

PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA XUNG LỰC NỀN MÓNG LÊN DAO ĐỘNG CỦA HỆ ROTOR – Ổ TRỤC

ANALYSIS OF THE EFFECT OF FOUNDATION IMPULSE ON VIBRATION OF ROTOR-BEARING SYSTEM

Ngô Văn Thanh, Nguyễn Trường Giang

Khoa Cơ khí và Động lực, Trường Đại học Điện lực

TÓM TẮT

Nền móng có vai trò quan trọng khi lắp đặt hệ máy quay lớn như rotor – ổ trục. Khi vận hành ở tốc độ cao, các tác động của ngoại lực ngẫu nhiên từ nền móng vào rotor thông qua các vị trí ổ trục sẽ ảnh hưởng đến dao động của cả hệ máy. Bài báo này tiến hành phân tích ảnh hưởng của xung lực ngẫu nhiên kích động lên nền móng trong quá trình vận hành rotor của hệ rotor – ổ trục của tổ hợp máy phát điện 300 MW. Kết quả cho thấy, khi tác động của xung tại các vị trí nền móng lắp đặt ổ trục sẽ làm cho tính chất đối xứng của cơ hệ mất đi. Các quỹ đạo tại vị trí ổ trục có xung lực kích động sẽ trở nên “hỗn loạn” và gây ra các va đập bất thường trong quá trình làm việc.

Từ khóa: Nền móng; Rotor – ổ trục; Ngoại lực ngẫu nhiên; Dao động.

ABSTRACT

Foundation displacement has an important role in the form of a large fixed installation of a large rotor – bearing system. When operating at a high speed, the impacts of random external forces from the foundation to the rotor through the bearing positions will affect the vibrations of the entire machine system. This article analyzes the influence of random agitated impulses on the foundation during rotor operation of the rotor – bearing system of a 300 MW generator. The results show that when the impact of the pulse is applied at the foundation locations where the bearings are installed, the symmetry of the mechanical system may be lost. The orbits at the bearing location with agitated impulses will become "chaotic" and cause abnormal impacts during work.

Keywords: Foundation; Rotor – bearing; Random external force; Vibration.



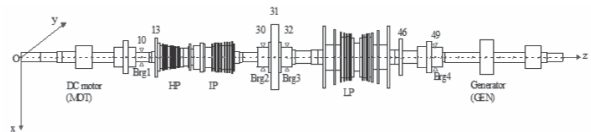
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

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,... Do đó, việc xem xét các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của hệ rotor có vai trò quan trọng [1]. 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 [2]. 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.

Rotor được coi là trái tim của tổ hợp 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 đã 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 [3]. 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 [4], 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 [5]. 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 [6].

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 [7]. Bài báo này phân tích ảnh hưởng của tác động của chuyển vị nền do các tác động ngoại lực từ yếu tố ngẫu nhiên đến đáp ứng dao động của mô hình máy phát điện 300MW, 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. Mô hình phần tử hữu hạn của hệ rotor – ổ trục [1] được cho như Hình 1.



Hình 1. Mô hình phần tử hữu hạn của hệ rotor – ổ trục

2. KHẢO SÁT CHUYỂN VỊ NỀN ĐẾN HỆ DAO ĐỘNG

Rotor – ổ trục được xây dựng bằng mô hình phương pháp phần tử hữu hạn như Hình 1. Trong đó, các vị trí lắp với nền là các vị trí của ổ trục được kí hiệu là Brg1 đến Brg 4. Gọi $u(t)$ là chuyển vị của nền theo phương trục x tại vị trí ổ trục thứ 4, khi đó ngoại lực tác động ngẫu nhiên lên ổ trục thứ 4 có dạng: $[0, 0, 0, k_x \cdot L u(t)]^T$, trong đó L là chiều dài của rotor, k_x là độ cứng theo phương trục x của ổ trục. Phương trình ngoại lực của nền viết trong không gian trạng thái có dạng sau:

$$\dot{p}_i - s_i p_i = f_i \cdot u_g(t) \quad (1)$$

Trong đó, s_i là trị riêng thứ i và f_i là hằng số phức của dạng dao động riêng thứ i của hệ rotor. Giải phương trình (1) với điều kiện đầu bằng không, ta được:

$$p_i(t) = \int_0^t f_i u_g(\tau) e^{s_i(t-\tau)} d\tau \quad (2)$$

Khảo sát với chuyển vị nền thay đổi đột ngột bởi một hàm số mũ như sau:

$$u_t(t) = u_0 e^{-\beta t} \quad (3)$$

Trong đó, u_0 và β là các hằng số. Khi đó, dạng dao động riêng thứ i được biểu diễn dưới dạng sau:

$$p_i(t) = f_i u_0 \left[\frac{1}{s_i + \beta} (e^{s_i t} - e^{-\beta t}) \right] \quad (4)$$

