

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

NGUYỄN VĂN KHIỂN

**NGHIÊN CỨU NÂNG CAO ĐỘ CHÍNH XÁC
CƠ CẤU ẪN ĐAO DÙNG CƠ CẤU ĐÀN HỒI**

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ**

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 11/2022

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

NGUYỄN VĂN KHIÊN

**NGHIÊN CỨU NÂNG CAO ĐỘ CHÍNH XÁC
CƠ CẤU ĂN DAO DÙNG CƠ CẤU ĐÀN HỒI**

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ – 9520103

Người hướng dẫn khoa học 1: PGS.TS. PHẠM HUY HOÀNG

Người hướng dẫn khoa học 2: PGS.TS. PHẠM HUY TUÂN

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 11/2022

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

Số: 2384/QĐ-ĐHSPKT

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Tp. Hồ Chí Minh, ngày 05 tháng 10 năm 2015

QUYẾT ĐỊNH

V.v giao đề tài luận án và người hướng dẫn nghiên cứu sinh khóa 2015-2018

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

Căn cứ Quyết định số 118/2000/QĐ-TTg ngày 10 tháng 10 năm 2000 của Thủ tướng Chính phủ về việc thay đổi tổ chức của Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, tách Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh trực thuộc Bộ Giáo dục và Đào tạo

Căn cứ Quyết định số 70/2014/QĐ-TTg ngày 10/12/2014 của Thủ tướng Chính phủ về 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 : Nguyễn Văn Khiển

Ngành : Kỹ thuật cơ khí

Khoá: 2015 - 2018

Tên luận án : Nghiên cứu nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao dùng cơ cấu đàn hồi

Người HD thứ nhất (HD chính): PGS.TS Phạm Huy Hoàng

Người HD thứ hai : TS. Phạm Huy Tuấn

Thời gian thực hiện : 05/10/2015 đến 05/10/2018

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./.

Nơi nhận :

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



LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của tôi.

Các số liệu, kết quả nêu trong Luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác

Tp. Hồ Chí Minh, ngày ... tháng ... năm 202...

(Ký tên và ghi rõ họ tên)

LỜI CẢM ƠN

Trước tiên, em xin gửi lời cảm ơn sâu sắc đến Thầy hướng dẫn: Thầy PGS.TS. Phạm Huy Hoàng và Thầy PGS.TS. Phạm Huy Tuấn, nhờ những gợi ý nghiên cứu hết sức quý báu, những chỉ dẫn cụ thể và những ý kiến phản biện của các Thầy đã giúp em hoàn thành luận án này. Một lần nữa xin được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc đến các Thầy.

Em xin gửi lời cảm ơn đến tất cả Thầy Cô Khoa Cơ Khí Chế Tạo Máy, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM đã truyền đạt các kiến thức nền tảng quý báu từ các học phần tiến sĩ, nhờ những kiến thức nền tảng này mà em mới có thể thực hiện được công việc nghiên cứu. Xin gửi lời cảm ơn đến các Thầy Cô trong các Hội đồng đánh giá các chuyên đề Tiến sĩ, những ý kiến phản biện và góp ý thật sự đã giúp em rất nhiều trong việc chỉnh sửa và hoàn chỉnh luận án của mình.

Xin gửi lời cảm ơn đến lãnh đạo Trường Cao Đẳng Bách Khoa Nam Sài Gòn, Khoa Cơ Khí vì đã có những chính sách hỗ trợ rất tốt cho nghiên cứu sinh học tập và làm việc. Xin cảm ơn TS. Đặng Quang Khoa và các bạn bè đồng nghiệp đã đồng viên, giúp đỡ và chia sẻ kinh nghiệm để em có thể thực hiện công việc nghiên cứu một cách thuận lợi nhất.

Cuối cùng xin chân thành cảm ơn gia đình và người thân luôn chia sẻ mọi khó khăn và là chỗ dựa vững chắc về vật chất và tinh thần trong suốt thời gian thực hiện và hoàn thành luận án.

TÓM TẮT

Tiện có độ chính xác cao nhằm mục đích thay thế nguyên công gia công tinh lần cuối của các chi tiết hình trụ giúp giảm đáng kể chi phí sản xuất và thời gian lắp lại. Trong luận án này trình bày sự phát triển của cơ cấu ăn dao với bộ kích động PZT để tiện chính xác trực. Đánh giá về các nghiên cứu được thực hiện trong các lĩnh vực tiện chính xác, phát triển thiết bị truyền động PZT và thiết kế hệ thống vi định vị được trình bày. Cơ cấu này được lắp vào một máy tiện thông thường, cơ cấu ăn dao chính xác khắc phục được những hạn chế của các bộ truyền động trong máy tiện bằng cách điều khiển chính xác chiều sâu cắt của dao. Theo cách này dung sai kích thước đạt được trong một lần thiết lập trên một máy duy nhất mà không cần thực hiện các nguyên công gia công tinh trên máy mài.

Tóm tắt những đóng góp mới về lý luận và học thuật của luận án:

Ý nghĩa khoa học:

Lần đầu tiên, một hệ thống dụng cụ cắt chính xác và thiết bị cắt thử nghiệm phù hợp với điều kiện sản xuất trong nước được xây dựng, tạo tiền đề cho các nghiên cứu sau này trong lĩnh vực này tại Việt Nam.

Đã triển khai nghiên cứu đánh giá thực nghiệm những ưu điểm chính của cơ cấu ăn dao dùng cơ cấu đàn hồi (CCĐH) so với máy tiện cơ và máy tiện CNC thông thường các chỉ tiêu về độ chính xác của cơ cấu ăn dao, độ nhám bề mặt và nhiệt độ cắt.

Nghiên cứu phát triển được 2 thiết kế mới và xây dựng mô hình toán mới, mối quan hệ giữa chuyên vị, độ cứng đầu vào và đầu ra, động học và động lực học của cơ cấu ăn dao.

Về mặt phương pháp tính toán thiết kế tối ưu, đề xuất ra 2 giải thuật thiết kế tối ưu mới tổng quát nhất từ việc tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương đến tối ưu hóa CCĐH và phân tích độ tin cậy:

(I) Giải thuật di truyền dùng TOPSIS cho khâu cứng tương đương và CCĐH kết hợp. Giải thuật thiết kế tối ưu hóa này trải qua 5 giai đoạn: (1) thiết kế tối

ưu cơ cấu khâu cứng tương đương, (2) chuyển đổi thành CCDH, (3) dùng phương pháp phần tử hữu hạn trong phần mềm ANSYS để phân tích ứng xử chuyển vị, ứng suất, tần số, (4) thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu dùng NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, (5) xác định các trọng số Entropy và phương pháp TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution) để lựa chọn lời giải tốt ưu tốt nhất.

(II) **Thiết kế tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy.** Giải thuật này trải qua 3 giai đoạn: (1) thiết kế tối ưu cơ cấu khâu cứng tương đương và chuyển đổi cơ cấu tương đương thành CCDH, (2) thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu của CCDH dùng NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, (3) Phân tích độ tin cậy dùng FORM.

Luận án này có ý nghĩa tham khảo rất quan trọng đối với việc nghiên cứu, phân tích các đối tượng tương tự trong lĩnh vực kết cấu đàn hồi. Đồng thời, các kết quả nghiên cứu của tài liệu cũng giúp mang lại hiểu biết mới về các phương pháp mô hình hóa, tối ưu hóa độ tin cậy và điều khiển vòng kín bằng GA – PID trong phần mềm LABVIEW.

Ý nghĩa thực tiễn:

Trong giai đoạn hiện nay, việc nghiên cứu và phát triển cơ cấu định vị chính xác có vai trò quan trọng trong gia công, có ảnh hưởng quyết định đến hiệu suất gia công, tuổi thọ của dao và độ chính xác của máy tiện. Nhiều bài báo khoa học đã được xuất bản quốc tế về các CCDH để định vị chính xác và các ứng dụng của chúng. Tuy nhiên, ở Việt Nam, lĩnh vực nghiên cứu này vẫn còn nhiều hạn chế. Do đó, tài liệu này sẽ bổ sung thêm các kết quả mới cho lĩnh vực nghiên cứu cơ cấu định vị trên thế giới và ở Việt Nam.

Đề tài đã ứng dụng thành công phương pháp tiện chính xác có trợ giúp của cơ cấu ăn dao dùng CCDH được dùng để gắn trên bàn dao của máy tiện cơ MAQ CD6241X100 và máy tiện CNC ECOCA SL-8 để gia công vật liệu thép C45 khi tiện chính xác ở chiều sâu cắt 5 μm . Kết quả cho thấy khi sử dụng để gia công trên máy tiện cơ MAQ CD6241X100 sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn 2,5 μm , độ nhám bề mặt 0,41 μm .

Khi sử dụng gia công trên máy tiện CNC sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn $0,4 \mu\text{m}$, độ nhám bề mặt $0,25 \mu\text{m}$. Gia công với cả 2 loại máy đều cho thấy nhiệt độ cắt giảm đáng kể. Kết quả này có thể giúp kéo dài tuổi thọ cho dao. Kết quả chứng minh rằng cơ cấu ăn dao mới có khả năng định vị chính xác và nhanh chóng dụng cụ cắt trong quá trình gia công khi được lắp vào máy tiện thông thường.

Kết quả nghiên cứu có thể ứng dụng trực tiếp vào sản xuất và nâng cao hiệu quả kinh tế – kỹ thuật của quá trình gia công trên máy tiện.

ABSTRACT

Precision turning as an alternative to conventional finish machining operations of cylindrical components offers significant reductions in manufacturing cost and cycle time. In this thesis the development of a piezoelectric tool actuator for precision turning of shafts is presented. A review of research conducted in the areas of precision turning, piezoelectric actuator development, and micropositioning systems design is presented. Mounted to a conventional turning machine, the tool actuator overcomes the limitations of machine tool feed drives by providing precise control of the finishing depth of cut. In this manner part tolerances are achieved in one setup on a single machine, without the need for subsequent finishing operations.

Summary of theoretical and academic contribution of the dissertation:

Scientific significance

For the first time, a system of experimental equipment has been developed for precision tooling and cutting, suitable for domestic production conditions, and creating a premise for future research of this field in Vietnam.

Research has been carried out to empirically evaluate the advantages of the feed drive mechanism (FDM) using the compliant mechanisms on traditional universal lathes and CNC lathes in terms of machining accuracy, cutting temperature, and roughness surface.

This dissertation has developed two new FDM designs using both analytical models and FEM verification. The relationships between input/output displacement, stiffness, kinematics and dynamics of the FDMs have also been thoroughly analyzed. In terms of optimization design methods, two new optimization algorithms are proposed in this dissertation:

(I) **The TOPSIS-based genetic algorithm for the PRBM and the compliant mechanism optimization.** This optimization algorithm is deployed for the 1st FDM design through 5 stages: (1) optimally design the Pseudo-Rigid-Body Model (PRBM)

mechanism, (2) convert this model into a compliant mechanism, (3) use the finite element method to analyze displacement, stress, and dynamics behavior, (4) implement multi-objective optimization using Pareto-front approaching NSGA-II algorithm, and (5) determine Entropy weights and TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution) method to select the best optimal solution.

(II) **Reliability-based optimization method.** This algorithm is deployed for the 2nd FDM design through 3 stages: (1) optimally design the PRBM and its equivalent compliant mechanism, (2) implement multi-objective optimization using Pareto-front approaching NSGA-II algorithm, and (3) Reliability analysis using FORM

The dissertation will be a very meaningful reference for the study and analysis of similar structures in the compliant mechanism field. At the same time, the dissertation's results also contribute to the new awareness about analytical modeling methods, reliability optimization, and closed-loop control by GA - PID in the LABVIEW environment

Practical significance

In recent years, manufacturing technology is facing increasingly stricter requirements from the industry. The research and development of high-precision positioning mechanisms applied in machining play a more important role. It decisively affects the machining efficiency, tool life as well as the accuracy of the machine tools. In the world, there have been many published scientific works on the compliant mechanisms used for precise positioning and their applications. However, in Vietnam, this field of research is still humble. Therefore, the dissertation will further add new results to this field in the world and in Vietnam as well.

The dissertation has also successfully integrated the high-precision compliant FDM to the tool holder for both the conventional universal lathe (MAQ CD6241X100) and the CNC lathe (ECOCA SL-8). The finish machining with 5- μ m cutting depth of high carbon steel material (C45) was tested using these machines to evaluate the

performance of the FDM. The experimental results show that when it was used on the universal lathe, the tooltip position error is less than 2,5 μm and the surface roughness is 0,41 μm . When it was used on the CNC lathe, the tooltip position error is less than 0,4 μm and the surface roughness is 0.25 μm . Machining with both machines shows that the cutting temperature is significantly reduced. Therefore the tool life could be extended. The results demonstrate that the new FDM is capable of accurately and quickly positioning the cutting tool during machining when mounted on a conventional machine tool.

The obtained results can be directly applied to production to improve the economic and technical efficiency of the lathe machining process.

MỤC LỤC

Trang tựa	TRANG
LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	iii
TÓM TẮT	iv
MỤC LỤC.....	x
DANH SÁCH TỪ VIẾT TẮT	xiii
DANH SÁCH CÁC BẢNG	xiv
DANH SÁCH CÁC HÌNH	xvi
MỞ ĐẦU.....	1
1. Lý do chọn đề tài	1
2. Mục đích nghiên cứu	3
3. Nhiệm vụ nghiên cứu	3
4. Phạm vi nghiên cứu	4
5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu	4
6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài nghiên cứu	5
7. Cấu trúc của luận án.....	7
Chương 1: TỔNG QUAN NGHIÊN CỨU	8
1.1. Tổng quan chung về lĩnh vực nghiên cứu	8
1.1.1. Cơ cấu đòn hồi	8
1.1.2. Các ưu điểm của khớp nối đòn hồi và cơ cấu đòn hồi	11
1.1.3. Một số cơ cấu đòn hồi thông dụng	12
1.2. Các kết quả nghiên cứu trong nước	19
1.3. Các kết quả nghiên cứu ngoài nước	22
Chương 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT.....	38

2.1. Cơ sở lý thuyết và mô hình toán khớp đàn hồi	38
2.1.1. Mô hình toán khớp đàn hồi [2, 3]	38
2.1.2. Độ mềm và độ cứng của khớp đàn hồi [2]	40
2.2. Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method -FEM).....	43
2.3. Cơ sở phương pháp tối ưu hoá [84]	43
2.3.1. Phân loại các bài toán tối ưu.	43
2.3.2. Các phương pháp tối ưu thông dụng.	44
2.3.3. Giải thuật di truyền sắp xếp không vượt trội II (NSGA – II).	45
2.3.4. Tối ưu hóa độ tin cậy	46
2.3.5. Phương pháp phân tích độ tin cậy bậc nhất FORM [88]	50
2.4. Thông số hình học của dụng cụ cắt ảnh hưởng đến độ nhám bề mặt [89, 90]	52
Chương 3: THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ĂN DAO	57
3.1. Mục tiêu thiết kế.....	57
3.2. Tiêu chí thiết kế.....	58
3.3. Cơ sở thiết kế	59
3.4. Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 1	61
3.4.1. Nguyên lý hoạt động	61
3.4.2. Phân tích độ khuếch đại chuyển vị giữa đầu vào và đầu ra của cơ cấu	63
3.4.3. Phân tích động lực học của cơ cấu	65
3.4.4. Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 1	68
3.4.4.1. Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương	68
3.4.4.2. Tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi	70
3.4.4.3. Đánh giá thiết kế tối ưu	77
3.5. Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 2.....	82
3.5.1. Nguyên lý hoạt động	82
3.5.2. Phân tích khuếch đại của cơ cấu	83
3.5.3. Phân tích độ cứng theo phương pháp ma trận	84

3.5.4. Phân tích động lực học của cơ cấu	87
3.5.5. Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 2	92
3.5.5.1. Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương	94
3.5.5.2. Tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi dùng GA	95
3.5.5.3. Tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy	98
3.5.5.4. Đánh giá thiết kế tối ưu	100
Chương 4: THỰC NGHIỆM VÀ ĐIỀU KHIỂN CƠ CẤU ĂN DAO	104
4.1. Thực nghiệm và điều khiển thiết kế kiểu 1	106
4.1.1. Kiểm tra tần số dao động tự nhiên.	107
4.1.2. Thực nghiệm điều khiển vòng hở	108
4.1.3. Thực nghiệm điều khiển vòng kín bằng GA - PID	111
4.2. Thực nghiệm và điều khiển thiết kế cơ cấu kiểu 2	115
4.2.1. Kiểm tra tần số dao động tự nhiên	117
4.2.2. Thực nghiệm điều khiển	117
4.2.3. Kiểm tra độ cứng của cơ cấu	120
4.3. Thực nghiệm gia công	123
4.3.1. Thực nghiệm điều khiển chính xác trên máy tiện	123
4.3.2. Thực nghiệm gia công đánh giá độ nhám và nhiệt cắt	127
Chương 5: KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN	134
5.1. Kết luận	134
5.2. Hướng phát triển	137
PHỤ LỤC	144
DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH CÔNG BỐ	144

DANH SÁCH TỪ VIẾT TẮT

CCDH: Cơ cấu đàn hồi

FEM: Finite Element Method: Phần tử hữu hạn

MEMS: MicroElectroMechanical Systems

PZT: Piezo actuator

BM: Bistable mechanism

CFM: Constant force mechanism

DAM: Displacement amplification mechanism

FTS: Fast tool servo

GA : Genetic Algorithm

CCD: Central Composite Design

DE: Differential evolution

RSM: Response Surface Methodology

NSGA-II: Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm –II

FORM: First Order Reliability Method

RBDO: Reliability Based Design Optimization

SLDM: Single Loop Deterministic Method

DANH SÁCH CÁC BẢNG

BẢNG	TRANG
Bảng 1. 1: Thông số các cơ cấu ăn dao dùng CCDH đã được công bố.....	31
Bảng 3. 1: Bài toán tối ưu hóa cơ cấu PRBM	69
Bảng 3. 2: Giá trị tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng của các biến thiết kế.....	69
Bảng 3. 3: Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu CCDH.....	72
Bảng 3. 4: Kết quả xếp hạng TOPSIS của các lựa chọn.....	76
Bảng 3. 5: Kết quả tối ưu	77
Bảng 3. 6: So sánh kết quả với các nghiên cứu trước.....	80
Bảng 3. 7: Bài toán tối ưu hóa cơ cấu PRBM.....	94
Bảng 3. 8: Giá trị tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng của các biến thiết kế.....	94
Bảng 3. 9: Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu cơ cấu đàn hồi	96
Bảng 3. 10: Kết quả tối ưu hóa	100
Bảng 3. 11: Kết quả nghiên cứu của luận án so sánh với kết quả nghiên cứu trước. ..	102
Bảng 4. 1: Thông số của cảm biến lazer LK – G30.....	104
Bảng 4. 2: Thông số của Card NI myRIO 1900.....	105
Bảng 4. 3: Thông số của cảm biến nhiệt độ.....	105
Bảng 4. 4: Thông số kỹ thuật của máy đo nhám SJ-210.....	106
Bảng 4. 5: So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm.....	113
Bảng 4. 6: So sánh kết quả với các nghiên cứu trước.....	114
Bảng 4. 7: So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm.....	122
Bảng 4. 8: So sánh kết quả với các nghiên cứu trước.....	122
Bảng 4. 9: Các giá trị độ nhám R_{max} với các tốc độ tiến dao khác nhau thu được từ phương trình (2.25)	128
Bảng 4. 10: Thông số công nghệ khi tiện [90].....	128

Bảng 4. 11: Thiết kế và kết quả thực nghiệm	129
Bảng 4. 12: Thông số công nghệ khi tiện [90].....	130
Bảng 4. 13: Các mức cho yếu tố đầu vào khi thí nghiệm	131
Bảng 4. 14: Thiết kế thí nghiệm theo bảng chuẩn của phương pháp Taguchi.....	131
Bảng 4. 15: Thiết kế thí nghiệm bằng Taguchi và kết quả thí nghiệm.....	132

DANH SÁCH CÁC HÌNH

HÌNH	TRANG
Hình 1. 1: Một số cơ cấu cứng truyền thống (a) cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền, (b) cơ cấu kim cộng lực [1].....	8
Hình 1. 2: Kim cộng lực bằng CCDH.....	9
Hình 1. 3: Dạng mặt cắt của một số loại khớp nối đàn hồi dạng đơn giản.....	10
Hình 1.4: Sơ đồ minh họa đặc điểm của khớp bản lề truyền thống.....	11
Hình 1.5: Khớp đàn hồi với cấu tạo nguyên khối [2]	11
Hình 1.6: Cơ cấu đàn hồi [1].....	12
Hình 1.7: Cơ cấu dẫn động với độ phân giải micro [4]	13
Hình 1. 8: Cơ cấu khuếch đại dạng cầu	13
Hình 1. 9: Cơ cấu khuếch đại dạng cầu phức hợp	14
Hình 1. 10: Cơ cấu đàn hồi chuyển động thẳng.....	14
Hình 1. 11: Cơ cấu đàn hồi khuếch đại dạng 4 khâu	15
Hình 1. 12: Cơ cấu ăn dao dạng 2 bậc tự do.....	15
Hình 1. 13: Cơ cấu khuếch đại dạng đòn bẩy kép	16
Hình 1. 14: Cơ cấu khuếch đại dịch chuyển thẳng	16
Hình 1. 15: Hệ thống một bậc tự do ngăn rung động.....	17
Hình 1. 16: Cơ cấu định vị kết hợp kiểu cầu và đòn bẩy.....	17
Hình 1. 17: Cơ cấu khuếch đại dịch chuyển ba giai đoạn lai.....	18
Hình 1.18: Cơ cấu đàn hồi trong các sản phẩm MEMS [1].....	18
Hình 1.19: Bộ phận chạy dao sử dụng CCDH và cơ cấu chấp hành piezo [14, 15].....	19
Hình 1. 20: Kết quả mô phỏng cơ cấu [17].....	20
Hình 1. 21: Khớp chân giả sử dụng CCDH [19].....	21

Hình 1. 22: Bàn chân giả bằng vật liệu POM (a) [20] và đăng ký sở hữu trí tuệ (b) [21]	21
Hình 1. 23: Mô hình CCDH dùng làm cơ cấu ăn dao [35]	23
Hình 1. 24: Kết cấu của dụng cụ cắt kim cương [36]	24
Hình 1. 25: Cơ cấu FTS: (1) piezoelectric actuator, (4) CCDH, (9) dụng cụ cắt kim cương.....	25
Hình 1. 26: Cơ cấu FTS	25
Hình 1. 27: Cơ cấu ăn dao [57]	26
Hình 1. 28: Mô hình cơ cấu ăn dao [58]	26
Hình 1. 29: Mô hình cơ cấu ăn dao [59]	27
Hình 1. 30: Mô hình thiết kế cơ cấu [60]	27
Hình 1. 31: Mô hình thực nghiệm cơ cấu [61].....	28
Hình 1. 32: Mô hình thực nghiệm gia công bề mặt vi mô[62]	28
Hình 1. 33: Cơ cấu ăn dao tạo chuyển vị 2 giai đoạn [63].....	29
Hình 1. 34: Mô hình gia công thấu kính dùng cơ cấu ăn dao chính xác [64]	30
Hình 1. 35: Cơ cấu ăn dao có tích hợp đo lực [65]	30
Hình 1. 36: Tổng hợp các phương pháp thiết kế CCDH [74].....	34
Hình 2. 1: Mô hình tính toán của khớp đàn hồi	38
Hình 2. 2: Mô hình khảo sát chuyển động của khớp nối đàn hồi [2].....	39
Hình 2. 3: Mô hình hóa khớp đàn hồi dưới dạng tổ hợp các lò xo	39
Hình 2. 4: Tiết diện khớp đàn hồi trong trường hợp tổng quát.....	40
Hình 2. 5: Cấu tạo của một khớp bản lề đàn hồi dạng cung tròn đối xứng	42
Hình 2. 6: Sơ đồ các phương pháp tối ưu.	44
Hình 2. 7: Mô tả kết quả của một bài toán tối ưu hóa, với \mathbf{x}^* là lời giải tối ưu [87].	47
Hình 2. 8: Mô tả sự ảnh hưởng của các yếu tố ngẫu nhiên lên kết quả tối ưu hoá [87].	48

Hình 2. 9: Mô tả kết quả của một bài toán tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy, với \mathbf{x}^* là lời giải tối ưu [87].....	49
Hình 2. 10: Sự khác biệt của nghiệm bài toán tối khi chưa xét đến độ tin cậy và khi xét đến độ tin cậy [87].....	50
Hình 2. 11: Điểm thiết kế MPP \mathbf{u}^* trong không gian vật lý và không gian chuẩn hóa [88]	52
Hình 2. 12: Hình dạng mũi dụng cụ cắt	53
Hình 2. 13: Dạng hình học độ nhám bề mặt ($0 \leq d \leq dA$).....	54
Hình 2. 14: Dạng hình học độ nhám bề mặt ($dA \leq d \leq dB$).....	55
Hình 3. 1: Khớp bản lề đàn hồi	59
Hình 3. 2: Khớp tịnh tiến đàn hồi (Flexure prismatic joint)[3].....	60
Hình 3. 3: Cơ cấu cách tay đòn	60
Hình 3. 4: Tích hợp cơ cấu ăn dao chính xác trên máy tiện.....	61
Hình 3. 5: Cơ cấu ăn dao chính xác dùng CCDH	63
Hình 3. 6: Cơ cấu khâu cứng tương đương.....	65
Hình 3. 7: Lưu đồ thuật toán tối ưu hóa đa mục tiêu	73
Hình 3. 8: (a) bề rộng nhỏ nhất $T1$, (b) bề rộng nhỏ nhất $T2, T3$, (c) bề rộng nhỏ nhất $T5, T6$ với tần số tự nhiên.....	74
Hình 3. 9: (a) bề rộng nhỏ nhất $T1$, (b) bề rộng nhỏ nhất $T2, T3$, (c) bề rộng nhỏ nhất $T5, T6$ với tỉ lệ khuếch đại.....	74
Hình 3. 10: Độ nhạy của các biến thiết kế với các hàm mục tiêu	74
Hình 3. 11: Đồ thị Pareto tối ưu.....	75
Hình 3. 12: Kết quả mô phỏng: (a) chuyển vị theo y , (b) chuyển vị theo x , (c) ứng suất, (d) tần số.....	78
Hình 3. 13: Kết quả mô phỏng chuyển vị, ứng suất.....	79
Hình 3. 14: Kiểm tra tần số tự nhiên đầu tiên	79

Hình 3. 15: Cơ cấu ăn dao chính xác dùng CCDH	82
Hình 3. 16: Mô hình phân tích khuếch đại dựa vào vận tốc các điểm.....	83
Hình 3. 17: Mô hình phân tích ma trận mềm.....	84
Hình 3. 18: Hệ tọa độ của (a) khớp bán nguyệt và (b) mô hình tương đương của khớp	87
Hình 3. 19: Mô hình cơ cấu tương đương của CCDH	88
Hình 3. 20: Lưu đồ thuật toán tối ưu hóa đa mục tiêu	92
Hình 3. 21: Độ nhạy của biến thiết kế so với hàm mục tiêu: (a) tần số; (b) hệ số khuếch đại chuyển vị; (c) ứng suất; (d) độ cứng input	97
Hình 3. 22: Đồ thị Pareto tối ưu độ tin cậy	99
Hình 3. 23: Kết quả mô phỏng: (a) chuyển vị theo y , (b) chuyển vị theo x , (c) ứng suất, (d) tần số.....	100
Hình 3. 24: Kết quả mô phỏng chuyển vị, ứng suất.....	101
Hình 3. 25: Kiểm tra tần số tự nhiên đầu tiên: (a): Mô phỏng; (b): Thực nghiệm	102
Hình 4. 1: Cảm biến lazer LK – G30 đo khoảng cách.....	104
Hình 4. 2: Card NI myRIO 1900.....	105
Hình 4. 3: Cảm biến nhiệt độ	105
Hình 4. 4: Máy đo độ nhám bề mặt SJ – 210, Mututoyo, Nhật Bản.....	106
Hình 4. 5: Chế tạo nguyên mẫu cơ cấu ăn dao chính xác kiểu 1	107
Hình 4. 6: Mô hình lắp đặt thí nghiệm điều khiển vòng hở và vòng kín.	108
Hình 4. 7: Hình chụp mô hình thí nghiệm thực tế	109
Hình 4. 8: Kết quả đo chuyển vị PZT không tải	110
Hình 4. 9: Kết quả đo chuyển vị điều khiển vòng hở	111
Hình 4. 10: Kết quả thực nghiệm của chuyển vị input – output khi điều khiển vòng kín	112

Hình 4. 11: Kết quả thực nghiệm điều khiển vòng kín đáp ứng dạng xung: (a) sin, (b) tam giác, (c) vuông và (d) lỗi khi điều khiển	113
Hình 4. 12: Chế tạo nguyên mẫu cơ cấu ăn dao chính xác kiểu 2	115
Hình 4. 13: Mô hình lắp đặt thí nghiệm điều khiển vòng hở và vòng kín.	116
Hình 4. 14: Mô hình thực nghiệm cơ cấu ăn dao kiểu 2	116
Hình 4. 15: Kết quả đo chuyển vị PZT không tải	117
Hình 4. 16: Kết quả đo chuyển vị điều khiển vòng hở	118
Hình 4. 17: Kết quả thực nghiệm của chuyển vị input – output khi điều khiển vòng kín	119
Hình 4. 18: Kết quả thực nghiệm điều khiển vòng kín đáp ứng dạng xung: (a) sin, (b) tam giác, (c) vuông và (d) lỗi khi điều khiển	120
Hình 4. 19: Mô hình thực nghiệm đo độ cứng đầu vào của cơ cấu	121
Hình 4. 20: Thiết lập thực nghiệm của cơ cấu ăn dao trên máy tiện CNC.	123
Hình 4. 21: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt 5 μ m, có sử dụng cơ cấu ăn dao mới.	124
Hình 4. 22: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt 5 μ m, không sử dụng cơ cấu ăn dao mới.	125
Hình 4. 23: Thiết lập thực nghiệm của cơ cấu ăn dao trên máy tiện cơ.....	125
Hình 4. 24: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt 5 μ m, có sử dụng cơ cấu ăn dao mới trên máy tiện cơ.	126
Hình 4. 25: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt 5 μ m, không sử dụng cơ cấu ăn dao mới trên máy tiện cơ.	127
Hình 4. 26: Độ nhám bề mặt khi sử dụng cơ cấu ăn dao gắn trên máy CNC	129
Hình 4. 27: Thực nghiệm đo độ nhám khi gia công	131
Hình 4. 28: So sánh độ nhám bề mặt	132
Hình 4. 29: So sánh nhiệt cắt	133

MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

Ngày nay, với sự phát triển nhanh chóng của khoa học và công nghệ trên tất cả các lĩnh vực thì ngành cơ khí có yêu cầu cao hơn về chất lượng sản phẩm, mức độ tự động hoá sản xuất và đặc biệt là độ chính xác về kích thước và hình dáng hình học của sản phẩm. Vì vậy, các công nghệ gia công truyền thống trên các máy vạn năng khó đáp ứng tốt được nhu cầu ngày càng cao này và do đó sự cạnh tranh của sản phẩm trên thị trường bị hạn chế. Thực tế đó đòi hỏi phải phát triển và nghiên cứu các công nghệ mới nhằm nâng cao chất lượng sản phẩm chế tạo nói chung và nâng cao độ chính xác hình dáng hình học nói riêng.

