XÁC ĐỊNH SỰ MẤT CÂN BẰNG ĐỘNG TRONG HỆ THỐNG TRỤC QUAY - Ổ BI BẰNG THỰC NGHIỆM

EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF UNBALANCE IN A ROTOR BEARING SYSTEM

Đặng Phước Vinh*, Phạm Anh Đức, Võ Như Thành

Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng;
dpvinh@dut.udn.vn, ducpham@dut.udn.vn, vnthanh@dut.udn.vn

Tóm tắt - Một trong các bộ phận thường gặp trong máy là các chi tiết quay (rotor). Nguồn gây ra dao động phổ biến nhất là mất cân bằng của rotor. Mất cân bằng xảy ra trong trường hợp chung nhất là khi trục quán tính chính của rotor không trùng với trục quay hình học, một trong các thể hiện của nó là trọng tâm của rotor không nằm trên trục quay. Dao động gây ra bởi sự mất cân bằng có thể phá hủy nhiều chi tiết quan trọng của máy như ổ bi, bạc, bánh răng hoặc khớp nối. Đây là một hiện tượng có hại cho máy vì vậy cần phải xác định và phải giảm thiểu hoặc trừ khử hoàn toàn. Trong bài báo này, tác giả đề xuất một phương pháp xác định sự mất cân bằng khối lượng ở rotor bằng thực nghiệm. Tín hiệu sau khi được thu thập từ các cảm biến tiệm cận sẽ được phân tích, biến đổi để tính ma trận hệ số ảnh hưởng [C] và ma trận toàn cục [H]. Từ đó, giá trị và vị trí của khối lượng cần thêm vào có thể được xác định.

Từ khóa - Mất cân bằng; hệ trục quay ổ bi; phân tích dao động; cam biến tiệm cận; hệ số ảnh hưởng.

Abstract - One of popular components in machinery is rotating elements (called rotor). Unbalance of rotor is the most common reason for the vibration of machines. This happens when the inertia axis of the rotating shaft does not coincide with the geometry axis one in which the bacrycenter of rotor is not positioned on the rotating shaft. Unbalance can damage important elements of machinery such as bearing, pad, gear or coupling…This problem need to be identified and reduced or fully eliminated. In this paper, authors proposed an experimental methodology to identify the unbalance of rotor. Acquired signal from proximity probes will be analyzed in order to obtain the matrix of influence coefficient [C] and the global matrix of coefficients [H]. Finally, value of position of the suitable masses are identified to reduce the unbalance of the rotor systems.

Key words - Unbalance; rotor bearing system, vibration analysis; proximity probe; influence coefficient.

1. Giới thiệu

Hệ thống máy gồm các chi tiết quay (gọi tắt là máy quay) là một phần cơ bản trong bất kỳ ngành công nghiệp này. Trong các hệ thống máy này, các lỗi là không thể tránh khỏi do sai số trong quá trình gia công, sản xuất; do sai số trong lắp ráp… Trong đó, sự mất cân bằng động là lỗi khá phổ biến trong hệ thống máy quay. Chỉ một lượng mất cân bằng nhỏ cũng có thể gây ra hậu quả rất lớn khi máy hoạt động ở tốc độ cao. Mất cân bằng không chỉ là nguồn gây rung động thường gặp nhất trong các máy có chuyển động quay mà còn gây ra nhiều hư hại cho máy. Nó được xem như là khuyết tật cần khắc phục trước tất cả các vấn đề khác. Mất cân bằng ở các máy quay ngày càng trở thành một yếu tố quan trọng trong việc phát triển các thiết bị hiện đại đặc biệt đối với các thiết bị đòi hỏi tốc độ /hoặc độ tin cậy cao. Sự mất cân bằng máy nói chung là một hiện tượng có hại do đó cần phải xác định và khi cần thiết phải giảm thiểu hoặc trừ khử hoàn toàn.

Nhiều phương pháp dựa vào mô hình hóa hoặc phân tích tín hiệu dao động đã được thực hiện để xác định các lỗi xuất hiện trên hệ thống máy quay. Bên cạnh đó, với sự phát triển mạnh của kỹ thuật phân tích tín hiệu như hàm truyền Wavelet, Hiber-Huang các lỗi có thể được sớm xác định và phân loại. Sau khi xác định và phân loại được các lỗi, ví trị và độ lớn cũng phải được xác định cho việc chuẩn đoán và khắc phục hư hỏng.

