

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT  
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

TRẦN THANH LAM

NGHIÊN CỨU CÁC THÔNG SỐ ẢNH HƯỞNG CỦA  
MẤT CÂN BẰNG ĐẾN ĐỘ BỀN MỎI ROTOR

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ

MÃ SỐ: 9520103

## TÓM TẮT

Trong các hệ truyền động quay như động cơ, hộp số hay tuabin; đặc biệt là trục truyền lực, hiện tượng mất cân bằng động thường xuyên xảy ra do sai số chế tạo, do bản thân thiết kế không đối xứng, do quá trình lắp ráp lệch tâm, mài mòn không đồng đều hoặc phân bố khối lượng không hợp lý. Mất cân bằng gây ra rung động tuần hoàn, tạo ra ứng suất có sự biến thiên theo thời gian – một trong những cơ chế chính dẫn đến hư hỏng mỏi. Nhiều nghiên cứu đã tập trung vào mô phỏng và phân tích mỏi của trục dưới tác động của tải trọng tĩnh và động, nhưng ảnh hưởng riêng biệt của mất cân bằng đến độ bền mỏi vẫn cần được làm rõ hơn. Do đó, nghiên cứu các thông số gây mất cân bằng bao gồm khối lượng mất cân bằng, vận tốc quay... ảnh hưởng đến độ bền mỏi của trục quay là một vấn đề cấp thiết nhằm đảm bảo độ tin cậy và tuổi thọ làm việc của hệ thống truyền động; cụ thể là cho trục quay. Một vài điểm nổi bật mà luận án đóng góp cho lĩnh vực nghiên cứu được nêu sau đây:

- Xác định các thông số kỹ thuật ảnh hưởng trực tiếp tới mất cân bằng động trong trục quay: tốc độ quay, khối lượng lệch tâm và vị trí khối lượng mất cân bằng.
- Rung động trở nên không ổn định khi tốc độ quay đạt đến tốc độ tới hạn và biên độ dịch chuyển tăng đáng kể. Đồng thời, lượng mất cân bằng tăng (đến G40) dẫn đến biên độ dịch chuyển tăng. Biên độ dao động trong trường hợp G41.3 có  $X = \pm 0.109$ ;  $Y = \pm 0.135$  thậm chí còn lớn hơn so với biên độ dao động tại tốc độ tới hạn 1:  $X = \pm 0.101$ ;  $Y = \pm 0.119$ . Đây là biên độ dao động cần tránh trong quá trình vận hành để đảm bảo rotor hoạt động ổn định, lâu dài.
- Góc pha ban đầu của vị trí khối lượng thử nghiệm, nếu xảy ra thay đổi trong quá trình vận hành, sẽ dẫn đến các biến thể khác nhau của pha rung động khiến ứng suất uốn tăng hoặc giảm có thể dẫn đến hỏng hóc xuất hiện trên trục quay.
- Các kết quả nghiên cứu này cũng chứng minh rằng phương pháp Newmark -  $\beta$  được sử dụng để phân tích hành vi của hệ thống rotor với độ tin cậy cao, ổn định không điều kiện, thời gian hội tụ nhanh và độ chính xác cao; với sai số so với thực nghiệm  $< 6\%$ .
- Một máy thử nghiệm mới để nghiên cứu độ bền mỏi của trục truyền động không cân bằng đã được phát triển. Một công cụ căn chỉnh trình điều khiển mới cũng được thiết kế để đánh giá những tác động không cân bằng này.
- Kết quả thử nghiệm về độ bền mỏi cho thấy giới hạn mỏi và độ bền mỏi của mẫu giảm dưới tác động của các yếu tố không cân bằng; bao gồm khối lượng thử, tốc độ vận hành và bán kính tải thử; so với trục quay uốn cong thuần túy; từ đó xây dựng được đường cong mỏi của trục quay bằng thép C45 dưới tác dụng của lực tác động do mất cân bằng.
- Ngoài ra, biên độ dao động ngày càng lớn hơn khi chu kỳ tải tăng lên. Điều này có thể được giải thích bằng sự xuất hiện và lan truyền của các vết nứt tế vi, khuếch đại ảnh hưởng của các lực không cân bằng lên trục.

## CHƯƠNG 1. GIỚI THIỆU CHUNG

### 1. Đặt vấn đề

Dao động là hiện tượng phổ biến trong tự nhiên và kỹ thuật, đặc biệt ảnh hưởng mạnh đến các kết cấu xây dựng và thiết bị công nghiệp. Trong đó, thiết bị quay – một cơ cấu cơ khí chủ đạo – thường phát sinh rung động, làm giảm hiệu suất hệ thống, gây sai lệch sản phẩm và tiềm ẩn nguy cơ sự cố kỹ thuật. Nguyên nhân chủ yếu gây rung là hiện tượng mất cân bằng, bên cạnh các yếu tố như lệch trục, không đồng nhất vật liệu, mài mòn và va đập. Kiểm soát rung động trong thiết bị quay là yếu tố then chốt đảm bảo độ ổn định và độ tin cậy vận hành của hệ thống. Tiêu chuẩn ISO 1940/1 – 2013 [1] đã đưa ra giới hạn cho phép về mức mất cân bằng dư của rotor, đóng vai trò quan trọng trong việc đánh giá và kiểm soát độ rung trong các hệ thống quay.

Động lực học rotor là lĩnh vực then chốt trong nghiên cứu các hệ thống máy quay, có vai trò thiết yếu đối với ngành công nghiệp hiện đại. Phân tích rung động rotor tập trung vào các thông số chính như tốc độ quay (đặc biệt là tốc độ tới hạn), độ ổn định của hệ thống và phản ứng động khi xuất hiện mất cân bằng [2,3].

Phá hủy trục quay là một trong những dạng hư hỏng phổ biến trong cơ cấu quay, với khoảng 90% trường hợp bắt nguồn từ hiện tượng nứt mỏi. Độ bền mỏi của trục quay là thông số then chốt trong việc đánh giá tuổi thọ và độ tin cậy của hệ thống cơ khí. Quá trình mỏi khởi phát từ các vi nứt do ứng suất dao động chu kỳ, thường xuất hiện tại các vùng chịu tải lớn trên bề mặt chi tiết và phát triển dần theo thời gian, dẫn đến gãy hỏng hoàn toàn [4].

Vì thế, việc phân tích - đánh giá các thông số ảnh hưởng đến động lực học của rotor có ý nghĩa quan trọng đến độ bền mỏi tạo cơ sở cho việc ước lượng tuổi thọ của chi tiết, góp phần làm cơ sở cho việc hoạch định chiến lược sản xuất và bảo trì một cách tối ưu. Trên cơ sở định hướng đó, đề tài “**Nghiên cứu các thông số ảnh hưởng của mất cân bằng đến độ bền mỏi rotor**” đã được đề xuất với mục tiêu khảo sát các thông số ảnh hưởng mất cân bằng như tốc độ, vị trí, góc pha ban đầu, lượng dư mất cân bằng, xung lực kích thích sẽ ảnh hưởng đến độ bền mỏi của rotor trong thực tiễn.

### 2. Mục tiêu nghiên cứu

#### 2.1 Mục tiêu chung

Nghiên cứu tính toán đánh giá các thông số ảnh hưởng mất cân bằng đến độ bền mỏi trên rotor bằng tính toán và thực nghiệm.

#### 2.2 Mục tiêu cụ thể

Xuất phát từ mục tiêu tổng thể, nghiên cứu đề xuất các mục tiêu cụ thể như sau để đạt được định hướng đã đặt ra:

- Tổng quan về các loại cơ cấu quay.
- Nghiên cứu và phân tích đặc điểm của các loại cơ cấu quay, đặc biệt là những trục quay hoạt động ở tốc độ cao vốn được ứng dụng phổ biến trong các hệ thống công nghiệp.
- Xây dựng mô hình toán cho đối tượng nghiên cứu.
- Tính toán mô phỏng bằng Matlab các thông số ảnh hưởng đến hiện tượng mất cân bằng của trục quay.
- Thiết kế và chế tạo mô hình máy nhằm phục vụ cho quá trình thí nghiệm thực tế.
- Thực hiện đánh giá thực nghiệm nhằm phân tích tác động của các thông số chính đến đặc tính hoạt động của rotor.
- Xác định quy luật ảnh hưởng của một số thông số chính đến độ bền mỏi trên rotor, tạo cơ sở khoa học cho việc đánh giá ảnh hưởng của các thông số này đến tuổi thọ (thời gian làm việc) để có thể xác định được chế độ hoạt động phù hợp cho năng suất cao nhất.

### 3. Phạm vi nghiên cứu

Trong giới hạn về thời gian và phạm vi của đề tài, nghiên cứu sẽ tập trung triển khai các nội dung chính sau:

- Vật liệu: thép C45.
- Tốc độ quay  $\leq 3000$  vòng/phút.
- Các nội dung nghiên cứu tập trung về các thông số gây ảnh hưởng đến mất cân bằng trên rotor phổ biến hiện nay được các đơn vị cân bằng trong và ngoài nước sử dụng.
- Thiết bị được thiết kế và chế tạo nhằm phục vụ cho các thí nghiệm là máy khảo sát dao động và máy khảo sát độ bền mỏi.

### 4. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu

#### 4.1 Đối tượng nghiên cứu

- Trục quay và các loại chi tiết quay
- Các cơ cấu và máy quay tốc độ cao, cả trong nước và quốc tế, có liên quan đến nội dung nghiên cứu sẽ được tham khảo và phân tích.

#### 4.2 Phương pháp nghiên cứu

Nhằm đạt được các mục tiêu nghiên cứu đã đề ra, tác giả triển khai các phương pháp như sau:

- Trước tiên, tiến hành thu thập và nghiên cứu các tài liệu học thuật liên quan đến hiện tượng mỏi trong cơ cấu quay, nhằm phân tích các công trình đã được công bố, từ đó xác định các nội dung đã được làm rõ và nhận diện những vấn đề còn chưa được giải quyết – đây sẽ là cơ sở định hướng cho nghiên cứu. Cùng với đó, việc khảo sát các điều kiện vật chất và hệ thống thiết bị sẵn có được thực hiện để lựa chọn phương án triển khai tương thích với giới hạn và năng lực của đề tài.

- Tiếp theo, vận dụng các thiết bị sẵn có để tiến hành gia công mẫu thử nghiệm phù hợp với điều kiện thực tế; đồng thời kết hợp kiểm tra các đặc tính cơ lý và đánh giá cấu trúc vi mô của vật liệu kim loại.

- Sau đó, xây dựng mô hình toán và so sánh với kết quả thực nghiệm, tiếp theo thực nghiệm và kết hợp với xử lý số liệu thực nghiệm thu được nhằm thiết lập phương trình đường cong mô phỏng ảnh hưởng của các thông số liên quan đến mất cân bằng. Qua đó, xác định ứng suất tác dụng và số chu kỳ phù hợp cho từng điều kiện làm việc cụ thể.

## **5 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn**

### **5.1 Ý nghĩa khoa học**

- Đề xuất các thông số cần khảo sát để đánh giá động lực học rotor.
- Nghiên cứu ảnh hưởng của các yếu tố gồm tốc độ quay  $n$  (vg/ph), vị trí và góc pha ban đầu của khối lượng thử gây mất cân bằng, cùng với lượng mất cân bằng dư, xung lực kích thích đến ứng suất thay đổi hành vi động lực học của hệ thống.
- Đề xuất được cách thức tính toán sự thay đổi của ứng suất, qua đó giúp xác định mối quan hệ giữa ứng suất phá hủy với các thông số đặc trưng.
- Thông qua kết quả thực nghiệm, thiết lập được mối quan hệ giữa các thông số động lực học với độ bền mỏi.

### **5.2 Ý nghĩa thực tiễn**

- Xác định được mối liên hệ giữa đáp ứng động lực học với độ bền mỏi trên rotor.
- Đóng vai trò nền tảng trong việc xây dựng kế hoạch sản xuất cũng như chiến lược bảo trì thiết bị, máy móc phục vụ cho các đơn vị trong và ngoài nước.

## **6 Cấu trúc trình bày của luận án**

Luận án bao gồm 6 chương, được minh họa bằng 52 hình vẽ và 22 bảng số liệu. Nội dung được tổ chức theo bố cục như sau:

### **Chương 1. GIỚI THIỆU CHUNG**

Nội dung chương này giới thiệu tính cấp thiết của lĩnh vực liên quan đến đề tài. Từ các phân tích những tồn tại đang có, từ đó đề ra mục tiêu nghiên cứu trọng tâm của đề tài và đề xuất cấu trúc của luận án.

### **Chương 2. TỔNG QUAN**

Nội dung chương này trình bày tình hình nghiên cứu các lĩnh vực liên quan đến đề tài. Các khái niệm về rung động, mỏi và phá hủy được đề cập. Từ các phân tích những khoảng trống đang có, từ đó đề ra định hướng nghiên cứu.

### **Chương 3. MÔ HÌNH HÓA ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG ROTOR**

Nội dung chương này xây dựng mô hình toán cho đối tượng nghiên cứu bao gồm: từ đề xuất, xây dựng mô hình; thông số thiết kế; phương pháp tính; kết quả tính, kích thước tính toán và kết quả cuối cùng.

### **Chương 4. KẾT QUẢ ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG TỪ TÍNH TOÁN VÀ THỰC NGHIỆM**

Một thiết bị đo chuyển vị được đề xuất thiết kế và chế tạo. Các yếu tố đánh giá ảnh hưởng đến lượng mất cân bằng trên rotor trong luận án dùng trong nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm được giới thiệu trong chương này.

### **Chương 5. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN VÀ THỰC NGHIỆM ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN MỎI**

Một thiết bị mới dùng để đo độ bền mỏi cho rotor khi bị mất cân bằng được đề xuất thiết kế và chế tạo. Kết quả thử nghiệm về độ bền mỏi cho thấy giới hạn mỏi và độ bền mỏi của mẫu giảm dưới tác động của các yếu tố không cân bằng; bao gồm khối lượng thử nghiệm, tốc độ vận hành và bán kính tải.

### **Chương 6. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN**

Chương này trình bày tổng kết các kết quả nghiên cứu chính đạt được trong khuôn khổ luận án. Đồng thời, một số định hướng nghiên cứu tiếp theo cũng được đề xuất nhằm mở rộng và phát triển các vấn đề đã được nghiên cứu. Bên cạnh đó, các công bố khoa học liên quan đến nội dung của luận án, bao gồm các bài báo đăng trên tạp chí và hội nghị chuyên ngành, được liệt kê nhằm minh chứng cho tính khoa học và mức độ đóng góp của luận án.

