

PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG CỦA HỆ ROTOR XÉT YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG RUNG ĐỘNG CỦA BỆ TRỤC

TS. Ngô Văn Thanh^{1*}, ThS. Nguyễn Thị Hiền²

¹Trường Đại học Điện Lực

²Trường Đại học Công nghệ Đồng Nai

*Tác giả liên hệ: Ngô Văn Thanh, thanhnv@epu.edu.vn

THÔNG TIN CHUNG

Ngày nhận bài: 12/07/2023

Ngày nhận bài sửa: 29/8/2023

Ngày duyệt đăng: 21/09/2023

TỪ KHOÁ

Cộng hưởng;

Dao động ngang;

Hệ rotor;

Xung lực bộ máy

TÓM TẮT

Dao động ngang của hệ rotor là một trong yếu tố quan trọng khi thiết kế, lắp đặt và vận hành. Biết được quy luật và kiểm soát được dao động có vai trò quan trọng. Bởi vì nếu dao động vượt quá mức cho phép sẽ là nguyên nhân gây mòn tại các vị trí ổ trục và ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất vận hành máy. Trong quá trình vận hành, có nhiều yếu tố ngoại lực có tác động trực tiếp đến hệ dao động như mất cân bằng của bản thân rotor, các xung lực của môi trường xung quanh như xung chấn của trái đất,... Vì vậy, khi xét dao động có khảo sát đến các yếu tố xung lực của môi trường xung quanh là việc làm cần thiết. Bài báo này tiến hành phân tích dao động của hệ rotor có xét đến ảnh hưởng của xung lực của bộ máy. Từ đó sẽ giúp dự đoán cũng như khắc phục được một số hiện tượng bất thường có thể xảy ra khi rotor làm việc ở dải tốc độ cao. Kết quả chỉ ra rằng, khi xung lực tác của bộ máy làm cho quỹ đạo dao động của rotor có dạng elip, chứng tỏ rằng sẽ làm cho tính chất đối xứng của rotor bị mất đi sẽ tạo ra ứng suất thay đổi theo chu kỳ. Ngoài ra, từ kết quả tính toán cũng chỉ ra được các vị trí xảy ra hiện tượng cộng hưởng cần tránh khi khởi động đến khi tốc độ làm việc ổn định.

ABSTRACT

The lateral vibration of the rotor system is one of the important factors when designing, installing, and operating. Knowing the rules and controlling the lateral vibration are important. Because excessive lateral vibration causes to bearing wear and directly affects the machine's performance. During the operation, many external forces have a direct impact on the oscillation system such as the unbalance of the rotor itself, and the impulses of the surrounding environment such as the earth tremors, etc. Therefore, when considering lateral vibration, it is necessary to investigate the impulse factors of the surrounding environment. This paper analyzed the lateral vibration of the rotor system taking into account the influence of the response to ground. It would help predict as well as overcome some abnormal phenomena that may occur when the rotor works at a high-speed range. The results have shown when the thrust of the foundation

causes the rotor's oscillating trajectory to be elliptical, the loss of the symmetry of the rotor will create alternating stress. In addition, from the calculation results, it is also shown that the locations where resonance occurs should be avoided when starting until the working speed.

1. GIỚI THIỆU

Trong các thiết bị máy quay nói chung, dao động có ảnh hưởng trực tiếp đến tuổi thọ, độ tin cậy, độ ồn và tính kinh tế của máy móc (Miranda & Faria, 2012). Do đó, khi thiết kế, lắp đặt và vận hành cần phải chú ý đúng mức vấn đề động lực học của máy. Đặc biệt là trong các thiết bị, máy quay hiện đại thường được thiết kế làm việc ở chế độ tốc độ cao.

Dao động là một trong các yếu tố quan trọng cần xét đến khi lắp đặt tổ hợp rotor của turbine máy phát điện. Một trong các nguyên nhân gây hỏng hóc khi vận hành khi hệ rotor dao động với biên độ quá mức cho phép làm phá hủy các ổ trục. Do đó, việc xem xét các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của hệ rotor có vai trò quan trọng (Ngo, Xie, Xiong, Zhang, & Yang, 2013). Các nguồn gây dao động rất đa dạng, có thể là các nguồn mất cân bằng của bản thân rotor, các tải trọng ngoài, các yếu tố kích động ngẫu nhiên ở các khớp nối hoặc các ổ trục (Bruha & Peroutka, 2015). Đối với hệ rotor, các dao động có thể là dao động ngang, dao động dọc trục hoặc dao động xoắn. Tuy nhiên, do các dao động này thường độc lập nhau nên khi khảo sát có thể khảo sát riêng lẻ mà không làm ảnh hưởng đến kết quả.

Dao động ngang là dao động theo phương vuông góc với đường tâm của trục rotor. Đây là một trong các dao động có tác động lớn nhất đến hệ rotor - ổ trục của các chi tiết máy quay (Alsaleh, Sedighi, Ouakad, & Engineering, 2020; Wu & Design, 2007; Zou, Hua, Chen, & structures, 2002). Do đó, việc kiểm soát được dao động ngang có vai trò quan trọng. Ngoài việc dao động ngang có thể phá hủy các ổ trục, trong nhiều trường hợp nếu dao động này quá mức và không kiểm soát được, có thể gây va chạm với các thiết bị máy khác hoặc bộ máy gây ra những hỏng hóc nghiêm trọng (Genta, 2009; Liu, Li, Zhang, Gao, & Zuo, 2014;

Zhang, Nielsen, Blaabjerg, & Zhou, 2014). Dao động ngang thường sinh ra do các thành phần lực ngang, điển hình nhất là do mất cân bằng của máy. Dù máy được chế tạo hoàn chỉnh như thế nào thì cũng phát sinh những sai số về chế tạo và lắp đặt.

