

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

LUẬN ÁN TIẾN SĨ
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ

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

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ - 9520103

Người hướng dẫn khoa học 1: PGS.TS Lê Chí Cường

Người hướng dẫn khoa học 2: PGS.TS Đặng Thiện Ngôn

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 5/2025

QUYẾT ĐỊNH

V.v giao đề tài luận án và người hướng dẫn NCS khóa 2017 - 2020

HIỆU TRƯỞNG TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

Căn cứ Quyết định số 426/TTg ngày 27 tháng 10 năm 1976 của Thủ tướng Chính phủ về một số vấn đề cấp bách trong mạng lưới các trường đại học và Quyết định số 118/2000/QĐ-TTg ngày 10 tháng 10 năm 2000 của Thủ tướng Chính phủ về việc tổ chức lại Đại học Quốc gia Thành Phố Hồ Chí Minh, tách Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh trực thuộc Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Căn cứ Quyết định số 70/2014/QĐ-TTg ngày 10 tháng 12 năm 2014 của Thủ tướng Chính phủ về việc ban hành Điều lệ trường Đại học;

Căn cứ Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc Ban hành Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ;

Căn cứ Thông tư số 05/2012/TT-BGDĐT ngày 15/02/2012 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc sửa đổi, bổ sung một số điều của Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ ban hành kèm theo Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ trưởng Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Xét nhu cầu công tác và khả năng cán bộ;

Xét đề nghị của Trưởng phòng Đào tạo,

QUYẾT ĐỊNH:

Điều 1. Giao đề tài luận án tiến sĩ và người hướng dẫn cho:

Nghiên cứu sinh : *Trần Thanh Lam*

Ngành : *Kỹ thuật cơ khí* Khoá: *2017 - 2020*

Tên luận án : *Nghiên cứu các thông số ảnh hưởng và đề xuất giải pháp cân bằng động rotor trục mềm*

Người HD thứ nhất (HD chính): *PGS.TS Lê Chí Cương*

Người HD thứ hai : *PGS.TS Đặng Thiện Ngôn*

Thời gian thực hiện : *17/5/2017 đến 17/5/2020*

Điều 2. Giao cho Phòng Đào tạo quản lý, thực hiện theo đúng Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ của Bộ Giáo dục & Đào tạo đã ban hành.

Điều 3. Trưởng các đơn vị, phòng Đào tạo, các Khoa quản ngành tiến sĩ và các Ông (Bà) có tên tại Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành quyết định này.

Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký. /s/

Nơi nhận :

- BGH (để biết);
- Như điều 2, 3;
- Lưu: VT, SDH (4b).



QUYẾT ĐỊNH

Về việc đổi tên luận án cho nghiên cứu sinh khóa 2017

HIỆU TRƯỞNG TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

Căn cứ Quyết định số 426/TTg ngày 27 tháng 10 năm 1976 của Thủ tướng Chính phủ về một số vấn đề cấp bách trong mạng lưới các trường đại học và Quyết định số 118/2000/QĐ-TTg ngày 10 tháng 10 năm 2000 của Thủ tướng Chính phủ về việc tổ chức lại Đại học Quốc gia Thành Phố Hồ Chí Minh, tách Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh trực thuộc Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Căn cứ Quyết định số 70/2014/QĐ-TTg ngày 10 tháng 12 năm 2014 của Thủ tướng Chính phủ về việc ban hành Điều lệ trường Đại học;

Căn cứ Quyết định số 937/QĐ-TTg ngày 30 tháng 6 năm 2017 về việc phê duyệt đề án thí điểm đổi mới cơ chế hoạt động của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. Hồ Chí Minh;

Căn cứ Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc Ban hành Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ;

Căn cứ Thông tư số 05/2012/TT-BGDĐT ngày 15/02/2012 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc sửa đổi, bổ sung một số điều của Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ ban hành kèm theo Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ trưởng Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Xét nhu cầu công tác và khả năng cán bộ;

Xét đề nghị của nghiên cứu sinh và Trường phòng Đào tạo,

QUYẾT ĐỊNH

Điều 1. Đổi tên luận án tiến sĩ cho:

Nghiên cứu sinh : **Trần Thanh Lam**

Ngành : Kỹ thuật cơ khí

Khoá: 2017 – 2020

Tên luận án mới : **Nghiên cứu các thông số ảnh hưởng của mất cân bằng đến độ bền mỗi rotor**

Người HD thứ nhất (HD chính): **PGS.TS Lê Chí Cương**

Người HD thứ hai : **PGS.TS Đặng Thiện Ngôn**

Thời gian thực hiện : **17/5/2017 đến 17/5/2020**

Điều 2. Giao cho Phòng Đào tạo quản lý, thực hiện theo đúng Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ của Bộ Giáo dục & Đào tạo đã ban hành.

Điều 3. Trưởng các đơn vị: phòng Đào tạo, khoa quản ngành, phòng KHTC và các Ông (Bà) có tên ở Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành quyết định này.

Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký.

Nơi nhận:

- BGH (để chỉ đạo);
- Như điều 3;
- Lưu: VT, SDH (3b).



LÝ LỊCH CÁ NHÂN

I. THÔNG TIN CÁ NHÂN

Họ và tên: TRẦN THANH LAM

Phái: Nam

Ngày/tháng/năm sinh: 03/10/1978

Nơi sinh: Tp.HCM

II. QUÁ TRÌNH ĐÀO TẠO

1996 – 2002: Học đại học tại Đại học Bách Khoa, TP. Hồ Chí Minh, Khoa: CKM.

2003 – 2006: Học cao học tại Đại học Bách Khoa, TP. Hồ Chí Minh, chuyên ngành: Chế tạo máy

2017 – nay: Nghiên cứu sinh tại Đại học Sư phạm kỹ thuật, TP. Hồ Chí Minh, chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí

III. QUÁ TRÌNH CÔNG TÁC

2004 – nay: giảng viên bộ môn CNCTM, Khoa Cơ khí chế tạo máy, Đại học Sư phạm kỹ thuật, TP. Hồ Chí Minh.

TP. HCM, ngày 10 tháng 5 năm 2025

Trần Thanh Lam

LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của riêng tôi dưới sự hướng dẫn của tập thể các nhà khoa học và các tài liệu tham khảo đã trích dẫn. Các kết quả nghiên cứu được trình bày trong luận án là trung thực, khách quan và chưa từng công bố trên bất cứ một công trình nào khác.

Tp.HCM, ngày 10 tháng 5 năm 2025

Tác giả luận án

Trần Thanh Lam

LỜI CẢM ƠN

Trước tiên tôi xin gửi lời cảm ơn sâu sắc nhất đến PGS.TS. Lê Chí Cương và PGS.TS Đặng Thiện Ngôn vì những chỉ dẫn và góp ý quý báu trong toàn bộ quá trình thực hiện luận án. Đồng thời tôi cũng xin gửi lời cảm ơn đến các thành viên trong nhóm nghiên cứu REME Lab đã giúp đỡ trong việc công bố bài báo quốc tế.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn đến Khoa Cơ khí Chế tạo máy cùng các Phòng, Ban, Khoa và toàn thể bạn bè, đồng nghiệp tại trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM nói riêng, cũng như các trường đại học khác nói chung, đã giúp đỡ và tạo điều kiện thuận lợi cho tôi trong suốt quá trình học tập và nghiên cứu.

Tôi xin dành lời cảm ơn chân thành đến quý thầy, quý cô trong hội đồng đánh giá các cấp đã dành thời gian quý báu của mình để đọc, góp ý và đưa ra những nhận xét sâu sắc, những lời khuyên rất có giá trị trong quá trình thực hiện luận án.

Cuối cùng, tôi xin cảm ơn gia đình đã ủng hộ, giúp đỡ và thông cảm với những khó khăn xảy ra trong toàn bộ thời gian thực hiện luận án.

Tác giả luận án

Trần Thanh Lam

ABSTRACT

In rotary drive systems such as motors, gearboxes, or turbines; particularly in power transmission shafts; dynamic unbalance frequently occurs due to manufacturing errors, inherently asymmetric designs, misalignment during assembly, uneven wear, or improper mass distribution. Unbalance induces cyclic vibrations and generates time-varying stresses, which are among the primary mechanisms leading to fatigue failure. While numerous studies have focused on fatigue modeling and analysis of shafts under static and dynamic loading, the specific impact of imbalance on fatigue strength remains to be further clarified. Therefore, investigating unbalance-related parameters, such as unbalanced mass and rotational speed, and their effects on the fatigue life of rotating shafts is essential to ensure the reliability and service life of drivetrain systems, particularly the rotating shaft. Several key contributions of this dissertation to the research field are outlined as follows:

- Identify the technical parameters that directly affect the dynamic unbalance in rotating shafts, including rotational speed, eccentric mass, and the position of the unbalanced mass.
- Vibrations become unstable when the rotational speed approaches the critical speed, resulting in a significant increase in displacement amplitude. Furthermore, an increase in the unbalance grade G / balance quality grade G (up to $G40$) leads to higher displacement amplitudes. In the case of $G41.3$, the vibration amplitudes reach $X = \pm 0,109$ and $Y = \pm 0,135$, which are even higher than those observed at the first critical speed ($X = \pm 0,101$; $Y = \pm 0,119$). These amplitude levels should be avoided during operation to ensure stable and long-term performance of the rotor.
- Variations in the initial phase angle of the trial mass position during operation can lead to variations in the vibration phase, which may cause increases or decreases in bending stress. Such fluctuations can potentially result in failure of the rotating shaft.

- These research findings also demonstrate that the Newmark- β method provides a highly reliable approach for analyzing the behavior of rotor systems, offering unconditional stability, rapid convergence, and high computational accuracy, with a deviation from experimental results of less than 6%.
- A novel experimental test rig was developed to study the fatigue life of unbalanced drive shafts at testing speeds of up to 3000 rpm. Moreover, a new drivetrain alignment tool was also designed to assess the impact of unbalance.
- Fatigue test results show a reduction in fatigue limit and fatigue strength of specimens under the influence of imbalance factors; including test mass, operating speed, and load radius; compared to pure bending shafts. Based on these results, an S–N fatigue curve was constructed for C45 steel shafts under the unbalanced loading.
- In addition, displacement amplitude was found to increase with load cycles, likely due to the initiation and propagation of fatigue cracks, which amplify the effect of imbalance forces on the shaft.

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 - β 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.

MỤC LỤC

Lý lịch cá nhân	iii
Lời cam đoan	iv
Lời cảm ơn	v
Abstract	vi
Tóm tắt	viii
Mục lục	x
Ký hiệu và chữ viết tắt	xii
Danh sách hình ảnh	xvi
Danh sách bảng	xix
Chương 1. Giới thiệu chung	
1.1 Đặt vấn đề	1
1.2 Mục tiêu nghiên cứu	3
1.3 Phạm vi nghiên cứu	4
1.4 Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu	4
1.5 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn	5
1.6 Cấu trúc trình bày của luận án	5
Chương 2. Tổng quan	
2.1 Giới thiệu chung	7
2.2 Phương pháp cân bằng	9
2.3 Cơ chế phá hủy mỏi trong chi tiết máy	11
2.4 Tổng quan tình hình nghiên cứu	15
2.5 Các khoảng trống và định hướng nghiên cứu	31
Chương 3. Mô hình hóa động lực học hệ thống rotor	
3.1 Xây dựng mô hình toán	33
3.1.1 Đề xuất mô hình	33
3.1.2 Xây dựng mô hình	34

3.1.3 Đề xuất thông số thiết kế mô hình	37
3.1.4 Phương pháp tính toán	46
3.2 Kết quả tính toán	49
3.2.1 Kích thước và thông số tính toán	49
3.2.2 Kết quả mô phỏng	58
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	60
4.1.1 Thiết kế máy đo dao động	60
4.1.2 Các bộ phận chính máy đo dao động	61
4.2 Các yếu tố ảnh hưởng	66
4.2.1 Ảnh hưởng do tốc độ quay	66
4.2.2 Ảnh hưởng do mất cân bằng	68
4.2.3 Quỹ đạo chuyển động	74
Chương 5. Kết quả tính toán và thực nghiệm đánh giá độ bền mỏi	
5.1 Mô hình toán đường cong mỏi cho chi tiết dạng trục	77
5.2 Sơ đồ nguyên lý và thiết bị đo độ bền mỏi	79
5.3 Thực nghiệm và đánh giá kết quả	85
5.3.1 Nghiên cứu đề xuất kết cấu và quy trình chế tạo mẫu	85
5.3.2 Kết quả thực nghiệm	95
Chương 6. Kết luận và hướng phát triển	
6.1 Các kết quả đạt được	104
6.2 Hướng phát triển	106
6.3 Các công trình đã công bố	107
TÀI LIỆU THAM KHẢO	108
PHỤ LỤC A	118
PHỤ LỤC B	127

KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

- **QUI ƯỚC ĐỊNH DẠNG**

Chữ thường các hàm số; VD: min, max, lim, sgn...

Chữ thường và hoa in nghiêng: các ký hiệu, toán tử toán học; VD: $\gamma, \alpha, L, T \dots$

Chữ thường in đậm đại lượng vec-tơ; VD: **t**, **g**, **d** ...

▪ CÁC KÝ HIỆU

Ký hiệu	Tên gọi	Đơn vị
ε	Sai số tương đối	
G	Lượng mất cân bằng	
[M]	Ma trận khối lượng của hệ	
[C]	Ma trận giảm chấn	
[K]	Ma trận độ cứng	
V	Thế năng đàn hồi	
ρ	Trọng lượng riêng	kg/m ³
E	Modul đàn hồi Young	N/m ²
$\varnothing_2$	Góc pha ban đầu	rad
K	Độ cứng gối đỡ đàn hồi	N/m
k_t	Độ cứng do trục xoắn	Nm/rad
e	Độ lệch tâm	m
μ	Hệ số ma sát	
N	Số chu kỳ	
σ_E	Ứng suất	MPa
σ_F	Giới hạn mỏi	MPa
σ'_f	Hệ số độ bền mỏi	MPa
σ_T	Giới hạn bền kéo	MPa
σ_{max}	Ứng suất cực đại	MPa
C, p	Hệ số chống mỏi	
σ_a	Biên độ ứng suất	MPa

b	Hệ số mũ chống mỏi Basquin	
F_{gi}	Lực do trọng lượng khối điểm gây ra	N
F_u	Lực li tâm do mất cân bằng	N
F_m	Lực kích thích ngoài (do nam châm điện)	N
m_{trial}	Khối lượng thử	kg
r	Bán kính gắn khối lượng thử	m
ω	Vận tốc góc	rad/s
τ_{max}	Ứng suất cắt lớn nhất	MPa
τ_y	Giới hạn chảy khi cắt	MPa
M_m	Mô men uốn trung bình	Nm
M_v	Mô men uốn biến thiên	Nm
σ_y	Ứng suất chảy khi uốn ngược	MPa
σ_e	Giới hạn bền mỏi khi uốn ngược	MPa
K_{fs}	Hệ số tập trung ứng suất mỏi (xoắn/cắt)	
T_m	Mô men xoắn trung bình	Nm
T_v	Mô men xoắn biến thiên	Nm
K_f	Hệ số tập trung ứng suất mỏi	
τ_e	Giới hạn bền mỏi với ứng suất xoắn đảo chiều	MPa
d	Đường kính tại điểm khảo sát	m
F.S	Hệ số an toàn	
I	Mô men quán tính	m ⁴
G_t	Modul xoắn	N/m ²
I_p	Mô men quán tính cực	m ⁴
ω_n	Tốc độ quay	rad/s
n_{cr_1}	Tốc độ tới hạn thứ 1	vòng/phút
C_t	Giảm chấn xoắn của trục	Nms/rad
m_i	Khối lượng tại nút	kg
m	Khối lượng trục và đĩa (rotor)	kg
m_{shaft}	Khối lượng trục	kg
m_{disk}	Khối lượng đĩa	kg

d_{shaft}	Đường kính trục	m
d_{disk}	Đường kính đĩa	m
g	Gia tốc trọng trường	m/s ²
L	Chiều dài trục	m
B	Bề dày đĩa	m
σ_{eq}	Ứng suất tương đương	Pa
k_r	Độ cứng của trục	N/m
k_b	Độ cứng gối đỡ	N/m
e_i	Độ lệch tâm tại điểm i	m
Φ_i	Góc pha tại điểm i	rad
ν	Hệ số Poisson	
σ_B	Ứng suất uốn	MPa
σ_T	Ứng suất kéo	MPa
τ_s	Ứng suất cắt	MPa
τ	Ứng suất xoắn	MPa
$\sigma_{U_{max}}$	Ứng suất uốn cực đại	MPa
$M_{U_{max}}$	Mô men cực đại	Nm

▪ CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Tiếng việt	Tiếng anh
MB	Cân bằng dao động riêng	Modal Balancing
ICM	Phương pháp hệ số ảnh hưởng	Influence Coefficients Method
UBA	Phương pháp cân bằng kết hợp	Unified Balancing Approach
AMB	Gối đỡ từ chủ động	Active Bearing Method
RMS	Giá trị hiệu dụng	Root Mean Square
FFT	Biến đổi Fourier nhanh	Fast Fourier Transfomer
FEM	Phương pháp phần tử hữu hạn	Finite Element Method
IPP	Vec tơ pha ban đầu	Initial Phase Point
VTM	Sai lệch thử nghiệm ảo	Virtual Trial Misalignment
DAQ	Bộ thu thập và xử lý tín hiệu	Data Acquisition
HFC	Mỗi chu kỳ cao	High Fatigue Cycle
LFC	Mỗi chu kỳ thấp	Low Fatigue Cycle
SEM	Quét kính hiển vi điện tử	Scanning Electron Microscopy
ISO	Tổ chức Tiêu chuẩn hóa Quốc tế	International Organization for Standardization
ASTM	Hiệp hội Vật liệu và Thử nghiệm Hoa Kỳ	American Society for Testing and Materials
JSME	Hiệp hội Kỹ sư Cơ khí Nhật Bản	Japan Society of Mechanical Engineers
OCM	Giám sát tình trạng online	Online Codition Monitoring
VCM	Giám sát rung động theo thời gian	Vibration Condition Monitoring
SHM	Giám sát sức khỏe kết cấu	Structural Health Monitoring

DANH SÁCH HÌNH ẢNH

Hình 1.1 Các dạng phá hủy trên trục quay	2
Hình 2.1 Hộp giảm tốc	7
Hình 2.2 Nguyên lí máy cân bằng gối đỡ cứng	9
Hình 2.3 Nguyên lí máy cân bằng gối đỡ mềm	10
Hình 2.4 Bề mặt gãy mẻ	14
Hình 3.1 Cụm trục – bánh răng trong hộp tốc độ	33
Hình 3.2 Phân tích các lực tác động lên trục quay	34
Hình 3.3 Mô hình phác thảo của hệ thống trục quay – nhiều đĩa	34
Hình 3.4 Các dạng mẫu sử dụng trong thử nghiệm độ bền mỏi theo tiêu chuẩn ISO 1143:2010	37
Hình 3.5 Mô hình hoá cụm trục – bánh răng với 2 bánh răng	38
Hình 3.6 Các điểm khảo sát trên rotor	38
Hình 3.7 Mô hình vật lý trục và 2 đĩa	39
Hình 3.8 Mô hình tương tác trục - ổ đỡ tại điểm 1 và điểm 7	42
Hình 3.9 Mô hình hóa đoạn trục khảo sát bị xoắn từ điểm 2 đến điểm 6	43
Hình 3.10 Lưu đồ giải thuật mô hình toán	48
Hình 3.11 Biểu đồ lực cắt và mô men uốn trên trục tại nút 4	51
Hình 3.12 Kích thước trục và 2 đĩa	54
Hình 3.13 Chuyển vị trục x tại điểm 4	58
Hình 3.14 Chuyển vị trục y tại điểm 4	58
Hình 3.15 Góc xoay tại điểm 2, điểm 4 và điểm 6	59
Hình 4.1 Kết cấu 3D máy đo dao động	60
Hình 4.2 Thiết bị chuyên dụng đo mất cân bằng được sản xuất bởi Erbesd Inst.	62
Hình 4.3 Bố trí lắp đặt cảm biến LK – G35	63
Hình 4.4 Thiết bị thực nghiệm đo dao động	65
Hình 4.5 Hình dạng dao động của rotor tại chế độ tới hạn 1 (mode 1)	66
Hình 4.6 Chuyển vị tại nút 4 theo phương X với $n_3 = 2000$ vòng/phút	67

Hình 4.7 Giao diện đo mất cân bằng trên 2 mặt phẳng tại vị trí $0^0 - 0^0$; $m_{\text{trial}} = 30\text{g}$	70
Hình 4.8 Chuyển vị theo phương X tại nút 4 với $m_{\text{trial}} = 20\text{g}$ tại các tốc độ quay 800, 1500 và 2000 vòng/phút	71
Hình 4.9 Giá trị chuyển vị x_4 với $m_{\text{trial}} = 20\text{g}$; $n = 2000$ vg/ph, vị trí $0^0 - 0^0$, $0^0 - 90^0$; $0^0 - 180^0$	73
Hình 4.10 Quỹ đạo của tâm trục trong điều kiện không tải và khi gắn khối lượng thử 30g	74
Hình 4.11 Quỹ đạo tâm trục trong 4 trường hợp	75
Hình 5.1 Đường cong mỏi được thiết lập dựa trên dữ liệu thực nghiệm	79
Hình 5.2 Nguyên lý bố trí tải trong thí nghiệm mỏi dạng uốn quay 4 điểm	80
Hình 5.3 Sơ đồ tạo xung lực kích thích bằng nam châm điện	81
Hình 5.4 Ứng suất tác động bất đối xứng theo chu kỳ lên trục quay	82
Hình 5.5 Sơ đồ nguyên lý máy mỏi với lực tác động bằng nam châm điện	82
Hình 5.6 Kết cấu 3D máy kiểm nghiệm độ bền mỏi	84
Hình 5.7 Máy thí nghiệm mỏi	84
Hình 5.8 Thiết kế mẫu thử mỏi đảm bảo phù hợp với các yêu cầu kỹ thuật trong ISO 1143:2010	87
Hình 5.9 Các mẫu thí nghiệm	87
Hình 5.10 Thiết kế mẫu thử dùng trong kiểm tra độ bền kéo	88
Hình 5.11 Quy trình sản xuất mẫu thử nhằm phục vụ công tác thực nghiệm	90
Hình 5.12 Tổ chức tế vi của thép C45 ở trạng thái cung cấp	91
Hình 5.13 Quy trình xử lý nhiệt làm nhỏ hạt cho thép C45	91
Hình 5.14 Cấu trúc vi mô thu được của thép C45 sau các bước xử lý nhiệt luyện	92
Hình 5.15 Mẫu thử sau khi được kiểm tra độ bền kéo và nén	92
Hình 5.16 Máy đo độ nhám SJ – 210	94
Hình 5.17 Máy đo độ cứng Rockwell HR-150A	94
Hình 5.18 Đường cong mỏi thực nghiệm ứng với vật liệu thép C45	99
Hình 5.19 Mẫu gãy mỏi tại ứng suất $\sigma = 286\text{MPa}$ (1200 vòng/phút)	100

Hình 5.20 So sánh đồ thị mỏi của thép C45 thu được từ thực nghiệm với các mô hình mỏi khác	102
Hình 5.21 Đường cong mỏi thực nghiệm từ thép C45 đối chiếu đường cong Roesel	103

DANH SÁCH BẢNG

Bảng 2.1 Bảng giá trị N ứng với một số kim loại kỹ thuật phổ biến	14
Bảng 3.1 Kết quả tính khối lượng tập trung	49
Bảng 3.2 Kết quả tính độ cứng tương đương	50
Bảng 3.3 Kết quả tính giảm chấn	50
Bảng 3.4 Thông số kỹ thuật của trục và đĩa	56
Bảng 3.5 Số liệu tính toán chuyển vị và góc xoay tại điểm 4	59
Bảng 4.1 Kết quả đo chuyển vị theo X, Y tại điểm 4	67
Bảng 4.2 Kết quả đo mất cân bằng khi gắn khối lượng thử tại vị trí $0^0 - 0^0$	68
Bảng 4.3 Kết quả chuyển vị tại nút 4 với $m_{\text{trial}} = 20\text{g}$; ở tốc độ 800; 1500; và 2000 vòng/phút	70
Bảng 4.4 Kết quả mất cân bằng với m_{trial} tại $0^0 - 0^0$; $0^0 - 90^0$; $0^0 - 180^0$	72
Bảng 4.5 Kết quả đo tại nút 4 với vị trí tải khác nhau; $m_{\text{trial}}=20\text{g}$	72
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 (tốc độ 2000 vòng/phút)	74
Bảng 4.7 Kết quả đo chuyển vị tại trục X và trục Y trong 4 trường hợp	76
Bảng 5.1 Thành phần hóa học của mẫu thép C45 sản xuất ở Đài Loan theo tiêu chuẩn Nhật và nhập khẩu về Việt Nam	85
Bảng 5.2 Kết quả kiểm tra kéo cho mẫu thép C45	93
Bảng 5.3 Kết quả đo độ nhám bề mặt mẫu R_a (μm)	93
Bảng 5.4 Kết quả kiểm tra độ cứng bề mặt mẫu thử	94
Bảng 5.5 Qui đổi các thông số ảnh hưởng do mất cân bằng qua ứng suất	97
Bảng 5.6 Các thông số trong qui trình thí nghiệm mỏi	98
Bảng 5.7 Bảng tổng hợp dữ liệu thu được từ thí nghiệm	99
Bảng 5.8 Các tham số mô tả đường cong mỏi theo Basquin cho thép C45	100
Bảng 5.9. Mối quan hệ giữa các yếu tố gây mất cân bằng đến ứng suất tác động và số chu kỳ mỏi trung bình	101

CHƯƠNG 1. GIỚI THIỆU CHUNG

1.1 Đặt vấn đề

Dao động là một hiện tượng thường gặp, xuất hiện phổ biến trong cả tự nhiên lẫn lĩnh vực kỹ thuật. Các kết cấu như nhà cao tầng, tháp dây văng, trạm kiểm soát không lưu và giàn khoan ngoài khơi thường xuyên chịu tác động của tải trọng, sóng biển và gió, từ đó dẫn đến các trạng thái dao động. Trong công nghiệp và xây dựng, nhiều loại thiết bị như máy công cụ, máy in mạch, robot và phương tiện giao thông cũng vận hành trong điều kiện dao động. Khi dao động xuất hiện trong quá trình làm việc, nó có thể gây ảnh hưởng tiêu cực đến hiệu suất hoạt động, làm giảm tuổi thọ thiết bị hoặc gây ra sai lệch trong sản phẩm. Đối với các công trình xây dựng, dao động không kiểm soát có thể dẫn đến hiện tượng nứt, hư hỏng hoặc thậm chí là phá hủy công trình, gây thiệt hại nghiêm trọng về kinh tế và tiềm ẩn rủi ro lớn đối với con người và xã hội.

Trong đó, thiết bị quay là một trong những cơ cấu cơ khí có chuyển động quay điển hình là hệ thống bánh răng trong hộp giảm tốc là phổ biến, được ứng dụng rộng rãi trong nhiều thiết bị công nghiệp. Hiệu suất và độ ổn định trong quá trình vận hành của loại cơ cấu này có ảnh hưởng trực tiếp đến toàn hệ thống. Khi phát sinh rung động, nó không chỉ làm suy giảm chất lượng sản phẩm mà còn có thể dẫn đến sự cố kỹ thuật hoặc hỏng hóc nghiêm trọng.

Rung động ở đây có thể do rất nhiều nguyên nhân: mất cân bằng, không đồng trục, không đồng nhất về cấu trúc vật liệu, trục cong, do va đập khi hoạt động, ổ đỡ, mài mòn, lắp lỏng, ... Trong đó, mất cân bằng được xem là một trong những nguyên nhân chính gây ra rung động. Theo tiêu chuẩn ISO 1940/1 – 2013, giới hạn về mức mất cân bằng dư cho rotor đã được xác lập [1]

Các sự cố hỏng hóc của cơ cấu quay thường xảy ra trong nhiều ứng dụng như động cơ hàng không, ô tô, tàu thủy, tuabin hay máy bơm... không chỉ gây tổn kém đáng kể về chi phí sửa chữa mà còn tiềm ẩn nguy cơ đe dọa đến an toàn tính mạng con người. Điều này có nghĩa là các ngành công nghiệp dành rất nhiều nguồn lực vào

việc nghiên cứu động lực học của rotor để tính toán phạm vi hoạt động an toàn trước khi máy đi vào hoạt động và cả các phương pháp phát hiện hỏng hóc sắp xảy ra.

Động lực học rotor nghiên cứu về máy quay đóng vai trò quan trọng trong toàn bộ thế giới công nghiệp hiện đại. Những đại lượng quan trọng dùng để phân tích độ rung của hệ thống bao gồm tốc độ quay của rotor (đặc biệt là tốc độ tới hạn), mức độ ổn định tổng thể của hệ thống, và phản ứng của hệ khi có hiện tượng mất cân bằng [2 - 5].

Một trong những dạng phá hủy chính trên cơ cấu quay đó là phá hủy trục quay. Theo quan sát thực tế, khoảng 90% các sự cố hư hỏng ở trục quay, bao gồm nứt gãy và phá hủy, bắt nguồn từ hiện tượng nứt mỏi như minh họa trong Hình 1.1. Độ bền mỏi của trục quay được xem là yếu tố thiết yếu khi phân tích và dự đoán thời gian làm việc của hệ thống cơ khí và cũng là một đặc tính cơ học quan trọng cần được nghiên cứu. Phá hủy mỏi xảy ra khi chi tiết máy phải làm việc dưới điều kiện ứng suất dao động theo chu kỳ. Quá trình này khởi đầu từ các vi nứt hình thành tại những vùng chịu ứng suất lớn, thường phát sinh trên bề mặt ngoài và lan dần vào bên trong vật liệu. Khi số chu kỳ tải lặp tăng dần, quá trình tiến triển của các vết nứt trong vật liệu trở nên rõ ràng hơn theo thời gian, dẫn đến sự cố gãy hỏng của chi tiết [6, 7].



Hình 1.1 Các dạng phá hủy trên trục quay

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 quay, góc pha ban đầu, vị trí mất cân bằng, khối lượng mất cân bằng và xung lực kích thích sẽ ảnh hưởng đến độ bền mỏi của rotor trong thực tiễn.

1.2 Mục tiêu nghiên cứu

- **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.

- **Mục tiêu cụ thể**

Xuất phát từ mục tiêu tổng thể của luận án, nghiên cứu xác lập các mục tiêu cụ thể như sau để nhằm từng bước 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.

1.3 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 ≤ 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.

1.4 Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu

• Đối tượng nghiên cứu

- Trục quay và các loại chi tiết quay điển hình là kết cấu trục-bánh răng trong hộp giảm tốc .
- 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.

• 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 mối phản ánh 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.

1.5 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn

- **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 môi 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.

- **Ý nghĩa thực tiễn**

- Xác định được mối liên hệ giữa đáp ứng động lực học với độ bền mỏi trên trục quay.
- 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.

1.6 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, mối 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

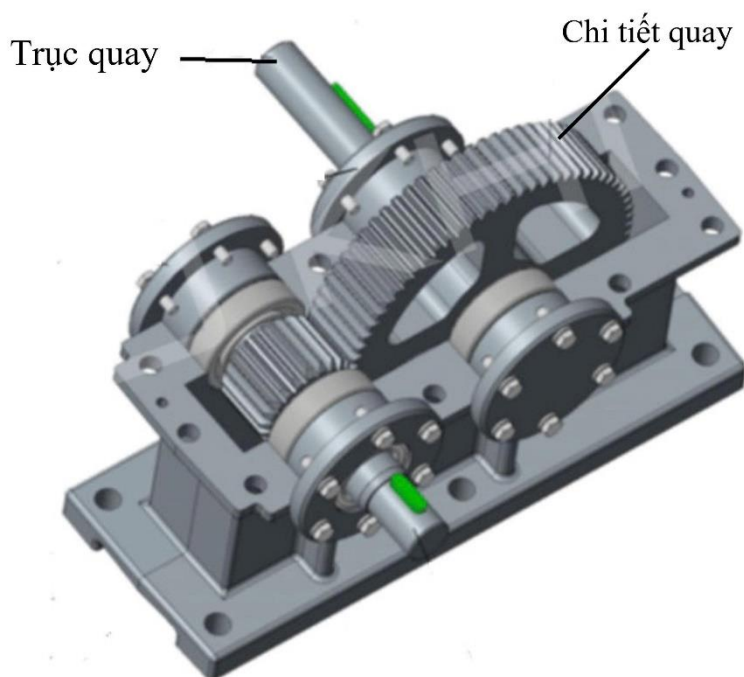
2.1 Giới thiệu chung

2.1.1 Khái niệm về rotor

Rotor (xuất phát từ “rotate” – nghĩa là quay) là bộ phận chuyển động của máy, đóng vai trò là phần quay trong các thiết bị như động cơ điện, máy phát điện, hoặc trực truyền động trong các cơ cấu như hộp giảm tốc và hộp điều chỉnh tốc độ.

Trục trong hộp giảm tốc hay hộp tốc độ là chi tiết máy có tác dụng mang các chi tiết khác và truyền chuyển động. Trục trong hộp giảm tốc chịu tác dụng của lực uốn và moment xoắn tạo ứng suất thay đổi trong một chu kỳ dẫn đến xuất hiện độ bền mỏi.

Cấu tạo của một hộp giảm tốc điển hình được trình bày trong Hình 2.1, trong đó có thể quan sát rõ các chi tiết quay và trục quay chịu tải trọng thay đổi theo thời gian.



Hình 2.1 Hộp giảm tốc

2.1.2 Khái niệm về trạng thái mất cân bằng trên cơ cấu quay

Hiện tượng mất cân bằng ở cơ cấu quay xảy ra khi khối lượng không được phân bố đồng đều xung quanh trục quay của nó. Sự mất cân bằng này có thể bắt nguồn từ nhiều yếu tố như sai số trong quá trình chế tạo, lắp ráp không chính xác, sự không đồng nhất về vật liệu, biến dạng hình học hoặc hao mòn trong suốt quá trình vận hành. Các yếu tố thường được sử dụng để đánh giá tình trạng mất cân bằng bao gồm: độ lệch tâm, các kết cấu không đối xứng, sai số dung sai trong gia công và lắp ráp, tính không đồng nhất trong cấu trúc vật liệu, tác động cơ học (va đập), hiện tượng mài mòn, hoặc lắp ghép không chặt...

Các nguyên nhân chính bao gồm:

- ✓ Trong thiết kế (một số bộ phận có thể không đối xứng)
- ✓ Công nghệ (vật liệu không đồng nhất)
- ✓ Dung sai chế tạo và lắp ráp
- ✓ Sự thay đổi cơ cấu quay khi vận hành (biến dạng nhiệt, sự ăn mòn, xuống cấp hay bám bụi)

Mục tiêu chính của phương pháp cân bằng là xác định vị trí (góc pha φ) và lượng mất cân bằng dư, được biểu diễn theo biểu thức $U = m.r$ trong đó m là khối lượng mất cân bằng và r là bán kính từ khối lượng đó đến trục quay. Rotor được phân loại thành hai nhóm chính: rotor trục cứng (rigid rotor) và rotor trục mềm (flexible rotor). Sự phân loại này phụ thuộc vào mối quan hệ giữa tốc độ quay (vòng/phút) của rotor và tần số dao động riêng của nó.

Rotor được phân loại thành rotor trục cứng nếu trục quay không bị biến dạng đáng kể trong quá trình thay đổi tốc độ quay và không vận hành gần tần số cộng hưởng. Ngược lại, rotor trục mềm có xu hướng biến dạng khi tốc độ thay đổi hoặc làm việc gần với tần số cộng hưởng. Đối với các rotor trục mềm, việc thực hiện cân bằng cần được tiến hành ở tốc độ gần với tốc độ vận hành thực tế để đảm bảo hiệu quả. Theo quy ước chung, các rotor vận hành dưới 70% tốc độ tới hạn được phân loại là rotor trục cứng, trong khi các rotor làm việc gần hoặc vượt ngưỡng này có thể chịu biến dạng đàn hồi đáng kể và do đó được phân vào nhóm rotor trục mềm.

Cân bằng động là một phương pháp thiết yếu nhằm hạn chế rung động trong các thiết bị quay. Cho đến nay, các nghiên cứu lý thuyết liên quan đến phương pháp này đã đạt được nhiều bước tiến đáng kể [8–10]. Trong thời gian gần đây, các hướng nghiên cứu chủ đạo tập trung vào hai nội dung chính:

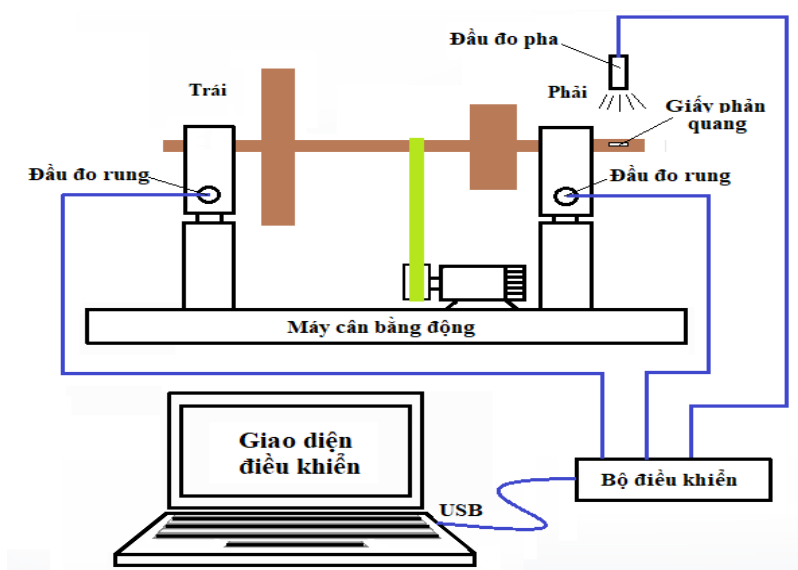
- i. Nâng cao hiệu quả cân bằng thông qua các kỹ thuật hiện đại như phương pháp cân bằng không cần chạy thử (*no add trial mass and test runs*)
- ii. Phương pháp điều khiển cân bằng chủ động (như kỹ thuật sử dụng ổ đỡ từ chủ động-Active Bearing Method hoặc cân bằng theo nguyên lý tâm quay ảo).

2.2 Phương pháp cân bằng

Về mặt kết cấu, cân bằng hiện nay được hoạt động dựa theo 2 kết cấu cơ bản sau:

2.2.1 Cân bằng sử dụng nguyên lý gối đỡ cứng

Sơ đồ nguyên lý của máy cân bằng gối đỡ cứng được minh họa như Hình 2.2. Truyền động cho rotor được sử dụng là bộ truyền động đai, trục cứng, cảm biến quang đo pha, cảm biến đo rung tại 2 gối đỡ để xác định vị trí và lượng mất cân bằng.



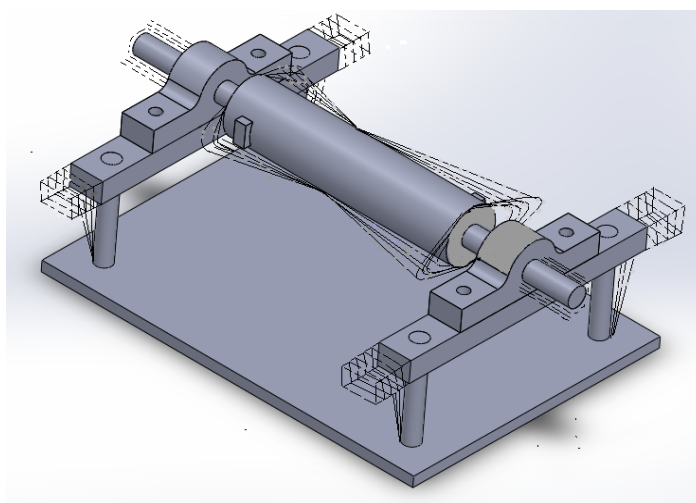
Hình 2.2 Nguyên lý máy cân bằng gối đỡ cứng

Việc cân bằng phải được thực hiện tại vận tốc quay thấp hơn nhiều vận tốc tới hạn thứ nhất của cụm vật quay - ổ đỡ, phản lực động do vật quay tác động lên các gối đỡ được xác định nhờ vào các cảm biến đo lực (sử dụng vật liệu áp điện - *piezoelectric material*) riêng rẽ gắn tại các gối đỡ. Đa số các loại máy cân bằng động hiện có trên

thị trường thuộc loại này [11]. Ưu điểm nổi bật của chúng là sự ổn định trong vấn đề truyền động, dễ hiệu chuẩn và có kết cấu nhìn chung rất cứng vững. Nhờ vậy, hệ thống hai cảm biến đo lực rung động tích hợp trên máy có tuổi thọ làm việc cao.