## **Chương 2. TỔNG QUAN**

### **1. Khái niệm về trạng thái mất cân bằng trên rotor**

Mất cân bằng rotor xảy ra khi khối lượng phân bố không đều quanh trục quay, chủ yếu do sai số chế tạo, lắp ráp không chính xác, không đồng nhất vật liệu, biến dạng hình học hoặc mài mòn trong quá trình vận hành. Đánh giá tình trạng mất cân bằng thường dựa trên các yếu tố như độ lệch tâm, sai số dung sai, cấu trúc vật liệu, va đập và độ chặt của lắp ghép.

### **2. Cơ chế phá hủy mỏi trong chi tiết máy**

Hiện tượng mỏi được ghi nhận là một trong những nguyên nhân phổ biến dẫn đến phá hủy cấu kiện với tần suất đáng kể; trong các sự cố của hệ thống cơ khí công nghiệp, ảnh hưởng trực tiếp đến độ an toàn vận hành, hiệu suất sản xuất và thậm chí là sức khỏe con người. Chính vì mức độ nghiêm trọng đó, quá trình mỏi đã trở thành đối tượng nghiên cứu chuyên sâu trong suốt hơn một thế kỷ qua. Những đóng góp sớm của các học giả như Schutz [4], Toth và Yarema [9] đã đặt nền móng cho nhận thức về phá hủy mỏi từ thời kỳ đầu của cách mạng công nghiệp.

→ Trong giới hạn của đề tài nghiên cứu, ta chỉ xét ảnh hưởng của ứng suất đến độ bền mỏi của chi tiết.

### **3. Tổng quan tình hình nghiên cứu**

Tổng quan các nghiên cứu và sự phát triển của mất cân bằng đến độ bền mỏi được trình bày chi tiết trong luận

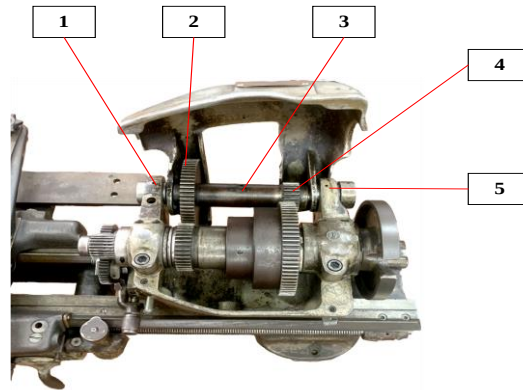
án, từ các tài liệu [14 – 78]. Trong giai đoạn hiện nay, phân tích độ bền mỏi đóng vai trò thiết yếu trong việc đánh giá khả năng làm việc bền vững của các chi tiết cơ khí.

#### 4. Các khoảng trống và định hướng nghiên cứu

Kết quả khảo sát tài liệu cho thấy vẫn chưa có công trình nào tập trung phân tích tác động của các yếu tố gây mất cân bằng đến khả năng chịu mỏi của cơ cấu quay. Vì trong thực tế, các rotor trước khi vận hành đều được cân bằng và trong quá trình vận hành đều có kế hoạch bảo trì (về cân bằng); ngoài ra 1 số cơ cấu quay quan trọng/thiết yếu cần gắn thiết bị giám sát tình trạng trực tuyến (*Online Condition Monitoring-OCM*). Yêu cầu đặt ra lúc này là nghiên cứu sẽ tập trung phân tích tác động của các yếu tố gây mất cân bằng đến khả năng chịu mỏi của cơ cấu quay, những cơ cấu không thể cân bằng khi vận hành hoặc khi vận hành bị mất cân bằng do sự tái phân bố cấu trúc, độ đồng nhất vật liệu ... Ví dụ điển hình như các trục truyền động trong hộp số, hộp tốc độ...

### Chương 3. MÔ HÌNH HÓA ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG ROTOR

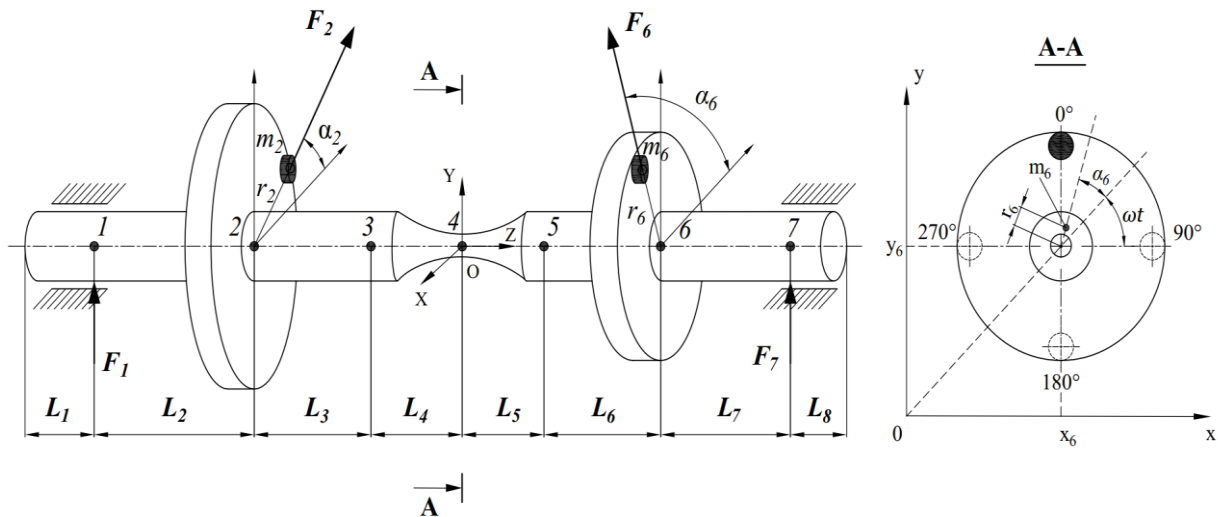
#### 1. Xây dựng mô hình toán



**Hình 3.1** Cụm trục – bánh răng trong hộp tốc độ

Trong nghiên cứu này, mẫu dạng trụ được thể hiện ở Hình 2.3.c – tương ứng với phương pháp thử mỏi bằng uốn bốn điểm – đã được lựa chọn. Loại mẫu này có ưu điểm trong việc xác định và phân tích các vị trí có nguy cơ hư hỏng cao. Đề xuất cụm trục - bánh răng với 2 bánh răng lắp trên trục như Hình 2.1 có mô hình lý tưởng như ở hình 2.4.

Theo tiêu chuẩn ISO 1143 – 2010 về trục mẫu ở hình 3.3 và kết hợp mô hình ở hình 3.4, ta đề xuất cụm trục – bánh răng nghiên cứu độ bền mỏi như hình 3.2



**Hình 3.2** Mô hình hoá cụm trục – bánh răng với 2 bánh răng

Từ thiết kế nêu trên, đề xuất khảo sát 7 điểm quan trọng trên trục quay: đó là các điểm 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7. Trong đó, điểm 1 và điểm 7 là vị trí gối đỡ, điểm 2 và điểm 6 là vị trí đặt đĩa; điểm 3 và điểm 5 là vị trí có tiết diện lớn nhất trên trục; điểm 4 là vị trí có tiết diện nhỏ nhất → vị trí khảo sát độ bền mỏi của trục. Giải bài toán trên:

Ta có chuyển vị  $x$ ,  $y$ , góc xoắn  $\alpha$  trong trường hợp này:

$$q_i = [x_i, y_i, \alpha_i]^T \quad (3.1)$$

Trong đó chuyển vị theo phương  $x$ ,  $y$  tại các vị trí khảo sát là:

$$\begin{aligned} x_i &= [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7]^T & y_i &= [y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7]^T \\ \alpha_i &= [\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7]^T & & \text{Với } i = 1 \div 7; \end{aligned}$$

và  $\begin{cases} x_i = x_n \text{ or } x_i = x_m + e_m \cos \varphi_m \\ y_i = y_n \text{ or } y_i = y_m + e_m \sin \varphi_m \end{cases}, n = 1, 3, 5, 7; m = 2, 4, 6$

Về góc xoay, ta tập trung khảo sát đoạn trục giữa 2 đĩa: từ điểm 2 đến điểm 6; Tại đây; xem góc xoắn tại vị trí nút 3 và nút 5 là vô cùng bé:  $\alpha_3 = \alpha_5 = 0$ ; 3 vị trí còn lại lúc này cần khảo sát là điểm 2, điểm 4 và điểm 6.

$$\alpha_j = \begin{bmatrix} \alpha_2 \\ \alpha_4 \\ \alpha_6 \end{bmatrix} \quad \text{Với } j = 2, 4, 6.$$

Phương trình xác định góc quay là:

$$\varphi_i = \alpha_i + \omega_i t + \varphi_{0_i} \quad (3.2)$$

Lúc này ta có chuyển vị:

$$\mathbf{x}_i = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 + e_2 \cos \varphi_2 \\ x_3 \\ x_4 + e_4 \cos \varphi_4 \\ x_5 \\ x_6 + e_6 \cos \varphi_6 \\ x_7 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{y}_i = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 + e_2 \sin \varphi_2 \\ y_3 \\ y_4 + e_4 \sin \varphi_4 \\ y_5 \\ y_6 + e_6 \sin \varphi_6 \\ y_7 \end{bmatrix};$$

Vận tốc:

$$\dot{\mathbf{x}}_i = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 - e_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 - e_4 \dot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 - e_6 \dot{\varphi}_6 \sin \varphi_6 \\ \dot{x}_7 \end{bmatrix}; \quad \dot{\mathbf{y}}_i = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 + e_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 + e_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 \\ \dot{y}_5 \\ \dot{y}_6 + e_6 \dot{\varphi}_6 \cos \varphi_6 \\ \dot{y}_7 \end{bmatrix}$$

Vận tốc góc:

$$\dot{\varphi}_j = \begin{bmatrix} \omega_2 + \dot{\alpha}_2 \\ \omega_4 + \dot{\alpha}_4 \\ \omega_6 + \dot{\alpha}_6 \end{bmatrix}$$

Động năng của hệ lúc này:

$$T = T_t + T_r$$

Khi đó:

$$T = \frac{1}{2} [\dot{\mathbf{x}}]^T [M_c] [\dot{\mathbf{x}}] + \frac{1}{2} [\dot{\mathbf{y}}]^T [M_c] [\dot{\mathbf{y}}] + \frac{1}{2} [\dot{\varphi}]^T [J_c] [\dot{\varphi}] \quad (3.3)$$

Với:

$$[M_c] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 \end{bmatrix}$$

$$[J_c] = \begin{bmatrix} J_2 + m_2 e_2^2 & 0 & 0 \\ 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & J_6 + m_6 e_6^2 \end{bmatrix}$$

$J_c$ : Moment quán tính tĩnh đối với các điểm khảo sát 2, 4, 6:

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 R_2^2$$

$$J_4 = \frac{1}{2} m_4 R_4^2$$

$$J_6 = \frac{1}{2} m_6 R_6^2$$

Thế năng đàn hồi của hệ:

$$V_c = \frac{1}{2} [\mathbf{x}]^T [K_x] [\mathbf{x}] + \frac{1}{2} [\mathbf{y}]^T [K_y] [\mathbf{y}] + \frac{1}{2} [\alpha]^T [K_t] [\alpha] \quad (3.4)$$

$$K_x = K_y = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (k_2 + k_3) & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & -k_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_4 & (k_4 + k_5) & -k_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_5 & (k_5 + k_6) & -k_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & (k_6 + k_7) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_7 \end{bmatrix}$$

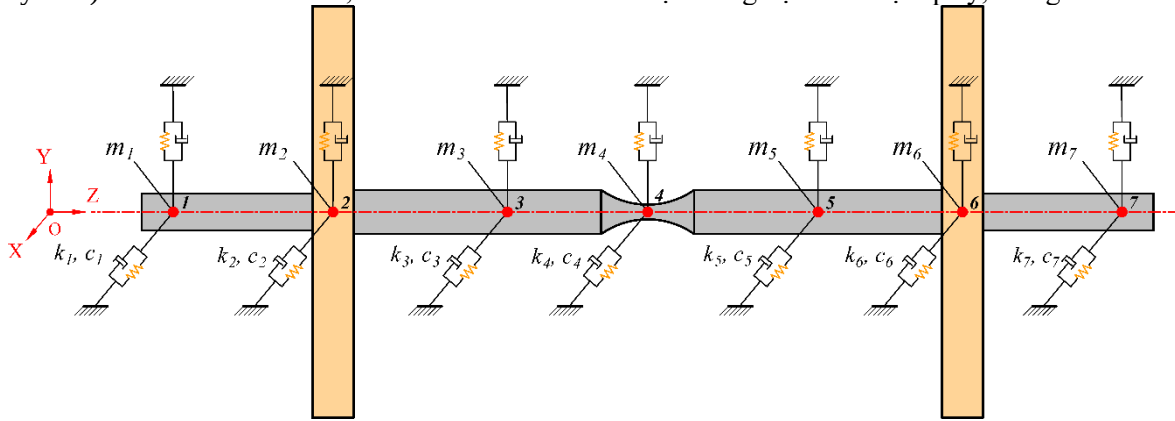
Trong đó:

–  $k_2, k_3, k_4, k_5, k_6$ : độ cứng chống uốn

–  $k_1, k_7$ : độ cứng tại vị trí gối đỡ

$$k_2 = \frac{3EI}{l_2^3}; k_3 = \frac{12EI}{(l_2 + l_3)^3}; k_4 = \frac{6EI}{l_4^3}; k_5 = \frac{3EI}{l_5^3}; k_6 = \frac{3EI}{l_6^3}$$

Vì hệ thống trục quay là một hệ liên tục theo không gian, nên áp dụng các phương pháp giải số để rời rạc hóa thành hệ nhiều bậc tự do. Quá trình này cho phép biểu diễn hệ liên tục bằng một hệ nhiều bậc tự do (multi DOF system). Từ thiết kế nêu trên, đề xuất khảo sát 7 điểm đặc trưng dọc theo trục quay, bao gồm:

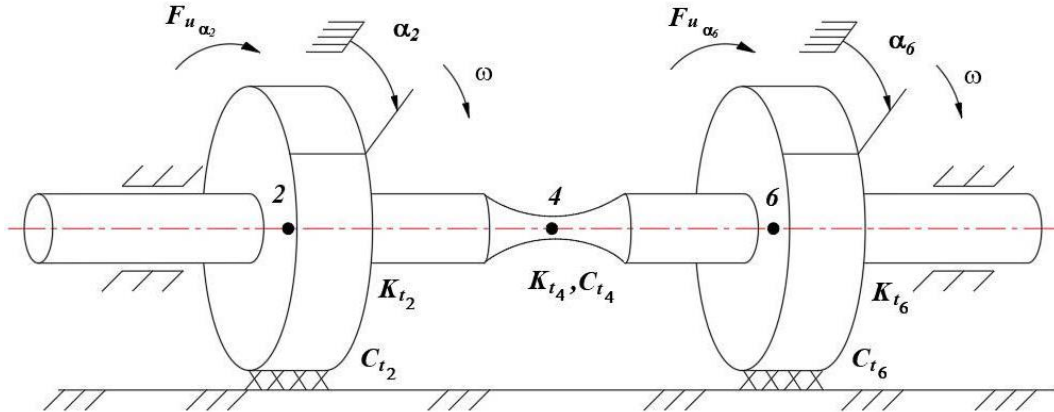


**Hình 3.3** Mô hình vật lý trục và 2 đĩa

Như vậy; trong bài toán này; trục quay bị xoắn (vô cùng bé) do các lực xuất hiện tại điểm 1 và điểm 7 gây ra trên mô hình.