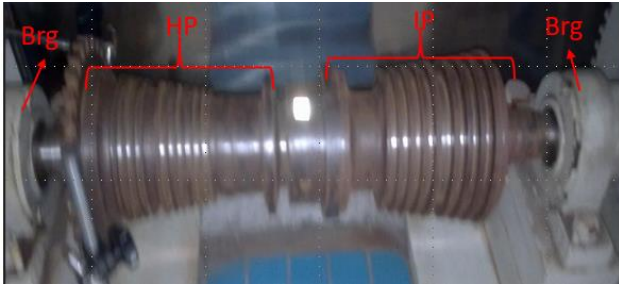
Rotor được coi là trái tim của tổ hợp turbine máy phát điện. Trong quá trình tính toán thiết kế, vấn đề động lực học luôn là yếu tố được quan tâm, xem xét trước tiên. Trong hầu hết các trường hợp, khi tính toán động lực học của rotor có thể coi nó gồm nhiều các phần tử trục và đĩa được liên kết với nhau trên các ổ trục. Do đó, trong các công cụ tính toán dao động của rotor hiện nay, phương pháp phần tử hữu hạn FEM (Finite Element Method) được sử dụng phổ biến (Friswell, Penny, Garvey, & Lees, 2010).

Rotor được lắp đặt với bộ máy thông qua các ổ trục. Có nhiều loại ổ trục khác nhau. Đối với các loại rotor cỡ nhỏ quay ở tốc độ cao thì có thể dùng các loại ổ bạc đỡ đơn giản. Tuy nhiên, khi tải trọng tăng và tốc độ quay cũng tăng thì có thể sử dụng các loại ổ lăn như ổ bi cầu, bi đĩa,... Đối với các loại rotor có kích thước lớn như rotor của tổ hợp turbine máy phát điện thì khi đó cần phải sử dụng các loại ổ đỡ thủy lực (He & Byrne, 2018; Nitzschke, Woschke, & Strackeljan, 2023).

Trong quá trình vận hành, tương tác giữa trục rotor và các ổ trục là một trong những yếu tố được quan tâm trước tiên (Safizadeh & Golmohammadi, 2020). Bởi vì đây là vị trí lực và mô men được truyền từ rotor lên bộ máy. Các lực và mô men này khi truyền lên bộ máy có thể phát sinh các lực kích động tác động ngược trở lại rotor (Grützmacher et al., 2018; Lindley et al., 2022). Ngoài ra, các nguyên nhân gây rung động bộ máy có thể đến từ các thiết bị máy khác khi làm việc, hoặc do các rung động do xung chấn của trái đất,... Do đó, vấn đề khảo sát các ảnh hưởng kích động từ bộ máy ngược trở lại rotor cũng cần phải được

xem xét đến (Luo, Wang, Tang, & Wang, 2019; Nishimura, Inoue, Watanabe, & Acoustics, 2018).

Ổ trục là một trong các phần tử đóng vai trò quan trọng đối với hệ rotor. Nó ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất vận hành máy. Các thông số động lực học của ổ trục có thể coi như một hệ dao động gồm lò xo-giảm chấn - khối lượng (Fu et al., 2023). Trong một số trường hợp, các ổ trục thủy lực còn có khả năng gây ra mất ổn định của rotor khi vận hành bởi hiện tượng tự kích động dao động (Ma & Wu, 2016). Do đó, trong bài báo này tiến hành phân tích ảnh hưởng của hiện tượng rung động của ổ trục, bộ máy lên dao động của rotor áp suất cao (HP- High pressure) và áp suất trung bình (IP - Immediate Pressure) của mô hình tổ máy turbine máy phát điện 300MW với tỷ lệ 1:10. Từ đó sẽ giúp dự đoán cũng như khắc phục được một số hiện tượng bất thường có thể xảy ra khi rotor làm việc ở dải tốc độ cao.



Hình 1. Rotor áp suất cao và áp suất trung bình
Brg: Ổ trục; HP: rotor áp suất cao; IP: Rotor áp suất trung bình

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG

Phương trình dao động của rotor được cho dưới dạng sau:

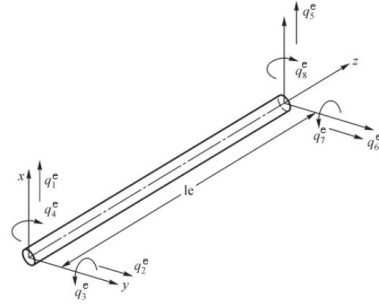
$$M\ddot{q} + (\Omega G + C)\dot{q} + Kq = Q(t) \quad (1)$$

Trong đó: M là ma trận khối lượng, K là ma trận độ cứng, C là ma trận độ cản nhớt, G là ma trận Gyroscopic, Ω là tốc độ quay của rotor, q là véc tơ tọa độ suy rộng, Q(t) là véc tơ ngoại lực.