Việc gia công các chi tiết có hình dáng hình học phức tạp với độ chính xác cao thường được áp dụng nhiều trên các trung tâm gia công. Tuy nhiên trong quá trình gia công không thể tránh khỏi những sai số chế tạo do nhiều nguyên nhân gây nên. Một số nguyên nhân có thể dẫn đến làm giảm độ chính xác của các máy tiện như: sai số lắp ráp trong các khớp nối truyền thống, khe hở do mòn trong vít me bi, ổ lăn, ... Để đạt được độ chính xác cao quy trình gia công thường được thực hiện qua nhiều bước bao gồm: gia công thô, bán tinh và tinh trên máy tiện, cuối cùng nguyên công mài thường được sử dụng để hoàn thiện chi tiết. Trong nguyên công mài cuối cùng này, dung sai của chi tiết cần gia công sẽ được quyết định. Máy tiện CNC thông thường bị cản trở bởi ma sát và khe hở của các bộ truyền động, do đó độ chính xác định vị của từng trục nhất định bị hạn chế. Độ chính xác định vị khác nhau đối với mỗi máy, nhưng thông thường giá trị từ $5\mu\text{m}$ – $20\mu\text{m}$ được giả định. Rõ ràng là các sản phẩm gia công trên máy tiện có yêu cầu dung sai kích thước lên đến $1/1000$ (mm) không thể được sản xuất trên máy tiện thông thường. Khi đó,

nguyên công mài (hoặc tiện bằng máy có độ chính xác cao hơn) cần phải được bổ sung thêm vào quy trình công nghệ.

Trong gia công tiện chính xác, các dung sai kích thước dưới 1/1000 (mm) đều có thể đạt được trên máy tiện. Nhìn chung, tiện mang lại tốc độ sản xuất cao hơn, ít chi phí vốn và dụng cụ hơn, và thân thiện với môi trường hơn so với mài. Rõ ràng bằng cách thực hiện toàn bộ quy trình gia công trên cùng một máy, thời gian chu kỳ trên mỗi bộ phận được giảm xuống do không cần thay đổi máy công cụ. Máy tiện có độ chính xác cao gần đây đã xuất hiện để đáp ứng các yêu cầu tiện chính xác. Hạn chế chính của chúng là chi phí vốn cao, điều này có thể làm khó cho các nhà máy sản xuất đã sở hữu máy tiện thông thường nên muốn đầu tư máy móc và nâng cao độ chính xác gia công. Cũng như nhiều máy móc có độ chính xác cao đòi hỏi một môi trường đặc biệt tách rung động và cách ly nhiệt, điều này làm tăng thêm chi phí xây dựng nhà xưởng.

Để tận dụng không cần mua máy móc, thiết bị mới, tận dụng được các máy móc thế hệ cũ mà vẫn có thể chế tạo được sản phẩm có độ chính xác cao với giá thành rẻ, giải pháp thay thế là sử dụng bộ truyền động, công cụ chuyển động chính xác PZT (Piezo actuator) kết hợp với CCDH được gắn vào máy tiện thông thường. Theo cách này, chuyển động thô được thực hiện bởi bộ truyền động cấp CNC của máy tiện và việc định vị tinh chỉ được thực hiện bởi bộ truyền động cơ cấu ăn dao. Thông thường bộ truyền động áp điện PZT được sử dụng để cung cấp chuyển động tốt trong các ứng dụng gia công. Trong luận án này, sự phát triển của bộ truyền động áp điện để tiện chính xác được trình bày. Bộ truyền động được thiết kế như một phần bổ sung cho một máy tiện thông thường, nhờ đó các bộ truyền động ăn dao của máy tiện thực hiện chuyển động thô và bộ truyền động điều chỉnh vị trí dụng cụ trong quá trình gia công tinh là cơ cấu ăn dao. Hệ thống hoàn chỉnh đã được phát triển, bao gồm thiết kế tối ưu và phân tích, chế tạo và lắp ráp thiết bị

truyền động, tiếp theo là nhận dạng hệ thống và thiết kế bộ điều khiển, và cuối cùng là thực nghiệm trong cả phòng thí nghiệm và cơ sở công nghiệp.

2. Mục đích nghiên cứu

Mục đích nghiên cứu là thiết kế tối ưu hóa và chế tạo cơ cấu ăn dao dùng CCDH được gắn trên bàn dao của máy tiện nhằm nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao, giảm độ nhám bề mặt khi gia công. Về mặt công nghệ khi gia công tinh không cần bổ sung thêm nguyên công mà vẫn có thể đạt được độ chính xác lên đến 1/1000 (mm).

Để thực hiện được mục đích trên thì các vấn đề quan tâm của đề tài bao gồm:

- (1). Thiết kế và phân tích động học và động lực học cơ cấu ăn dao.
- (2). Tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy kích thước cơ cấu ăn dao.
- (3). Chế tạo và thực nghiệm cơ cấu ăn dao.
- (4). Điều khiển cơ cấu ăn dao.

(5). Sử dụng cơ cấu ăn dao gắn trên máy tiện cơ và máy tiện CNC để gia công vật liệu thép C45 và so sánh với máy tiện cơ và máy tiện CNC khi không gắn cơ cấu ăn dao này. Tiêu chí so sánh độ nhám bề mặt và độ chính xác cơ cấu ăn dao.

3. Nhiệm vụ nghiên cứu

Nâng cao độ chính xác của cơ cấu ăn dao dùng CCDH. Trong gia công tiện chính xác, các dung sai kích thước dưới 1/1000 (mm) đều có thể đạt được trên máy tiện CNC thông thường. Làm nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao và giảm độ nhám khi gia công.

- Xây dựng mô hình toán chuyển vị, động học và động lực học của cơ cấu ăn dao.
- Tối ưu hóa thiết kế cơ cấu ăn dao.
- Thiết kế, chế tạo và kiểm nghiệm cơ cấu ăn dao.
- Điều khiển cơ cấu ăn dao bằng thuật toán GA - PID.
- Thực nghiệm kiểm chứng cơ cấu ăn dao để gia công vật liệu thép C45, theo các tiêu chí như giảm độ nhám và nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao khi gia công.

4. Phạm vi nghiên cứu

Nghiên cứu này chỉ đi sâu nghiên cứu độ chính xác cơ cấu ăn dao, bỏ qua các ảnh hưởng khác đến độ chính xác trong quá trình gia công. Cơ cấu ăn dao dùng CCDH làm bằng vật liệu hợp kim nhôm (Al-7075) được dùng để gắn trên bàn dao của máy tiện cơ MAQ CD6241X100 và máy tiện CNC ECOCA SL-8 để gia công vật liệu thép C45.

5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu

Kết hợp nghiên cứu lý thuyết, xây dựng mô hình toán, phương pháp mô phỏng số và thực nghiệm.

Phương pháp xây dựng mô hình toán giải tích: được thực hiện bằng cách phân tích mô tả toán học của cơ cấu ăn dao giúp cho luận án có cách tiếp cận tổng quát, khoa học và xác định đúng hướng nghiên cứu.

Phương pháp mô phỏng số: các bài toán tính toán, tối ưu đề xuất đều được tính toán, kiểm tra trên phần mềm MATLAB và ANSYS thể hiện tính trực quan và độ tin cậy cao trong miền khảo sát mong muốn.

Phương pháp thực nghiệm: dùng phương pháp Taguchi, phần mềm MINITAB 16 để thiết kế và phân tích thực nghiệm. Thử nghiệm thực trên máy tiện

Các chỉ tiêu kỹ thuật của từng giải pháp đề xuất đều đã được xem xét một cách định lượng dựa vào các tiêu chuẩn hiện nay.

6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài nghiên cứu

a. Ý nghĩa khoa học

- Lần đầu tiên, một hệ thống dụng cụ cắt chính xác và thiết bị cắt thử nghiệm phù hợp với điều kiện sản xuất trong nước được xây dựng, tạo tiền đề cho các nghiên cứu sau này trong lĩnh vực này tại Việt Nam.
- Đã triển khai nghiên cứu đánh giá thực nghiệm những ưu điểm chính của cơ cấu ăn dao dùng CCDH so với máy tiện cơ và máy tiện CNC thông thường các chỉ tiêu về độ chính xác gia công, độ nhám bề mặt.
- Nghiên cứu phát triển được hai thiết kế mới và xây dựng mô hình toán mới, mối quan hệ giữa chuyển vị, độ cứng đầu vào – đầu ra, động học và động lực học cơ cấu ăn dao.
- Về mặt phương pháp tính toán thiết kế tối ưu, đề xuất ra hai giải thuật thiết kế tối ưu mới tổng quát nhất từ việc tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương đến tối ưu hóa CCDH và phân tích độ tin cậy:

(I) Giải thuật di truyền dùng TOPSIS cho khâu cứng tương đương và CCDH kết hợp. Giải thuật thiết kế tối ưu hóa này trải qua 5 giai đoạn: (1) thiết kế tối ưu cơ cấu khâu cứng tương đương, (2) chuyển đổi thành CCDH, (3) dùng phương pháp phần tử hữu hạn trong phần mềm ANSYS để phân tích ứng xử chuyển vị, ứng suất, tần số, (4) thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu dùng NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, (5) xác định các trọng số Entropy và phương pháp TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution) để lựa chọn lời giải tốt nhất.

(II) Thiết kế tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy. Giải thuật này trải qua 3 giai đoạn: (1) thiết kế tối ưu cơ cấu khâu cứng tương đương và chuyển đổi cơ cấu tương đương thành CCDH, (2) thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu

của cơ cấu đàn hồi dùng NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, (3) Phân tích độ tin cậy dùng FORM.

- Luận án này có ý nghĩa tham khảo rất quan trọng đối với việc nghiên cứu, phân tích các đối tượng tương tự trong lĩnh vực kết cấu đàn hồi. Đồng thời, các kết quả nghiên cứu của tài liệu cũng giúp mang lại hiểu biết mới về các phương pháp mô hình hóa, tối ưu hóa độ tin cậy và điều khiển vòng kín bằng GA – PID trong phần mềm LABVIEW.

b. Ý nghĩa thực tiễn

- Trong giai đoạn hiện nay, việc nghiên cứu và phát triển cơ cấu định vị chính xác có vai trò quan trọng trong gia công, có ảnh hưởng quyết định đến hiệu suất gia công, tuổi thọ của dao và độ chính xác của máy tiện. Nhiều bài báo khoa học đã được xuất bản quốc tế về các CCDH để định vị chính xác và các ứng dụng của chúng. Tuy nhiên, ở Việt Nam, lĩnh vực nghiên cứu này vẫn còn nhiều hạn chế. Do đó, tài liệu này sẽ bổ sung thêm các kết quả mới cho lĩnh vực nghiên cứu cơ cấu định vị trên ở Việt Nam cũng như trên thế giới.
- Đề tài đã ứng dụng thành công phương pháp tiện chính xác có trợ giúp của cơ cấu ăn dao dùng CCDH được dùng để gắn trên bàn dao của máy tiện cơ MAQ CD6241X100 và máy tiện CNC ECOCA SL-8 để gia công vật liệu thép C45 khi tiện chính xác ở chiều sâu cắt 5 μm . Kết quả cho thấy khi sử dụng để gia công trên máy tiện cơ MAQ CD6241X100 sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn 2,5 μm , độ nhám bề mặt 0,41 μm . Khi sử dụng gia công trên máy tiện CNC sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn 0,4 μm , độ nhám bề mặt 0,25 μm . Gia công với cả 2 loại máy đều cho thấy nhiệt độ cắt giảm đáng kể. Kết quả này có thể giúp kéo dài tuổi thọ cho dao. Kết quả chứng minh rằng cơ cấu ăn dao mới có khả năng định vị chính xác và

nhANH chóng dụng cụ cắt trong quá trình gia công khi được lắp vào máy tiện CNC thông thường.

- Kết quả nghiên cứu có thể ứng dụng trực tiếp vào sản xuất và nâng cao hiệu quả kinh tế – kỹ thuật của quá trình gia công trên máy tiện CNC.

7. Cấu trúc của luận án

Luận án gồm 5 chương:

Mở đầu

Chương 1: Tổng quan nghiên cứu

Chương 2: Cơ sở lý thuyết nghiên cứu

Chương 3: Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao

Chương 4: Thực nghiệm và điều khiển cơ cấu ăn dao

Chương 5: Kết luận và hướng phát triển

Chương 1

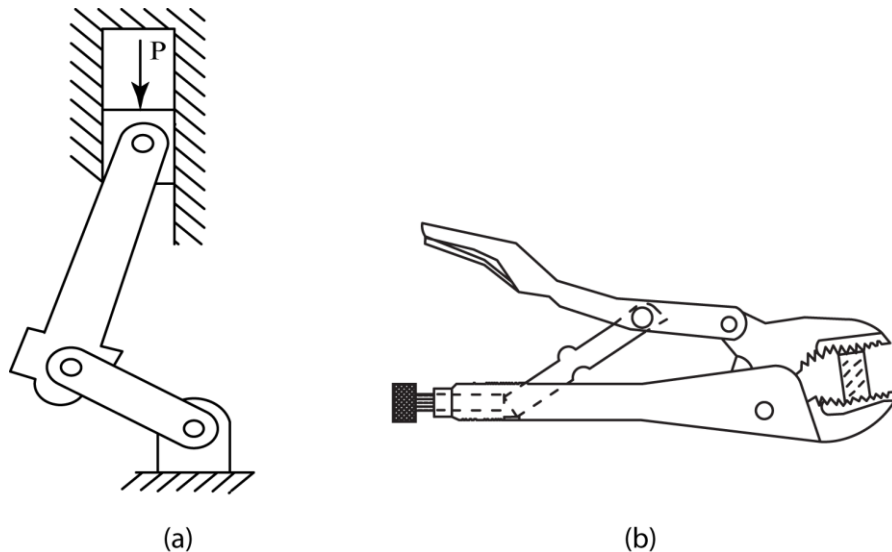
TỔNG QUAN NGHIÊN CỨU

1.1. Tổng quan chung về lĩnh vực nghiên cứu

1.1.1. Cơ cấu đàn hồi (CCĐH)

a. Khái niệm

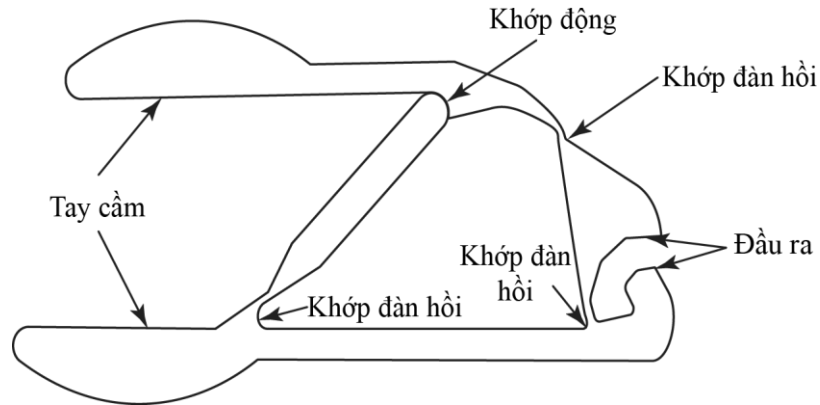
Cơ cấu là một nhóm các khâu (vật cứng) liên kết bởi các khớp dùng để truyền hay biến đổi chuyển động, lực hay mô-men. Cơ cấu khâu cứng truyền thống gồm những khâu cứng tuyệt đối liên kết với nhau bằng các khớp truyền thống như khớp bản lề, khớp tịnh tiến loại 5, khớp cầu, khớp các đấng, khớp loại 4. Một số ví dụ về cơ cấu truyền thống có thể thấy là: cơ cấu tay quay con trượt dùng như động cơ hay máy nén piston Hình 1.1(a), cơ cấu kìm bấm Hình 1.1(b)



Hình 1. 1: Một số cơ cấu cứng truyền thống (a) cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền, (b) cơ cấu kìm công lực [1]

Cơ cấu đàn hồi (CCĐH) cũng cho phép truyền hay biến đổi chuyển động, lực và moment. Tuy nhiên không giống cơ cấu cứng truyền thống, CCĐH có thể thực hiện ít

nhất một hoặc một vài chuyển động nhờ vào sự biến dạng của các khớp đàn hồi chứ không chỉ dựa vào các khớp động thường dùng. Một ví dụ cho việc chuyển đổi một cơ cấu cứng truyền thống thành một CCDH thực hiện cùng một chức năng được thể hiện như ở Hình 1.2 cho cơ cấu kim cộng lực ở Hình 1.1(b).



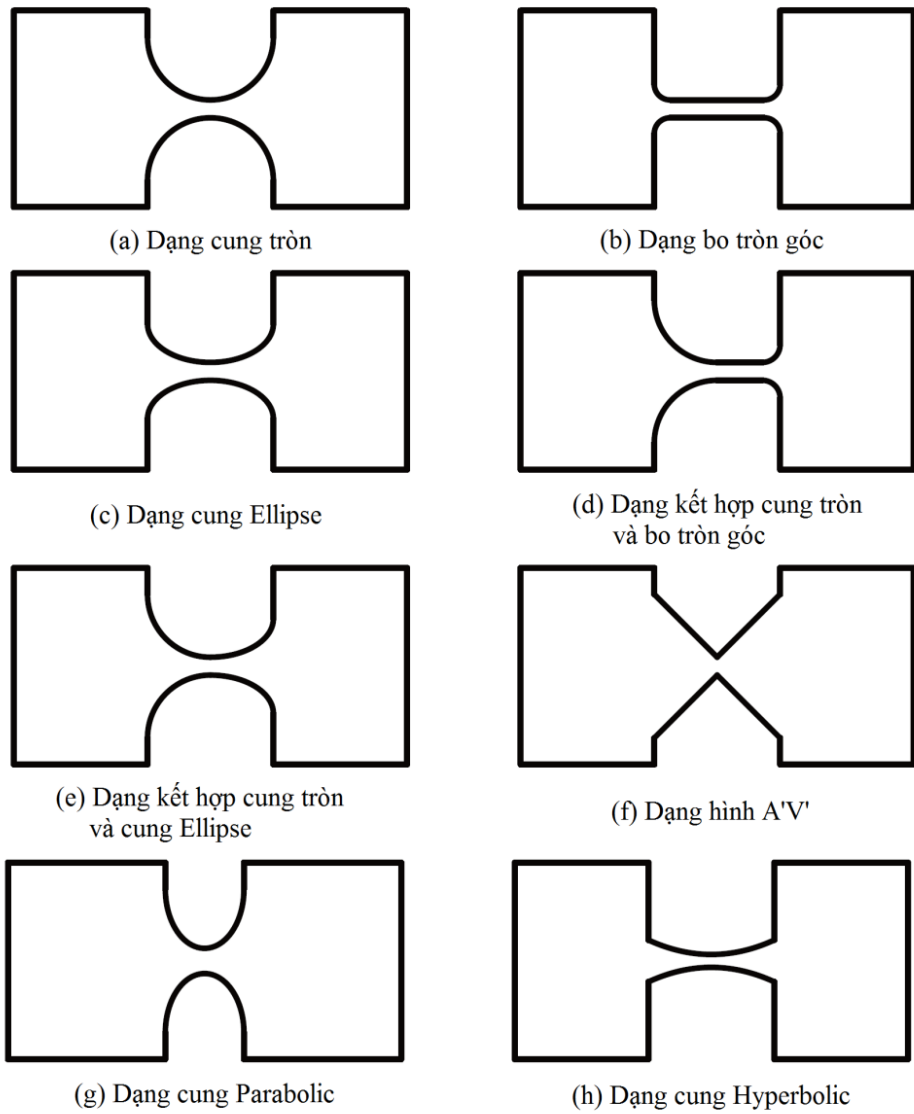
Hình 1. 2: Kim cộng lực bằng CCDH

Chuyển động của CCDH làm cho các khâu của nó biến dạng và tích trữ năng lượng đàn hồi. Phần năng lượng này sau đó sẽ được giải phóng để giúp cơ cấu thực hiện một chức năng định trước. Đây là điểm khác biệt chính của dạng cơ cấu này so với cơ cấu cứng truyền thống.

b. Các loại khớp đàn hồi [2, 3]

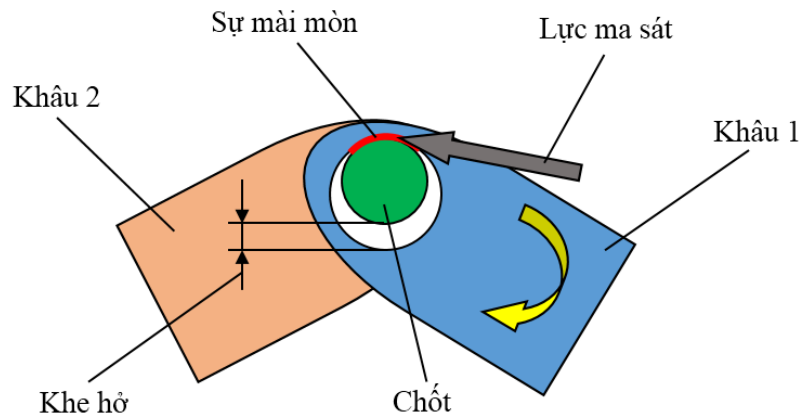
Khớp nối đàn hồi được phân thành nhiều loại tùy theo tính chất đàn hồi của chúng. Khớp đàn hồi về cơ bản là một loại lò xo tổng hợp có khả năng truyền và biến đổi chuyển động theo cả phương tịnh tiến và xoay. Cụ thể hơn, một khớp đàn hồi có thể được hiểu như một kết cấu có khả năng phản ứng với các loại ngoại lực như: lực cắt, lực dọc trục, moment uốn và thậm chí là moment xoắn. Quá trình khảo sát tác động của các ngoại lực này đóng vai trò quan trọng, trong việc xác định khả năng chuyển động hay còn gọi là bậc tự do của khớp và CCDH.

Dựa trên chức năng và đặc điểm hình học của mỗi loại khớp đàn hồi cũng như khả năng dễ gia công, các loại khớp đàn hồi dạng 1 trục được ứng dụng phổ biến nhất (Hình 1.3).



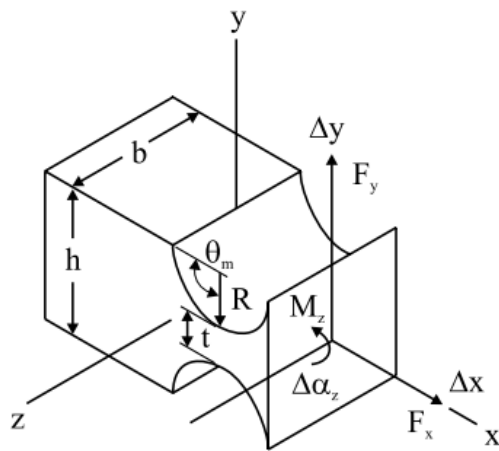
Hình 1. 3: Dạng mặt cắt của một số loại khớp nối đàn hồi

1.1.2. Các ưu điểm của khớp nối đàn hồi và cơ cấu đàn hồi



Hình 1.4: Sơ đồ minh họa đặc điểm của khớp bản lề truyền thống

Việc sử dụng các CCDH sẽ giúp giảm sai số nhờ giảm số chi tiết trong quá trình lắp ráp, đơn giản hóa quá trình sản xuất nhưng vẫn có khả năng tăng hiệu quả sử dụng nhờ tăng được độ chính xác (loại trừ được khe hở tại các khớp nối như ở các khớp truyền thống giảm mài mòn (do không có sự trượt tương đối giữa các khâu nối với nhau)).

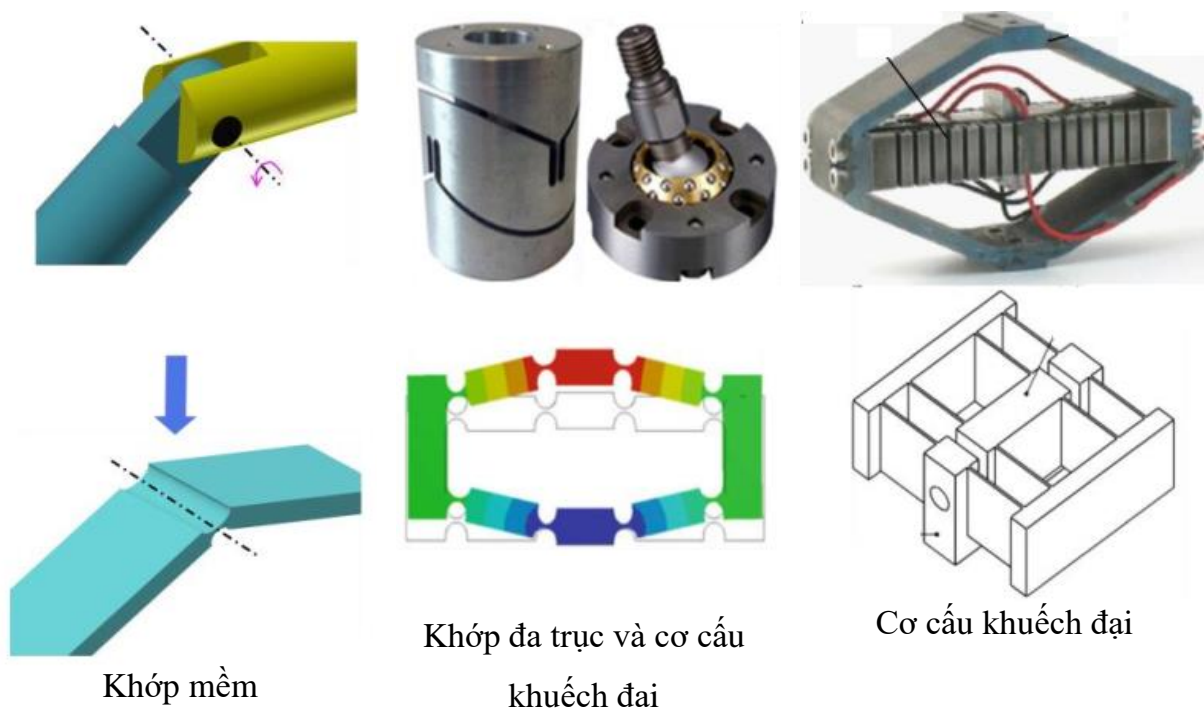


Hình 1.5: Khớp đàn hồi với cấu tạo nguyên khối [2]

(Trong đó: R: bán kính; t: chiều dày; b: chiều rộng; θ : góc xoay)

Các dạng khớp nối đàn hồi cũng cho phép tạo ra các liên kết tương tự như các khớp nối truyền thống và khắc phục được các nhược điểm của các khớp truyền thống.

Khớp bản lề đàn hồi cấu tạo bởi một khối vật liệu được cắt khoét một phần (Hình 1.5). Khớp nối đàn hồi dựa trên độ đàn hồi trong bản thân vật liệu của khớp để tạo ra chuyển động. Do không phải chế tạo từ nhiều chi tiết khác nhau nên khớp nối đàn hồi không tồn tại các nhược điểm của khớp nối truyền thống như: ma sát, mài mòn, phải bôi trơn và khe hở. Kết cấu nguyên khối của khớp nối đàn hồi tỏ ra ưu thế khi sử dụng để truyền chuyển động có độ chính xác ở mức micro và dưới micro trong các tác vụ gia công cần độ chính xác cao hay trong các thiết bị y sinh, MEMS. Tuy nhiên CCDH vẫn có một số nhược điểm: không bền nếu tải lớn quá, khoảng di chuyển nhỏ, nên chỉ thích hợp với các chuyển động nhỏ yêu cầu chính xác cao.



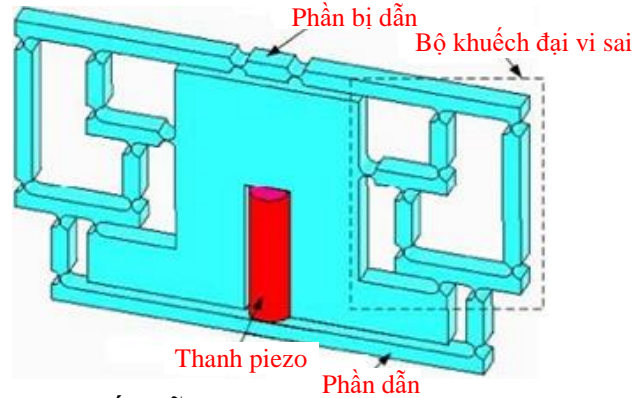
Hình 1.6: Cơ cấu đàn hồi [1]

1.1.3. Một số cơ cấu đàn hồi thông dụng

CCDH được tạo thành từ nhiều khớp đàn hồi kết hợp lại với nhau, CCDH cũng có các dạng đặc trưng như cơ cấu truyền thống, có thể truyền và biến đổi nhiều loại chuyển động khác nhau (Hình 1.6). Với những ưu điểm vốn có của khớp nối đàn hồi,

CCDH với thiết kế nguyên khối đồng nhất có khả năng truyền chuyển động rất chính xác với hiệu suất và độ bền cao hơn các cơ cấu cơ khí truyền thống nhiều lần.

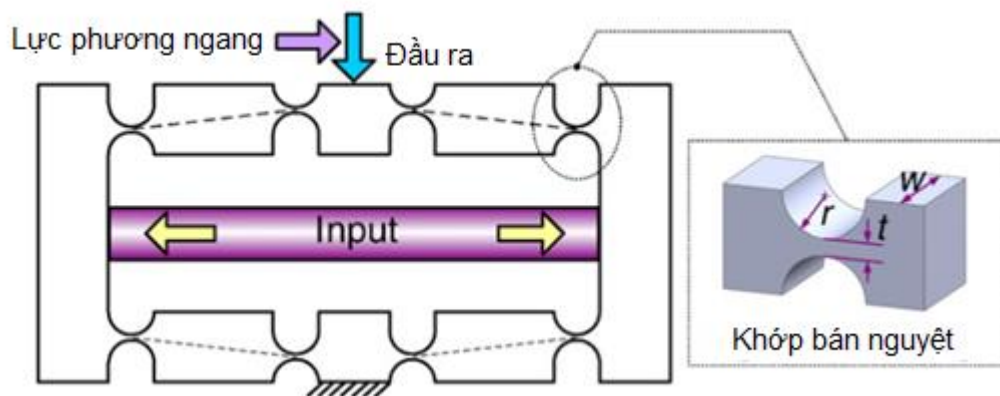
a. Cơ cấu dẫn động và định vị.



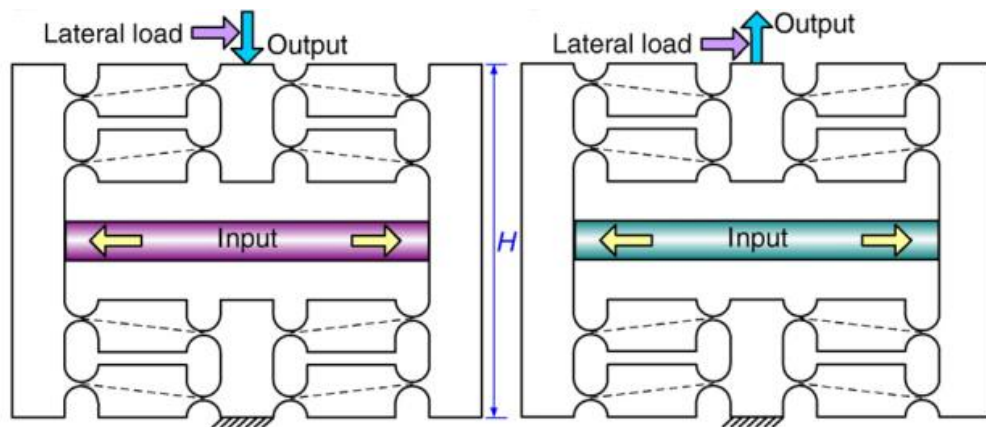
Hình 1.7: Cơ cấu dẫn động với độ phân giải micro [4]

Tác giả Phạm Huy Hoàng [4] và các cộng sự đã thiết kế hình dạng và mô phỏng hoạt động của cơ cấu dẫn động sử dụng cơ cấu khuếch đại vi sai với độ phân giải micron. Cơ cấu có độ khuếch đại 9,53 và độ phân giải từ 0,5 – 1 μ m Hình 1.7.