Về góc xoay, ta tập trung khảo sát đoạn trục giữa 2 đĩa: từ điểm 2 đến điểm 6. Tại đây; xem góc xoắn tại vị trí nút 3 và nút 5 là vô cùng bé:  $\alpha_3 = \alpha_5 = 0$ ; 3 vị trí còn lại lúc này cần khảo sát là điểm 2, điểm 4 và điểm 6.

$$\alpha_j = [\alpha_2 \ \alpha_4 \ \alpha_6]^T \quad \text{Với } j = 2, 4, 6.$$



**Hình 3.4** Mô hình hóa đoạn trục khảo sát bị xoắn từ điểm 2 đến 6

- Thế năng đàn hồi của mô hình 3.4:

$$V = \frac{1}{2} k_{t_2} \alpha_2^2 + \frac{1}{2} k_{t_4} (\alpha_2 - \alpha_4)^2 + \frac{1}{2} k_{t_6} (\alpha_4 - \alpha_6)^2 \quad (3.5)$$

Đạo hàm:

$$\frac{\partial V}{\partial \alpha_2} = k_{t_2} \alpha_2 + k_{t_4} (\alpha_2 - \alpha_4)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \alpha_4} = -k_{t_4} (\alpha_2 - \alpha_4) + k_{t_6} (\alpha_4 - \alpha_6)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \alpha_6} = -k_{t_6}(\alpha_4 - \alpha_6)$$

Lúc này, độ cứng chống xoắn của trục:

$$K_T = \begin{bmatrix} k_{t_2} + k_{t_4} & -k_{t_4} & 0 \\ -k_{t_4} & k_{t_4} + k_{t_6} & -k_{t_6} \\ 0 & -k_{t_6} & k_{t_6} \end{bmatrix}$$

Với:

$$k_{t_2} = \frac{GI_p}{l_2} ; k_{t_4} = \frac{GI_p}{l_2 + l_3 + l_4} ; k_{t_6} = \frac{GI_p}{l_5 + l_6}$$

Trong đó:

$GI_p$ : độ cứng chống xoắn của trục

- Năng lượng tiêu tán của hệ :

$$D = \frac{1}{2} [\dot{x}]^T [C_x] \{\dot{x}\} + \frac{1}{2} [\dot{y}]^T [C_y] \{\dot{y}\} + \frac{1}{2} [\dot{\alpha}]^T [C_t] \{\dot{\alpha}\} \quad (3.6)$$

$$C_x = C_y = \begin{bmatrix} -(c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & -c_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_4 & (c_4 + c_5) & -c_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_5 & (c_5 + c_6) & -c_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & (c_6 + c_7) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_7 \end{bmatrix}$$

Lúc này; ta có năng lượng tiêu tán của giảm chấn trong hình 3.6 là:

$$D = \frac{1}{2} C_{t_2} \dot{\alpha}_2 + \frac{1}{2} C_{t_2} (\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_4)^2 + \frac{1}{2} C_{t_3} (\dot{\alpha}_4 - \dot{\alpha}_6)^2 \quad (3.7)$$

Khi đó, giảm chấn chống xoắn lúc này:

$$C_T = \begin{bmatrix} C_{t_2} + C_{t_4} & -C_{t_4} & 0 \\ -C_{t_2} & C_{t_4} + C_{t_6} & -C_{t_6} \\ 0 & -C_{t_6} & C_{t_6} \end{bmatrix}$$

Trong đó

$C_{t_2}$ ;  $C_{t_4}$ ;  $C_{t_6}$  là giảm chấn chống xoắn tại các vị trí 2, 4, 6 như khảo sát.

- Phương trình Lagrange của hệ lúc này:

$$L = T - V \quad (3.8)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = F_i$$

Với lực tác động:

$$\vec{F}_i = \vec{F}_{g_i} + \vec{F}_{u_i} + \vec{F}_{m_i}$$

Phương trình vi phân chuyển động của rotor lúc này:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_{g_i}\} + \{F_{u_i}\} + \{F_{m_i}\} \quad (3.9)$$

Trong đó:

- +  $[M]_{17 \times 17}$  : Ma trận khối lượng của hệ
- +  $[C]_{17 \times 17}$  : Ma trận giảm chấn
- +  $[K]_{17 \times 17}$  : Ma trận độ cứng
- +  $\{q\}_{17 \times 1}$  : Vectơ chuyển vị bao gồm các chuyển vị x, y và góc xoay.
- +  $\{F_i\}_{17 \times 1}$  : Vectơ ngoại lực

$$\vec{F}_i = \vec{F}_{g_i} + \vec{F}_{u_i} + \vec{F}_{m_i}$$

Trong đó:

- $F_{g_i}$ : Lực do trọng lượng khối điểm gây ra.
- $F_{u_i}$ : Lực li tâm do mất cân bằng.
- $F_{m_i}$ : Lực kích thích ngoài.

Với:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_c & 0 & 0 \\ 0 & M_c & 0 \\ 0 & 0 & J_c \end{bmatrix}; [C] = \begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 \\ 0 & 0 & C_t \end{bmatrix}; [K] = \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 \\ 0 & K_y & 0 \\ 0 & 0 & K_t \end{bmatrix}$$



$$\{F_{g_i}\} = \begin{bmatrix} m_1 g \\ m_2 g \\ m_3 g \\ m_4 g \\ m_5 g \\ m_6 g \\ m_7 g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \{F_{u_i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{u_{x_2}} \\ 0 \\ F_{u_{x_4}} \\ 0 \\ F_{u_{x_6}} \\ 0 \\ 0 \\ F_{u_{y_2}} \\ 0 \\ F_{u_{y_4}} \\ 0 \\ F_{u_{y_6}} \\ 0 \\ F_{u_{\alpha_2}} \\ F_{u_{\alpha_4}} \\ F_{u_{\alpha_6}} \end{bmatrix} \quad \{F_{m_i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{u_{x_2}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_{u_{x_6}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Phương trình (3.10) viết lại:

$$\begin{aligned} F_{u_{x_2}} &= m_2 e_2 (\dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2) \\ F_{u_{x_4}} &= m_4 e_4 (\dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 + \ddot{\varphi}_4 \sin \varphi_4) \\ F_{u_{x_6}} &= m_6 e_6 (\dot{\varphi}_6^2 \cos \varphi_6 + \ddot{\varphi}_6 \sin \varphi_6) \\ F_{u_{y_2}} &= m_2 e_2 (\dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 - \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2) \\ F_{u_{y_4}} &= m_4 e_4 (\dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 - \ddot{\varphi}_4 \cos \varphi_4) \\ F_{u_{y_6}} &= m_6 e_6 (\dot{\varphi}_6^2 \sin \varphi_6 - \ddot{\varphi}_6 \cos \varphi_6) \\ F_{u_{\alpha_2}} &= m_2 e_2 (\ddot{x}_2 \sin \varphi_2 - \ddot{y}_2 \cos \varphi_2) \\ F_{u_{\alpha_4}} &= m_4 e_4 (\ddot{x}_4 \sin \varphi_4 - \ddot{y}_4 \cos \varphi_4) \\ F_{u_{\alpha_6}} &= m_6 e_6 (\ddot{x}_6 \sin \varphi_6 - \ddot{y}_6 \cos \varphi_6) \end{aligned}$$

## 2. Phương pháp tính toán

Sử dụng phương pháp phân tích theo bước thời gian Beta – Newmark giải cho phương trình (3.9) như sau:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_g\} + \{F_u\} + \{F_m\}$$

Cho biết:

$$\{q_i\}, \{\dot{q}_i\}, [M], [C], [K], \{F_g\}, \{F_u\}, \{F_m\} \Delta t, t_i, \gamma, \beta$$

Tính

$$\ddot{q}_i = [M]^{-1} (-[C]\{\dot{q}_i\} - [K]\{q_i\} + \{F_g\} + \{F_u\} + \{F_m\}) \quad (3.11)$$

$$\begin{cases} q_{i+1} = q_i + \Delta t \dot{q}_i + (0,5 - \beta) \Delta t^2 \ddot{q}_i + \beta \ddot{q}_{i+1} \Delta t^2 \\ \dot{q}_{i+1} = \dot{q}_i + (1 - \gamma) \Delta t \ddot{q}_i + \gamma \Delta t \ddot{q}_{i+1} \\ M \ddot{q}_{i+1} + C \dot{q}_{i+1} + K q_{i+1} = F_{i+1} \end{cases} \quad (3.12)$$

Khai triển:

$$[M + C\gamma\Delta t + K\beta\Delta t^2] \ddot{q}_{i+1} = F_{i+1} - C[\dot{q}_i + (1 - \gamma)\Delta t \ddot{q}_i] - K[q_i + \Delta t \dot{q}_i + (0,5 - \beta)\Delta t^2 \ddot{q}_i] \quad (3.13)$$

Viết lại phương trình (3-20) thành:

$$\hat{K} \ddot{q}_{i+1} = \hat{f}_{i+1} \quad (3.14)$$

Trong đó:

$$\hat{K} = [M + C\gamma\Delta t + K\beta\Delta t^2]$$

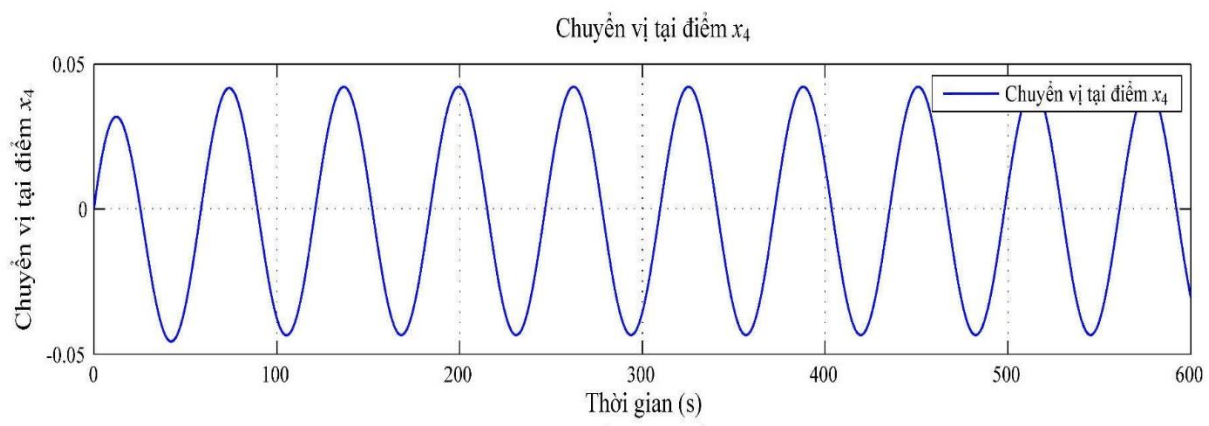
$$\hat{f}_{i+1} = F_{i+1} - C[\dot{q}_i + (1 - \gamma)\Delta t \ddot{q}_i] - K[q_i + \Delta t \dot{q}_i + (0,5 - \beta)\Delta t^2 \ddot{q}_i]$$

Với  $\gamma, \beta$ : các tham số điều chỉnh trong quá trình xử lý vòng lặp. Cho:

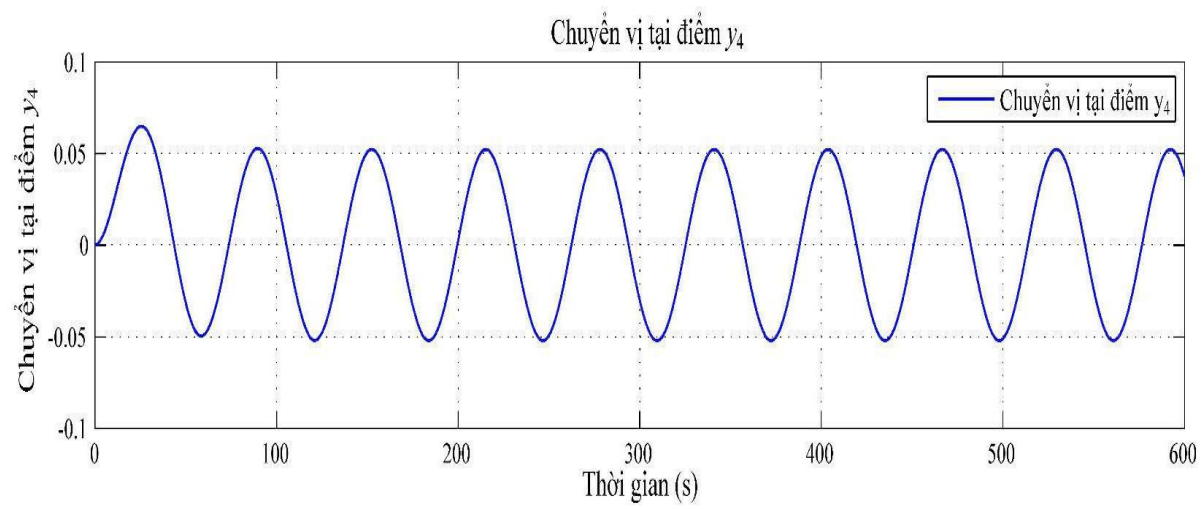
$$\gamma = \frac{1}{2} ; \beta = \frac{1}{4} ; \Delta t = 0,01 ; \text{ ổn định không có điều kiện [90, 91]. Ta có lưu đồ giải thuật như hình 3.7}$$