Nhiều nghiên cứu đã thành công trong việc xác định lỗi của máy quay dựa vào mô hình hóa. Markert [1] và Platz [2], [3] đã xác định được các lỗi, khuyết tật của trục quay bằng cách mô phỏng một tải trọng ảo đặt vào hệ thống khi xảy ra lỗi. Bachschmid [4]-[6] xây dựng và phát triển mô hình chuẩn đoán lỗi của hệ thống máy quay, như là do lệch trục, lệch khớp nối, nứt ở trục quay, mất cân bằng khối lượng ở trục…

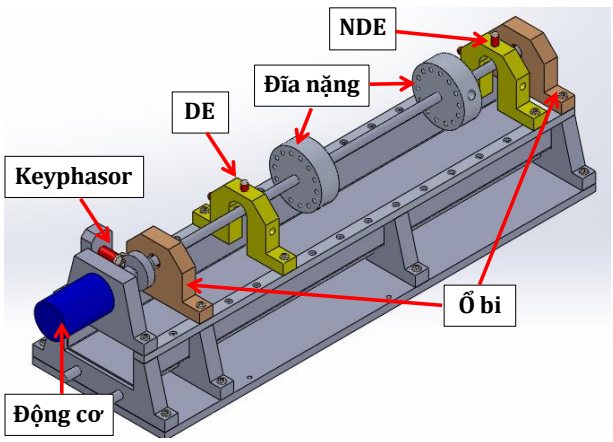
Một số nghiên cứu khác lại dựa vào phân tích tín hiệu dao động từ thực nghiệm để xác định các lỗi của hệ thống. Ramachandran [7] dựa vào các tín hiệu thu nhận được từ các cảm biến tiệm cận để chuẩn đoán các hư hỏng của trục quay và từ đó đưa ra quy trình bảo dưỡng cho máy. Yamamoto [8] đề xuất một phương pháp thực nghiệm cho việc xác định lỗi mất khối lượng của chi tiết quay. Bằng cách thêm vào một khối lượng thích hợp tại vị trí đã được xác định lỗi, dao động của trục quay sẽ giảm một cách đáng kể. Sudhakar [9] xác định sự mất cân bằng động của hệ thống trục quay-ổ bi dựa vào mô hình hóa và mô phỏng số sử dụng phương pháp bình phương bé nhất. Từ vị trí và khối lượng mất mát có thể được xác định. Để kiểm nghiệm lại lý thuyết, nhóm tác giả đã tiến hành thực nghiệm dựa trên một bàn thí nghiệm trục quay cỡ nhỏ. Yao và các cộng sự [10], cũng xây dựng một mô hình phần tử hữu hạn để xác định vị trí và khối lượng mất mát trên đĩa nặng gắn ở trục quay. Hai mô hình lý thuyết mở rộng các nút sử dụng thuật toán tối ưu và thuật toán đảo ngược đã được nhóm tác giả giới thiệu.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất một phương pháp thực nghiệm để xác định nhanh chóng vị trí và độ lớn khối lượng bị mất trên đĩa nặng gắn trên trục quay. Tín hiệu dao động của trục quay thu nhận từ các cảm biến tiệm cận sẽ được biến đổi Fourier và chuyển đổi từ miền thời gian sang miền góc (angular domain) trước khi đồng bộ hóa các tín hiệu dựa vào một cảm biến tiệm cận khác với vai trò của một keyphasor [11]-[13]. Tiếp đến, hệ số ảnh hưởng α sẽ được xác định. Hệ số này thể hiện ảnh hưởng của mỗi sự mất cân bằng rotor riêng lẽ; mỗi ảnh hưởng riêng lẽ đó khi tổng hợp lại sẽ tạo ra một ảnh hưởng tổng thể của sự mất cân bằng động toàn hệ thống. Sau khi tính được các hệ số ảnh hưởng α của từng thí nghiệm, ma

trận hệ số ảnh hưởng [C] và ma trận hệ số toàn cục [H] sẽ được xây dựng. Dựa vào đó, giá trị khối lượng thích hợp và vị trí của chúng sẽ được xác định để giúp hệ thống giảm sự mất cân bằng, từ đó giảm độ dao động của trục quay.