Phương trình dao động của hệ rotor xét đến tác động của nền có phương trình như sau:

$$\begin{bmatrix} \Omega G & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q \\ 0 \end{Bmatrix} u(t) \quad (5)$$

Trong đó: M , K là các ma trận khối lượng và ma trận độ cứng; G là ma trận Gyroscopic; Ω là tốc độ quay của rotor ngoại lực; $Q = \{0 \text{ kL}\}^T$ là véc-tơ ngoại lực.

3. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

3.1. Tần số dao động riêng

Để khảo sát tác dụng ngoại lực ngẫu nhiên của nền móng, trước tiên xác định tần số và dạng dao động riêng ở tốc độ quay của rotor – hệ trục 3000 vòng/phút bằng cách giải phương trình (5) trong không gian trạng thái. Kết quả 06 cặp trị riêng và tần số dao động

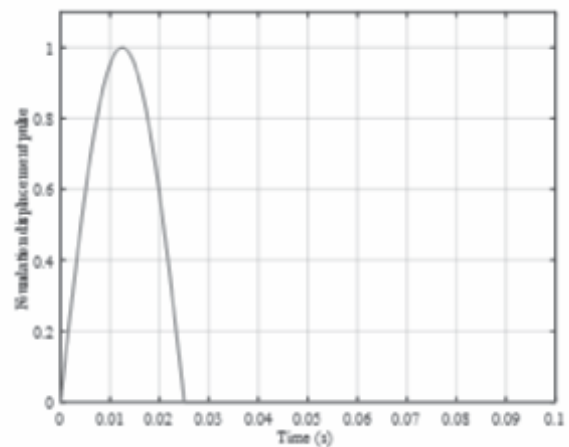
riêng được cho trong Bảng 1. Các trị riêng và tần số dao động riêng xuất hiện theo từng cặp và phân tách nhau bởi hiệu ứng Gyroscopic.

Bảng 1. Trị riêng và véc-tơ riêng ở 3000 vòng/phút

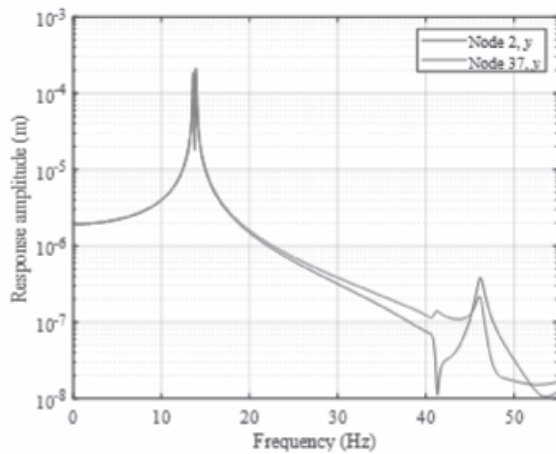
Tốc độ rotor (vòng/phút)	Trị riêng s (rad/s ⁻¹)	Tần số (Hz)
3000	$-0,14 \pm 85,7j$	13.64
	$-0,15 \pm 87,4j$	13,93
	$-2,3 \pm 257,6j$	40.9
	$-2,5 \pm 289,8j$	46.13
	$-9,5 \pm 628,4j$	100
	$-15,9 \pm 801,5j$	127.6

3.2. Khảo sát xung kích động nền

Để khảo sát ảnh hưởng của kích động nền móng lên đáp ứng biên độ dao động của rotor và của ổ trục, một xung kích động nửa sine được cho như Hình 2. Xung của lực kích động này được đặt vào vị trí ổ trục thứ 4 (Brg4). 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.