2.1 Mô hình trục

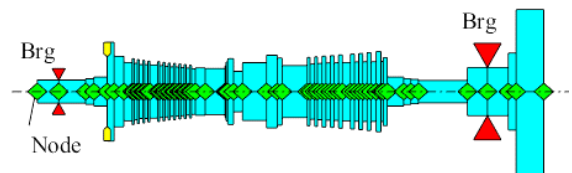
Để xây dựng ma trận khối lượng, ma trận độ cứng của rotor, mô hình rotor -hệ trục được xây dựng dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn như

Hình 2, trong đó mỗi node có 4 bậc tự gồm: q_1^e, q_2^e là các chuyển vị theo phương x và y; q_3^e, q_4^e là các góc xoay quanh trục x và y. Các ma trận độ cứng, ma trận khối lượng của một phần tử và của toàn bộ rotor hệ trục được trình bày trong (Friswell et al., 2010; Genta, 2009).



Hình 2. Mô hình FEM của một phần tử trục

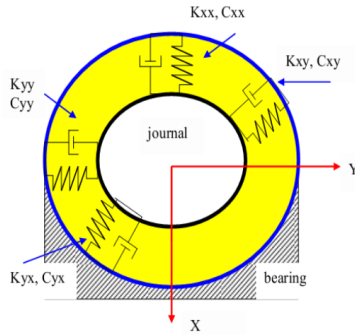
Căn cứ vào dữ liệu của của rotor áp suất cao và áp suất trung bình, mô hình FEM được xây dựng và cho trên Hình 3. Mô hình bao gồm 66 phần tử trục Timoshenko có xét đến ảnh hưởng của hiệu ứng Gyroscopic (Lancaster & Applications, 2013). Mỗi phần tử trục có hai node, như vậy mô hình có 67 node với 268 bậc tự do được đặt dọc theo tâm trục rotor theo thứ tự từ trái sang phải. Ổ trục được đặt tại vị trí node 2 và node 64 (Ngo & Xie, 2013).



Hình 3. Mô hình FEM của hệ rotor

2.2 Mô hình ổ trục

Lực tác dụng tại các ổ trục được mô hình bằng độ cứng (ký hiệu K) và giảm chấn (ký hiệu C) như Hình 4. Trong thực tế, mối quan hệ giữa lực và chuyển vị tâm trục tại ổ trục là mối quan hệ phi tuyến tính và là hàm số theo tốc độ quay của rotor. Tuy nhiên, để đơn giản hóa trong tính toán với sai số trong phạm vi cho phép, mối quan hệ giữa lực ổ trục và tâm trục được coi là tuyến tính (Ngo & Xie, 2013) theo công thức sau.



Hình 4. Mô hình ô trục

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Trong đó: f_x, f_y là các lực tại ổ trục tác động theo phương x và phương y; x, y, \dot{x}, \dot{y} lần lượt là chuyển vị và vận tốc theo phương x và phương y của tâm trục tại vị trí ổ trục.

2.3 Tác động xung lực của bộ máy lên hệ dao động

Để thuận tiện khảo sát, lực và chuyển vị tại vị trí ổ trục được ký hiệu dưới dạng véc tơ như sau:

$$Q_s = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} \text{ và } q = \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix}$$

Phương trình (2) được viết lại như sau:

$$Q_s = -K(\Omega)q - C(\Omega)\dot{q} \quad (3)$$

Khảo sát tác động của bộ máy, gọi q_s là véc tơ tọa độ chứa các bậc tự do của phần tử trục tại ổ trục, q_f là véc tơ chứa các tọa độ suy rộng của bộ máy. Nếu bộ máy tuyệt đối cứng, khi đó chuyển vị hệ trục coi như không chịu ảnh hưởng của bộ máy. Tuy nhiên, trong thực tế bộ máy không tuyệt đối cứng. Khi đó, véc tơ q là:

$$q = q_s - q_f \quad (4)$$

Do đó, khi khảo sát tác động kích động của bộ máy lên hệ dao động, công thức tính lực tổng quát của ổ trục được cho như sau (Friswell et al., 2010):

$$Q_s = -K_b(\Omega)(q_s - q_f) - C_b(\Omega)(\dot{q}_s - \dot{q}_f) \quad (5)$$

Trong đó: K_b, C_b là ma trận độ cứng và độ giảm chấn của ổ trục, q_s là véc tơ tọa độ suy rộng

chứa các bậc tự do của phần tử trục tại ổ trục, Phương trình dao động tổng quát của rotor hệ trục khi xét đến ảnh hưởng tác động của bộ máy sẽ là:

$$M\ddot{q} + \Omega G\dot{q} + C\dot{q} + Kq = T_b C_b \dot{q}_f + T_b K_b q_f \quad (6)$$

Trong đó T_b là ma trận chứa các bậc tự do của phần tử trục tại vị trí lắp các ổ trục.

Để khảo sát kích động của bộ máy trong hai trường hợp, một xung lực nửa nửa sine tác dụng lên ổ trục theo phương thẳng đứng trong thời gian 25 ms với biên độ 1mm và một xung kích động điều hòa với độ lệch tâm tại ổ trục là 10 μm .