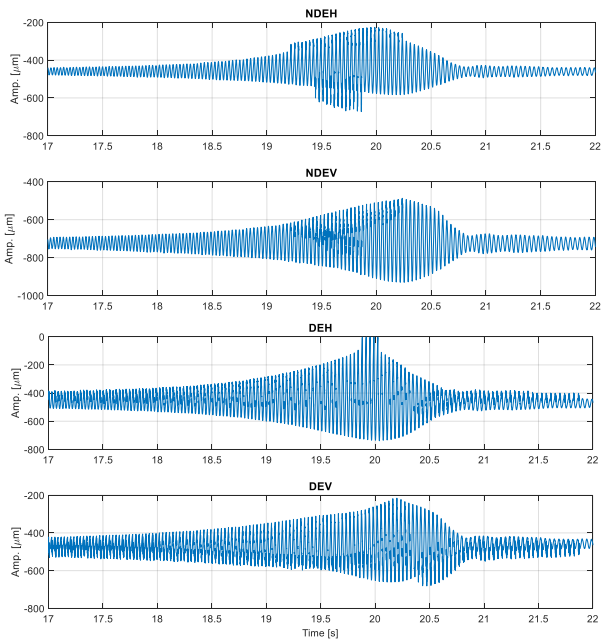
2. Bàn thí nghiệm máy

Hình 1 thể hiện mô hình 3D của bàn thí nghiệm được sử dụng cho nghiên cứu này. Nó gồm một trục quay có gắn tối đa hai đĩa nặng có thể quay với tốc độ tối đa là 9000 vòng/phút được đỡ trên hai gối đỡ. Tại mỗi gối đỡ, hai cảm biến tiệm cận được lắp đặt theo phương thẳng đứng và nằm ngang để đo dao động của trục. Để thuận tiện, tác giả đặt tên DE (driven end) tại vị trí của gối đỡ và cảm biến gần động cơ và NDE (Non driven end) tại vị trí còn lại. Bên cạnh đó, tại mỗi vị trí, tác giả cũng đặt tên cho mỗi cảm biến dựa vào phương lắp đặt của nó: H (horizontal) và V (vertical) cho cảm biến theo phương ngang và phương dọc. Một cảm biến tiệm cận khác được gắn gần động cơ đóng vai trò của một keyphasor [14]- [17].



Hình 1. *Bản vẽ 3D mô phỏng bàn thí nghiệm*

Để tạo sự mất cân bằng động, các đĩa nặng được gắn vào trục ở vị trí giữa các gối đỡ (khối màu xám). Đĩa nặng này có đường kính là 75 mm và chiều dày là 25 mm.



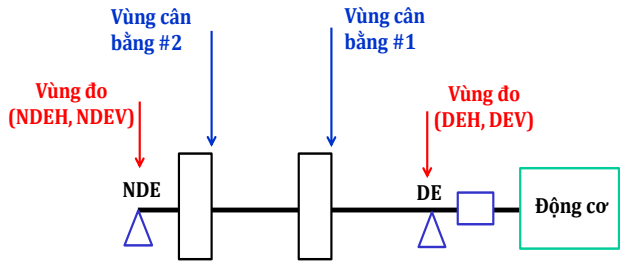
Hình 2. *Dao động của trục quay tại các vị trí lắp cảm biến*

Các thông số động học của hệ thống cũng đã được xác định dựa vào phương pháp phần tử hữu hạn [16] và thực nghiệm [17]. Hình 2 thể hiện độ dao động của trục tại hai vị trí lắp cảm biến tiệm cận khi cho trục quay với tốc độ tăng dần lên 4000 vòng/phút. Từ tín hiệu thu được, ta dễ dàng nhận thấy, trục sẽ dao động rất mạnh ở giây thứ 20. Nguyên nhân này cũng đã được xác định ở những nghiên cứu trước là do sự cộng hưởng của hệ thống [14] với tần số riêng thứ nhất vào khoảng 28 Hz.

Một nguyên nhân khác gây ra sự dao động mạnh khi xảy ra hiện tượng cộng hưởng là do sự mất cân bằng khối lượng tại hai đĩa nặng gắn trên trục. Bằng cách xác định được vị trí và khối lượng bị mất, sau đó bù vào khối lượng tương ứng, dao động của trục sẽ được giảm rất nhiều. Phần tiếp theo sẽ trình bày quy trình thực nghiệm để xác định vị trí và khối lượng bị mất trên hai đĩa nặng.

3. Quy trình cân bằng động

Hình 3 thể hiện sơ đồ mô tả cho thí nghiệm cân bằng động. Bốn cảm biến tiệm cận được lắp đặt tại hai vùng đo DE và NDE. Hai vùng để cân bằng (vùng #1 và #2) là hai đĩa nặng bị mất khối lượng.



Hình 3. *Sơ đồ mô tả thí nghiệm*

Quy trình cân bằng động này bao gồm 3 lần thí nghiệm. Tín hiệu từ bốn cảm biến và keyphasor sẽ được thu thập trong mỗi một thí nghiệm.

- **Thí nghiệm 1 (TN #1):** Ban đầu động cơ sẽ chạy ở tốc độ khởi điểm là 500 vòng/phút. Sau đó, tốc độ sẽ được tăng chậm dần lên đến 4000 vòng/phút.