2.2.2 Cân bằng sử dụng nguyên lý gối đỡ mềm

Sơ đồ nguyên lý của máy cân bằng gối đỡ mềm được minh họa như Hình 2.3. Khác biệt cơ bản so với máy cân bằng gối đỡ cứng là kết cấu gối đỡ có thể dịch chuyển tự do theo phương vuông góc với trục quay. Dao động của các gối đỡ được nhờ vào các cảm biến chuyển vị, cảm biến vận tốc hay cảm biến gia tốc.



Hình 2.3 Nguyên lý máy cân bằng gối đỡ mềm

2.2.3 Cân bằng rotor trục mềm

Khi tần số tự nhiên của một phần của máy cũng bằng với tốc độ quay hoặc một số tần số rung động khác, xuất hiện điều kiện cộng hưởng. Tốc độ quay mà tại đó rotor đi vào cộng hưởng được gọi là tốc độ tới hạn (critical speed). Trong trường hợp này, ta thực hiện việc cân bằng tại vận tốc quay vượt quá các tốc độ tới hạn của cụm vật quay – gối đỡ. Một rotor trục mềm cân bằng ở một tốc độ vận hành có thể không được cân bằng khi vận hành ở tốc độ khác. Điều này là do khi rotor uốn cong hoặc bị lệch hướng, trọng lượng của rotor được di chuyển ra khỏi trục trung tâm đang quay tạo ra một điều kiện không cân bằng mới. Sự mất cân bằng mới này có thể được điều chỉnh bằng cách cân bằng lại. Tuy nhiên, rotor sau đó sẽ không cân bằng ở tốc độ chậm hơn, nơi không có biến dạng. Giải pháp duy nhất để đảm bảo hoạt động trơn tru ở tất cả các tốc độ là phải thực hiện các sự điều chỉnh cân bằng trong các mặt

phẳng thật sự mất cân bằng. Các chi tiết quay đặc trưng mang tính chất của rotor trục mềm có thể kể đến đó là các loại tuabin hơi và khí, máy bơm li tâm nhiều tầng, máy nén khí...

2.3 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 [6], S.Suresh [7] Toth và Yarema [12] đã đặt nền móng cho nhận thức về phá hủy mỏi từ thời kỳ đầu của cách mạng công nghiệp.

Việc nghiên cứu hiện tượng mỏi trong kim loại bắt đầu từ thế kỷ XVIII, với các ứng dụng đầu tiên tập trung chủ yếu trong ngành công nghiệp khai thác khoáng sản. Một cột mốc quan trọng trong lịch sử nghiên cứu mỏi là các cuộc điều tra sau khi xảy ra hàng loạt sự cố gãy trục trên các toa xe lửa, được nghi ngờ do tác động của ứng suất lặp lại theo chu kỳ. Những nghiên cứu này đã cung cấp bằng chứng thuyết phục về cơ chế phá hủy do mỏi, đồng thời đặt nền móng cho sự phát triển của lĩnh vực cơ học mỏi trong thiết kế và phân tích kết cấu cơ khí.

Kể từ đó, lĩnh vực nghiên cứu mỏi đã được mở rộng sang nhiều lĩnh vực công nghiệp bao gồm cơ khí chế tạo, công nghệ ô tô, hàng không – vũ trụ và xây dựng công trình. Những công trình khoa học này đã đóng góp nhiều kiến thức giá trị, cung cấp cơ sở kỹ thuật thiết yếu cho các nhà khoa học trong việc tính toán, thiết kế nhằm hạn chế nguy cơ phá hủy mỏi trong các chi tiết máy và kết cấu kỹ thuật.

2.3.1 Khái niệm

Hiện tượng mỏi được hiểu là quá trình suy giảm dần tính toàn vẹn của vật liệu do chịu tác động của ứng suất biến thiên theo thời gian. Sự biến thiên liên tục của ứng suất này dẫn đến sự hình thành các vi nứt mỏi trong cấu trúc vật liệu. Theo thời gian, các vi nứt này tiếp tục phát triển và lan rộng, cuối cùng gây ra sự phá hủy hoàn toàn của chi tiết. Loại hư hỏng này được gọi là phá hủy do mỏi.

2.3.2 Bản chất

Phần lớn các chi tiết máy trong thực tế vận hành thường làm việc dưới điều kiện ứng suất dao động theo chu kỳ. Trong những trường hợp như vậy, chi tiết có thể bị hư hỏng ngay cả khi ứng suất tác động nhỏ hơn đáng kể so với ứng suất tĩnh gây phá hủy. Qua quan sát thực nghiệm, người ta nhận thấy rằng khi chi tiết chịu ứng suất thay đổi lặp lại, các vi nứt ban đầu thường hình thành tại những vùng chịu ứng suất tương đối cao. Theo thời gian và số chu kỳ tải tăng lên, các vết nứt này có xu hướng phát triển, làm suy giảm khả năng chịu lực của chi tiết và cuối cùng dẫn đến gãy hỏng – hiện tượng này được gọi là phá hủy do mỏi. Khả năng của vật liệu trong việc chống lại sự suy yếu do quá trình mỏi gây ra được gọi là độ bền mỏi (hay sức bền mỏi) [13]. Thông số này có ý nghĩa đặc biệt trong việc phân tích độ bền của chi tiết dưới ảnh hưởng của ứng suất dao động.

Từ các kết quả nghiên cứu liên quan đến hiện tượng phá hủy do mỏi của vật liệu, có thể tổng hợp một số nhận định quan trọng sau:

- Quá trình phá hủy mỏi thường khởi phát từ các vi nứt cực nhỏ trong cấu trúc vật liệu, do đó những vết nứt này không thể quan sát bằng mắt thường. Chúng dần mở rộng theo sự gia tăng số chu kỳ ứng suất, và đến một thời điểm nhất định, sự phát triển của vết nứt sẽ dẫn đến phá hủy chi tiết.
- Vật liệu có thể bị phá hủy bởi ứng suất thay đổi lặp lại mặc dù giá trị ứng suất cực đại σ_{max} nhỏ hơn nhiều so với giới hạn bền hoặc thậm chí thấp hơn cả giới hạn chảy, nếu số chu kỳ tải đủ lớn.
- Một số vật liệu nhất định thể hiện sự tồn tại của ngưỡng ứng suất mỏi, nếu ứng suất tác động dưới mức này vật liệu có khả năng chịu được số lượng chu kỳ tải trọng rất lớn mà không xảy ra hiện tượng phá hủy – đây được xem là giới hạn mỏi.

2.3.3 Đặc điểm của bề mặt gãy do mỏi

Hiện tượng mỏi thường dẫn đến phá hủy trong điều kiện ứng suất ở mức trung bình hoặc thấp. Khi đó, chi tiết có thể bị gãy hoàn toàn hoặc xuất hiện các vết nứt lớn làm mất chức năng làm việc. Quá trình phát triển vết nứt mỏi diễn ra âm thầm và rất khó nhận biết bằng quan sát thông thường, tuy nhiên khi đạt đến mức giới hạn, sự

phá hủy xảy ra một cách đột ngột tại một hoặc vài tiết diện cụ thể. Tại các vị trí này, vết nứt lan sâu vào trong chi tiết, làm giảm đáng kể diện tích chịu tải, khiến chi tiết không còn đủ khả năng kháng ứng suất tác dụng.

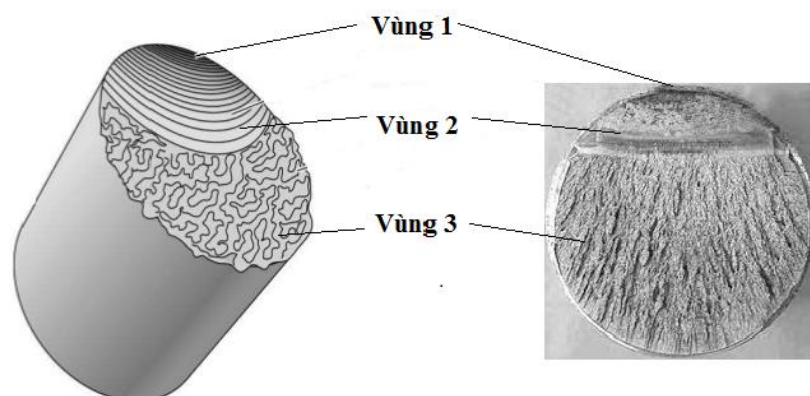
Tổng quan lại, cơ chế phá hủy do mỏi xảy ra một cách tiệm tiến và bao gồm các giai đoạn chính sau đây:

- + Sau một số chu kỳ tải nhất định, các vị trí có tập trung ứng suất trên chi tiết bắt đầu hình thành các vết nứt vi mô ban đầu.
- + Các vi nứt này tiếp tục lan rộng theo thời gian, làm giảm tiết diện chịu lực hiệu dụng của chi tiết, từ đó làm gia tăng ứng suất phân bố trên phần tiết diện còn lại.
- + Khi tiết diện còn lại không thể chịu được ứng suất do tải trọng gây ra, chi tiết sẽ bị phá hủy hoàn toàn do mất khả năng chống mỏi.

Bề mặt gãy do mỏi thể hiện những đặc trưng khác biệt rõ rệt so với phá hủy dưới tác dụng của tải trọng tĩnh. Cụ thể, trong trường hợp vật liệu dẻo bị tác động bởi tải tĩnh, khu vực gãy thường xuất hiện hiện tượng co thắt cục bộ. Ngược lại, với vật liệu giòn, mặt gãy thường tương đối phẳng và hầu như không có sự biến dạng hình học rõ nét.

Khi phân tích bề mặt gãy do mỏi, thường có thể phân biệt ba vùng đặc trưng (xem Hình 2.4): vùng đầu tiên có bề mặt tương đối nhẵn, cấu trúc hạt mịn, tương tự hiện tượng gãy trong vật liệu giòn – đây là khu vực mà vết nứt mỏi phát triển dần theo thời gian, được xác định là vùng phá hủy do mỏi. Vùng thứ hai có đặc điểm thô hơn, có thể xuất hiện vân thớ hoặc hạt lớn – là kết quả của quá trình phá hủy đột ngột khi tiết diện còn lại không đủ chịu ứng suất, được gọi là vùng phá hủy do tải trọng tĩnh.

Tuy vậy, trong một số trường hợp cụ thể, bề mặt gãy do mỏi có thể được phân chia thành ba vùng riêng biệt: (1) Vùng đầu tiên thường có bề mặt nhẵn, đại diện cho giai đoạn khởi sinh và phát triển chậm của vết nứt mỏi; (2) Vùng thứ hai thể hiện bề mặt thô hơn, phản ánh tốc độ lan truyền của vết nứt đã tăng lên đáng kể; (3) Vùng cuối cùng, với đặc trưng gồ ghề rõ rệt, tương ứng với khu vực bị phá hủy nhanh dưới tác động của tải trọng tĩnh khi tiết diện chịu lực không còn đủ khả năng kháng ứng suất.



Hình 2.4 Bề mặt gãy mỏi

Thông qua việc quan sát hình dạng tổng thể của bề mặt gãy, có thể suy luận về mức độ quá tải mà chi tiết máy đã phải chịu trong quá trình làm việc. Trường hợp vùng phá hủy do mỏi chiếm ưu thế so với khu vực hỏng do tải tĩnh cho thấy chi tiết đã chịu ứng suất vượt nhẹ giới hạn mỏi trong một khoảng thời gian dài trước khi xảy ra phá hủy hoàn toàn. Ngược lại, nếu vùng phá hủy tĩnh chiếm phần lớn diện tích bề mặt gãy, có thể kết luận rằng chi tiết đã phải chịu ứng suất cao trong thời gian ngắn, dẫn đến phá hủy sau số chu kỳ làm việc tương đối thấp.

2.3.4 Giới hạn mỏi

Giới hạn mỏi của vật liệu ở một điều kiện nào đó là giá trị lớn nhất của ứng suất thay đổi theo thời gian tương ứng với một số chu kỳ ứng suất cơ sở mà vật liệu không bị phá hủy. Mỗi loại vật liệu có số chu kỳ ứng suất cơ sở riêng. Gọi N là số chu kỳ ứng suất cơ sở, ta có Bảng 2.1 [13].

Bảng 2.1 Bảng giá trị N ứng với một số kim loại kỹ thuật phổ biến

TT	DẠNG VẬT LIỆU	N
1	Thép có hàm lượng cacbon thấp	$2 \cdot 10^6$
2	Thép cacbon mức trung bình	$2 \cdot 10^6$
3	Thép hợp kim hóa	$2 \cdot 10^6$
4	Kim loại phi sắt	$5 \cdot 10^6$
5	Gang kỹ thuật	$1,5 \cdot 10^6$
6	Vật liệu composite	$1,5 \cdot 10^6$

2.3.5 Các yếu tố quyết định độ bền mỏi

- Vật liệu và quá trình xử lý nhiệt
- Trạng thái ứng suất: ứng suất đàn hồi và ứng suất mỏi.
- Cấu trúc tế vi của vật liệu
- Kích thước
- Hình dạng kết cấu
- Công nghệ gia công cơ khí và xử lý bề mặt
- Oxi hóa và thoát cacbon
- Ảnh hưởng của hiện tượng Fretting (hiện tượng mỏi - mòn – rỉ)
- Ứng suất dư, chủ yếu là ứng suất dư lớp bề mặt

Trong giới hạn của đề tài nghiên cứu, ta chỉ xét ảnh hưởng của ứng suất tác động, ứng suất gây ra do mất cân bằng, đến độ bền mỏi của chi tiết.

2.4 Tổng quan tình hình nghiên cứu

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. Đây cũng là một lĩnh vực nghiên cứu nhận được sự quan tâm sâu rộng từ cộng đồng khoa học trong và ngoài nước. Một số công trình tiêu biểu trong lĩnh vực này có thể kể đến như: nghiên cứu của Đỗ Đức Tuấn [14] tập trung vào đánh giá độ bền và độ bền mỏi của kết cấu bộ phận chạy trên đầu máy và toa xe thuộc ngành đường sắt Việt Nam; nghiên cứu Phạm Lê Tiến [15] tại Trường Đại học Giao thông Vận tải, phân tích độ bền mỏi của trục bánh xe trên đầu máy xe lửa D19E; nghiên cứu do Trần Hoài Bảo [16] thực hiện liên quan đến hiện tượng nứt mỏi ở các chi tiết có dạng trục và lò xo xoắn; và nghiên cứu của Nguyễn Vĩnh Phối tại Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM [17], đánh giá ảnh hưởng của lớp phủ bề mặt đến khả năng chịu mỏi của các chi tiết dạng trục.

Mặc dù đã có nhiều công trình nghiên cứu về độ bền mỏi, tại Việt Nam hiện nay vẫn chưa có công trình nào tập trung phân tích ảnh hưởng của rung động, đặc biệt là các yếu tố mất cân bằng, đến khả năng chịu mỏi của rotor. Nhằm đánh giá toàn diện hiện trạng nghiên cứu trong lĩnh vực này, phần tiếp theo sẽ trình bày và phân tích các

công trình tiêu biểu trong và ngoài nước, qua đó làm rõ xu hướng phát triển cũng như những khoảng trống cần tiếp tục nghiên cứu.

2.4.1 Các nghiên cứu ngoài nước

Về rung động do mất cân bằng

Trên thế giới, ba phương pháp cân bằng rotor được công nhận rộng rãi bao gồm:

- + Phương pháp cân bằng theo dạng dao động riêng (*Modal Balancing – MB*), được giới thiệu bởi Bishop [18].
- + Phương pháp sử dụng hệ số ảnh hưởng (*Influence Coefficients Method – ICM*), do Lund đề xuất [19].
- + Phương pháp tiếp cận cân bằng kết hợp (*Unified Balancing Approach – UBA*), được phát triển bởi Mark Darlow [20]

Đây được coi là 3 phương pháp nền tảng của cân bằng động. Trong đó, cân bằng dao động riêng và phương pháp hệ số ảnh hưởng là hai phương pháp cân bằng cổ điển với một số lần chạy thử nghiệm (*test runs*).

Ba phương pháp nêu trên được xem là nền tảng cơ bản trong lĩnh vực cân bằng động. Trong đó, phương pháp cân bằng theo dạng dao động riêng (MB) và phương pháp hệ số ảnh hưởng (ICM) được coi là hai phương pháp truyền thống, đều yêu cầu thực hiện một số lần chạy thử nghiệm.

Đối với phương pháp MB, việc xác định lượng mất cân bằng của rotor chịu ảnh hưởng đáng kể từ đặc tính của gối đỡ, đặc biệt trong các hệ thống có hệ số giảm chấn cao. Ngược lại, phương pháp ICM không bị tác động bởi đặc tính hỗ trợ của gối đỡ trong quá trình xác định mất cân bằng. Tuy nhiên, nếu các vị trí đặt cảm biến đo không được lựa chọn hợp lý, điều này có thể làm cho ma trận hệ số ảnh hưởng trở nên suy biến, dẫn đến sự không khả thi trong giải pháp cân bằng. Một ưu điểm của ICM là phương pháp này yêu cầu kiến thức hệ thống ít hơn và đã được phát triển đáng kể trong thực tiễn [21]. Mặc dù vậy, điểm hạn chế chính của phương pháp là cần thực hiện nhiều lần chạy thử nghiệm hơn so với phương pháp cân bằng theo dạng dao động riêng, vốn đòi hỏi ít lần thử hơn [22].

Khác với các phương pháp cân bằng truyền thống, phương pháp cân bằng kết hợp (UBA) do M. Darlow đề xuất cho phép khai thác tối đa thông tin liên quan đến rotor trong quá trình cân bằng. Tuy nhiên, phương pháp này vẫn yêu cầu thực hiện ít nhất một lần chạy thử.

Việc tiến hành chạy thử nghiệm không chỉ tốn kém về mặt chi phí và thời gian mà còn làm giảm tuổi thọ của máy quay, đặc biệt nghiêm trọng trong trường hợp các máy phát điện turbo cỡ lớn, nơi mà thời gian dừng máy kéo theo thiệt hại kinh tế đáng kể. Trước nhu cầu ngày càng cao về độ tin cậy, hiệu suất và tốc độ hoạt động trong các hệ thống quay hiện đại, việc dự đoán chính xác đặc tính động lực học của máy trở nên ngày càng thiết yếu.

Dù các mô hình lý thuyết và kỹ thuật hiện nay đã đạt trình độ phát triển cao, nhưng việc mô phỏng chính xác hành vi động học của thiết bị vẫn còn hạn chế, chủ yếu do thiếu dữ liệu đầy đủ về lượng mất cân bằng, độ cứng tổng thể của hệ thống, cũng như hệ số giảm chấn còn lại. Vì vậy, việc định lượng chính xác các yếu tố như mất cân bằng, độ cứng và hệ số giảm chấn là rất quan trọng trong việc nâng cao độ chính xác của dự đoán động học đối với các thiết bị quay.

Việc định lượng chính xác các tham số như độ mất cân bằng, độ cứng và hệ số giảm chấn đóng vai trò then chốt trong việc nâng cao độ chính xác của dự đoán về đặc tính động lực học của các hệ thống quay.

Hiện nay, các hướng nghiên cứu trong lĩnh vực này tập trung chủ yếu vào hai nội dung chính:

- Nâng cao hiệu quả quá trình cân bằng, đặc biệt thông qua việc phát triển các phương pháp hiện đại không yêu cầu khối lượng thử hoặc các lần chạy thử nghiệm (*no add trial mass and test runs*)
- Ứng dụng các kỹ thuật điều khiển chủ động trong cân bằng, tiêu biểu là phương pháp sử dụng ổ đỡ từ chủ động (*Active Magnetic Bearing – AMB*).

Một số phương pháp tiếp cận trong nghiên cứu về mất cân bằng như sau:

A. Điều khiển chủ động Lực trong vòng bi/gối đỡ: Xu [23]

Xu và các cộng sự trình bày phương pháp sử dụng gối đỡ từ chủ động (AMB) dùng lực điện từ thay thế lực cơ khí có thể hiệu chỉnh dễ dàng, giảm rung động trong quá trình hoạt động của rotor.

Tuy nhiên, việc xác định mất cân bằng thành công bằng cách sử dụng phương pháp trên đòi hỏi các thông số phương thức chính xác, chỉ có thể đạt được thông qua phân tích phương thức, thử nghiệm hệ thống rotor không phù hợp cho các rotor vận hành.

B. Không cần khối lượng thử: Khulief [24]; Xiaofeng Li [25]

Các nhóm nghiên cứu đã kết hợp giữa mô hình phần tử hữu hạn, phân tích dạng dao động từ thực nghiệm, đo rung động và các kỹ thuật xác định toán học nhằm xây dựng quy trình thử nghiệm và phân tích kỹ thuật phục vụ cho việc cân bằng các rotor trực tiếp hoạt động ở tốc độ cao. Một mô hình động rotor được thiết lập dựa trên lý thuyết phần tử hữu hạn. Phương trình vi phân chuyển động của nó sau đó được mở rộng dựa trên các hình dạng phương thức. Hơn nữa, ở phổ tần số phát hiện tải không cân bằng trong miền tần số thu được bằng cách sử dụng biến đổi Fourier nhanh (FFT) và FFT nghịch đảo. Cuối cùng, lượng mất cân bằng rotor đã được xác định,

Các phương pháp dựa trên ứng xử động học của rotor cung cấp những ý tưởng nghiên cứu mới cho cân bằng rotor mà không cần chạy thử nghiệm. Những phương pháp này cố gắng tính toán sự mất cân bằng rotor bằng cách giải một tập phương trình được xây dựng dựa trên phương pháp Ricatti hoặc FEM với các dao động gần vòng bi.

Tuy nhiên, độ chính xác trong việc xác định lượng mất cân bằng còn phụ thuộc đáng kể vào độ cứng thực tế và hệ số giảm chấn của hệ thống ổ đỡ. Xác định hệ số gối đỡ được biết đến rộng rãi như một vấn đề khó khăn. Sử dụng các hệ số ảnh hưởng gối đỡ thu được từ các sách hướng dẫn thiết kế hoặc các thực nghiệm trong phòng thí nghiệm, khác biệt với các hệ số trong thực tế, dẫn đến giảm độ chính xác nhận dạng khi cân bằng rotor và thậm chí thất bại khi cân bằng.

Vì vậy, các phương pháp cho phép đồng thời ước lượng lượng mất cân bằng còn lại, độ cứng của gối đỡ và hệ số giảm chấn đã được nghiên cứu và phát triển, đề xuất một phương pháp xác định sự mất cân bằng rotor; độ cứng và hệ số giảm chấn dựa trên phương pháp ma trận Ricatti. Đáp ứng mất cân bằng của các gối đỡ (*bearing blocks*) được đo và phương trình được xây dựng bằng phương pháp ma trận Ricatti hoặc FEM và đa dạng tốc độ quay trên một phạm vi rộng để có được phương trình đầy đủ.

So sánh với các phương pháp liên quan trong cân bằng, thuật toán được đề xuất cung cấp một phương tiện hiệu quả để theo dõi trực tiếp (*online*) các hệ số ảnh hưởng không cân bằng mà không cần có kích thích bên ngoài, chạy thử hoặc thay đổi tốc độ quay.

Các rotor thực tế, chẳng hạn như cánh quạt có trục không đồng nhất, các cánh quạt có nhiều đĩa hoặc các trục có các phần khác nhau và cánh quạt có nhiều tầng, thực tế và phức tạp hơn. Nghiên cứu về các vấn đề về thuận và nghịch đảo của các rotor liên tục như vậy đã được thực hiện trong các nghiên cứu sau. Các khoảnh khắc hồi chuyển có thể hoạt động trên đĩa cứng cũng như liên tục trên mặt cắt ngang trục. Do đó, điều này nên được xem xét trong mô hình của trục liên tục để nghiên cứu thêm.

C. Bất Đẳng Hướng – Genfeng Lang [26]

Mục tiêu cân bằng động nhằm tăng cường hiệu ứng giảm rung khi hoạt động. Trong số tất cả các yếu tố có thể tham gia, sự bất đẳng hướng hệ thống đã được xác nhận là một trong các yếu tố quan trọng nhất có thể ảnh hưởng nghiêm trọng đến kết quả cân bằng.

Trong khi đó, cân bằng chi tiết quay đẳng hướng cũng đã thu hút sự chú ý của các nhà nghiên cứu trên khắp thế giới, hợp nhất thông tin thu được từ hai hướng xuyên tâm vuông góc và sử dụng phương pháp hệ số ảnh hưởng nhỏ nhất lên kế hoạch cân bằng, sử dụng thông tin tiền sử của các phần liên quan để cân nhắc hệ bất đẳng hướng.

D. Khuyết tật/vết nứt trên rotor: [27-31]

Jean Sinou [27] áp dụng phương pháp Alternate Frequency Time domain (AFT) kết hợp với kỹ thuật path-following để mô phỏng vết nứt mở (crack breathing), giúp tính toán hiệu quả hơn so với phương pháp tích phân số thông thường (như Runge-Kutta), đặc biệt khi hệ có tính phi tuyến. Kết quả cho thấy ứng suất có dạng bất đối xứng trong trục khi quay. Chao Fu [28] đã phân tích đáp ứng trạng thái ổn định của rotor có vết nứt với các tham số không chắc chắn nhưng bị giới hạn sử dụng một đại diện phương pháp đa thức. Một đa thức thay thế cho hệ thống rotor nứt với các tham số UBB được xây dựng. Mô hình phân tích rotor FE được coi là hộp đen và chỉ chạy ở các điểm mẫu. Tính chính xác tính toán của “hàm đa thức thay thế” được xác nhận bằng cách so sánh với các phương pháp khác. Phương pháp thay thế có thể giải quyết với một số lượng lớn các đại lượng không chắc chắn với hiệu quả. Mobarak và cộng sự [29] chỉ ra rằng vết nứt mới thường phát sinh trên trục quay do tải trọng tác dụng, ứng suất xoắn và rung động ngang do mất cân bằng khối lượng quay. Họ đã nghiên cứu về mặt số cơ chế thở của vết nứt ngang trong rotor hai đĩa bằng mô hình phần tử hữu hạn ba chiều, xem xét các tác động kết hợp của lực mất cân bằng và trọng lượng rotor. Phát hiện của họ cho thấy quá trình thở vết nứt chịu ảnh hưởng rất nhiều bởi nhiều yếu tố, bao gồm vị trí trục và góc của vết nứt, tỷ lệ độ sâu vết nứt, tỷ lệ lực mất cân bằng và vị trí góc của lực mất cân bằng. Bên cạnh đó, H. Wu và cộng sự [30, 31] đã phát triển một mô hình trục không cân bằng để nghiên cứu tác động từ vị trí và ứng xử co giãn của vết nứt dưới tác động của lực không cân bằng; đã nghiên cứu cơ chế co giãn của vết nứt trên trục quay bằng mô hình phần tử hữu hạn 3D, xem xét đồng thời ảnh hưởng của trọng lượng rotor và lực mất cân bằng. Kết quả cho thấy hành vi thở phụ thuộc mạnh vào vị trí và góc vết nứt, độ sâu nứt, vị trí và cường độ lực mất cân bằng. Sau đó, họ phát triển mô hình trục mất cân bằng để phân tích cụ thể ảnh hưởng của vị trí vết nứt đến hành vi thở dưới tải không cân bằng.

E. Holo Balancing – Phổ Holo: Shi Liu [32]

Shi Liu trình bày một phương pháp cân bằng (holo balancing) dựa trên nghiên cứu về phổ holo (holo spectrum), sử dụng vector pha ban đầu (*Initial Phase Point - IPP*) của quỹ đạo 3 chiều trong không gian để biểu diễn đáp ứng mất cân bằng.

F. Lực kích thích ngoài: Shachar Tresser [33]

Trong phương pháp này, tác giả trình bày một kỹ thuật mới để ước tính các thông số mất cân bằng rotor (biên độ và góc pha) + Bộ lọc Kalman. Cân bằng động của các cấu trúc quay siêu tới hạn sử dụng dữ liệu tốc độ chậm thông qua kích thích tham số. Nhóm này đề xuất một phương pháp cân bằng mới của rotor linh hoạt, không yêu cầu máy quay ở tốc độ cao. Với phương pháp này, rotor chỉ quay ở tốc độ thấp, trong khi phải chịu đựng một tập hợp các lực điều khiển bên ngoài. Các lực bên ngoài bao gồm một bộ điều chỉnh, đáp ứng phụ thuộc, kích thích tham số và độ cứng phi tuyến giới hạn /có thời hạn. Kích thích tham số có thể cô lập bất kỳ chế độ mong muốn nào, trong khi vẫn giữ đáp ứng trực tiếp liên quan đến sự mất cân bằng. Một phần mềm kiểm soát độ cứng phi tuyến giới hạn bởi đáp ứng, do đó ngăn chặn rotor trở nên không ổn định. Những lực này đủ độ nhạy cần thiết để phát hiện phép chiếu của sự mất cân bằng trên bất kỳ mode/chế độ mong muốn nào mà không cần thiết bị quay ở tốc độ cao. Phân tích, số và kết quả thử nghiệm được hiển thị để xác nhận và chứng minh phương pháp này. Bộ khuếch đại tham số khuếch đại đáng kể đáp ứng của hệ thống ở bất kỳ chế độ mong muốn nào, trong khi vẫn giữ đáp ứng phụ thuộc vào phép chiếu của sự mất cân bằng ở chế độ mong muốn. Bằng cách áp dụng bộ kích thích tham số trực giao đến các chế độ không mong muốn, bộ khuếch đại tham số có thể cho phép phát hiện chiều sự mất cân đối trên bất kỳ chế độ mong muốn nào (pha và biên độ).

Phương pháp này đòi hỏi phải thực hiện các lực ở tần số cao (2 lần tần số tự nhiên của chế độ/mode mong muốn), và tại biên độ tương đương với vài phần trăm độ cứng phương thức/mode lần chuyển vị mong muốn. Các lực yêu cầu cũng phụ thuộc vào mức độ giảm chấn và vị trí nơi áp dụng thực hiện. Các lực này có thể khó

đạt được đối với các rotor lớn và rotor cứng/không biến dạng, theo công thức hiện tại.

G. Cân bằng không cần chạy thử: B. Xu [34]

Một công nghệ cân bằng động ảo được phát triển dựa trên phương pháp hệ số ảnh hưởng. Hệ số ảnh hưởng được tính toán bằng cách phân tích phản hồi trong mô hình FEM nhằm xác định vị trí và độ lớn của mất cân bằng. Một phương pháp cân bằng động ảo mà không có trọng lượng thử nghiệm của trục nhiều rotor dựa trên phân tích mô hình phần tử hữu hạn được phát triển trong bài báo này. Ngoài ra, không dễ thiết lập mô hình phần tử hữu hạn chính xác và hợp lý của trục quay nhiều rotor vì các yếu tố cố hữu (vốn có) như hệ thống dẫn động và cấu trúc hỗ trợ (bệ đỡ). Hơn nữa, chúng ta có thể nghiên cứu thêm về cách xây dựng mô hình phần tử hữu hạn phù hợp với đặc điểm động lực học của rotor thực tế để cải thiện hiệu quả cân bằng trong tương lai.

H. Cân bằng nhiều mặt phẳng: Guangfu Bin [35]

Mô hình hóa sự mất cân bằng trong hai mặt phẳng riêng biệt và sử dụng hệ số ảnh hưởng (ICM), giúp tính toán hiệu chỉnh khối lượng cân bằng đã được nhiều nhóm thực hiện [36]. Bin đưa ra phương pháp hệ số ảnh hưởng đa mặt phẳng theo các tốc độ khác nhau được tính toán dựa trên các dự đoán đáp ứng trạng thái ổn định từ FEM thay vì sử dụng các đáp ứng đo được như được sử dụng trong các phương pháp cân bằng truyền thống khác. Các đáp ứng mất cân bằng ban đầu được yêu cầu để xác định hàm mục tiêu. Khối lượng hiệu chỉnh dọc theo trục được xác định hầu như để cân bằng hệ thống trục với hiệu quả cao và toàn bộ hệ thống được cân bằng ở tốc độ cao. Giảm trung bình biên độ dao động vòng bi là 25% và giảm tối đa là 50% dưới 2.700 vòng/phút, cao hơn tốc độ quan trọng thứ tư của hệ thống trục.

Phương pháp cân bằng động được đề xuất có hiệu quả cao, chi phí thấp và tốn ít thời gian hơn. Việc xây dựng một mô hình động cơ rotor chính xác bao gồm màng dầu và bộ linh hoạt để có được hệ số ảnh hưởng chính xác đóng một vai trò quan trọng.

I. Cân bằng bằng điều chỉnh sai lệch tâm quay ảo: Rajiv Tiwari [37]

Một phương pháp điều chỉnh sai lệch thử nghiệm ảo để xác định sự mất cân bằng, cảm biến và sự sai lệch ổ trục từ hoạt động cùng với các thông số độ cứng của nó trong một hệ thống rotor linh hoạt.

Một thuật toán nhận dạng dựa trên mô hình bắt nguồn từ kế hoạch thử nghiệm sai lệch ảo (*Virtual Trial Misalignment - VTM*) được phát triển để xác định độ lệch dư của rotor, ổ đỡ từ (AMB), các thông số dịch chuyển và độ cứng hiện tại của chúng.

Phương pháp ảo này nhằm cung cấp sai lệch thử nghiệm cho rôto đáng tin cậy và hiệu quả hơn so với sai lệch thử nghiệm vật lý, vì phương pháp này không cần chạy thử nghiệm và mô hình chính xác của hệ thống mang cảm biến rotor.

Mô hình toán học cho các cảm biến dịch chuyển không tiếp xúc bù đắp từ tâm rotor cũng đã được trình bày và thậm chí số lượng bù đắp được xác định bằng cách sử dụng phương pháp mới này. Để minh họa cho phương pháp luận được đề xuất, một hệ thống rotor linh hoạt không cân bằng và bị lệch được gắn trên nhiều AMB đã được xem xét. Sự không đồng tâm giữa trục vận hành của rotor và trục của các AMB được hỗ trợ là nguyên nhân chính gây ra lỗi lệch (kết hợp giữa song song và góc).

Phương pháp phần tử hữu hạn với sơ đồ ngưng tụ động con quay hồi chuyển được sử dụng để thu được dạng rút gọn của hệ phương trình. Các đáp ứng miền tần số được tạo bằng số được sử dụng thêm trong thuật toán nhận dạng để ước tính hệ thống rotor - AMB và các thông số lỗi. Bên cạnh đó, các mức độ khác nhau của tín hiệu nhiễu ngẫu nhiên cũng như lỗi mô hình rotor được thêm vào trong phương pháp luận dựa trên VTM đã phát triển để kiểm tra tính hiệu quả và độ nhạy của tín hiệu trong mô hình rotor thực tế.

G. Rung động do xoắn, dao động ngang và dọc trên rotor:

Các trục truyền động trong hộp số hoạt động ở nhiều tốc độ khác nhau và nhiều loại tải khác nhau. Một số yếu tố có thể gây ra hỏng trục truyền động trong quá trình vận hành. Một trong những nguyên nhân chính gây ra hư hỏng là rung động. Các chế độ rung đơn và rung kết hợp gây ra các vấn đề về mỏi, gãy và ma sát trên toàn bộ hệ

thống trục. Các chế độ rung đơn và rung kết hợp có thể được phân loại theo nhiều cách, bao gồm rung xoắn, rung dọc và rung ngang của trục quay [38-52].

Sự mất cân bằng trục là một trong những nguyên nhân chính gây ra rung động. Nó thường xảy ra trong quá trình vận hành trục quay trong hộp số và có thể là do bánh răng bị mòn hoặc nứt [38]. Friswell et al. [39] đã cung cấp mô tả cơ bản về động lực học rotor và thử nghiệm mô hình đơn giản bằng các phương pháp phân tích hiện đại. Ngoài ra, Yuan [40] và Hong [41] đã nghiên cứu hệ thống rotor với mô hình động lực học trong đó đĩa rotor được đặt ở giữa trục đàn hồi không khối lượng. Các phương trình chuyển động được thu được từ động lực học Lagrange cho dao động ngang - xoắn. Han [42] đã đưa ra phương trình chuyển động bằng cách giả định rằng hệ thống truyền động động cơ diesel có thể được tiếp cận như một mô hình rotor đơn giản như rotor Jeffcott. Bên cạnh đó, Das [43] đã mô hình hóa một hệ thống trục rôto linh hoạt chịu uốn cong và xoắn kết hợp với trục và đĩa di chuyển ra khỏi điểm giữa của trục. Trong các nghiên cứu được mô tả ở trên, có thể thấy rằng rung động gây ra sự dịch chuyển của trục vẫn chưa được phân tích đầy đủ. Do đó, cần phải điều tra chi tiết sự dịch chuyển của trục do mất cân bằng trong nghiên cứu động lực học rotor.

Nhìn tổng thể, các đặc tính mất cân bằng có thể ảnh hưởng mạnh mẽ đến sự lệch tâm, hiệu quả truyền động cũng như mức độ rung động của trục. Các thông số mất cân bằng trong trục truyền động có thể dẫn đến sự dịch chuyển của trục trong quá trình quay. Sự dịch chuyển của trục có thể dẫn đến mỏi, nứt, hỏng và ma sát trong toàn bộ hệ thống trục [44-52].

Về độ bền mỏi do tải thay đổi:

Các nhóm nghiên cứu về độ bền mỏi do thay đổi tải dẫn đến ứng suất thay đổi có các hướng nghiên cứu chính như sau:

A. Độ bền mỏi do thay đổi tải đơn (single load): [53, 54]

Hakan GÖKMEŞE [53] nghiên cứu ảnh hưởng của các tải trọng khác nhau đến độ bền mỏi của vật liệu thép 1040 sau khi thiết kế và chế tạo thiết bị kiểm tra độ bền mỏi quay. Trong nghiên cứu này, thử nghiệm mỏi được thực hiện để xác định tuổi thọ mỏi của các phần tử máy hoạt động dưới tải trọng động, để xác định tính chất mỏi

của vật liệu kim loại và để có được đường cong S-N, thiết bị kiểm tra mỗi khi uốn quay đã được thiết kế và chế tạo. Giá trị tải thay đổi có thể được áp dụng cho mẫu, trong khi tốc độ không đổi được sử dụng trong thiết bị thử nghiệm sau khi thiết kế và chế tạo. Sau khi nghiên cứu chế tạo, người ta đã xác định được rằng độ bền mỗi của vật liệu thép 1040 là tương thích khi tăng tải và số chu kỳ thấp. Cùng với thí nghiệm này; nhóm S. Mutasher áp dụng cho vật liệu nhôm [54].

B. Độ bền mỗi do thay đổi tải đa trục (multi loads): [55 - 57]

Fumio Ogawa [55] đã phát triển một máy thử nghiệm mỗi mới để thực hiện các thử nghiệm mỗi đa trục chu kỳ cao ở tần số 50 Hz, nhằm giảm thời gian thử nghiệm. Máy được phát triển có thể kết hợp tải trọng uốn + xoắn và thực hiện các thử nghiệm mỗi ở tần số cao, trong các điều kiện tải tỷ lệ và không tỷ lệ, trong đó hướng ứng suất chính thay đổi trong một chu kỳ. Trong nghiên cứu này, hiệu quả của máy thử nghiệm đã được xác minh bằng cách thực hiện các thử nghiệm trong các điều kiện tải trên, sử dụng các mẫu thử là thép cán nóng loại 490A và thép không gỉ loại 304. Tuổi thọ mỗi liên quan đến tải trọng uốn thu được bằng cách sử dụng máy thử nghiệm mới được kéo dài hơn một chút so với tuổi thọ thu được bằng cách sử dụng máy thử nghiệm mỗi thông thường. Tuổi thọ mỗi do kết hợp giữa uốn và xoắn có thể so sánh với tuổi thọ thu được khi sử dụng máy thử nghiệm mỗi thông thường, mặc dù đã quan sát thấy mức giảm giới hạn mỗi là 100 MPa so với nghiên cứu trước đây.