Năm 1996, Xu và các cộng sự thiết kế tổng hợp tối ưu CCDH chuyển động thẳng dùng cơ cấu khuếch đại dạng cầu với độ cứng vững và độ khuếch đại nhỏ Hình 1.8. Sau đó phát triển thành dạng cầu phức hợp vào năm 2011 [5] với hệ số khuếch đại lớn hơn 12, với độ lớn dịch chuyển milimet có độ cứng khoảng 9 N/ μ m Hình 1.9.

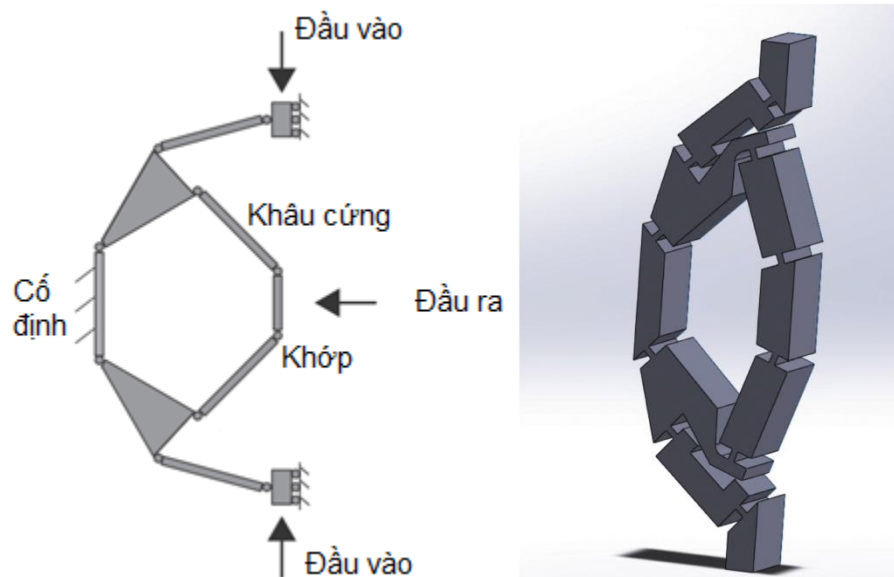


Hình 1. 8: Cơ cấu khuếch đại dạng cầu



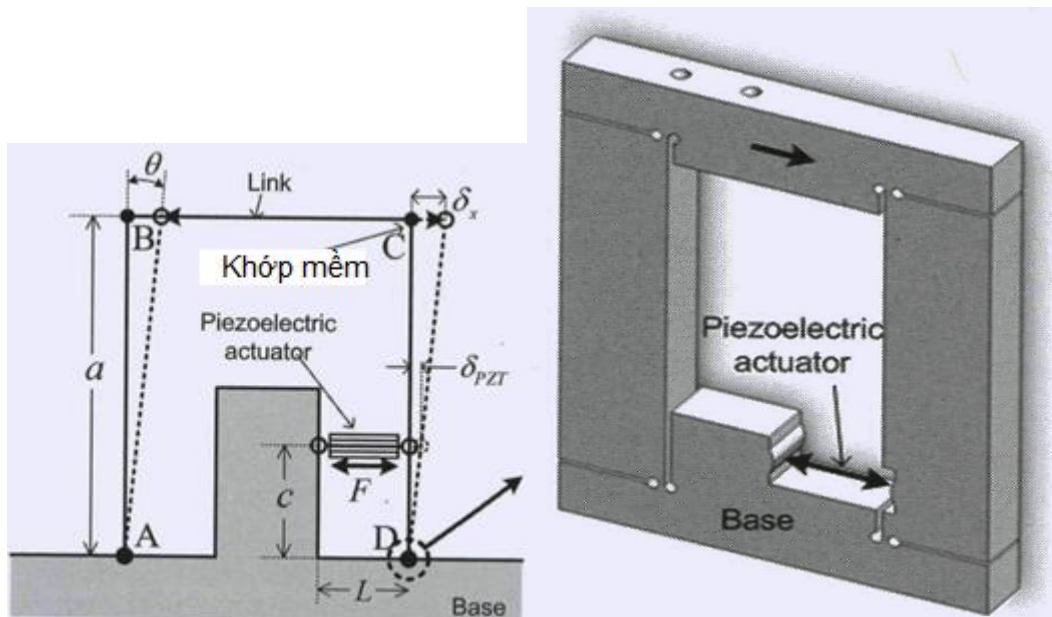
Hình 1. 9: Cơ cấu khuếch đại dạng cầu phức hợp

Tháng 5 năm 2013 nhóm tác giả Meng và các cộng sự thiết kế mô phỏng và tổng hợp tối ưu CCDH chuyển động thẳng có kết cấu và hình dạng như Hình 1.10 [6]. Cơ cấu có độ khuếch đại bằng 5, sử dụng khớp đàn hồi dạng corner-filleted.



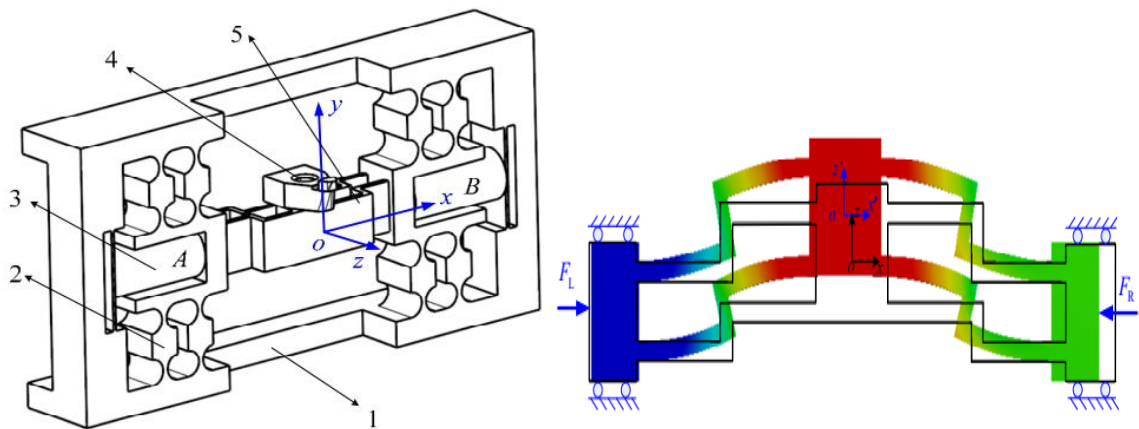
Hình 1. 10: Cơ cấu đàn hồi chuyển động thẳng

Tháng 9 năm 2013 nhóm tác giả Shin Kang và các cộng sự thiết kế CCDH dạng 4 khâu như Hình 1.11, cơ cấu có hệ số khuếch đại 7, độ lớn dịch chuyển nhỏ (khoảng 10 μ m) và độ cứng thấp [7].



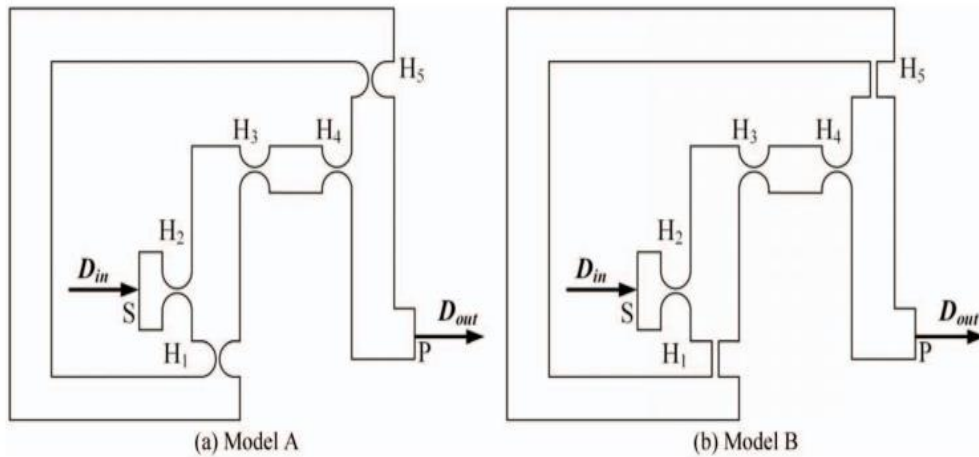
Hình 1. 11: Cơ cấu đàn hồi khuếch đại dạng 4 khâu

Tháng 10 năm 2013 nhóm tác giả Zhu [8] và các cộng sự thiết kế cơ cấu ăn dao cho máy tiện có cấu tạo và nguyên lý như Hình 1.12. Cơ cấu có khả năng di chuyển theo 2 chiều. Chiều z có thể di chuyển $27,03\mu\text{m}$ độ phân giải 14 nm . Chiều x từ $-8,37\mu\text{m}$ $-7,544\mu\text{m}$ và độ phân giải 8nm .



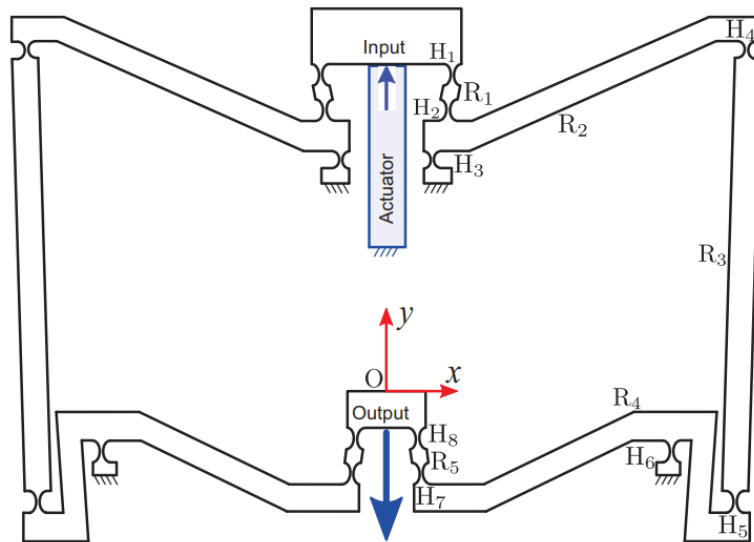
Hình 1. 12: Cơ cấu ăn dao dạng 2 bậc tự do.

Tháng 10 năm 2015 Lu [9] và các cộng sự thiết kế tổng hợp tối ưu CCDH di chuyển thẳng sử dụng cơ cấu khuếch đại kiểu đòn bẩy kép Hình 1.13 với hệ số khuếch đại từ $6,28 - 8,96$ làm việc với độ lớn dịch chuyển khoảng $0,88\mu\text{m} - 1,42\mu\text{m}$.



Hình 1. 13: Cơ cấu khuếch đại dạng đòn bẩy kép

Trong công trình [10] Chen (2016) và các cộng sự của mình đã thiết kế một cơ cấu khuếch đại chuyển động sử dụng khớp đàn hồi ellipse trong đó hệ số khuếch đại lên tới 40 lần với phạm vi hoạt động biến dạng đầu vào cho phép 0,01mm – 0,08mm như (Hình 1.14). Nhược điểm là tần số dao động riêng không cao, độ cứng vững thấp.



Hình 1. 14: Cơ cấu khuếch đại dịch chuyển thẳng

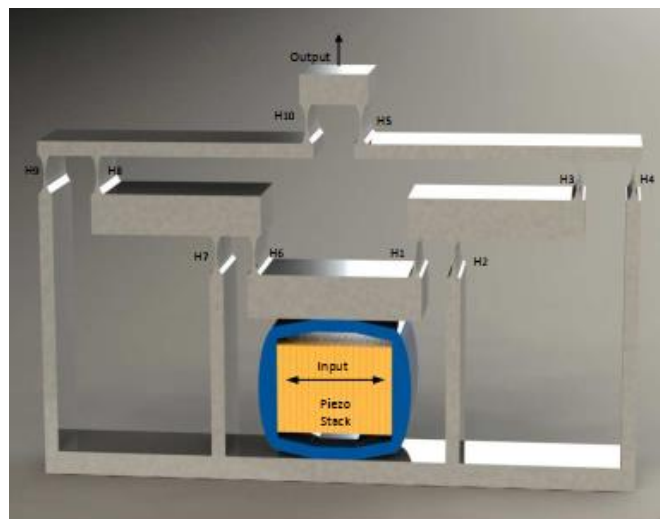
Sun [11] (2020) đã phát triển một hệ thống với cơ cấu một bậc tự do, dựa trên cơ cấu khuếch đại kiểu đòn bẩy để tạo chuyển động từ tính, ngăn chặn rung động trong

quá trình làm việc Hình 1.15. Kết quả thiết kế được cơ cấu có chuyển vị $220\ \mu\text{m}$, tần số tự nhiên 38 Hz.



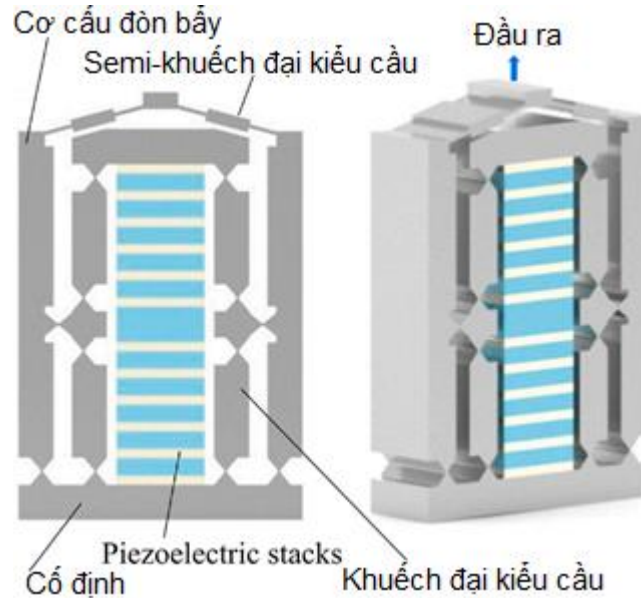
Hình 1. 15: Hệ thống một bậc tự do ngăn rung động

Shen [12] (2021) nghiên cứu này trình bày một CCDH tạo chuyển vị thẳng, sử dụng hai kiểu khuếch đại cầu và kiểu khuếch đại đòn bẩy kết hợp với nhau. Kết quả thiết kế được cơ cấu có chuyển vị $568\ \mu\text{m}$, ứng suất lớn nhất của cơ cấu 423MPa .



Hình 1. 16: Cơ cấu định vị kết hợp kiểu cầu và đòn bẩy

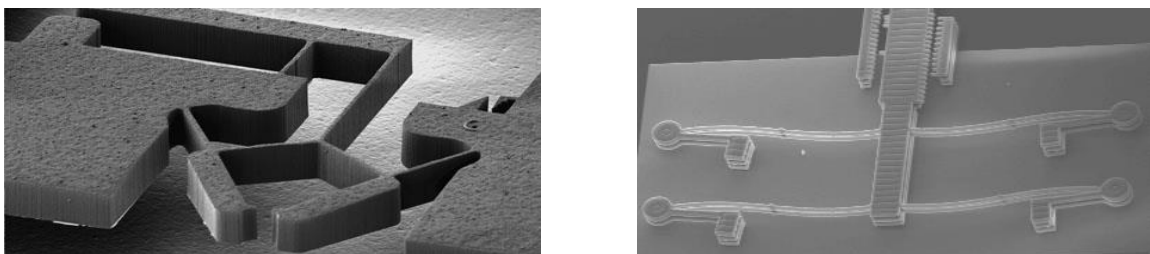
Ling [13] (2022) và các cộng sự đã phát triển cơ cấu định vị với khuếch đại chuyên vị nhiều tầng dựa trên cơ cấu khuếch đại kiểu cầu và cơ cấu đòn bẩy tạo chuyển vị đầu ra 0,7 mm, tần số cộng hưởng của cơ cấu 874 Hz.



Hình 1. 17: Cơ cấu khuếch đại dịch chuyển ba giai đoạn lai.

b. Ứng dụng cơ cấu đàn hồi trong truyền động chính xác.

Với những ưu điểm về độ chính xác nên CCDH ngày càng được sử dụng rộng rãi trong truyền động chính xác, đặc biệt là khi truyền những chuyển động nhỏ, có thể đến dưới micromet (Hình 1.18).

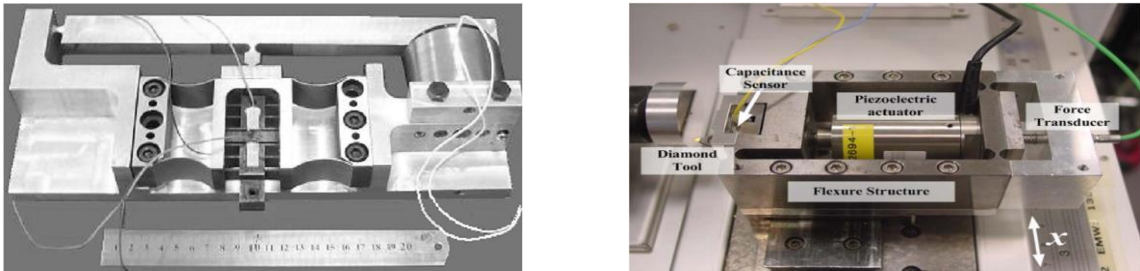


Hình 1.18: Cơ cấu đàn hồi trong các sản phẩm MEMS [1]

Do khả năng truyền chuyển động với độ chính xác cao nên CCDH còn được sử dụng trong lĩnh vực gia công cơ khí để tạo ra sản phẩm chính xác, đáp ứng yêu cầu kỹ thuật nghiêm ngặt. Ngày nay, nhiều đề tài nghiên cứu ứng dụng CCDH trong thiết kế

cơ cấu chuyển động dao của máy tiện đã và đang được triển khai nhằm sử dụng ưu điểm của cơ cấu này để ra tăng độ chính xác gia công, giảm giá thành sản phẩm. Tuy nhiên, do những đặc trưng về cấu tạo nên CCDH chủ yếu được sử dụng trong việc truyền các chuyển động nhỏ với độ chính xác cao.

Ngoài ra, khi sử dụng nguồn dẫn động chính xác cao PZT kết hợp với CCDH có thể tạo ra những chuyển động nhỏ, cực kỳ chính xác. Từ đó, cơ cấu ăn dao trong máy tiện ứng dụng CCDH và PZT đã và đang đẩy mạnh nghiên cứu và khắc phục các khuyết điểm của máy tiện cơ hoặc máy tiện CNC thông thường từ đó nâng cao độ chính xác gia công và độ ổn định của sản phẩm (Hình 1.19).



Hình 1.19: Bộ phận chạy dao sử dụng CCDH và cơ cấu chấp hành piezo [14, 15]

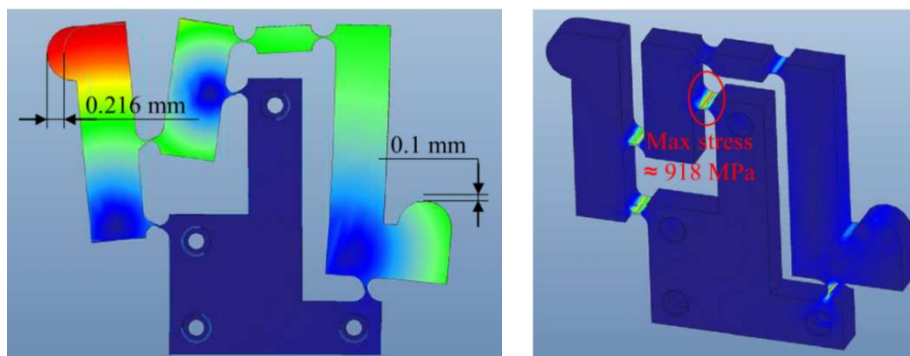
1.2. Các kết quả nghiên cứu trong nước

Ngày nay, với sự phát triển vượt bậc của khoa học công nghệ trên các lĩnh vực, các sản phẩm cơ khí ngày càng yêu cầu cao về chất lượng sản phẩm, tính năng tự động hóa sản xuất và các tính năng đặc biệt là độ chính xác hình học của sản phẩm. Do đó, các công nghệ gia công truyền thống trên các máy vạn năng khó có thể đáp ứng tốt nhu cầu ngày càng tăng này và sự cạnh tranh của sản phẩm trên thị trường bị hạn chế. Thực tế này đòi hỏi phải phát triển và nghiên cứu các công nghệ mới để nâng cao độ chính xác của các dạng hình học, cụ thể là nâng cao chất lượng sản phẩm chế tạo. Nhưng trong thực tế có rất nhiều nguyên nhân gây ra sai số khi gia công như sai số động học của vít me bi, sai số do nhiệt độ, bù trừ sai số truyền động, Để nâng cao chất lượng sản phẩm khi gia công, hiện nay nhiều nghiên cứu đã được thực hiện nhằm cải thiện và

nâng cao độ chính xác trong gia công cắt gọt như vấn đề bù sai số trên các máy CNC. Trong công trình [16] của GS. Bành Tiến Long đã đưa ra giải pháp nâng cao độ chính xác của máy phay CNC bằng bộ điều khiển. Trong nghiên cứu của nhóm này, tiêu chí quan trọng nhất để đánh giá chất lượng máy là sai số vị trí. Khi gia công, bộ điều khiển sẽ điều khiển các trục x , y , z sao cho dụng cụ đạt được tọa độ theo yêu cầu - tọa độ này được xác định thông qua Encoder gắn ngay sau động cơ.

Nhưng đặc biệt trong những năm gần đây một nhóm tác giả đã bước đầu đi sâu vào nghiên cứu, thiết kế cũng như hướng ứng dụng của CCDH. Năm 2008 công trình [4] Phạm Huy Hoàng và cộng sự đã đưa ra thiết kế cơ cấu dẫn động với độ phân giải micron. Chỉ đi sâu nghiên cứu tính toán mô phỏng để tìm ra cơ cấu có độ khuếch đại lớn. Kết quả mô phỏng cho thấy cơ cấu có độ khuếch đại chuyển vị lớn hơn 9.

Năm 2013 một nghiên cứu [17] của nhóm tác giả Phạm Minh Tuấn và Phạm Huy Hoàng đã nghiên cứu, thiết kế, mô phỏng cơ cấu ăn dao bằng CCDH sử dụng trong máy CNC, nhưng kết quả nghiên cứu chỉ giới hạn ở việc tính toán, mô phỏng mà chưa đi sâu nghiên cứu thực nghiệm Hình 1.20. Kết quả cho thấy độ khuếch đại chuyển vị bằng 2, nhưng nhược điểm ứng suất lớn 918 MPa. Chưa đi sâu vào thực nghiệm điều khiển và ứng dụng gia công của cơ cấu.



Hình 1. 20: Kết quả mô phỏng cơ cấu [17]

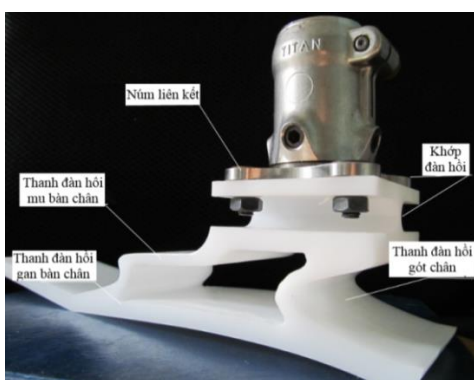
Năm 2013 nhóm tác giả Phạm Huy Tuấn và cộng sự trong công trình [18] đã ứng dụng CCDH vào lĩnh vực cơ sinh học để phát triển một phương pháp thiết kế mới cùng với một công cụ chế tạo đơn giản nhằm tạo ra một khớp mắt cá chân giả dựa trên

nền tảng của CCDH và giải thuật di truyền. Ưu điểm của khớp chân giả này có cấu tạo nguyên khối có khả năng tích trữ và giải phóng năng lượng tạo, tạo sự linh hoạt cho người sử dụng (Hình 1.21) [19]

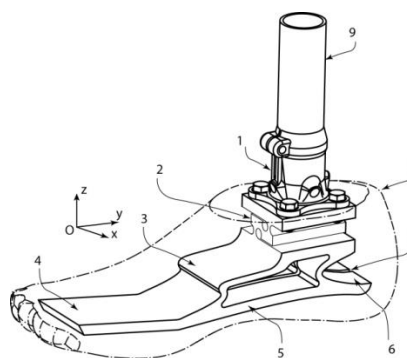


Hình 1. 21: Khớp chân giả sử dụng CCDH [19]

Năm 2016 công trình [20] nhóm tác giả Phạm Huy Tuân và các cộng sự đã cải tiến thành công khớp mắt các chân giả để tạo khả năng linh hoạt hơn thiết kế trước đó. Đặc điểm của thiết kế này là sự kết hợp các thanh đàn hồi và các khớp đàn hồi nhằm mục đích tạo chuyển động linh hoạt hơn bằng cách tạo thêm bậc tự do của khớp và có khả năng tích trữ, giải phóng năng lượng khi di chuyển Hình 1.22(a). Thiết kế này sau đó tiếp tục được cải tiến thành sản phẩm hoàn chỉnh là bàn chân giả với khớp mắt cá chân đa trục đã đăng ký sở hữu trí tuệ năm 2020 (Hình 1.22(b)).



(a)



(b)

Hình 1. 22: Bàn chân giả bằng vật liệu POM (a) [20] và đăng ký sở hữu trí tuệ (b) [21]

Nhóm tác giả Thanh-Phong Dao và các cộng sự đã thiết kế, chế tạo và tối ưu nhiều CCDH cho vài ứng dụng trong hệ thống định vị chính xác [22, 23], cơ cấu dẫn

hướng sử dụng trong thiết bị đo tính chất cơ tính của vật liệu [24], cơ cấu định vị chính xác hai trục x và y sử dụng cho kính hiển vi điện tử và canh biên [25], mô hình định vị kích thước micron sử dụng như một cảm biến đo hành trình chuyển vị [26]. Các kết quả nghiên cứu của nhóm chủ yếu phát triển các thiết kế mới có khuếch đại chuyển vị lớn, nhưng nhược điểm tần số tự nhiên nhỏ, độ cứng vững thấp, không gian thiết kế lớn. Ngoài ra, nhóm tác giả này cũng phát triển các thuật toán khác nhau dựa trên thiết kế thực nghiệm để tìm hàm mục tiêu mong muốn như tần số, chuyển vị, ứng suất. Các kết quả nghiên cứu này chưa đi sâu nghiên cứu về mô hình toán, điều khiển, thực nghiệm và khả năng ứng dụng thực tế của chúng.

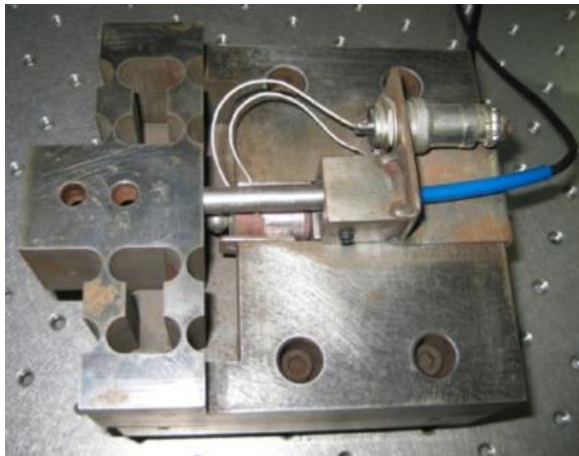
1.3. Các kết quả nghiên cứu ngoài nước

a) Các kết quả nghiên cứu ngoài nước

Hiện nay, các CCDH dựa trên biến dạng của các khớp đàn hồi đã thu hút sự chú ý rộng rãi trong nhiều ứng dụng khoa học và công nghiệp [27]. So sánh với cơ cấu truyền thống, CCDH cũng truyền lực, mô men và chuyển động nhưng nhờ vào biến dạng đàn hồi của các khớp đàn hồi. Tuy nhiên CCDH có ưu điểm như không có khớp nối, không có độ hở giữa các khớp, không có ma sát, độ chính xác cao, kết cấu nguyên khối dẫn đến giảm chi phí gia công và thời gian lắp ráp [1]. Ngày nay, CCDH đã và đang được nghiên cứu ứng dụng rộng rãi, đóng vai trò quan trọng trong các lĩnh vực, được áp dụng rộng rãi trong kỹ thuật chính xác, cơ khí chính xác, cơ cấu định vị [28-30], chẳng hạn như kính hiển vi lực nguyên tử, tay máy vi mô (micro/nano manipulator) và gia công chính xác [31-34], cơ cấu chạy dao chính xác [35-37], cơ cấu cân chỉnh chính xác [38] cơ cấu định vị nano chính xác 2-3 bậc tự do [39-42], cơ cấu kẹp vật và cơ cấu gấp vật siêu nhỏ [43-46], cơ cấu tạo và điều chỉnh lực [47, 48], van servo để kiểm soát chất lỏng [49]. Một số ứng dụng cơ cấu đàn hồi song ổn định như: cơ cấu khoá micro ứng dụng trong quang học [50], cơ cấu đựng đĩa CD [51], gia tốc kế dạng khóa (latching accelerometer) [52], rơ le (relay) điện [53].

Ngày nay, trong lĩnh vực gia công cơ khí các sản phẩm ngày càng yêu cầu độ chính xác cao. Vì vậy các công nghệ gia công truyền thống trên các máy tiện khó đáp ứng được yêu cầu này nên khi gia công có độ chính xác thấp (trên μm). Nguyên nhân làm giảm độ chính xác khi gia công có thể do: sai số trong các khớp nối truyền thống, khe hở trong vít me bi, ổ lăn, sai số do nhiệt độ, bù trừ sai số truyền động.

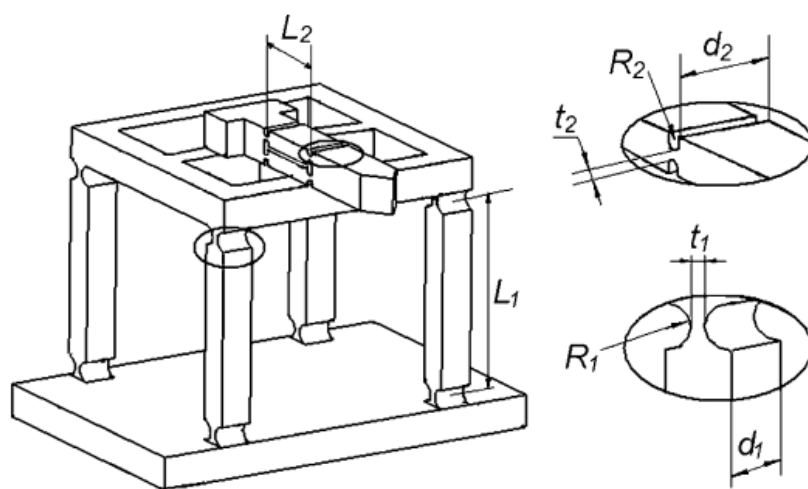
Một hướng nghiên cứu là thiết kế cải tiến kết cấu máy hay thiết kế cơ cấu ăn dao để nâng cao độ chính xác vị trí của dụng cụ cắt [35, 54]. Trong những công trình này các tác giả chỉ đề cập đến thiết kế và điều khiển cơ cấu, mô hình động lực học của cơ cấu (Hình 1.23) kết quả cho thấy, cơ cấu tạo chuyển vị khoảng $20 \mu\text{m}$, tần số tự nhiên 1122 Hz , độ cứng đầu vào của cơ cấu $13,1 \text{ N}/\mu\text{m}$. Tuy nhiên mẫu thiết kế đưa ra chỉ là ngẫu nhiên, thiết kế trực tiếp CCDH, không phân tích, thiết kế cơ cấu khâu cứng tương đương. Chưa đi sâu về kiểm nghiệm thực tế và thiết kế tối ưu, điều khiển tối ưu cho kết cấu. Các nghiên cứu này chỉ dừng lại ở việc chế tạo mô hình, chưa thực nghiệm gia công thử, cơ cấu này tạo chuyển động nhỏ, độ cứng vững thấp rất khó ứng dụng trong gia công.