- **Thí nghiệm 2 (TN #2):** gắn một khối lượng bất kỳ vào một vị trí bất kỳ ở đĩa nặng #1. Lặp lại thí nghiệm như TN#1.

- **Thí nghiệm 3 (TN #3):** gắn một khối lượng bất kỳ vào một vị trí bất kỳ ở đĩa nặng #2. Lặp lại thí nghiệm như TN#1.

Quy trình thí nghiệm được tiến hành qua 8 bước như sau:

Bước 1: Đo độ dao động của trục quay với các giá trị tốc độ Ω_j khác nhau (từ 500 đến 4000 vòng/phút) với j = 1, 2,…, N. Hay Ω_1 = 500 vòng/phút; Ω_N = 4000 vòng/phút. Sau đó biến đổi tín hiệu dao động từ miền thời gian sang miền tần số để thu nhận tín hiệu dao động X (Ω_j) với thành phần 1X tại các tốc độ quay tương ứng. Trong đó:

Vecto vận tốc $\{\Omega\} = \{\Omega_1 ... \Omega_i ... \Omega_N\}^T$

Thành phần 1X tương ứng với vận tốc:

$X(\Omega_j) = \{X_{NDEx}(\Omega_j), X_{NDEy}(\Omega_j), X_{DEx}(\Omega_j), X_{DEy}(\Omega_j)\}^T$

Trong đó, thành phần 1X là tín hiệu dao động tương ứng với tốc độ quay là X (500, 1000, 4000 vòng/phút) ở miền tần số.

Bước 2: Thêm một khối lượng bất kỳ vào đĩa nặng #1, khí đó lực ly tâm U_w do sự mất cân bằng sẽ là:

$$U_w = m_w r w e^{i\varphi w} \quad (1)$$

$$F_w = m_w r \Omega^2 e^{i(\varphi w + \Omega t)} \quad (2)$$

Với m_w, r_w, φ_w là khối lượng, bán kính và vị trí (góc) của vật nặng được gắn thêm vào. Ở nghiên cứu này tác giả gắn vật nặng vào vị trí có bán kính r_w = 30 mm.

Bàn thí nghiệm này sẵn có các vật nặng với khối lượng là 0,1; 0,2; 0.4; 0.8; 1; 1,2; và 1,6 gram. Trên đĩa nặng có sẵn có lỗ để gắn vật nặng với khoảng cách các lỗ là 22,5°.

Bước 3: Đo độ dao động mới $X^*_w(\Omega_j)$ khi lắp thêm vật nặng vào đĩa #1

$$X^*_w(\Omega_j) = \left[X^*_{NDEx,w}(\Omega_j) \quad X^*_{NDEy,w}(\Omega_j) \quad X^*_{DEx,w} \quad X^*_{DEy,w}(\Omega_j) \right]^T \quad (3)$$

Bước 4: Tính hệ số ảnh hưởng $a_{zw}(W_i)$ tương ứng với mỗi cấp tốc độ j^{th}

$$\alpha_{zw}(\Omega_j) = \frac{X^*_w(\Omega_j) - X(\Omega_j)}{U_w} = \frac{X^*_w(\Omega_j) - X(\Omega_j)}{m_w r_w e^{i\varphi_w}} \quad (4)$$

Với vùng cân bằng #1, ta có:

$$\alpha_{NDEx,1}(\Omega_j) \quad \alpha_{NDEy,1}(\Omega_j) \quad \alpha_{DEx,1}(\Omega_j) \quad \alpha_{DEy,1}(\Omega_j) \quad (5)$$

Bước 5: Lặp lại bước 2-3-4 cho vùng cân bằng #2, ta đạt được hệ số ảnh hưởng tại vùng #2:

$$\alpha_{NDEx,2}(\Omega_j) \quad \alpha_{NDEy,2}(\Omega_j) \quad \alpha_{DEx,2}(\Omega_j) \quad \alpha_{DEy,2}(\Omega_j) \quad (6)$$

Bước 6: Xây dựng ma trận ảnh hưởng toàn cục **[C(Ωj)]** ứng với mỗi cấp tốc độ j^{th}. Ta có:

$$\begin{Bmatrix} Y_{NDEx}(\Omega_j) \\ Y_{NDEy}(\Omega_j) \\ Y_{DEx}(\Omega_j) \\ Y_{DEy}(\Omega_j) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{NDEx,1}(\Omega_j) & \alpha_{NDEx,2}(\Omega_j) \\ \alpha_{NDEy,1}(\Omega_j) & \alpha_{NDEy,2}(\Omega_j) \\ \alpha_{DEx,1}(\Omega_j) & \alpha_{DEx,2}(\Omega_j) \\ \alpha_{DEy,1}(\Omega_j) & \alpha_{DEy,2}(\Omega_j) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_1 r_1 e^{i\varphi_1} \\ m_2 r_2 e^{i\varphi_2} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

Với, $Y_z(\Omega_j)$ là dao động của trục gây ra bởi khối lượng được gắn thêm vào ở các đĩa nặng.