2.4 Bài toán dao động tự do

Giải bài toán dao động tự do để tìm tần số dao động riêng và dạng dao động riêng là nhiệm vụ cơ bản. Phương trình (2) được viết trong không gian trạng thái dưới dạng sau:

$$\begin{bmatrix} C + \Omega G & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

Nghiệm của phương trình 7 là:

$$s_i, s_{n+i} = \omega_{ni} \left(-\zeta_i \pm j\sqrt{1-\zeta_i^2} \right) = -\zeta_i \omega_{ni} \pm j\omega_{di} \quad (8)$$

Trong đó: s gọi là trị riêng, $\omega_{ni}, \omega_{di}, \zeta_i$ lần lượt là tần số dao động riêng, tần số dao động tắt dần và hệ số giảm chấn ở dạng dao động riêng thứ i . Trị riêng được viết dưới dạng số phức với j là đơn vị ảo.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

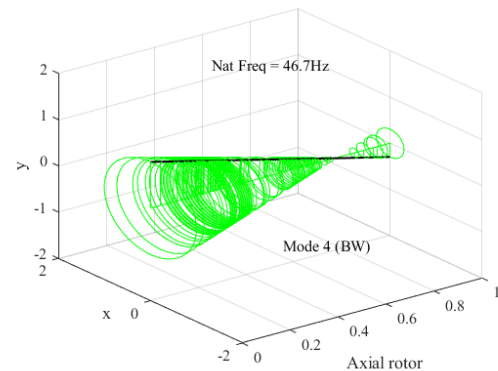
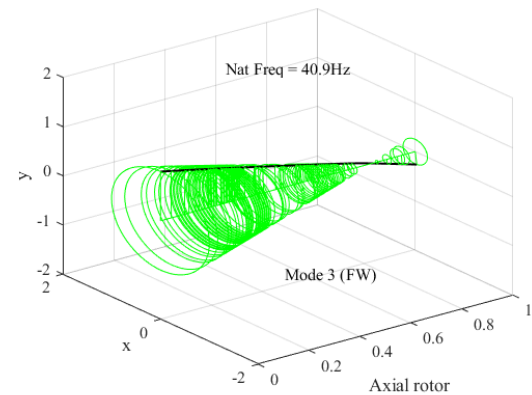
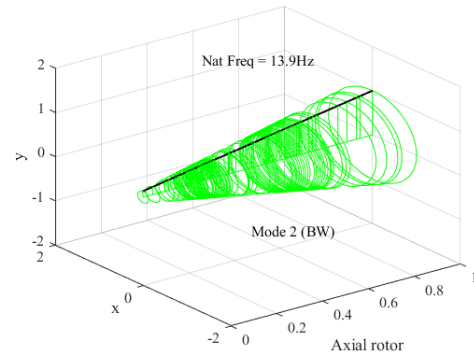
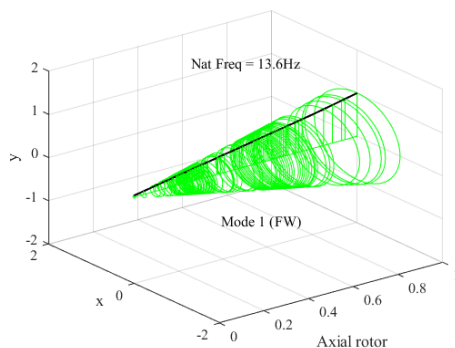
3.1. Tần số dao động riêng và các dạng dao động riêng

Bảng 1. Trị riêng và tần số dao động riêng

Tốc độ rotor (vòng/phút)	Trị riêng s (rad/s ⁻¹)	Tần số (Hz)
0	$-0,14 \pm 86,65j$	13.79
	$-0,14 \pm 86,65j$	13.79
	$-2,43 \pm 273,3j$	43.66

	$-2,43 \pm 273,3j$	43.66
	$-12,7 \pm 716j$	114.1
	$-12,7 \pm 716j$	114.1
3000	$-0,14 \pm 85,7j$	13.64
	$-0,15 \pm 87,4j$	13,93
	$-2,3 \pm 257,6j$	40.9
	$-2,5 \pm 289,8j$	46.13
	$-9,5 \pm 628,4j$	100
	$-15,9 \pm 801,5j$	127.6

Khảo sát dao động riêng bằng cách giải phương trình (7) trong không gian trạng thái. Kết quả 6 tần số dao động riêng và các trị riêng tương ứng của rotor ở 0 (trạng thái tĩnh) và 3000 vòng/phút (tốc độ làm việc của rotor) được cho trong Bảng 1. Các tần số riêng và trị riêng xuất hiện theo cặp và trùng nhau ở 0 vòng/phút, lúc này rotor coi như là một khối. Khi tốc độ quay của rotor tăng lên, các cặp này sẽ phân tách theo hai chiều hướng thuận (FW-Forward whirl) và nghịch (BW-Backward whirl) chiều quay do ảnh hưởng của hiệu ứng Gyroscopic

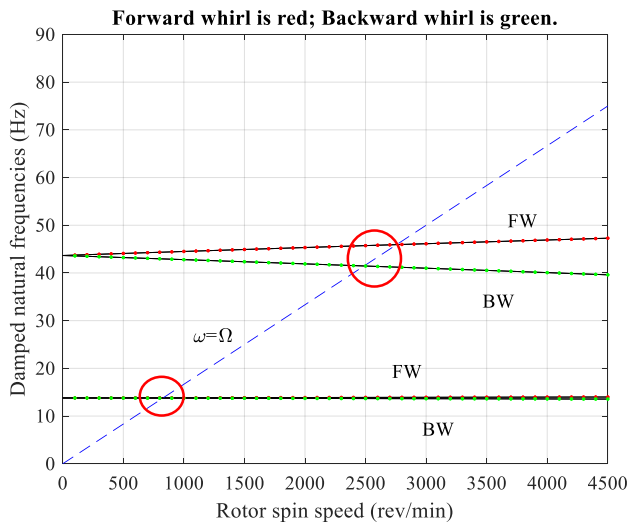


Hình 5. Bốn dạng dao động riêng đầu tiên

Hình 5 là kết quả các dạng dao động riêng ứng với các tần số dao động riêng đầu tiên của hệ rotor. Trong đó các trục x , y và trục dọc theo đường tâm rotor là được chuẩn hóa và không có thứ nguyên. Do tính chất của rotor là đối xứng, quỹ đạo của các node dọc theo trục rotor là các đường tròn. Tần số dao động riêng và các dạng dao động riêng đầu tiên là những thông số quan trọng và thường gặp trong thực tế làm việc. Trong quá trình này cần phải