## 3. Kết quả tính toán

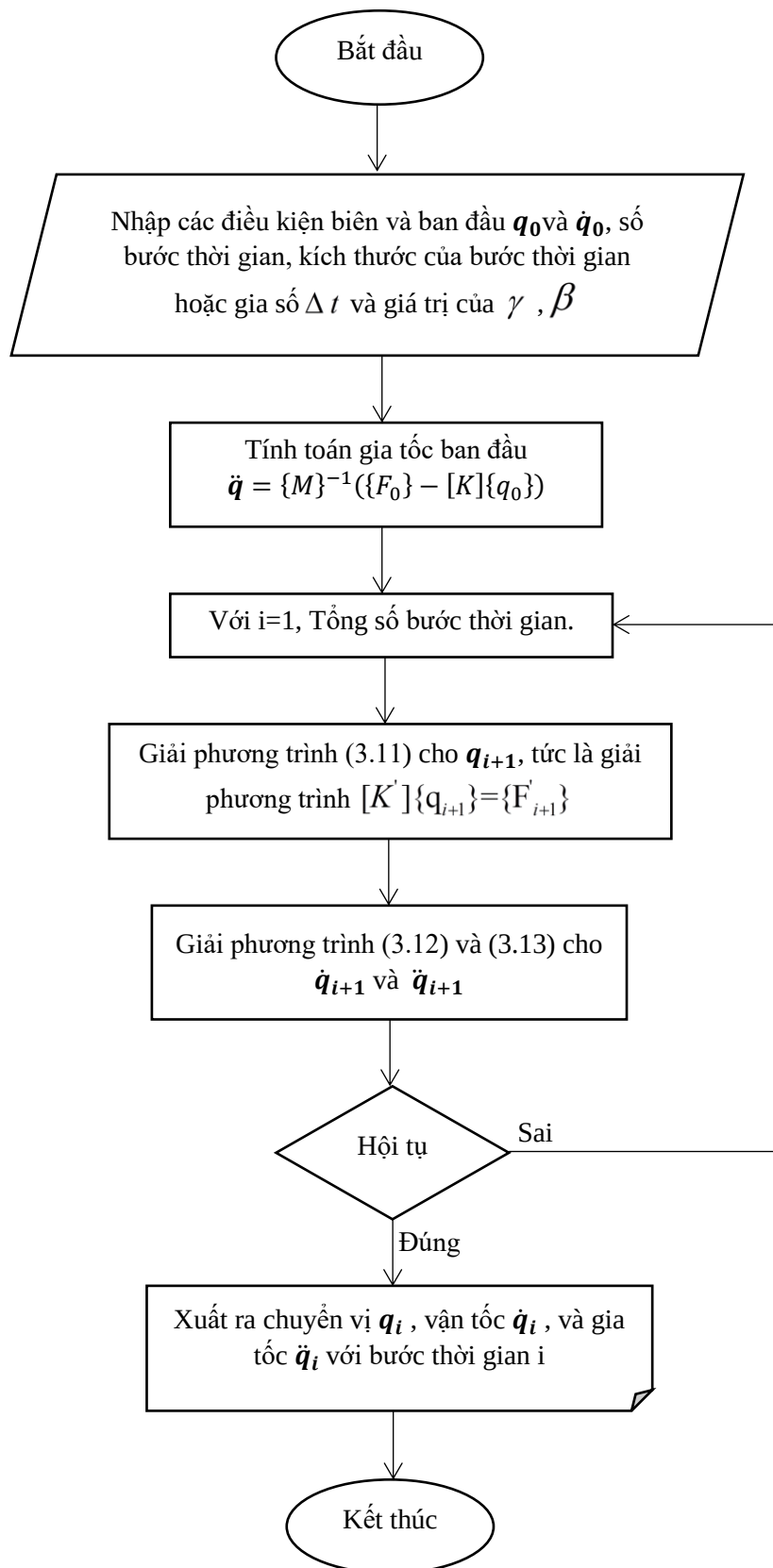
Kết quả tính toán bằng matlab: chuyển vị, góc xoắn với tốc độ: 2000 vòng/phút (bỏ qua ảnh hưởng của giảm chấn) tại điểm 4.



**Hình 3.5** Chuyển vị trục X tại điểm 4



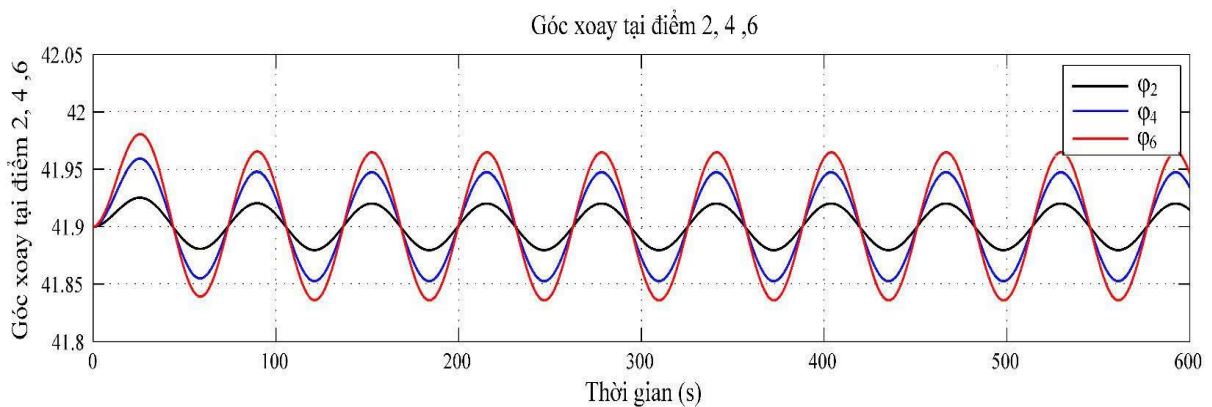
**Hình 3.6** Chuyển vị trục Y tại điểm 4



**Hình 3.7** Lưu đồ giải thuật mô hình toán

**Bảng 3.1** Thông số kỹ thuật của trục và đĩa khảo sát

|                    | Thông số kỹ thuật              | Giá trị             | Đơn vị            |
|--------------------|--------------------------------|---------------------|-------------------|
| L                  | Chiều dài trục                 | 0.256               | m                 |
| $l_1 = l_8$        | “                              | 0.008               | m                 |
| $l_2 = l_7$        | “                              | 0.045               | m                 |
| $l_3 = l_6$        | “                              | 0.040               | m                 |
| $l_4 = l_5$        | “                              | 0.035               | m                 |
| $d_{\text{shaft}}$ | Đường kính trục                | 0.012               | m                 |
| $D_{\text{disk}}$  | Đường kính đĩa                 | 0.1                 | m                 |
| B                  | Bề dày đĩa                     | 0.02                | m                 |
| $\Phi_2$           | Góc pha ban đầu tại điểm 2     | 0                   | rad               |
| $\Phi_6$           | Góc pha ban đầu tại điểm 6     | 0                   | rad               |
| $e_2$              | Độ lệch tâm                    | $4.7 \cdot 10^{-3}$ | m                 |
| $e_6$              | Độ lệch tâm                    | $4.7 \cdot 10^{-3}$ | m                 |
| $K_r$              | Độ cứng của trục               | $7 \cdot 10^7$      | N/m               |
| $K_b$              | Độ cứng của gối đỡ             | $7.2 \cdot 10^6$    | N/m               |
| $K_t$              | Độ cứng xoắn của trục          | 0                   | N.m/rad           |
| C                  | Giảm chấn gối đỡ               | 20                  | Nm/s              |
| $\mu$              | Hệ số ma sát                   | 0.002               |                   |
| $\nu$              | Hệ số Poisson                  | 0.28                |                   |
| $\rho$             | Trọng lượng riêng              | $7.8 \cdot 10^3$    | kg/m <sup>3</sup> |
| $m_{\text{shaft}}$ | Khối lượng trục                | 0.285               | kg                |
| $m_{\text{disk}}$  | Khối lượng đĩa                 | 0.2                 | kg                |
| m                  | Khối lượng trục và đĩa (rotor) | 0.685               | kg                |
| $m_1 = m_7$        | Khối lượng nút 1 và nút 7      | 0.015               | kg                |
| $m_2 = m_6$        | Khối lượng nút 2 và nút 6      | 0.035               | kg                |
| $m_3 = m_5$        | Khối lượng nút 3 và nút 5      | 0.08                | kg                |
| $m_4$              | Khối lượng nút 4               | 0.025               | kg                |
| g                  | Gia tốc trọng trường           | 9.81                | m/s <sup>2</sup>  |
| $I_p$              | Moment quán tính               | $1.2 \cdot 10^{-7}$ | m <sup>4</sup>    |
| E                  | Modun đàn hồi Young            | $2.1 \cdot 10^{11}$ | N/m <sup>2</sup>  |
| G                  | Modun xoắn                     | $7.7 \cdot 10^{10}$ | N/m <sup>2</sup>  |
| $C_t$              | Giảm chấn xoắn của trục        | 0                   | Ns/rad            |
| $\omega_n$         | Tốc độ quay                    | 209                 | rad/s             |

**Hình 3.8** Góc xoay tại điểm 2, điểm 4 và điểm 6

**Bảng 3.2** Số liệu tính toán chuyển vị và góc xoay tại điểm 4

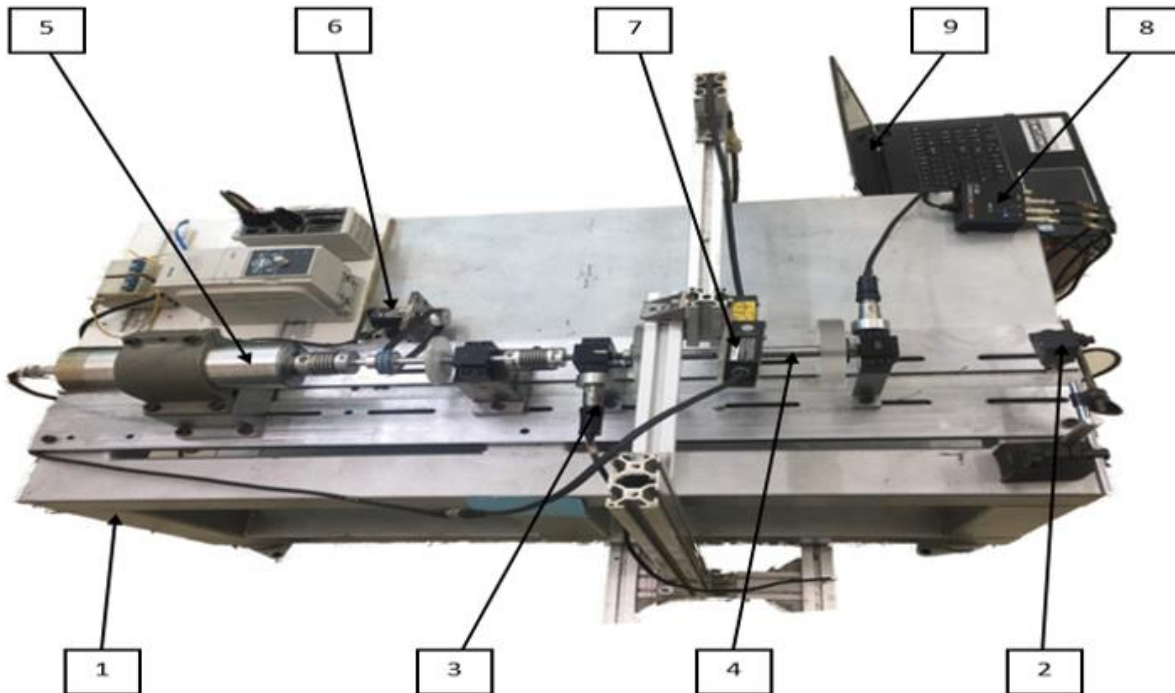
| Vị trí | Giá trị | Chuyển vị X (mm) | Chuyển vị Y (mm) | Góc xoay (rad) | Góc xoay (Độ)      |
|--------|---------|------------------|------------------|----------------|--------------------|
| Điểm 4 | Min     | -0,045           | -0,053           | 0,059          | 3,38 <sup>0</sup>  |
|        | Max     | 0,042            | 0,065            | -0,048         | -2,75 <sup>0</sup> |

**Đánh giá:**

Dựa trên kết quả tính toán thu được, có thể nhận thấy rằng các thông số đặc trưng tại điểm 4; bao gồm chuyển vị theo phương X, chuyển vị theo phương Y và góc xoay; được thể hiện rõ trong Bảng 3.5. Trong đó, giá trị góc xoay tại điểm 4 là rất nhỏ, nằm ngoài giới hạn đo lường của các thiết bị thực nghiệm hiện có. Do đó, trong phạm vi nghiên cứu này, ảnh hưởng của góc xoay tại điểm 4 được xem là không đáng kể và có thể bỏ qua. Việc phân tích và đánh giá động học tại điểm này sẽ tập trung vào hai thông số chuyển vị tuyến tính theo phương X và phương Y nhằm đảm bảo độ chính xác và tính thực tiễn của mô hình nghiên cứu.