Bước 7: Từ các ma trận **[C(Ωj)]**, ma trận hệ số ảnh hưởng toàn cục **[H]** có thể dễ dàng xây dựng được:

$$\{\mathbf{y}\} = [H]\{\theta\}$$

$$\{\mathbf{y}\} = \left\{ \{\mathbf{y}(\Omega_1)\} \quad \dots \quad \{\mathbf{y}(\Omega_j)\} \quad \dots \quad \{\mathbf{y}(\Omega_{ns})\} \right\}^T$$

$$[H] = \left[[C(\Omega_1)] \quad \dots \quad [C(\Omega_j)] \quad \dots \quad [C(\Omega_{ns})] \right]^T \quad (8)$$

$$\{\theta\} = \begin{Bmatrix} m_1 r_1 e^{i\varphi_1} \\ m_2 r_2 e^{i\varphi_2} \end{Bmatrix}$$

Bước 8: Ma trận **[H]** là mô hình thực nghiệm của hệ thống với những giá trị tốc độ khác nhau. Ma trận này cho phép mô phỏng đáp ứng của hệ thống tại tốc độ 1X với hai khối lượng khác nhau gắn vào hai đĩa nặng. Hai vật nặng này sẽ được lắp đặt tại ví trị xác định được nhưng lệch một góc 180°.

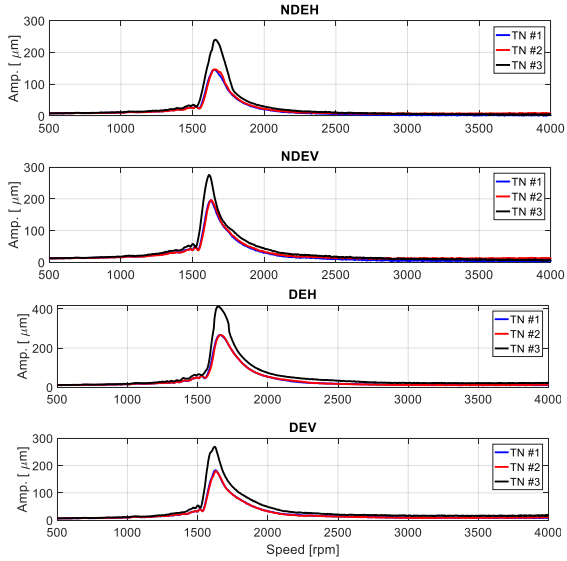
Từ biểu thức (8), giá trị và vị trí (m, φ) của hai khối lượng cần lắp vào hai đĩa nặng có thể xác định bằng công thức:

$$\{\hat{\theta}\} = \left([H]^{*T} [H] \right)^{-1} [H]^{*T} \{Y\} \quad (9)$$

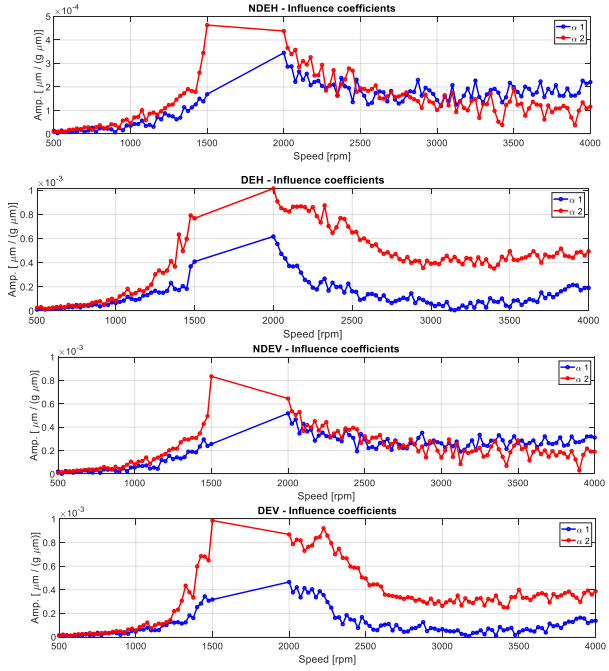
4. Kết quả và bàn luận

Hình 4 thể hiện độ dao động của trục tại các vị trí NDE và DE theo hàm số của tốc độ quay ở cả ba thí nghiệm. Dễ dàng nhận thấy, độ dao động của trục ở TN #3 rất lớn so với hai thí nghiệm còn lại. Trong khi đó, độ dao động của trục quay ở TN #1 và TN #2 là gần như tương tự nhau. Điều này có thể giải thích là do khối lượng và vị trí của vật nặng gắn vào đĩa nặng #1 (cụ thể là 1 gram và góc 30 độ so với keyphasor) gần như không ảnh hưởng gì đến độ rung của trục quay.