tránh các tốc độ mà tại đó có khả năng xảy ra hiện tượng cộng hưởng.

Về lý thuyết, khi tính toán các bậc tự do càng nhiều, tần số dao động riêng tương ứng càng lớn. Đối với các tần số dao động riêng cao thường chỉ có ý nghĩa trong tính toán mô hình mà ít có ý nghĩa trong thực tế vì có rất ít xung lực có tần số kích động lớn để gây ra cộng hưởng ở các tần số cao này. Ở các dạng dao động riêng này, dạng dao động thứ 3 (Mode 3 (FW)) và thứ tư (Mode 4 (BW)) xuất hiện một điểm nút, đây là vị trí pha dao động dọc theo trục rotor ngược nhau.



Hình 6. Đồ thị Campbell

Để xác định vị trí tốc độ của rotor mà tại đó xảy ra hiện tượng cộng hưởng (hoặc tốc độ tới hạn) bằng đồ thị Campbell (tần số dao động riêng biến thiên theo tốc độ quay) như Hình 6. Trên đồ thị Campbell có thể thấy, tần số dao động riêng xuất hiện theo từng cặp, ở tốc độ càng cao, do ảnh hưởng của hiệu ứng Gyroscopic, các cặp tần số này có xu hướng tách thành hai đường rõ rệt, một đường thể hiện dao động theo chiều quay của rotor FW (Forward Whirl) và một đường thể hiện dao động ngược chiều quay của rotor BW (Backward whirl). Tốc độ tới hạn trong phạm vi tốc độ quay của rotor từ 0 vòng/phút đến tốc độ làm việc là giao của đường $\omega = \Omega$, với ω là tần số góc của ngoại lực kích động. Từ đồ thị Campbell xác định được các vòng quay xảy ra cộng hưởng tương ứng là 816; 835; 2454; 2802 vòng/phút.

3.2. Khảo sát ảnh hưởng kích động của bộ máy lên hệ dao động

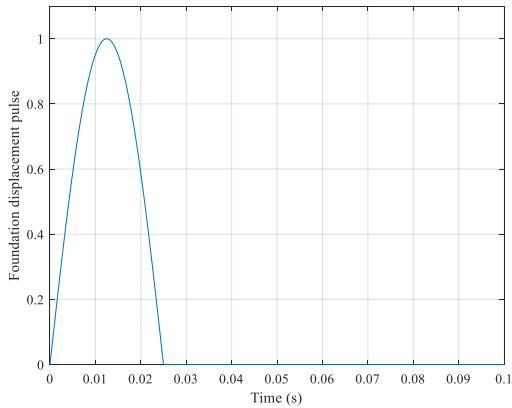
3.2.1 Khảo sát xung kích động nửa hình sine

Xung lực nửa hình sine tác dụng trong thời gian 25 ms lên các ổ trục tại node thứ 2 và node thứ 64 được cho trên Hình 7. Khi đó, độ cứng và độ giảm chấn của ổ trục được cộng vào ma trận khối lượng, ma trận độ cứng của hệ dao động thì kích động ngoại lực của ổ trục làm cho hệ trở thành hệ dao động cưỡng bức. Ly độ dao động tại node 2 (vị trí ổ trục) và node 37 (giữa trục) theo phương y được cho trên Hình 8. Mục đích biểu diễn ly độ dao động tại node 2 và node 8 để chỉ rõ chênh lệch biên độ dao động tại vị trí ổ trục và vị trí giữa trục khi chịu lực kích động.

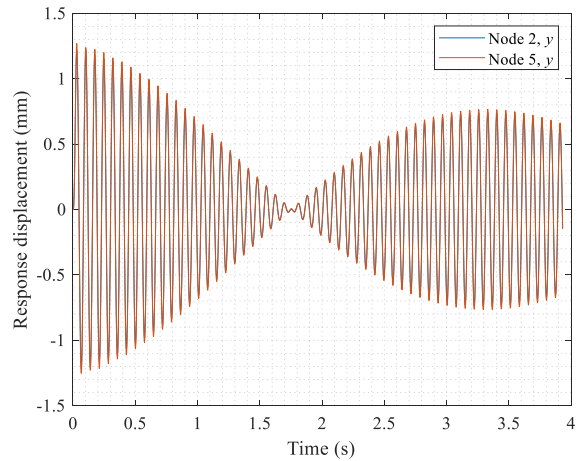
Trên đồ thị Hình 8b, các điểm có tọa độ X ứng với tần số, các điểm có giá trị Y ứng với ly độ tại vị trí tương ứng. Tại các vị trí tần số dao động lần lượt là 13; 61; 13,92; 40,9 và 46,7 Hz của xung lực kích động xảy ra hiện tượng cộng hưởng, ly độ của cả hai node 2 và node 37 đều tăng lên rất nhanh. Tại vị trí này có hai tần số xảy ra cộng hưởng rất gần nhau vì hai dao động theo phương x và theo phương y độc lập với nhau.