Nhóm của Aleksander Karolczuk, Jan Papuga, Thierry Palin-Luc [56] đã cải tiến trong tính toán tuổi thọ mỗi bằng cách áp dụng thay đổi các thông số vật liệu phụ thuộc vào tuổi thọ cho một số tiêu chí mỗi đa trục. Khái niệm này phản ánh sự biến đổi của các cơ chế hư hỏng liên quan đến mức tải tác dụng và cũng liên quan đến mức độ dẻo khác nhau. Mục tiêu của nghiên cứu này là để chứng minh lợi ích của việc đưa các thông số vật liệu phụ thuộc tuổi thọ vào tiêu chí mỗi đa trục dựa trên ứng suất để dự đoán tuổi thọ mỗi của vật liệu. Kết quả thực nghiệm mới của các bài kiểm tra độ bền trên hợp kim nhôm 2124-T851 xác nhận lợi thế của khái niệm phụ thuộc vào tuổi thọ trong đánh giá tuổi thọ so với khái niệm có thông số trọng lượng cố định.

Việc đưa các thông số vật liệu phụ thuộc vào tuổi thọ vào tiêu chí độ bền mỗi đa trục mở rộng khả năng ứng dụng của chúng trong một loạt các tuổi thọ mỗi theo cách tương đối đơn giản cho các ứng dụng kỹ thuật. Điều này có thể có tác động to lớn đến việc đánh giá đúng thiệt hại khi chịu tải trọng biên độ thay đổi, đại diện cho tải trọng thực được áp dụng trên các bộ phận.

Nhóm Aleksander Karolczuk, Marek Słonski [57] đã dự đoán tuổi thọ mỗi với ước tính xác suất hỏng hóc cho các vật liệu chịu tải trọng đa trục là một nhiệm vụ quan trọng trong thiết kế kỹ thuật vì nó làm giảm chi phí tài chính bằng cách loại bỏ các thử nghiệm thực nghiệm đắt tiền. Do các cơ chế hư hỏng phức tạp của hư hỏng do mỏi, các mô hình dự báo tuổi thọ mỗi hiện có thuộc loại thực nghiệm hoặc bán thực nghiệm và khả năng ứng dụng của chúng bị giới hạn trong việc xác nhận điều kiện chất tải và vật liệu. Việc lựa chọn mô hình mỗi không đúng cách có thể dẫn đến dự đoán tuổi thọ không thận trọng với hậu quả tài chính cao và thảm khốc. Để giải quyết vấn đề này, một cách tiếp cận sáng tạo dựa trên quy trình Gaussian để dự đoán tuổi thọ mỗi dưới tải đa trục được trình bày.

Các tính năng vốn có của quy trình Gaussian trước khi ứng dụng của nó vào dự đoán tuổi thọ mỗi dưới tải đa trục như một cách tiếp cận khoa học và thực tế để tránh vấn đề trong việc lựa chọn mô hình mỗi tham số bán thực nghiệm đầy đủ. Mô hình đã được xác nhận trên hai bộ dữ liệu thực nghiệm thu được bằng thử nghiệm mỏi của thép S355N và hợp kim nhôm 2124 T851 dưới tải đơn trục và đa trục. Trong quá trình đào tạo mô hình, chỉ dữ liệu thu được theo tải tuần hoàn đơn trục và xoắn thuần túy mới được áp dụng. Do dữ liệu đầu vào dựa trên vật lý được triển khai, có liên quan đến các thành phần ứng suất tác động lên mặt phẳng tới hạn của vết nứt, mô hình đã dự đoán chính xác tuổi thọ mỗi của hai vật liệu được thử nghiệm bằng cách thực hiện hàm hiệp phương sai số mũ bình phương. Ngoài ra, tuổi thọ mỗi cũng được tính toán bằng cách sử dụng bốn tiêu chí độ bền mỗi tham số (mô hình Crossland, Matake, Carpinteri và cộng sự, và Papuga). Tuy nhiên, do tính chất đa vô hướng phức tạp của sự tích tụ hư hỏng do mỏi, việc áp dụng các phương pháp được đề xuất để dự đoán tuổi thọ bị giới hạn trong việc xác nhận chất tải và vật liệu. Vì vậy, lựa chọn mô

hình không phù hợp dẫn đến ước tính tuổi thọ không bảo toàn. Để tránh vấn đề lựa chọn mô hình, các nỗ lực gần đây đã được thực hiện để phát triển các phương pháp tiếp cận chung có thể áp dụng ở các chế độ mỗi chu kỳ thấp và cao và dựa trên sự kết hợp của các thành phần đàn hồi và dẻo của các trạng thái biến dạng và ứng suất.

Phạm vi hoạt động của các mô hình mới đã biết này cũng được mở rộng bằng cách thay thế các thông số vật chất không đổi của chúng bằng các thông số vật chất phụ thuộc tuổi thọ. Tuy nhiên, các mô hình này dựa trên các hàm định sẵn được xác định và xác nhận cho các điều kiện thử nghiệm đã cho, điều này hạn chế khả năng áp dụng của chúng. Vai trò và tính năng của các chức năng này được mô tả bên dưới.

➤ Các mô hình mới hiện nay có hai đặc điểm chung:

Đầu tiên, chúng dựa trên các thông số vật liệu thu được từ các thử nghiệm đơn trục và được biểu thị bằng các đường cong biến dạng - tuổi thọ hoặc ứng suất - tuổi thọ. Các hàm này được sử dụng để hình thành mối quan hệ giữa tải trọng theo chu kỳ: kết quả tuổi thọ mỗi thông qua một hàm của biên độ biến dạng hoặc ứng suất (hoặc giá trị lớn nhất) và số chu kỳ gia tải đến khi hỏng.

Thứ hai, các mô hình này, dưới trạng thái ứng suất/biến dạng đa trục, sử dụng hàm vô hướng để giảm trạng thái ứng suất/biến dạng không gian về trạng thái đơn trục tương đương. Hàm vô hướng này sử dụng các đại lượng ứng suất/biến dạng khác nhau (ví dụ: ứng suất bất biến, thành phần ứng suất/biến dạng trên mặt phẳng tới hạn và các tham số dựa trên năng lượng), được tính toán từ các thành phần tensor tăng dần, tức là biên độ và giá trị trung bình hoặc lớn nhất (đánh giá chi tiết có thể được tìm thấy [58]).

Tuy nhiên, các câu hỏi đang được đặt ra về sự cần thiết của việc phát triển các mô hình mới trong giới hạn của các hàm tham số cố định.

➤ Nghiên cứu tiếp theo trình bày một đánh giá về các tiêu chí hư hỏng do mỗi đa trục dựa trên khái niệm mặt phẳng tới hạn.

Tiêu chí hư hỏng do mỗi đa trục theo thông số trạng thái tải áp dụng có thể được chia thành ba nhóm, tức là tiêu chí dựa trên ứng suất, biến dạng và năng lượng.

Trong số các tiêu chí này, có thể phân biệt một loại được gọi là phương pháp tiếp cận mặt phẳng tới hạn. Tầm quan trọng của cách tiếp cận này đã tăng lên trong những năm qua, vì tính hiệu quả và phạm vi ứng dụng rộng rãi của nó. Mục đích chung của tiêu chí dựa trên khái niệm mặt phẳng tới hạn là giảm trạng thái ứng suất đa trục xuống trạng thái đơn trục tương đương.

C. Dùng phổ phân tích mỗi rung: – M.Decker [59]

Nhóm phân tích mỗi rung thiết kế và kiểm chứng có thể được thực hiện bằng mô phỏng và thử nghiệm. Đối với cả hai, tải thiết kế phải được mô tả theo cách thể hiện biên độ, số chu kỳ và phân bố tần số của tải hoạt động.

Phổ đáp ứng được trình bày cho nhiệm vụ này, không mô tả bản thân các tín hiệu đầu vào, mà là các phản ứng tiềm năng mà tải có thể gây ra trong cấu trúc ảo.

Từ phổ phản ứng tham chiếu, tải đầu vào tương đương mỗi phù hợp cho mô phỏng và thử nghiệm được suy ra với sự tập trung cụ thể vào mật độ phổ công suất PSD. Quá trình được mô tả và xác nhận đối với các loại tải hoạt động khác nhau và các ứng dụng có thể có của phổ phản ứng cho các phân tích sau thử nghiệm được hiển thị.

D. Dùng tải tác dụng kết hợp gây mỗi rung: [60 - 68]

M. da Fonte, L. Reis [60, 61] nghiên cứu sự phát triển của vết nứt mỏi dưới tải trọng uốn quay trên hợp kim nhôm 7075-T6 và ảnh hưởng của xoắn ổn định. Kết quả cho thấy xoắn ổn định làm chậm quá trình nứt.

Cùng với đó, nhóm M. Freitas [62] cũng nghiên cứu, phân tích ảnh hưởng của xoắn ổn định đến sự khởi phát và phát triển vết nứt mỏi trên trục chịu uốn quay, đặc biệt trong điều kiện tải trọng đa trục. Kết quả cho thấy xoắn ổn định ảnh hưởng rõ rệt đến sự phát triển của cả vết nứt nhỏ và vết nứt dài. Một thông số mới dựa trên biên độ cường độ biến dạng hiệu dụng đã được đề xuất để mô tả tốt sự phát triển của vết nứt nhỏ trong điều kiện tải hỗn hợp. Phương pháp này giúp dự đoán chính xác hơn tuổi thọ mỏi của trục trong thiết kế và bảo trì.

Rubio và cộng sự [63] đã báo cáo rằng tải trọng tác dụng kết hợp với mất cân bằng khối lượng thường xuyên, là một trong những nguồn rung động trục phổ biến

nhất, có thể khởi tạo và lan truyền các vết nứt mới. Theo nhóm tác giả của Yongyao [64] đã nghiên cứu hiện tượng mỏi của thanh piston trong tua bin Kaplan, do mô men xoắn của cánh không ổn định, không cân bằng và không đồng bộ. Họ kết luận rằng các phần gãy của thanh piston thể hiện đặc điểm của sự hỏng hóc mỏi do tải trọng xen kẽ định kỳ. Nguyên nhân có khả năng xảy ra nhất là tải trọng áp suất không ổn định tác động lên các cánh.

Daging và cộng sự [65] đã báo cáo rằng hiện tượng mỏi trực xảy ra do mất cân bằng giữa ứng suất uốn và ứng suất xoắn tại mối nối của khuỷu tay hàn gia cố. Niu và Yang [66] chỉ ra rằng hành vi rung động phi tuyến tính và sự lan truyền vết nứt mỏi bị ảnh hưởng đáng kể bởi nhiều thông số, bao gồm tốc độ quay, độ lệch tâm mất cân bằng, góc định hướng và giảm chấn. Radgolchin và Anbarsooz [67] cũng báo cáo rằng mỏi là chế độ hỏng hóc phổ biến nhất trong các cánh quạt ly tâm, do hoạt động mất cân bằng tần số cao, lỗi lắp đặt hoặc các biến thể trong điều kiện vận hành máy nén. Jiregna và cộng sự [68] nêu rằng do uốn quay, các vết nứt mỏi bắt đầu trên bề mặt, đặc biệt là khi các trục khuỷu nhô ra bị lệch hoặc mất cân bằng do hiệu ứng đối trọng. Do đó, thông số mất cân bằng có tác động đáng kể đến hỏng hóc mỏi.

E. Phương pháp Newmark- β

Phương pháp Newmark- β , một kỹ thuật tích hợp số được sử dụng rộng rãi trong phân tích phần tử hữu hạn (FEM), đặc biệt hiệu quả để mô phỏng các hệ thống động. Một nghiên cứu của Kong và cộng sự đã sử dụng phương pháp này để phân tích các đặc điểm động của hệ thống bánh răng thẳng và bánh răng xoắn [69], trong khi một nghiên cứu tiếp theo tập trung vào ảnh hưởng của độ linh hoạt của vỏ hộp số đến động lực truyền động bánh răng [70]. Ma và các đồng nghiệp đã áp dụng một phương pháp Newmark- β cải tiến để giải quyết động lực học phi tuyến tính và giảm thiểu rung động xoắn của trục khuỷu [71]. Sau đó, một phiên bản nâng cao của phương pháp này đã được đề xuất cho các mô phỏng dài hạn [72], cung cấp khả năng hội tụ được cải thiện trong việc đánh giá các tác động của tính phi tuyến tính đến hành vi xoắn của trục khuỷu động cơ.

2.4.2 Tổng quan các công trình nghiên cứu tại Việt Nam

A. Về dao động do mất cân bằng, một số nhóm nghiên cứu dao động điển hình bao gồm:

1. Ngô Kiều Nhi, *Thiết kế chế tạo máy cân bằng*, ĐHBK Tp.HCM, 2000 [73].
 - Đối tượng nghiên cứu: rotor trục cứng
 - Phương pháp sử dụng: phương pháp hệ số ảnh hưởng ICM
 - Yêu cầu phải chạy thử nghiệm nhiều lần (> 3 lần) để tìm được hệ số ảnh hưởng chính xác $\rightarrow$ phụ thuộc rất lớn vào điều kiện thử nghiệm.
2. Nguyễn Văn Khang, Trần Văn Lượng, *Nghiên cứu cân bằng động rotor trục mềm*, LVTS, ĐHBK Hà Nội, 2000 [74].
 - Đối tượng nghiên cứu: rotor trục mềm
 - Xây dựng được mô hình toán giải tích số.
 - Mô hình đơn giản; thiếu giảm chấn; sai số lớn.
3. Lê Đình Tuân, *Thực nghiệm cân bằng tùy động ứng dụng cho monorotor lớn*, ĐHBK Tp.HCM, Đề tài NCKH cấp Bộ, 2005 [75].
 - Đối tượng nghiên cứu: Monorotor lớn
 - Kết quả đạt được: thực nghiệm cho rotor lớn với khả năng tùy động.
 - Lượng cân bằng dư chưa được kiểm chứng
4. Nguyễn Tuấn Kiệt, Ma Văn Việt, *Cân bằng rotor trục mềm*, LVThS, ĐHBK Tp.HCM 2005, [76].
 - Đối tượng nghiên cứu: rotor trục mềm
 - Đo lường thực tế cho rotor trục mềm.
 - Phục vụ cho mô hình trong phòng thí nghiệm, thiếu đánh giá sai số.
5. Phạm Huy Hoàng, *Nghiên cứu cân bằng động rotor trục mềm*, ĐHBK Tp.HCM, Đề tài NCKH cấp Trường, 2012, [77].
 - Đối tượng nghiên cứu: rotor trục mềm
 - Xây dựng mô hình toán cho rotor trục mềm.
 - Mô hình thí nghiệm đơn giản.

B. Nghiên cứu về hiện tượng mỏi:

- Về nhóm nghiên cứu liên quan đến độ bền mỏi của thép C45 trước và sau quá trình tôi cứng. Nhóm nghiên cứu gồm Trương Chí Công, Nguyễn Văn Thắng, Trần Thị Thu Thủy và Nyianou Blongher từ Khoa Cơ khí – Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội [78] đã tiến hành đánh giá khả năng chịu mỏi của thép C45 dạng trục trước và sau xử lý nhiệt tôi cứng. Thử nghiệm được tiến hành trên thiết bị sử dụng nguyên lý uốn hai điểm nhằm xác lập đặc tuyến mỏi của vật liệu trong cả hai trạng thái. Các kết quả thu được đã được phân tích nhằm làm rõ sự thay đổi tính chất mỏi của thép sau xử lý, từ đó cung cấp cơ sở tham khảo hữu ích cho các kỹ sư trong việc xác định chính xác giới hạn mỏi của thép C45 khi ứng dụng vào thiết kế cơ khí sử dụng loại vật liệu này.
- Nghiên cứu của nhóm Nguyễn Vĩnh Phối – Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM [17]

Nhóm nghiên cứu do Nguyễn Vĩnh Phối đứng đầu đã tiến hành khảo sát tác động của lớp phủ bề mặt đối với độ bền mỏi của các chi tiết máy dạng trục, trong đó thép C45 được sử dụng làm vật liệu nền. Quá trình thử nghiệm được thực hiện trên thiết bị áp dụng nguyên lý uốn bốn điểm nhằm đánh giá sự thay đổi tính chất mỏi do lớp phủ gây ra.

2.5 Các khoảng trống và định hướng nghiên cứu

Qua khảo sát các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước, ta có thể kết luận một số vấn đề sau:

Đây là lĩnh vực nghiên cứu đã và đang được nghiên cứu rất nhiều bởi các chuyên gia trong và ngoài nước.

Nhu cầu thí nghiệm mỏi các chi tiết máy trong ngành cơ khí, giao thông vận tải ở Việt Nam là rất lớn. Các kết quả thí nghiệm mỏi sẽ đóng góp đáng kể trong công nghệ chế tạo cơ khí, vận hành và bảo trì máy móc trong nước: giảm tiêu hao năng lượng bằng cách thiết kế tối ưu chi tiết máy để giảm tải trọng và ước tính được tuổi bền mỏi trong vấn đề vận hành, bảo trì thiết bị.

Thông qua phân tích các tài liệu nghiên cứu có thể nhận thấy rằng, các nhà khoa học đã triển khai nhiều phương pháp khác nhau nhằm giảm thiểu dao động gây ra bởi hiện tượng mất cân bằng, trong đó phần lớn tập trung vào việc đánh giá ảnh hưởng của mất cân bằng đến hai gối đỡ.

Bên cạnh đó, nhiều nhóm nghiên cứu cũng đã tiến hành khảo sát độ bền mỏi của các chi tiết quay bằng cách thay đổi dạng tải trọng tác động, chẳng hạn như tải đơn trục hoặc tải đa trục.

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...

Do đó, việc nghiên cứu và phân tích các yếu tố ảnh hưởng của hiện tượng mất cân bằng đến độ bền mỏi của rotor là hết sức cần thiết. Tính cấp thiết của vấn đề càng được nhấn mạnh bởi thực tế rằng hiện nay tại Việt Nam vẫn chưa có công trình nào nghiên cứu chuyên sâu về ảnh hưởng của mất cân bằng đến khả năng chịu mỏi của trục quay được chế tạo từ thép C45.

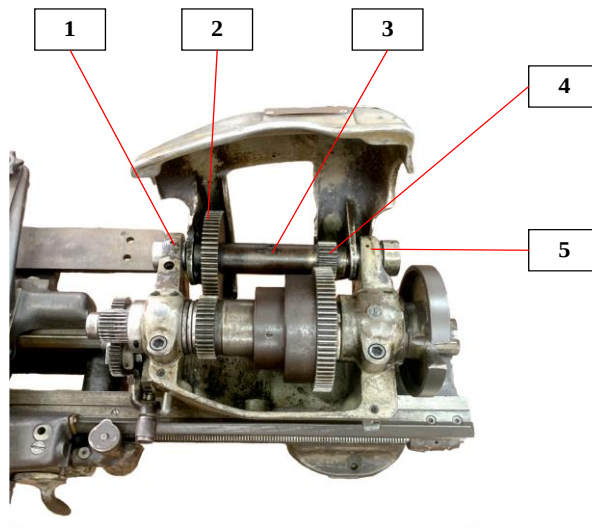
Chương 3. MÔ HÌNH HÓA ĐỘNG LỰC HỌC

HỆ THỐNG ROTOR

3.1 Xây dựng mô hình toán

3.1.1 Đề xuất mô hình

Máy công cụ, hộp số thường có nhiều cụm trục – bánh răng hoạt động ở tốc độ khá cao nên thường gây ra tiếng ồn và rung động. Một trong các lý do đó là do các chi tiết quay bị lệch tâm, không cân bằng gây nên. Hoạt động lâu dài trong tình trạng trên sẽ gây ra tình trạng hư hỏng do phá huỷ mỏi... Để có thể dự đoán khả năng mỏi của của cụm chi tiết trục – bánh răng ta xét hộp tốc độ như Hình 3.1.

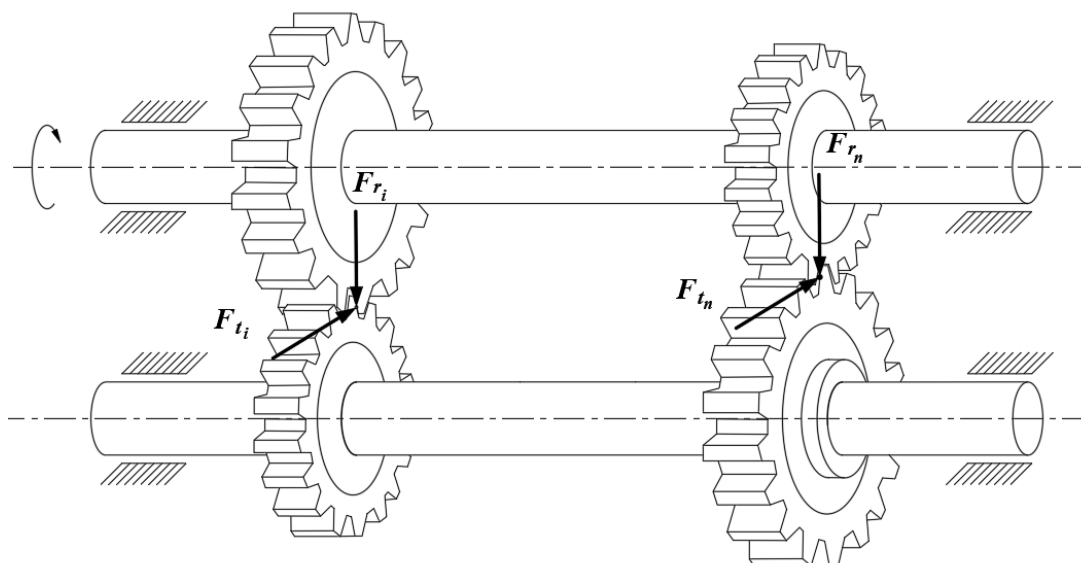


Hình 3.1 Cụm trục – bánh răng trong hộp tốc độ

Từ Hình 3.1 ta thấy, cụm trục – bánh răng thường có kết cấu như sau:

- Trục gối đầu lên 2 ổ đỡ ở 2 bên (1, 5).
- Bánh răng (2, 4) lắp trên trục 3.

Từ đó; đối tượng nghiên cứu là trục truyền động mang cặp bánh răng ăn khớp được đỡ bởi gối đỡ tại hai đầu; trong thực tế khi ăn khớp bánh răng sẽ xuất hiện các lực tác động như mô tả ở Hình 3.2.

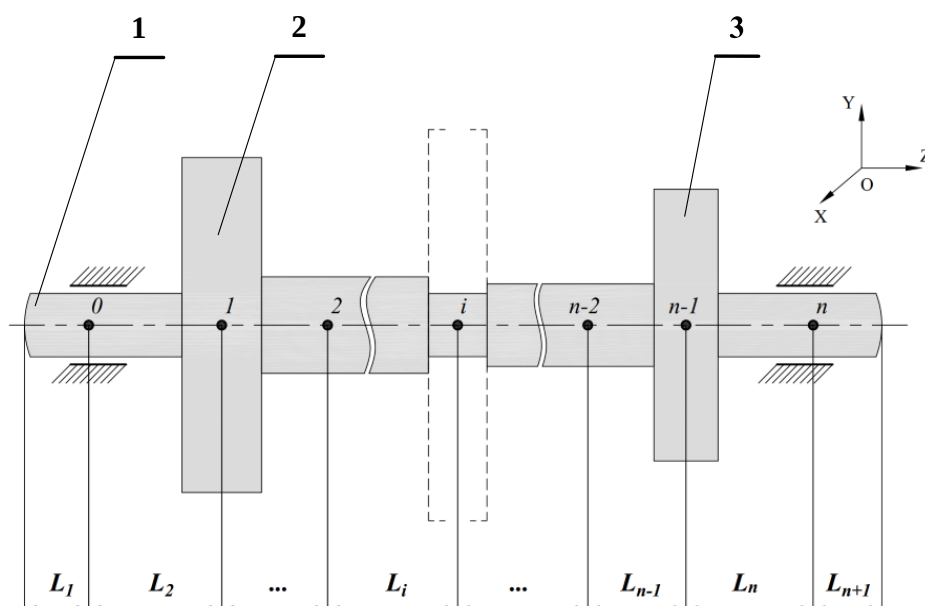


Hình 3.2 Phân tích các lực tác dụng lên trục quay

Trong đó: F_{r_i} lực hướng kính và F_{t_i} là lực tiếp tuyến tại điểm khảo sát thứ i .

3.1.2 Xây dựng mô hình

Từ kết cấu của Hình 3.2, ta phác thảo mô hình trục – bánh răng như Hình 3.3:



Hình 3.3 Mô hình phác thảo của hệ thống trục quay – nhiều đĩa.

Ta có chuyển vị tổng quát tại 1 điểm trên mô hình là:

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

Với $i = 1, \dots, n$

Trong đó:

Vectơ chuyển vị theo phương x, y, góc xoắn α tại các vị trí khảo sát là:

$$\begin{aligned} x_i &= [x_i]^T; \\ y_i &= [y_i]^T; \\ \alpha_i &= [\alpha_i]^T; \end{aligned} \quad (3.2)$$

Với:

x_i : chuyển vị ngang tại điểm i của trục;

y_i : chuyển vị đứng tại điểm i của trục;

α_i : góc xoắn tại điểm i của trục;

Phương trình xác định góc quay của hệ thống là:

$$\phi_i(t) = \alpha_i + \omega_i t + \phi_{0i} \quad (3.3)$$

Trong đó:

+ $\phi_i(t)$: góc quay tại vị trí i theo thời gian t ;

+ ϕ_{0i} : góc pha ban đầu tại vị trí i ;

+ α_i : góc xoắn tại vị trí i ;

+ ω_i : vận tốc góc tại vị trí i ;

Động năng của hệ lúc này [79,80]:

$$T = T_t + T_r \quad (3.4)$$

Trong đó:

+ T_t - Động năng do chuyển động tịnh tiến tạo ra.

+ T_r - Động năng do chuyển động xoay tạo ra.

Khi đó:

$$T = T_t + T_r = \frac{1}{2} \{\dot{x}\}^T [M_c] \{\dot{x}\} + \frac{1}{2} \{\dot{y}\}^T [M_c] \{\dot{y}\} + \frac{1}{2} \{\dot{\phi}\}^T [J_c] \{\dot{\phi}\} \quad (3.5)$$

Với:

+ $[M_c]$: ma trận khối lượng tại các điểm khảo sát.

+ $[J_c]$: ma trận moment quán tính tại các điểm khảo sát.

Thế năng đàn hồi của hệ:

$$V_c = \frac{1}{2}\{x\}^T[K_x]\{x\} + \frac{1}{2}\{y\}^T[K_y]\{y\} + \frac{1}{2}\{\alpha\}^T[K_t]\{\alpha\} \quad (3.6)$$

Trong đó:

- $k_2 \dots k_{n-1}$: độ cứng chống uốn tại các điểm khảo sát trên hệ.
- k_1, k_n : độ cứng tại vị trí gối đỡ.

Hệ số tắt dần ξ được xác định:

$$\xi = \frac{C}{C_r} = \frac{C}{2\sqrt{mk}} \quad (3.7)$$

Trong đó: C_r : giảm chấn tới hạn

Tương tự; ta có phương trình năng lượng tiêu tán của hệ:

$$D = \frac{1}{2}[\dot{x}]^T[C_x]\{\dot{x}\} + \frac{1}{2}[\dot{y}]^T[C_y]\{\dot{y}\} + \frac{1}{2}[\dot{\alpha}]^T[C_t]\{\dot{\alpha}\} \quad (3.8)$$

Phương trình Lagrange loại 2 cho hệ thống được thể hiện [81 - 83]:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = F_i \quad (3.9)$$

F_i : lực suy rộng ứng với bậc tự do thứ i ($i: 1 \div n$)

Phương trình vi phân chuyển động của rotor lúc này [84, 85]:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_i\} \quad (3.10)$$

Trong đó:

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

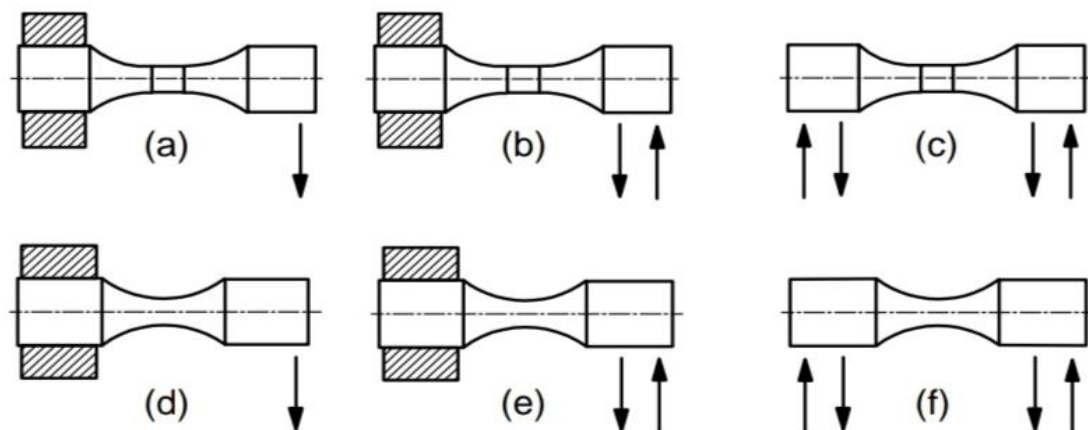
Với:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_c & 0 & 0 \\ 0 & M_c & 0 \\ 0 & 0 & J_c \end{bmatrix}; \quad [C] = \begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 \\ 0 & 0 & C_t \end{bmatrix}; \quad [K] = \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 \\ 0 & K_y & 0 \\ 0 & 0 & K_t \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

3.1.3 Đề xuất thông số thiết kế mô hình

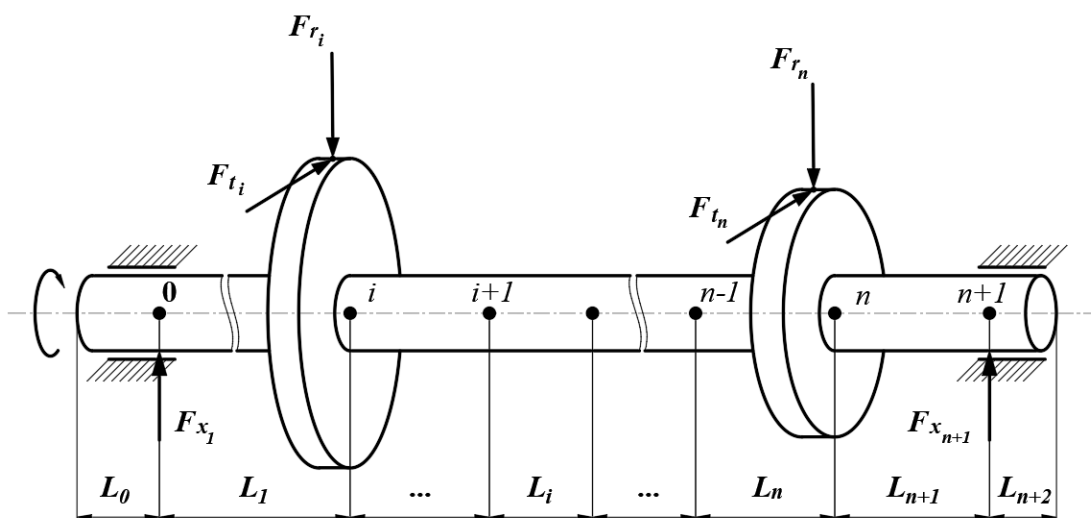
Việc đánh giá độ bền mỏi của vật liệu kim loại có thể thực hiện dựa trên các tiêu chuẩn quốc tế phổ biến như JSME S002, ASTM E739 và ISO 1143:2010. Trong số đó, tiêu chuẩn ISO 1143:2010 được áp dụng rộng rãi hơn cả và có tính tương thích cao với tiêu chuẩn quốc gia TCVN [86].

Tiêu chuẩn ISO 1143:2010 mô tả chi tiết các phương pháp thử nghiệm mỏi bằng uốn, bao gồm: uốn một điểm, uốn hai điểm và uốn bốn điểm. Các phương pháp này đều có thể áp dụng cho hai loại mẫu khác nhau (xem Hình 3.4): mẫu dạng trụ (a, b, c) và mẫu dạng yên ngựa (d, e, f). Trong nghiên cứu này; tải tác động là tải có chu kỳ bất đối xứng do vậy đề xuất mẫu thí nghiệm phù hợp là mẫu dạng c: ứng suất tập trung tại vùng có tiết diện nhỏ và cơ chế phá hủy mỏi do tải có chu kỳ cao.



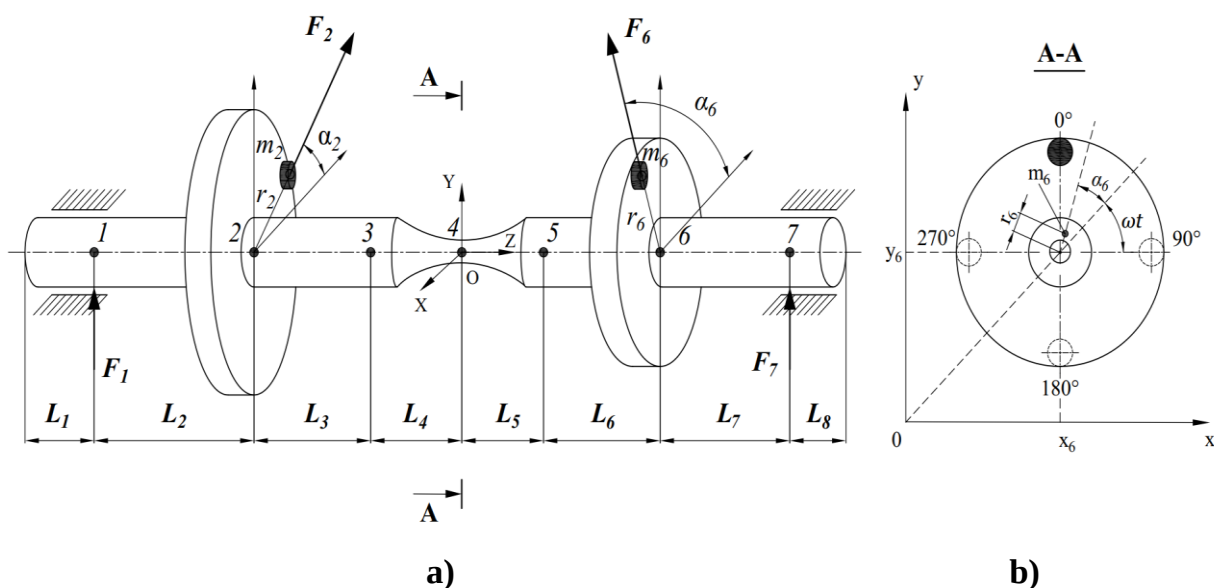
Hình 3.4 Các dạng mẫu sử dụng trong thử nghiệm độ bền mỏi theo tiêu chuẩn ISO 1143:2010.

Đề xuất cụm trục - bánh răng với 2 bánh răng lắp trên trục như Hình 3.1 có mô hình lý tưởng như ở Hình 3.5.



Hình 3.5 Mô hình hoá cụm trục – bánh răng với 2 bánh răng

Theo tiêu chuẩn ISO 1143 – 2010 về trục mẫu ở Hình 3.4 và kết hợp mô hình ở Hình 3.5, ta đề xuất cụm trục – bánh răng nghiên cứu độ bền mỏi như Hình 3.6. Trong Hình 3.6, mô hình khảo sát chỉ xem xét 1 lực tác động vào đĩa đó là lực F theo phương hướng tâm, lực tiếp tuyến F_t được bỏ qua để tập trung phân tích ảnh hưởng của lực li tâm đến ứng xử của hệ thống.



Hình 3.6 Các điểm khảo sát trên rotor: a) Mô hình phần tử trục với 2 đĩa
b) Mặt cắt ngang thể hiện vị trí khối lệch tâm

Các giả thiết:

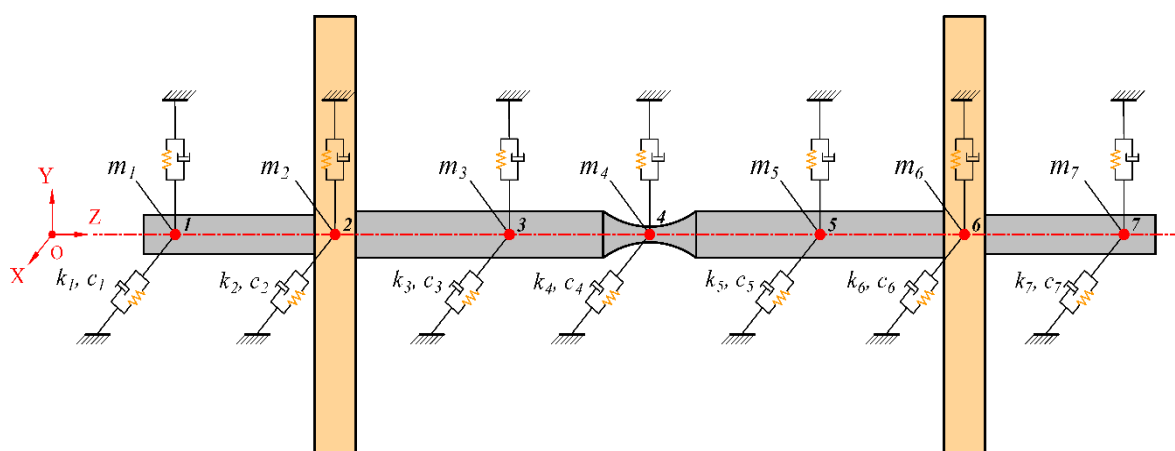
+ Trục là một thanh đàn hồi tiết diện tròn đều có mô đun đàn hồi E , mô đun trượt G , tiết diện $A(z)$ (thay đổi theo z), mô men quán tính $I(z)$, mô men cực $I_p(z)$ với $0 \leq z \leq L$: toạ độ dọc trục. Trục có thể biến dạng uốn và xoắn với điều kiện biên hai đầu là: chuyển vị và góc xoay = 0.

+ Cặp bánh răng là 2 đĩa cứng, không biến dạng, được xem là khối lượng tập trung và mô men quán tính tại các vị trí xác định sinh ra lực lệch tâm $F_{u_i}(t)$. Đĩa 1 tại $z = z_1$, khối lượng m_1 , lệch tâm r_1 , pha α_1 . Đĩa 2 tại $z = z_2$, khối lượng m_2 , lệch tâm r_2 , pha α_2 . Hai đĩa cùng tốc độ góc quay so với trục. (với $0 < z_1 < z_2 < L$).

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, Hình 3.7 đề xuất khảo sát 7 điểm đặc trưng dọc theo trục quay, bao gồm:

- Điểm 1 và điểm 7: vị trí 2 gối đỡ.
- Điểm 2 và điểm 6: vị trí gắn các đĩa – nơi tập trung khối lượng và moment quán tính.
- Điểm 3 và điểm 5: vị trí có tiết diện lớn nhất trên trục - ảnh hưởng đến phân bố độ cứng và rung động.
- Điểm 4: vị trí có tiết diện nhỏ nhất, là nơi chịu ứng suất cao nhất $\rightarrow$ vị trí khảo sát độ bền mỏi của trục.