Hình 1. 23: Mô hình CCDH dùng làm cơ cấu ăn dao [35]

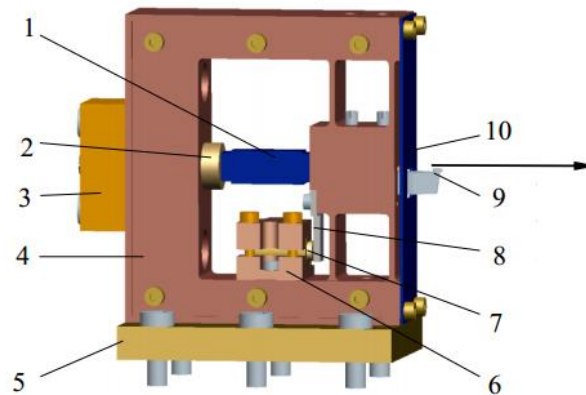
Liu và cộng sự [36] đã nghiên cứu và thiết kế cơ cấu ăn dao với dụng cụ cắt kim cương. Kết quả với tần số tự nhiên $109,6 \text{ Hz}$, chuyển động mong muốn theo trục z $500 \mu\text{m}$, chuyển động không mong muốn theo trục y là $3,4 \mu\text{m}$, độ cứng theo trục z của cơ

cầu 74,76 N/mm, độ cứng theo trục y là 8,9 N/ μm . Được điều khiển bởi bộ điều khiển PID sai số chuyển vị theo trục z là 0,15% và sai số chuyển vị theo trục y khoảng 0,013 μm . Kết quả nghiên cứu mới chỉ dừng lại trong phòng thí nghiệm, cơ cấu có tần số tự nhiên thấp, độ cứng vững của cơ cấu thấp, chuyển động không mong muốn của cơ cấu lớn. Những kết quả này cho thấy cơ cấu khó đáp ứng được ứng dụng gia công thực tế, gia công có độ chính xác thấp, dễ có hiện tượng cộng hưởng (Hình 1.24). Đặc điểm kết cấu thiết kế của cơ cấu là dạng không gian, độ cứng vững thấp, khó điều khiển chính xác và khó gia công và chế tạo.



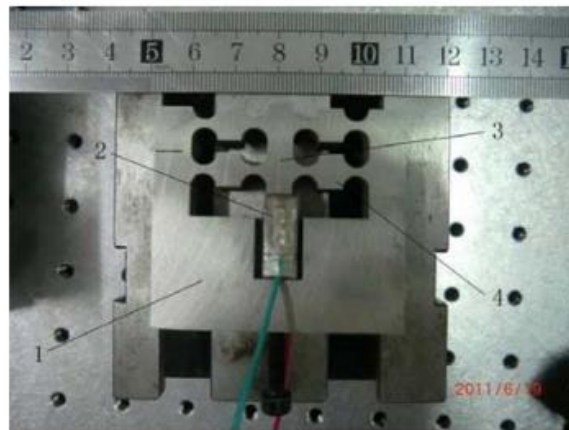
Hình 1. 24: Kết cấu của dụng cụ cắt kim cương [36]

Công trình [55] Li và Ibrahim (2011) và các cộng sự đã nghiên cứu và thiết kế cơ cấu ăn dao FTS (fast tool servo) tuyến tính một bậc tự do sử dụng điều khiển dụng cụ cắt bằng kim cương. Kết quả nghiên cứu chỉ tính toán và mô phỏng với tần số tự nhiên 1400 Hz, chuyển vị của cơ cấu là 20 μm , độ cứng đầu vào 10,3173 N/ μm , ứng suất lớn nhất 700 MPa. Ngoài ra, nhược điểm của thiết kế như Hình 1.25, PZT bị phản lực ngược trực tiếp khi có tải cũng như khi gia công, điều này làm giảm hiệu suất hoạt động của PZT cũng như cơ cấu, làm PZT dễ bị hư hỏng.



Hình 1. 25: Cơ cấu FTS: (1) piezoelectric actuator, (4) CCDH, (9) dụng cụ cắt kim cương

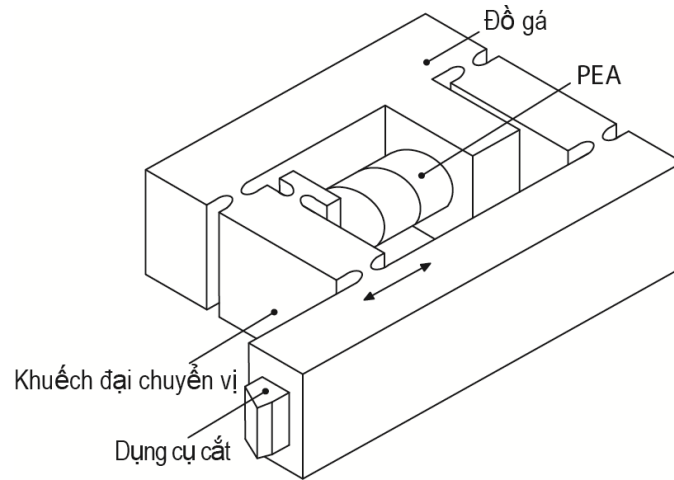
Công trình nghiên cứu của Zhu và Zhou (2011) [56] thiết kế cơ cấu ăn dao (Hình 1.26). FTS được thiết kế hành trình $10,25 \mu\text{m}$ với tần số là 2 kHz, độ cứng của cơ cấu $22,434 \text{ N}/\mu\text{m}$, ứng suất lớn nhất 227 MPa, kết quả thực nghiệm đo chuyển vị cho thấy độ trễ về thời gian lớn 19,5%. Nhược điểm của thiết kế là hành trình của cơ cấu nhỏ, ứng suất của cơ cấu lớn, cách đặt PZT bị tác dụng ngược của phản lực.



Hình 1. 26: Cơ cấu FTS

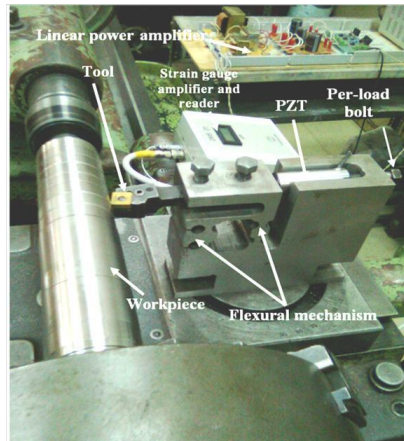
Wang và các cộng sự [57] (2013) đã thiết kế và chế tạo cơ cấu ăn dao với tần số tự nhiên 321 Hz, chuyển vị của cơ cấu là $540 \mu\text{m}$, sai số khi điều khiển bằng PID là 6% Hình 1.27. Thiết kế của cơ cấu ăn dao (Hình 1.27 và Hình 1.28) này sử dụng cơ cấu bốn khâu đơn không đối xứng, nên cơ cấu có nhược điểm là chuyển vị không mong

muốn lớn và khó điều khiển chính xác. Việc thiết kế cơ cấu cũng bằng cách thiết kế trực tiếp CCDH, không thông qua thiết kế cơ cấu khâu cứng tương đương trước.



Hình 1. 27: Cơ cấu ăn dao [57]

Shalaby và các cộng sự [58] (2017) đã thiết kế và chế tạo cơ cấu ăn dao, thực nghiệm cắt thử vật liệu bằng thép. Kết quả cho thấy độ chính xác IT5 và độ nhám bề mặt khoảng $0,45 \mu\text{m}$ (R_a) Hình 1.28.



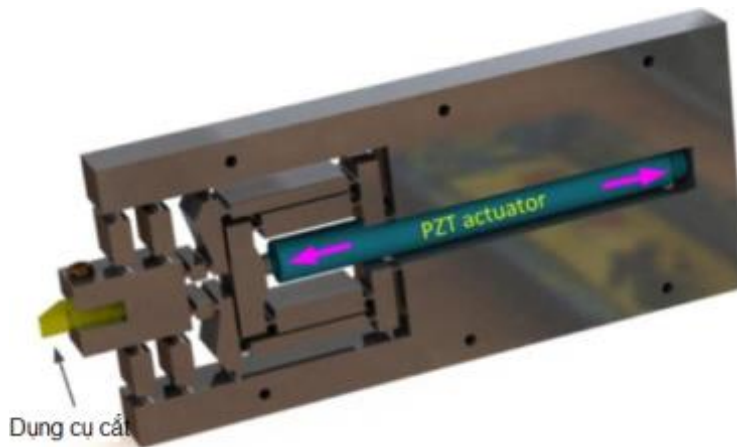
Hình 1. 28: Mô hình cơ cấu ăn dao [58]

Ding và các cộng sự [59] (2017) đã thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao với kết quả như tần số tự nhiên $156,77 \text{ Hz}$, chuyển vị của cơ cấu là $96,75 \mu\text{m}$, độ cứng đầu vào $6,12 \text{ N}/\mu\text{m}$, ứng suất lớn nhất $94,634 \text{ MPa}$ như Hình 1.29.



Hình 1. 29: Mô hình cơ cấu ăn dao [59]

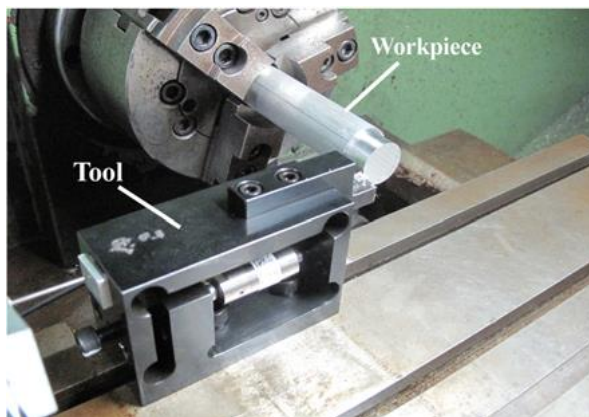
Hao Liang và các cộng sự [60] (2017) đã thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao với kết quả như tần số tự nhiên 316,84 Hz, chuyển vị của cơ cấu là 114,9 μm , ứng suất lớn nhất 260,65 MPa như Hình 1.30. Kết quả nghiên cứu của các công trình [50, 51] mới chỉ dừng lại ở tính toán mô phỏng, cơ cấu có tần số tự nhiên thấp, độ cứng vững của cơ cấu nhỏ. Nhưng kết quả này cho thấy cơ cấu khó đáp ứng được ứng dụng gia công thực tế, gia công có độ chính xác thấp, dễ có hiện tượng cộng hưởng, không gian thiết kế lớn.



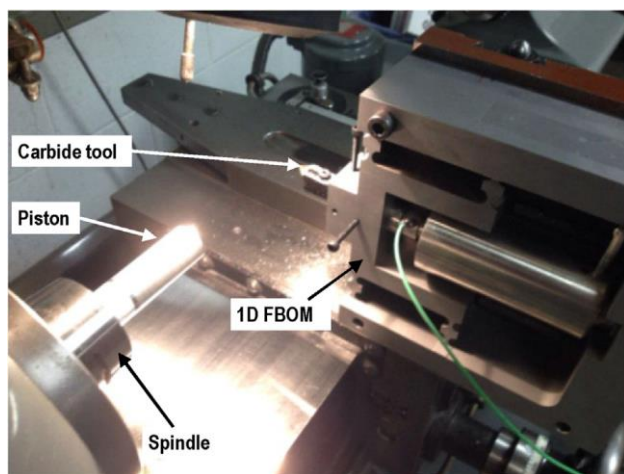
Hình 1. 30: Mô hình thiết kế cơ cấu [60]

Kurniawan và các cộng sự [61] (2013) đã thiết kế cơ cấu có tần số tự nhiên 480 Hz, chuyển vị của cơ cấu là 26 μm , độ cứng đầu vào 50 N/ μm , ứng suất lớn nhất 131,6 MPa như Hình 1.31. Cơ cấu này được ứng dụng gia công các bề mặt vi mô bằng

phương pháp gia công hỗ trợ rung động với vật liệu gia công là Al 6061-T6 và AISI 1045. Kết quả cho thấy, sai số lớn nhất của chiều dài (d_a) và chiều rộng (d_b) của vết lõm khi mũi dao cắt tạo nên trên phôi là đối với Al 6061- T6 lần lượt là khoảng 5,63% và 10,14%, với AISI 1045 lần lượt là khoảng 12,2% và 47,97%.



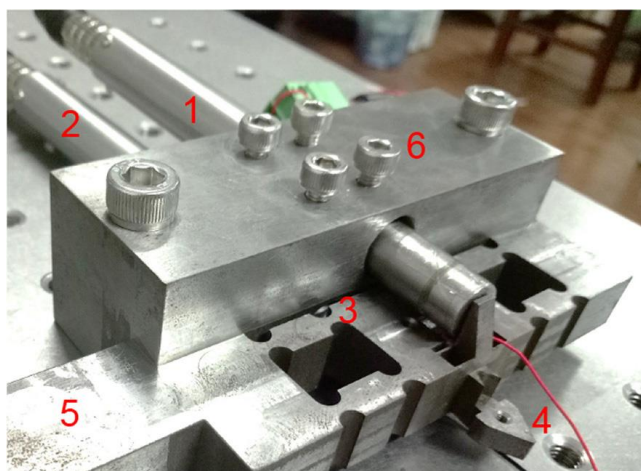
Hình 1. 31: Mô hình thực nghiệm cơ cấu [61]



Hình 1. 32: Mô hình thực nghiệm gia công bề mặt vi mô[62]

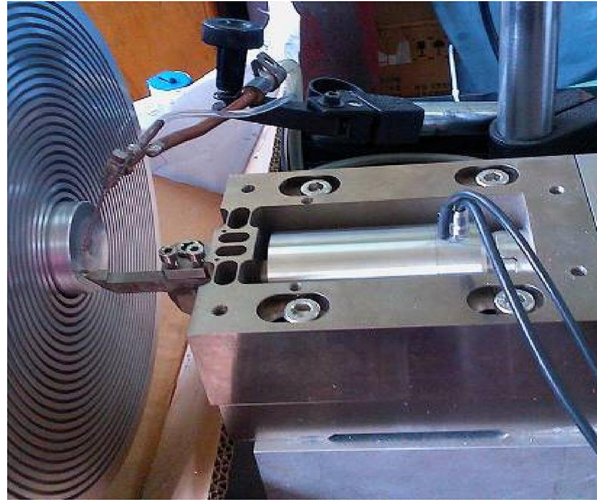
Yu He và các cộng sự [62] (2018) đã phát triển và chế tạo cơ cấu ăn dao có tần số tự nhiên 980 Hz, chuyển vị của cơ cấu là 8 μm , độ cứng đầu vào 50 N/ μm , ứng suất lớn nhất 131,6 MPa như Hình 1.32. Được ứng dụng gia công các bề mặt vi mô bằng phương pháp gia công hỗ trợ rung động với biên độ 8 μm , tần số 41 Hz với vật liệu nhôm.

Zhao và các cộng sự [63] (2020) đã phát triển một cơ cấu ăn dao tạo chuyển vị theo 2 giai đoạn nhằm làm tăng khả năng dịch chuyển cơ cấu như Hình 1.33. Kết quả nghiên cứu chỉ tính toán và mô phỏng với chuyển vị của cơ cấu theo 2 giai đoạn là 10,4 μm và 0,76 μm , độ cứng đầu vào từng giai đoạn là 16,84 $\text{N}/\mu\text{m}$, 6,90 $\text{N}/\mu\text{m}$ và độ cứng đầu ra 4,99 $\text{N}/\mu\text{m}$, ứng suất lớn nhất 171 MPa. Được điều khiển bởi bộ điều khiển PID sai số chuyển vị $\pm 0,1 \mu\text{m}$.



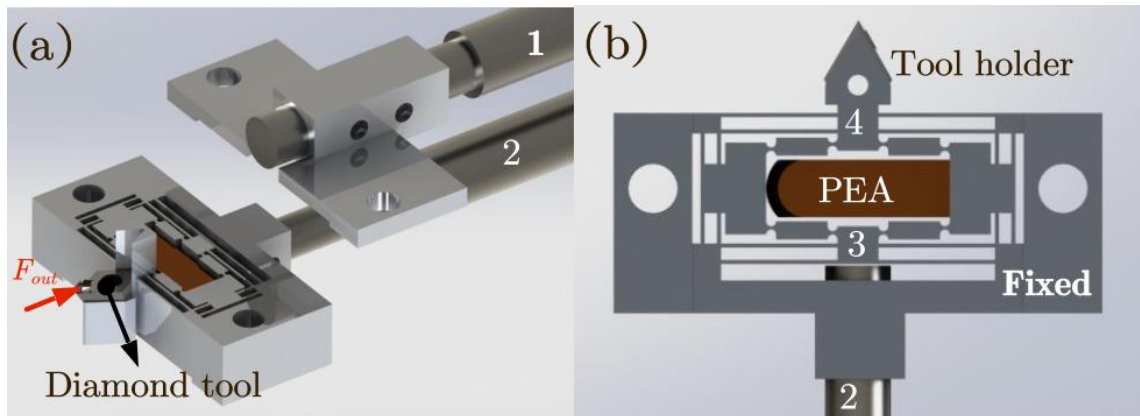
Hình 1. 33: Cơ cấu ăn dao tạo chuyển vị 2 giai đoạn [63]

Wang và các cộng sự [64] (2019) phát triển một cơ cấu ăn dao chính xác cao để ứng dụng gia công vi mô như Hình 1.34. Được ứng dụng gia công các bề mặt vi mô, bề mặt được gia công phù hợp với hình dạng mong đợi. Kết quả cho thấy, sai số của vết lõm khi mũi dao cắt tạo nên trên phôi là 0,6 μm .



Hình 1. 34: Mô hình gia công thấu kính dùng cơ cấu ăn dao chính xác [64]

Zhou và các cộng sự [65] (2021) đã phát triển một cơ cấu ăn dao, có thể đo lực cắt như Hình 1.35. Kết quả nghiên cứu chỉ tính toán, mô phỏng và thực nghiệm với tần số tự nhiên 1,25 kHz, chuyển vị của cơ cấu là 60,18 μm , độ cứng đầu vào 13,47N/ μm , ứng suất lớn nhất 300 MPa. Được điều khiển bởi bộ điều khiển PID sai số chuyển vị $\pm 0,5 \mu\text{m}$.



Hình 1. 35: Cơ cấu ăn dao có tích hợp đo lực [65]

Bảng 1. 1: Thông số các cơ cấu ăn dao dùng CCDH đã được công bố

Tác giả và TLTK	Thông số				
	Hành trình (μm)	Chuyển vị không mong muốn (μm)	Độ cứng đầu vào ($\text{N}/\mu\text{m}$)	Ứng suất lớn nhất (MPa)	Tần số tự nhiên (Hz)
Tian [35]	20		13,1	52	1122
Liu [36]	500	3,4	74,76 N/mm		109,6
Li [55]	20		10,3173	700	1400
Zhu [56]	10,25		22,434	227	2000
Wang [57]	540				321
Ding [59]	96,75	0.98	6,12	94,634	156,77
Liang [60]	114,9			260,65	316,85
Kurniawan [61]	26		50	131,6	480
He [62]	8		50	131,6	980
Zhao [63]	10,4		16,84	171	
Zhou [65]	60,18		13,47	300	1250

Nhận xét: Các kết quả nghiên cứu ở trên và tổng hợp so sánh ở Bảng 1.1 cho thấy cơ cấu ăn dao có chuyển vị trong khoảng 8 – 540 μm , tần số tự nhiên 156,77 – 2000Hz, độ cứng đầu vào 6,12 – 50N/ μm . Các kết quả nghiên cứu trước thường trong khoảng trên, vì vậy thiết kế cơ cấu ăn dao của luận án cũng được chọn trong các vùng giá trị này. Để tránh xảy ra hiện tượng cộng hưởng giữa cơ cấu ăn dao với hệ thống công nghệ của máy tiện (gồm máy, phôi, đồ gá, ...) trong khi gia công, tần số dao động tự nhiên đầu tiên của cơ cấu ăn dao nên được thiết kế càng lớn càng tốt. Để đảm bảo cơ cấu ăn dao hoạt động tốt khi gia công, ứng suất lớn nhất của thiết kế càng nhỏ càng tốt và nhỏ hơn giá trị độ bền chảy của vật liệu làm cơ cấu ăn dao. Nhưng trong thực tế thiết kế, khi chuyển vị lớn thì tần số và độ cứng của thiết kế nhỏ và ngược lại. Đây là thách thức thúc đẩy nghiên cứu của luận án để tìm được thiết kế có tần số tự nhiên lớn, chuyển vị lớn, độ cứng lớn và ứng suất nhỏ. Ngoài ra, trong Bảng 1.1 cho thấy các nghiên cứu có chuyển động không mong muốn lớn hay ít quan tâm đến chuyển động không mong muốn, trong các cơ cấu định vị chính xác hay cơ cấu ăn dao, điều này thì rất quan trọng nó ảnh hưởng trực tiếp đến độ chính xác và sai số định vị của cơ cấu ăn

dao, đây là một lý do tiếp theo để thúc đẩy nghiên cứu trong luận án này. Các nghiên cứu trên có độ cứng đầu vào nhỏ, khuếch đại chuyển vị lớn dẫn đến độ cứng đầu ra nhỏ điều này làm cơ cấu yếu khó đáp ứng gia công. Đây cũng là lý do trong luận án để thúc đẩy tìm kiếm một thiết kế có độ cứng cao.

Tổng hợp những điểm chung trong các nghiên cứu ở trên, ta có thể thấy

(i). *Về mặt thiết kế:*

Trong các thiết kế trên PZT được gắn trực tiếp vào CCDH như Hình 1.23 đến Hình 1.34, khi đó PZT bị phản lực ngược trực tiếp khi có tải cũng như khi gia công làm giảm hiệu suất hoạt động của PZT cũng như cơ cấu, làm PZT dễ bị hư hỏng. Đây là hạn chế và là nhược điểm của các thiết kế trên, đặc biệt làm giảm hiệu quả khi hoạt động ở hiệu suất cao, và độ chính xác khi dịch chuyển. Vậy cần thiết tìm ra một thiết kế mới để khắc phục những hạn chế trong các thiết kế cơ cấu ăn dao này. Ngoài ra, việc tìm kiếm một thiết kế có chuyển vị, tần số lớn, ứng suất và chuyển động không mong muốn nhỏ, không gian thiết kế nhỏ luôn là thách thức được các nhà nghiên cứu quan tâm. Trong các kết quả nghiên cứu ở trên cho thấy các thiết kế có chuyển vị lớn thì tần số nhỏ, ứng suất tập trung lớn, độ cứng nhỏ, chuyển vị không mong muốn lớn và ngược lại. Kết quả này dẫn đến làm giảm độ chính xác khi truyền chuyển động, gây ra cộng hưởng, ứng suất tập trung lớn dễ xảy ra nứt gãy, hư hỏng trong quá trình gia công, khó có thể sử dụng các thiết kế này để gắn trên máy tiện CNC thông thường ứng dụng cho gia công cắt gọt. Đây là những lý do thúc đẩy nghiên cứu luận án này tìm một cơ cấu mới phù hợp để hạn chế những nhược điểm của các thiết kế ở trên. Ngoài ra, các nghiên cứu ở trên thường thiết kế CCDH bằng cách trực tiếp mà không phân tích và tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương. Luận án này đề xuất phương pháp thiết kế một cách tổng quát nhất từ việc thiết kế và phân tích tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương sau đó dựa trên thiết kế cơ cấu khâu cứng tương đương để thiết kế CCDH, cuối cùng là tối ưu hóa và phân tích độ tin cậy của CCDH.

(ii). Về mặt ứng dụng và điều khiển:

Các nghiên cứu trên chủ yếu tính toán mô phỏng, chế tạo và thực nghiệm chỉ thiên về định hướng ứng dụng, rất ít các nghiên cứu sử dụng các cơ cấu để gia công và ứng dụng thực tế. Các cơ cấu ăn dao này thường được định hướng ứng dụng trên các máy CNC chính xác cao để gia công các bề mặt vi mô có độ chính xác rất cao. Trên thế giới cũng như ở Việt Nam rất ít nghiên cứu ứng dụng cơ cấu ăn dao này vào các máy tiện CNC thông thường.

b) Các phương pháp nghiên cứu CCDH:

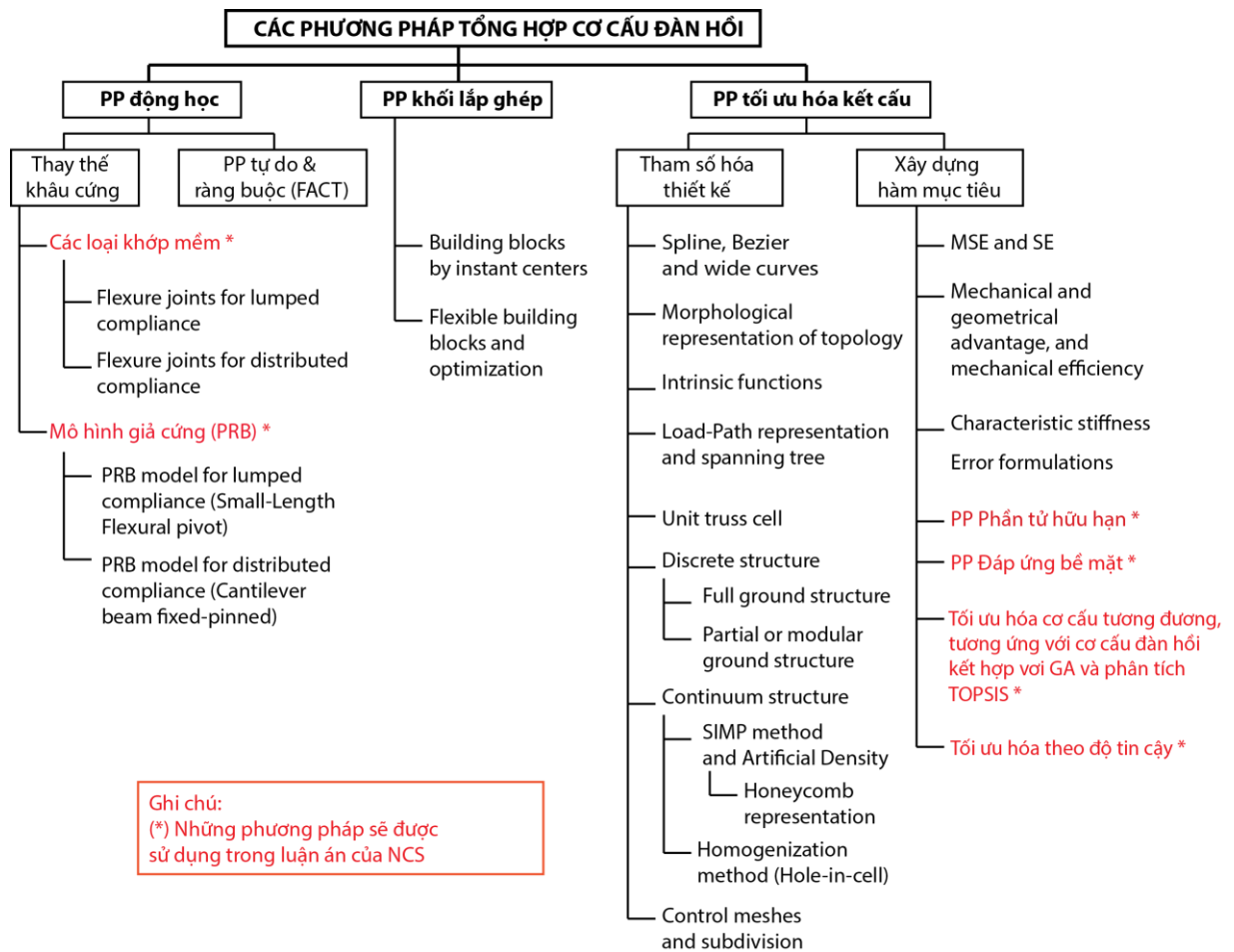
CCDH và các hướng ứng dụng của nó đang ngày càng được nghiên cứu rộng rãi trên thế giới và từng bước thay thế một số cơ cấu khâu cứng truyền thống. Tuy nhiên so với các cơ cấu khâu cứng, các phương pháp thiết kế và tổng hợp CCDH phức tạp hơn nhiều. Do vậy trong khoảng hơn 2 thập kỷ gần đây rất nhiều các công trình nghiên cứu tập trung tìm kiếm và đề xuất các phương pháp tổng hợp mới cho CCDH.

Về mặt lý thuyết, có ba phương pháp tiếp cận tổng hợp thiết kế khác nhau cho CCDH như ở Hình 1.36

(1) Các phương pháp tiếp cận dựa trên mô hình toán tĩnh học/động học: chẳng hạn như mô hình vật thể giả cứng (PRBM) [1], phương pháp ma trận [45, 66], the elastic beam theory [67, 68] và định lý thứ hai của Castigliano [69, 70].

(2) Các cách tiếp cận các khối cấu trúc [71-73].

(3) Các phương pháp tiếp cận dựa trên cơ sở tối ưu hóa hình học topology [46] và tối ưu hóa kích thước, bao gồm: sử dụng tối ưu hóa trực tiếp dùng các thuật toán như di truyền (genetical gorithm-GA), DE, PSO [47, 48, 74-76] và tối ưu hóa thiết kế bằng thực nghiệm như: Dựa trên thiết kế thí nghiệm Taguchi kết hợp với GA [77], phương pháp đáp ứng bề mặt (Response Surface Methodology-RSM) [39, 78].



Hình 1. 36: Tổng hợp các phương pháp thiết kế CCDH [74]

c) **Các bài toán** [39, 47, 48, 74-78]

Trong rất nhiều hướng ứng dụng của CCDH, cơ cấu định vị chính xác thường được quan tâm nhiều nhất. Các nghiên cứu về thiết kế loại cơ cấu này thường sử dụng nhóm các phương pháp về tối ưu hóa. Do số lượng các tham số thiết kế nhiều, các nghiên cứu trước đây thường dựa trên kinh nghiệm của người thiết kế để chọn ra một vài biến thiết kế cho bài toán tối ưu. Các thông số vẫn đề còn lại được coi là không đổi trong quá trình thiết kế. Quá trình tối ưu hóa cũng thường giả định rằng kích thước của các tham số thiết kế cũng như điều kiện vận hành của cơ cấu sau khi chế tạo là lý tưởng. Với các ứng dụng có yêu cầu độ chính xác cao, bất kỳ thay đổi nhỏ nào của cơ cấu so với thiết kế đều ảnh hưởng đáng kể tới hiệu quả làm việc của thiết bị.

Các cơ cấu định vị chính xác ứng dụng trong gia công cắt gọt thường cho thấy nhiều dữ liệu tính toán của cơ cấu đầu vào sẽ không có giá trị cố định mà thay đổi ngẫu nhiên theo một quy luật phân phối xác suất nhất định. Những biến động này có thể bao gồm: biến động của lực cắt trong quá trình gia công, sai số trong quá trình chế tạo và lắp ráp cơ cấu. Điều này cũng làm cho ứng xử đầu ra của cơ cấu biến động theo. Trong đó sẽ có những tình huống mà ứng xử đầu ra vượt quá giới hạn cho phép đã định trước. Xác suất mà ứng xử đầu ra vượt quá giới hạn cho phép được gọi là xác suất không an toàn hoặc xác suất hư hỏng của kết cấu. Việc xác định xác suất hư hỏng của kết cấu khi các yếu tố đầu vào biến động ngẫu nhiên được gọi là bài toán phân tích độ tin cậy của kết cấu đã thiết kế.