Để so sánh dao động tại ổ trục (node2) và tại vị trí có ảnh hưởng lớn của hiệu ứng Gyroscopic do đường kính trục lớn (node 5), đồ thị dao động theo thời gian của node 2 và node 5 được biểu diễn trên Hình 9. Có thể thấy, dao động theo trường thời gian của hai node này là gần như trùng nhau và có dạng sóng hài với tần số trung bình là 13,8 Hz với tần số nhịp là 0,3 Hz. Trường đáp ứng sóng hài này cũng khá gần với hai tần số dao động riêng của hệ dao động là 13,61 và 13,92 Hz, một thuận theo chiều quay và một nghịch chiều quay của rotor.

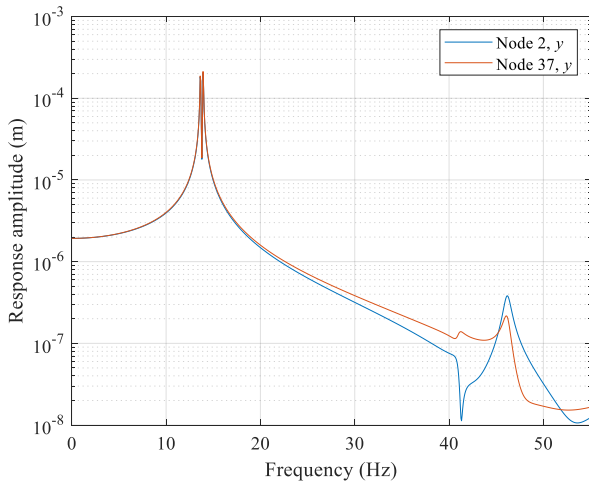
Độ dịch chuyển của bộ máy theo tần số kích động được cho trên Hình 10. Độ dịch chuyển của bộ máy giảm dần khi tần số của xung lực kích động tăng lên. Ở tần số thấp thì độ dịch chuyển của bộ máy càng lớn. Độ lớn này giảm dần và đạt giá trị tiệm cận 0 khi tần số kích động ngoài 50 Hz. Bởi vì khi tần số kích động càng cao thì càng xa tần số dao động riêng của cơ hệ, dẫn đến ảnh hưởng của xung lực kích động đến cơ hệ là không đáng kể.



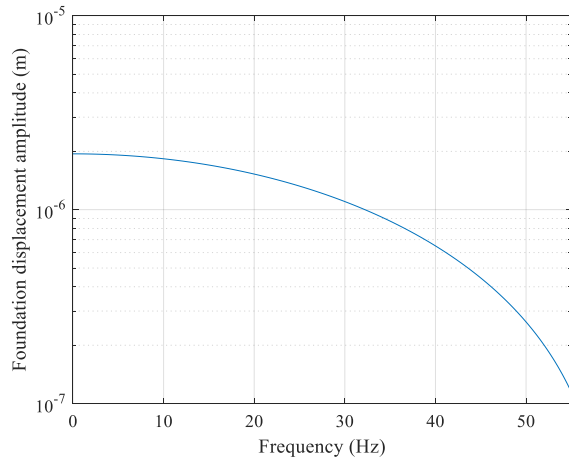
Hình 7. Xung nửa hình sine trong thời gian 25 ms



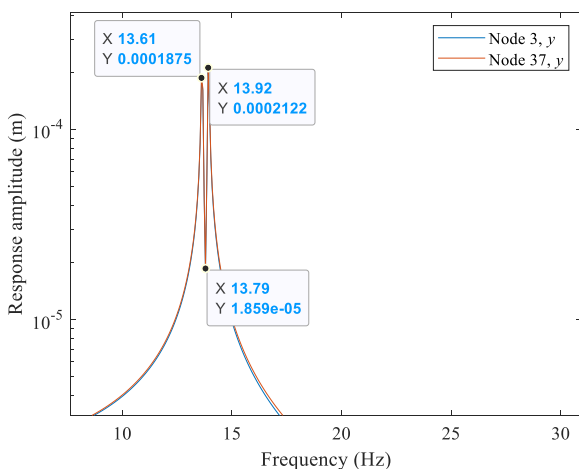
Hình 9. Đồ thị dao động tại node 2 và node 5 theo thời gian