Xây dựng mô hình vật lý từ mô hình thực tế ở Hình 3.6; ta có [87, 88]:



Hình 3.7 Mô hình vật lý trục và 2 đĩa

Giải bài toán trên:

Theo công thức (3.1) ta có chuyển vị x, y , góc xoắn α trong trường hợp này:

$$q_i = [x_i, y_i, \alpha_i]^T$$

Trong đó, chuyển vị theo phương x, y và góc xoắn tại các vị trí khảo sát theo (3.2):

$$x_i = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7]^T$$

$$y_i = [y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7]^T$$

$$\alpha_i = [\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7]^T$$

Với $i = 1 \div 7$;

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

Trong đó:

e_m : độ lệch tâm tại điểm khảo sát m ($m = 2, 4, 6$) phát sinh do sai số lắp ghép giữa trục và đĩa tại các nút 2 và 6;

Lúc này ta có chuyển vị:

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

Vận tốc:

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

Vận tốc góc:

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

Động năng của hệ lúc này:

$$T = T_t + T_r$$

Khi đó công thức (3.5) trở thành:

$$T = \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{x}}\}^T [M_c] \{\dot{\mathbf{x}}\} + \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{y}}\}^T [M_c] \{\dot{\mathbf{y}}\} + \frac{1}{2} \{\dot{\boldsymbol{\phi}}\}^T [J_c] \{\dot{\boldsymbol{\phi}}\}$$

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 tính đối với các điểm khảo sát 2, 4, 6:

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

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

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

Theo công thức (3.6) thế năng đàn hồi của hệ:

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

$$K_x = K_y$$

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

Trong đó:

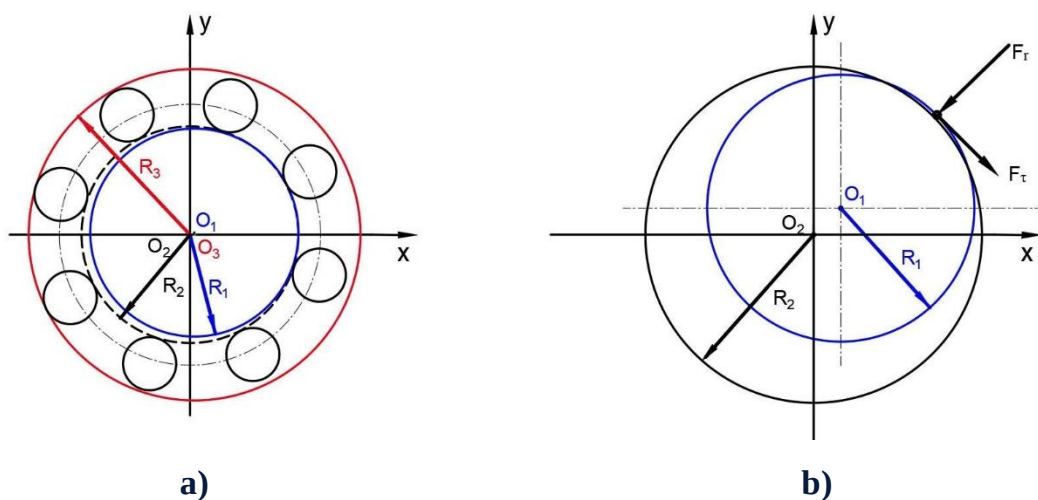
– k_2, k_3, k_4, k_5, k_6 : độ cứng chống uốn

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

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

Lúc này; từ mô hình vật lý ở Hình 3.7; ta khảo sát đoạn trục quan trọng từ điểm 2 đến điểm 6.

Từ Hình 3.6, khảo sát các lực va chạm sinh ra do tiếp xúc giữa trục quay và vòng trong; xuất hiện hiện tượng cọ xát_và chạm (rub_impact) như Hình 3.8 [89]



Hình 3.8 Mô hình tương tác trục - ổ đỡ tại điểm khảo sát 1 và điểm 7:

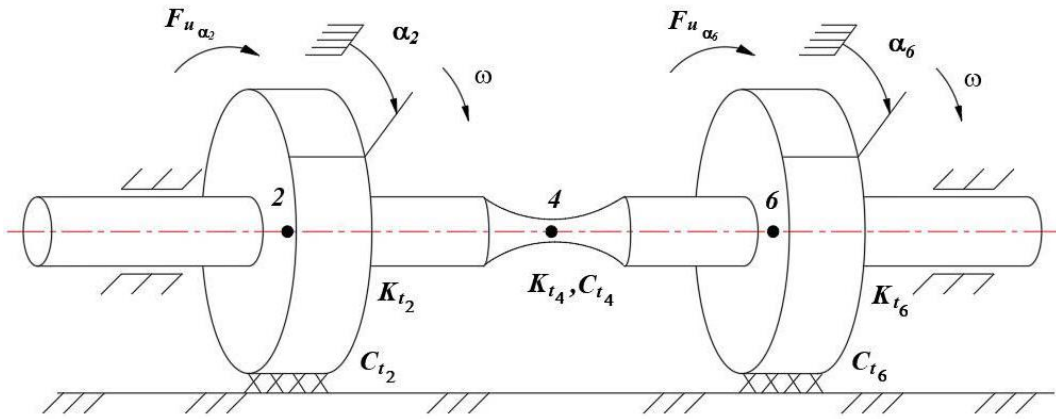
a) Lệch tâm giữa trục và ổ đỡ.

b) Va chạm tiếp xúc giữa trục và ổ đỡ

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 3.9 Mô hình hóa đoạn trục khảo sát bị xoắn từ điểm 2 đến đến 6

- Lúc này, thế năng đàn hồi của mô Hình 3.9:

$$V = \frac{1}{2} k_{t_2} \alpha_2^2 + \frac{1}{2} k_{t_4} (\alpha_2 - \alpha_4)^2 + \frac{1}{2} k_{t_6} (\alpha_4 - \alpha_6)^2 \quad (3.12)$$

Đạo hàm:

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

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

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

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:

$$D = \frac{1}{2}[\dot{x}]^T [C_x] \{\dot{x}\} + \frac{1}{2}[\dot{y}]^T [C_y] \{\dot{y}\} + \frac{1}{2}[\dot{\alpha}]^T [C_t] \{\dot{\alpha}\} \quad (3.13)$$

$$C_x = C_y$$

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

Lúc này; ta có năng lượng tiêu tán của giảm chấn trong Hình 3.9:

$$D = \frac{1}{2} C_{t_2} \dot{\alpha}_2 + \frac{1}{2} C_{t_2} (\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_4)^2 + \frac{1}{2} C_{t_3} (\dot{\alpha}_4 - \dot{\alpha}_6)^2 \quad (3.14)$$

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 loại 2 của hệ thống lúc này:

$$L = T - V$$

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

Phương trình vi phân chuyển động của rotor lúc này (3.10):

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_i\} = \{F_{g_i}\} + \{F_{u_i}\} + \{F_{m_i}\} \quad (3.15)$$

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 i gây ra.
- F_{u_i} : Lực li tâm do mất cân bằng.
- F_{m_i} : Lực tác động ngoài

Với:

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

$$\{F_{g_i}\} = \begin{bmatrix} m_1 g \\ m_2 g \\ m_3 g \\ m_4 g \\ m_5 g \\ m_6 g \\ m_7 g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \{F_{u_i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{u_{x_2}} \\ 0 \\ F_{u_{x_4}} \\ 0 \\ F_{u_{x_6}} \\ 0 \\ 0 \\ F_{u_{y_2}} \\ 0 \\ F_{u_{y_4}} \\ 0 \\ F_{u_{y_6}} \\ 0 \\ F_{u_{\alpha_2}} \\ F_{u_{\alpha_4}} \\ F_{u_{\alpha_6}} \end{bmatrix} \quad \{F_{m_i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{m_2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_{m_6} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Phương trình (3.16) viết lại:

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

3.1.4 Phương pháp tính toán

Sử dụng phương pháp phân tích theo bước thời gian Beta – Newmark giải cho phương trình (3.15) 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:

$$\ddot{q}_i = [M]^{-1} (-[C]\{\dot{q}_i\} - [K]\{q_i\} + \{F_g\} + \{F_u\} + \{F_m\}) \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned}
\{q_{i+1} = q_i + \Delta t \dot{q}_i + (0,5 - \beta) \Delta t^2 \ddot{q}_i + \beta \ddot{q}_{i+1} \Delta t^2 \dot{q}_{i+1} = \dot{q}_i + (1 - \gamma) \Delta t \ddot{q}_i + \\
\gamma \Delta t \ddot{q}_{i+1} M \ddot{q}_{i+1} + C \dot{q}_{i+1} + K q_{i+1} = F_{i+1}
\end{aligned} \quad (3.18)$$

Khai triển:

$$\begin{aligned}
[M + C\gamma\Delta t + K\beta\Delta t^2] \ddot{q}_{i+1} = F_{i+1} - C[\dot{q}_i + (1 - \gamma)\Delta t \ddot{q}_i] - K[q_i + \Delta t \dot{q}_i + \\
(0,5 - \beta)\Delta t^2 \ddot{q}_i]
\end{aligned} \quad (3.19)$$

Viết lại phương trình (3.19) thành:

$$[\hat{K}]\{\ddot{q}_{i+1}\} = \{\hat{F}_{i+1}\} \quad (3.20)$$

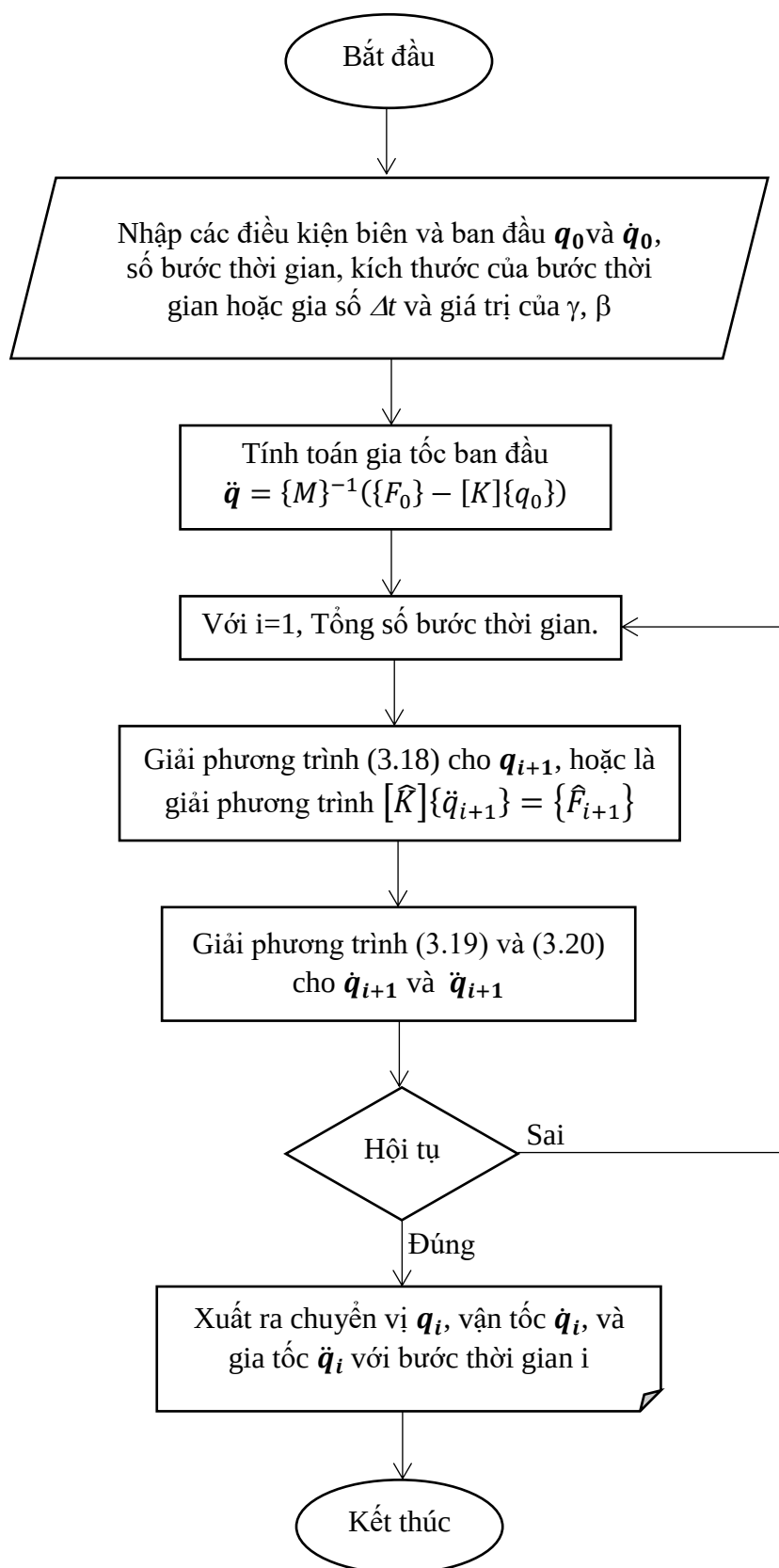
Trong đó: $[\hat{K}]$ là ma trận độ cứng hiệu dụng:

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

$\{\hat{F}_{i+1}\}$ vector lực hiệu dụng được tính như sau:

$$\hat{F}_{i+1} = F_{i+1} - C \left[\dot{q}_i + (1 - \gamma) \Delta t \ddot{q}_i \right] - K \left[q_i + \Delta t \dot{q}_i + \left(\frac{1}{2} - \beta \right) \Delta t^2 \ddot{q}_i \right]$$

Với γ, β : các tham số điều chỉnh trong quá trình xử lý vòng lặp. Cho: $\gamma = 0,5$; $\beta = 0,25$; $\Delta t = 0,01$: ổn định không có điều kiện [90, 91]. Ta có lưu đồ giải thuật như Hình 3.10.



Hình 3.10 Lưu đồ giải thuật mô hình toán

3.2 Kết quả tính toán

3.2.1 Kích thước và thông số tính toán

➤ **Khối lượng tương đương; độ cứng tương đương:** xem chi tiết tại Phụ lục A [92 - 94]

- Khối lượng tương đương tại các nút: $m_1; m_2; m_3; m_4; m_5; m_6; m_7$.

+ Ta có công thức tính khối lượng tại nút:

$$m_i = \sum_k M_{ii}^k + \sum_{i \neq j} M_{ij}^k$$

Viết lại: $m_i = M_{ii} + \frac{1}{2}M_{ij}$

- Tính khối lượng tại nút $i = 1$ (nút 1):

$$m_1 = M_{11} + M_{22} + \frac{1}{2}(M_{13} + M_{24}) = (2 + 2 + 0,5(1 + 1)) \frac{\rho AL}{6} = \frac{5}{6} \rho AL$$

Bảng 3.1 Kết quả tính khối lượng tập trung tại các nút (g)

m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6	m_7
13	28	67	30	67	28	13

- Độ cứng tương đương tại các nút:

Năng lượng biến dạng uốn của dầm Euler-Bernoulli:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{d^2 q(x)}{dx^2} \right)^2 dx$$

Dựa trên nguyên lý năng lượng tương đương và phương pháp phần tử hữu hạn FEM, ma trận độ cứng phần tử K được xây dựng từ năng lượng biến dạng. Công thức tích phân xác định phần tử ma trận độ cứng K_{ij} có dạng:

$$K_{ij} = \frac{EI}{L^3} \int_0^1 N_i''(\xi) N_j''(\xi) d\xi$$

Tương tự; ta có kết quả tính độ cứng tương đương trình bày ở Bảng 3.2

Bảng 3.2 Kết quả tính toán độ cứng tương đương tại các nút (N/m)

k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7
$4,7.10^6$	$1,3.10^7$	$9,6.10^6$	$9,6.10^6$	$1,3.10^7$	$1,3.10^7$	$7,5.10^5$

- Giảm chấn tương đương tại các nút:

Từ công thức:

$$C = 2\xi\sqrt{mk}$$

Ta có kết quả tính giảm chấn như Bảng 3.3.

Bảng 3.3 Kết quả tính toán giảm chấn tại các nút (Ns/m)

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7
20,9	34,8	17,5	17,5	34,8	20,9	20,9

➤ **Ứng suất tác động tại vị trí nguy hiểm:**

Sau khi tính được chuyển vị tại vị trí nguy hiểm (điểm 4); ta có mối quan hệ giữa chuyển vị và biến dạng theo phương X dọc trục (1D):

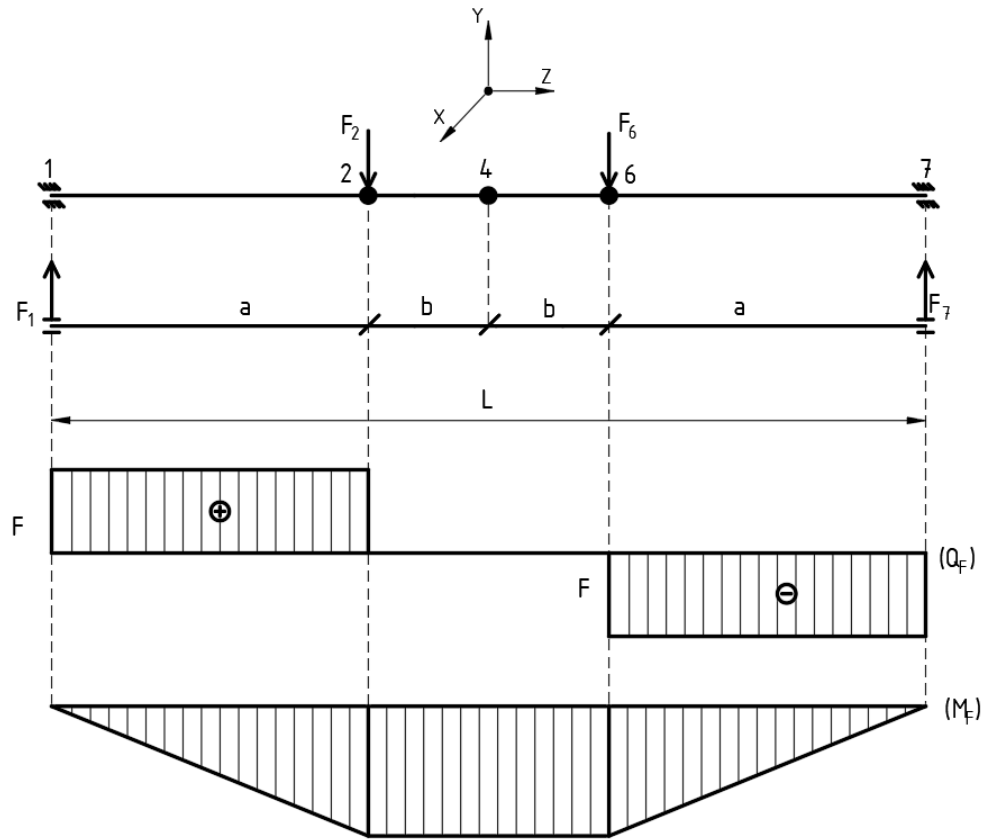
$$\varepsilon = \frac{dq}{dx} \quad (3.21)$$

Từ biến dạng qua ứng suất:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.22)$$

Như vậy; ta có mối quan hệ từ chuyển vị $q \rightarrow$ biến dạng $\varepsilon \rightarrow$ ứng suất $\sigma \rightarrow$ chuyển vị càng lớn thì biến dạng càng lớn dẫn đến ứng suất tác động càng lớn [95].

Lúc này, tại điểm 4; vị trí có tiết diện nhỏ nhất; ta có bài toán trục vừa chịu uốn vừa chịu xoắn được trình bày như Hình 3.11 [96]:



Hình 3.11 Biểu đồ lực cắt và mô men uốn trên trục tại nút 4.

Công thức tổng quát cho bài toán trục chịu uốn và xoắn đồng thời:

$$\begin{aligned}
 \tau_{max} &= \frac{\tau_y}{F \cdot s} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_b)^2 + 4\tau^2} \\
 &= \frac{1}{2} \sqrt{\left[\frac{32}{\pi d^3} \left\{ M_m + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_e} \right) K_f \cdot M_v \right\} \right]^2 + 4 \left[\frac{16}{\pi d^3} \left\{ T_m + \left(\frac{\tau_y}{\tau_e} \right) K_{fs} \cdot T_v \right\} \right]^2} \\
 &= \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left[M_m + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_e} \right) K_f \times M_v \right]^2 + \left[T_m + \left(\frac{\tau_y}{\tau_e} \right) K_{fs} \cdot T_v \right]^2} \quad (3.23)
 \end{aligned}$$

Với :

$$M_m = 0; M_v = M; T_m = T; T_v = 0; \tau_y = 0,5 \cdot \sigma_y$$

Suy ra:

$$\tau_{max} = \frac{\tau_y}{F.S} = \frac{0,5 \cdot \sigma_y}{F.S} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left[0 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_e}\right) K_f \cdot M\right]^2 + \left[T + \left(\frac{\tau_y}{\tau_e}\right) K_{fs} \cdot 0\right]^2} =$$

$$= \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_y}{\sigma_e}\right) K_f \cdot M\right]^2 + [T]^2}$$

Trong đó:

- + τ_{max} : ứng suất tiếp lớn nhất trong trục (Mpa)
- + d : đường kính trục (m)
- + K_f : hệ số tập trung ứng suất uốn
- + K_{fs} : hệ số tập trung ứng suất xoắn
- + σ_y : giới hạn chảy (Mpa)
- + σ_e : ứng suất tương đương/ ứng suất cho phép (Mpa)
- + $M = M_v$: mô men uốn thay đổi theo chu kỳ (N.m)
- + M_m : mô men uốn trung bình (N.m)
- + $T_m = T$: mô men xoắn trung bình (N.m)
- + T_v : mô men xoắn thay đổi theo chu kỳ (N.m)
- + τ_y : giới hạn chảy khi cắt (Mpa)
- + τ_e : ứng suất cắt cho phép (Mpa)

Lúc này:

- Ứng suất cắt cực đại:

$$\tau_{Smax} = \frac{T(z)}{S(z)} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Trong đó:

- + τ_{Smax} : ứng suất tiếp cực đại (Mpa)
- + $T(z)$: mô men xoắn tại tiết diện z (N.m)
- + $S(z)$: mô men chống xoắn tại tiết diện z (m³)
- + F : lực tác dụng (N)

- Ứng suất xoắn cực đại tại vị trí khảo sát (điểm 4): tại điểm khảo sát, mô men xoắn $M_t = 0$ (không đáng kể), do đó ứng suất xoắn lúc này:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = 0$$

Trong đó:

- + τ : ứng suất xoắn (Mpa)
- + M_t : mô men xoắn tác dụng (N.m)
- + W_t : mô men chống xoắn (m^3)
- Ứng suất kéo (Tension stress):

$$\sigma_T(z) = \frac{\sum_0^n F(z)}{S(z)} = 0$$

Trong đó:

- + $\sigma_T(z)$: ứng suất kéo tại tiết diện z (Mpa)
- + $F(z)$: lực kéo tác dụng tại tiết diện z (N)
- + $S(z)$: diện tích tiết diện ngang (m^2)
- Mô-men uốn cực đại:

$$M_{u_{max}} = F \cdot a$$

Trong đó:

- + $M_{u_{max}}$: mô men uốn cực đại (N.m)
- + a : cánh tay đòn (m)
- Ứng suất uốn cực đại:

$$\sigma_{u_{max}} = \frac{M_{u_{max}}}{W_u} = \frac{M_{u_{max}}}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

Trong đó:

- + $\sigma_{u_{max}}$: ứng suất uốn cực đại (Mpa)
- + W_u : mô men chống uốn (m^3)

- Ứng suất tương đương cực đại:

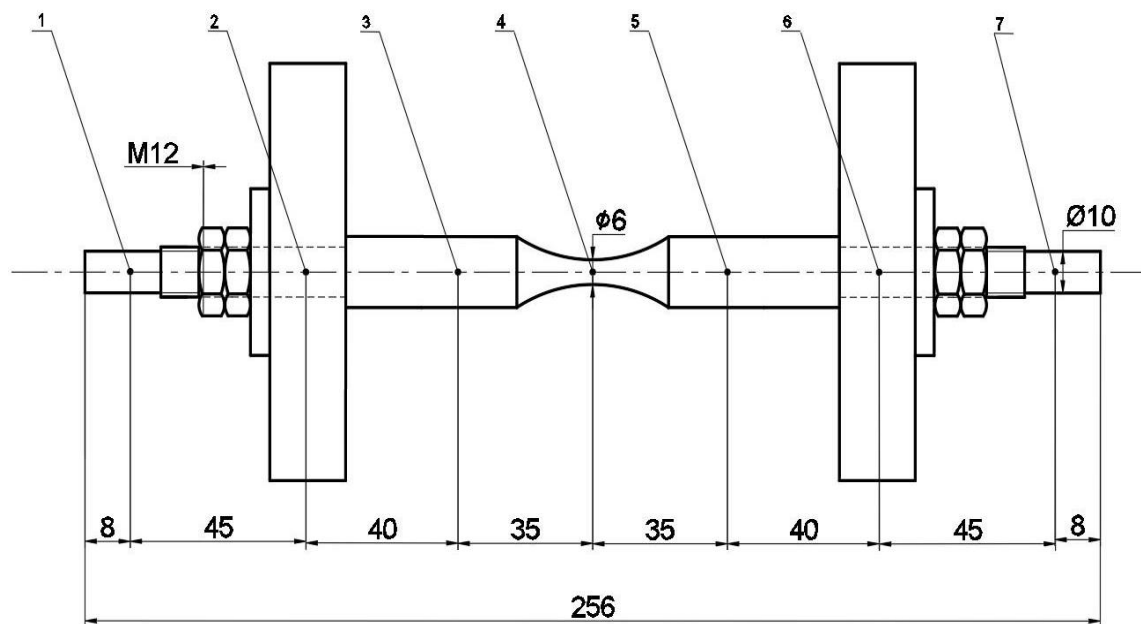
$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_T)^2 + \alpha \cdot (\tau^2 + \tau_s^2)} = \sqrt{(\sigma_b)^2 + \alpha \cdot (\tau_s)^2} \quad (3.24)$$

Trong đó:

- + σ_{eq} : ứng suất tương đương cực đại (Mpa)
- + σ_b : ứng suất uốn (Mpa)
- + σ_T : ứng suất kéo (Mpa)
- + τ_s : ứng suất tiếp (Mpa)
- + α : hệ số hiệu chỉnh; với tiêu chí Von Mises, $\alpha = 3$; với tiêu chí Tresca, $\alpha = 4$.

➤ Kích thước tính toán

Kích thước của rotor dùng để khảo sát và nghiên cứu được đề xuất như Hình 3.12



Hình 3.12 Kích thước trục và 2 đĩa.

- Các điểm cần khảo sát: 2, 4, và 6
 - Các thông số cần khảo sát tại điểm 4: chuyển vị: trục x; trục y và góc xoắn α
- Các thông số kỹ thuật chính rotor gồm:
- Khối lượng: $m = V \cdot \rho$ (kg)
 - Góc pha ban đầu tại 2 điểm khảo sát: ϕ_2, ϕ_6 (rad);

- Đối với G_1 ta có độ lệch tâm cho phép e ($n = 2000$ v/ph) là:

$$e = \frac{G}{\omega} = \frac{1}{209} = 4,784 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Theo [97] ta có:

- Giảm chấn tại gối đỡ: C_1, C_7 (N.m/s)
- Giảm chấn do trục bị uốn: C_2, C_3, C_4, C_5, C_6 (N.m/s)
- Giảm chấn do trục xoắn: $C_{t_2}, C_{t_4}, C_{T_6}$ (N.m.s/rad)
- Hệ số ma sát μ tại ổ đỡ: μ ;
- $F_{ms} = \mu N = 0,002 \cdot 10 = 0.02 \text{ N}$;
- Khe hở ổ trục (chuyển vị tại gối đỡ): e_{max} (μm) [98].
- Tốc độ quay rotor ($n_3 = 2000$ vòng/phút):

$$\omega_3 = 2\pi f = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2.3,14.2000}{60} = 209 \text{ rad/s}$$

- Tương tự ta có: $\omega_1 = 84 \text{ rad/s}$ ($n_1 = 800$ vòng/phút); $\omega_2 = 157 \text{ rad/s}$ ($n_2 = 1500$ vòng/phút) và $\omega_{cr_1} = 313 \text{ rad/s}$ ($n_{cr_1} = 3000$ vòng/phút);
- Lực kích thích: lực li tâm do thêm khối lượng thử; xung lực kích thích tạo ra từ lực nam châm: $F_{u_1}, F_{u_2}, F_{m_1}, F_{m_2}$
- Ta có Bảng 3.4 tổng hợp thông số kỹ thuật của rotor khảo sát như sau [99]

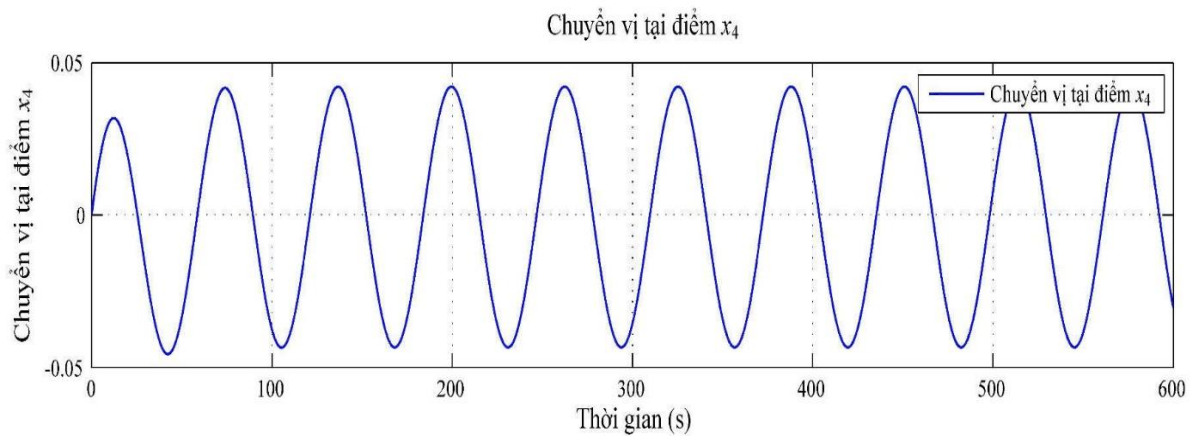
Bảng 3.4 Thông số kỹ thuật của trục và đĩa

	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_{shaft}	Đường kính trục	0,012	m
D_{disk}	Đường kính đĩa	0,1	m
B	Bề dày đĩa	0,02	m
Φ_2	Góc pha ban đầu tại điểm 2	0	rad
Φ_6	Góc pha ban đầu tại điểm 6	0	rad
e_2	Độ lệch tâm	$4,7.10^{-3}$	m
e_4	Độ lệch tâm	$4,7.10^{-3}$	m
e_6	Độ lệch tâm	$4,7.10^{-3}$	m
e_{max}	Khe hở ổ trục	$0,013.10^{-3}$	m
k_1	Độ cứng gối đỡ đàn hồi		N/m
k_7	“		N/m
k_x	“	7.10^5	N/m
k_y	“	7.10^5	N/m
k_θ	“	$1,7.10^5$	N/m
k_{t_2}	Độ cứng do trục xoắn		N.m/rad
k_{t_4}	“		N.m/rad
k_{t_6}	“		N.m/rad
K_r	Độ cứng của trục	7.10^7	N/m
K_b	Độ cứng của gối đỡ	$7,2.10^5$	N/m
K_t	Độ cứng xoắn của trục	0	N.m/rad
C	Giảm chấn gối đỡ	20	N.s/m

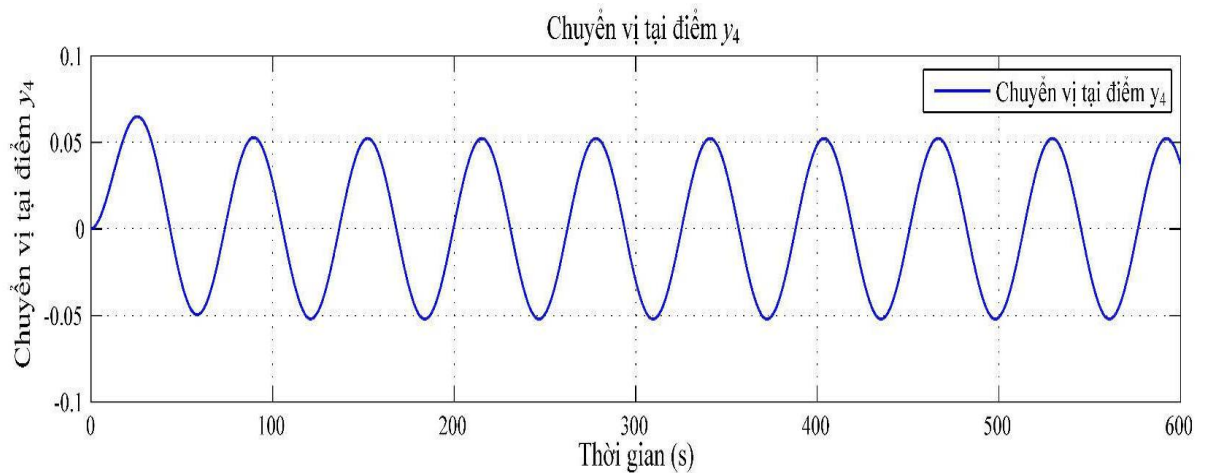
μ	Hệ số ma sát	0,002	
ν	Hệ số Poisson	0,3	
ρ	Trọng lượng riêng	$7,8.10^3$	kg/m^3
m_{shaft}	Khối lượng trục	0,285	kg
m_{disk}	Khối lượng đĩa	0,2	kg
m	Khối lượng trục và đĩa (rotor)	0,685	kg
$m_1 = m_7$	Khối lượng nút 1 và nút 7	0,015	kg
$m_2 = m_6$	Khối lượng nút 2 và nút 6	0,035	kg
$m_3 = m_5$	Khối lượng 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^2
I_p	Moment quán tính	$2,5.10^{-7}$	m^4
I	Moment quán tính	$1,2.10^{-7}$	m^4
E	Modun đàn hồi Young	$2,1.10^{11}$	N/m^2
G_t	Modun xoắn	$7,7.10^{10}$	N/m^2
C_x	Giảm chấn tại gối đỡ	20	N.s/m
C_y	Giảm chấn tại gối đỡ	20	N.s/m
C_t	Giảm chấn xoắn của trục	0	N.m.s/rad
ω_n	Tốc độ quay	209	rad/s
n_{cr_1}	Tốc độ tới hạn thứ 1	3009	vòng/phút
$R_2 = R_6$	Bán kính đĩa	0,05	m

3.2.2 Kết quả mô phỏng

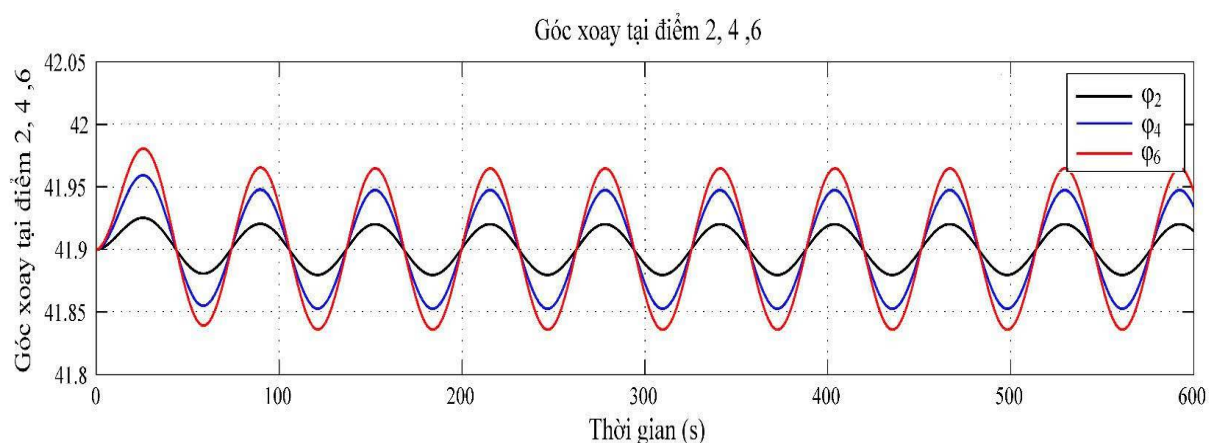
Kết quả tính toán bằng matlab: chuyển vị tại trục X (Hình 3.13) , chuyển vị tại trục Y (Hình 3.14) và góc xoay tại điểm 4 (Hình 3.15) ở tốc độ 2000 vòng/phút (bỏ qua ảnh hưởng của giảm chấn).



Hình 3.13 Chuyển vị trục X tại điểm 4



Hình 3.14 Chuyển vị trục Y tại điểm 4



Hình 3.15 Góc xoay tại điểm 2, điểm 4 và điểm 6

Bảng 3.5 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 ⁰
	Max	0,042	0,065	-0,048	-2,75 ⁰

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.

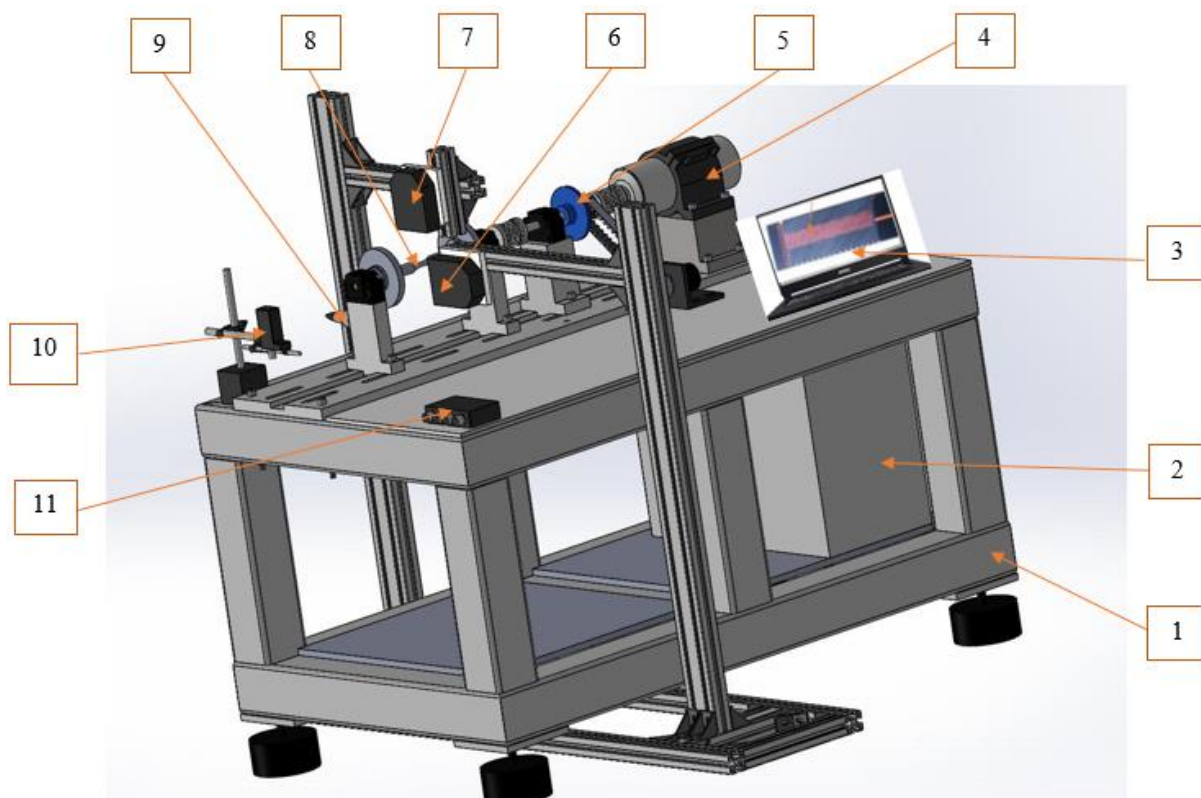
Chương 4. KẾT QUẢ ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG TỪ TÍNH TOÁN VÀ THỰC NGHIỆM

4.1 Thiết kế và chế tạo máy đo dao động

4.1.1 Thiết kế máy đo dao động

Từ các thông số kỹ thuật ở chương 3 và Bảng 3.4, đề xuất thiết kế 1 máy đo dao động tốc độ cao chuyên dùng để đo chuyển vị tại trục X và chuyển vị tại trục Y thể hiện như Hình 4.1 với các thông số:

- Kích thước: 1200x800x800.
- Tốc độ quay n: 0 - 6000 vòng/phút.
- Điều chỉnh tốc độ: nhanh, vô cấp.
- Độ ổn định cao, ít rung động.