## Chương 4. KẾT QUẢ ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG TỪ TÍNH TOÁN VÀ THỰC NGHIỆM

### 4.1 Thiết kế và chế tạo máy đo dao động



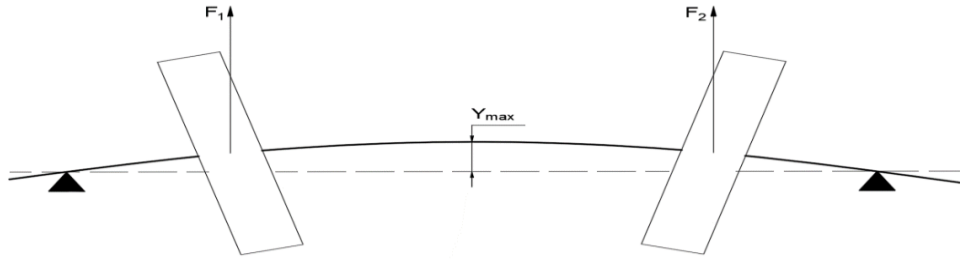
1.Khung máy – 2. Optical Sensor – 3. Acceleration Sensor – 4.Rotor – 5.Motor – 6. Encoder – 7. Keyence Sensor – 8.DAQ – 9.Máy tính

**Hình 4.1** Thiết bị thực nghiệm đo dao động

### 4.2 Các yếu tố ảnh hưởng

#### 4.2.1 Ảnh hưởng do tốc độ quay (Tốc độ tới hạn)

Khi rotor hoạt động gần với tốc độ tới hạn 1 (mode 1), hình dạng dao động của nó sẽ tương ứng với mô phỏng trình bày trong hình 4.5



**Hình 4.2** Hình dạng dao động của rotor tại chế độ tới hạn 1 (mode 1)

Trong trường hợp bỏ qua ảnh hưởng của hệ số giảm chấn  $c$ , tốc độ tới hạn bậc một có thể được xác định theo công thức [2]:

$$\omega_{cr1} = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{E \cdot A}{L \cdot m}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,01^2}{4,0256 \cdot 0,680}} = 313 \text{ rad/s}$$

Trong đó:  $k$ : độ cứng rotor;  $m$ : khối lượng rotor;  $L$ : chiều dài trục;  $A$ : tiết diện trục

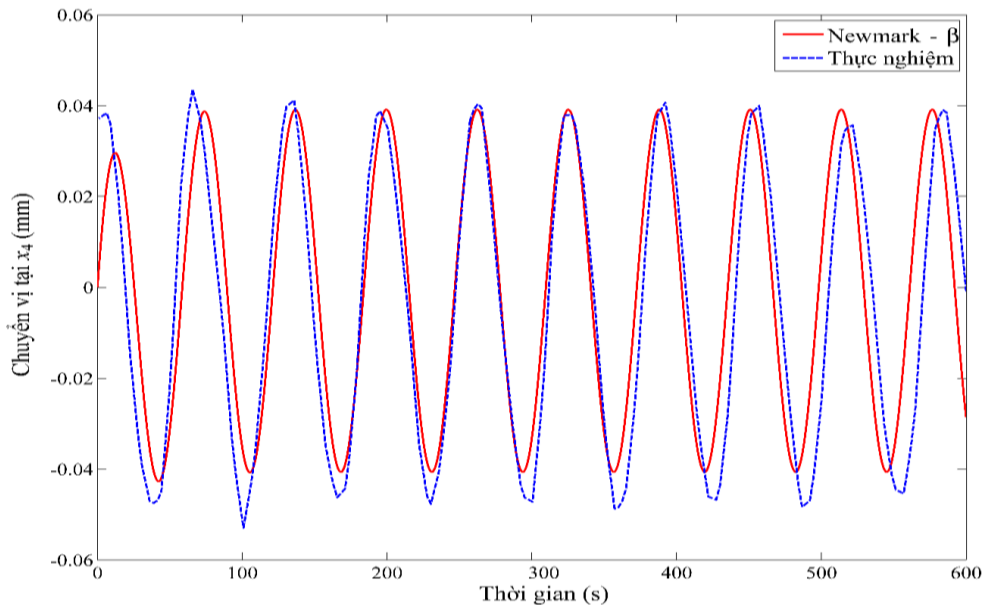
Lúc này, giá trị tốc độ quay của rotor tương ứng là:

$$n_{cr1} = \frac{60 \cdot \omega_1}{2\pi} = \frac{60 \cdot 313}{2 \cdot 3,14} = 3000 \text{ vòng/phút}$$

Nhằm đảm bảo rotor trong mô hình hoạt động một cách ổn định và phù hợp với các dải tốc độ quay thực tế thường gặp trong thiết bị cơ khí, các mức tốc độ được lựa chọn cho thí nghiệm bao gồm:  $n_1=800$  vòng/phút,  $n_2=1500$  vòng/phút và  $n_3=2000$  vòng/phút. Lưu ý rằng tốc độ  $n_3=2000$  vòng/phút nhỏ hơn 70% của  $n_{cr1}$ , tức là vẫn nằm dưới ngưỡng tốc độ tới hạn [4, 5]. Các kết quả thu được từ quá trình đo đặc thực nghiệm tại 3 tốc độ này cho thấy rotor vận hành ổn định, điều này được thể hiện rõ trong Bảng 4.1 và hình 4.6.

**Bảng 4.1** Kết quả đo chuyển vị theo trục X và trục Y tại nút 4

| Tần số<br>(Hz) | Tốc độ<br>(rpm) | Newmark- $\beta$ |             | Thực nghiệm |             | Sai số |      |
|----------------|-----------------|------------------|-------------|-------------|-------------|--------|------|
|                |                 | X (mm)           | Y (mm)      | X (mm)      | Y (mm)      | X      | Y    |
| 34             | 2000            | $\pm 0.043$      | $\pm 0.071$ | $\pm 0.046$ | $\pm 0.081$ | 6 %    | 12 % |
| 51             | 3000            | $\pm 0.085$      | $\pm 0.097$ | $\pm 0.101$ | $\pm 0.119$ | 15 %   | 18 % |



**Hình 4.3** Chuyển vị tại nút 4 theo phương X giữa phương pháp Newmark- $\beta$  và phương pháp thực nghiệm tại  $n = 2000$  vòng/phút

Nhận xét:

Từ kết quả tính toán (bảng 3.1) đến kết quả thực nghiệm (bảng 4.1) cho thấy kết quả tính toán và kết quả thực nghiệm tại chuyển vị trục X là tin cậy.

Sai số tương đối tại chuyển vị trục X ( $n = 2000$  vòng/phút) là:

$$\varepsilon = \frac{0.046 - 0.043}{0.046} = 6\%$$

#### 4.2.2 Ảnh hưởng do mất cân bằng

Dựa trên tiêu chuẩn ISO 1940/1 – 2013 về giới hạn mất cân bằng, khối lượng thử  $m_{trial}$  và độ lệch tâm cho phép  $e$  tương ứng với các cấp độ cân bằng G1, G2.5, G6.3, G16 và G40 đã được xác định thông qua tính toán [1].

Đối với G1, độ lệch tâm cho phép  $e_{min}$  ( $n_3 = 2000$  vòng/phút) là:

$$e_{min} = \frac{G1}{\omega_3} = \frac{1}{209} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Tương tự; đối với G40; độ lệch tâm cho phép lớn nhất  $e_{max}$  ( $n_1 = 800$  vòng/phút) là:

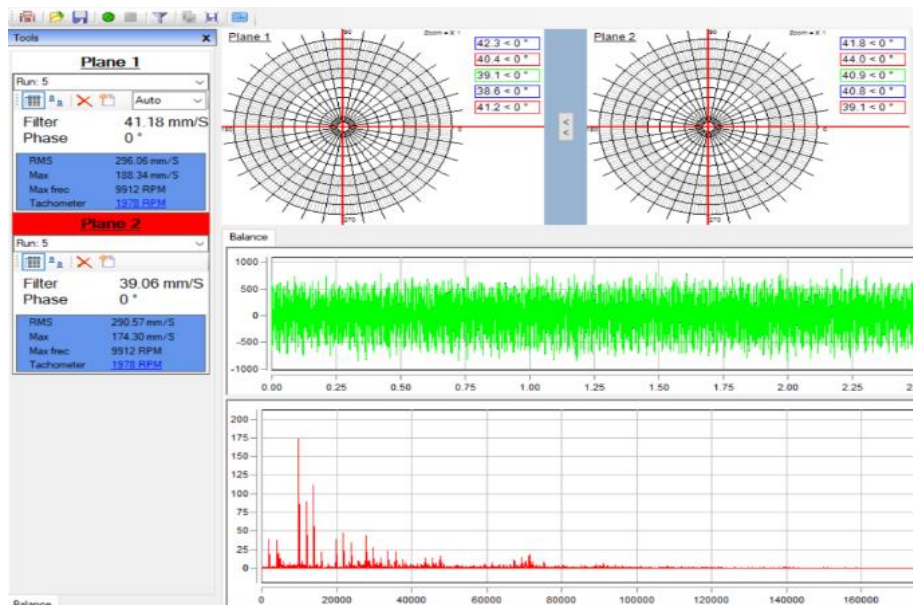
$$e_{max} = \frac{G40}{\omega_1} = \frac{40}{84} = 0,47 \text{ mm}$$

Trong đó, đối với cấp độ G16, khối lượng thử  $m_{trial}$  được tính tại tốc độ quay thấp nhất là  $n_1 = 800$  vòng/phút được xác định như sau:

$$m_{trial} = \frac{k \cdot 9,54 \cdot G_{16} \cdot M_{rotor}}{n_1 \cdot r} = 26.1 \text{ g}$$

Do đó, các giá trị khối lượng thử được lựa chọn lần lượt là 10g, 20g và 30g; áp dụng cho các mức tốc độ quay đã được đề xuất trước đó.

Trường hợp 1: Thiết lập khối lượng thử đặt đối xứng ( vị trí  $0^0 - 0^0$ )



**Hình 4.4** Giá trị đo mất cân bằng trên 2 mặt phẳng tại vị trí  $0^0 - 0^0$ ;  $m_{trial} = 30g$ .

Các số liệu về lượng mất cân bằng của rotor tại vị trí  $0^0 - 0^0$ , tương ứng với từng mức tải khác nhau, được trình bày trong Bảng 4.2

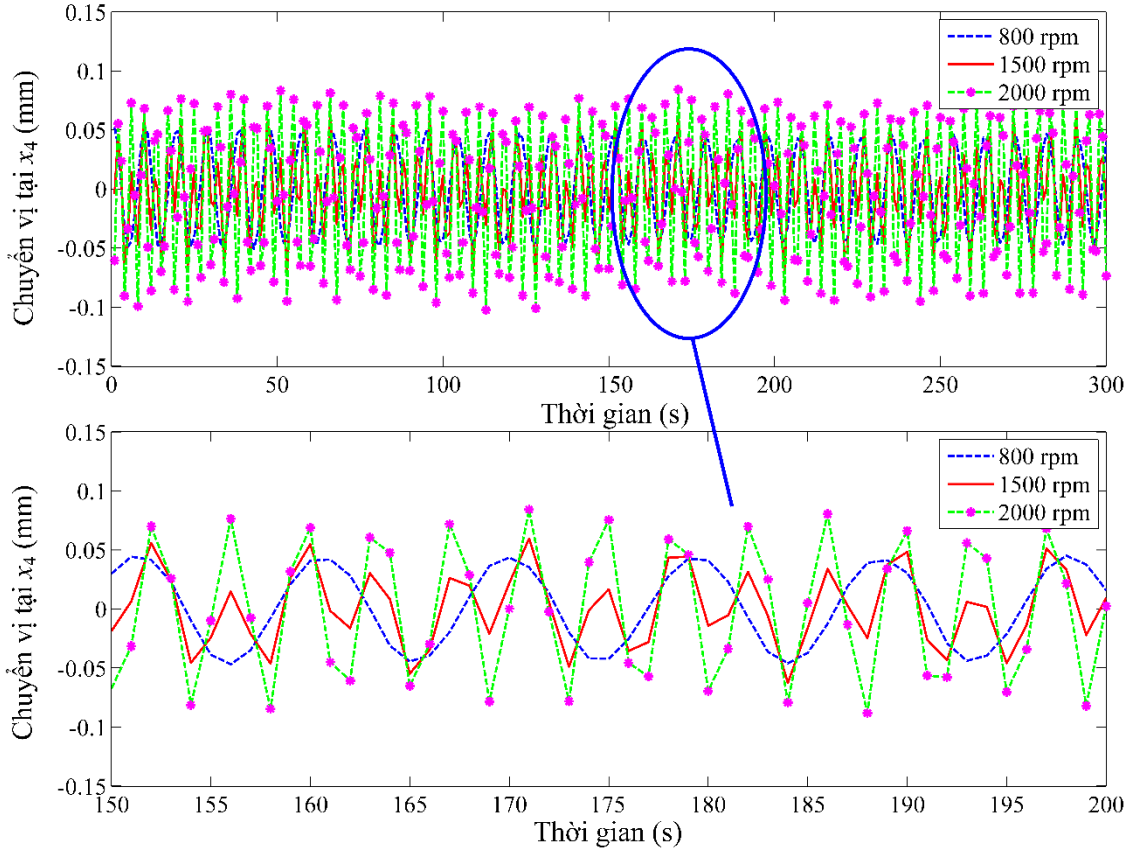
**Bảng 4.2** Giá trị mất cân bằng ghi nhận khi thử nghiệm tại vị trí  $0^0 - 0^0$

| TT | Khối lượng thử (gram) | Tốc độ (vòng/phút) | $G = e_p \cdot \omega$ (mm/s) |
|----|-----------------------|--------------------|-------------------------------|
| 1  | 0                     | 800                | 0.58                          |
| 2  |                       | 1500               | 1.12                          |
| 3  |                       | 2000               | 1.34                          |
| 4  | 10                    | 800                | 0.9                           |
| 5  |                       | 1500               | 4.9                           |
| 6  |                       | 2000               | 20.5                          |
| 7  | 20                    | 800                | 1.1                           |
| 8  |                       | 1500               | 9.4                           |



| TT | Khối lượng thử (gram) | Tốc độ (vòng/phút) | $G = e_p \cdot \omega$ (mm/s) |
|----|-----------------------|--------------------|-------------------------------|
| 9  | 30                    | 2000               | 32.8                          |
| 10 |                       | 800                | 2.2                           |
| 11 |                       | 1500               | 14.3                          |
| 12 |                       | 2000               | 41.1                          |

Tương ứng ta có kết quả đo chuyển vị



**Hình 4.5** Chuyển vị theo phương X của nút 4 với  $m_{\text{trial}} = 20\text{g}$  ở tốc độ 800, 1500 và 2000 vòng/phút

**Đánh giá:** từ hình 4.5 và bảng 4.2 thể hiện sự thay đổi của chuyển vị theo phương ngang (trục X) tại nút 4 ở các tốc độ vận hành khác nhau. Tại tốc độ quay  $n_3 = 2000$  vòng/phút, dao động của rotor trong trạng thái mất cân bằng đạt giá trị lớn nhất, với chuyển vị đo tại điểm 4 theo trục X đo được là  $\pm 0,098$ .