Việc giải quyết vấn đề tối ưu hóa đa mục tiêu RBDO (Reliability-based design optimization) dựa trên độ tin cậy đòi hỏi hai chu kỳ tính toán, chu kỳ tối ưu hóa và chu kỳ đánh giá độ tin cậy, nên chi phí tính toán để giải một bài toán tối ưu dựa trên độ tin cậy là tương đối lớn. Cho đến nay, nhiều cách tiếp cận khác nhau đã được đề xuất để giải quyết các vấn đề phân tích độ tin cậy. Trong số này, các phương pháp được sử dụng phổ biến nhất bao gồm: phương pháp độ tin cậy bậc một (FORM-First Order Reliability Method), phương pháp độ tin cậy bậc hai (SORM-Second Order Reliability Method) [79] phương pháp mô phỏng Monte Carlo (MCS-Monte Carlo Simulation) [80]. Li và cộng sự [81] đề xuất ba phương pháp chính, bao gồm: phương pháp lặp kép DLM (Double Loop Method) thuật toán vòng lặp tách, còn được gọi là thuật toán lặp tuần tự DDLM (Decouple Double Loop Method), và thuật toán lặp đơn thuật toán xác định vòng lặp SLDM (Single Loop Deterministic Method). Trong số ba thuật toán nêu trên, thuật toán chu trình đơn được coi là một trong những thuật toán hiệu quả nhất cho đến nay [82], vì nó đạt được sự cân bằng tốt giữa chi phí tính toán và độ chính xác của giải pháp tối ưu. Nghiên cứu này được thực hiện để giải quyết bài toán thiết kế cơ cấu ăn dao dùng CCDH trong đó có tính đến các yếu tố ngẫu nhiên phát sinh trong quá trình gia công làm cho tải đầu vào và đầu ra không là hằng số.

Nghiên cứu CCDH người ta còn phân loại cấu trúc của các thiết kế CCDH thường gồm 2 loại:

(1) Đàn hồi hoàn toàn nhờ các thanh dầm mỏng. Ưu điểm của loại này là chuyển vị lớn, ứng suất được phân bố đều trên các thanh đàn hồi, nhưng nhược điểm độ cứng thấp, tần số tự nhiên nhỏ, chuyển động không mong muốn lớn, cơ cấu có thể bị trượt hoàn toàn; loại

(2) Đàn hồi cục bộ nhờ các khớp đàn hồi kết hợp với các khâu cứng liên kết chúng lại với nhau. Ưu điểm của cơ cấu loại 2 là: các khớp đàn hồi chuyển vị theo quy luật, có độ cứng cao, chuyển động không mong muốn rất nhỏ, tần số tự nhiên lớn, nhưng nhược điểm chuyển vị mong muốn nhỏ cũng như ứng suất tập trung cục bộ tại các khớp đàn hồi.

Với các cơ cấu định vị chính xác, cấu trúc CCDH loại 2 là lựa chọn phù hợp nhất. Trong nghiên cứu của CCDH, ngoài kích thước của khớp đàn hồi [10] còn có kích thước của các thanh cứng làm ảnh hưởng đến chuyển vị và độ cứng của cơ cấu. Để bài toán tối ưu hóa hiệu quả hơn kích thước của thanh cứng cũng nên được tối ưu hóa trước. Nếu ta sử dụng thêm các biến chiều dài và chiều rộng của thanh cứng làm biến thiết kế của CCDH thì số biến rất lớn làm hiệu suất mô phỏng và sử dụng lượng bộ nhớ máy tính nhiều và mất thời gian trong việc tối ưu.

Về thuật toán tối ưu dùng để tổng hợp CCDH, thường các nghiên cứu trước tách rời giữa nghiên cứu khâu cứng và tối ưu hóa CCDH. Luận án này đề xuất phương pháp tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy cho CCDH mới kết hợp giữa tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương trước bằng phương pháp giải tích rồi sau đó kết hợp với ngôn ngữ ADPL trong ANSYS để xây dựng mô hình 2D của CCDH và phân tích ứng xử của thiết kế bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Tiếp theo giải quyết bài toán đa mục tiêu bằng thuật toán giải thuật di truyền NSGA – II sử dụng ngôn ngữ MATLAB. Sau khi các giải pháp tối ưu Pareto của bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu được tìm thấy, các bài toán phân tích độ tin cậy dùng FORM được xây dựng bằng cách tính đến độ không

đảm bảo của dữ liệu đầu vào của bài toán như lực cắt khi gia công, biến thiết kế và chuyển vị không mong muốn, ứng suất chảy của vật liệu. Trong các bài toán này, các ràng buộc của bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu thường được coi là các hàm trạng thái giới hạn để đánh giá độ tin cậy của các giải pháp tối ưu thu được. Phương pháp thiết kế kết hợp trên được áp dụng để thiết kế CCDH có độ phân giải micron. Ngoài ra thiết kế còn được tính toán độ cứng đầu vào/đầu ra bằng phương pháp ma trận và phân tích xây dựng mô hình toán về tần số cũng như điều khiển của cơ cấu bằng phương pháp giả cứng với việc giả sử khớp đàn hồi có 3 DOF biến dạng theo phương dọc trục, uốn và quay xung quanh trục. Cuối cùng thiết kế tối ưu được chọn và được chế tạo bằng phương pháp cắt dây EDM. Cơ cấu này còn thực nghiệm và điều khiển vòng kín về chuyển vị đầu ra mong muốn của cơ cấu dùng thuật toán GA trong MATLAB nhằm tìm ra bộ PID và kết hợp với phần mềm LabVIEW.

Vì những lý do trên, tác giả đề xuất hướng nghiên cứu của mình là "***Nghiên cứu nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao dùng cơ cấu đàn hồi***".

Để thực hiện được mục đích trên NCS đề xuất các nhiệm vụ sau:

- Xây dựng mô hình khuếch đại chuyển vị của cơ cấu khâu cứng tương đương.
- Tính toán độ cứng đầu vào/đầu ra bằng phương pháp ma trận và phân tích xây dựng mô hình toán về tần số cũng như điều khiển của cơ cấu bằng phương pháp giả cứng.
- Thiết kế tối ưu, thiết kế, chế tạo và thử nghiệm cơ cấu ăn dao
- Thực nghiệm và điều khiển vòng kín về chuyển vị đầu ra mong muốn của cơ cấu dùng thuật toán GA – PID và kết hợp với phần mềm LabVIEW.
- Tiến hành thực nghiệm để xác định độ chính xác đạt được của cơ cấu ăn dao
- Thực nghiệm kiểm chứng cơ cấu ăn dao để gia công vật liệu: thép C45, theo các tiêu chí như giảm độ nhám và nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao khi gia công.

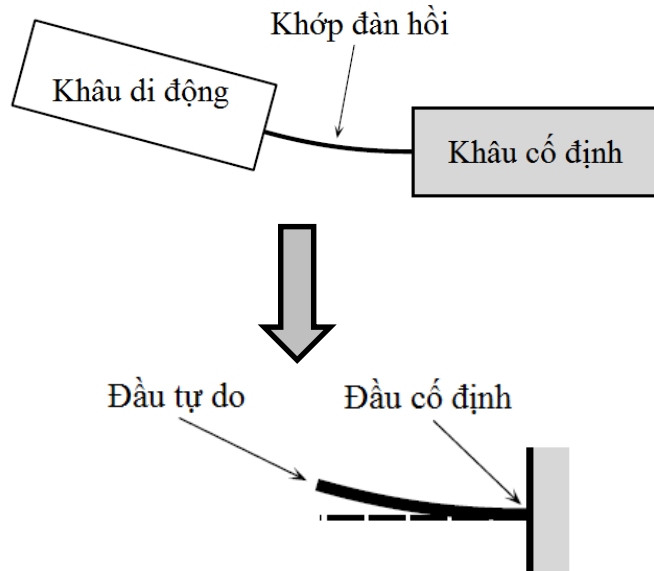
Chương 2

CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Cơ sở lý thuyết và mô hình toán khớp đàn hồi

Phần này cung cấp các công thức tính toán của khớp đàn hồi cho cơ cấu ăn dao ở các chương tiếp theo. Các công thức toán học của các khớp sẽ được dùng cho các mô hình giả cứng của thiết kế cơ cấu ăn dao, từ đó tính toán được độ cứng đầu vào và độ cứng đầu ra của cơ cấu ăn dao, cũng như xây dựng mô hình tĩnh và động lực học của thiết kế, cụ thể mô hình toán của khớp như phần trình bày dưới đây.

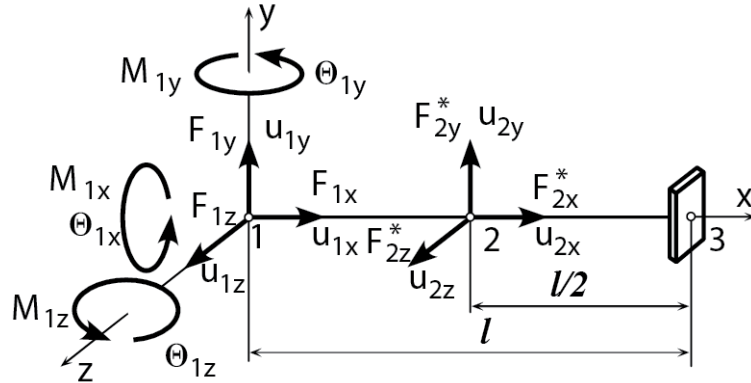
2.1.1. Mô hình toán khớp đàn hồi [2, 3]



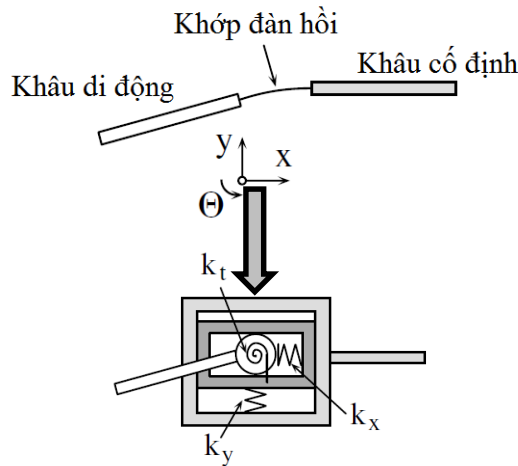
Hình 2. 1: Mô hình tính toán của khớp đàn hồi

Một giả thiết cơ bản được áp dụng chung khi khảo sát tất cả các loại khớp nối đàn hồi là điều kiện biên để tạo nên khả năng truyền và biến đổi chuyển động của khớp. Giả thiết này cho rằng khớp nối đàn hồi có thể được mô hình hóa dưới dạng một dầm console một đầu gắn với giá cố định và một đầu chuyển động tự do (Hình 2.1).

Giả sử khớp nối đàn hồi chịu tác động của các ngoại lực (lực cắt, lực dọc trục, moment uốn, moment xoắn) tại đầu tự do. Trong trường hợp tổng quát, cơ cấu có 6 bậc tự do gồm 3 bậc tự do tịnh tiến u_{1x}, u_{1y}, u_{1z} và 3 bậc tự do xoay $\theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z}$. Trong Hình 2.2, điểm 1 là đặc trưng trong quá trình khảo sát độ lớn của chuyển động, điểm 2 là đặc trưng trong quá trình khảo sát độ chính xác của chuyển động.



Hình 2. 2: Mô hình khảo sát chuyển động của khớp nối đàn hồi [2]



Hình 2. 3: Mô hình hóa khớp đàn hồi dưới dạng tổ hợp các lò xo

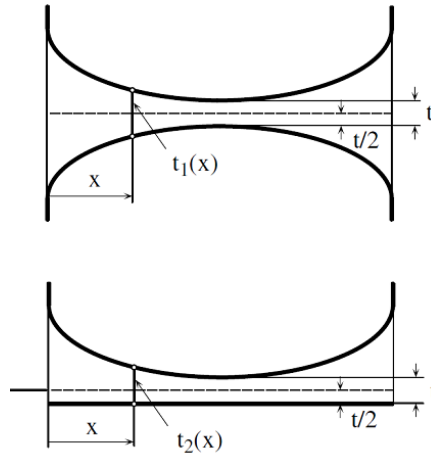
Như đã giới thiệu, khớp nối đàn hồi được xem như một tổ hợp các lò xo có khả năng biến dạng theo các chuyển động khả dĩ tương ứng với các bậc tự do xác định. Trong Hình 2.2, khả năng chuyển động theo phương x và y của khớp nối được đặc trưng bởi các lò xo theo các phương này. Đặc điểm chuyển động của khớp nối theo

mỗi phương được thể hiện qua tính chất đàn hồi của lò xo tương ứng. Trong cơ cấu phẳng, một khớp nối đàn hồi có 3 bậc tự do gồm hai bậc tự do tịnh tiến (u_x, u_y) và một bậc tự do xoay (θ_z). Các bậc tự do này có thể được thể hiện bằng 3 lò xo (tịnh tiến: k_x, k_y và xoay: k_t) có tính chất xác định theo đặc điểm của từng chuyển động tương ứng.

2.1.2. Độ mềm và độ cứng của khớp đàn hồi [2]

a. Trường hợp tổng quát

Trong trường hợp tổng quát khớp đàn hồi có hình dạng thay đổi bất kỳ như Hình 2.4, các bề dày $t_1(x)$ và $t_2(x)$ thay đổi theo chiều dài của khớp.



Hình 2. 4: Tiết diện khớp đàn hồi trong trường hợp tổng quát

Bề dày tối thiểu của khớp t được tính dựa trên $t_1(x)$ và $t_2(x)$:

$$t_2(x) = \frac{t_1(x) + t}{2} \quad (2.1)$$

Ma trận độ mềm của khớp đàn hồi có dạng [1], [5 - 6]

$$C = \begin{bmatrix} C_{x-F_x} & 0 & 0 \\ 0 & C_{y-F_y} & C_{y-M_z} \\ 0 & C_{\theta_z-F_y} & C_{\theta_z-M_z} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Trong đó: $C_{y-M_z} = C_{\theta_z-F_y}$

C_{x-F_x} : là độ mềm của khớp theo phương x dưới tác dụng của F_x

$$C_{x-F_x} = \frac{1}{Ew} \int_0^l \frac{dx}{t(x)} \quad (2.3)$$

C_{y-F_y} : là độ mềm của khớp theo phương y dưới tác dụng của F_y

$$C_{y-F_y} = \frac{12}{Ew} \int_0^l \frac{x^2 dx}{t(x)^3} \quad (2.4)$$

C_{y-M_z} : là độ mềm của khớp theo phương y dưới tác dụng của M_z

$$C_{y-M_z} = \frac{12}{Ew} \int_0^l \frac{x dx}{t(x)^3} \quad (2.5)$$

$C_{\theta_z-M_z}$: là độ mềm của khớp theo phương θ_z dưới tác dụng của M_z

$$C_{\theta_z-M_z} = \frac{12}{Ew} \int_0^l \frac{x dx}{t(x)^3} \quad (2.6)$$

Với: - E : module đàn hồi của vật liệu chế tạo khớp đàn hồi
 - w : bề dày của khớp đàn hồi
 - l : chiều dài của khớp đàn hồi

Ma trận độ cứng của khớp đàn hồi có thể suy ra từ ma trận độ mềm như sau:

$$[K] = [C]^{-1} = \begin{bmatrix} K_{x-F_x} & 0 & 0 \\ 0 & K_{y-F_y} & K_{y-M_z} \\ 0 & K_{y-M_z} & K_{\theta_z-M_z} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Trong đó:

$$K_{x-F_x} = \frac{1}{C_{x-F_x}} \quad (2.8)$$

$$K_{y-F_y} = \frac{C_{\theta_z-M_z}}{C_{\theta_z-M_z} K_{y-F_y} - C_{y-M_z}^2} \quad (2.9)$$

$$K_{y-M_z} = \frac{C_{y-M_z}}{C_{\theta_z-M_z} C_{y-F_y} - C_{y-M_z}^2} \quad (2.10)$$

$$C_{\theta_z-M_z} = \frac{C_{y-F_y}}{C_{\theta_z-M_z} K_{y-F_y} - C_{y-M_z}^2}$$

Hiệu suất của khớp nối đàn hồi có thể được tính theo công thức:

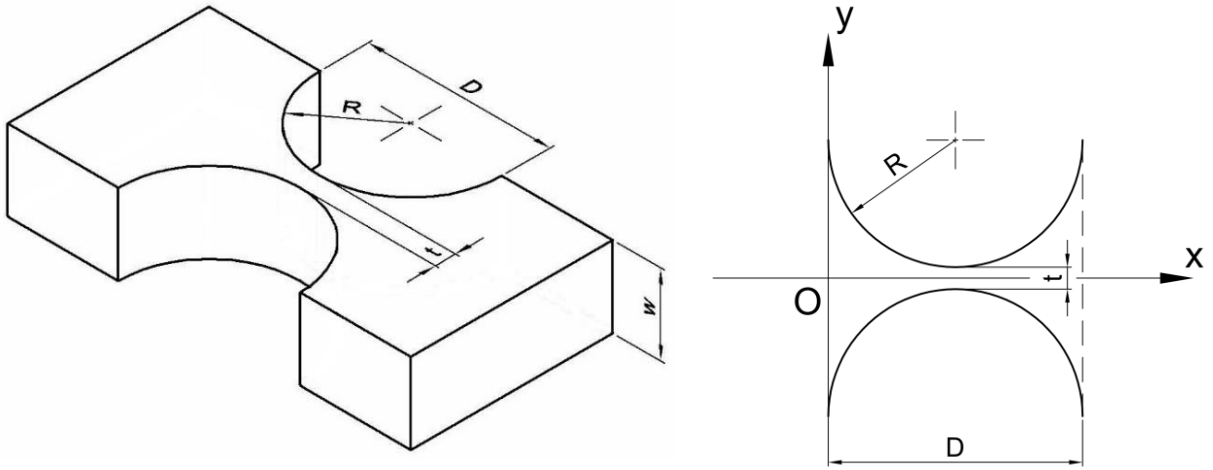
$$\eta = \frac{C_{\theta_z-M_z}}{C_{x-F_x} + C_{y-F_y} + C_{\theta_z-M_z} + 2C_{y-M_z}} \quad (2.12)$$

b. Trường hợp khớp đàn hồi dạng cung tròn đối xứng

Loại khớp đàn hồi được tập trung khảo sát trong luận án này là loại khớp dạng cung tròn đối xứng. Thông số hình học của loại khớp này được thể hiện trong Hình 2.5.

Ma trận độ mềm của loại khớp bản lề này tương tự như trong trường hợp tổng quát, các thành phần độ mềm của khớp có thể được viết gần đúng theo [83].

$$C_{x-F_x} = \frac{10^{-3}}{Ew} \left[\pi \left(\frac{R}{t} \right)^{\frac{1}{2}} - 2,57 \right] \left(\frac{m}{N} \right) \quad (2.13)$$



Hình 2. 5: Cấu tạo của một khớp bản lề đàn hồi dạng cung tròn đối xứng

$$C_{y-F_y} = \frac{9\pi 10^{-3}}{2Ew} \left(\frac{R}{t} \right)^{\frac{5}{2}} \left(\frac{m}{N} \right) \quad (2.14)$$

$$C_{y-M_y} = \sqrt{1 - \left(\frac{t}{2w} \right)^2} \frac{9\pi R^{\frac{3}{2}}}{2Ewt^{\frac{5}{2}}} \left(\frac{m}{Nm} \right) \quad (2.15)$$

$$C_{\theta_z-M_z} = \frac{9\pi 10^3 R^{\frac{1}{2}}}{2Ewt^{\frac{5}{2}}} \left(\frac{rad}{Nm} \right) \quad (2.16)$$

Ma trận độ cứng và hiệu suất của khớp đàn hồi dạng cung tròn đối xứng được tính như (2.7) – (2.12).

Các thành phần độ mềm và độ cứng của khớp đàn hồi đóng vai trò quan trọng trong việc khảo sát đáp ứng động lực học của cơ cấu ăn dao chính xác. Vấn đề này sẽ được trình bày trong chương tiếp theo.

2.2. Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method -FEM)

Phương pháp giải tích trên chỉ hiệu quả với các thiết kế hình học đơn giản. Trong trường hợp kết cấu hình học phức tạp, sự phân tích toán học trở nên rất khó khăn. Chính vì vậy, CCDH phức tạp trên thực tế thường được giải bằng FEM. Trong luận án này, CCDH sẽ được giải bằng FEM tích hợp trong phần mềm ANSYS thương mại. Các kích thước của thiết kế sẽ được tham số hóa và được viết bằng ngôn ngữ ADPL trong ANSYS. Các kết quả của phân tích ứng xử của thiết kế như tần số tự nhiên, chuyển vị và ứng suất của thiết kế là các hàm mục tiêu hay điều kiện ràng buộc của bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu. Mô hình phần tử dạng mặt được sử dụng để kiểm tra điều kiện ràng buộc và các hàm mục tiêu. Ở đây phần tử dạng mặt PLANE82 được chọn để phân tích và mô phỏng bài toán thiết kế. Cần lưu ý là kích thước hình học của CCDH thay đổi liên tục trong quá trình tối ưu hóa, vì vậy kích thước lưới được xác định bởi số phần tử trên đường thẳng sẽ phù hợp hơn là bởi kích thước phần tử.

2.3. Cơ sở phương pháp tối ưu hoá [84]

Tối ưu hóa là bài toán quan trọng trong các lĩnh vực như kỹ thuật cơ khí, xây dựng, dân dụng, điện, hóa học để nâng cao hiệu quả, giảm chi phí ... Một số cách tiếp cận chung để tối ưu hóa như sau: Phương pháp phân tích, phương pháp đồ họa, phương pháp số, phương pháp thực nghiệm.

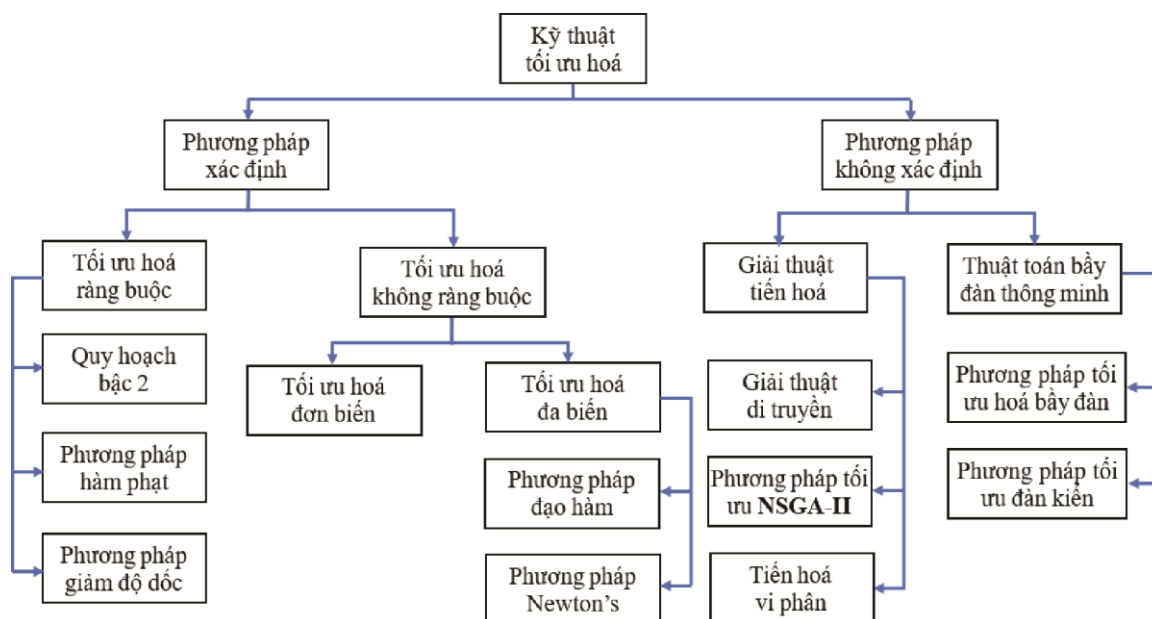
2.3.1. Phân loại các bài toán tối ưu.

- Theo hàm mục tiêu và hàm ràng buộc: Tối ưu hóa tuyến tính, tối ưu hóa phi tuyến

- Theo số biến thiết kế tối ưu: Tối ưu hóa hàm một biến, tối ưu hóa hàm nhiều biến
- Theo tính liên tục của biến thiết kế: Biến thiết kế liên tục, biến thiết kế rời rạc
- Theo tính tường minh của hàm ràng buộc: (1) Hàm ràng buộc tường minh: lập được phương trình của hàm ràng buộc với các biến đầu vào; (2) Hàm ràng buộc không tường minh: không lập được hàm ràng buộc tường minh với các biến đầu vào.

2.3.2. Các phương pháp tối ưu thông dụng.

Hiện nay có rất nhiều thuật toán tối ưu được áp dụng, tùy vào điều kiện ban đầu, hàm mục tiêu và yêu cầu đáp ứng của mục đích tối ưu hoá thì sẽ có một phương pháp tối ưu thích hợp nhất. Điều này có nghĩa rằng một phương pháp tối ưu có thể thích hợp cho trường hợp này nhưng không thích hợp cho trường hợp khác. Hình 2.6 cho thấy sự phát triển các phương pháp tối ưu có hai nhánh rõ ràng đó là tối cục bộ và tối ưu toàn cục. Phương pháp nào cũng có lợi thế khác nhau tùy vào điều kiện của bài toán đặt ra mà sử dụng cho phù hợp bài toán.



Hình 2. 6: Sơ đồ các phương pháp tối ưu.[84]

2.3.3. Giải thuật di truyền sắp xếp không vượt trội II (NSGA – II).

Chúng ta đã biết phương pháp NSGA (Non – Dominated Sorting Genetic Algorithm) được phát triển dựa trên phương pháp GA. Phương pháp này chỉ khác phương pháp GA ở bước lựa chọn nên NSGA kế thừa được những ưu điểm của phương pháp GA. Tuy nhiên, phương pháp NSGA vẫn tồn tại những hạn chế như: thời gian tính toán chậm, phụ thuộc tham số điều khiển... Để khắc phục những hạn chế của NSGA, Deb và cộng sự đã đề xuất giải thuật sắp xếp không vượt trội 2 (NSGA – II) vào năm 2002 [85]. Phương pháp này không những khắc phục được những hạn chế của NSGA mà còn đảm bảo sự đa dạng và duy trì được các cá thể tốt qua các thế hệ.

Giải thuật NSGA-II là một giải thuật tốt được dùng rất phổ biến là một phương pháp tối ưu hóa cơ bản. Tập tất cả các phương án chấp nhận được không bị vượt trội trong miền khảo sát được gọi là tập tối ưu Pareto. Mục tiêu của các giải thuật tối ưu đa mục tiêu là xác định các lời giải trong tập tối ưu Pareto. Thực tế, việc chứng minh một lời giải là tối ưu thường không khả thi về mặt tính toán. Vì vậy, một tiếp cận thực tế với bài toán tối ưu đa mục tiêu là tìm kiếm tập các lời giải là thể hiện tốt nhất có thể của tập tối ưu Pareto, một tập các lời giải như vậy được gọi là tập Pareto (tập có giá trị tốt nhất) [86].

Khó khăn chính trong tối ưu hoá đa mục tiêu là không tồn tại một phương án tối ưu duy nhất và rất khó so sánh phương án này với phương án khác. Các bài toán thường chấp nhận nhiều phương án mà mỗi phương án là chấp nhận được đối với mỗi hàm mục tiêu đồng thời đạt được sự cân đối giữa các mục tiêu.

Thuật toán NSGA – II gồm các bước chính:

1. Begin
2. $t = 0$;
3. Khởi tạo $P(t)$;
4. Sắp xếp không vượt trội và tính mật độ cho $P(t)$;
5. While ($t > \text{gen}$) do

6. Begin
7. $t = t+1$;
8. chọn $Q(t)$ từ $P(t-1)$;
9. $Q(t)$ = lai ghép từ $Q(t)$;
10. $Q(t)$ = đột biến từ $Q(t)$;
11. Biến thể = $P(t-1) + Q(t)$;
12. Sắp xếp không vượt trội và tính mật độ cho biến thể;
13. $P(t)$ = chọn N cá thể tốt nhất;
14. End;
15. Lờ giải;
16. End

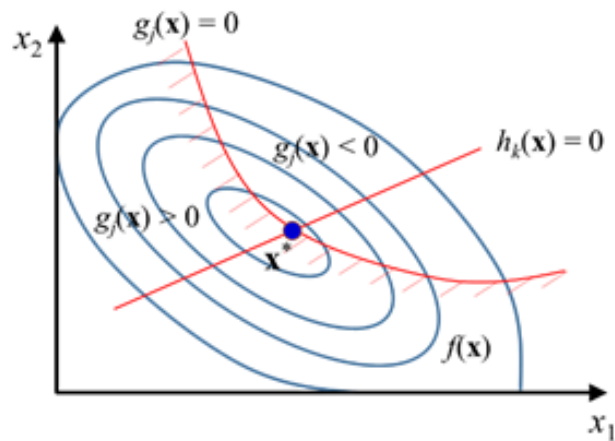
2.3.4. Tối ưu hóa độ tin cậy

Tổng quát, một bài toán tối ưu hóa thông thường có thể được định nghĩa bởi mô hình toán học như sau:

$$\begin{array}{lll}
 \text{Min/Max} & f_m(\mathbf{x}) & m = 1, 2, \dots, M; \\
 \text{Chịu ràng buộc} & g_j(\mathbf{x}) \leq 0 & j = 1, 2, \dots, J; \\
 & h_k(\mathbf{x}) = 0 & k = 1, 2, \dots, K; \\
 & x_i^{\min} \leq x_i \leq x_i^{\max} & i = 1, 2, \dots, n.
 \end{array} \tag{2.17}$$

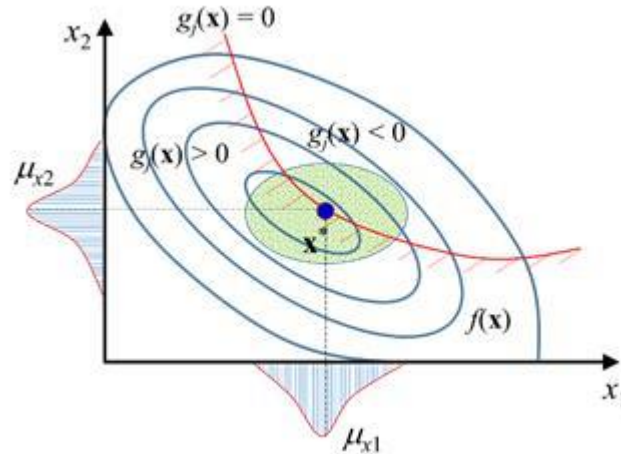
trong đó \mathbf{x} là véc-tơ chứa các biến thiết kế, ví dụ như: kích thước, tiết diện của kết cấu, các thông số vật liệu, v.v.; $g_j(\mathbf{x}) \leq 0$, $h_k(\mathbf{x}) = 0$ lần lượt là các hàm ràng buộc dạng bất đẳng thức và đẳng thức liên quan đến ứng xử của kết cấu hay các ràng buộc thiết kế; J , K lần lượt là số lượng ràng buộc bất đẳng thức và ràng buộc đẳng thức; x_i^{\min} ; x_i^{\max} là cận dưới và cận trên của biến thiết kế x_i ; $f(\mathbf{x})$ là hàm mục tiêu, có thể là hàm chi phí, năng lượng biến dạng, tần số tự nhiên hay trọng lượng của kết cấu.