Để thu nhận được đường đặc tính này, tín hiệu của các cảm biến tiệm cận được biến đổi từ miền sang miền tần số, từ đó biến đổi sang miền góc (angular domain) trước khi áp dụng kỹ thuật theo dõi dấu vết tín hiệu (order tracking) bằng cách sử dụng keyphasor. Do giới hạn độ dài của bài báo, tác giả không đề cập đến phương pháp này ở đây. Độc giả có thể tham khảo thêm ở các tài liệu [18], [19].



Hình 4. *Dao động của trục ở 3 thí nghiệm tương ứng với tốc độ 500-4000 vòng/phút*



Hình 5. *Hệ số ảnh hưởng α của TN #2 và TN #3 tại các vị trí lắp cảm biến*

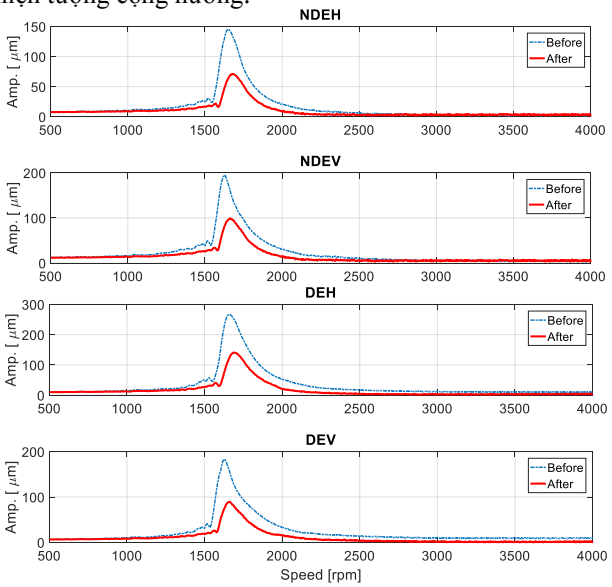
Hình 5 thể hiện đường đặc tính của hệ số ảnh hưởng α_1 and α_2 phụ thuộc theo tốc độ tại vị trí của các cảm biến tiệm cận từ tốc độ 500 đến 4000 vòng/phút.

Cuối cùng, bằng cách áp dụng các thuật toán đã được trình bày ở trên, các giá trị (m, φ) của hai vật nặng được xác định, với:

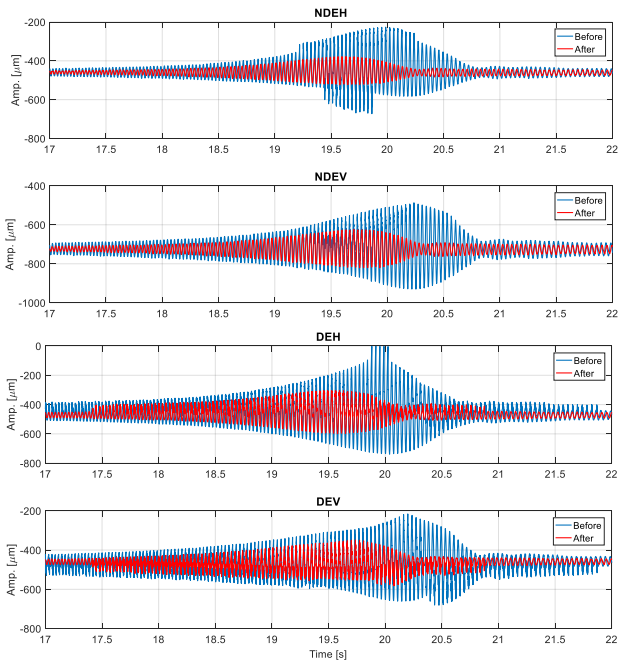
Vật nặng #1: m = 6.3 grams @ 147°.

Vật nặng #2: m = 8.8 grams @ 288°.

Hình 6 thể hiện độ dao động của trục trước và sau khi cân bằng khối lượng tại hai vị trí NDE và DE tương ứng với tốc độ quay từ 500 đến 4000 vòng/phút. Dễ dàng nhận thấy, độ dao động sau khi được cân bằng đã giảm đi rõ rệt tại cả hai vị trí lắp cảm biến, đặc biệt là tại tốc độ gây ra hiện tượng cộng hưởng.