Hình 4.1 Kết cấu 3D máy đo dao động

Các thông số chính của máy được thiết kế bao gồm:

1. Khung chính - 2. Tủ điện điều khiển - 3. Giao diện điều khiển - 4. Động cơ - 5. Encoder - 6. Cảm biến Keyence đo chuyển vị trục X - 7. Cảm biến Keyence đo chuyển vị trục Y - 8. Rotor - 9. Cảm Biến gia tốc đo rung - 10. Cảm biến quang - 11. DAQ

- Các đặc trưng kỹ thuật chính của hệ thống thiết bị sau khi chế tạo:
 - Động cơ Spindle 3 pha 220VAC - 1,5 kW - 24000 vòng/phút;
 - Biến tần Sinamic V20;
 - Bộ Encoder;
 - Đường kính trục quay: 0,012 m;
 - Chiều dài trục: 0,256 m;
 - Đường kính đĩa quay: 0,1 m
 - Chiều dày đĩa $B_D = 0,02$ m;
 - $m_{\text{shaft}} = 0,285$ kg;
 - $m_{\text{disc}} = 0,2$ kg;
 - Optical sensor LK – G35;
 - Cảm biến đo lực Erbesd Instruments.
 - Khối lượng máy: 50 kg;
 - Kích thước máy: $L = 1,25$ m; $B = 0,36$ m; $H = 0,5$ m;

Thiết bị này chủ yếu được sử dụng để phân tích dao động ngang – dạng dao động phổ biến của trục quay – trong khi các dạng dao động xoắn và dọc trục không được xét đến trong phạm vi nghiên cứu.

4.1.2 Các bộ phận chính của máy đo dao động

Trong nghiên cứu này, một hệ thống thí nghiệm được thiết kế và chế tạo nhằm mục đích khảo sát dao động và đánh giá hiện tượng mất cân bằng của trục quay trong các cơ cấu quay. Hệ thống bao gồm các thiết bị chuyên dụng, các cảm biến đo dao động và chuyển vị, cùng với phần mềm hỗ trợ thu thập và xử lý dữ liệu.

Hình 4.2 trình bày thiết bị chuyên dụng được sử dụng để đo đặc và phân tích hiện tượng mất cân bằng trong hệ thống quay. Thiết bị bao gồm: cảm biến rung (accelerometer), bộ phát laser đo tốc độ quay, giá đỡ cảm biến từ tính, bộ thu nhận tín hiệu dao động (DAQ), và phần mềm xử lý tín hiệu trên máy tính. Dữ liệu thu được từ các cảm biến được truyền về máy tính để hiển thị các thông số như vận tốc rung, biên độ dao động và pha, hỗ trợ quá trình chuẩn đoán và cân bằng động.

Để đo chuyển vị của trục trong quá trình quay, cảm biến dịch chuyển không tiếp xúc LK-G35 (Keyence) được sử dụng và bố trí như Hình 4.3. Cảm biến được gắn cố định trên khung nhôm định hình, tách biệt hoàn toàn với các thiết bị khác để tránh nhiễu tín hiệu, cho phép đo khoảng cách với độ phân giải cao và tốc độ phản hồi nhanh, đáp ứng tốt yêu cầu đo dao động trong thời gian thực. Vị trí lắp đặt được lựa chọn tại khu vực có biên độ dao động lớn, giúp ghi nhận chính xác các thay đổi nhỏ trong chuyển vị của trục quay.



Hình 4.2 Thiết bị chuyên dụng đo mất cân bằng được sản xuất bởi Erbesd Inst



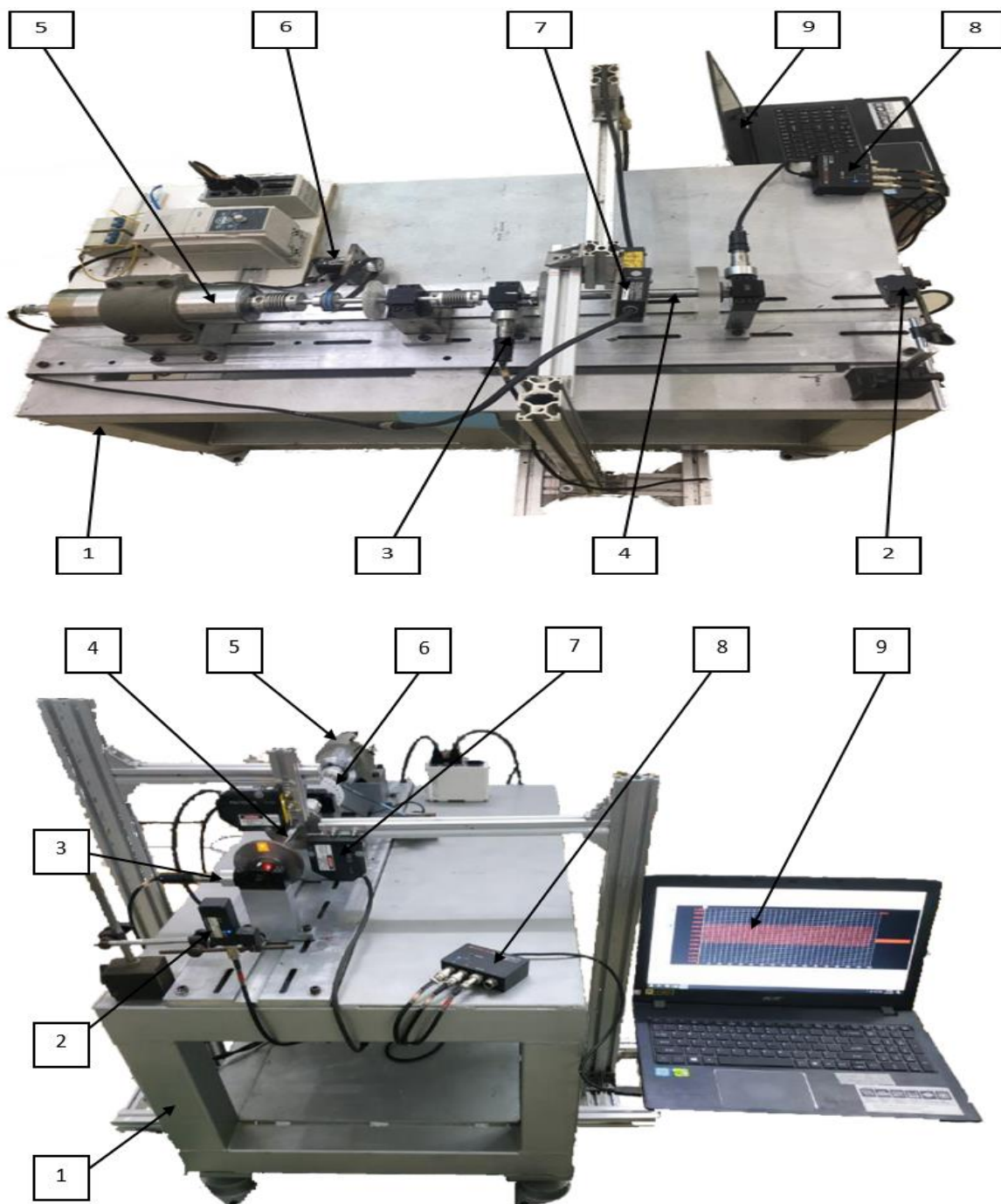
Hình 4.3 Sơ đồ bố trí cảm biến LK–G35 trong hệ thống

Cuối cùng, Hình 4.4 trình bày toàn bộ hệ thống thiết bị thực nghiệm được sử dụng để đo dao động và khảo sát hiện tượng mất cân bằng của trục quay. Hệ thống được lắp đặt hoàn chỉnh với các thành phần chính như sau:

1. Khung máy: là kết cấu giá đỡ chính, được chế tạo bằng thép hình, đảm bảo độ cứng vững cần thiết để giảm thiểu rung động không mong muốn.
2. Cảm biến quang học (Optical Sensor): được sử dụng để phát hiện vị trí góc pha và tốc độ quay.
3. Cảm biến gia tốc (Acceleration Sensor): gắn trực tiếp lên khung bộ đỡ gần ổ trục để đo biên độ và tần số dao động phát sinh trong quá trình vận hành.
4. Rotor: là mẫu quay, đóng vai trò mô phỏng trục quay thực tế trong các ứng dụng công nghiệp.
5. Motor: cung cấp chuyển động quay cho rotor với khả năng điều chỉnh tốc độ linh hoạt.

6. Encoder: thiết bị đo tốc độ và vị trí góc pha của rotor
7. Cảm biến Keyence (Laser Sensor LK-G35): dùng để đo chuyển vị vi mô không tiếp xúc trên bề mặt trục quay với độ phân giải cao.
8. DAQ (Data Acquisition – Bộ thu thập dữ liệu): thu nhận tín hiệu từ các cảm biến và truyền về máy tính.
9. Máy tính: thiết bị xử lý và hiển thị dữ liệu đo.

Hệ thống này cho phép thu thập và xử lý dữ liệu dao động trong điều kiện thực nghiệm khác nhau - từ đó đánh giá ảnh hưởng của mất cân bằng động và các yếu tố liên quan.



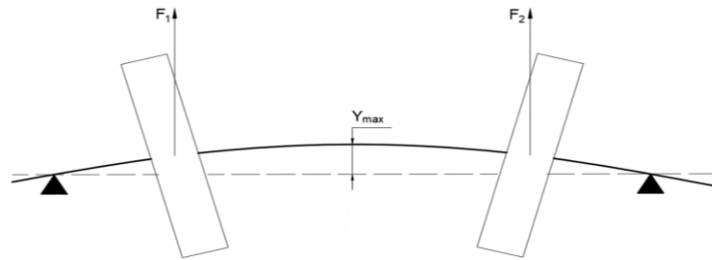
1.Khung máy – 2. Optical Sensor – 3. Acceleration Sensor – 4.Rotor – 5.Motor – 6. Encoder – 7. Keyence Sensor – 8.DAQ – 9.Máy tính

Hình 4.4 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 – Critical speed)

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 4.5 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]:

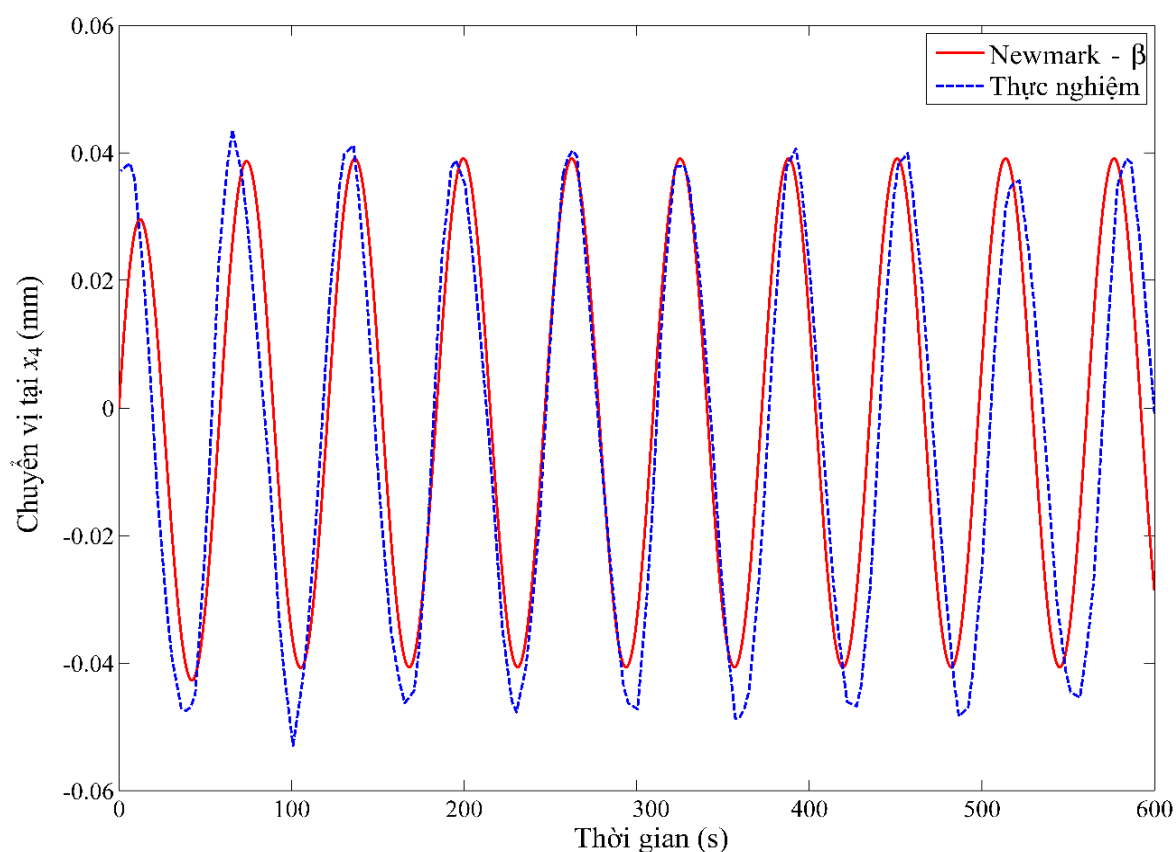
$$\omega_{cr_1} = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{E \cdot A}{L \cdot m}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,01^2}{4,0256 \cdot 0,680}} = 313 \text{ rad/s}$$

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:

$$n_{cr_1} = \frac{60 \cdot \omega_1}{2\pi} = \frac{60 \cdot 313}{2 \cdot 3,14} = 3000 \text{ vòng/phút}$$

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_{cr_1} , tức là vẫn nằm dưới ngưỡng tốc độ tới hạn [4, 5]. Các kết quả thu được từ quá trình đo đạc 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.



Hình 4.6 Chuyển vị tại nút 4 theo phương X giữa phương pháp Newmark- β và phương pháp thực nghiệm tại $n = 2000$ vòng/phút

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

Tần số (Hz)	Tốc độ (rpm)	Newmark- β		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 %

Nhận xét:

Từ kết quả tính toán (Bảng 3.5) 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. Kết quả thu thập từ quá trình đo được trình bày trong Hình 4.7.

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

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

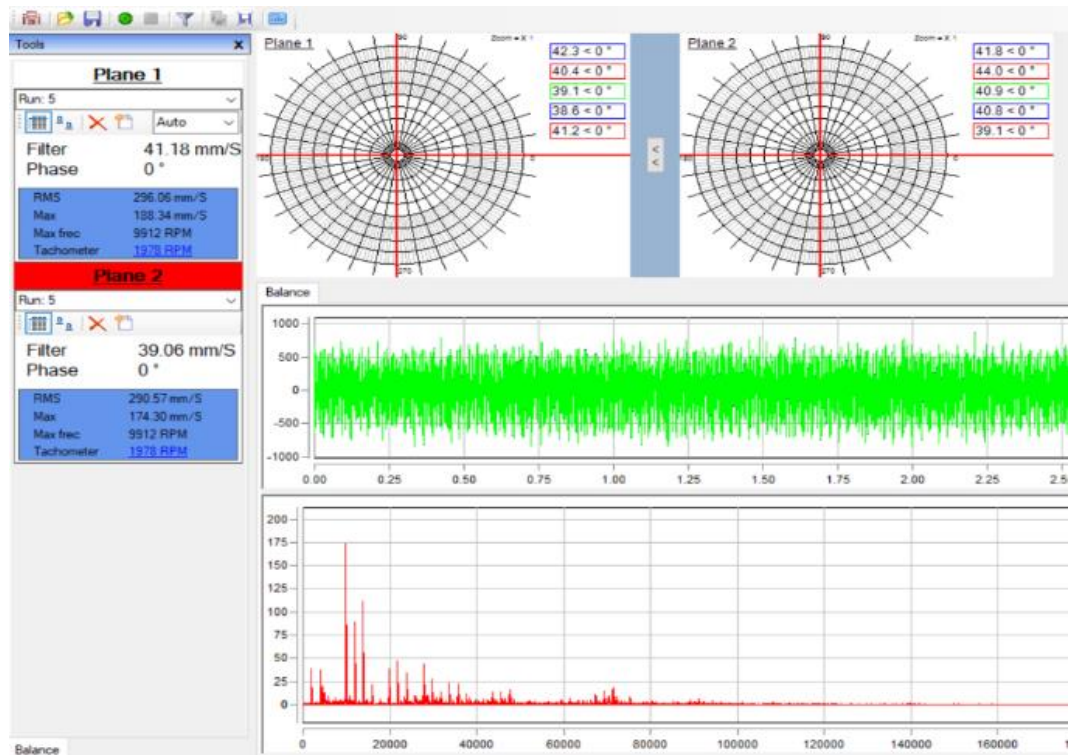
Bảng 4.2 Giá trị mất cân bằng ghi nhận khi thử nghiệm tại vị trí $0^0 - 0^0$

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

TT	Khối lượng thử (gram)	Tốc độ (vòng/phút)	$G = e_p \cdot \omega$ (mm/s)
3	10	2000	1,34
4		800	0,9
5		1500	4,9
6		2000	20,5
7	20	800	1,1
8		1500	9,4
9		2000	32,8
10	30	800	2,2
11		1500	14,3
12		2000	41,1

Hình 4.7 trình bày giao diện phần mềm đo và phân tích mất cân bằng do hãng Erbesd - Instruments phát triển. Phần mềm được thiết kế để phục vụ cho các ứng dụng giám sát và cân bằng động trục quay trong môi trường công nghiệp.

Giao diện tích hợp đồng thời nhiều công cụ phân tích, bao gồm các biểu đồ pha – biên độ (polar plots) tại các mặt phẳng đo, dạng sóng thời gian (*time waveform*) hiển thị tín hiệu rung động theo thời gian thực, phổ tần số (*frequency spectrum*) xác định các thành phần dao động đặc trưng trong miền tần số. Bên cạnh đó, các thông số rung động đặc trưng như giá trị RMS, biên độ cực đại (Max), và tốc độ quay (*Tachometer*) được hiển thị rõ ràng. Đây là công cụ hỗ trợ trực quan quá trình cân bằng động rotor, cho phép đánh giá chính xác tình trạng mất cân bằng (G) và xác định khối lượng hiệu chỉnh cần thiết tại từng mặt phẳng.



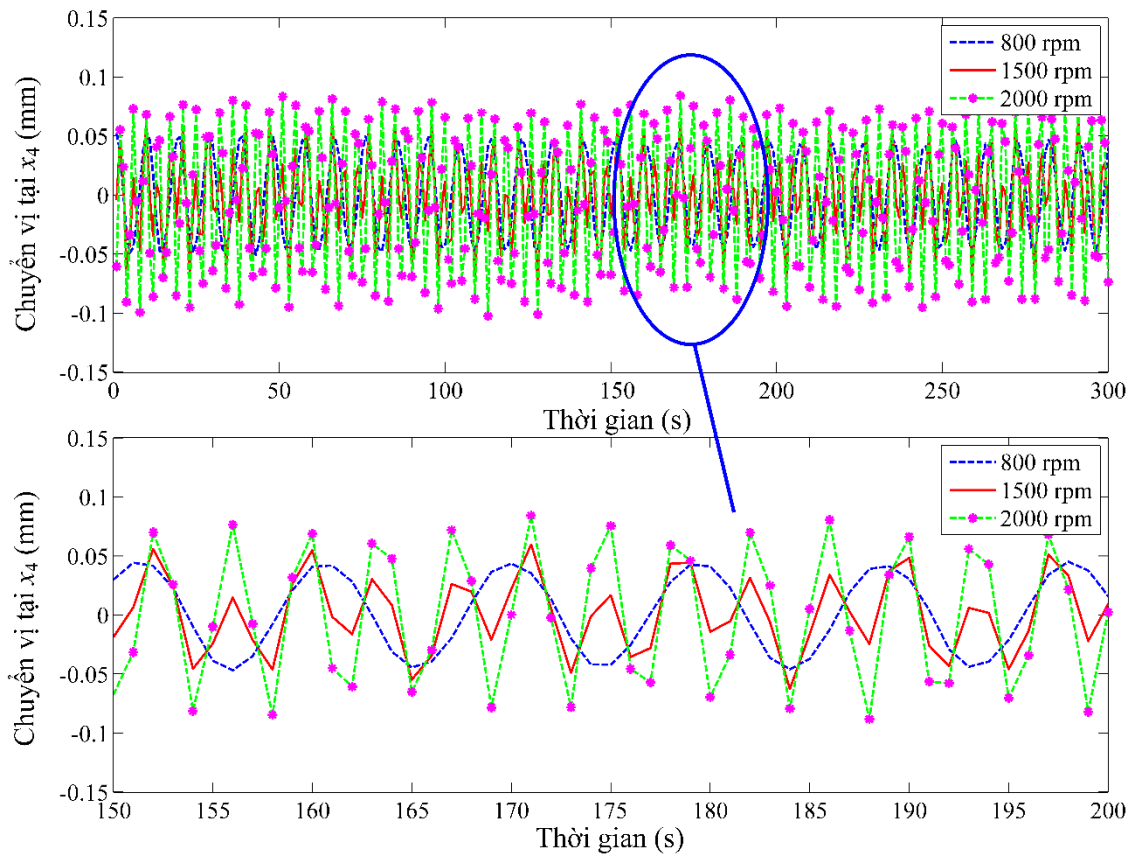
Hình 4.7 Giao diện đo mất cân bằng trên 2 mặt phẳng tại vị trí $0^0 - 0^0$; $m_{\text{trial}} = 30\text{g}$.

Tại vị trí $0^0 - 0^0$; thử nghiệm với khối lượng thử $m_{\text{trial}} = 20\text{g}$; tương ứng với các tốc độ n_1, n_2, n_3 ta được kết quả như sau:

Bảng 4.3 Kết quả đo chuyển vị tại nút 4 với $m_{\text{trial}} = 20\text{g}$; ở tốc độ 800, 1500 và 2000 vòng/phút.

STT	Tốc độ (rpm)	m_{trial} (grams)	Chuyển vị tại x4 (mm)
1	800	20	$\pm 0,055$
2	1500	20	$\pm 0,073$
3	2000	20	$\pm 0,098$

Tương ứng ta có kết quả đo chuyển vị tại điểm 4:



Hình 4.8 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 4.8 và Bảng 4.3 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].

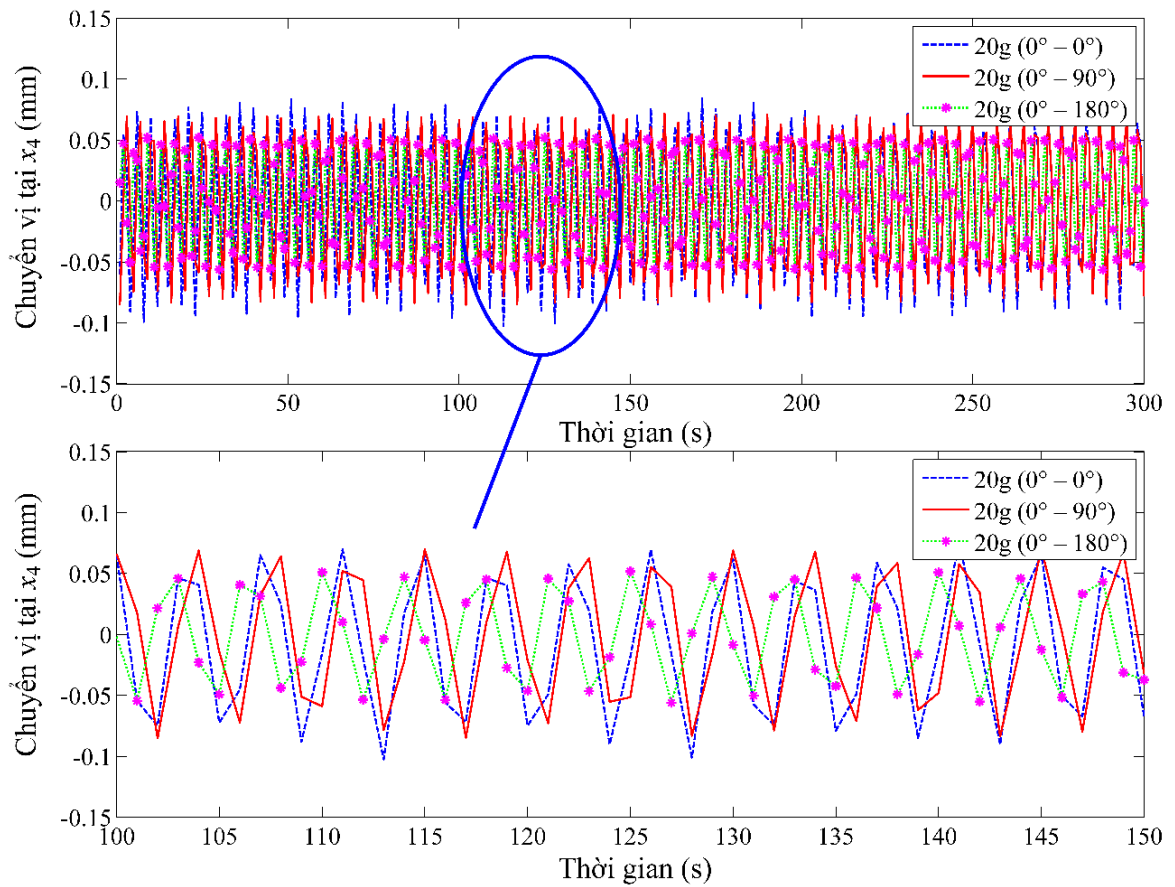
Bảng 4.4 Kết quả thí nghiệm khi gắn tải thử m_{trial} tại $0^0 - 0^0$; $0^0 - 90^0$, $0^0 - 180^0$

STT	Vị trí đặt m_{trial}	Khối lượng thử (g)	Tốc độ (vòng/phút)	$G = e_p \cdot \omega$ (mm/s)
1	$0^0 - 0^0$	10	2000	20,5
2	$0^0 - 90^0$		2000	14,3
3	$0^0 - 180^0$		2000	2,6
4	$0^0 - 0^0$	20	2000	32,8
5	$0^0 - 90^0$		2000	28,7
6	$0^0 - 180^0$		2000	3,7
7	$0^0 - 0^0$	30	2000	41,1
8	$0^0 - 90^0$		2000	35,4
9	$0^0 - 180^0$		2000	4,2

Bảng 4.5 Kết quả đo tại điểm 4 với vị trí tải khác nhau; $m_{trial}=20g$, $n = 2000$ vòng/phút.

STT	Tốc độ (vòng/phút)	Vị trí	Chuyển vị tại x4 (mm)
1	2000	$0^0 - 0^0$	$\pm 0,098$
2		$0^0 - 90^0$	$\pm 0,079$
3		$0^0 - 180^0$	$\pm 0,054$

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



Hình 4.9 Giá trị chuyển vị đo được tại nút 4 với $m_{\text{trial}}=20\text{g}$; $n = 2000$ vòng/phút, vị trí $0^\circ - 0^\circ, 0^\circ - 90^\circ; 0^\circ - 180^\circ$

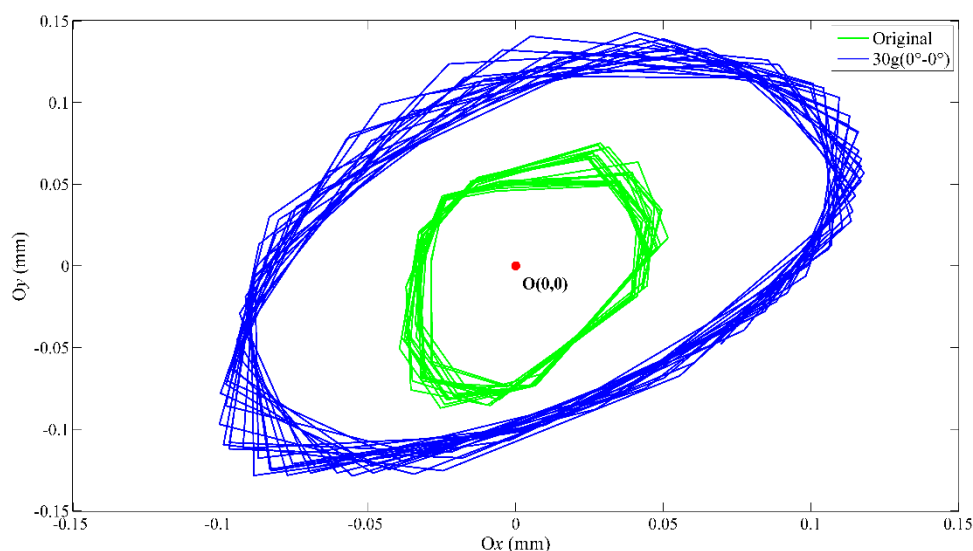
Nhận xét:

Kết quả đo được (trình bày trong Hình 4.9, Bảng 4.4 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 4.10 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 $0^0 - 0^0$.



Hình 4.10 Quỹ đạo chuyển động của tâm trục tương ứng với rotor không tải và rotor có tải 30g, vị trí $0^0 - 0^0$ ($n_3 = 2000$ 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 (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.

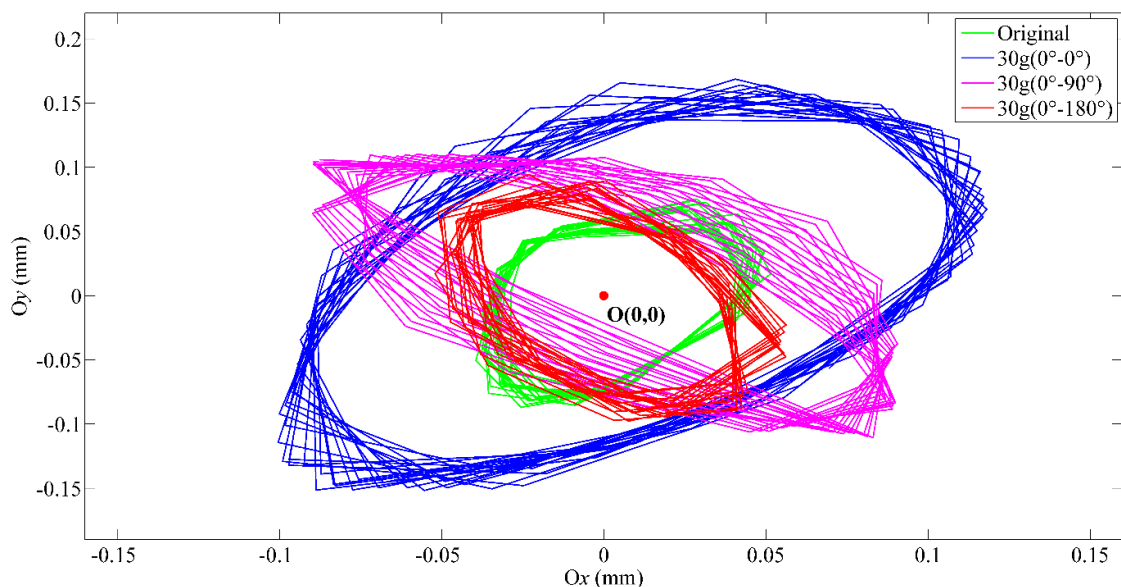
Tác động của vị trí đặt tải đến dao động rotor trong quá trình vận hành

Nhằm đánh giá ảnh hưởng của vị trí khối lượng mất cân bằng đến quỹ đạo chuyển động của rotor, một loạt thí nghiệm đã được thực hiện tại tốc độ quay 2000 vòng/phút. Trong các thí nghiệm này, tải trọng 30g được gắn lên hai đĩa của trục quay, với các tổ hợp vị trí góc pha khác nhau giữa các tải trọng.

Ba trường hợp phân bố khối lượng mất cân bằng được khảo sát, bao gồm:

- + Trường hợp 1: $0^0 - 0^0$
- + Trường hợp 2: $0^0 - 90^0$
- + Trường hợp 3: $0^0 - 180^0$

Quỹ đạo chuyển động của tâm trục trong từng trường hợp được ghi nhận và hiển thị trong Hình 4.11. Những quỹ đạo này phản ánh rõ rệt sự thay đổi về đặc tính dao động của rotor dưới ảnh hưởng của phân bố vị trí khối lượng mất cân bằng khác nhau.



Hình 4.11 Quỹ đạo tâm trục trong 4 trường hợp

Bảng 4.7 Kết quả đo chuyển vị tại trục X và trục Y trong 4 trường hợp

STT	Vị trí	Tốc độ 2000 (vòng/phút)	
		X (mm)	Y (mm)
1	Không tải	$\pm 0,046$	$\pm 0,081$
2	$m=30\text{g}; 0^\circ - 180^\circ$	$\pm 0,054$	$\pm 0,096$
3	$m=30\text{g}; 0^\circ - 90^\circ$	$\pm 0,090$	$\pm 0,111$
4	$m=30\text{g}; 0^\circ - 0^\circ$	$\pm 0,109$	$\pm 0,135$

Nhận xét:

Dựa trên kết quả thể hiện ở Hình 4.11 và Bảng 4.7, có thể nhận thấy sự thay đổi góc pha ban đầu của vị trí khối lượng thử nghiệm trong quá trình vận hành (tương ứng các vị trí $0^0 - 0^0$; $0^0 - 90^0$; và $0^0 - 180^0$) sẽ dẫn đến biên độ dao động và hình dạng của quỹ đạo tâm trục bị thay đổi rõ rệt.

Sự thay đổi này làm cho ứng suất tác động lên trục quay cũng biến thiên (có thể tăng hoặc giảm), từ đó tạo điều kiện cho quá trình tích lũy ứng suất theo thời gian. Hệ quả là các vết nứt vi mô có thể hình thành và phát triển, dẫn đến nguy cơ hư hỏng hoặc phá hủy trục quay trong quá trình vận hành.

Chương 5. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN VÀ THỰC NGHIỆM

ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN MỎI

5.1 Mô hình toán đường cong mỏi cho chi tiết dạng trục

5.1.1 Mô hình hóa quan hệ $S-N$ đối với chi tiết có dạng trục

Việc xây dựng mô hình toán cho đường cong mỏi nhằm mục tiêu thiết lập phương trình thể hiện mối quan hệ giữa ứng suất dao động σ_a và số chu kỳ phá hủy tương ứng N_f . Trong quá trình đánh giá độ bền mỏi dựa trên tiêu chí ứng suất – biến dạng, ba mô hình phổ biến thường được sử dụng gồm Stussi, Weibull và Basquin. Đây là các mô hình kinh điển được áp dụng rộng rãi trong phân tích và dự đoán tuổi thọ mỏi của vật liệu.

- Mô hình Stussi

Theo mô hình Stussi, đường cong mỏi được xác định bằng mối quan hệ giữa ứng suất tác dụng và số chu kỳ mỏi N tương ứng [58] :

$$\sigma_E = \frac{\sigma_T + CN^p\sigma_F}{1 + CN^p} \quad (5.1)$$

Với:

σ_E - Ứng suất ứng với chu kỳ mỏi N

σ_F - Giới hạn mỏi

σ_T - Giới hạn bền kéo

C, p - Hệ số chống mỏi phụ thuộc vật liệu

Việc xác định các hằng số C, p thường được thực hiện thông qua phương pháp thử – sai (*trial and error*), trong đó giá trị σ_F được điều chỉnh dần để đạt kết quả yêu cầu. Tuy nhiên, điểm hạn chế của cách tiếp cận này là yêu cầu thực hiện nhiều thí nghiệm với các mức σ_F biến thiên cho đến khi tìm được giá trị phù hợp nhằm xây dựng đường cong mỏi chính xác.

- Mô hình Weibull

Đường cong mỏi theo mô hình Weibull [6] được biểu diễn và phân tích trong hệ tọa độ logarit kép, với trục hoành là $\log N$ và trục tung là $\log \sigma$.

$$\log N = \log k - m \cdot \log(\sigma_E - \sigma_F) \quad (5.2)$$

Với:

N: Số chu kỳ

σ_E : Ứng suất

σ_F : Giới hạn mỏi

k, m : Hằng số của vật liệu

Giá trị σ_F thường được xác lập thông qua phương pháp thử – sai. Mô hình này chủ yếu được áp dụng trong phân tích độ tin cậy, xác suất hư hỏng do mỏi của vật liệu mẫu.

- 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]:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (5.3)$$

Trong đó:

σ_a : Biên độ ứng suất

σ'_f : Hệ số độ bền mỏi

$2N_f$: Số chu kỳ phá hủy

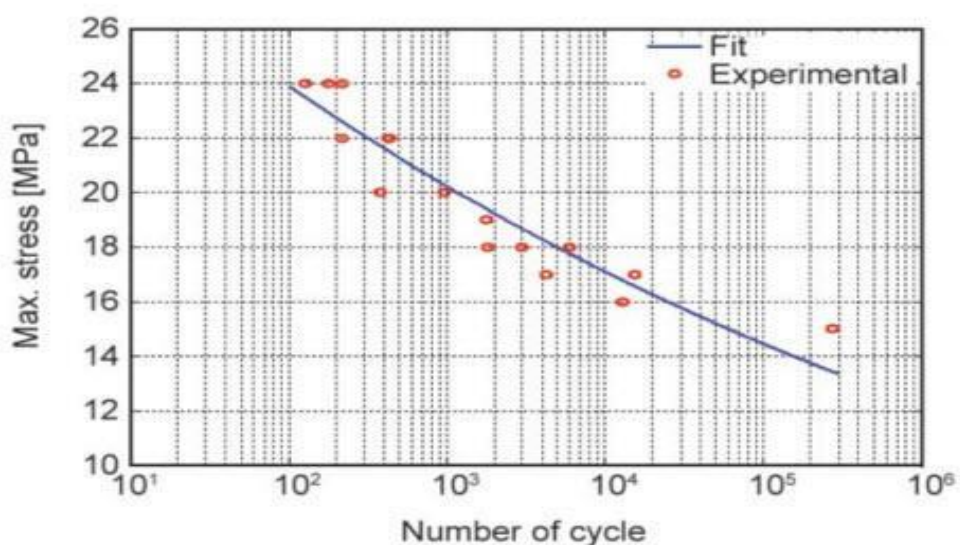
b: Hệ số mũ chống mỏi Basquin ($b = -0,05 - 0,12$)

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.

Dạng mô hình toán học theo hàm mũ này được đánh giá là phù hợp với phương trình Wöhler và hiện đang được sử dụng rộng rãi trong các nghiên cứu liên quan đến hiện tượng mỏi [102, 103]. Tuy nhiên, đây là một mô hình tổng quát, có thể áp dụng cho nhiều dạng mỏi khác nhau như mỏi uốn quay, kéo – nén, trục và tấm. Trong trường hợp nghiên cứu cụ thể là mỏi uốn quay trên chi tiết hình trụ, cần phát triển một mô hình chuyên biệt với các hệ số đặc trưng bao gồm: σ_f (đại diện cho độ bền mỏi) và b (hệ số mũ), được truy xuất từ mô hình gốc.

Trong khuôn khổ mô hình Basquin, hai đại lượng chính là biên độ ứng suất σ_a và số chu kỳ $2N_f$. Các hệ số σ_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 chịu tải trọng chu kỳ bất đối xứng. 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 như minh họa ở Hình 5.1

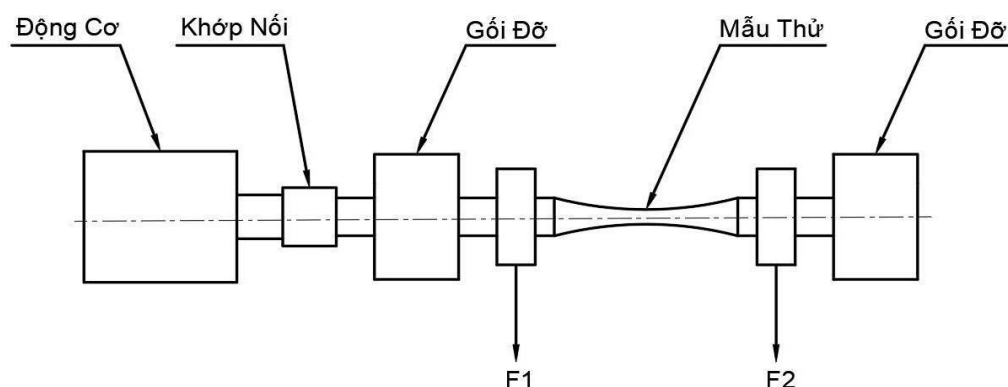


Hình 5.1 Đường cong mỏi được thiết lập dựa trên dữ liệu thực nghiệm [101]

5.2 Sơ đồ nguyên lý và thiết bị đo độ bền mỏi

Sơ đồ nguyên lý

Hình 5.2 trình bày sơ đồ nguyên lý của cơ chế gây mỏi trong điều kiện uốn quay bốn điểm, được ứng dụng trong máy thử mỏi dành cho chi tiết hình trụ.