Mục tiêu của bài toán là tìm kiếm các giá trị của biến thiết kế trong không gian thiết kế sao cho cực tiểu hoặc cực đại hóa các hàm mục tiêu $f_m(\mathbf{x})$ nhưng vẫn thỏa mãn các điều kiện ràng buộc $g_j(\mathbf{x})$ và $h_k(\mathbf{x})$. Một điều cần lưu ý đối với loại bài toán này là các giá trị thiết kế cũng như các tham số của mô hình bài toán là những giá trị cố định và không thay đổi trong quá trình thiết kế hay sử dụng. Kết quả một nghiệm tối ưu bất kỳ trên đường Pareto của bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu thông thường (2.17) có thể được biểu diễn bởi như Hình 2.7.



Hình 2. 7: Mô tả kết quả của một bài toán tối ưu hóa, với \mathbf{x}^* là lời giải tối ưu [87].

Kết quả bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu thông thường là tập hợp một chuỗi nghiệm, trong đó tất cả các nghiệm này đều phải đảm bảo an toàn cho kết cấu hay thỏa mãn các điều kiện ràng buộc khi các thông số cũng như các giá trị kết quả tối ưu của mô hình bài toán là cố định. Vì vậy, khi có sự thay đổi ngẫu nhiên của các thông số trong mô hình bài toán, khả năng xảy ra phá hủy của kết cấu có thể xấp xỉ gần 50% như được mô tả ở Hình 2.8.



Hình 2. 8: Mô tả sự ảnh hưởng của các yếu tố ngẫu nhiên lên kết quả tối ưu hoá [87].

Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy: Khác với bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu thông thường (bài toán tối ưu không xét đến ảnh hưởng của các yếu tố ngẫu nhiên), bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy RBDO (Reliability Based Design Optimization) có kể đến sự ảnh hưởng của các yếu tố ngẫu nhiên trong mô hình bài toán và được biểu diễn như sau:

$$\text{Min/Max} \quad f_m(\mathbf{d}, \mathbf{x}, \mathbf{p}) \quad m = 1, 2, \dots, M;$$

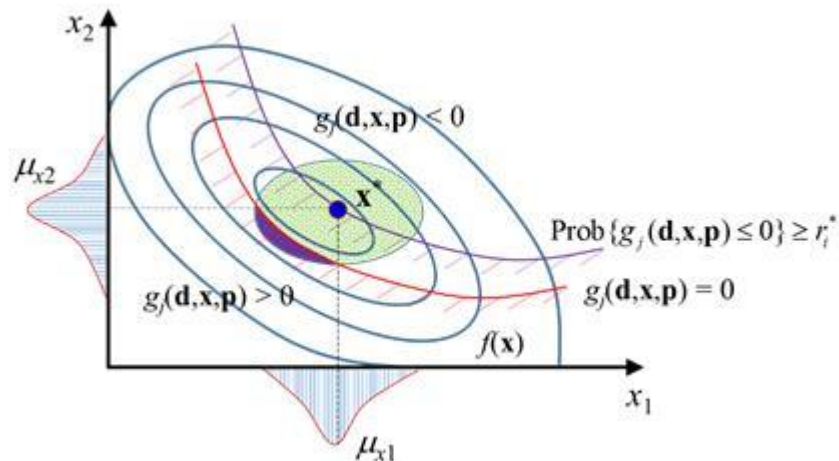
$$\text{Biến thiết kế} \quad DV = \{\mathbf{d}, \boldsymbol{\mu}_x\} \quad (2.18)$$

$$\text{Chịu ràng buộc} \quad \text{Prob}\{g_i(\mathbf{d}, \mathbf{x}, \mathbf{p}) \leq 0\} \geq r_i^*, \quad i = 1, 2, \dots, L;$$

trong đó $f_m(\mathbf{d}, \mathbf{x}, \mathbf{p})$ là hàm mục tiêu của bài toán; M là số lượng hàm mục tiêu của bài toán; L là số lượng hàm ràng buộc của bài toán; \mathbf{d} là véc-tơ chứa các biến thiết kế không phải là biến ngẫu nhiên; \mathbf{x} là véc-tơ chứa các giá trị vừa là biến thiết kế vừa là biến ngẫu nhiên; \mathbf{p} là véc-tơ chứa các tham số ngẫu nhiên của mô hình bài toán; $\text{Prob}\{g_i(\mathbf{d}, \mathbf{x}, \mathbf{p}) \leq 0\}$ là các ràng buộc độ tin cậy hay xác suất an toàn của kết cấu khi chịu ảnh hưởng của các yếu tố ngẫu nhiên; $r_i^* = \Phi(\beta_i^*)$ là phần trăm độ tin cậy yêu cầu và β_i^t là chỉ số độ tin cậy yêu cầu. Tương tự như bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu thông thường, mục tiêu của bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy cũng đi tìm

các giá trị của biến thiết kế trong không gian thiết kế sao cho cực tiểu hoặc cực đại các hàm mục tiêu $f_m(\mathbf{d}, \mathbf{x}, \mathbf{p})$ đồng thời vẫn phải thỏa mãn các điều kiện ràng buộc của các bất đẳng thức $g_j(\mathbf{x})$ và $h_k(\mathbf{x})$. Kết quả tối ưu của bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy (2.18) cũng là một hợp các nghiệm nằm trên đường Pareto. Có thể biểu diễn một nghiệm bất kỳ trên đường Pareto như Hình 2.9.

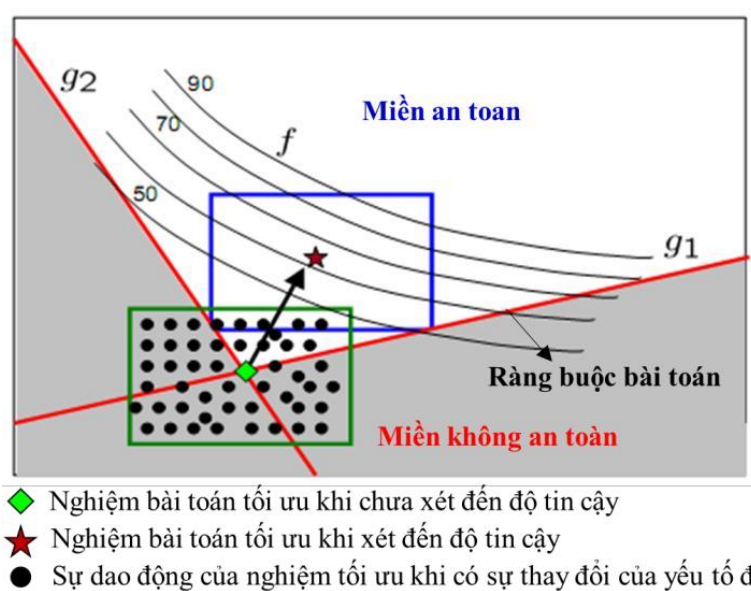
Kết quả Hình 2.9 cho thấy ràng buộc xác suất sẽ giúp đưa giá trị thiết kế vào vùng an toàn với phần trăm độ tin cậy cho trước ứng với phần diện tích màu xanh bên trên hàm ràng buộc $g_i(\mathbf{d}, \mathbf{x}, \mathbf{p}) = 0$ và phần diện tích màu tím bên dưới ràng buộc $g_i(\mathbf{d}, \mathbf{x}, \mathbf{p}) = 0$ là xác suất phá hủy của kết cấu khi chịu ảnh hưởng ngẫu nhiên của hai biến thế kế x_1 và x_2 .



Hình 2. 9: Mô tả kết quả của một bài toán tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy, với \mathbf{x}^* là lời giải tối ưu [87].

Tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy: Sau khi giải quyết vấn đề tối ưu hóa có ràng buộc, giải pháp tối ưu thường nhận được trên các ranh giới ràng buộc hoặc ranh giới của các miền an toàn và không an toàn. Theo cách này, nếu chúng ta tính đến các biến động ngẫu nhiên của các biến đầu vào, kết quả giải pháp tối ưu sẽ dao động và trong nhiều trường hợp, giải pháp tối ưu sẽ rơi vào vùng không an toàn. Trong một số trường hợp, khả

năng giải pháp tối ưu rơi vào vùng không an toàn là rất cao, có thể trên 50%. Vì vậy, việc kết hợp thuật toán tối ưu với các phương pháp phân tích độ tin cậy trên để giải bài toán tối ưu là hết sức cần thiết giúp ta tìm ra phương án tối ưu với độ tin cậy mong muốn. Bài toán sau đó được gọi là bài toán tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy. Theo nghĩa hình học, giải một bài toán tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy có nghĩa là chuyển giải pháp tối ưu nằm ở ranh giới của các ràng buộc vào sâu trong miền an toàn (miền thỏa mãn các ràng buộc). Do đó, nếu chúng ta xem xét các biến động ngẫu nhiên của các biến đầu vào, thì giải pháp tối ưu kết quả sẽ chỉ dao động trong vùng an toàn của xác suất an toàn được xác định trước. Hình 2.10 cho thấy sự khác biệt trong các giải pháp bài toán tối ưu khi các yếu tố đầu vào thay đổi ngẫu nhiên có và không có độ tin cậy.



Hình 2. 10: Sự khác biệt của nghiệm bài toán tối khi chưa xét đến độ tin cậy và khi xét đến độ tin cậy [87].

2.3.5. Phương pháp phân tích độ tin cậy bậc nhất FORM [88]

Sử dụng phương pháp phân tích độ tin cậy bậc nhất FORM, khoảng cách ngắn nhất từ điểm O trong không gian chuẩn hóa \mathbf{u} đến hàm trạng thái giới hạn được xác định thông qua các điểm thiết kế nằm trên hàm trạng thái giới hạn. Để thực hiện cách

tiếp cận này, hàm trạng thái giới hạn sẽ được tính gần đúng tuyến tính với điểm lựa chọn ban đầu và các điểm trung gian cho đến khi xác định được điểm thiết kế. Quá trình xác định điểm thiết kế sẽ được thực hiện qua các bước lặp đi lặp lại của phương pháp. Phương thức FORM có thể được mô tả ngắn gọn như sau:

Trong không gian chuẩn hóa \mathbf{u} , hàm trạng thái giới hạn $g(\mathbf{u})$ sẽ được gần đúng như một hàm tuyến tính dựa trên khai triển chuỗi Taylor bậc một như sau:

$$g(\mathbf{u}) = g(\mathbf{u}^*) + \nabla g(\mathbf{u}^*)(\mathbf{u} - \mathbf{u}^*)^T \quad (2.19)$$

trong đó $\mathbf{u}^* = (u_1^*, u_2^*, \dots, u_n^*)$ là vector chứa các giá trị hiện tại của biến chuẩn hóa không thứ nguyên u_i có giá trị trung bình là 0 và độ lệch chuẩn là 1, và nó được liên hệ với các biến thật x_i bởi biểu thức $u_i = (x_i - \mu_{x_i})/\sigma_{x_i}$ với μ_{x_i} , σ_{x_i} lần lượt là giá trị trung bình và độ lệch chuẩn của biến ngẫu nhiên x_i ; $\nabla g(\mathbf{u}^*)$ là gradient của $g(\mathbf{u})$ tại \mathbf{u}^* , và được xác định bởi công thức

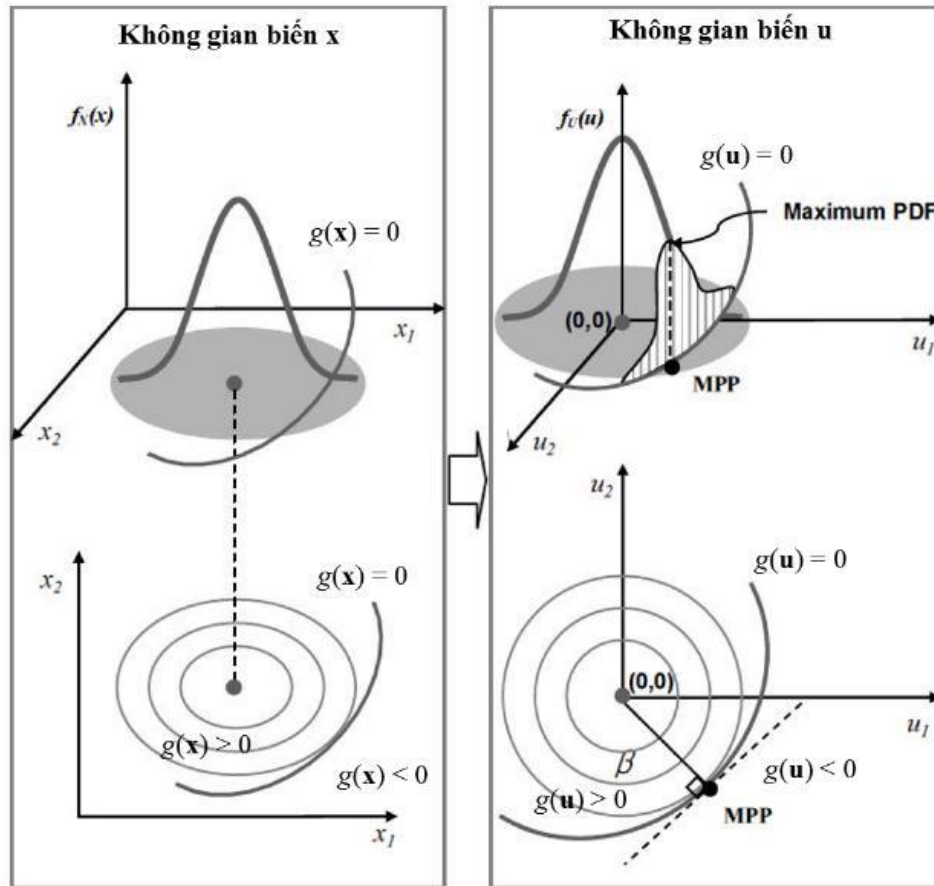
$$\nabla g(\mathbf{u}^*) = \left[\frac{\partial g}{\partial u_1}, \frac{\partial g}{\partial u_2}, \dots, \frac{\partial g}{\partial u_n} \right]_{\mathbf{u}^*} \quad (2.20)$$

FORM sẽ tìm điểm thiết kế MPP \mathbf{u}^* (Most Probable Point) là điểm có mật độ xác suất hư hỏng cao nhất trên hàm trạng thái giới hạn $g(\mathbf{u}) = 0$, như trong Hình 2.11. Do đó, điểm thiết kế MPP \mathbf{u}^* sẽ được xác định bằng việc giải bài toán tối ưu sau

$$\min \beta(\mathbf{u}) = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \text{ chịu ràng buộc } g(\mathbf{u}) = 0 \quad (2.21)$$

Quá trình xác định điểm thiết kế MPP \mathbf{u}^* và chỉ số độ tin cậy β được thực hiện bằng cách giải bài toán tối ưu hóa (2.21). Từ chỉ số độ tin cậy β , xác suất hư hỏng P_f của kết cấu sẽ được xác định dễ dàng bằng hàm tích lũy Gaussian tiêu chuẩn như sau:

$$P_f \approx \Phi(-\beta) \text{ với } \Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (2.22)$$



Hình 2. 11: Điểm thiết kế MPP \mathbf{u}^* trong không gian vật lý và không gian chuẩn hóa

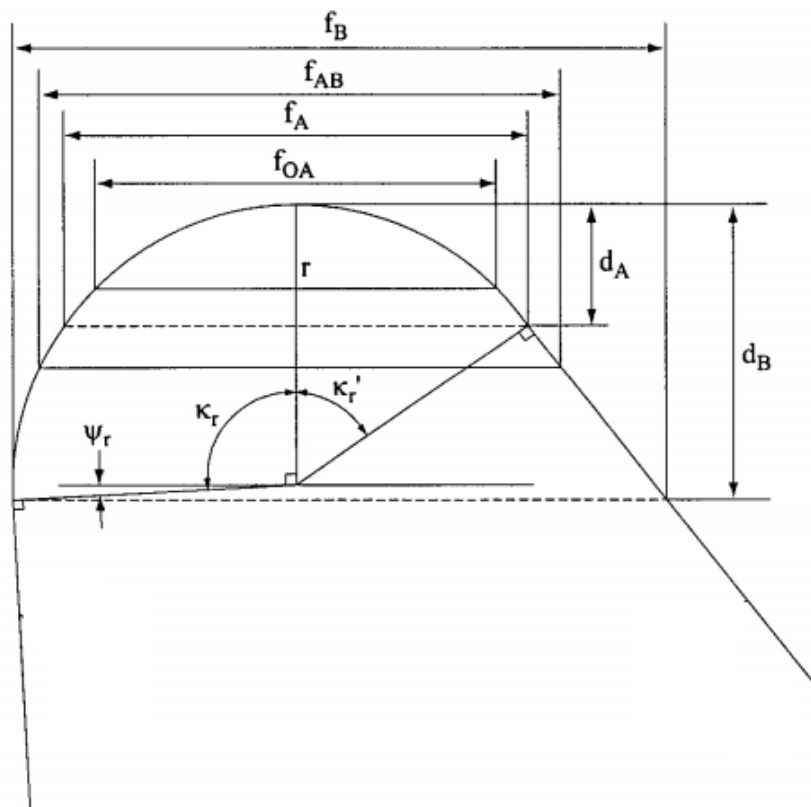
[88]

2.4. Thông số hình học của dụng cụ cắt ảnh hưởng đến độ nhám bề mặt [89, 90]

Nhiều mô hình đã được phát triển để xác định độ nhám bề mặt theo các thông số ảnh hưởng. Theo quan điểm gia công, cần thiết lập mối quan hệ giữa độ nhám bề mặt và nhiều biến số của quá trình để có thể lựa chọn các điều kiện cắt thích hợp nhằm thỏa mãn các yêu cầu về độ hoàn thiện bề mặt của chi tiết được gia công. Từ động học của dụng cụ cắt và phôi, có thể thu được mô hình hình học của độ nhám bề mặt.

Hình 2.12 cho thấy dạng hình học của đầu dao với bán kính mũi r . Các thông số trên hình được xác định như sau:

K_r : Góc cắt phụ, K'_r : Góc cắt chính, ψ_r : Góc tiếp xúc, d_A, d_B : chiều sâu cắt, f_{OA}, f_A, f_{AB}, f_B : Lượng chạy dao



Hình 2. 12: Hình dạng mũi dụng cụ cắt

d_A và d_B là giới hạn cung của bán kính mũi dao. Ngoài d_A và d_B , việc phân tích mô hình độ nhám được tiếp cận theo cách khác. Tương tự, tùy thuộc vào độ sâu của vết cắt, R_{max} được phân tích khác nhau dựa trên các giới hạn của f_{OA}, f_A, f_{AB} và f_B . Từ dạng hình học của biên dạng dao, d_A và d_B được xác định như sau:

$$d_A = r(1 - \cos K'_r) \quad (2.23)$$

$$d_B = r(1 + \sin \psi_r) = r(1 - \cos K_r)$$

và giới hạn lượng chạy dao được xác định như sau:

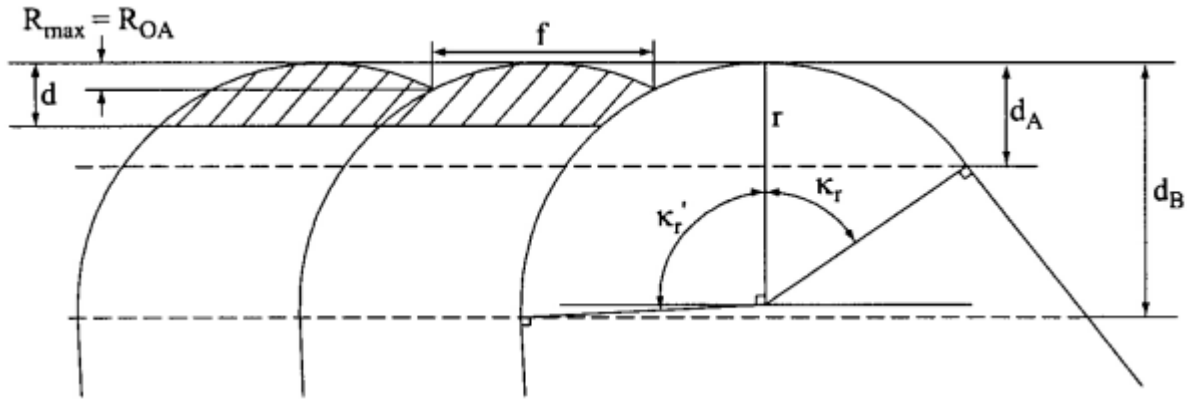
$$f_{OA} = 2\sqrt{2rd - d^2} \quad (2.24)$$

$$f_A = 2r \sin K'_r$$

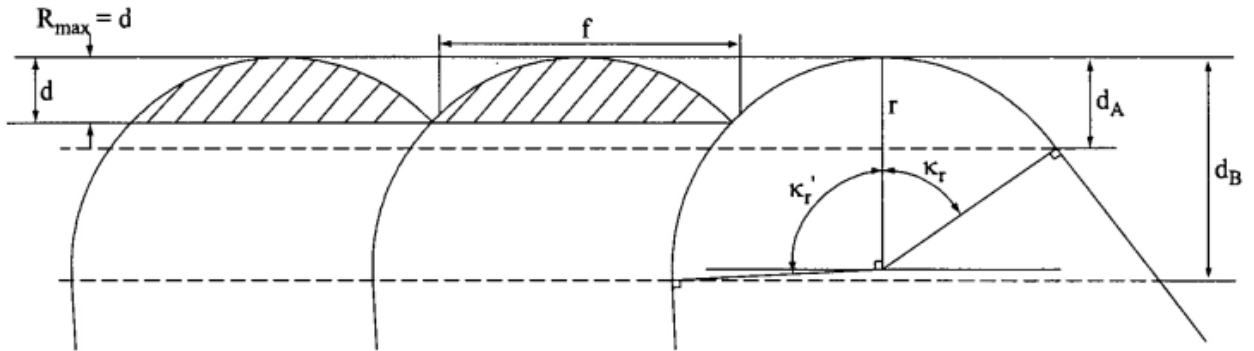
$$f_{AB} = 2\sqrt{2rd - d^2} + r\sin K'_r + \cot K'_r[d - r(1 - \cos K'_r)]$$

$$f_B = \frac{r[1 - \sin(\psi_r - K'_r)]}{\sin K'_r}$$

Hình 2.13 và 2.14 cho thấy năm trường hợp khi gia công tiện cho mỗi lần cắt. Trong đó bốn trường hợp có chiều sâu cắt lớn hơn d_B ; tuy nhiên, trong gia công tiện chính xác, chiều sâu cắt rất nhỏ và người ta cho rằng chiều sâu cắt nhỏ hơn d_B .



Trường hợp I: Chiều sâu cắt: $0 \leq d \leq d_A$, lượng chạy dao: $f \leq f_{OA}$

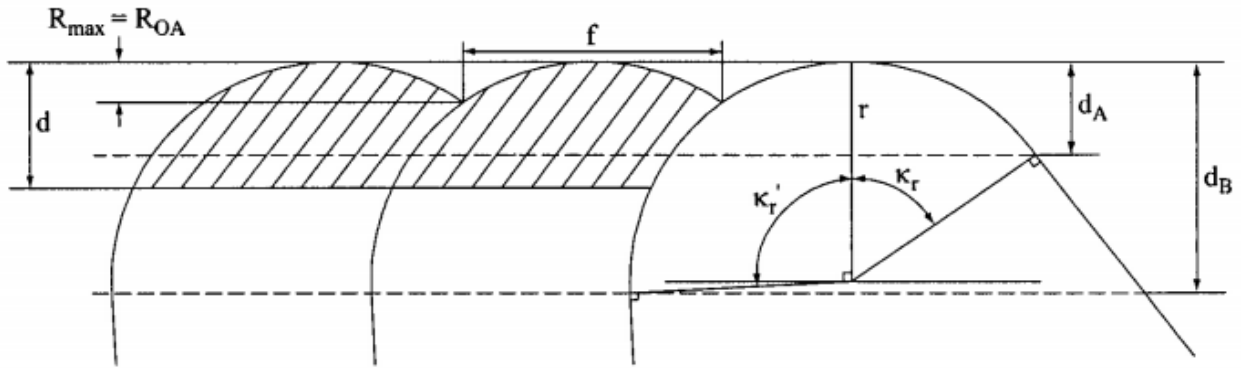


Trường hợp II: Chiều sâu cắt: $0 \leq d \leq d_A$, lượng chạy dao: $f \geq f_{OA}$

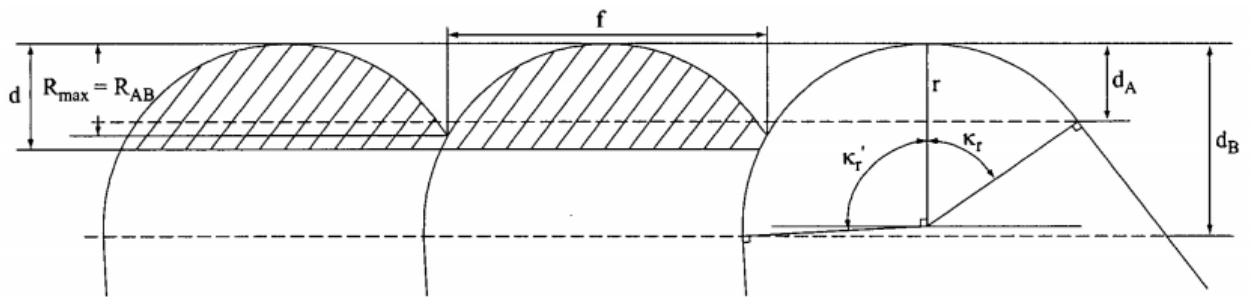
Hình 2. 13: Dạng hình học độ nhám bề mặt ($0 \leq d \leq d_A$)

Để đơn giản, chiều cao từ điểm thấp nhất đến điểm đỉnh của độ nhám được xem xét.

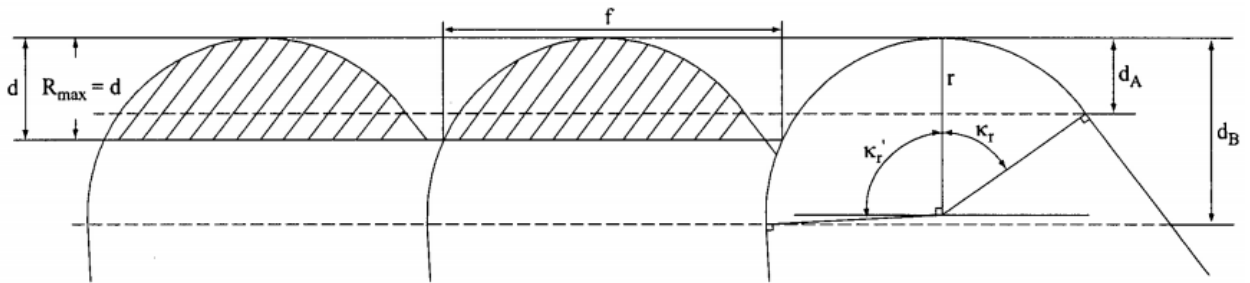
Sau đây là mô hình độ nhám của các trường hợp được chỉ ra trong Hình 2.13 và 2.14



Trường hợp III: Chiều sâu cắt: $d_A \leq d \leq d_B$, lượng chạy dao: $f \leq f_A$



Trường hợp IV: Chiều sâu cắt: $d_A \leq d \leq d_B$, lượng chạy dao: $f_A \leq f \leq f_{AB}$



Trường hợp V: Chiều sâu cắt: $d_A \leq d \leq d_B$, lượng chạy dao: $f \geq f_{AB}$

Hình 2. 14: Dạng hình học độ nhám bề mặt ($d_A \leq d \leq d_B$)

$$\begin{aligned}
 R_{max} &= R_{OA} = r - \frac{\sqrt{4r^2 - f^2}}{2} \\
 R_{max} &= R_{AB} = r(1 - \cos K_r') + f \cos K_r' \sin K_r' \\
 &\quad - \sqrt{2f \sin^3 K_r' - f^2 \sin^4 K_r'} \\
 R_a &= 0,0321 \frac{f^2}{r}
 \end{aligned} \tag{2.25}$$

trong đó f là lượng chạy dao và r là bán kính mũi của dao. Khi chiều sâu của vết cắt nhỏ hơn d_A , tức là trường hợp I, lượng chạy dao bị giới hạn bởi f_{OA} và mô hình độ nhám bề mặt được đưa ra bởi R_{OA} trong (2.25). Nếu $d \leq d_A$ và $f > f_{OA}$, trường hợp II xảy ra, trong đó tốc độ tiến dao quá nhanh và một số bề mặt không được cắt. Đối với trường hợp III, $d_A \leq d \leq d_B$, nếu tốc độ tiến dao nhỏ hơn f_A và mô hình độ nhám bề mặt giống như trong trường hợp I: $R_{max} = R_{OA}$. Nếu $d_A \leq d \leq d_B$ và $f \geq f_A$, độ nhám bề mặt được đưa ra bởi phương trình R_{AB} trong (2.25), và tốc độ tiến dao bị giới hạn bởi f_{AB} . Tương tự như trường hợp II, nếu tốc độ tiến dao lớn hơn f_{AB} một phần bề mặt không bị cắt sẽ dẫn đến kết quả như trường hợp V trong Hình 2.14.

Chương 3

THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ĂN DAO

3.1. Mục tiêu thiết kế

Thiết kế tối ưu hóa và chế tạo cơ cấu ăn dao dùng CCDH được gắn trên bàn dao của máy tiện với mục đích là nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao và giảm độ nhám bề mặt khi gia công. Về mặt công nghệ khi gia công tinh không cần bổ sung thêm nguyên công mà vẫn có thể đạt được độ chính xác lên đến 1/1000 (mm).

Cơ cấu ăn dao dự kiến sẽ được phát triển trong luận án này sẽ được dẫn động bằng cơ cấu chấp hành PZT (P-225 PICA Power Piezo Actuators - Physik Instrumente, German) có chuyển động với độ phân giải lên đến 0,3nm và chuyển vị lớn nhất là 15 μ m. Nếu muốn tạo chuyển động lớn, thì cần một CCDH có thể khuếch đại chuyển vị. Cơ cấu sử dụng khuếch đại chuyển vị là dựa theo nguyên lý cơ cấu cách tay đòn.

Độ khuếch đại của các cơ cấu định vị chính xác dùng CCDH sẽ là hàm mục tiêu đầu tiên trong các bài toán thiết kế tối ưu. Tuy nhiên hàm mục tiêu này không nên chọn Maximization (càng lớn càng tốt) vì cùng với việc khuếch đại chuyển vị của PZT, độ phân giải của cơ cấu cũng sẽ bị tăng lên tương ứng. Một giá trị khuếch đại phù hợp tùy theo thực tế là cần thiết và sẽ được trình bày kỹ trong chương về thiết kế tối ưu trong luận án này là tỉ lệ khuếch đại chuyển vị bằng 3.

Để tránh xảy ra hiện tượng cộng hưởng giữa cơ cấu ăn dao với hệ thống công nghệ của máy tiện (gồm máy, phôi, đồ gá, ...) trong khi gia công, tần số dao động tự nhiên đầu tiên của cơ cấu ăn dao nên được thiết kế càng lớn càng tốt. Trong việc nghiên cứu về lĩnh vực CCDH, nhà thiết kế luôn mong muốn thiết kế được CCDH có tần số tự nhiên cao và chuyển vị đầu ra mong muốn lớn. Tuy nhiên hai tiêu chí này lại mâu thuẫn với nhau. Do đó việc chọn tần số đầu tiên tùy theo mong muốn và ứng dụng của cơ cấu và tần số cộng hưởng của PZT 14kHz. Khi tiện tần số của phôi được tính

theo công thức $f_0 = \frac{n}{60}$, n số vòng quay của trục chính. Giả sử $n = 5000$ v/phut thì $f_0 = 83,3$ Hz. Vậy chọn hàm mục tiêu thứ 2 là tần số tự nhiên lớn hơn giá trị f_0 nhiều lần luôn đảm bảo được cơ cấu hoạt động ở hiệu suất cao mà không bị cộng hưởng.

