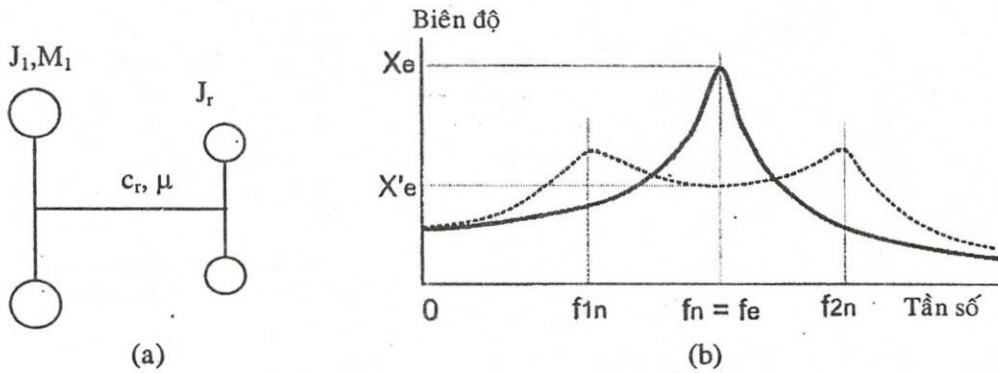
Ta biết rằng lực cản có tác dụng làm giảm biên độ khi cộng hưởng một cách đáng kể và nếu tăng hệ số cản thì biên độ sẽ giảm đi. Để tăng hệ số cản, người ta thêm một bộ giảm chấn. Hình 7 trình bày bản chất của việc giảm chấn bằng việc tăng hệ số cản.



Hình 7. Giảm chấn bằng tăng hệ số cản

4. Lắp thêm bộ giảm chấn động lực:

Dao động xoắn cộng hưởng của hệ trục có thể được khử đi bằng cách trên hệ trục ta lắp thêm một hệ thống dao động đặc biệt mà hệ này tiếp nhận một phần năng lượng của lực cưỡng bức cộng hưởng và chuyển thành động năng. Hệ dao động này được gọi là bộ giảm chấn động lực. Khi hệ dao động yếu thì bộ giảm chấn chịu dao động mạnh. Các thông số của bộ giảm chấn động lực được chọn sao cho tần số riêng của bộ này bằng tần số của những lực cưỡng bức không cho phép. Bộ giảm chấn kiểu này thường được lắp tại đầu tự do của trục khuỷu động cơ, ngoài ra dựa vào tính chất này người ta còn chế tạo ra bộ giảm chấn kiểu con quay. Thông thường các giảm chấn kiểu này sẽ được cung cấp bởi các hăng chế tạo động cơ, đối với bộ giảm chấn kiểu con quay thường được bố trí bên trong má khuỷu của động cơ đốt trong.



Hình 8. dùng bộ giảm chấn động lực

Nói chung: đối với một hệ động lực tàu thủy do yếu tố dao động phức tạp nên thông thường ta phải kết hợp nhiều biện pháp giảm chấn mới đạt được hiệu quả mong muốn. Bên cạnh các biện pháp dao động đã nêu ở trên, người ta còn sử dụng khớp nối mềm để khắc phục độ lệch đường trục qua đó ta có thể sử dụng khớp nối mềm dùng cao su để tăng thêm khả năng chống xoắn và cách ly dao động cưỡng bức truyền từ động cơ sang hệ trục tàu thủy. Đối với động cơ được sử dụng cho tàu kéo 350 HP thì má khuỷu không được trang bị con quay do vậy nếu sử dụng thêm thiết bị giảm chấn cho động cơ thì chỉ có thể sử dụng thiết bị giảm dao động xoắn gắn tại đầu tự do của trục khuỷu động cơ. Ngoài ra để tránh dao động của hệ động lực truyền qua thân tàu gây nên dao động chung toàn tàu thì hiện nay người ta có xu hướng sử dụng các chân đế cao su đặt tại chân động cơ và bộ máy.

CALCULATING THE TORQUE VIBRATION OF THE SHIP DYNAMICS

Tran Thi Hong

University of Technology – VNU-HCM

ABSTRACT: The paper presents an automated program written in MATLAB calculating the torque vibration of the ship dynamics. Based on the responses of the system at the extended coordinates, we can find amplifying function and its plot. From the consideration about the amplifying function and the points where the resonance can happen, the author suggests some methods to reduce the vibration such as: overcome the resonance, change the self-frequency, increase the resistance factor, equip with a dynamic damper and some other methods.

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. Géradon/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.)
- [15]. Trần Thị Hồng, "Lập qui trình khảo sát dao động xoắn hệ trục tàu thủy", Tạp chí Phát triển Khoa học & Công nghệ, Số 02/2005, Tập 8, trang 17-24.