Hình 5.2 Nguyên lý bố trí tải trong thí nghiệm mỏi dạng uốn quay 4 điểm

Đường cong mỏi (S–N) được thiết lập dựa trên mối quan hệ giữa ứng suất dao động σ_a và số chu kỳ gây hư hỏng N.

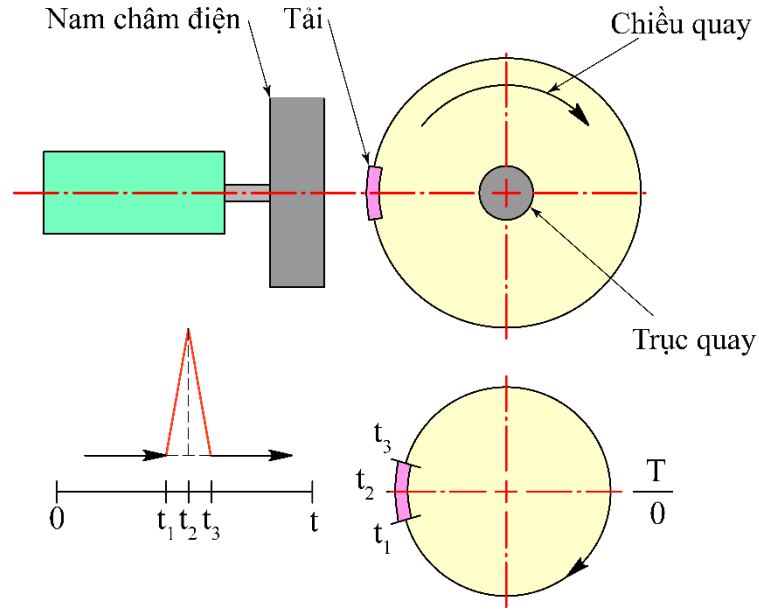
Tuy nhiên, trong quá trình thí nghiệm, lực tác dụng trực tiếp lên mẫu thử là lực F, do đó giá trị ứng suất trên mẫu không đo trực tiếp mà được tính toán gián tiếp thông qua lực F.

Trong chương 3; NCS đã tính toán các thông số cần khảo sát chính để thiết kế hệ thống đo độ bền mỏi:

- Tốc độ tối đa: 2000 vòng/phút
- Kết cấu mẫu thử theo đề xuất.
- Chống rung + chống cộng hưởng do biên độ dao động lớn.
- Làm mát – giải nhiệt.
- Sơ đồ nguyên lý máy mỏi uốn 4 điểm theo ISO 1143-2010
- Lực tác động ngoài làm cho ứng suất tác động thay đổi theo chu kỳ bất đối xứng.

Nguyên lý tạo lực tác động ngoài

Xung lực kích thích trong luận án được áp dụng là dùng 1 thiết bị điện tử (nam châm điện) để tạo ra 1 xung lực kích thích theo chu kỳ. Sơ đồ nguyên lý như Hình 5.3



Hình 5.3 Sơ đồ tạo xung lực kích thích bằng nam châm điện

Theo [104]; ứng suất mỗi tác động lên mẫu thử theo thời gian lúc này sẽ là ứng suất uốn thuần túy trong 1 mặt phẳng do M_u gây ra:

$$\begin{aligned}\sigma_{min} &= \frac{32F_u l}{\pi d^3} \\ \sigma_{max} &= \frac{32(F_u + F_m)l}{\pi d^3}\end{aligned}\quad (5.4)$$

Với lực li tâm: $F_u = mr\omega^2$ và lực nam châm $F_m = 10$ N (giá trị hiệu chỉnh thực nghiệm từ nam châm điện)

Lúc này, hàm ứng suất theo thời gian được biểu diễn như sau:

$$\sigma(t) = \begin{cases} \sigma_{min} + (\sigma_{max} - \sigma_{min}) \cdot \left(1 - \left|\frac{t_{mod} - t_c}{\frac{t_d}{2}}\right|\right) & \text{với } |t_{mod} - t_c| \leq \frac{t_d}{2} \\ \sigma_{min} & \text{khác} \end{cases} \quad (5.5)$$

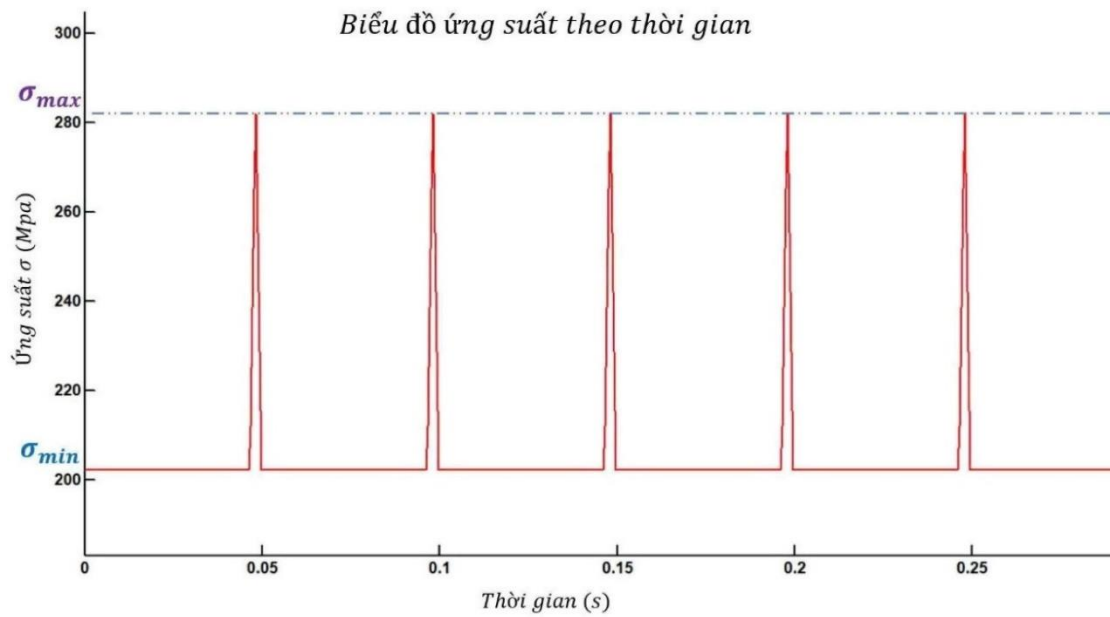
Trong đó:

$t_{mod} = \text{mod}(t, T)$: phần dư thời gian trong mỗi chu kỳ

$t_c = T - \frac{t_d}{2}$: đỉnh của xung

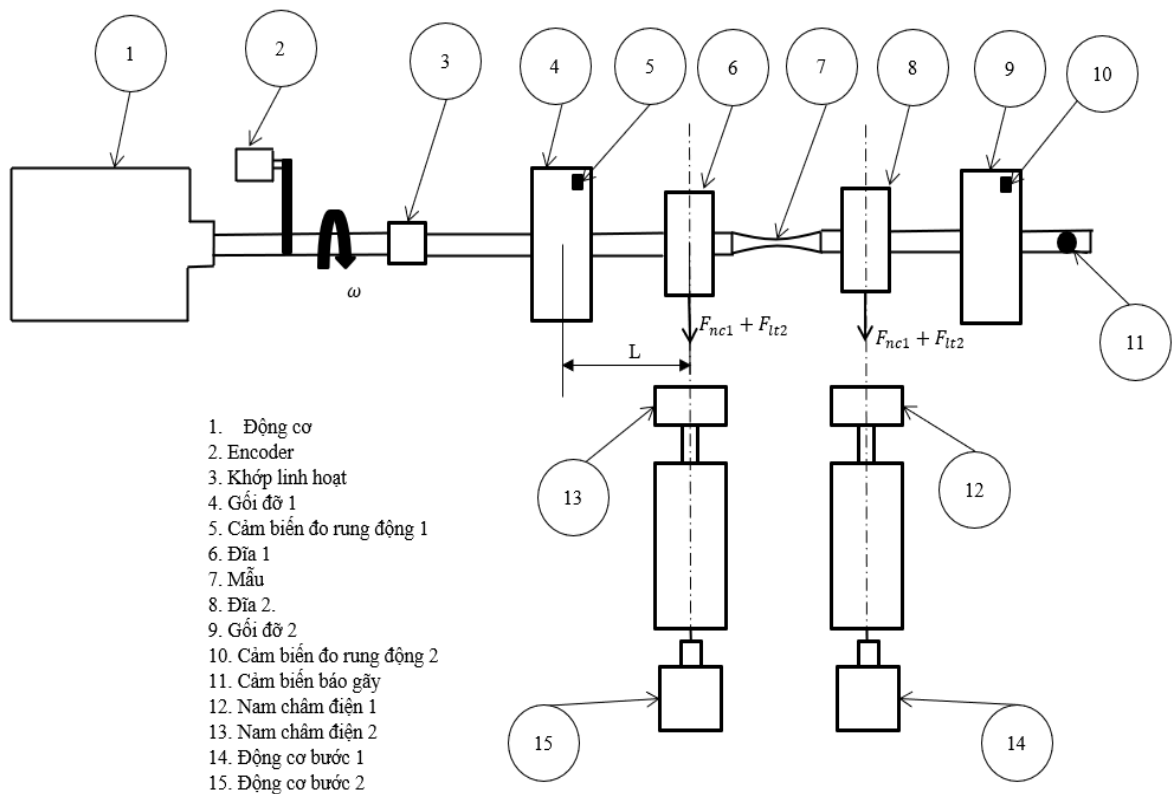
$t_d = \frac{d}{2\pi r} \cdot T$: chiều rộng xung

Ta có biểu đồ ứng suất tác động theo thời gian trong mô hình như Hình 5.4



Hình 5.4 Ứng suất tác động bất đối xứng theo chu kỳ lên trục quay

Kết hợp sơ đồ nguyên lý Hình 5.2 và Hình 5.3; đề xuất 1 sơ đồ nguyên lý máy hoàn chỉnh như Hình 5.5



Hình 5.5 Sơ đồ nguyên lý máy mới với lực tác động bằng nam châm điện

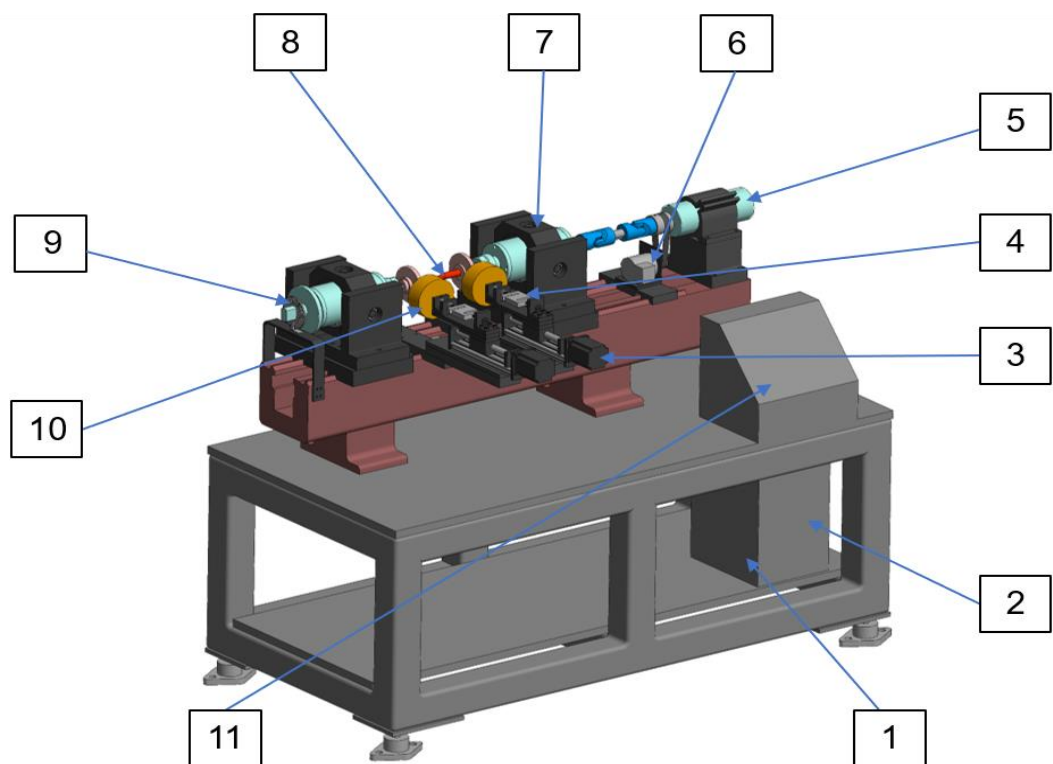
Chuyển động quay được động cơ truyền đến cụm trục chủ động và trục bị động thông qua hệ thống khớp nối mềm. Lực F_m được tác động theo phương ngang lên hai đĩa gắn trên trục quay. Độ lớn của lực F_m ; tạo bởi nam châm điện; sẽ được đo lường thông qua cảm biến lực (Loadcell). Số chu kỳ xảy ra cho đến khi chi tiết bị phá hủy do mỏi được ghi nhận bằng bộ đếm số vòng quay (Encoder). Những yếu tố liên quan đến lực tác động (tốc độ) và số chu kỳ hoạt động sẽ được hiển thị trực tiếp trên giao diện HMI.

Vì thế; thiết bị thứ hai cần được chế tạo trong luận án này là máy đo độ bền mỏi (do có kết cấu khác với máy đo dao động Hình 4.1). Kết cấu máy đo độ bền mỏi được đề xuất như sau:

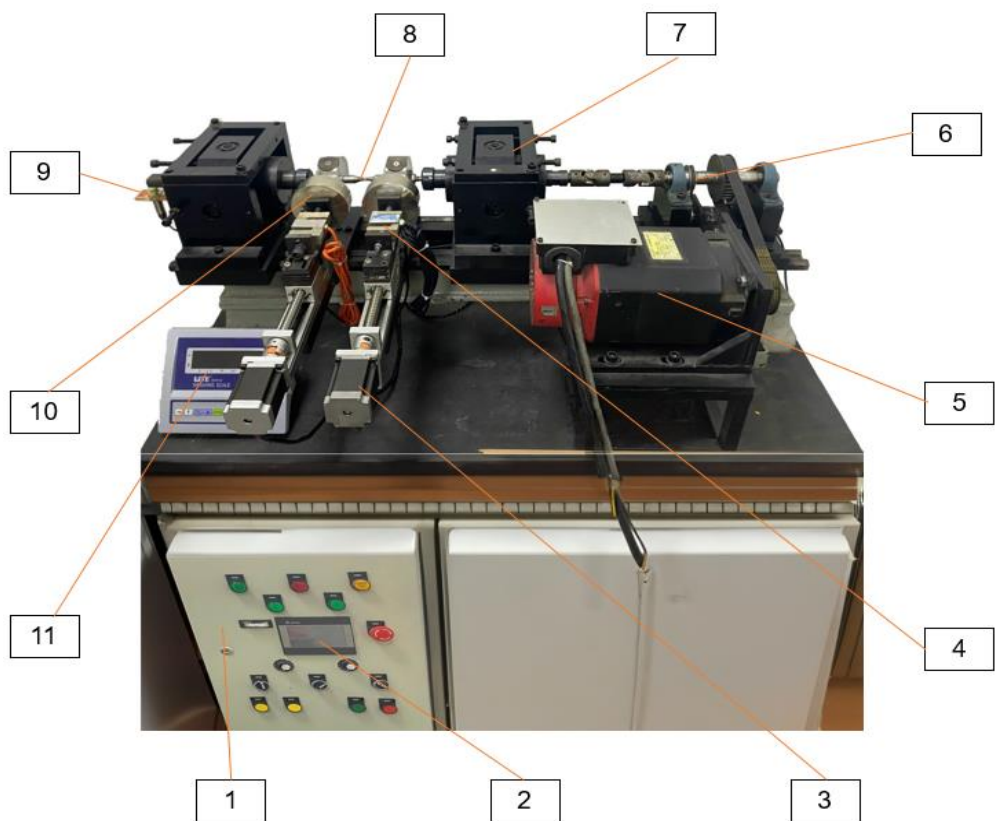
- Kích thước: 1400x800x1000;
- Tốc độ quay n: 0 - 6000 vòng/phút (có tốc độ mẫu thử: 2000 vòng/phút)
- Điều chỉnh tốc độ: nhanh, vô cấp.
- Chống rung + chống cộng hưởng do biên độ dao động lớn; giảm ồn.
- Làm mát, giải nhiệt tốt.

Các chi tiết máy sau khi được thiết kế (Hình 5.6) và chế tạo hoàn chỉnh (Hình 5.7) bao gồm :

1. Tủ điều khiển – 2. HMI điều khiển 3. Step Motor – 4. Loadcell – 5. Động cơ truyền động – 6. Encoder – 7. Gối đỡ – 8. Mẫu thử nghiệm – 9. Cảm biến báo gãy – 10. Nam châm điện – 11. Cân hiển thị



Hình 5.6 Kết cấu 3D máy kiểm nghiệm độ bền mỏi



Hình 5.7 Máy thí nghiệm mỏi

5.3 Thực nghiệm và đánh giá kết quả

5.3.1 Nghiên cứu đề xuất kết cấu và quy trình chế tạo mẫu

a. Vật liệu

Thép C45 là loại thép carbon với hàm lượng carbon trong khoảng từ 0,42 đến 0,48%. Sau quá trình nhiệt luyện phù hợp, vật liệu này đạt được tổ hợp tính chất cơ học tốt, bao gồm độ bền cao, độ dẻo và độ dai tốt, cùng với khả năng chịu tải, chịu uốn và chịu xoắn hiệu quả. Với các đặc tính cơ học ưu việt, thép C45 được sử dụng rộng rãi trong ngành cơ khí chế tạo, đặc biệt là trong sản xuất các chi tiết máy làm việc trong môi trường có mài mòn, chịu tải trọng tĩnh hoặc va đập lớn như trục, bánh răng và các bộ phận truyền động khác. Bên cạnh đó, trong thực tế gia công, thép C45 còn có thể trải qua các quá trình xử lý nhiệt để nâng cao hơn nữa tính năng cơ học tổng hợp.

Dựa trên các phân tích kỹ thuật nêu trên cùng với nhu cầu ứng dụng thực tiễn trong ngành cơ khí tại Việt Nam, thép C45 được lựa chọn làm vật liệu nền để chế tạo chi tiết mẫu phục vụ cho quá trình thử nghiệm xác định độ bền mỏi trong nghiên cứu này.

Loại thép C45 sử dụng có nguồn gốc từ Đài Loan, được sản xuất theo tiêu chuẩn Nhật Bản và nhập khẩu vào Việt Nam. Để xác định chính xác thành phần hóa học của vật liệu này, các mẫu thử đã được gia công và phân tích bằng phương pháp quang phổ tại Trung tâm Kỹ thuật Tiêu chuẩn Đo lường Chất lượng 3 (QUATEST 3). Kết quả phân tích chi tiết về thành phần hoá học được trình bày trong Bảng 5.1

Bảng 5.1 Thành phần hóa học của mẫu thép C45 sản xuất ở Đài Loan theo tiêu chuẩn Nhật và nhập khẩu về Việt Nam

Thành phần hóa học	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo
Mẫu 1	0,429	0,245	0,643	0,015	0,004	0,362	0,014	0,003
Mẫu 2	0,427	0,245	0,645	0,015	0,004	0,361	0,014	0,003

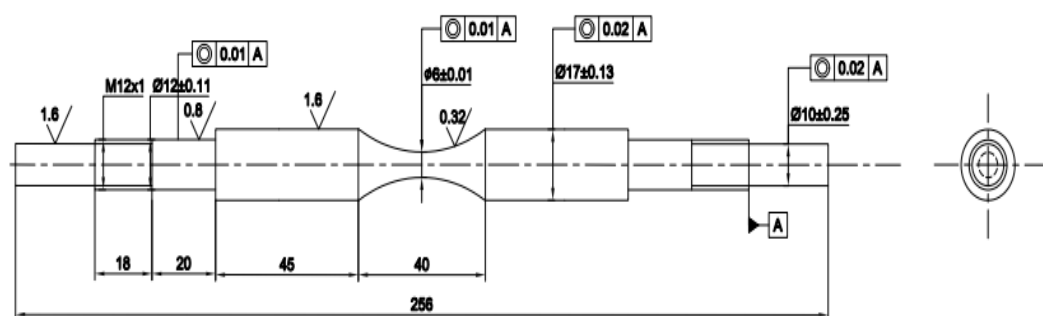
Độ lệch tương đối (RSD)	0,356	0,107	0,181	2,623	1,241	0,104	0,245	1,300
Tỷ lệ trung bình (Rep)	0,428	0,245	0,644	0,015	0,004	0,361	0,014	0,003

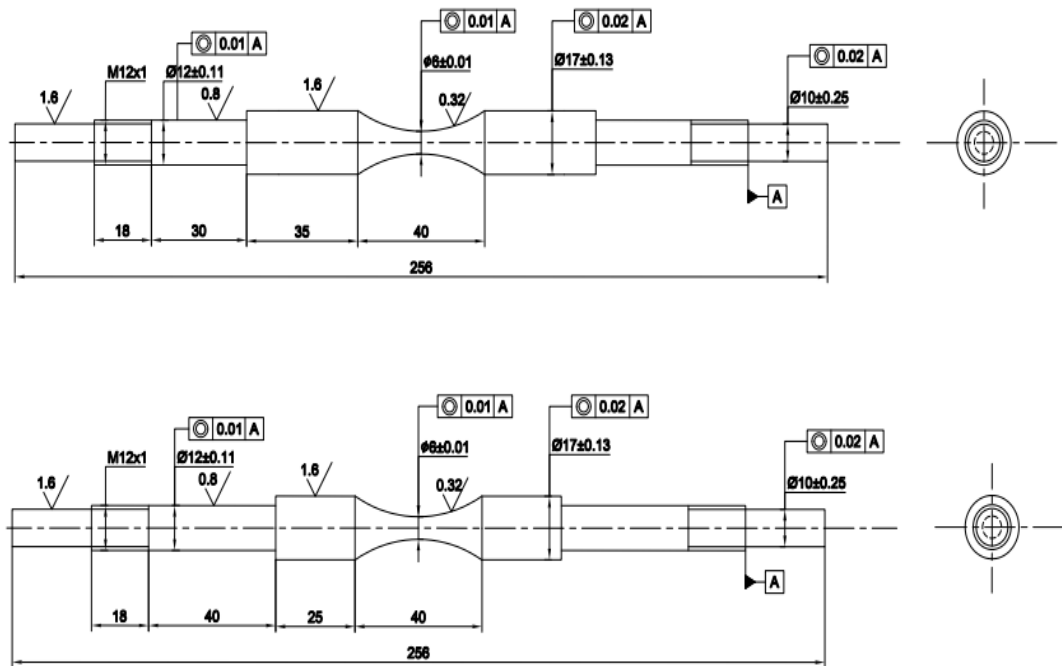
Kết quả cho thấy thành phần hóa học của mẫu thép C45 nằm trong giới hạn [105].

b. Thiết kế mẫu thử cho thí nghiệm mỏi

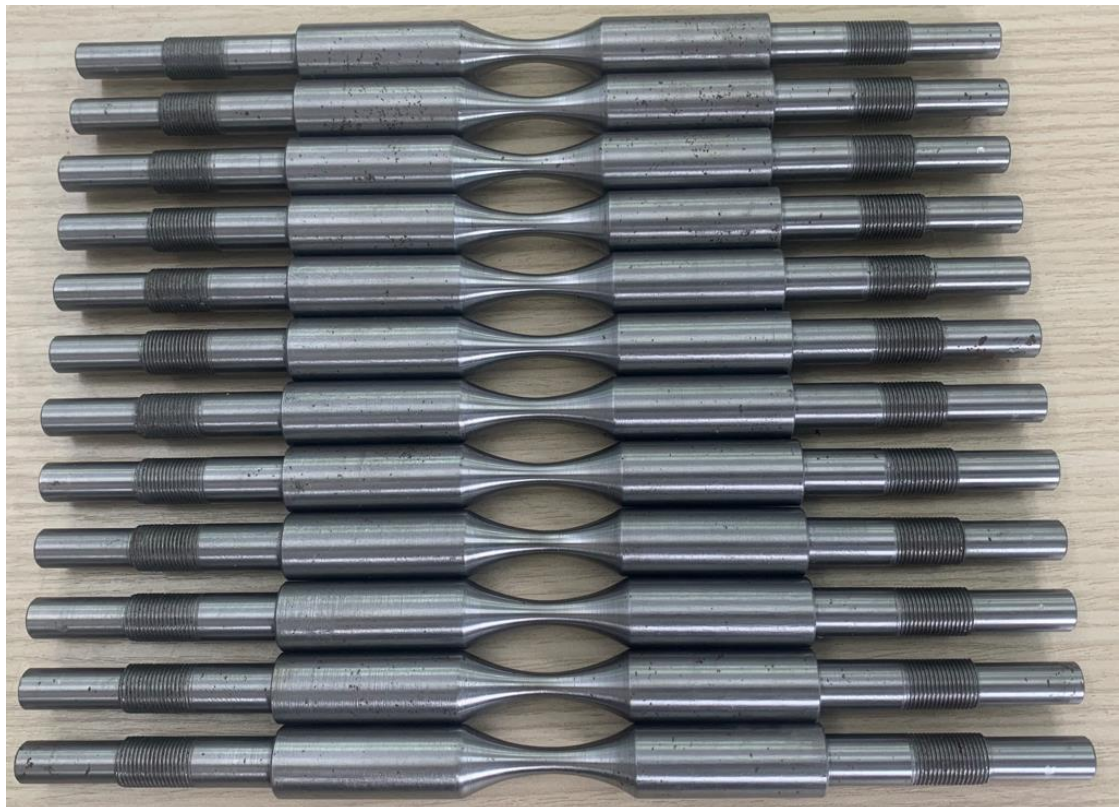
Mẫu thử sử dụng trong thí nghiệm mỏi uốn quay lệch tâm được thiết kế và chế tạo tuân theo tiêu chuẩn ISO 1143:2010. Theo yêu cầu kỹ thuật, mẫu dạng uốn quay phải có đường kính danh nghĩa từ 5 mm đến 12,5 mm và được gia công chính xác nhằm tránh hình thành các vị trí tập trung ứng suất không mong muốn.

Mục đích chính của việc chế tạo mẫu là xác định đặc tính mỏi của vật liệu thông qua việc xây dựng đường cong S–N, phản ánh mối quan hệ giữa ứng suất tác dụng và số chu kỳ phá hỏng. Trong nghiên cứu này, dựa trên hướng dẫn của tiêu chuẩn ISO 1143:2010 kết hợp với điều kiện vận hành thực tế của thiết bị thí nghiệm, mẫu thử được chế tạo từ thép C45, với kết cấu hình học được trình bày trong Hình 5.8 và mẫu thực tế ở Hình 5.9.





Hình 5.8 Thiết kế mẫu thử mới đảm bảo phù hợp với các yêu cầu kỹ thuật trong ISO 1143:2010



Hình 5.9 Các mẫu thí nghiệm

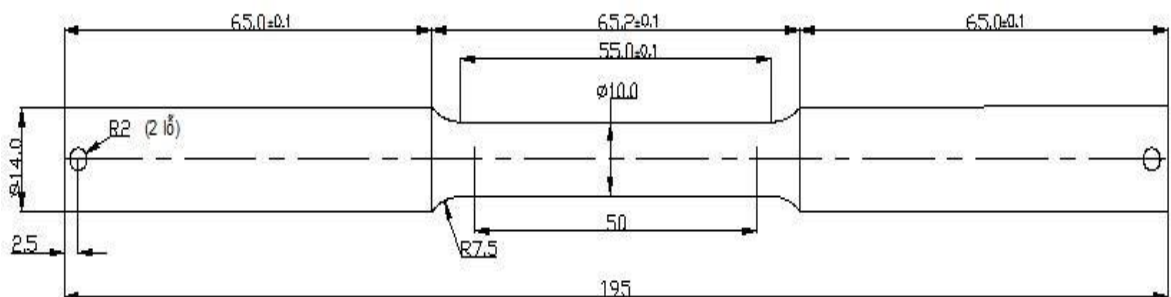
c. Đề xuất mẫu cho thí nghiệm kéo - nén

Trong quá trình xác định độ bền mỏi của vật liệu, việc dự đoán trước mức ứng suất khởi đầu là cần thiết để thiết lập các giá trị ứng suất tương ứng cho các cấp tải trong thí nghiệm mỏi. Mức ứng suất ban đầu này thường được ước lượng dựa trên giới hạn chảy của vật liệu C45, do đó việc kiểm tra đặc tính chịu kéo là điều bắt buộc. Điều này dẫn đến yêu cầu phải thiết kế và gia công mẫu chuyên dụng cho thí nghiệm kéo.

Dựa trên tiêu chuẩn ISO 6892-1:2009 [106] cùng với khả năng kỹ thuật của thiết bị thử kéo, mẫu thử chế tạo từ thép C45 được đề nghị có hình dạng trình bày trong Hình 5.10.

Trong đó, kích thước 50 mm là chiều dài đoạn đo biến dạng (gauge length), được xác định theo tiêu chuẩn ISO 6892-1:

$$L_0 = 5d = 5.10 = 50 \text{ mm}$$



Hình 5.10 Thiết kế mẫu thử dùng trong kiểm tra độ bền kéo

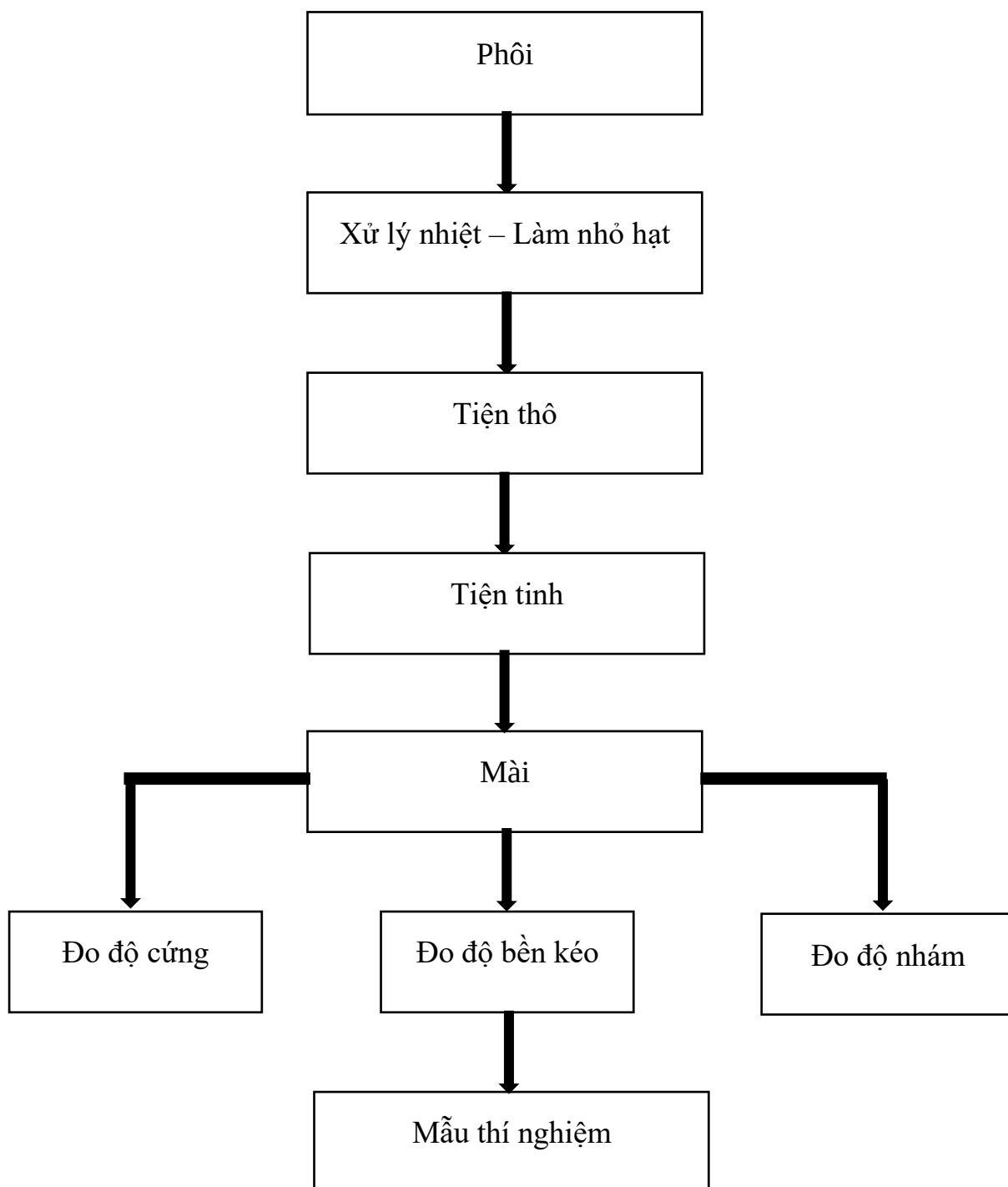
d. Quy trình gia công chi tiết mẫu

Luận án tập trung nghiên cứu các loại chi tiết trục được sử dụng phổ biến trong thực tế, chẳng hạn như trục chính, trục gắn bánh răng,... Các loại trục này, từ vật liệu thép C45, thường trải qua quá trình nhiệt luyện (bao gồm tôi và ram) nhằm cải thiện toàn diện các đặc tính cơ lý như độ bền, độ cứng và khả năng chịu va đập. Do đó, quy trình nhiệt luyện cần tích hợp đầy đủ vào quy trình gia công mẫu thử dùng cho thí nghiệm mỏi.

Theo yêu cầu của ISO 1143:2010 – tiêu chuẩn áp dụng cho thử nghiệm mỏi uốn quay bốn điểm – mẫu thử cần đảm bảo tính đẳng hướng và độ đồng nhất vật liệu để thu được kết quả có độ tin cậy cao. Điều này đồng nghĩa với việc mẫu thử cần được xử lý nhiệt thích hợp trước khi gia công cơ khí.

Để mô phỏng sát điều kiện chế tạo thực tế của các chi tiết trục trong ứng dụng công nghiệp và đồng thời tuân thủ các yêu cầu kỹ thuật của tiêu chuẩn ISO 1143:2010, phôi thép C45 dùng cho chế tạo mẫu thử cần được xử lý nhiệt trước khi gia công.

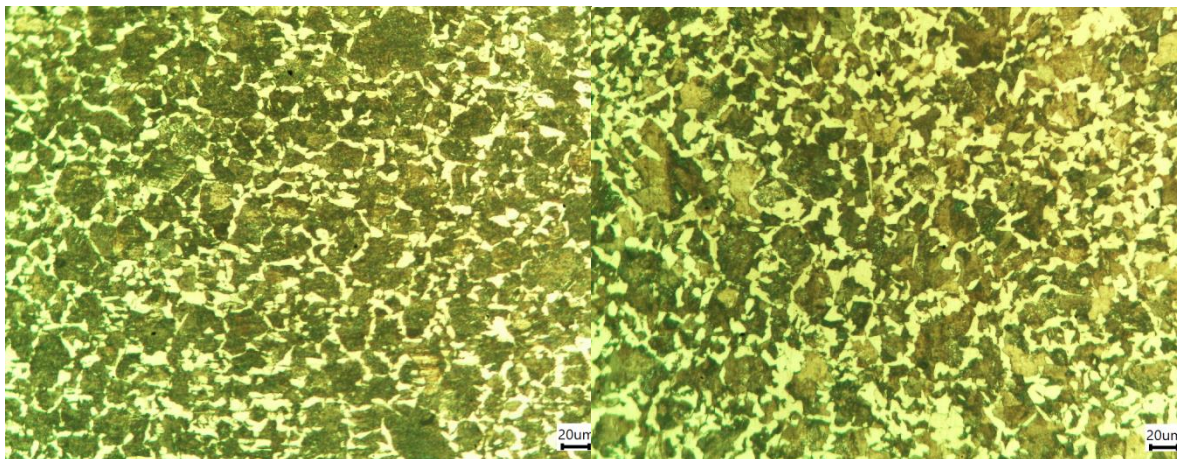
Việc xử lý này giúp tinh luyện cấu trúc vật liệu, làm nhỏ và đồng đều hạt, từ đó đảm bảo chất lượng vật liệu đầu vào cho giai đoạn gia công cơ khí tiếp theo. Hình 5.11 mô tả quy trình chế tạo mẫu thử được áp dụng trong nghiên cứu thực nghiệm này.



Hình 5.11 Quy trình sản xuất mẫu thử nhằm phục vụ công tác thực nghiệm

e. Qui trình xử lý nhiệt

Tổ chức tế vi của vật liệu ở trạng thái trước và sau khi xử lý nhiệt được quan sát theo 2 phương: song song và vuông góc được trình bày trong Hình 5.12 và Hình 5.14.

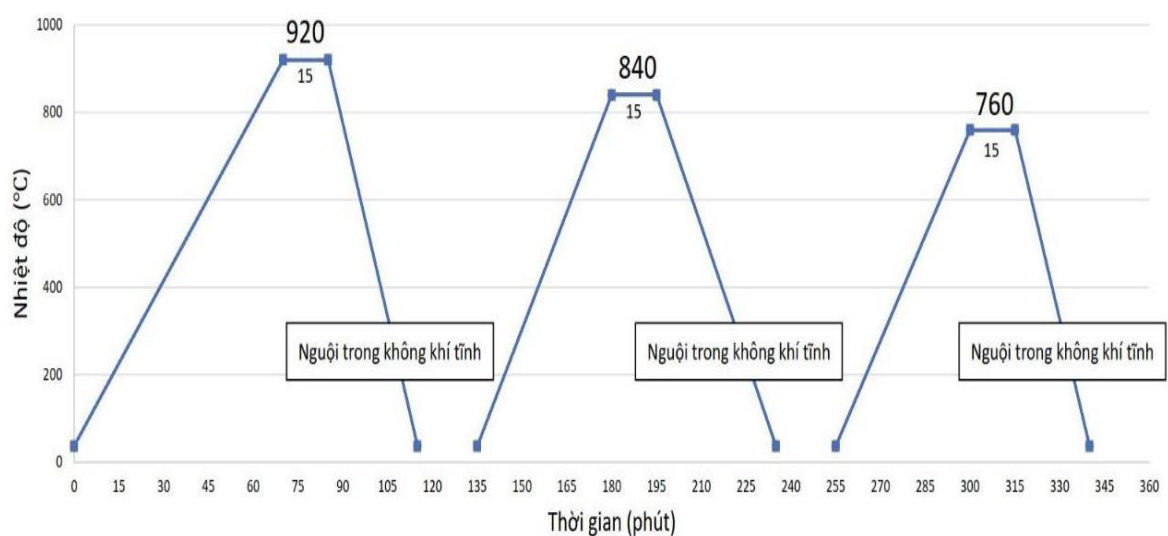


Theo phương song song với hướng cán Theo phương vuông góc với hướng cán

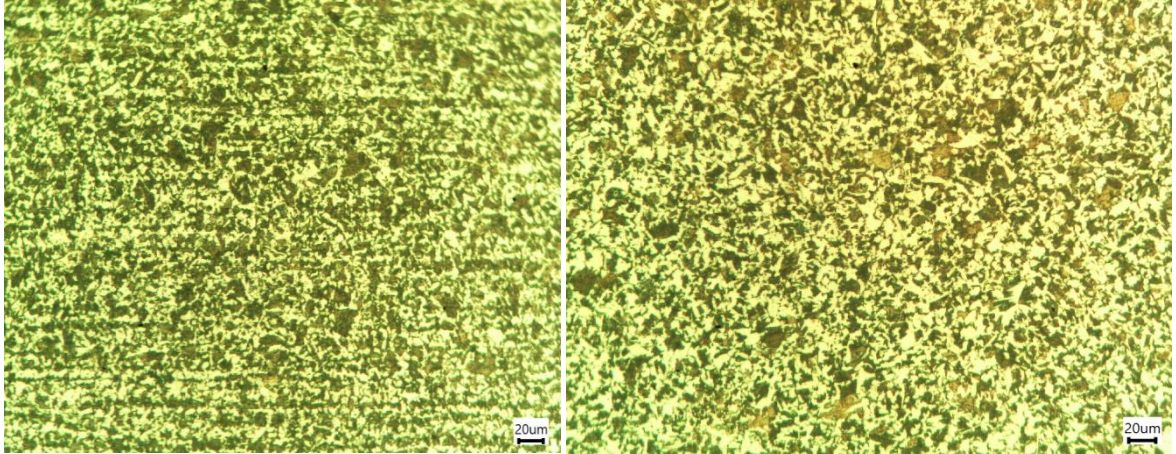
Hình 5.12 Tổ chức tế vi của thép C45 ở trạng thái cung cấp

Tham khảo [107], một qui 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 5.13 Qui trình xử lý nhiệt làm nhỏ hạt cho thép C45



Theo phương song song với hướng cán Theo phương vuông góc với hướng cán

Hình 5.14 Cấu trúc vi mô thu được của thép C45 sau các bước xử lý nhiệt luyện

f. Kiểm tra khả năng chịu kéo của mẫu thử

Việc đo lường độ bền kéo của mẫu đóng vai trò quan trọng trong việc đánh giá giới hạn chảy của thép C45 sau khi trải qua quá trình xử lý cấu trúc vật liệu. Thông tin này cung cấp cơ sở cần thiết để tính toán lực tác dụng phù hợp khi thực hiện thí nghiệm mỏi trên thiết bị chuyên dùng.