Một số chỉ tiêu để đánh giá thiết kế nếu không cần đạt giá trị cực đại hoặc cực tiểu mà chỉ cần nằm trong phạm vi cho phép thì sẽ được định nghĩa trong các hàm ràng buộc. Để đảm bảo trong quá trình gia công không xảy ra hiện tượng gãy, đứt cơ cấu hoặc cơ cấu bị đẩy đến trạng thái vượt qua giới hạn đàn hồi và không trở về vị trí ban đầu được hay còn gọi là mất khả năng đàn hồi thì hàm ràng buộc về ứng suất của cơ cấu được thiết lập là ứng suất lớn nhất của cơ cấu $\sigma_{max} < \sigma_y/SF$, với σ_y là độ bền chảy và SF là hệ số an toàn. Để đảm bảo cơ cấu có độ chính xác cao khi định vị thì chuyển vị không mong muốn có giá trị nhỏ nhất có thể, nên ràng buộc chuyển động không mong muốn của cơ cấu chọn nhỏ hơn $0,01\mu\text{m}$ (dựa trên thiết bị đo hiện có).

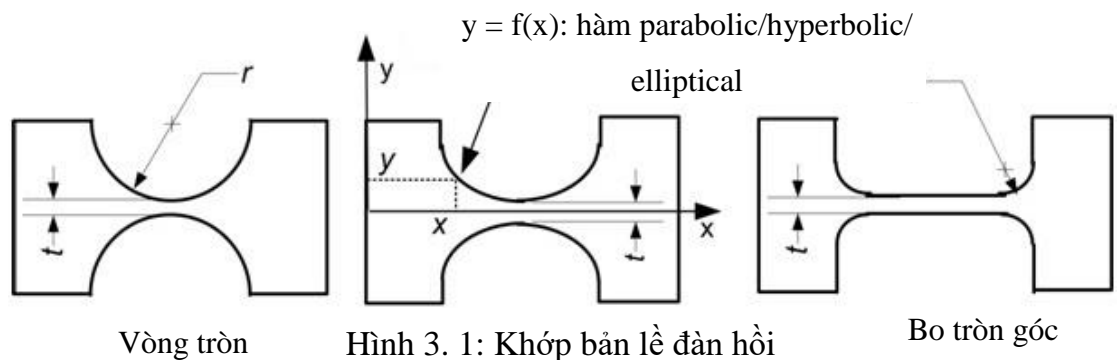
3.2. Tiêu chí thiết kế

- Đơn giản, dễ chế tạo.
- Trọng lượng nhẹ, kích thước nhỏ gọn.
- Loại bỏ được ma sát và mài mòn do không có sự chuyển động tương đối giữa các khâu.
- Có độ chính xác cao do loại bỏ được các sai số khi lắp ráp giữa các khâu.
- Giảm được chi phí lắp ráp và bảo dưỡng do cơ cấu có cấu tạo nguyên khối.
- Đặc biệt cơ cấu có thể gia công được ở kích thước micromet.

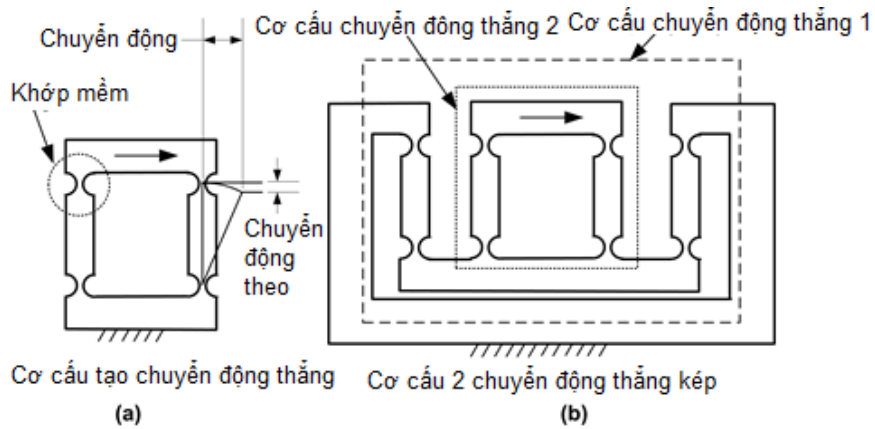
3.3. Cơ sở thiết kế

Dựa vào ưu điểm của khớp đàn hồi:

Các dạng khớp nối đàn hồi cũng cho phép tạo ra các liên kết tương tự như các khớp nối truyền thống. Ngoài ra, chúng còn có thể khắc phục được các nhược điểm của các khớp truyền thống. Khớp bản lề đàn hồi cấu tạo bởi một khối vật liệu được cắt khoét một phần (Hình 3.1). Khớp nối đàn hồi dựa trên độ đàn hồi trong bản thân vật liệu của khớp để tạo ra chuyển động. Do không phải chế tạo từ nhiều chi tiết khác nhau nên khớp nối đàn hồi không tồn tại các nhược điểm trong khớp nối truyền thống như: ma sát, mài mòn, phải bôi trơn và khe hở. Kết cấu nguyên khối của khớp nối đàn hồi tỏ ra ưu thế khi sử dụng để truyền chuyển động có độ chính xác ở mức micro và dưới micro trong các tác vụ gia công cần độ chính xác cao hay trong các thiết bị y sinh, hoặc các thiết bị vi cơ điện tử (Micro Electro-Mechanical System, MEMS).



Việc kết hợp các khớp bản lề đàn hồi trong một số kết cấu đặc biệt cho phép tạo ra các khớp tịnh tiến đàn hồi (Hình 3.2(a)). Các kết cấu đàn hồi cũng có thể được kết hợp tạo ra các nhóm khâu đàn hồi có một số bậc tự do và có thể được sử dụng như những chuỗi động để cấu thành nên cơ cấu đàn hồi Hình 3.2(b). CCDH này cũng cho phép truyền hay biến đổi chuyển động, lực và mô-men.



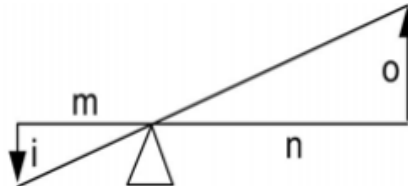
Hình 3. 2: Khớp tịnh tiến đàn hồi (Flexure prismatic joint)[3]

Bộ khuếch đại cánh tay đòn của cơ cấu:

Nếu muốn tạo chuyển động lớn, thì cần một CCDH có thể khuếch đại chuyển vị. Cơ cấu sử dụng khuếch đại chuyển vị là dựa theo nguyên lý cơ cấu cách tay đòn (Hình 3.3) và được tính toán cho chuyển vị đầu ra:

$$o = \frac{n}{m}i \quad (3.1)$$

trong đó o là khoảng dịch chuyển đầu ra, i là khoảng dịch chuyển đầu vào, m, n là độ dài cách tay đòn.

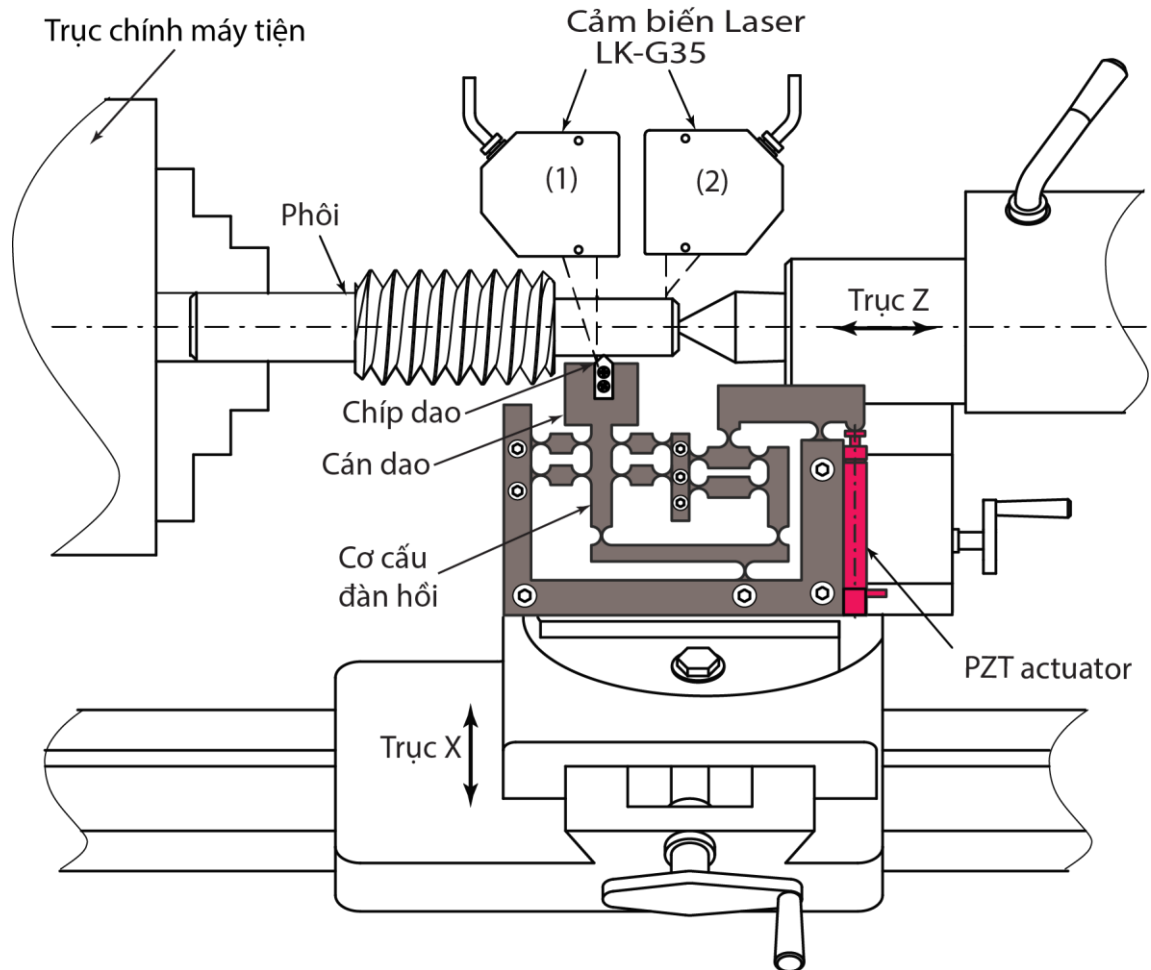


Hình 3. 3: Cơ cấu cách tay đòn

Dựa vào PZT có chuyển động nhỏ và độ chính xác cao.

3.4. Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 1

3.4.1. Nguyên lý hoạt động



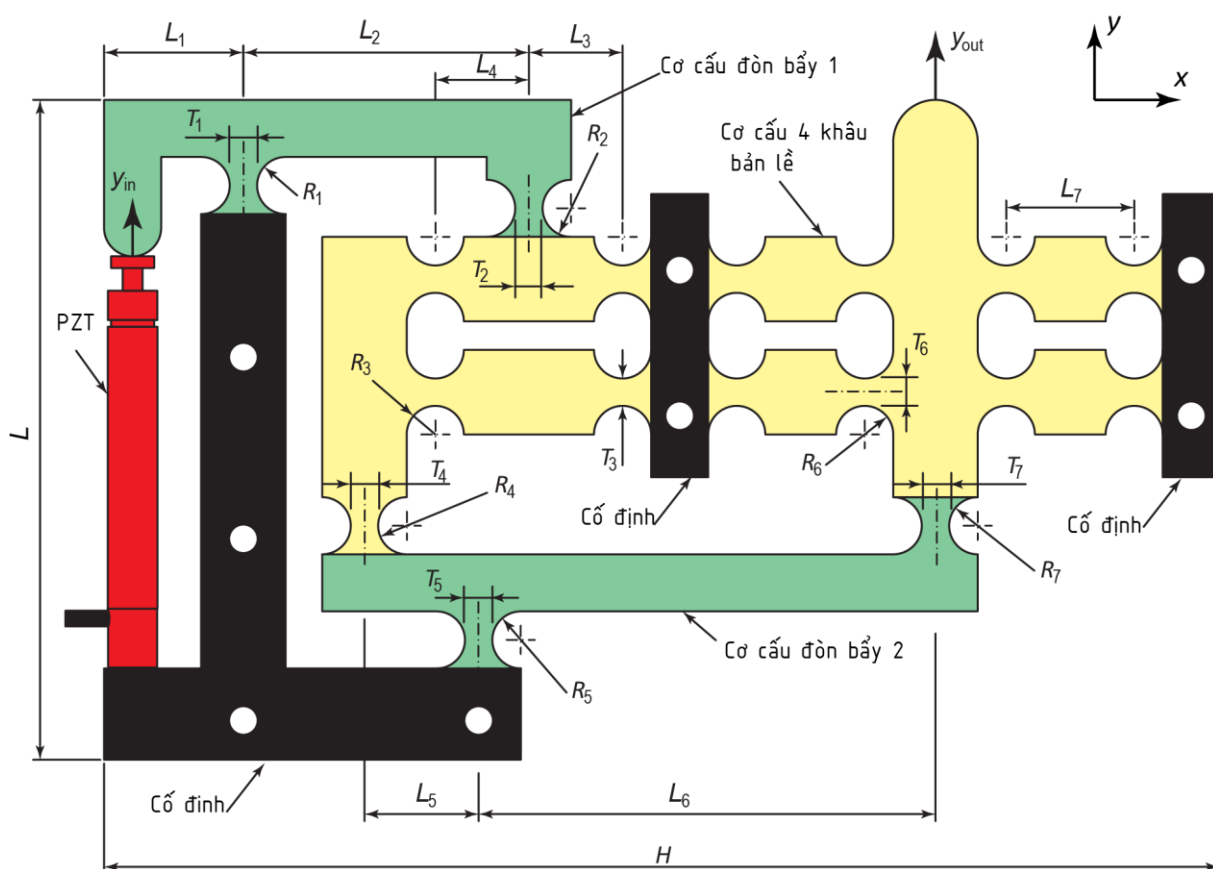
Hình 3. 4: Tích hợp cơ cấu ăn dao chính xác trên máy tiện

Cơ cấu ăn dao chính xác là thiết bị định vị có độ chính xác cao thường được tích hợp vào các máy tiện giúp điều khiển dụng cụ cắt khi thực hiện các bước gia công tinh và siêu tinh như ở Hình 3.4. Dịch chuyển của đầu dao khi này chỉ nằm trong phạm vi micromet hoặc thậm chí dưới micromet. Khi phải thực hiện các yêu cầu khắt khe này, hệ thống truyền động truyền thống bằng các khâu cứng và các bộ truyền thông thường không thể đảm nhận được do luôn tồn tại khe hở và độ rơ giữa các khớp truyền động.

Thiết kế CCDH dùng làm bộ khuếch đại chuyển động thường sử dụng các bộ khuếch đại như khuếch đại kiểu cầu (bridge type amplifier) [38], khuếch đại kiểu đòn bẩy (lever amplifier) [91]. Ưu điểm của bộ khuếch đại đòn bẩy là kết cấu đơn giản, dễ tạo mối quan hệ chuyển vị đầu vào và đầu ra là tuyến tính. Nhưng nhược điểm là tạo chuyển động không mong muốn lớn. Khuếch đại kiểu cầu ưu điểm kích thước nhỏ gọn hơn kiểu đòn bẩy nhưng nhược điểm độ cứng vững thấp, PZT bị ảnh hưởng trực tiếp bởi moment uốn, lực cắt và giảm hiệu suất, PZT di chuyển cùng cơ cấu kiểu cầu [92]. Ngoài ra, các bộ khuếch đại kiểu cầu và đòn bẩy này cũng có thể kết hợp với nhau để tạo thành các bộ khuếch đại mới như (the homothetic bridge and leverage mechanisms) [93], L-shape levers and half-bridge (LSLHB) [92] đã được phát triển cũng nhằm mục đích đảm bảo độ khuếch đại lớn và tăng tần số riêng đầu tiên, giảm không gian thiết kế. Tuy nhiên, việc sử dụng kết hợp nhiều loại cơ cấu khuếch đại có thể làm tăng số khớp, tăng không gian thiết kế, dẫn đến khó chế tạo, làm giảm độ chính xác khi gia công và việc phân tích ban đầu mô hình toán của cơ cấu khâu cứng tương đương gặp nhiều khó khăn. Các bộ khuếch đại trên, mỗi loại đều có ưu nhược điểm riêng, tùy theo mục đích sử dụng của người thiết kế, loại cơ cấu dẫn động (PZT, voice coil motor, ...) và cách bố trí các cơ cấu dẫn động này. Dựa vào những ưu điểm của cơ cấu đòn bẩy, tác giả sẽ chọn loại này làm cơ cấu khuếch đại cho thiết kế, để khắc phục nhược điểm của bộ khuếch đại đòn bẩy này và tăng độ cứng vững, triệt tiêu chuyển vị theo của cơ cấu ăn dao, thiết kế đầu ra của cơ cấu ăn dao sử dụng các mô hình cơ cấu đối xứng như Hình 3.4. Mong muốn của thiết kế này là độ khuếch đại bằng 3, nên việc chọn bộ khuếch đại đòn bẩy này vẫn đảm bảo thiết kế nhỏ gọn.

Cơ cấu chấp hành PZT là thiết bị có thể tạo nguồn dẫn động vô cùng chính xác. Tuy nhiên, hành trình tối đa của loại cơ cấu này cũng bị hạn chế ở phạm vi nhỏ. Ý tưởng thiết kế của cơ cấu ăn dao chính xác trong nghiên cứu này là sử dụng CCDH để khuếch đại nguồn dẫn động từ PZT. Hình 3.5 mô tả kết cấu tổng thể của cơ cấu. Cơ cấu này kết hợp cả cơ cấu đòn bẩy và cơ cấu bốn khâu bản lề để đảm nhận nhiệm vụ

đặt ra. Trong thiết kế này cơ cấu đòn bẩy được sử dụng hai lần với mục đích khuếch đại chuyển vị. Cơ cấu bốn khâu bản lề vừa làm nhiệm vụ gia tăng độ cứng vững, giảm chuyển động theo của cơ cấu và cũng được dùng để khuếch đại một phần cho chuyển động đầu vào. Trong nghiên cứu này khớp đàn hồi dạng bán nguyệt được chọn để tổng hợp cơ cấu. Loại khớp này có các ưu điểm như ứng suất tập trung nhỏ, tâm quay của khớp bán nguyệt gần như không chuyển vị, có khả năng truyền chuyển động chính xác, đơn giản dễ chế tạo hơn nhiều so với các loại khớp khác như ellipse, parabolic hay hyperbolic [2, 3, 10].



Hình 3. 5: Cơ cấu ăn dao chính xác dùng cơ cấu đòn hồi

3.4.2. Phân tích độ khuếch đại chuyển vị giữa đầu vào và đầu ra của cơ cấu

Hình 3.6 là sơ đồ nguyên lý khâu cứng tương đương được mô hình hóa từ thiết kế của cơ cấu ăn dao tại Hình 3.5. Trong Hình 3.6, $y_{in}, y_1, y_2, y_{out}$ lần lượt là các

khoảng chuyển vị của cơ cấu PZT, cơ cấu đòn bẩy 1, cơ cấu bốn khâu bản lề 1, cơ cấu đòn bẩy 2 và cơ cấu bốn khâu bản lề 2 theo phương y . Trong đó chuyển vị đầu ra của cơ cấu cánh tay đòn 1 lại là chuyển vị đầu vào của cơ cấu bốn khâu bản lề 1 và có giá trị là y_1 . Từ sơ đồ động học này, mối quan hệ giữa các chuyển vị có thể dễ dàng được mô tả bởi hệ phương trình tuyến tính thuần nhất (3.2):

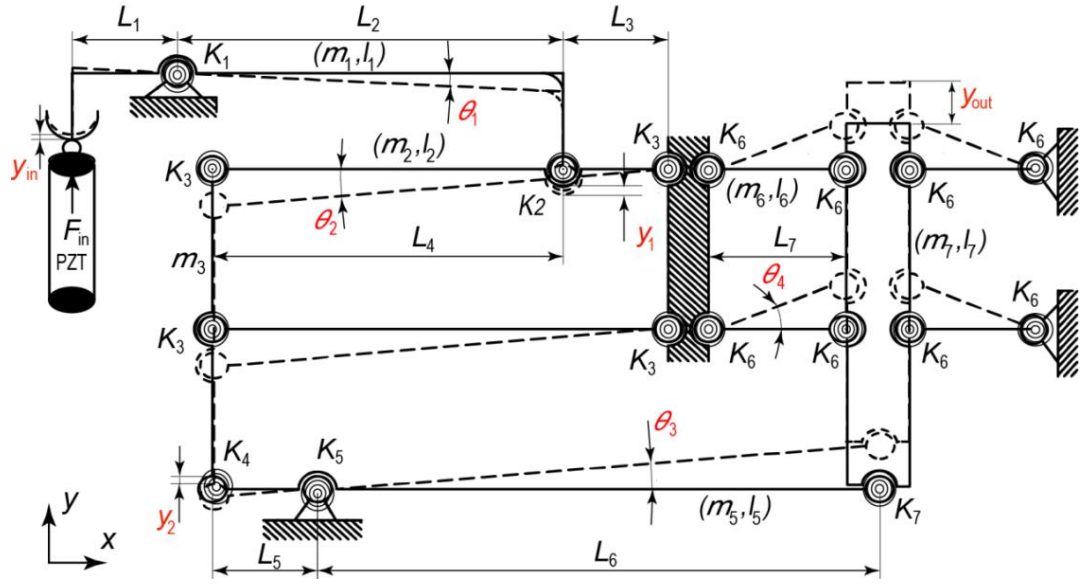
$$\begin{cases} y_1 - \frac{L_2}{L_1} y_{in} = 0 \\ \frac{L_3 + L_4}{L_3} y_1 - y_2 = 0 \\ \frac{L_6}{L_5} y_2 - y_{out} = 0 \end{cases} \quad (3.2)$$

Giải tìm nghiệm của hệ phương trình (3.2) ta có được mối quan hệ giữa y_{out} và y_{in} :

$$y_{out} = \frac{L_2(L_3 + L_4)L_6}{L_1L_3L_5} y_{in} \quad (3.3)$$

Gọi hệ số khuếch đại của cơ cấu ăn dao này là A_{amp} , hệ số này được tính theo công thức (3.4).

$$A_{amp} = \frac{y_{out}}{y_{in}} = \frac{L_2(L_3 + L_4)L_6}{L_1L_3L_5} \quad (3.4)$$



Hình 3. 6: Cơ cấu khâu cứng tương đương

3.4.3. Phân tích động lực học của cơ cấu

Trong mô hình hóa cơ cấu như Hình 3.6: (m_p, K_p) lần lượt là khối lượng và độ cứng của PZT, (m_i, L_i, θ_j) ($i = 1, 2 \dots 6, 7$), ($j = 1, 2, 3, 4$) lần lượt là khối lượng, chiều dài và góc quay của các thanh cứng tương ứng. Các thông số động lực học của mô hình này bao gồm độ cứng xoắn của các khớp đàn hồi dạng bán nguyệt (K_i) và moment quán tính của các thanh cứng (I_i) được tính như ở [83] và được biểu diễn cụ thể như ở phương trình (3.5a) và (3.5b).

$$K_i = \frac{2Eb_iT_i^{5/2}}{9\pi R_i^{1/2}}, \quad (i = 1, 2 \dots 6, 7) \quad (3.5a)$$

$$I_i = \frac{m_i L_i^2}{12} \quad (3.5b)$$

trong đó E , b_i , T_i , R_i lần lượt là modun đàn hồi của vật liệu, chiều dày, bề rộng nhỏ nhất và bán kính của các khớp đàn hồi;

Tổng quát hóa, động năng của CCDH như ở Hình 3.6 được xác định theo công thức:

$$T_0 = \sum_{i=1}^7 (TE_i + RE_i) = \sum_{i=1}^7 \left(\frac{1}{2} m_i v_i^2 + \frac{1}{2} I_i \dot{\theta}_i^2 \right) \quad (3.6)$$

Triển khai cụ thể công thức tính động năng cho từng khâu, trong đó TE_i và RE_i lần lượt là động năng của các chuyển động tịnh tiến và các chuyển động quay. Ta có được phương trình (3.7)

$$\begin{aligned} T_0 = & \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{L_1 + L_2}{2} \dot{\theta}_1 \right)^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} 2m_2 \left(\frac{L_3 + L_4}{2} \dot{\theta}_2 \right)^2 + \frac{1}{2} 2I_2 \dot{\theta}_2^2 \\ & + \frac{1}{2} m_3 [(L_3 + L_4) \dot{\theta}_2]^2 + \frac{1}{2} m_5 \left(\frac{L_5 + L_6}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} I_5 \dot{\theta}_3^2 \\ & + \frac{1}{2} 4m_6 \left(\frac{L_7}{2} \dot{\theta}_4 \right)^2 + \frac{1}{2} 4I_6 \dot{\theta}_4^2 + \frac{1}{2} m_7 (L_7 \dot{\theta}_4)^2 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Tổng thế năng của hệ được tính theo công thức:

$$\begin{aligned} V = & \sum_{j=1}^4 \frac{1}{2} K_j \theta_j^2 \\ = & \frac{1}{2} (K_1 + K_2) \theta_1^2 + \frac{1}{2} 4K_3 \theta_2^2 + \frac{1}{2} K_4 \theta_3^2 + \frac{1}{2} (K_5 + K_7) \theta_3^2 + \frac{1}{2} 8K_6 \theta_4^2 \end{aligned} \quad (3.8)$$

trong đó $(\theta_j, \dot{\theta}_j)$ là góc quay và vận tốc góc của các khâu. Mối quan hệ giữa các tham số này được mô tả như tại hệ phương trình (3.9).

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_1 = \frac{y_{in}}{L_1} \\ \theta_2 = \frac{L_2}{L_3} \theta_1 \\ \theta_3 = \frac{L_2(L_3 + L_4)}{L_3 L_6} \theta_1 \\ \theta_4 = \frac{L_2 L_6 (L_3 + L_4)}{L_7 L_5 L_3} \theta_1 \end{array} \right. \quad (3.9)$$

Giả sử F_{in} là lực đẩy cần thiết do PZT tạo ra khi cung cấp chuyển vị đầu vào (y_p) cho cơ cấu. Nếu cơ cấu đang làm việc trong phạm vi thiết kế, giá trị lực đẩy này

sẽ thay đổi tuyến tính theo chuyển vị đầu vào tạo ra. Khi đó, công W do F_{in} tạo ra được xác định như công thức (3.10).

$$W = \frac{1}{2} F_{in} y_{in} \quad (3.10)$$

Vậy bỏ qua các lò xo không bị biến dạng, tổng năng lượng V (tổng thế năng đàn hồi) của các lò xo bị chuyển vị gây ra bởi lực F_{in} theo phương y của cơ cấu ăn dao được tính như công thức (3.10). Theo nguyên lý công ảo $W = V$, vậy ta có công thức (3.11)

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} F_{in} y_{in} = \frac{1}{2} \left\{ (K_1 + K_2) \frac{1}{L_1^2} + 4 \left(\frac{L_2}{L_1 L_3} \right)^2 K_3 + \left[\frac{L_2 (L_3 + L_4)}{L_1 L_3 L_6} \right]^2 K_4 \right. \\ \left. + \left[\frac{L_2 (L_3 + L_4)}{L_1 L_3 L_6} \right]^2 (K_5 + K_7) + 8 \left[\frac{L_2 L_6 (L_3 + L_4)}{L_1 L_3 L_5 L_7} \right]^2 K_6 \right\} y_{in}^2 \end{aligned} \quad (3.11)$$

Nếu độ cứng đầu vào của cơ cấu được xác định là $K_{in} = F_{in}/y_{in}$, chia cả hai vế của phương trình (3.11) cho y_{in}^2 để có được độ cứng này trong phương trình (3.12).

$$\begin{aligned} K_{in} = (K_1 + K_2) \frac{1}{L_1^2} + 4 \left(\frac{L_2}{L_1 L_3} \right)^2 K_3 \\ + \left[\frac{L_2 (L_3 + L_4)}{L_1 L_3 L_6} \right]^2 (K_4 + K_5 + K_7) \\ + 8 \left[\frac{L_2 L_6 (L_3 + L_4)}{L_1 L_3 L_5 L_7} \right]^2 K_6 \end{aligned} \quad (3.12)$$

Theo Lagrangian ta có $\Gamma = T_0 - V$

$$\sum_{j=1}^n \left\{ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{\theta}_j} \right) - \frac{\partial \Gamma}{\partial \theta_j} = Q_j \right\} \quad (3.13)$$

Thay các phương trình từ (3.7) – (3.9) vào phương trình (3.13) ta tìm được phương trình chuyển động tổng quát của cơ cấu có dạng:

$$\bar{I} \ddot{\theta}_1 + \bar{K} \theta_1 = 0 \quad (3.14a)$$

Với:

$$\begin{aligned}
\bar{I} = & \left(\frac{L_1 + L_2}{2}\right)^2 m_1 + I_1 + 2 \left[\frac{(L_3 + L_4)}{2} \cdot \frac{L_2}{L_3}\right]^2 m_2 + 2 \left(\frac{L_2}{L_3}\right)^2 I_2 \\
& + \left[\frac{(L_3 + L_4)L_2}{L_3}\right]^2 m_3 + \left[\frac{(L_5 + L_6)}{2} \cdot \frac{L_2(L_3 + L_4)}{L_3L_6}\right]^2 m_5 \\
& + \left[\frac{L_2(L_3 + L_4)}{L_3L_6}\right]^2 I_5 + 4 \left[\frac{L_2L_6(L_3 + L_4)}{2L_3L_5}\right]^2 m_6 \\
& + 4 \left[\frac{L_2L_6(L_3 + L_4)}{L_3L_5}\right]^2 I_6 + \left[\frac{L_2L_6(L_3 + L_4)}{L_3L_5}\right]^2 m_7
\end{aligned} \tag{3.14b}$$

$$\begin{aligned}
\bar{K} = & (K_1 + K_2) + 4 \left(\frac{L_2}{L_3}\right)^2 K_3 + \left[\frac{L_2(L_3 + L_4)}{L_3L_6}\right]^2 K_4 \\
& + \left[\frac{L_2(L_3 + L_4)}{L_3L_6}\right]^2 (K_5 + K_7) + 8 \left[\frac{L_2L_6(L_3 + L_4)}{L_3L_5}\right]^2 K_6
\end{aligned} \tag{3.14c}$$

Từ phương trình (3.14a) ta dễ dàng xác định được tần số tự nhiên ω_0 của hệ:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\bar{K}}{\bar{I}}} \tag{3.15}$$

3.4.4. Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 1

3.4.4.1. Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương

Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương (Pseudo-Rigid-Body Model, PRBM) để xác định kích thước sơ bộ của thiết kế nhằm mục đích giảm số biến, xác định các biến có tầm ảnh hưởng lớn và các biến ít ảnh hưởng để sử dụng vào bước tối ưu hóa tiếp theo sử dụng cho CCĐH. Mục tiêu đầu tiên của bài toán thiết kế này là khuếch đại chuyển vị đầu vào được cung cấp từ cơ cấu dẫn động PZT để tăng hành trình làm việc. Tuy nhiên, chuyển vị đầu vào này cũng không nên khuếch đại quá lớn vì cùng với nó là độ phân giải của chuyển động cũng bị tăng theo. Điều này hoàn toàn không cần thiết cho các cơ cấu định vị chính xác. Độ khuếch đại được chọn ở đây là $A_{amp} = 3$.