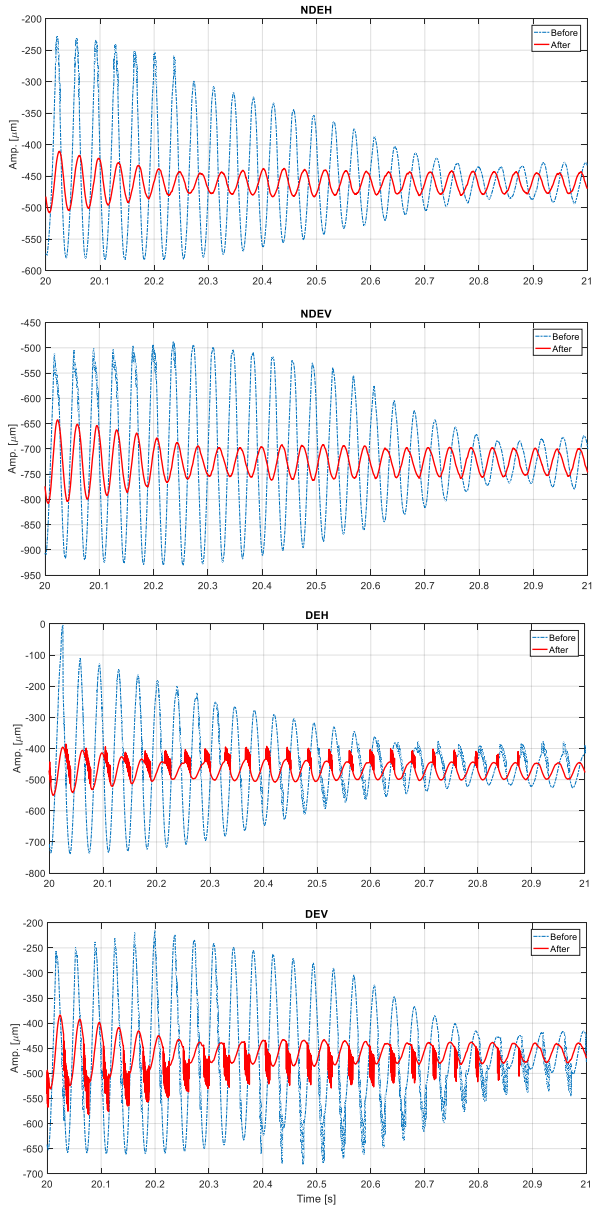
Hình 6. *Dao động của trục ở trước và sau khi cân bằng tương ứng với tốc độ 500-4000 vòng/phút*



Hình 7. *Dao động tương đối của trục quay tại các ví trị NDE và DE trước và sau khi được cân bằng*

Hình 7 thể hiện tín hiệu dao động trên miền thời gian của trục quay tại hai vị trí NDE và DE trước và sau khi thực hiện cân bằng. Ta có thể dễ dàng nhận thấy, độ dao động của trục quay tại hai vị trí NDE và DE sau khi cân bằng (màu đỏ) đã giảm đi rất nhiều so với lúc ban đầu (màu xanh).

Để dễ dàng hơn cho việc quan sát, Hình 8 thể hiện tín hiệu dao động chỉ trong 1 giây: Từ giây thứ 20 đến 21. Đây cũng là thời điểm hệ thống xảy ra hiện tượng cộng hưởng như đã đề cập ở Hình 2. Có thể kết luận rằng, việc xác định chính xác vị trí và khối lượng bị mất ở các đĩa nặng đã góp phần rất quan trọng trong việc giảm độ dao động của trục quay, qua đó giảm được hư hỏng cho cả hệ thống.



Hình 8. *Dao động tương đối của trục quay tại ví trị NDE trước và sau khi được cân bằng*

5. Kết luận

Bài báo trình bày quy trình thực nghiệm để xác định vị trí và khối lượng cần bù vào ở hai đĩa nặng lắp trên trục quay để giải quyết sự mất cân bằng động trong máy gồm các chi tiết quay. Phương pháp biến đổi tín hiệu từ miền

thời gian sang miền góc được sử dụng dựa vào một cảm biến với vai trò của keyphasor trước khi đồng bộ hóa các tín hiệu thu thập được. Ba lần thí nghiệm được tiến hành với tốc độ trục quay được tăng từ 500 vòng/phút đến 4000 vòng/phút để xác định các hệ số ảnh hưởng [C] và ma trận hệ số toàn cục [H]. Dựa vào đó, giá trị khối lượng thích hợp và vị trí của chúng sẽ được xác định để giúp hệ thống giảm sự mất cân bằng, từ đó giảm độ dao động của trục quay. Dựa vào kết quả thu được, phương pháp này chứng tỏ tính khả thi và có khả năng ứng dụng vào các hệ thống thực tế trong công nghiệp.