Kết quả thử kéo thực hiện trên ba mẫu thép C45 sau khi xử lý thớ (tham khảo Hình 5.13) được trình bày trong Bảng 5.2.



Hình 5.15 Mẫu thử sau khi được kiểm tra độ bền kéo và nén

Bảng 5.2 Kết quả kiểm tra kéo cho mẫu thép C45

Mẫu	Giới hạn chảy σ_c (MPa)	Giới hạn bền σ_b (MPa)	Độ dẫn 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 5.2; ứng suất tối đa áp dụng trong thí nghiệm mỗi được lựa chọn bằng 70% giới hạn chảy σ_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.

g. Đánh giá độ nhám và độ cứng bề mặt

Độ nhám và độ cứng bề mặt của mẫu thử được kiểm tra nhằm đánh giá chất lượng gia công và ảnh hưởng của các yếu tố công nghệ đến tính chất cơ học bề mặt vật liệu.

Việc đo độ nhám bề mặt được thực hiện bằng máy đo SJ-210 (Hình 5.16) của hãng Mitutoyo (Nhật Bản). Thiết bị cho phép xác định giá trị trung bình độ nhám bề mặt R_a với sai số đo $\pm 0,05 \mu\text{m}$. Kết quả đo trên 3 mẫu thử được thể hiện trong Bảng 5.3.

Tương tự, thiết bị đo độ cứng bề mặt sử dụng trong nghiên cứu là máy đo độ cứng Rockwell HR-150A (Hình 5.17), cho phép xác định độ cứng theo thang HRB. Ba mẫu thử khác nhau đã được tiến hành đo, giá trị trung bình được trình bày trong Bảng 5.4.

Bảng 5.3 Kết quả đo độ nhám bề mặt mẫu R_a (μm) - Sai số của máy đo: $\pm 0,05 \mu\text{m}$

Mẫu thí nghiệm	1	2	3	Trung bình
Độ nhám (μm)	0,325	0,328	0,324	0,32

Bảng 5.4 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



Hình 5.16 Máy đo độ nhám SJ - 210



Hình 5.17 Máy đo độ cứng Rockwell HR-150A

Qua kết quả đo, có thể thấy bề mặt mẫu có độ nhám tương đối tốt và độ cứng đạt mức ổn định giữa các mẫu đo, phản ánh độ đồng đều sau quá trình gia công.

5.3.2 Kết quả thực nghiệm

a. Các chỉ tiêu phân tích và đánh giá

Từ dữ liệu thu được trong thí nghiệm ứng suất – số chu kỳ, có thể xác định khả năng chịu tải lặp lại của vật liệu, được gọi là độ bền tuần hoàn. Đại lượng này, còn được biết đến với tên gọi giới hạn mỏi vật lý hoặc giới hạn mỏi ngưỡng, thể hiện mức ứng suất lớn nhất mà vật liệu có thể chịu được trong một khoảng thời gian vận hành xác định mà không bị phá hủy.

Việc đánh giá độ bền mỏi được thực hiện thông qua phân tích mối quan hệ giữa ứng suất tác dụng và số chu kỳ làm việc, nhằm xác định ngưỡng tải trọng lặp mà vật liệu có thể chịu được mà không phát sinh hư hỏng.

Khái niệm độ bền lâu và giới hạn mỏi giúp mô tả rõ hơn hành vi của vật liệu dưới ứng suất lặp: độ bền lâu phản ánh số chu kỳ (hoặc thời gian làm việc) mà vật liệu có thể chịu được trước khi xuất hiện vết nứt mỏi có kích thước đáng kể hoặc xảy ra phá hủy hoàn toàn. Nếu ứng suất cực đại nhỏ hơn giới hạn mỏi ($\sigma_{max} < [\sigma]$); vật liệu có thể được xem như có khả năng làm việc lâu dài mà không giới hạn. Ngược lại, khi ứng suất tác dụng vượt quá giới hạn mỏi ($\sigma_{max} > [\sigma]$); tuổi thọ vật liệu sẽ bị giới hạn và cần được xác định cụ thể.

b. Phân tích

Mục tiêu chính của thí nghiệm là khảo sát độ bền mỏi của thép nền C45 trong cấu hình chi tiết trục quay, chịu ảnh hưởng đồng thời của lực ly tâm biến đổi theo thời gian $F_u(m, r, \omega)$ và lực kích thích ngoài có tính chu kỳ F_m do nam châm điện tạo ra $\rightarrow$ gây ứng suất biến thiên theo thời gian tác động lên chi tiết $\rightarrow$ phá hủy.

Toàn bộ quy trình thí nghiệm được triển khai theo các tiêu chuẩn ISO hiện hành. Thử nghiệm mỏi được tiến hành trên máy kiểm tra độ bền mỏi tại phòng thí nghiệm Cơ khí và Môi trường (REME Lab) – Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM.

Dựa trên dữ liệu thu thập được về ứng suất và số chu kỳ phá hủy, đường cong mỏi cùng với phương trình đặc trưng theo mô hình Basquin đã được thiết lập. Từ đó,

đường cong đặc trưng mỏi và giới hạn mỏi (fatigue limit) của vật liệu được xác định phục vụ cho việc đánh giá tuổi thọ chi tiết trong điều kiện làm việc thực tế.

Dựa trên kết quả Bảng 5.2; ứng suất tối đa áp dụng trong thí nghiệm mỏi được lựa chọn bằng 70% giới hạn chảy σ_c , tương đương khoảng 300 MPa.

$$\sigma_{max} = 70\% \cdot \sigma_c = 70\% \cdot 426 \approx 300 \text{ MPa}$$

Ngoài ra, theo Bảng 4.2 ta có lượng mất cân bằng tại tốc độ 1500 rpm; khối lượng thử 30g; góc pha $0^\circ-0^\circ$; bán kính đặt tải 50mm là $G = 14,3 (< G_{16})$. Áp dụng công thức (3.25) và (5.4); ta tính ứng suất tác động lên mẫu thử nghiệm:

- + Tốc độ: $n = 1500$ vòng/phút;
- + Khối lượng thử (tải trọng): $m_{trial} = 0,03$ kg;
- + Bán kính tải: $r = 0,05$ m;
- + Vận tốc góc: $\omega_2 = 157$ rad/s;
- + Khoảng cách từ gối đỡ đến điểm đặt lực F_2 : $a = 0,18$ m;
- + Khoảng cách từ điểm đặt lực F_2 đến điểm đặt lực F_6 : $b = 0,075$ m;
- + Đường kính trục: $d = 0,006$ m;

Lúc này; ta có:

- Lực tác động:

$$F_2 = F_6 = F_u + F_m = m \cdot r \cdot \omega_2^2 + 10 = 47 \text{ N}$$

- Ứng suất cắt:

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{47}{\frac{\pi \cdot 0,006^2}{4}} = 1,6 \text{ MPa}$$

- Mô-men uốn:

$$M_u = F \cdot a = 47 \cdot 0,18 = 8,46 \text{ Nm}$$

- Ứng suất uốn:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{8,46}{\frac{\pi \cdot 0,006^3}{32}} = 399 \text{ MPa}$$

- Ứng suất tương đương tác động:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_b)^2 + \alpha \cdot (\tau_s)^2} = \sqrt{399^2 + 3 \cdot 1,6} = 399 \text{ Mpa} > 300 \text{ Mpa: ứng suất cho phép.}$$

Tương tự; ta lập Bảng 5.5 thể hiện mối liên quan giữa các thông số ảnh hưởng đến mất cân bằng đến ứng suất tác động.

Bảng 5.5 Qui đổi từ các thông số ảnh hưởng do mất cân bằng qua ứng suất

STT	Vị trí	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 σ (MPa)
1	0 ⁰ -0 ⁰	30	50	1500	36,5	10	399
2	0 ⁰ -0 ⁰	30	50	1300	27,3	10	317
3	0⁰-0⁰	30	50	1200	23,7	10	286
4	0 ⁰ -0 ⁰	30	50	1100	19,9	10	254
5	0 ⁰ -0 ⁰	30	50	1010	16,8	10	228

Nhận xét:

Từ Bảng 5.5; để xây dựng đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa ứng suất – chu kỳ; ta sẽ chọn mức thí nghiệm bắt đầu ở tốc độ 1200 vòng/phút; vị trí 0⁰-0⁰; tải thử 30g và bán kính tải 50mm; mức này tương ứng với ứng suất $\sigma = 286 \text{ Mpa} (< 300 \text{ Mpa})$.

Sau đó; chúng ta sẽ thay đổi các thông số ảnh hưởng đến mất cân bằng làm ứng suất thay đổi → ảnh hưởng đến độ bền mỗi trục quay. Trong phạm vi của đề tài; ta sẽ thay đổi thông số ảnh hưởng đó là tốc độ quay: cụ thể là chạy với các tốc độ như sau: 1200 vòng/phút; 1100 vòng/phút; 1010 vòng/phút; 900 vòng/phút và 870 vòng/phút.

d. Kết quả thí nghiệm

Như đã đề cập trong các phần trước, nhằm đánh giá ảnh hưởng của các thông số đến độ bền mỏi của vật liệu, thí nghiệm được tiến hành tại 5 mức ứng suất tác động khác nhau. Đồng thời, để đảm bảo tính lặp lại và độ tin cậy của kết quả, mỗi mức được kiểm tra trên ba mẫu thử riêng biệt.

Trong thí nghiệm này, ứng suất tác dụng lên mẫu thử được tạo ra từ lực ly tâm của tải thử quay cùng trục. Do tải thử và bán kính được giữ cố định, việc thay đổi tốc độ quay là cách trực tiếp và thuận tiện nhất để điều chỉnh giá trị lực ly tâm, từ đó thay đổi mức ứng suất tác dụng lên mẫu. Năm giá trị tốc độ quay khác nhau được lựa chọn nhằm tạo ra 5 mức ứng suất phân bố từ cao đến thấp, đủ để xây dựng đường cong S–N theo phương trình Basquin.

Từ Bảng 5.5, điểm thí nghiệm đầu tiên được chọn tương ứng với ứng suất $\sigma = 286$ Mpa. Sau đó, từ dữ liệu thí nghiệm thu được (trình bày trong Bảng 5.6 và bảng 5.7) ta thiết lập đường cong mỏi dựa trên phương trình Basquin, với sự hỗ trợ tính toán và xử lý số liệu bằng phần mềm Excel. Quy trình thí nghiệm chi tiết tham khảo thêm tài liệu [17].

Bảng 5.6 Các thông số trong quá trình thực nghiệm

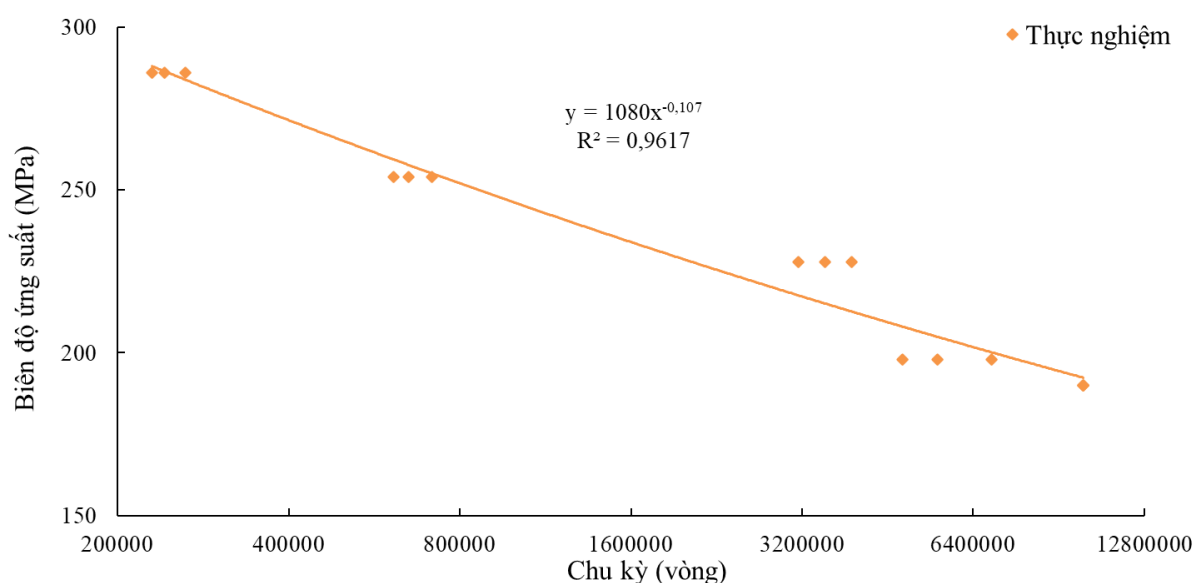
STT	Tải thử m (g)	Bán kính tải r (mm)	Tốc độ (rpm)	Lực li tâm F_u (N)	Lực nam châm F_m (N)	Ứng suất σ (MPa)
Điểm 1	30	50	1200	23,7	10	286
Điểm 2	30	50	1100	19,9	10	254
Điểm 3	30	50	1010	16,8	10	228
Điểm 4	30	50	900	13,3	10	198
Điểm 5	30	50	870	12,4	10	190

Dữ liệu thí nghiệm thu nhận được tổng hợp và trình bày trong Bảng 5.7

Bảng 5.7 Bảng tổng hợp dữ liệu thu được từ thí nghiệm

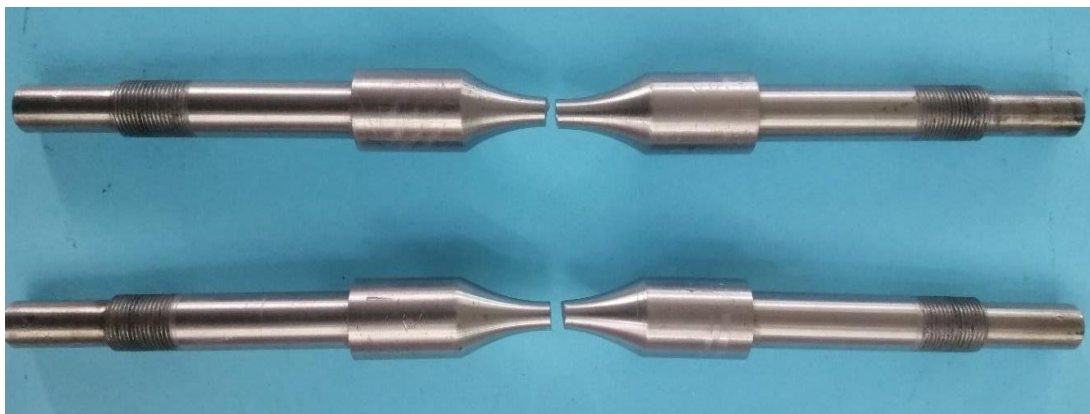
Vật liệu		Mức ứng suất 1 $\sigma = 286 \text{ MPa}$	Mức ứng suất 2 $\sigma = 254 \text{ MPa}$	Mức ứng suất 3 $\sigma = 228 \text{ MPa}$	Mức ứng suất 4 $\sigma = 198 \text{ MPa}$	Mức ứng suất 5 $\sigma = 190 \text{ MPa}$
	Mẫu	Số chu kỳ	Số chu kỳ	Số chu kỳ	Số chu kỳ	Số chu kỳ
Thép C45	1	241.460	651.000	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 5.18 minh họa đường cong mỏi tương ứng với chi tiết mẫu trục quay.

**Hình 5.18** Đường cong mỏi thực nghiệm ứng với vật liệu thép C45

Hình 5.19 trình bày các mẫu thử bị phá hủy do mỏi sau khi chịu tải chu kỳ ở ứng suất $\sigma = 286 \text{ MPa}$ với tốc độ quay 1200 vòng/phút. Vết gãy xuất hiện rõ ràng tại vùng làm việc có tiết diện nhỏ nhất – nơi tập trung ứng suất lớn nhất trong quá trình thí nghiệm. Hiện tượng gãy mỏi xảy ra sau một số chu kỳ nhất định, phản ánh khả năng chống mỏi giới hạn của vật liệu trong điều kiện tải thay đổi và quay liên tục. Kết quả

này là cơ sở để đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ của chi tiết trong các ứng dụng cơ cấu quay.



Hình 5.19 Mẫu gãy mỏi tại ứng suất $\sigma = 286$ MPa (1200 vòng/phút)

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; với các tham số thực nghiệm được trình bày trong Bảng 5.8:

$$\sigma_a = 1080 \cdot N^{-0,107} \quad (5.6)$$

Bảng 5.8 Các tham số mô tả đường cong mỏi theo Basquin cho thép C45

Mẫu	σ'_f (MPa)	b
Thép C45	1080	- 0,107

Từ kết quả thực nghiệm ở Bảng 5.6 và Bảng 5.7, ta có mối quan hệ giữa các yếu tố gây mất cân bằng đến ứng suất tác động và tuổi bền mỏi của mẫu. Kết quả cụ thể được trình bày ở Bảng 5.9

Bảng 5.9. Mối quan hệ giữa các yếu tố gây mất cân bằng đến ứng suất tác động và số chu kỳ mỏi trung bình

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 σ (MPa)	Số chu kỳ trung bình
Điểm 1	30	50	1200	23,7	10	286	$2,4.10^5$
Điểm 2	30	50	1100	19,9	10	254	659.10^5
Điểm 3	30	50	1010	16,8	10	228	$3,5.10^6$
Điểm 4	30	50	900	13,3	10	198	$5,7.10^6$
Điểm 5	30	50	870	12,4	10	190	10^7

Nhận xét:

Từ đồ thị Hình 5.18 và Bảng 5.9 cho thấy 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.

Kết quả cũng chỉ ra rằng khi lượng mất cân bằng (do tốc độ quay) tăng, ứng suất tác dụng tăng đáng kể, kéo theo số chu kỳ mỏi trung bình của mẫu giảm rõ rệt.

Từ [108], ta khảo sát các đường cong Mối hiện nay trên thế giới gồm có:

- Phương pháp Mitchell:

$$\sigma_a = 1051. (2N_f)^{-0,079}$$

- Phương pháp Medians:

$$\sigma_a = 1059. (2N_f)^{-0,09}$$

- Phương pháp Roesle:

$$\sigma_a = 947. (2N_f)^{-0,09}$$

- Phương pháp Universal Slopes:

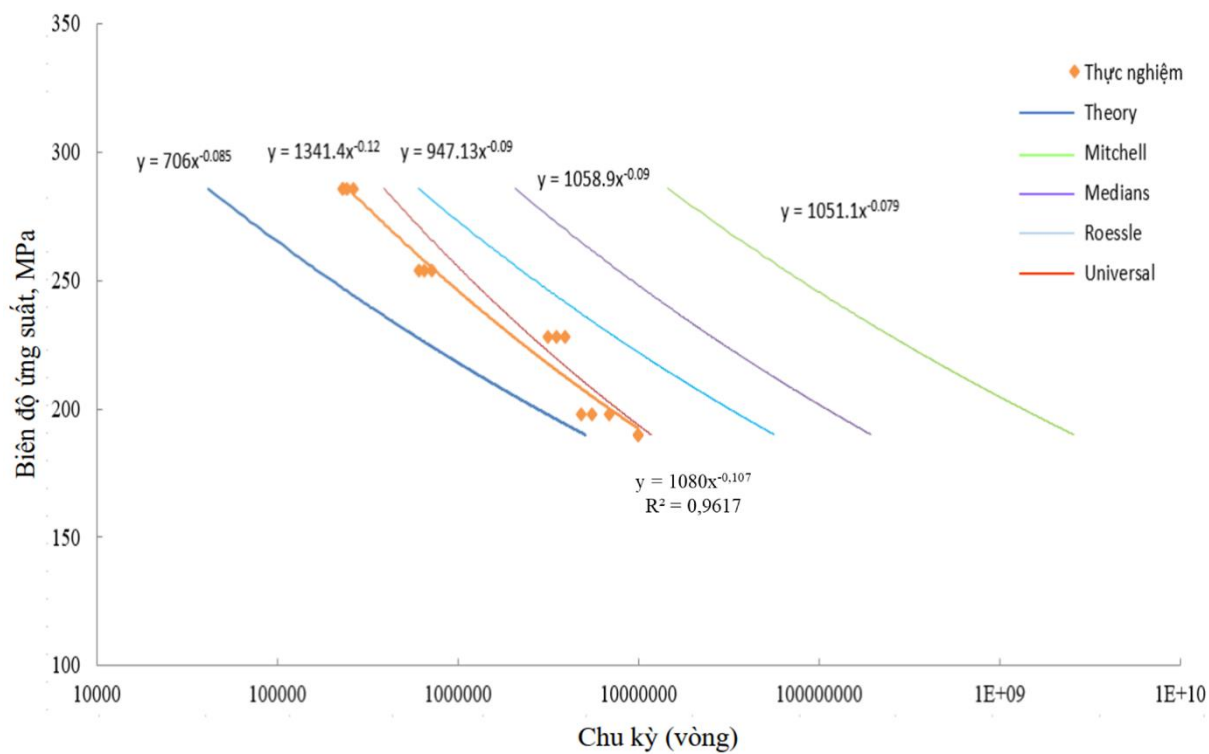
$$\sigma_a = 1341. (2N_f)^{-0,12}$$

- Phương pháp Theory [58]:

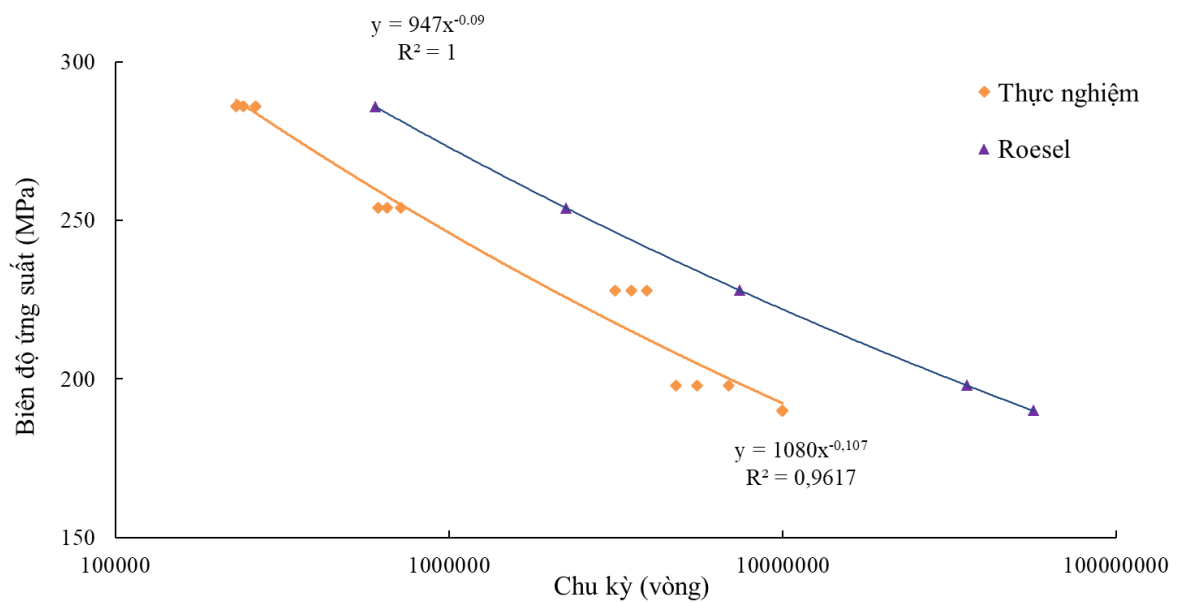
$$\sigma_a = 706. (2N_f)^{-0,085}$$

So sánh với đường cong mỏi thực nghiệm vừa tìm được, ta có đồ thị như

Hình 5.20



Hình 5.20 So sánh đồ thị mỏi của thép C45 thu được từ thực nghiệm với các mô hình mỏi khác



Hình 5.21 Đường cong mỏi thực nghiệm từ thép C45 đối chiếu đường cong Roesel

Nhận xét:

Kết quả thực nghiệm được trình bày trong Hình 5.21 thể hiện mối quan hệ S–N của thép C45 trong điều kiện làm việc có ảnh hưởng của các yếu tố mất cân bằng: khối lượng thử, bán kính đặt tải, và tốc độ quay đến độ bền mỏi. Đường cong minh họa rõ sự gia tăng ứng suất tác dụng và sự suy giảm đáng kể tuổi thọ mỏi khi xuất hiện các yếu tố gây mất cân bằng trong hệ thống quay.

So với đường cong mỏi của Roesel, thu được từ thực nghiệm bằng phương pháp uốn thuần túy, kết quả cho thấy các thông số gây mất cân bằng lên trục quay đã làm giảm độ bền mỏi của mẫu thử so với mẫu uốn quay thuần túy.

Chương 6. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

6.1 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 – β 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 - β 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.

6.2 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 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.

6.3 Các công trình công bố

1. Lam Tran Thanh, Ngon Dang Thien, Cuong Le Chi, *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, Đặng Thiệu Ngôn, Lê Chí Cường, *Nghiên cứu, chế tạo, thực nghiệm mô hình rotor trục mềm*, Tạp chí KHGDKT Số 58, 2020.
3. Trần Thanh Lam, Đặng Thiệu Ngôn, Trần Thái Sơn, Lê Chí Cường, *Nghiên cứu thực nghiệm đánh giá các thông số ảnh hưởng đến dao động của rotor*; Tạp chí KHGDKT, số 66/ 2021.
4. Thanh Lam Tran, Chi Cuong Le, Tien Hoang Ngo, and Ngoc Dang Khoa Tran, *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- β Method*, PLOS ONE (SCIE – Q1), revised following the second round of review.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] ISO 1940/1 - 2013, *Balance Quality Requirements of Rigid Rotors*, International Organization for Standardization.
- [2] J. M Vance, *Rotordynamics of turbomachinery*, John Wiley & Sons, 1988.
- [3] A. Muszynska, *Rotordynamics*, 1st ed, New York: Taylor & Francis 2005.
- [4] N. F. Rieger, *Rotor Dynamics 2, Problems in Turbine Machinery*, Wien: Springer Verlag, New York, 1988.
- [5] M. Darlow, *Balancing of high-speed machinery: Theory, methods and experimental results*, Mechanical Systems and Signal Processing, J. Elsevier, 1(1) (1987), 105-134.
- [6] W. Schütz, *A history of fatigue*, Engineering Fracture Mech, Vol. 54, pp.263-300, 1996.
- [7] S. Suresh, *Fatigue of Materials*, Second Edition; Cambridge University Press; 1998.
- [8] M. S. Darlow, *Balancing of High Speed Machinery*, Springer Verlag, NY, 1989.
- [9] D. E. Bently, *Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics*, Bently Pressurized Bearing Press, 2005.
- [10] R. Tiwari, *Rotor Systems: Analysis and Identification*, CRC Press, 2017.
- [11] G. A. Hassan, *New approach for computer-aided static and dynamic balancing of rigid rotors*, Journal of Sound and Vibration, 179(5) (1995), 749-761.
- [12] L. Toth and S. Y. Yarema, *Formation of the science of fatigue of metals. Part 1*, Materials Science, Vol.42, pp.673 – 680, 2006.
- [13] Ngô Văn Quyết, *Cơ sở lý thuyết mỏi*, Nhà xuất bản Giáo dục, 2000.
- [14] Đỗ Đức Tuấn, *Nghiên cứu đánh giá độ bền và độ bền mỏi kết cấu bộ phận chạy đầu máy, toa xe sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam*, Đề tài NCKH cấp Bộ, 2015.

- [15] Phạm Lê Tiến, *Nghiên cứu đánh giá độ bền mỏi và tuổi thọ mỏi của khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D19E vận dụng trên đường sắt Việt Nam*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, ĐH Giao thông vận tải, 2011.
- [16] Trần Hoài Bảo, *Nghiên cứu nứt mỏi trên các chi tiết cơ khí dạng trục và lò xo xoắn*, Luận án Thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM, 2008.
- [17] Nguyễn Vĩnh Phôi, *Nghiên cứu ảnh hưởng của lớp phủ bề mặt đến độ bền mỏi của chi tiết máy dạng trục*, LATS, Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM, 2020.
- [18] R. Bishop and G. Parkinson, *On the use of balancing machines for flexible rotors*, American Society of Mechanical Engineers Transactions, Journal of Engineering for Industry 94, 1972.
- [19] J. W. Lund and J. Tonneson, *Analysis and experiments in multiplane balancing of flexible rotors*, American Society of Mechanical Engineers Transactions, Journal of Engineering for Industry 94, 1972.
- [20] M. S. Darlow, *In situ balancing of flexible rotors using influence coefficient balancing and the unified balancing approach*, American Society of Mechanical Engineers, 1983.
- [21] J. M. Tessarzik, H. Badgley, and J. Anderson, *Flexible rotor balancing by the exact point-speed influence coefficient method*, American Society of Mechanical Engineers Transactions, Journal of Engineering for Industry 94, 1972.
- [22] X. Yu, *General Influence Coefficient Algorithm in Balancing of Rotating Machinery*, Int'l Journal of Rotating Machinery, 10 (2004), 85-90.
- [23] Y. Xu, *Active magnetic bearings dynamic parameters identification from experimental rotor unbalance response*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2016.
- [24] Y. A. Khulief, *A new method for field-balancing of high-speed flexible rotors without trial weights*, International Journal of Rotating Machinery, Volume 2014,
- [25] X. Li, *Balancing of flexible rotors without trial weights based on finite element modal analysis*, Journal of Vibration and Control, Vol 19, Issue 3, 2013.

- [26] G. Lang, *Impact of system anisotropy on vibration reduction of rotating machinery and its evaluation method*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2017.
- [27] J. J. Sinou and A. W. Lees, *The influence of cracks in rotating shafts*, Journal of Sound and Vibration, Volume 285, Issues 4-5, 6 August 2005, Pages 1015-1037.
- [28] C. Fu, *Steady-state response analysis of cracked rotors with uncertain-but-bounded parameters using a polynomial surrogate method*, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 8/2018.
- [29] H. M. Mobarak, H. Wu, and C. Yang, *Effect of Unbalanced Force on the Crack Breathing Mechanism*, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research Vol. 7, No. 2, March 2018.
- [30] H. M. Mobarak, H. Wu, and C. Yang, *The Crack Breathing Mechanism*, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research Vol. 7, No. 2, March 2018.
- [31] M. Hossain and H. Wu, *Crack breathing behavior of unbalanced rotor system: A Quasi-static numerical analysis*, J. Vibroengineering 20 (5/2018), 1459-1469.
- [32] S. Liu, *A modified low-speed balancing method for flexible rotors based on holospectrum*, Mechanical Systems and Signal Processing 21 (2007) 348–364.
- [33] S. Tresser, *Dynamic balancing of super-critical rotating structures using slow-speed data via parametric excitation*, Journal of Sound and Vibration, 11/2017.
- [34] B. Xu, L. Qu, and R. Sun, *The optimization technique-based balancing of flexible rotors without test runs*, Journal of Sound and Vibration (2000) 238(5), 877-892.
- [35] G. Bin, *Development of whole-machine high speed balance approach for turbomachinery shaft system with $N+1$ supports*, Measurement, 2018.
- [36] L. J. Everett, *Optimal Two-Plane Balance Of Rigid Rotors*, J. of Sound and Vibration, 208(4) (1997), 656–663.
- [37] R. Tiwari and P. Kumar, *An innovative virtual trial misalignment approach for identification of unbalance, sensor and active magnetic bearing misalignment along*

- with its stiffness parameters in a magnetically levitated flexible rotor system, *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 167, Part A, March 2022.
- [38] C. Wang, H. Li, K. Zhang, S. Hu, and B. Sun, *Intelligent fault diagnosis of planetary gearbox based on adaptive normal-ized CNN under complex variable working conditions and data imbalance*, *Measurement*. 2021;180:109565.
- [39] M. Friswell, J. Penny, S. Garvey, and A. Lees, *Dynamics of rotating machines*, 1st ed, Cambridge University Press, 2010.
- [40] Z. Yuan, F. Chu, and Y. Lin, *External and internal coupling effects of rotor's bending and torsional vibrations under un-balance*, *J Sound Vib*. 2007; 299: pp. 339-347.
- [41] J. Hong, P. Yu, Y. Ma, and D. Zhang, *Investigation on nonlinear lateral-torsional coupled vibration of a rotor system with substantial unbalance*, *Chin J Aeronaut*. 2020; 33: 1642-1660.
- [42] H. S. Han, K. H. Lee, S. H. Jeon, and S. H. Park, *Lateral-torsional coupled vibration of a propulsion shaft with a diesel engine supported by a resilient mount*, *J Mechanical Eng Sci Technol*. 2017; 31: 3727-3735.
- [43] A. S. Das, K. Dutt, and K. Ray, *Active control of coupled flexural-torsional vibration in a flexible rotor-bearing system using electromagnetic actuator*, *Int J Nonlin Mech*. 2011; 46; 1093-1109.
- [44] R. Cohen and I. Porat, *Coupled torsional and transverse vibration of unbalanced rotor*, *J Appl Mech*. 1985; 52: 701-705.
- [45] M. A. Rao, J. Srinivas, V.B.V. Rama Raju, and K.V.S.S Kumar, *Coupled torsional-lateral vibration analysis of geared shaft systems using mode synthesis*, *J Sound Vib*. 2003; 26: 359-364.
- [46] X. Chen and M. Liao, *Transient characteristics of a dual-rotor system with intershaft bearing subjected to mass unbalance and base motions during start-up*, *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Oslo, Norway, 2018.

- [47] X. Kong, Z. Hu, J. Tang, S. Chen, and Z. Wang, *Effects of gear flexibility on the dynamic characteristics of spur and helical gear system*, Mechanical Systems and Signal Processing 184 (2023) 109691
- [48] J. Hong, Y. Pingchao, M. Yanhong, and D. Zhang, *Investigation on nonlinear lateral-torsional coupled vibration of a rotor system with substantial unbalance*, Chinese Journal of Aeronautics, (2020), 33(6): 1642–1660
- [49] M. Yanhong, Y. Wang, C. Wang and J. Hong, *Interval analysis of rotor dynamic response based on Chebyshev polynomials*, Chinese Journal of Aeronautics, (2020), 33(9): 2342–2356
- [50] A. N. Halilbeşe, C. Zhang, and O. A. Özsoysal, *Effect of Coupled Torsional and Transverse Vibrations of the Marine Propulsion Shaft System*, Journal of Marine Science and Application (2021) 20:201–212
- [51] Q. Huang, X. Yan, C. Zhang, and H. Zhu, *Coupled transverse and torsional vibrations of the marine propeller shaft with multiple impact factors*, Ocean Engineering 178 (2019) 48–58.
- [52] Y. Hou, S. Cao, Y. Kang and G. Li, *Dynamics Analysis of Bending–Torsional Coupling Characteristic Frequencies in Dual-Rotor Systems*, AIAA Journal; 2022.
- [53] H. Gökmeşe, *Effect of Different Loads on Fatigue Strength of 1040 Steel Materials After Design and Manufacturing of Rotating-Bending Fatigue Test Device*, American Journal of Engineering Research (AJER), vol. 9, 2020, pp. 121-127.
- [54] S. A. Mutasher, A. Sahari, A. Hamouda, and S. Sapuan, *Experimental Study of Bending Fatigue Characteristics of a Hybrid Aluminum/Composite Drive Shaft*, Journal of COMPOSITE MATERIALS, Vol. 41, No. 18/2007.
- [55] F. Ogawa, Y. Shimizu, S. Bressan, T. Morishita, and T. Itoh, *Bending and Torsion Fatigue-Testing Machine Developed for Multiaxial Non-Proportional Loading*, Metals, 2019.
- [56] A. Karolczuk, J. Papuga, and T. Palin-Luc, *Progress in fatigue life calculation by implementing life-dependent material parameters in multiaxial fatigue criteria*, International Journal of Fatigue, Vol 134, 2020.

- [57] A. Karolczuk and M. Slonski, *Application of the Gaussian process for fatigue life prediction under multiaxial loading*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2022.
- [58] R. I. Stephens, A. Fatemi, and H. O. Fuchs, *Metal fatigue in engineering*, 2nd Edition, A Wiley – Interscience Publication, 2021.
- [59] M. Decker, *Vibration fatigue analysis using response spectra*, International Journal of Fatigue, Vol 148, 2021.
- [60] M. Fonte, L. Reis, F. Romeiro, B. Lib, and M. Freitas, *The effect of steady torsion on fatigue crack growth in shafts*, International Journal of Fatigue 28 (2006) 609–617.
- [61] M. Fonte, L. Reis, and M. Freitas, *Fatigue crack growth under rotating bending loading on aluminium alloy 7075-T6 and the effect of a steady torsion*, Theoretical and Applied Fracture Mechanics 2015.
- [62] M. Freitas, L. Reis, M. Fonte, and B. Li, *Effect of steady torsion on fatigue crack initiation and propagation under rotating bending: Multiaxial fatigue and mixed-mode cracking*, Engineering Fracture Mechanics 78 (2011) 826–835.
- [63] L. Rubio, B. M. Abella, and L. Montero, *Quasi-static numerical study of the breathing mechanism of an elliptical crack in an unbalanced rotating shaft*, Latin American Journal of Solids and Structures 11, (2014) 2333-2350.
- [64] L. Yongyao, W. Zhengwei, Z. Jidi, and L. Jiayang, *Fatigue of piston rod caused by unsteady, unbalanced, unsynchronized blade torques in a Kaplan turbine*, Engineering Failure Analysis 17 (2010) 192–199.
- [65] I. K. Daging, H. Sukismo, I. G. Wardana, and J. P. Siahaan, *Fatigue Failure Analysis of Shaft in As-developed Wind Turbine with Reinforced-welding Elbow*, Journal of Physics: Conference Series; 2344 (2022) 012008.
- [66] Q. Niu and S. Yang, *Study on fatigue degradation behavior of a cracked rotor subjected to lateral vibration*, Shock Vib 2018; 2018: 3239523.
- [67] M. Radgolchin and M. Anbarsooz, *Fatigue failure of centrifugal compressor impellers: a comprehensive review*, Eng Fail Anal 2023; 153: 107592.