**Trường hợp 2:** Bố trí khối lượng thử lệch pha (vị trí  $0^\circ - 90^\circ$ ;  $0^\circ - 180^\circ$ )

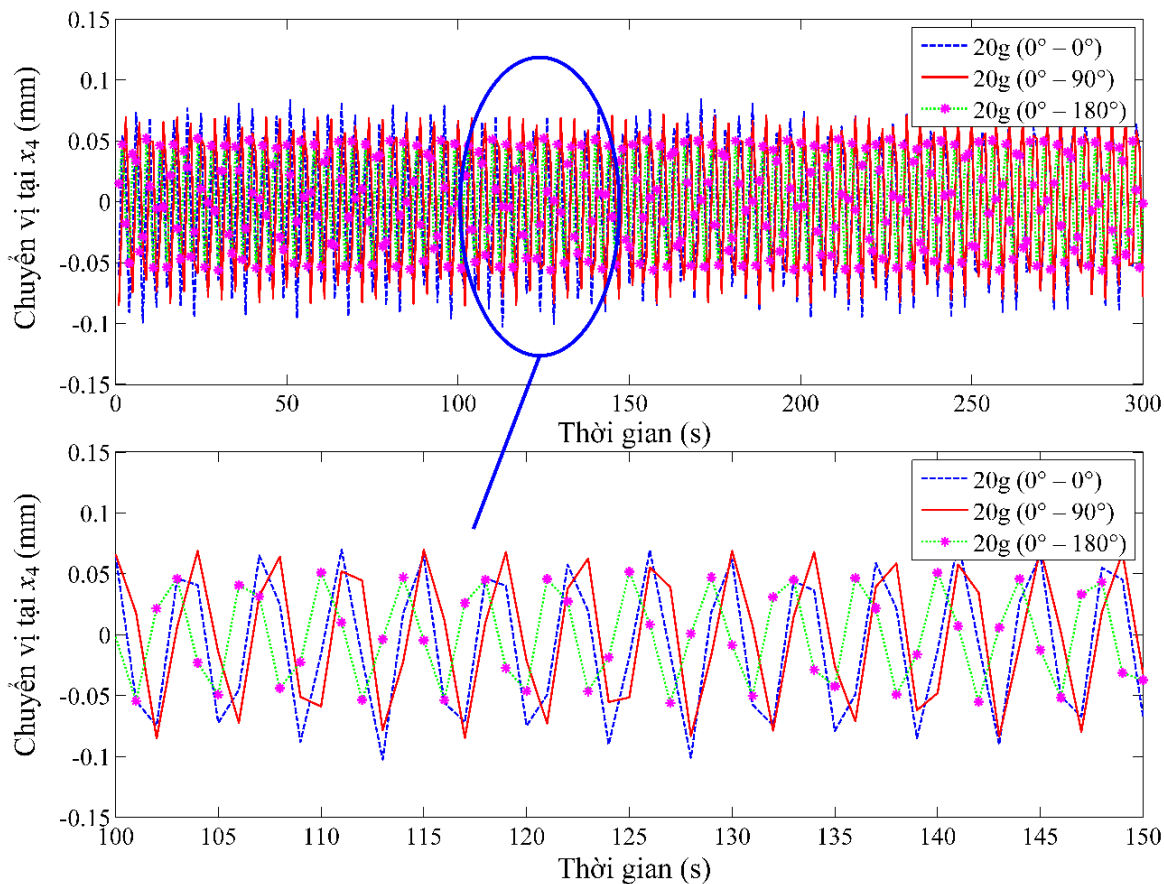
Khi thay đổi vị trí gắn tải thử ban đầu, vị trí lúc này  $0^\circ - 90^\circ$ ;  $0^\circ - 180^\circ$  (tức là điều chỉnh góc pha), các thông số mất cân bằng thu được được trình bày dưới đây [100].

**Bảng 4.3** Kết quả thí nghiệm khi gắn tải thử  $m_{\text{trial}}$  tại  $0^\circ - 0^\circ$ ;  $0^\circ - 90^\circ$ ,  $0^\circ - 180^\circ$

| STT | Vị trí đặt $m_{\text{trial}}$ | Khối lượng thử (g) | Tốc độ (vòng/phút) | $G = e_p \cdot \omega$ (mm/s) |
|-----|-------------------------------|--------------------|--------------------|-------------------------------|
| 1   | $0^\circ - 0^\circ$           | 10                 | 2000               | 20.5                          |
| 2   | $0^\circ - 90^\circ$          |                    | 2000               | 14.3                          |
| 3   | $0^\circ - 180^\circ$         |                    | 2000               | 2.6                           |
| 4   | $0^\circ - 0^\circ$           | 20                 | 2000               | 32.8                          |
| 5   | $0^\circ - 90^\circ$          |                    | 2000               | 28.7                          |
| 6   | $0^\circ - 180^\circ$         |                    | 2000               | 3.7                           |
| 7   | $0^\circ - 0^\circ$           | 30                 | 2000               | 41.1                          |
| 8   | $0^\circ - 90^\circ$          |                    | 2000               | 35.4                          |
| 9   | $0^\circ - 180^\circ$         |                    | 2000               | 4.2                           |



Tương ứng ta có kết quả đo chuyển vị lúc này là:



**Hình 4.6** Giá trị chuyển vị đo được tại nút 4 với  $m_{\text{trial}}=20\text{g}$ ;  $n = 2000$  vòng/phút, vị trí  $0^\circ - 0^\circ$ ,  $0^\circ - 90^\circ$ ;  $0^\circ - 180^\circ$

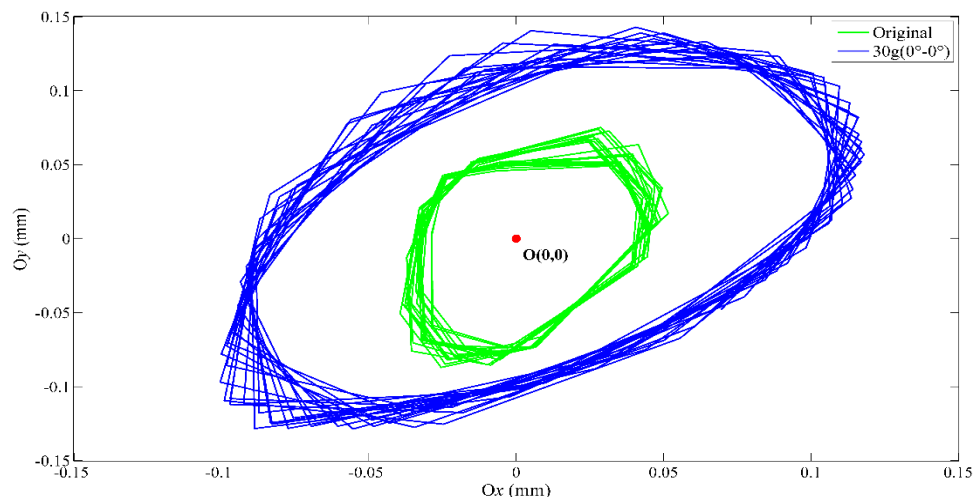
#### Nhận xét:

Kết quả đo được (trình bày trong Hình 4.9 và bảng 4.5) cho thấy xu hướng giảm dần về lượng mất cân bằng và chuyển vị của trục. Cụ thể, thực nghiệm tại tốc độ quay 2000 vòng/phút với tải thử 20g cho thấy rằng việc điều chỉnh vị trí đặt tải theo các góc pha lần lượt từ  $0^\circ - 0^\circ$ , sang  $0^\circ - 90^\circ$ , rồi đến  $0^\circ - 180^\circ$  đã gây ra những biến đổi tương ứng về mức độ mất cân bằng và giá trị chuyển vị của rotor:

- Xét về mức độ mất cân bằng, giá trị thấp nhất đạt được tại vị trí  $0^\circ - 180^\circ$  là  $G = 3,7 \text{ mm/s}$ , hoàn toàn phù hợp với các dự đoán lý thuyết đã được trình bày trước đó.
- Xét về chuyển vị, giá trị nhỏ nhất được ghi nhận theo hướng trục X lần lượt tại các vị trí đặt tải  $0^\circ - 0^\circ$ ,  $0^\circ - 90^\circ$ , và  $0^\circ - 180^\circ$  tương ứng là  $\pm 0,098$ ;  $\pm 0,079$ ; và  $\pm 0,054$ , cho thấy xu hướng giảm dần khi thay đổi góc pha.

#### 4.2.3 Quỹ đạo chuyển động

Hình 4.7 minh họa quỹ đạo chuyển động của rotor tại tốc độ  $n_3 = 2000$  vòng/phút trong hai điều kiện: khi rotor không mang tải và khi được gắn tải 30g tại vị trí  $0^\circ - 0^\circ$ .



**Hình 4.7** Quỹ đạo chuyển động của tâm trục tương ứng với rotor không tải và rotor có tải 30g, vị trí  $0^\circ - 0^\circ$  ( $n_3 = 2000$  vòng/phút)

**Bảng 4.6** Kết quả đo chuyển vị tại trục X và trục Y trong 2 trường hợp: rotor không tải và rotor có tải 30g ( $n_3 = 2000$  vòng/phút)

| Tốc độ<br>(vòng/phút) | Không tải   |             | $m_{trial} = 30 \text{ grams}$ |             |
|-----------------------|-------------|-------------|--------------------------------|-------------|
|                       | X (mm)      | Y (mm)      | X (mm)                         | Y (mm)      |
| 2000                  | $\pm 0.046$ | $\pm 0.081$ | $\pm 0.109$                    | $\pm 0.135$ |

➤ **Nhận xét:**

Dữ liệu thực nghiệm trình bày trong Bảng 4.6 chứng minh quỹ đạo chuyển động của rotor phản ánh rõ sự chi phối của các thông số ảnh hưởng theo quy luật đã được dự đoán. Hơn nữa, kết quả quan sát cũng cho thấy biên độ dao động với khối lượng tải 30g, vị trí  $0^0 - 0^0$ , tốc độ 2000 vòng/phút lớn hơn biên độ dao động của rotor ở tốc độ tới hạn 1: dao động lớn nhất được khuyến nghị khảo sát trong thực nghiệm. Đồng thời lúc này; mất cân bằng cũng đạt đến mức **G41.3**, lượng mất cân bằng này phải được tránh trong quá trình rotor hoạt động để đảm bảo an toàn và vận hành ổn định lâu dài.

## Chương 5. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN VÀ THỰC NGHIỆM ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN MỎI

### 1. Mô hình toán đường cong mỏi cho chi tiết dạng trục

#### - Mô hình Basquin

Nhằm xây dựng quan hệ giữa biên độ ứng suất và số chu kỳ phá hủy tương ứng, Basquin đã đưa ra một mô hình toán học đặc trưng [101]:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (5.1)$$

Trong đó

$\sigma_a$ : Biên độ ứng suất

$\sigma'_f$ : Hệ số độ bền mỏi

$2N_f$ : Số chu kỳ phá hủy

$b$ : Hệ số mũ chống mỏi Basquin ( $b = -0,05 - 0,12$ )

Nhận xét: a, b: hằng số thực nghiệm phản ánh đặc trưng cấu trúc của vật liệu và điều kiện làm việc thực tế của chi tiết Mỏi. Trong khuôn khổ mô hình Basquin, hai đại lượng chính là biên độ ứng suất  $\sigma_a$  và số chu kỳ  $2N_f$ . Các hệ số  $\sigma'_f$  và  $b$  phụ thuộc vào tính chất vật liệu cũng như hình dạng hình học của mẫu thử. Việc xác định chính xác các hệ số này đòi hỏi tiến hành thử nghiệm thực tế và xử lý dữ liệu tương ứng để rút ra các giá trị cần thiết.

Các mẫu thử là chi tiết quay, được đặt trong điều kiện làm việc với ứng suất dao động theo chu kỳ. Trong quá trình chịu tải, các vị trí chịu lực bên trong chi tiết có thể hình thành các vết nứt vi mô, và khi các vết nứt này phát triển đến giới hạn nhất định, chúng sẽ gây ra sự hư hỏng của chi tiết. Trên cơ sở hiện tượng đó, nghiên cứu được thực hiện nhằm phân tích ảnh hưởng kết hợp của uốn, xoắn và mất cân bằng lên chi tiết quay trong suốt quá trình đánh giá độ bền mỏi.