Lời cám ơn: Nghiên cứu này được tài trợ bởi Quỹ Phát triển Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng trong đề tài có mã số B2019-DN02-67.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] R Markert, R Platz, M Seidler, "Model based fault identification in rotor systems by least squares fitting", *International Journal of Rotating Machinery*, 2001, Vol. 7, pp. 311–32.

[2] R Platz, R Markert, M Seidler, "Validation of online diagnostics of malfunctions in rotor systems", *Institute of Mechanical Engineers Conference Transactions, 7th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, UK*, 2000, pp. 581–590.

[3] R Platz, R Markert, "Fault models for online identification of malfunction in rotor systems", *Transactions of the 4th International Conference on Acoustical and Vibratory Surveillance, Methods and Diagnostic Techniques, 16–18 October, University of Compiegne, France*, 2001, pp. 435–446.

[4] P Pennacchi, A Vania, "Diagnosis and model based identification of a coupling misalignment", *Shock and Vibration*, 2005, Vol. 2, pp. 293–308.

[5] P Pennacchi, N Bachschmid, A Vania, GA Zanetta, L Gregori, "Use of modal representation for the supporting structure in model-based fault identification of large rotating machinery: Part 1—theoretical remarks", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2006, Vol. 20, pp. 662–681.

[6] A Vania, P Pennacchi, "Experimental and theoretical application of fault identification measures of accuracy in rotating machine diagnostics", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2004, Vol. 18, pp. 329–352.

[7] KP Ramachandran, "Vibration signature analysis for machine health monitoring and fault diagnosis", *Caledonian Journal of Engineering*, 2004, pp. 26-39.

[8] G Yamamoto, C Costa, J Sinohara, "A smart experimental setup for vibration measurement and imbalance fault detection in rotating machinery", *Case Studies in Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, Vol. 4, pp. 8–18.

[9] G Sudhakar, AS Sekhar, "Identification of unbalance in a rotor bearing system", *Journal of Sound and Vibration*, 2011, Vol. 330, pp. 2299–2313.

[10] J Yao, L Liu, F Yang, F Scarpa, J Gaom, "Identification and optimization of unbalance parameters in rotor-bearing systems", *Journal of Sound and Vibration*, 2011, Vol. 431, pp. 54–69.

[11] PV Dang, S Chatterton, P Pennacchi, A Vania, F Cangioli. "Investigation of Load Direction on a Five-Pad Tilting Pad Journal Bearing with Variable Clearance", *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan, 2015, pp. 503-511.

[12] PV Dang, S Chatterton, P Pennacchi, A Vania, F Cangioli. "Eccentricity measurements on a five-pad tilting pad journal bearing", *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan, 2015, pp. 496-502.

[13] S Chatterton, P Pennacchi, A Vania, A Luca, PV Dang. "Tribo-design of lubricants for power loss reduction in the oil-film bearings of a process industry machine: Modelling and experimental tests", *Tribology International*, Vol. 98, Elsevier, 2019, Vol. 130, pp. 130-145.

[14] Đặng Phước Vinh, Trần Phước Thanh, "Bàn thí nghiệm cỡ nhỏ để xác định các thông số động học của máy quay", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, Số 7 (128), Đại học Đà Nẵng, 2018, trang 71-74.

[15] P Huy, PV Dang, NT Nghi, TP Thanh. "Design of a small-scale test rig for rotating machinery characterization". *Lecture Notes in Networks and Systems*, 2019, Vol. 63, pp. 229-235.

[16] Đặng Phước Vinh, Lê Hoài Nam, "Mô phỏng số một hệ thống máy có các chi tiết quay đơn giản bằng phương pháp phần tử hữu hạn", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ,* Vol 17 (No. 7), Đại học Đà Nẵng, 2019, trang 5-9.

[17] Đặng Phước Vinh, Đoàn Lê Anh, "Xác định các thông số động học máy gồm các chi tiết quay bằng thực nghiệm", Hội nghị toàn quốc về kỹ thuật cơ khí và chế tạo (NCMME 2019), Hồ Chí Minh, 2019, trang 74-77.

[18] D Hochmann, M Sadok, "Theory of synchronous averaging", *IEEE Aerospace Conference Proceedings (IEEE Cat. No.04TH8720)*, Big Sky, MT, 2004, Vol. 6, pp. 3636-3653.

[19] E Bechhoefer, M Kingsley, "A Review of Time Synchronous Average Algorithms", *Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society*, 2009, pp. 1-9.

(BBT nhận bài: 13/4/2020, hoàn tất thủ tục phản biện: 03/7/2020)