a) Ly độ dao động theo tần số



Hình 10. Độ dịch chuyển của bộ máy theo tần số

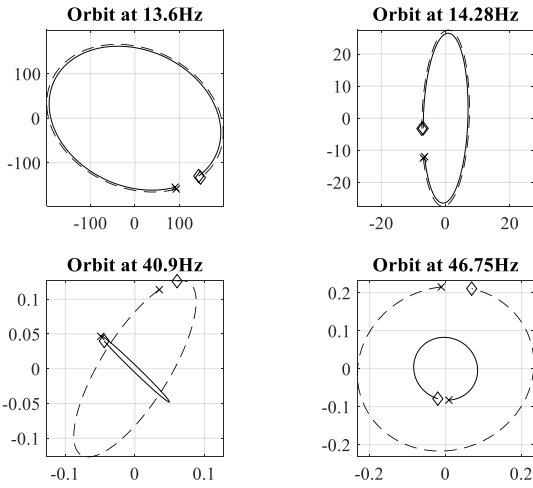


b) Đồ thị tại vị trí cộng hưởng được phóng to

Hình 8. Đồ thị ly độ dao động node 2 và node 37

Hình 11 là quỹ đạo của node 2 (đường liền) và node 5 (đường nét đứt) tại các tần số tương ứng. Dấu x chỉ điểm đầu và dấu \diamond chỉ điểm cuối của quỹ đạo. Tại tần số 13,6 Hz, cả hai quỹ đạo thuận chiều kim đồng hồ, ở tần số 14,28 Hz, cả hai quỹ đạo ngược chiều kim đồng hồ. Tại tần số 40,9 Hz và 46,75 Hz, hai quỹ đạo có chiều ngược nhau, một thuận chiều kim đồng hồ và một ngược chiều kim đồng hồ. Các quỹ đạo này có dạng elip trong khi các quỹ đạo ở Hình 5 của các node là hình tròn. Điều này chứng tỏ khi tác động xung lực của bộ máy, tính chất dao động đối xứng theo trục x và trục y mất đi, lúc này rotor tương tự như dao động của hệ bất đối xứng. Khi quỹ đạo có dạng elip tạo ra ứng suất thay đổi theo chu kỳ, đây là một trong những nguyên nhân gây ra ứng suất mỏi và hỏng

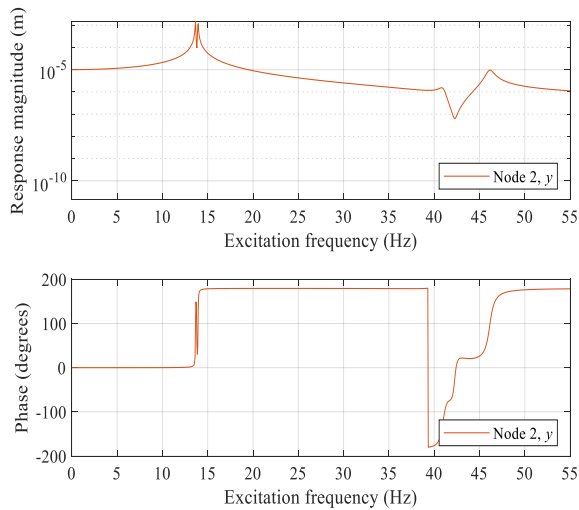
do môi của rotor, đặc biệt là những rotor trong thực tế theo chiều dài dọc trục không được coi là vật thể tuyệt đối cứng.



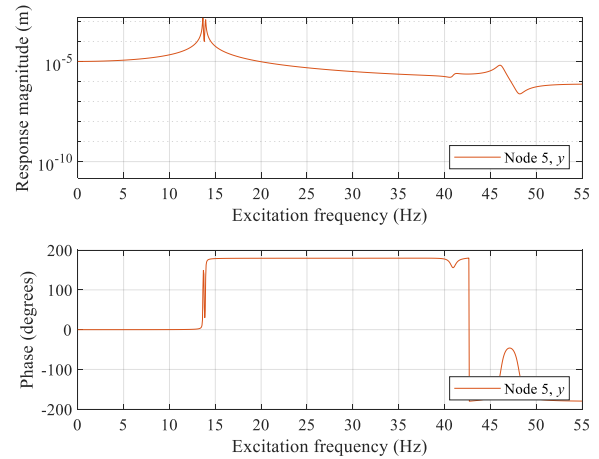
Hình 11. Quỹ đạo của node 2 và node 5, đơn vị μm

3.2.2 Khảo sát xung kích động điều hòa

Trong thực tế làm việc, xung lực kích động điều hòa cũng thường gặp. Do đó, trường hợp này tiến hành khảo sát một xung kích động điều hòa trong dải tần số từ 0 đến 55 Hz với độ lệch tâm là 10 μm .



Hình 12. Biên độ và pha dao động tại node 2



Hình 13. Biên độ và pha dao động tại node 5

Biên độ và pha dao động tại hai vị trí lựa chọn là node 2 và node 5 được cho trên Hình 12 và Hình 13. Từ đồ thị thấy rằng, khi rotor làm việc ở 3000 vòng/ phút, các tần số dao động riêng của hệ là 13,6; 13,9; 40,9 và 46,7 Hz. Tại các vị trí này ly độ dao động tại các node đều tăng lên, xuất hiện các đỉnh của đồ thị. Khi đi qua điểm cộng hưởng, pha dao động đảo chiều. Ở tần số 13,6 Hz, pha dao động chuyển từ 0 đến 180⁰ và giữ giá trị là hằng số, khi ở tần số xấp xỉ với tần số dao động riêng 40,9 và 46,7 Hz, pha dao động ở node 2 và node 5 đều đột ngột đảo chiều từ 180⁰ sang -180⁰ và sau đó liên tục biến thiên.

4. KẾT LUẬN

Dựa trên kết quả tính toán, một số kết luận được rút ra như sau:

Thứ nhất, tần số dao động riêng được tính toán ở trạng thái tĩnh và đến tốc độ 4500 vòng/phút. Các tần số này xuất hiện theo cặp và bị phân tách bởi hiệu ứng Gyroscopic. Tuy nhiên, khi tần số dao động của lực kích thích trùng với tần số của trạng thái FW thì hiện tượng cộng hưởng mới xảy ra.