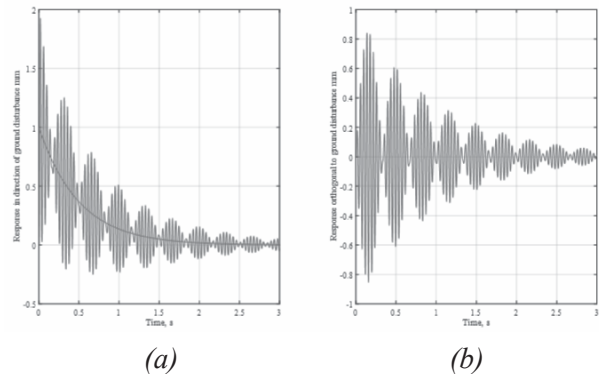
Hình 2. Xung kích động nền máy dạng nửa sine



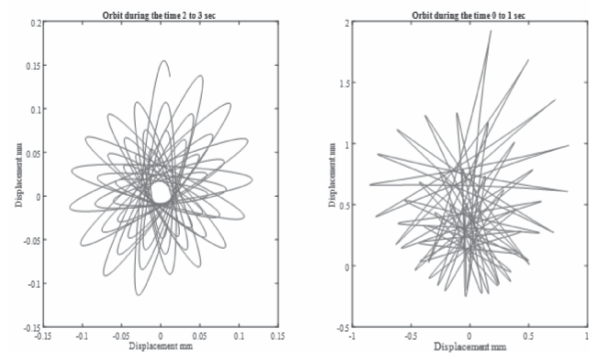
Hình 3. Ly độ dao động theo tần số

Ly độ dao động tại node 2 (vị trí ổ trục) và node 37 (giữa trục) theo phương y được cho trên Hình 3 trong phạm vi tần số của lực kích động tương ứng từ 0 đến 50 Hz. Mục đích biểu diễn ly độ dao động tại node 2 và node 37 để chỉ rõ chênh lệch biên độ dao động tại vị trí ổ trục và vị trí giữa trục khi chịu lực kích động. 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.

Hình 4a là đồ thị dao động tại vị trí ổ trục Brg1 không có xung lực kích động và dao động tại vị trí có xung lực kích động Hình 4b với các giá trị $\beta = 2s^{-1}$ và $u_0 = 1 \text{ mm}$. Kết quả cho thấy cả hai vị trí dao động đều có hiện tượng phách và có xu hướng tắt dần. Tuy nhiên, tại vị trí ổ trục không có xung lực tác động, ly độ giảm dần theo đường trung hòa là một hypecbol dần về 0, còn đối với ly độ dao động của ổ trục có lực kích động, ly độ dao động có đường trung hòa là trục tọa độ 0, tức là các ly độ dao động đối xứng.



Hình 4. Đồ thị dao động tại ổ trục có kích động và không kích động: a) Dao động tại ổ trục không có lực kích động (Brg1); b) Dao động tại ổ trục có lực kích động (Brg4).



a) Quỹ đạo node Brg1 b) Quỹ đạo node Brg4

Hình 5. Quỹ đạo dao động của ổ trục

Hình 5 là quỹ đạo chuyển động của các node tại vị trí hai ổ trục Brg1 và Brg4. Các quỹ đạo này có dạng elip (Hình 5a) trong khi các quỹ đạo ở Hình 5b của các node có dạng theo xung ngẫu nhiên. 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 mỏi của rotor, đặc biệt là những rotor trong thực tế theo chiều dài dọc trục không được coi là vật thể tuyệt đối cứng.

4. KẾT LUẬN

Từ kết quả tính toán đối với hệ dao động dưới tác dụng lực kích động ngẫu nhiên của nền máy, có thể thấy hệ rotor – ổ trục không còn tính chất đối xứng. Các tác động của lực kích động làm cho ma trận độ cứng tại các vị trí ổ trục theo phương của lực kích động tăng lên. Quỹ đạo dao động của tại vị trí đó cũng thay đổi không theo quy luật và có phương tăng lên theo chiều của lực kích động. 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. ❖

Ngày nhận bài: **12/02/2024**

Ngày phản biện: **22/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. 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.
- [2]. 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).
- [3]. Friswell, M. I., Penny, J. E., Garvey, S. D., & Lees, A. W. (2010). *Dynamics of rotating machines: Cambridge university press*.
- [4]. Safizadeh, M., & Golmohammadi, A. J. M. (2020). *Prediction of oil whirl initiation in journal bearings using multi-sensors data fusion*. 151, 107241.
- [5]. 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.
- [6]. 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.
- [7]. 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.