- [68] I. T. Jiregna, G. G. Sirata, and F. T. Soramo, *Fatigue Failure Analysis of Crankshafts - A Review*, International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology, Vol. 7 Issue 5, May 2020.
- [69] X. Kong, J. Tang, C. Siyu, and Z. Hu, *Effects of gearbox housing flexibility on dynamic characteristics of gear transmission system*, J Vib Control. 2020; 27(17-18); 2097-2108.
- [70] X. Kong, Z. Hu, J. Tang, S. Chen, and Z. Wang, *Effects of gear flexibility on the dynamic characteristics of spur and helical gear system*, Mech Syst Signal Process. 2023; 184; 109691.
- [71] K. Ma, J. Du, and Y. Liu, *Nonlinear dynamic behavior analysis of closed-loop self-excited crankshaft model using improved Newmark- β method*, Nonlinear Dyn. 2023; 111; 5107–5124.
- [72] K. Ma, J. Du, Y. Liu, and X. Chen, *Torsional vibration attenuation of a closed-loop engine crankshaft system via the tuned mass damper and nonlinear energy sink under multiple operating conditions*, Mechanical Systems and Signal Processing 207 (2024) 110941.
- [73] Ngô Kiều Nhi, *Thiết kế chế tạo máy cân bằng*, Hội nghị khoa học toàn quốc về tự động hóa lần 5, 2002.
- [74] Nguyễn Văn Khang, Trần Văn Lượng, *Nghiên cứu cân bằng động rotor trục mềm*, LVTS, ĐHBK Hà Nội, 2000.
- [75] Lê Đình Tuấn, *Thực nghiệm cân bằng tùy động ứng dụng cho monorotor lớn*, ĐHBK Tp.HCM, Đề tài NCKH cấp Bộ, 2005.
- [76] Nguyễn Tuấn Kiệt, Ma Văn Việt, *Cân bằng rotor trục mềm*, LVTh.S, ĐHBK Tp.HCM 2005.
- [77] Phạm Huy Hoàng, *Nghiên cứu cân bằng động rotor trục mềm*, ĐHBK Tp.HCM, Đề tài NCKH cấp Trường, 2012.
- [78] Trương Chí Công, *Nghiên cứu sức bền mỏi của vật liệu thép C45 trước và sau khi tôi cứng*, Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ V – VCME 2018.

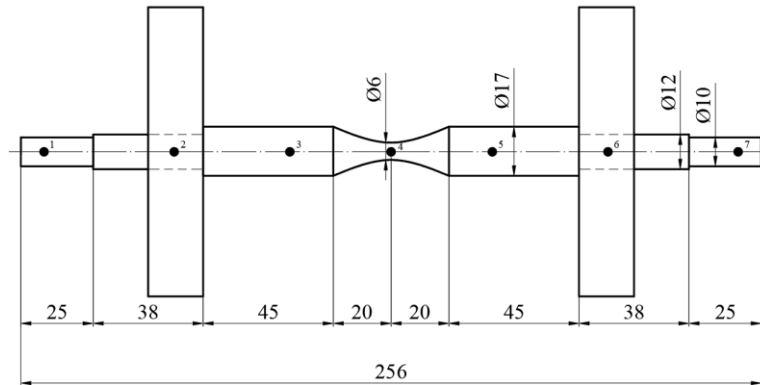
- [79] H. Goldstein, *Classical Mechanics*, 2nd Edition, Addison-Wesley, 1980.
- [80] L. P. Volpi, *Drill-string model for coupled lateral-torsional vibrations with stochastic non-proportional damping*, Ph.D thesis; 2020.
- [81] E. Bayo, J. G. De Jalon, and M. A. Serna, *A modified Lagrangian formulation for the dynamic analysis of constrained mechanical systems*, Computer methods in applied mechanics and engineering 71 (1988) 183-195.
- [82] H. Irschik and H. J. Holl, *Lagrange's equations for open systems, derived via the method of fictitious particles, and written in the Lagrange description of continuum mechanics*, Acta Mech; Springer-Verlag Wien 2014; DOI: 10.1007/s00707-014-1147-8.
- [83] M. Dakel, S. Baguet, and R. Dufour, *Steady-state dynamic behavior of an on-board rotor under combined base motions*, Journal of Vibration and Control, vol. 20, no. 15, pp. 2254–2287, 2014.
- [84] W. He, T. Wang, X. He, L. J. Yang, and O. Kaynak, *Dynamical Modeling and Boundary Vibration Control of a Rigid-Flexible Wing System*, IEEE/ASME Transactions on mechatronics, 2020.
- [85] S. M. Hashemi and M. J. Richard, *A Dynamic Finite Element (DFE) method for free vibrations of bending-torsion coupled beams*, Aerosp. Sci. Technol. 4 (2000) 41–55.
- [86] ISO 1143 – 2010, *Metallic materials-Rotating bar bending fatigue testing*, 2010.
- [87] C. M. Close, D. K. Frederick, and J. C. Newel, *Modeling and Analysis of Dynamic Systems*, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc, 2002.
- [88] R. S. Esfandiari and B. Lu, *Modeling and Analysis of Dynamic Systems*, Third Edition, CRC Press, 2018.
- [89] T. Gao, S. Cao, and T. Zhang, *Theoretical and Experimental Study on the Transient Time-Frequency Characteristics of the Bending-Torsional Coupling Motions of a Rub-Impact Dual-Rotor System*, Shock and Vibration, Vol 2021.

- [90] Y. Fan, C. Zhao, H. Yu, and B. Wen, *Dynamic load identification algorithm based on Newmark- β and self-filtering*, Proc Inst Mech Eng C: J Mech Eng Sci. 2020; 234: 96-107.
- [91] A. Singh and T. Gupta, *Effect of rotating unbalance and engine excitations on the nonlinear dynamic response of turbocharger flexible rotor system supported on floating ring bearings*, Arch Appl Mech, 2020.
- [92] Nguyễn Hoài Sơn, Mai Đức Đãi, Lê Thanh Phong, *Ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn trong tính toán kết cấu*, NXB Đại học quốc gia Tp.HCM, 2011.
- [93] Nguyễn Hoài Sơn, Đỗ Thanh Việt, Vũ Như Phan Thiện, *Phương pháp phần tử hữu hạn với Matlab*, NXB ĐHQG TP. HCM, 2001
- [94] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, and J. Z. Zhu, *The Finite Element Method: Its Basic and Fundamentals*, Sixth Edition, Butterworth – Heinemann, 2005.
- [95] S. S. Rao, *Vibration of Continuous Systems*, John Wiley and Sons, 2007.
- [96] R. S. Khurmi and J. K. Gupta, *A Textbook of Machine Design*, S.Chand Publishing, 1996.
- [97] O. Özşahin, E. Budak and H. N. Özgüven, *Analytical Modelling of the Machine Tool Spindle Dynamics Under Operational Conditions*, Proceedings of the 37th MATADOR Conference, Manchester, UK, July 2012.
- [98] ISO 5753 – 1:2009, *Rolling bearings – Internal clearance - Part 1: Radial internal clearance for radial bearings*, 2009.
- [99] T. C. Zhang, S. Q. Cao, Q. Li, and H. Guo, *Analysis and experiment of coupled bending and torsional vibration of a rub-impact dual-rotor system*, Journal of Aerospace Power, vol. 34, no. 3, pp. 643–655, 2019.
- [100] E. Gunter, *Understanding amplitude and phase in rotating machinery*, Vibration Institute 33 Annual Meeting, Williamsburg, VA, (2012), 1-20.
- [101] O. H. Basquin, *The exponential law of endurance tests*, Proceedings of the Annual Meeting, American Society for Testing and Materials, Vol.10, pp. 625-630, 1910.

- [102] E. Santecchia, A. M. S. Hamouda, F. Musharavati, E. Zalnezhad, M. Cabibbo, and S. Spigarelli, *A Review on Fatigue Life Prediction Methods for Metals*, Advances in Materials Science and Engineering, Vol 2016, Article ID 9573524, Doi: 10.1155/2016/9573524.
- [103] M. Radgolchin and M. Anbarsooz, *Fatigue failure of centrifugal compressor impellers: A comprehensive review*, Engineering Failure Analysis, Vol 153 (2023), 107592.
- [104] N. E. Dowling, *Mechanical Behavior of Materials*, Fourth Edition; International Edition 2013.
- [105] Nghiêm Hùng, *Vật liệu học cơ sở*, NXB Khoa học và kỹ thuật, 2000.
- [106] ISO 6892-1:2009/2016, *Metallic materials — Tensile testing — Part 1: Method of test at room temperature*, 2016.
- [107] Nguyen V. P, Nguyen N. P. L, and Dang T.N, *Improvement formicrostructure of severely deformed JIS S45C steel after rolling process*, Appl Mech Mater 2019; 889: 148–154.
- [108] M. F. Harun and R. Mohammad, *Fatigue Properties of JIS H3300 C1220 Copper for Strain Life Prediction*, 3rd International Conference on the Science and Engineering of Materials, ICoSEM 2017

PHỤ LỤC A

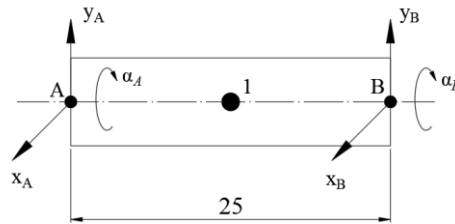
Tính khối lượng tương đương; độ cứng tương đương; giảm chấn tương đương



Hình 1A. Thông số hình học của trục quay

1. Khối lượng tương đương

Tiến hành khảo sát đoạn trục 1 (d=10 mm, L=25 mm)



Khối lượng của mỗi phần tử trục được chia đều cho 2 nút đầu và cuối của nó (giả định khối lượng tập trung tại nút). Với phần tử nút i và $(i + 1)$, khối lượng:

Vector bậc tự do lúc này là:

$$q = [x_A \quad y_A \quad \alpha_A \quad x_B \quad y_B \quad \alpha_B]^T$$

Ta có công thức tính hàm dạng:

$$x(s) = \sum_{i=1}^n N_i(s) \cdot x_i$$

Xuất phát từ công thức năng lượng động học liên tục, ta thực hiện các bước sau để đưa về dạng tổng quát hệ toàn cục sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM):

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A (\dot{x}^2(s) + \dot{y}^2(s)) ds + \frac{1}{2} \int_0^L \rho I \ddot{\phi}^2 ds$$

Trong đó: ρ : khối lượng riêng; A : tiết diện ngang; I : mômen quán tính tiết diện; L : chiều dài phần tử

Trong trường hợp này cho $\alpha_A = \alpha_B \approx 0$ nên vector bậc tự do lúc này sẽ là:

$$q = [x_A \quad y_A \quad x_B \quad y_B]^T$$

Công thức động năng lúc này sẽ là:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \cdot \dot{x}^2(s) ds + \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \dot{y}^2(s) ds$$

Sử dụng hàm dạng ta có công thức:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A [\{\dot{x}\}^T \mathbf{N}^T(\mathbf{s}) \cdot \mathbf{N}(\mathbf{s}) \{\dot{x}\} + \{\dot{y}\}^T \mathbf{N}^T(\mathbf{s}) \cdot \mathbf{N}(\mathbf{s}) \{\dot{y}\}] ds$$

Đưa các thành phần không phụ thuộc s ra ngoài tích phân, ta thu được:

$$T = \frac{1}{2} \{\dot{x}\}^T \left(\int_0^L \rho A \mathbf{N}^T(\mathbf{s}) \cdot \mathbf{N}(\mathbf{s}) ds \right) \{\dot{x}\} + \frac{1}{2} \{\dot{y}\}^T \left(\int_0^L \rho A \mathbf{N}^T(\mathbf{s}) \cdot \mathbf{N}(\mathbf{s}) ds \right) \{\dot{y}\}$$

Phần tử trong dấu ngoặc vuông chính là ma trận khối lượng phần tử M_c :

$$M_c = \left(\int_0^L \rho A \mathbf{N}^T(\mathbf{s}) \cdot \mathbf{N}(\mathbf{s}) ds \right)$$

Với: $\begin{cases} x(s) = N_1 \cdot x_A + N_2 \cdot x_B \\ y(s) = N_1 \cdot y_A + N_2 \cdot y_B \end{cases}$

Thay vào hàm dạng ta có:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \cdot (N_1 \cdot x_A + N_2 \cdot x_B)^2 ds + \frac{1}{2} \int_0^L \rho A (N_1 \cdot y_A + N_2 \cdot y_B)^2 ds$$

Vector nội suy:

$$\dot{x}(s) = [N_1 \quad N_2] \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix}, \quad \dot{y}(s) = [N_1 \quad N_2] \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{bmatrix}$$

Thay vào phương trình:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A (\dot{x}^T \mathbf{N}^T \mathbf{N} \dot{x} + \dot{y}^T \mathbf{N}^T \mathbf{N} \dot{y}) ds$$

Trong đó:

- $N = [N_1 \quad N_2]$
- $\dot{x} = [\dot{x}_A \quad \dot{x}_B]^T$
- $\dot{y} = [\dot{y}_A \quad \dot{y}_B]^T$

Tiến hành gom thành ma trận khối: $\dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{x}_A \\ \dot{x}_B \\ \dot{y}_A \\ \dot{y}_B \end{bmatrix}$, và $N_{xy} = \begin{bmatrix} N & 0 \\ 0 & N \end{bmatrix}$

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \dot{q}^T N_{xy}^T N_{xy} \dot{q} ds$$

Suy ra ma trận khối lượng:

$$M = \int_0^L \rho A N_{xy}^T N_{xy} ds$$

Xét ma trận khối lượng theo phương x ta có:

$$M_x = \int_0^L \rho A \begin{bmatrix} N_1^2 & N_1 N_2 \\ N_1 N_2 & N_2^2 \end{bmatrix} ds$$

$$N_1(x) = 1 - \frac{x}{L};$$

$$N_2(x) = \frac{x}{L}$$

$$\int_0^L N_1^2 dx = \int_0^L \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 dx = \int_0^L \left(1 - \frac{2x}{L} + \frac{x^2}{L^2}\right) dx = L - L + \frac{L}{3} = \frac{L}{3}$$

$$\int_0^L N_2^2 dx = \int_0^L \left(\frac{x}{L}\right)^2 dx = \frac{1}{L^2} \int_0^L x^2 dx = \frac{1}{L^2} \cdot \frac{L^3}{3} = \frac{L}{3}$$

$$\begin{aligned} \int_0^L N_1 \cdot N_2 dx &= \int_0^L \left(1 - \frac{x}{L}\right) \cdot \left(\frac{x}{L}\right) dx = \int_0^L \frac{x}{L} - \frac{x^2}{L^2} dx = \frac{1}{L} \int_0^L x dx - \left(\frac{1}{L^2}\right) \int_0^L x^2 dx \\ &= \left(\frac{L}{2}\right) - \left(\frac{L}{3}\right) = \frac{L}{6} \end{aligned}$$

Thay vào phương trình khối lượng theo phương x ta có:

$$M_x = \int_0^L \rho A \begin{bmatrix} \frac{L}{3} & \frac{L}{6} \\ \frac{L}{6} & \frac{L}{3} \end{bmatrix} ds = \frac{\rho AL}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

Kết hợp theo phương y ta có ma trận khối lượng tổng lúc này là:

$$M = \frac{\rho AL}{6} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2 \end{bmatrix}$$

Ta có công thức tính khối lượng tại nút:

$$m_i = \sum_k M_{ii}^k + \sum_{i \neq j} M_{ij}^k$$

$$m_i = M_{ii} + \frac{1}{2} M_{ij}$$

$$m_1 = M_{11} + M_{22} + \frac{1}{2} (M_{13} + M_{24}) = (2 + 2 + 0,5(1 + 1)) \frac{\rho AL}{6} = \frac{5}{6} \rho AL$$

Tương tự:

$$m_2 = \frac{5}{6} \rho AL$$

Suy ra:

$$m_i = \int_0^{L_i} \left(\frac{5}{6} \rho A \right) dL$$

Bảng 1 kết quả tính toán khối lượng (g):

m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6	m_7
13	28	67	30	67	28	13

2. Độ cứng tương đương

Công thức năng lượng uốn của dầm (Euler-Bernoulli):

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{d^2 q(x)}{dx^2} \right)^2 dx$$

Tính xấp xỉ chuyển vị theo hàm Hermite:

Tiến hành chọn hàm dạng bậc 3:

$$q(x) = N_1(x)x_A + N_2(x)y_A + N_3(x)x_B + N_4(x)y_B$$

Với:

x_A, y_A : chuyển vị tại điểm A; x_B, y_B : chuyển vị tại điểm B.

N_1, N_2, N_3, N_4 : là các hàm nội suy Hermite.

Hàm dạng chuẩn hóa theo tọa độ:

$$\xi = \frac{x}{L} \in [0,1]$$

$$N_1(\xi) = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3$$

$$N_2(\xi) = L(\xi - 2\xi^2 + \xi^3)$$

$$N_3(\xi) = 3\xi^2 - 2\xi^3$$

$$N_4(\xi) = L(-\xi^2 + \xi^3)$$

Tiến hành đạo hàm bậc 2 của N :

$$N_1''(\xi) = -6 + 12\xi$$

$$N_2''(\xi) = L(-4 + 6\xi)$$

$$N_3''(\xi) = 6 - 12\xi$$

$$N_4''(\xi) = L(-2 + 6\xi)$$

Trong đó:

- Các hàm N_1, N_2, N_3, N_4 tương ứng với chuyển vị tại các nút,
- Viết lại dưới dạng vector – ma trận:

$$q(x) = N(\xi) \cdot d$$

$$\text{Với } N = [N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4] \text{ và } d = [x_A \quad y_A \quad x_B \quad y_B]^T$$

Đạo hàm bậc 2 $q(x)$:

$$\frac{d^2 q}{dx^2} = \frac{d^2 N}{dx^2} \cdot d$$

Do:

$$\xi = \frac{x}{L} = \frac{d}{dx} = \frac{\left(\frac{d}{L}\right)}{d\xi}$$

nên:

$$\frac{d^2 N}{dx^2} = \frac{1}{L^2} \frac{d^2 N}{d\xi^2}$$

Thay vào công thức năng lượng:

$$U = \frac{1}{2} d^T \left[\int_0^L EI \left(\frac{d^2 N}{dx^2} \right)^T \cdot \frac{d^2 N}{dx^2} dx \right] d$$

Thay biến $x = \xi L$ ta được

$$K = \int_0^1 EI \left(\frac{d^2 N}{dx^2} \right)^T \left(\frac{d^2 N}{dx^2} \right) L d\xi = \frac{EI}{L^3} \int_0^1 \left(\frac{d^2 N}{d\xi^2} \right)^T \left(\frac{d^2 N}{d\xi^2} \right) d\xi$$

Ta có công thức tính tích phân phần tử của ma trận:

$$K_{ij} = \frac{EI}{L^3} \int_0^1 N_i''(\xi) N_j''(\xi) d\xi$$

Ví dụ tính K_{11} :

$$\begin{aligned} K_{11} &= \frac{EI}{L^3} \int_0^1 (-6 + 12\xi)^2 d\xi = \frac{EI}{L^3} \int_0^1 (36 - 144\xi + 144\xi^2) d\xi \\ &= \frac{EI}{L^3} [36\xi - 72\xi^2 + 48\xi^3]_0^1 = \frac{EI}{L^3} (36 - 72 + 48) = 12 \cdot \frac{EI}{L^3} \end{aligned}$$

Tiếp theo tính các phần tử ma trận còn lại, sau khi tính ta thu được:

$$K = \frac{12EI}{L^3} \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{2}L & -1 & \frac{1}{2}L \\ \frac{1}{2}L & \frac{1}{3}L^2 & -\frac{1}{2}L & \frac{1}{6}L^2 \\ -1 & -\frac{1}{2}L & 1 & -\frac{1}{2}L \\ \frac{1}{2}L & \frac{1}{6}L^2 & -\frac{1}{2}L & \frac{1}{3}L^2 \end{bmatrix}$$

Ta tiến hành tính moment quán tính như sau:

$$I_i = \frac{\pi d_i^4}{64}$$

Bảng 2 kết quả tính toán I_i (m^3)

I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6	I_7
$4,9 \cdot 10^{-10}$	$1,0 \cdot 10^{-9}$	$4,1 \cdot 10^{-9}$	$6,4 \cdot 10^{-11}$	$4,1 \cdot 10^{-9}$	$1,0 \cdot 10^{-9}$	$4,9 \cdot 10^{-10}$

Ta tiến hành tính moment quán tính phân cực như sau:

$$I_{pj} = 2I_i$$

Bảng 3 kết quả tính toán I_p (m^4)

I_{p1}	I_{p2}	I_{p3}	I_{p4}	I_{p5}	I_{p6}	I_{p7}
$9,8 \cdot 10^{-10}$	$2,0 \cdot 10^{-10}$	$9,8 \cdot 10^{-10}$	$12,8 \cdot 10^{-10}$	$9,8 \cdot 10^{-10}$	$2,0 \cdot 10^{-10}$	$9,8 \cdot 10^{-10}$

Ta tiến hành tính độ cứng tại các điểm như sau:

$$k_i = \frac{EI_i}{L^3}$$

$$k_1 = \frac{EI}{L^3}$$

$$k_2 = \frac{EI}{L^3} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,0 \cdot 10^{-9}}{0,038^3} = 3,9 \cdot 10^6 \text{ (N/m)}$$

$$k_3 = \frac{EI}{L^3} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,1 \cdot 10^{-9}}{0,045^3} = 9,4 \cdot 10^6 \text{ (N/m)}$$

$$k_4 = \frac{EI}{L^3} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6,4 \cdot 10^{-11}}{0,040^3} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ (N/m)}$$

$$k_5 = \frac{EI}{L^3} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,1 \cdot 10^{-9}}{0,045^3} = 9,4 \cdot 10^6 \text{ (N/m)}$$

$$k_6 = \frac{EI}{L^3} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,0 \cdot 10^{-9}}{0,038^3} = 3,9 \cdot 10^6 \text{ (N/m)}$$

$$k_7 = \frac{EI}{L^3}$$

Chọn $k_1 = k_7 = 7,5 \cdot 10^5$ theo tài liệu [104]

Tiến hành tính độ cứng tại các nút như sau:

$$K_x = K_y$$

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

Công thức: $K_i = k_i + k_j$

$$K_1 = k_1 + k_2 = 7,5 \cdot 10^5 + 3,9 \cdot 10^6 = 4,7 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$K_2 = k_2 + k_3 = 3,9 \cdot 10^6 + 9,4 \cdot 10^6 = 1,3 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

$$K_3 = k_3 + k_4 = 9,4 \cdot 10^6 + 2,1 \cdot 10^5 = 9,6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$K_4 = k_4 + k_5 = 2,1 \cdot 10^5 + 9,4 \cdot 10^6 = 9,6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$K_5 = k_5 + k_6 = 9,4 \cdot 10^6 + 3,9 \cdot 10^6 = 1,3 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

$$K_6 = k_6 + k_7 = 3,9.10^6 + 6,6.10^6 = 1,0.10^7 \text{ N/m}$$

$$K_7 = k_7 = 7,5.10^5 \text{ (N/m)}$$

Bảng 4 kết quả tính toán độ cứng K_i (N/m)

K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7
$4,7.10^6$	$1,3.10^7$	$9,6.10^6$	$9,6.10^6$	$1,3.10^7$	$1,3.10^7$	$7,5.10^5$

3. Giảm chấn tương đương

$$c = 2\xi\sqrt{km}$$

Trong đó:

ξ : hệ số giảm chấn

c : hệ số lực cản (Ns/m)

k : độ cứng (N/m)

m : khối lượng (kg)

Bảng 5 kết quả tính toán giảm chấn tại các phần tử (Ns/m)

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7
2,0	18,9	15,9	1,6	15,9	18,9	2,0

Có được giảm chấn tại các điểm, tiến hành tính giảm chấn tại các nút như sau:

$$c_1 = 2.0,01\sqrt{13.10^{-3}.7,5.10^5} = 2,0 \text{ Ns/m}$$

$$c_2 = 2.0,005\sqrt{228.10^{-3}.3,9.10^6} = 18,9 \text{ Ns/m}$$

$$c_3 = 2.0,005\sqrt{67.10^{-3}.9,4.10^6} = 15,9 \text{ Ns/m}$$

$$c_4 = 2.0,005\sqrt{30.10^{-3}.2,1.10^5} = 1,6 \text{ Ns/m}$$

$$c_5 = 2.0,005\sqrt{67.10^{-3}.9,4.10^6} = 15,9 \text{ Ns/m}$$

$$c_6 = 2.0,005\sqrt{228.10^{-3}.3,9.10^6} = 18,9 \text{ Ns/m}$$

$$c_7 = 2.0,005\sqrt{13.10^{-3}.7,5.10^5} = 2,0 \text{ Ns/m}$$

$$C_x = C_y$$

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

Công thức: $C_{ij} = c_i + c_j$

$$C_1 = c_1 + c_2 = 2,0 + 18,9 = 20,9 \text{ Ns/m}$$

$$C_2 = c_2 + c_3 = 18,9 + 15,9 = 34,8 \text{ Ns/m}$$

$$C_3 = c_3 + c_4 = 15,9 + 1,6 = 17,5 \text{ Ns/m}$$

$$C_4 = c_4 + c_5 = 1,6 + 15,9 = 17,5 \text{ Ns/m}$$

$$C_5 = c_5 + c_6 = 15,9 + 18,9 = 34,8 \text{ Ns/m}$$

$$C_6 = c_6 + c_7 = 18,9 + 2,0 = 20,9 \text{ Ns/m}$$

$$C_7 = c_7 = 2,0 \text{ Ns/m}$$

Bảng 6 kết quả tính toán giảm chấn tại các nút (Ns/m)

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
20,9	34,8	17,5	17,5	34,8	20,9	2,0

PHỤ LỤC B

Thông số các thiết bị sử dụng trong luận án

Bảng 1. Đặc tính thiết bị đo độ nhám bề mặt MITUTOYO SJ-210-178-390

Thuộc tính	Thông số
Lực đầu dò	0,75 mN
Góc đầu kim	60°
Bán kính đầu kim	2 µm
Khối lượng	500 g
Hành trình đo	17,15 mm, 5,6 mm [S]
Phạm vi đo	16 mm, 4,8 mm [S]
Chiều dài cáp	1 m
Phạm vi đo tối đa (R_a)	360 µm
Loại kim	Diamond Tip
Bán kính trượt	40 mm



Hình 1. Thiết bị MITUTOYO SJ-210-178-390

Bảng 2. Thông số của máy đo độ cứng Dechuan Rockwell HR-150A

Thuộc tính	Thông số
Lực thử ban đầu	10 kgf
Lực thử nghiệm	60 kgf, 100 kgf , 150 kgf
Thang đo độ cứng Rockwell	HRA, HRB, HRC
Phạm vi đo	HRA: 20–88, HRB: 20–100, HRC: 20–70
Xuất dữ liệu	Đọc bằng đồng hồ chỉ thị
Tiêu chuẩn thực hiện	GB/T230.1, GB/T230.2, JJG112
Chiều cao mẫu thử tối đa	190 mm
Khoảng cách trục	160 mm
Kích thước máy	520 × 240 × 700 mm
Trọng lượng máy	Khoảng 55 kg



Hình 2. Thiết bị đo độ cứng Dechuan Rockwell HR-150A

Bảng 3. Thông số cảm biến Optical Sensor LK-G35

Thuộc tính		Thông số
Mẫu		LK-G35
Khoảng cách tham chiếu		30 mm (phản xạ khuếch tán), 23,5 mm (phản xạ gương)
Phạm vi đo		± 5 mm (phản xạ khuếch tán), $\pm 4,5$ mm (phản xạ gương)
Nguồn sáng	Loại	Laser bán dẫn màu đỏ
	Chiều dài bước sóng	655 nm (ánh sáng nhìn thấy được)
	Ngõ ra	4.8 mW
Đường kính vết (khoảng cách tham chiếu)		Xấp xỉ 30 x 850 μ m
Tuyến tính		$\pm 0,05\%$ của F.S. (F.S.= ± 5 mm)*2
Khả năng lặp lại 3		0,05 μ m (0,01 μ m)*3
Thời gian lấy mẫu		20/50/100/200/500/1,000 μ s
Màn hình hiển thị đèn LED		Gần trung tâm đo: đèn màu xanh
Biến đổi nhiệt độ		$\pm 0,01\%$ của F.S./ $^{\circ}$ C (F.S.= ± 5 mm)
Vật liệu		Được đúc khuôn nhôm
Khối lượng		280g (bao gồm cáp)

**Hình 3.** Cảm biến Optical Sensor LK-G35**Bảng 4.** Cảm biến quang Laser (Laser Optical Sensor)

Thông số	Giá trị
Tín hiệu đầu ra	Kỹ thuật số
Dải tần số (Hz)	1-5000
Khoảng cách hoạt động	Tối đa 5m
Nguồn cấp [5V]	5V
Dòng điện tiêu thụ (mA)	< 30
Sụt áp [V]	< 0,4
Bảo vệ ngắn mạch	Có
Bảo vệ đảo chiều điện áp	15 V – 1 phút
Nhiệt độ hoạt động [$^{\circ}$ C]	10 $\rightarrow$ 50
Nhiệt độ lưu trữ [$^{\circ}$ C]	40 $\rightarrow$ 85
Vật liệu	Nylamid
Trọng lượng	28 g

**Hình 4.** Cảm biến quang học Laser (Laser Optical Sensor)

Bảng 5. Nam châm điện ZYE1-P100/40

Thuộc tính	Thông số	
Mã sản phẩm	ZYE1-P100/40	
Điện áp cấp	12VDC/ 24VDC	
Công suất	5W	
Công suất	12-13W	
Đường kính	1000 mm (2000N)	
Độ dày	40 mm (1000N)	
Nhiệt độ tối đa	130°C	
Trọng lượng	1000g	

Hình 5. Nam châm điện ZYE1-P100/40**Bảng 6.** Động cơ trục chính FANUC AC spindle Moto Model 2S

Thuộc tính	Thông số	
Hãng sản xuất	Fanuc	
Model	2S	
Mã sản phẩm	A06B-0753-B100	
Loại	Động cơ AC trục chính	
Công suất liên tục	2,2 kW	
Công suất ngắn hạn	3,7 kW	
Mô-men xoắn liên tục	11,9 Nm	
Mô-men xoắn cực đại	22 Nm	
Tốc độ thấp nhất	1500 vòng /phút	
Tốc độ tối đa	8000 vòng/phút	
Dòng điện định mức	11 A	
Dòng điện tối đa	15 A	
Tần số định mức	133,3 Hz	
Điện áp	200 V AC (3 pha)	
Cấp cách điện	F	
Nhiệt độ làm việc	40°C	
Mức bảo vệ	IP44	
Phương pháp làm mát	Quạt gió (Fan - cooled)	
Ứng dụng	Dùng cho trục chính máy CNC, máy gia công chính xác	

Hình 6. Động cơ trục chính FANUC AC spindle Moto Model 2S

Bảng 7. Cảm biến lực dạng chữ S - Loadcell QAP TBS 200kg

Thuộc tính	Thông số
Mã hiệu	TBS-200kg
Loại cảm biến	Loadcell dạng chữ S (S-Style)
Tải trọng	200kg
Tín hiệu đầu ra	$2,0 \pm 0,1$ mV
Điện áp kích thích	5-15 VDC thường dùng (10VDC)
Độ tuyến tính	$\pm 0,03\%$ F.S
Độ trễ	$\pm 0,03\%$ F.S
Độ lặp lại	$\pm 0,02\%$ F.S
Nhiệt độ làm việc	-10°C đến +60°C
Vật liệu chế tạo	Thép hợp kim mangan
Điện trở ngõ vào/ra	$\sim 380\Omega / \sim 350\Omega$
Điện trở cách điện	$\geq 5000 M\Omega / 100 VDC$
Cáp kết nối kết nối	4 dây: Exc+, Exc-, Sig+, Sig-
Ứng dụng	Hệ thống cân điện tử, đo lực kéo-nén, máy thử vật liệu

**Hình 7.** Cảm biến lực dạng chữ S - Loadcell QAP TBS 200kg**Bảng 8.** Bộ hiển thị cân điện tử (UTE Weighing Scale Indicator BSW-Q)

Thuộc tính	Thông số
Model	UTE BSW-Q
Chức năng	Hiển thị giá trị của loadcell
Đơn vị đo	g/kg
Tín hiệu đầu vào	Loadcell, tín hiệu ± 10 mV
Nguồn cấp	$\sim 220V$ AC (hoặc 12-24VDC)
Giao tiếp	RS232, RS485
Ứng dụng	Đo khối lượng bằng phương pháp chuyển đổi lực cơ học sang tín hiệu điện/ Hệ thống tự động hóa để giám sát và điều khiển.

**Hình 8.** Cân điện tử (Indicator BSW-Q)

Bảng 9. Động cơ bước SUMTOR 57HS7630A4

Thuộc tính	Thông số
Model	57HS7630A4
Góc bước	1.8°/bước
Số pha	2 pha
Dòng định mức	3,0A
Điện trở mỗi pha	0,9Ω± 10%
Cảm kháng mỗi pha	2,5mH ± 20%
Moment	1,9N/m
Trục ra	Ø8mm
Chiều dài	76mm
Điện áp định mức	~2,7V
Số dây	4 dây
Loại kết nối	Dây rời hoặc đầu nối JST
Kích thước mặt bích	57x57 mm
Trọng lượng	1,1kg
Ứng dụng	Điều khiển vị trí tuyến tính, máy CNC, ..

**Hình 9.** Động cơ bước SUMTOR 57HS7630A4**Bảng 10.** Encoder

Thuộc tính	Thông số
Model	Quang học (Incremental Optical Encoder)
Tín hiệu ngõ ra	A, B, Z (kênh vuông pha)
Điện áp	5–24 VDC
Độ phân giải	1000 PPR
Đường kính d	6 mm hoặc 8 mm
Đường kính D	38 mm / 50 mm
Tính hiệu đầu ra	Open collector hoặc line Driver
Tốc độ quay	6000rpm
Cấp bảo vệ	IP50 – IP65 (tùy loại vỏ)
Kiểu kết nối	Cáp 3/4/6 dây hoặc đầu nối chuẩn M12
Vật liệu vỏ	Nhôm, nhựa công nghiệp
Ứng dụng	Đo tốc độ, vị trí trục động cơ

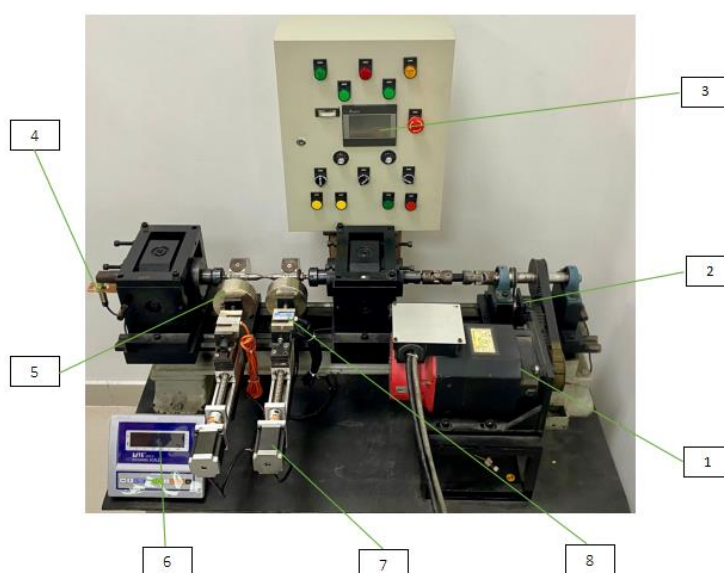
**Hình 10.** Encoder

Bảng 11. Cảm biến tiệm cận LJ12A3-4-Z/BX

Thuộc tính	Thông số
Loại cảm biến	Cảm ứng từ
Đường kính ren	M18
Khoảng cách	5-8mm
Tín hiệu ngõ ra	NPN hoặc PNP (NO/NC)
Tần số đáp ứng	NPN (NO)
Nguồn cấp	6-36VDC
Tần số đáp ứng	500 - 1000Hz
Đèn báo trạng thái	Led (đỏ hoặc xanh)
Cấp bảo vệ	IP67
Chiều dài thân	50-60mm
Kết nối	Cáp 3 dây
Vật liệu vỏ	Inox hoặc hợp kim, đầu nhựa
Ứng dụng	Phát hiện vật thể kim loại, giới hạn hành trình

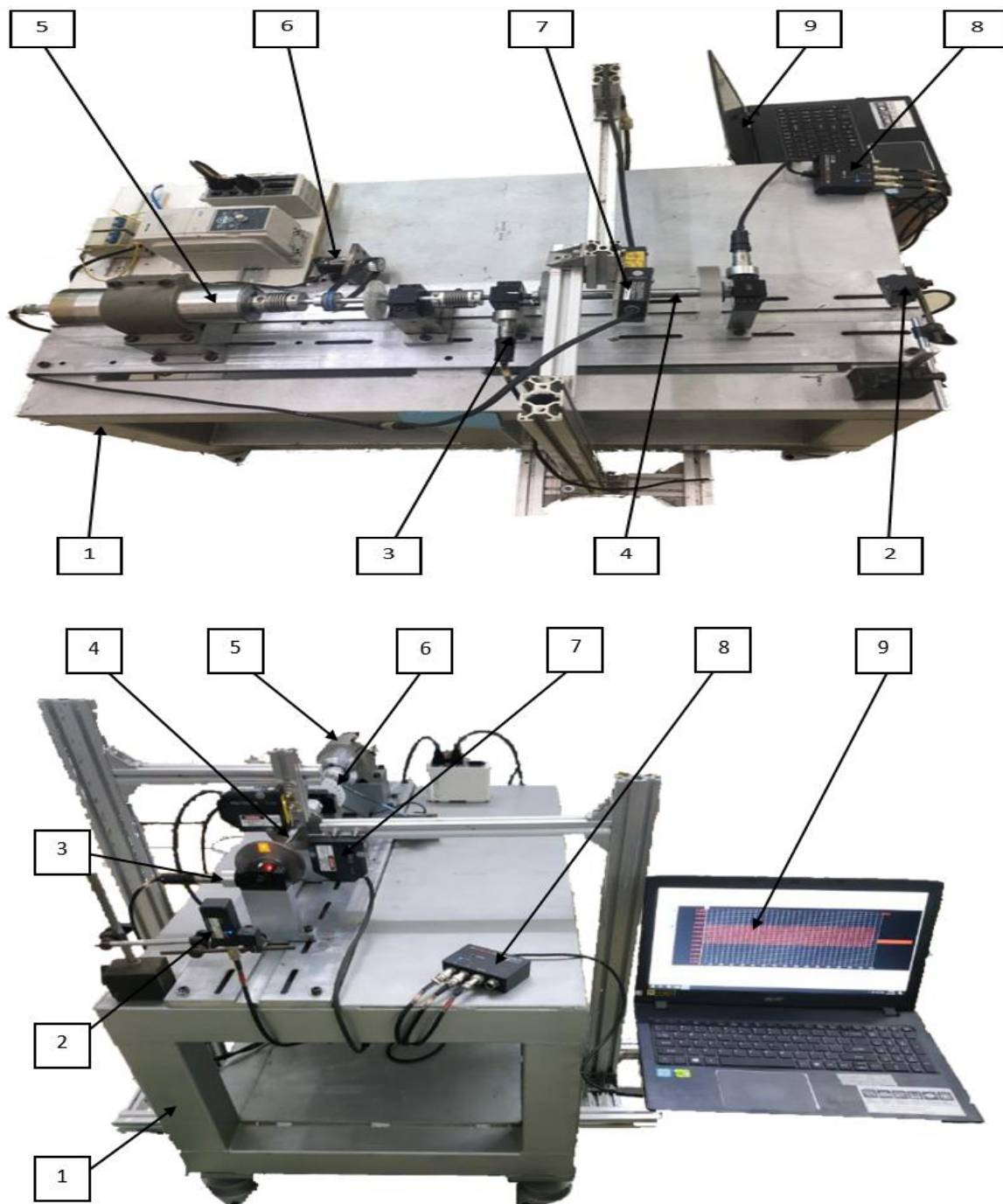


Hình 11. Cảm biến tiệm cận LJ12A3-4-Z/BX



1. Motor; 2. Encoder; 3. Màn hình HMI; 4. Cảm biến senso; 5. Nam châm điện; 6. Cân điện tử (LITE Weighing Scale)

Hình 12. Máy đo độ bền mỏi



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

Hình 13 Thiết bị thực nghiệm đo dao động