Thứ hai, các trạng thái dao động riêng tại tốc độ tới hạn được tính toán và mô phỏng. Từ đó có thể tham khảo để tránh cộng hưởng khi vận hành máy. Thông thường đối với hệ nhiều bậc tự do thì tương ứng sẽ có nhiều trạng thái dao động riêng. Tuy nhiên, trong phạm vi vận hành máy, thường chỉ quan tâm đến những trạng thái dao động ban đầu ở tần số thấp.

Cuối cùng là phân tích ảnh hưởng của các xung lực của bộ máy đến trạng thái dao động của hệ. Đối với dao động ngang của rotor thì ổ trục đóng vai trò quan trọng, nó có thể làm thay đổi đặc tính dao động của hệ. Khi các xung kích động xảy ra tại ổ trục, nó làm cho tính chất đối xứng của rotor tại vị trí ổ trục mất đi. Tuy nhiên, nếu tần số của lực kích động tại ổ trục cách xa tần số dao động riêng của cơ hệ ứng với phạm vi tốc độ làm việc, thì các kích động này hầu như không ảnh hưởng đến đặc tính dao động của cơ hệ.

Kết quả bài báo này cũng là cơ sở để tiếp tục nghiên cứu hệ dao động của toàn bộ rotor - ổ trục kết nối với máy phát điện trong thực tế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Alsaleh, A., Sedighi, H. M., Ouakad, H. M. J. F. o. S., & Engineering, C. (2020). Experimental and theoretical investigations of the lateral vibrations of an unbalanced Jeffcott rotor. 14, 1024-1032.
- Bruha, M., & Peroutka, Z. (2015). Torsional vibration in large variable speed drive systems: Origin and mitigation methods. Paper presented at the 2015 17th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'15 ECCE-Europe).
- Friswell, M. I., Penny, J. E., Garvey, S. D., & Lees, A. W. (2010). Dynamics of rotating machines: Cambridge university press.
- Fu, C., Sinou, J.-J., Zhu, W., Lu, K., Yang, Y. J. M. S., & Processing, S. (2023). A state-of-the-art review on uncertainty analysis of rotor systems. 183, 109619.
- Genta, G. (2009). Vibration dynamics and control (Vol. 616): Springer.
- Grützmacher, P. G., Rosenkranz, A., Szurdak, A., König, F., Jacobs, G., Hirt, G., & Mücklich, F. J. T. I. (2018). From lab to application-Improved frictional performance of journal bearings induced by single-and multi-scale surface patterns. 127, 500-508.
- He, M., & Byrne, J. (2018). Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling. Paper presented at the Asia Turbomachinery & Pump Symposium. 2018 Proceedings.
- Lancaster, P. J. L. A., & Applications, i. (2013). Stability of linear gyroscopic systems: a review. 439(3), 686-706.
- Lindley, C. A., Beamish, S., Dwyer-Joyce, R., Dervilis, N., Worden, K. J. M. S., & Processing, S. (2022). A Bayesian approach for shaft centre localisation in journal bearings. 174, 109021.
- Liu, J., Li, Y., Zhang, Y., Gao, Q., & Zuo, B. J. N. D. (2014). Dynamics and control of a parallel mechanism for active vibration isolation in space station. 76, 1737-1751.
- Luo, Z., Wang, J., Tang, R., & Wang, D. J. N. D. (2019). Research on vibration performance of the nonlinear combined support-flexible rotor system. 98(1), 113-128.
- Ma, Z., & Wu, Q. (2016). Study on Dynamic Characteristics of Rotor-bearing Model in the Hydraulic-mechanical-electric Coupled System of Hydro Generator Unit. Paper presented at the 16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery.
- Miranda, W., & Faria, M. J. T. L. (2012). Lateral vibration analysis of flexible shafts supported on elliptical journal bearings. 48, 217-227.
- Ngo, V. T., Xie, D., Xiong, Y., Zhang, H., & Yang, Y. J. F. o. M. E. (2013). Dynamic analysis of a rig shafting vibration based on finite element. 8, 244-251.
- Ngo, V. T., & Xie, D. M. (2013). Analysis behavior of a rig shafting vibration set changes bearing parameters. Paper presented at the Applied Mechanics and Materials.
- Nishimura, A., Inoue, T., Watanabe, Y. J. J. o. V., & Acoustics. (2018). Nonlinear analysis and characteristic variation of self-excited

vibration in the vertical rotor system due to the flexible support of the journal bearing. 140(1).

- Nitzschke, S., Woschke, E., & Strackeljan, C. J. G. M. (2023). Nonlinear vibration phenomena in hydrodynamically supported rotor systems. 46(1), e202300003.
- Safizadeh, M., & Golmohammadi, A. J. M. (2020). Prediction of oil whirl initiation in journal bearings using multi-sensors data fusion. 151, 107241.
- Wu, J.-J. J. F. E. i. A., & Design. (2007). Prediction of lateral vibration characteristics of a full-size rotor-bearing system by using those of its scale models. 43(10), 803-816.
- Zhang, Z., Nielsen, S. R., Blaabjerg, F., & Zhou, D. J. E. (2014). Dynamics and control of lateral tower vibrations in offshore wind turbines by means of active generator torque. 7(11), 7746-7772.
- Zou, C.-P., Hua, H.-X., Chen, D.-S. J. C., & structures. (2002). Modal synthesis method of lateral vibration analysis for rotor-bearing system. 80(32), 2537-2549.