Nhằm phân tích độ bền mỏi cho chi tiết hình trụ đã đề xuất (xem Hình 3.8) điểm khảo sát đề xuất là điểm yếu nhất trên mô hình: điểm số 4 tương ứng với tiết diện ngang  $d = 6\text{mm}$ ; ta có ứng suất sinh ra do  $M_u$  là:

$$\sigma_{max} = \sigma_u = \frac{M_u}{J_x} y_{max} = \frac{M_u}{J_x} = \frac{M_u}{W_u} = \frac{32.F.l}{\pi d^3} \quad (5.2)$$

Như vậy; ứng suất lớn nhất trong sơ đồ này sẽ là ứng suất ngang phẳng (theo trục X); tương ứng lực F lúc này:

$$F = F_u + F_m = mr\omega^2 + F_m \quad (5.3)$$

Trong đó:

- $F_u$ : Lực li tâm do mất cân bằng bởi gắn tải gây ra;
- $F_m$ : Lực kích thích ngoài / tác động theo chu kì (do Nam châm điện gây ra)
- $m$ : khối lượng thử;
- $r$ : bán kính gắn khối lượng thử;
- $\omega$ : vận tốc góc;

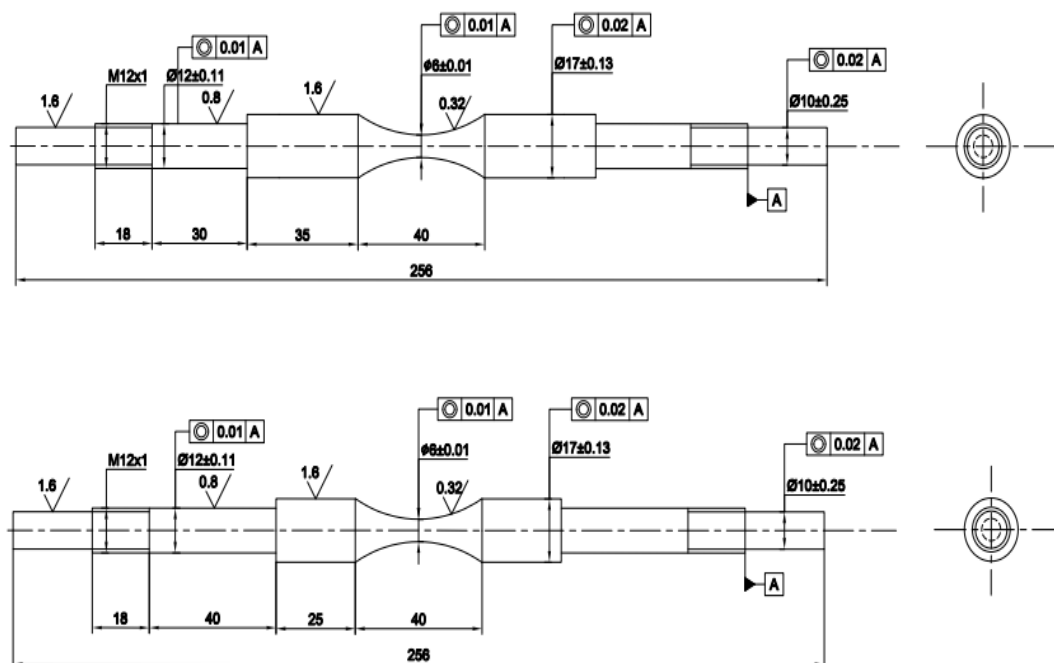
### 2. Sơ đồ nguyên lý và thiết bị đo độ bền mỏi

Lúc này; sơ đồ nguyên lý máy đề xuất hoàn chỉnh như Hình 4.4



### 3. Thực nghiệm và đánh giá kết quả

#### Thiết kế mẫu thử cho thí nghiệm mỏi



**Hình 5.3** Thiết kế mẫu thử mỏi đảm bảo phù hợp với các yêu cầu kỹ thuật trong ISO 1143:2010



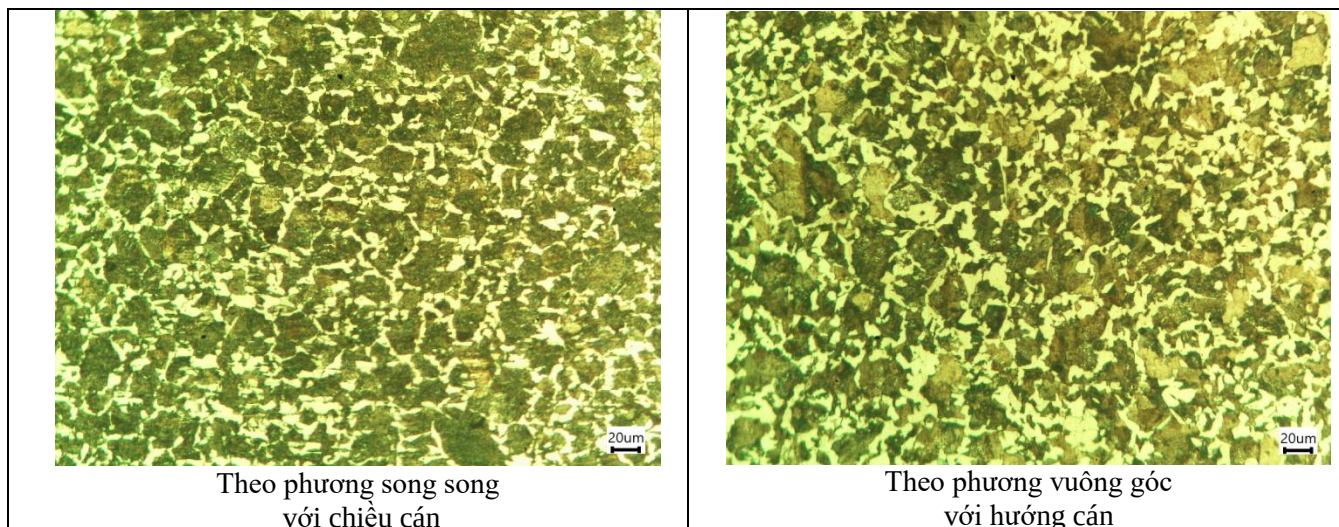
**Hình 5.4** Các mẫu thí nghiệm

#### Quy trình xử lý nhiệt

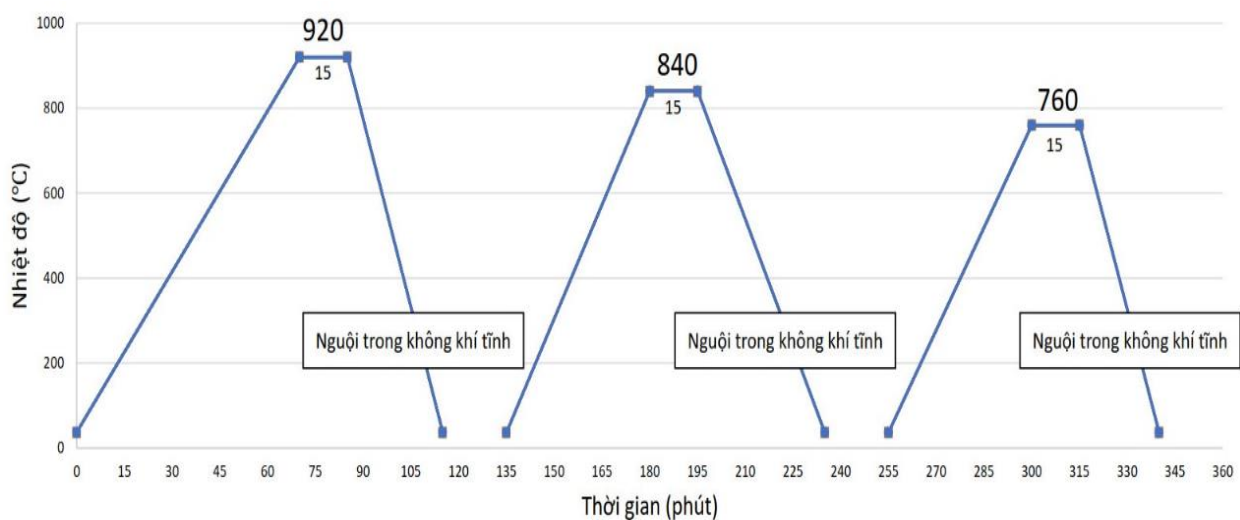
Tham khảo [70], một quy trình xử lý nhiệt mới được đề xuất như sau:

Thường hóa 920°C, 15 phút, Không khí tĩnh → Thường hóa 840°C, 15 phút, Không khí tĩnh → Thường hóa 760°C, 15 phút, Không khí tĩnh.

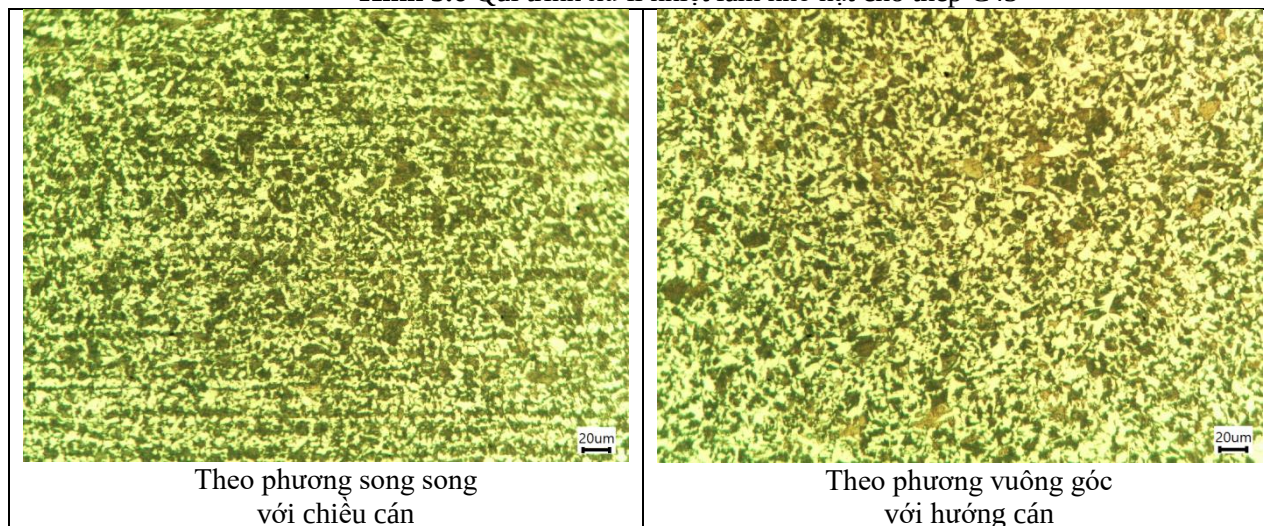




**Hình 5.5** Tổ chức tế vi của thép C45 ở trạng thái cung cấp



**Hình 5.6** Quy trình xử lý nhiệt làm nhỏ hạt cho thép C45



**Hình 5.7** Cấu trúc vi mô của thép C45 sau xử lý nhiệt luyện

**Kiểm tra khả năng chịu kéo của mẫu thử**

**Bảng 5.1** Kết quả kiểm tra kéo cho mẫu thép C45

| Mẫu        | Giới hạn chảy $\sigma_c$ (MPa) | Giới hạn bền $\sigma_b$ (MPa) | Độ giãn dài tương đối (%) |
|------------|--------------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| 1          | 441                            | 705                           | 21.8                      |
| 2          | 412                            | 700                           | 24.2                      |
| 3          | 425                            | 713                           | 25                        |
| Trung bình | 426                            | 706                           | 23,6                      |

Dựa trên kết quả bảng 4.2; ứng suất tối đa áp dụng trong thí nghiệm mỏi được lựa chọn bằng 70% giới hạn chảy  $\sigma_c$ , tương đương khoảng 300 MPa. Lựa chọn này đảm bảo ứng suất làm việc của chi tiết trục nằm trong vùng đàn hồi của thép C45, thỏa mãn với điều kiện vận hành thực tế.

**Đánh giá độ nhám và độ cứng bề mặt****Bảng 5.2** Kết quả đo độ nhám bề mặt mẫu  $R_a$  ( $\mu\text{m}$ )

| Mẫu thí nghiệm            | 1     | 2     | 3     | Trung bình |
|---------------------------|-------|-------|-------|------------|
| Độ nhám ( $\mu\text{m}$ ) | 0,325 | 0,328 | 0,324 | 0,32       |

**Bảng 5.3** Kết quả kiểm tra độ cứng bề mặt mẫu thử

| Mẫu thử       | 1  | 2  | 3    | Trung bình |
|---------------|----|----|------|------------|
| Độ cứng (HRB) | 86 | 87 | 86.5 | 86.5       |

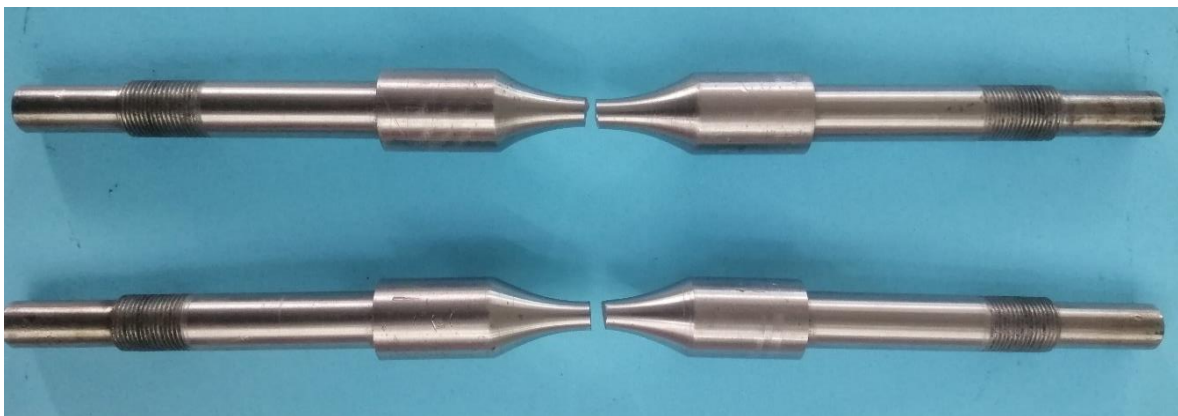
**4.4 Kết quả thực nghiệm**

Từ dữ liệu thu thập được (trình bày trong Bảng 4.6), đường cong mỏi đã được xây dựng dựa trên phương trình Basquin, với sự hỗ trợ tính toán và xử lý số liệu bằng phần mềm Excel. Từ phương trình (4.5) và (4.6) ta lập bảng 4.5 thể hiện mối liên quan giữa các thông số ảnh hưởng đến mất cân bằng trên trục quay và ứng suất.

Vì  $\sigma_{\max} = 70\% \sigma_c \approx 300 \text{ MPa}$ ; ta chọn các điểm thử nghiệm có ứng suất tương ứng; theo Bảng 4.2 ta có lượng mất cân bằng tại tốc độ 1500 rpm là  $G = 14,3$ .

**Bảng 5.4** Qui đổi từ các thông số ảnh hưởng do mất cân bằng qua ứng suất

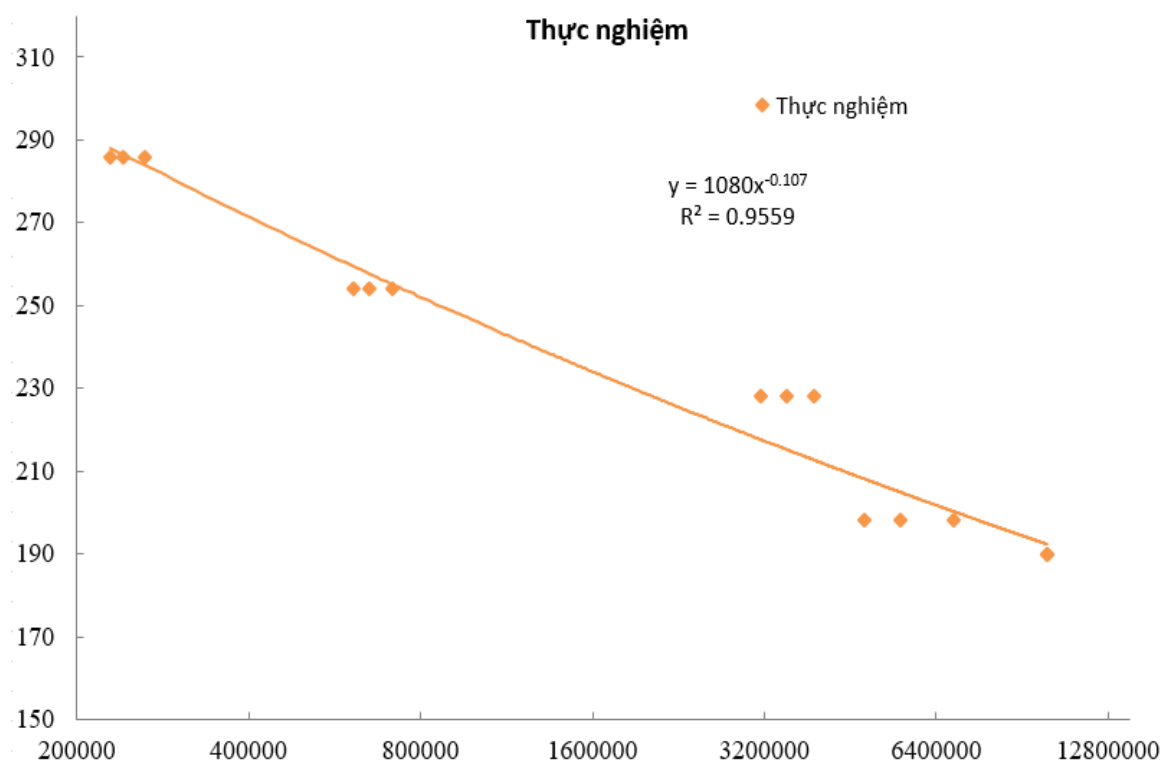
| STT    | Tải thử $m$ (g) | Bán kính tải $r$ (mm) | Tốc độ (rpm) | Lực li tâm $F_u$ (N) | Lực nam châm $F_m$ (N) | Ứng suất $\sigma$ (MPa) |
|--------|-----------------|-----------------------|--------------|----------------------|------------------------|-------------------------|
| Điểm 1 | 30              | 50                    | 1200         | 23,7                 | 10                     | 286                     |
| Điểm 2 | 30              | 50                    | 1100         | 19,9                 | 10                     | 254                     |
| Điểm 3 | 30              | 50                    | 1010         | 16,8                 | 10                     | 228                     |
| Điểm 4 | 30              | 50                    | 900          | 13,3                 | 10                     | 198                     |
| Điểm 5 | 30              | 50                    | 870          | 12,4                 | 10                     | 190                     |

**Hình 5.8** Mẫu gãy mỏi tại ứng suất  $\sigma = 286 \text{ MPa}$  (1200rpm)

**Bảng 5.5** Bảng tổng hợp dữ liệu thu được từ thí nghiệm

| Vật liệu | Mẫu | Mức ứng suất 1<br>$\sigma = 286$<br>(MPa) | Mức ứng suất 2<br>$\sigma = 254$<br>(MPa) | Mức ứng suất 3<br>$\sigma = 228$<br>(MPa) | Mức ứng suất 4<br>$\sigma = 198$<br>(MPa) | Mức ứng suất 5<br>$\sigma = 190$<br>(MPa) |
|----------|-----|-------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------|
| Thép C45 |     | Số chu kỳ                                 | Số chu kỳ                                 | Số chu kỳ                                 | Số chu kỳ                                 | Số chu kỳ                                 |
|          | 1   | 241.460                                   | 651.000                                   | 3.913.200                                 | 6.885.000                                 | 10.000.000                                |
|          | 2   | 263.140                                   | 715.100                                   | 3.151.000                                 | 5.540.000                                 | 10.000.000                                |
|          | 3   | 229.670                                   | 611.000                                   | 3.510.000                                 | 4.800.000                                 | 10.000.000                                |

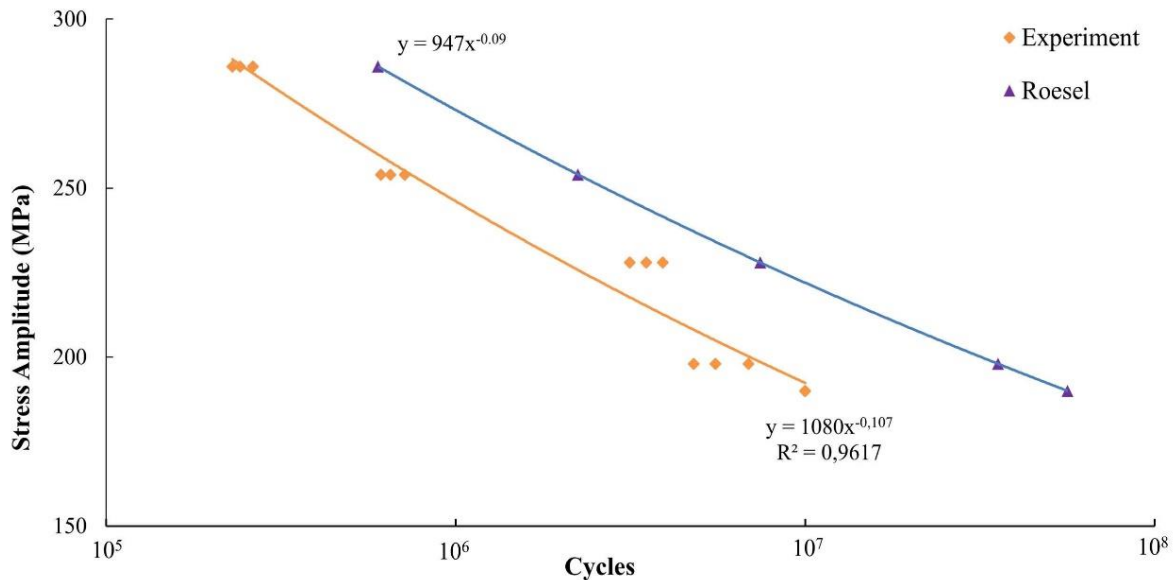
Dựa trên các dữ liệu thu thập từ quá trình thí nghiệm, đường cong mỏi của vật liệu thép C45 đã được thiết lập với sự hỗ trợ của phần mềm Excel. Hình 4.17 minh họa đường cong mỏi tương ứng với chi tiết mẫu trực quay.

**Hình 5.9** Đường cong mỏi thực nghiệm ứng với vật liệu thép C45

Phương trình biểu diễn mối quan hệ ứng suất – chu kỳ theo mô hình Basquin đối với thép C45 được thiết lập từ số liệu thực nghiệm sau đây:

$$\sigma_a = 1080.(2N_f)^{-0.107}$$





**Hình 5.10** Đường cong mỏi thực nghiệm từ thép C45 đối chiếu đường cong Roesel

Nhận xét:

Điều này có thể được lý giải rằng, khi ứng suất tác dụng tăng cao, tốc độ lan truyền của vết nứt trong vật liệu cũng tăng theo, dẫn đến hiện tượng phá hủy chi tiết xảy ra sớm hơn.

So với đường cong mỏi của Roesel được thực nghiệm uốn thuần túy, kết quả cho thấy các thông số ảnh hưởng gây mất cân bằng đến trực tiếp dẫn đến giảm độ bền mỏi so với mẫu uốn quay thuần túy.

## Chương 6. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

### Các kết quả đạt được

Trong luận án này, tác giả đã tập trung nghiên cứu ảnh hưởng của các yếu tố gây mất cân bằng đến độ bền mỏi của rotor, cụ thể là trục quay. Các thông số được khảo sát bao gồm: tốc độ quay, khối lượng thử (gây ra mất cân bằng), góc pha ban đầu và lực tác động ngoài. Xây dựng mô hình toán và áp dụng phương pháp số Newmark –  $\beta$  để giải bài toán trên. Thiết kế và chế tạo 2 thiết bị phục vụ cho mục tiêu thí nghiệm: máy đo dao động và máy thử nghiệm mỏi. Các thiết bị này đóng vai trò quan trọng trong việc xác thực mô hình lý thuyết và cung cấp dữ liệu thực nghiệm cho phân tích. Xây dựng được mối quan hệ giữa ứng suất và chu kỳ (S-N): đường cong mỏi thể hiện mối quan hệ giữa các yếu tố ảnh hưởng do mất cân bằng đến độ bền mỏi. Kết quả nghiên cứu góp phần làm rõ cơ chế ảnh hưởng của các yếu tố mất cân bằng lên trạng thái làm việc của rotor, từ đó cung cấp cơ sở cho việc thiết kế, cân bằng và chẩn đoán hư hỏng trong các cơ cấu quay công nghiệp. Các kết quả nghiên cứu chính đạt được như sau:

- Xác định các thông số ảnh hưởng trực tiếp tới mất cân bằng động trong trục quay: tốc độ quay, khối lượng lệch tâm và vị trí khối lượng mất cân bằng.
- Rung động trở nên không ổn định khi tốc độ quay đạt đến tốc độ tới hạn và biên độ dịch chuyển tăng đáng kể. Đồng thời, lượng mất cân bằng tăng (đến G40) dẫn đến biên độ dịch chuyển tăng. Biên độ dao động trong trường hợp G41.3 có  $X = \pm 0.109$ ;  $Y = \pm 0.135$  thậm chí còn lớn hơn so với biên độ dao động tại tốc độ tới hạn 1:  $X = \pm 0.101$ ;  $Y = \pm 0.119$ . Đây là biên độ dao động cần tránh trong quá trình vận hành để đảm bảo rotor hoạt động ổn định, lâu dài.
- Góc pha ban đầu của vị trí khối lượng thử nghiệm, nếu xảy ra thay đổi trong quá trình vận hành, sẽ dẫn đến các biến thể khác nhau của pha rung động khiến ứng suất uốn tăng hoặc giảm có thể dẫn đến hỏng hóc xuất hiện trên trục quay.
- Các kết quả nghiên cứu này cũng chứng minh rằng phương pháp Newmark -  $\beta$  được sử dụng để phân tích hành vi của hệ thống rotor có độ tin cậy cao, ổn định không điều kiện, thời gian hội tụ nhanh và độ chính xác cao, sai số so với thực nghiệm  $< 6\%$ .
- Một máy thử nghiệm mới để nghiên cứu độ bền mỏi của trục truyền động không cân bằng đã được phát triển. Một công cụ căn chỉnh chương trình điều khiển mới cũng được thiết kế để đánh giá những tác động không cân bằng này.
- Kết quả thử nghiệm về độ bền mỏi cho thấy giới hạn mỏi và độ bền mỏi của mẫu giảm dưới tác động của các yếu tố không cân bằng; bao gồm khối lượng thử, tốc độ vận hành và bán kính tải; so với trục quay uốn cong thuần túy, từ đó xây dựng thành công đường cong ứng suất – chu kỳ đối với chi tiết dạng trục quay bằng thép C45 chịu tác dụng của lực gây mất cân bằng.



- Ngoài ra, biên độ dao động sẽ ngày càng lớn hơn khi chu kỳ tải tăng lên. Điều này có thể được giải thích bằng sự xuất hiện và lan truyền của các vết nứt tế vi, khuếch đại ảnh hưởng của các lực không cân bằng lên trục quay.

### **Hướng phát triển**

Bên cạnh những kết quả đạt được và phạm vi nghiên cứu của đề tài, hướng nghiên cứu của đề tài cũng còn nhiều lĩnh vực có thể khai thác:

- Ứng dụng mô hình trên trong phát triển hệ thống giám sát tình trạng online (*Online Condition Monitoring - OCM*), hệ thống giám sát rung động theo thời gian *VCM (Vibration Condition Monitoring – VCM)* hay hệ thống giám sát sức khỏe kết cấu (*Structural Health Monitoring – SHM*) hoặc kết hợp các hệ thống lại với nhau giúp giúp dự đoán tuổi thọ còn lại, tối ưu hóa cân bằng động, và đảm bảo an toàn vận hành lâu dài.
- Cần tiến hành nghiên cứu sâu hơn để tìm hiểu tác động của các thông số khác nhau đến tuổi thọ chịu mỏi của trục quay trong các điều kiện vận hành khác nhau như nhiệt độ cao, tốc độ cao (đặc biệt là tốc độ tới hạn 2) hoặc về vật liệu: vật liệu nhiều pha (multiphase), 42CrM04, thép không gỉ (SUS 304; 316; 420); hợp kim nhôm (6061, 7075) hay vật liệu composite.
- Ngoài ra, chúng tôi sẽ áp dụng kỹ thuật Kính hiển vi điện tử quét (SEM) để đánh giá các vết nứt mỏi trong các nghiên cứu tiếp theo.

### **Các công trình công bố**

1. Lam T.T, Ngon D.T, Cuong L.C; *Study on the Applicability of Influence Coefficient Method Combined with Vector Analysis in Dynamic Balancing Rigid Rotor Using Flexible Supports*; Proceedings 2018 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development, pp. 228-231, 2018.
2. Trần Thanh Lam; *Nghiên cứu, chế tạo, thực nghiệm mô hình rotor trục mềm*; Tạp chí KHGDKT Số 58, 2020.
3. Trần Thanh Lam, Đặng Thiện Ngôn, Trần Thái Sơn, Lê Chí Cương; *Nghiên cứu thực nghiệm đánh giá các thông số ảnh hưởng đến dao động của rotor*; Tạp chí KHGDKT, số 66/ 2021.
4. Lam T.T, Cuong C.L et al; *An experimental study evaluating parameters effects on the vibration of rotor*; AIP Conference Proceedings 2420, 070003, 2021.
5. Thanh Lam Tran, Vinh Phoi Nguyen, Chi Cuong Le, Thien Ngon Dang; *Effect of unbalanced parameters on the fatigue behavior of transmission shaft in gearbox*; Strength, Fracture and Complexity, 18(2), pp.86-92, 2025 (ISI-Q4).
6. Thanh Lam Tran, Vinh Phoi Nguyen, Chi Cuong Le, Thien Ngon Dang; *Investigation on the Influence of Unbalanced Shaft Component in Gearbox on Displacement Using the Newmark- $\beta$  Method*; PLOS ONE (SCIE – Q1), revised following the second round of review.