Hệ số khuếch đại của toàn bộ cơ cấu chịu ảnh hưởng lớn nhất bởi chiều dài của các cánh tay đòn trong cơ cấu đòn bẩy như ở Hình 3.5 và Hình 3.6. Do vậy biến thiết kế chính được chọn ở bước này là các kích thước $L_i (i = 1 - 6)$. Kích thước của các khớp đàn hồi (R_i, T_i) không có ảnh hưởng nhiều trong bài toán tối ưu hóa độ khuếch đại nên chưa được khảo sát ở đây. Giới hạn của các biến thiết kế, điều kiện ràng buộc, hàm mục tiêu mong muốn của bài toán tối ưu hóa này được thể hiện chi tiết tại Bảng 3.1. Trong nghiên cứu này, bài toán tối ưu hóa cơ cấu PRBM sử dụng hàm FMINCON trong MATLAB để tối ưu hóa phương trình (3.16).

Bảng 3. 1: Bài toán tối ưu hóa cơ cấu PRBM

1. Hàm mục tiêu: $Min |A_{amp} - 3|$ (3.16)

2. Biến thiết kế: $L_1 - L_6$

3. Điều kiện biên:

(i)Giới hạn các biến thiết kế (mm)

$$15 \leq L_1, L_5 \leq 25 \quad (3.17)$$

$$35 \leq L_2 \leq 50 \quad (3.18)$$

$$10 \leq L_3, L_4 \leq 30 \quad (3.19)$$

$$30 \leq L_6 \leq 50 \quad (3.20)$$

(ii)Điều kiện ràng buộc :

Không gian thiết kế: $L * H$

$$L = 150 \text{ (mm)}; H = 90 \text{ (mm)}$$

$$L_1 + L_2 = 60 \quad (3.21)$$

$$L_3 + L_4 = 40 \quad (3.22)$$

$$L_5 + L_6 = 70 \quad (3.23)$$

Bảng 3. 2: Giá trị tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng của các biến thiết kế

Các biến	Giá trị (mm)	Các biến	Giá trị (mm)
L_1	20	L_4	20
L_2	40	L_5	28
L_3	20	L_6	42

3.4.4.2. Tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi

Cơ cấu đàn hồi tương ứng cơ cấu khâu cứng đã được tối ưu hóa có dạng như ở Hình 3.5. Không gian thiết kế của cơ cấu ăn dao được giới hạn trong phạm vi $(90 \times 150 \times 10)$ mm, đảm bảo nhỏ gọn và phù hợp cho quá trình lắp ráp sau này vào máy tiện. Nguyên lý làm việc chính của CCDH là nhờ vào quá trình biến dạng của cơ cấu để truyền chuyển động. Tuy nhiên, biến dạng này phải đảm bảo luôn nằm trong giới hạn đàn hồi của vật liệu và cho phép cơ cấu chịu được độ bền mỏi cao. Theo lý thuyết về cơ cấu đàn hồi [3, 80], ứng suất lớn nhất của các khớp đàn hồi được xác định theo công thức:

$$\sigma_{max} = \frac{6M_z K_i}{T_i^2 b_i} \quad (3.24)$$

Trong đó σ_{max} là ứng suất lớn nhất, M_z momen xoắn theo trục z , K_i là độ cứng của khớp mềm thứ i , T_i là bề rộng nhỏ nhất của khớp mềm, $b = 10$ mm là chiều dày của khớp mềm.

Từ phương trình (3.24) cho thấy độ dày T có ảnh hưởng quan trọng đến ứng suất lớn nhất của cơ cấu. Để tạo được chuyển vị lớn cho CCDH, cần phải giảm độ dày T của khớp đàn hồi, tương ứng với việc làm giảm độ cứng của nó như ở phương trình (3.5a). Ngoài ra, để tạo được chuyển vị lớn của CCDH ta có thể tăng chiều dài của các cánh tay đòn của cơ cấu. Khác với các nghiên cứu trước đây, nghiên cứu này ngoài việc quan tâm tới độ dày của khớp đàn hồi còn quan tâm đến kích thước cơ cấu khâu cứng. Vì vậy, việc tối ưu hóa thiết kế tập trung vào việc tìm độ dày tối ưu của khớp đàn hồi và kích thước tối ưu của cơ cấu khâu cứng trên cơ cấu. Tối ưu hóa CCDH dựa trên việc tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng được sử dụng trước đó để tìm kích thước sơ bộ của cơ cấu khâu cứng. Các kích thước này sẽ được giữ nguyên trong các bước tối ưu hóa tiếp theo.

Hình 3.7 là lưu đồ giải thuật của phương pháp tối ưu hóa đa mục tiêu dùng sự kết hợp giữa phương pháp tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng, tối ưu hóa CCDH có kết hợp giữa ANSYS ADPL và MATLAB được xây dựng theo các bước sau:

1. Thiết kế cơ cấu: xác định vấn đề thiết kế, thiết kế cơ cấu, xác định biến thiết kế ban đầu.

2. Xây dựng phương trình mối quan hệ giữa: các biến thiết kế và hàm mục tiêu mong muốn của cơ cấu khâu cứng rồi tối ưu hóa bằng hàm FMINCON trong MATLAB.

3. Tối ưu hoá tính toán: Mục tiêu tính toán tối ưu hoá đa mục tiêu, sử dụng thuật toán NSGA – II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto trong phần mềm MATLAB. Để đảm bảo khả năng làm việc và ứng dụng thực tế trong gia công của cơ cấu ăn dao, phải tạo được chuyển vị đầu ra lớn theo phương y và tần số dao động tự nhiên cao. Tần số dao động tự nhiên cao có thể cho phép tăng tốc độ cắt gọt của cơ cấu ăn dao. Do vậy trong bước tối ưu hóa CCDH, hai hàm mục tiêu tiếp tục được chọn là tỷ lệ khuếch đại chuyển vị lớn và tần số tự nhiên cao. Kết hợp với điều kiện ràng buộc về yêu cầu ứng suất tập trung tại các khớp đàn hồi phải nhỏ như ở phương trình (3.32), các biến thiết kế tại bước tính toán này là bề rộng nhỏ nhất của các khớp (T_i). Ngoài ra, để đảm bảo cơ cấu có độ phân giải micron, độ cứng vững và giảm thiểu tối đa sai số khi chuyển vị thì chuyển động ký sinh theo phương x phải thỏa mãn phương trình (3.31). Các biến thiết kế chính được thể hiện trên Hình 3.5. Giới hạn của các biến thiết kế, điều kiện ràng buộc, hàm mục tiêu của bài toán tối ưu hóa này được thể hiện chi tiết như Bảng 3.3.

4. Lựa chọn thiết kế tối ưu dùng phương pháp TOPSIS: Sử dụng thuật toán NSGA – II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, tiếp theo sử dụng phương pháp TOPSIS để lựa chọn lời giải tối ưu nhất từ tập nghiệm Pareto. TOPSIS là phương pháp để đánh giá xếp hạng đối tượng được giới thiệu bởi tài liệu [94-96] với ý tưởng như sau: một lựa chọn gọi là tốt nhất nếu lựa chọn này có giá trị gần nhất so với lời giải lý tưởng tích cực (Positive ideal solution). Liên kết mờ TOPSIS được xây dựng trên trọng số Entropy, trọng số này dựa trên lý thuyết xác suất để đánh giá xác suất xảy ra của biến cố, điều này hạn chế những ảnh hưởng chủ quan mà những phương pháp khác gặp phải, ví dụ như phương pháp Delphi và phân tích thứ bậc AHP (Analytical Hierarchical Process) [97].

Thông qua giải thuật di truyền ta sử dụng phần mềm MATLAB và ANSYS để tối ưu hóa kích thước của cơ cấu. Sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng ứng xử của cơ cấu. Mô hình phần tử dạng mặt được sử dụng để kiểm tra điều kiện ràng buộc và các hàm mục tiêu. Ở đây phần tử dạng mặt PLANE82 được chọn để phân tích và mô phỏng bài toán thiết kế. Vật liệu của cơ cấu là hợp kim nhôm (7075 – T6) với các thông số của vật liệu như sau: modul đàn hồi $E = 71,7$ GPa, hệ số Poisson là 0,33 giới hạn đàn hồi là 503 MPa và khối lượng riêng $\rho = 2810$ kg/m³. Tổng số phần tử dạng mặt được chia lưới trong FEM cho thiết kế của bài toán là 22373 phần tử.

Trong quá trình tối ưu hóa theo kinh nghiệm số lượng thể hệ được thiết lập là 50 thể hệ và dân số của mỗi thể hệ là 20. Các thiết kế tối ưu của CCDH là các biến thiết kế, số lượng biến thiết kế được sử dụng trong cơ cấu này là 7 biến. Thứ tự của các biến được thể hiện cụ thể qua Bảng 3.3.

Bảng 3. 3: Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu CCDH

1. Hàm mục tiêu:

$$f_1 = \text{Max}(f_0) \quad (3.25)$$

$$f_2 = \text{Max}\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right) \quad (3.26)$$

2. Biến thiết kế: $T_1 - T_3, T_5, T_6$

3. Điều kiện biên:

i. Giới hạn biến thiết kế (mm)

$$1,5 \leq T_1 \leq 2,8 \quad (3.27)$$

$$1 \leq T_2, T_3 \leq 1,7 \quad (3.28)$$

$$0,4 \leq T_5, T_6 \leq 0,9 \quad (3.29)$$

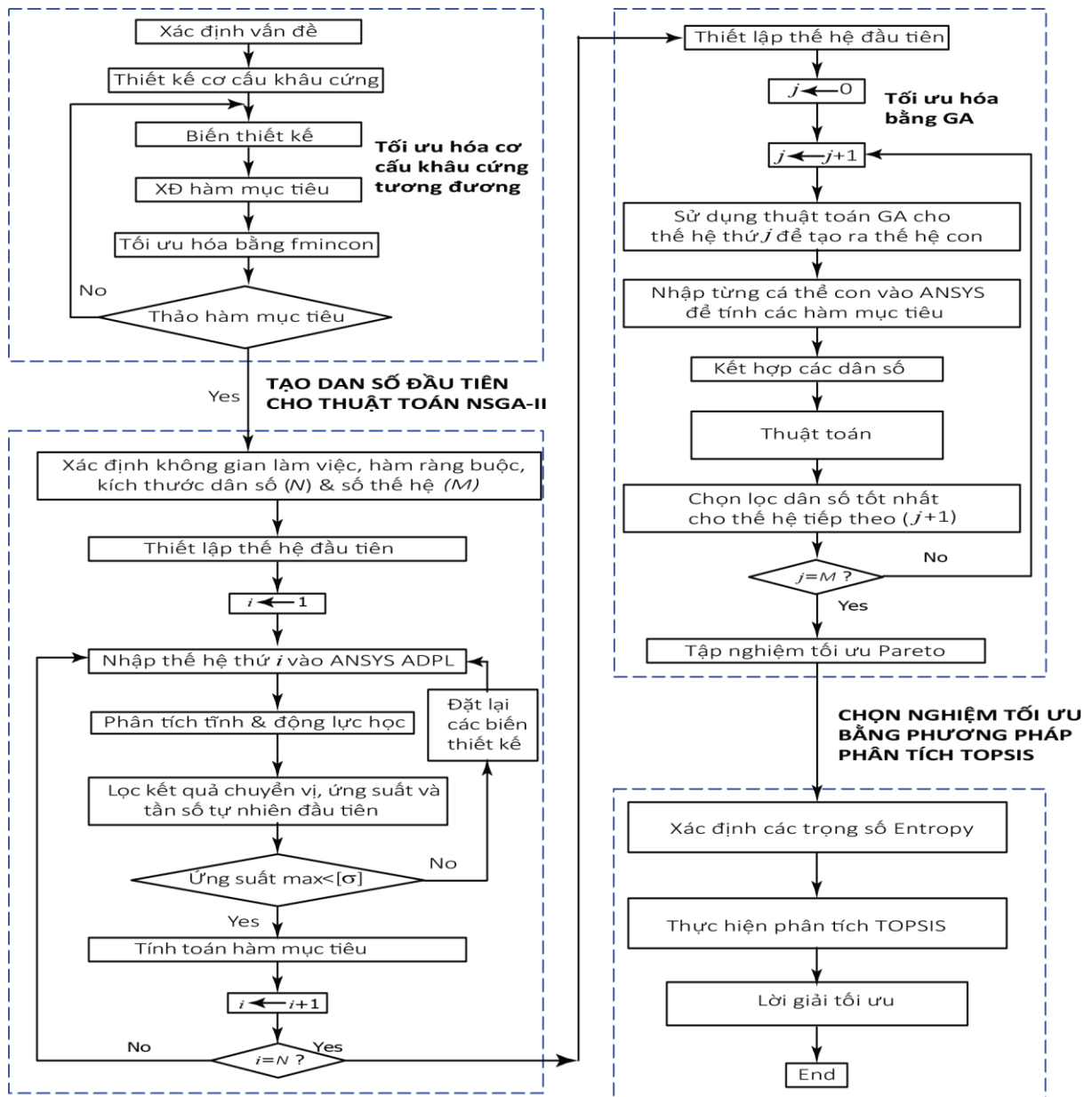
ii. Độ cứng đầu vào:

$$K_{in} \leq 0,5K_{pzt} \quad (K_{pzt} = 60\text{N}/\mu\text{m}) \quad (3.30)$$

iii. Chuyển động không mong muốn theo trục x:

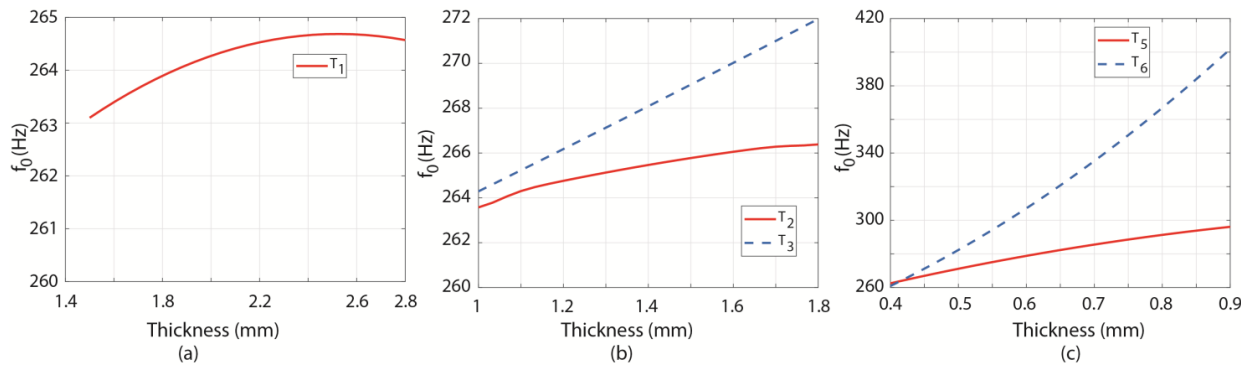
$$u_x \leq 0,01\mu\text{m} \quad (3.31)$$

iv. Ứng suất lớn nhất: $\sigma_m \leq \frac{\sigma_y}{SF}$ (3.32)

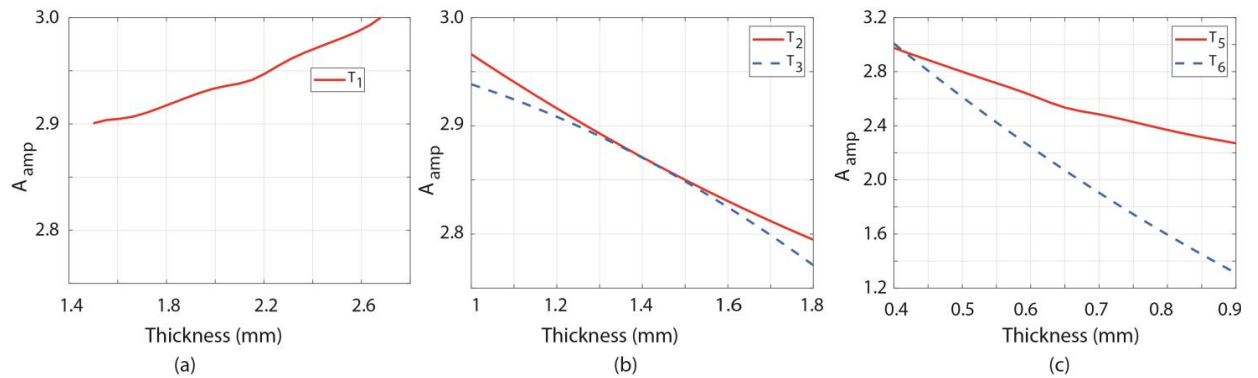


Hình 3. 7: Lưu đồ thuật toán tối ưu hóa đa mục tiêu

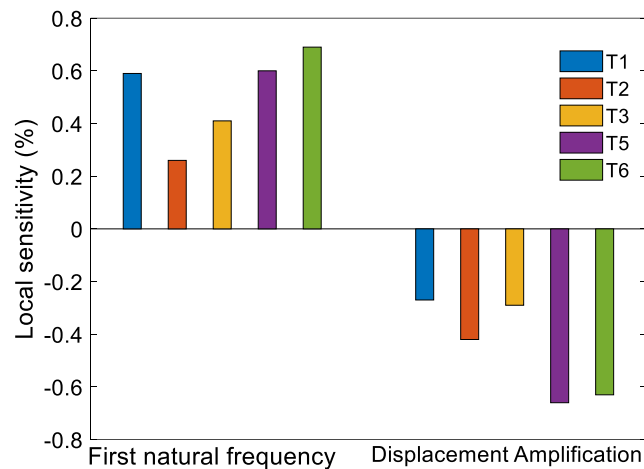
Phân tích độ nhạy của các biến thiết kế cho phép loại bỏ các biến ít ảnh hưởng đến thiết kế và mở rộng vùng hoạt động (giới hạn) của biến thiết kế ảnh hưởng lớn nhất đến hàm mục tiêu mong muốn của thiết kế. Ngoài ra, phân tích độ nhạy của các biến thiết kế, làm tăng khả năng hội tụ của hàm mục tiêu và làm giảm tiêu hao dung lượng bộ nhớ máy tính, giảm thời gian xử lý bài toán.



Hình 3. 8: (a) bề rộng nhỏ nhất T_1 , (b) bề rộng nhỏ nhất T_2, T_3 , (c) bề rộng nhỏ nhất T_5, T_6 với tần số tự nhiên

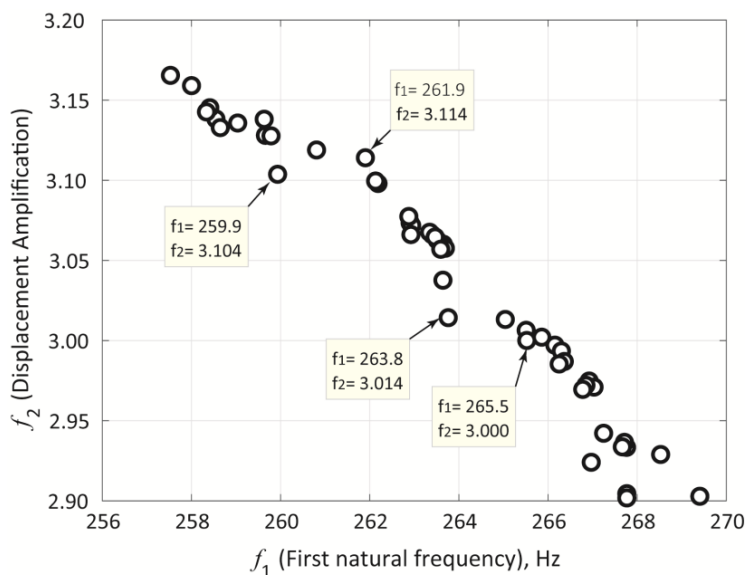


Hình 3. 9: (a) bề rộng nhỏ nhất T_1 , (b) bề rộng nhỏ nhất T_2, T_3 , (c) bề rộng nhỏ nhất T_5, T_6 với tỉ lệ khuếch đại



Hình 3. 10: Độ nhạy của các biến thiết kế với các hàm mục tiêu

Ảnh hưởng của sự thay đổi độ dày T_1, T_2, T_3, T_5 và T_6 đối với các đặc tính của cơ cấu ăn dao được trình bày trong Hình 3.8 đến Hình 3.10. Tần số tự nhiên của cơ cấu tăng dần khi các thông số thiết kế tăng, chẳng hạn như T_1, T_2, T_3, T_5 và T_6 . Nhưng trong đó T_1, T_2 và T_5 tăng mạnh lúc đầu sau đó có xu hướng giảm dần như trong Hình 3.8. Hình 3.9 cho thấy rằng tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển của cơ cấu giảm xuống khi tăng T_2, T_3, T_5 và T_6 . Ngược lại, tỷ lệ này lại tăng lên khi ta tăng T_1 . Đánh giá một cách tổng thể hơn, Hình 3.10 cho thấy độ nhạy cục bộ của từng thông số thiết kế chính ảnh hưởng đến từng hàm mục tiêu đầu ra của cơ cấu ăn dao. Tỷ số khuếch đại dịch chuyển chịu ảnh hưởng của bề dày T_5 nhiều hơn các thông số thiết kế khác. Sau đó lần lượt đến các thông số thiết kế sau T_6, T_2, T_3 , còn T_1 ảnh hưởng ít nhất. Tần số tự nhiên đầu tiên chịu ảnh hưởng của bề dày T_6 lớn nhất và sau đó lần lượt là các thông số thiết kế T_5, T_3, T_2 . Hình 3.10 cũng chỉ ra rằng độ dày T_i ($i = 1-6$) của các khớp đàn hồi trong mặt phẳng của cơ cấu ăn dao tỷ lệ thuận với tần số tự nhiên và tỷ lệ nghịch với tỷ số khuếch đại dịch chuyển.



Hình 3. 11: Đồ thị Pareto tối ưu

Hình 3.11 biểu diễn đồ thị Pareto tối ưu. Mục tiêu của bài toán là cực đại hóa hàm f_1 (tần số tự nhiên) và đồng thời cực đại hàm f_2 (tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển). Tuy

nhiên trên Hình 3.11, khi tăng tần số tự nhiên thì tỷ lệ khuếch đại chuyển vị lại giảm. Như vậy có sự xung đột giữa hai hàm mục tiêu này. Do vậy không tồn tại một nghiệm lý tưởng vừa cực đại tần số tự nhiên, vừa đồng thời cực đại tỷ lệ khuếch đại chuyển vị của cơ cấu. Có rất nhiều sự lựa chọn các điểm thiết kế tối ưu nằm trên tập nghiệm Pareto front như trong Hình 3.11. Vì vậy ở đây sử dụng phương pháp TOPSIS để hỗ trợ việc ra quyết định chọn điểm nào là nghiệm tối ưu tốt nhất. Các trọng số (Weight factors) được tính toán bằng phương pháp Entropy dựa trên giá trị của các hàm mục tiêu. Trong nghiên cứu này, trọng số và các ưu tiên của hai hàm mục tiêu của thiết kế được điều chỉnh dựa trên tầm quan trọng của mỗi mục tiêu mong muốn của nhà thiết kế. Sau khi phân tích tính toán, một số ứng viên tiềm năng được tạo ra. Các ứng cử viên được so sánh và ước tính tìm ra ứng cử viên tốt nhất của bài toán như trong Bảng 3.4.

Bảng 3. 4: Kết quả xếp hạng TOPSIS của các lựa chọn

No	f_1 (Hz)	f_2	Score	Ranking
343	265,52	3,0001	0,9247	1
387	265,51	3,0064	0,9245	2
435	265,01	3,0089	0,9243	3
365	265,04	3,0132	0,9242	4
420	263,76	3,0143	0,9236	5

Kết quả ứng với điểm có số 343 (Điểm có đường dọc và đường ngang trên Hình 3.11 và dòng đầu tiên ở Bảng 3.4) là nghiệm tốt nhất. Bảng xếp hạng của các ứng viên có điểm số cao được trình bày ở trong Bảng 3.4. Sau khi giải bài toán tối ưu, tần số tự nhiên đầu tiên tăng 16% và tỷ lệ khuếch đại chuyển vị tăng lên 57% so với giá trị các thông số thiết kế được lựa chọn ngẫu nhiên ban đầu. Trong kỹ thuật và trong sản xuất, nhiều trường hợp chỉ cần tăng hiệu suất từ 1% đến 2% cũng mang lại ý nghĩa kinh tế và kỹ thuật. Điều này một lần nữa chứng tỏ tối ưu hóa có nhiều lợi ích về mặt kinh tế và kỹ thuật.

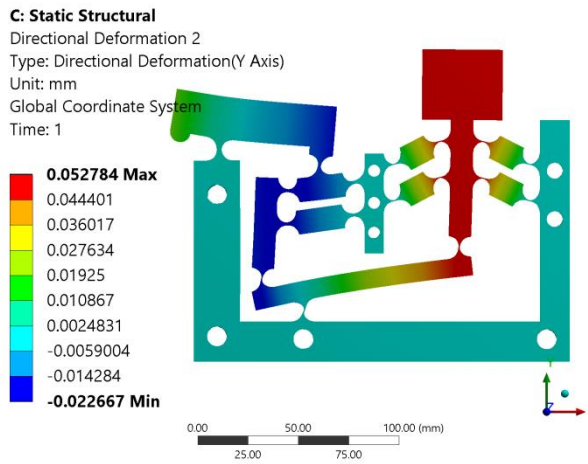
Bảng 3. 5: Kết quả tối ưu

Biến thiết kế	Giá trị (mm)	Biến mục tiêu	Giá trị
T_1	2,49	f_1	265,52 Hz
T_2	1,07	f_2	3,0001
T_3	1,35	σ_{max}	43,9 MPa
T_5	0,43	$D_{out} (D_y)$	52,78 μm
T_6	0,42	δ_x	0 μm

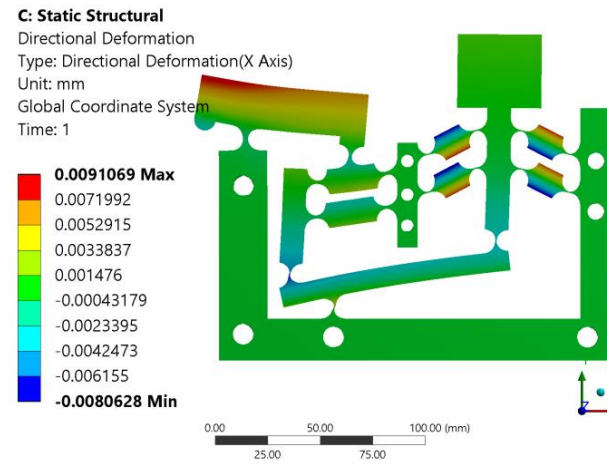
3.4.4.3. Đánh giá thiết kế tối ưu

Sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng chuyển vị, ứng suất của cơ cấu. Thông qua kết quả mô phỏng ta có thể kiểm tra và đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu. Thiết kế tối ưu được tìm ra trong Bảng 3.2 và Bảng 3.5 được dựng lại mô hình 3D bằng phần mềm INVENTOR và được mô phỏng lại trên phần mềm ANSYS Workbench. Mục đích của bước này là để kiểm tra lại kết quả của ứng suất, chuyển vị và tần số cho thiết kế tối ưu. Các kết quả mô phỏng được thể hiện qua Hình 3.12 và Hình 3.13.

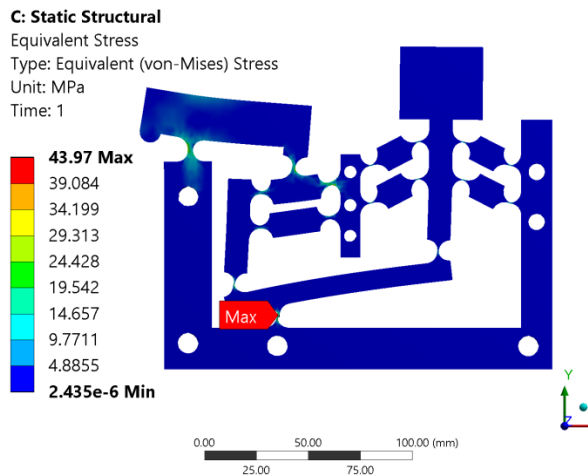
Qua Hình 3.12 và Hình 3.13 ta thấy, với chuyển vị đầu vào của cơ cấu $D_{in} = 17,5 \mu\text{m}$ thì chuyển vị đầu ra của cơ cấu $D_{out} = 52,78 \mu\text{m}$ tương ứng với độ khuếch đại của cơ cấu là $A_{amp} = 3,016$ và chuyển vị kí sinh theo phương x của đầu gá dụng cụ cắt $\delta_x = 0 \mu\text{m}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $\sigma_{max} = 43,9 \text{ MPa}$ thỏa mãn điều kiện ràng buộc về độ bền vật liệu của cơ cấu. Sử dụng phương pháp FEA trong phần mềm ANSYS ADPL để tính toán độ cứng của cơ cấu. Khi ta cho lực đầu vào F_{in} tác dụng vào đầu vào của cơ cấu ăn dao, thu được chuyển vị đầu vào của cơ cấu là $y_{in} = 17,5 \mu\text{m}$. Ta tính được độ cứng đầu vào của cơ cấu ăn dao $K_{in} = 28,5714 \text{ N}/\mu\text{m}$ ($F_{in} = 500\text{N}$). Tương tự khi ta tác dụng lực F_{out} vào đầu ra của cơ cấu, thu được chuyển vị đầu ra $y_{out} = 54 \mu\text{m}$. Ta tính được độ cứng đầu ra của cơ cấu ăn dao $K_{out} = 0,3055 \text{ N}/\mu\text{m}$ ($F_{out} = 16,5\text{N}$).



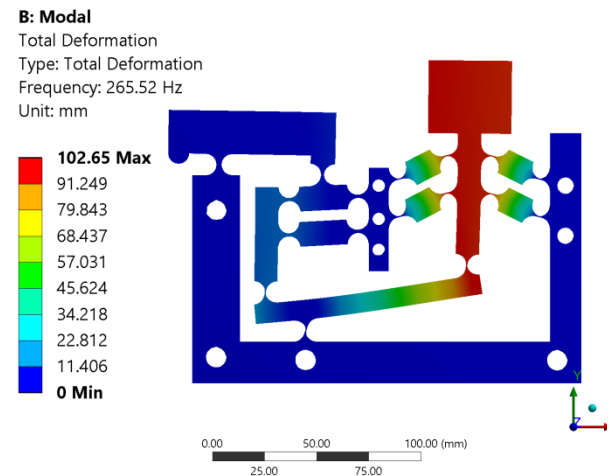
(a)



(b)

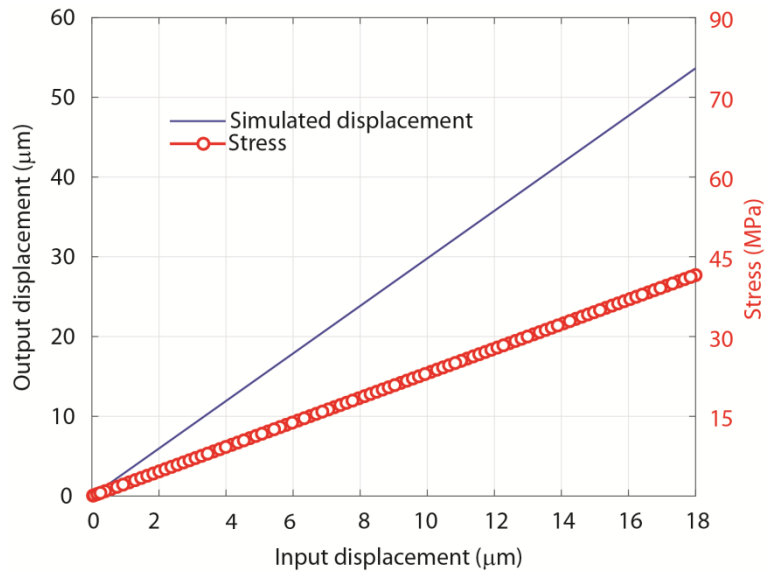


(c)

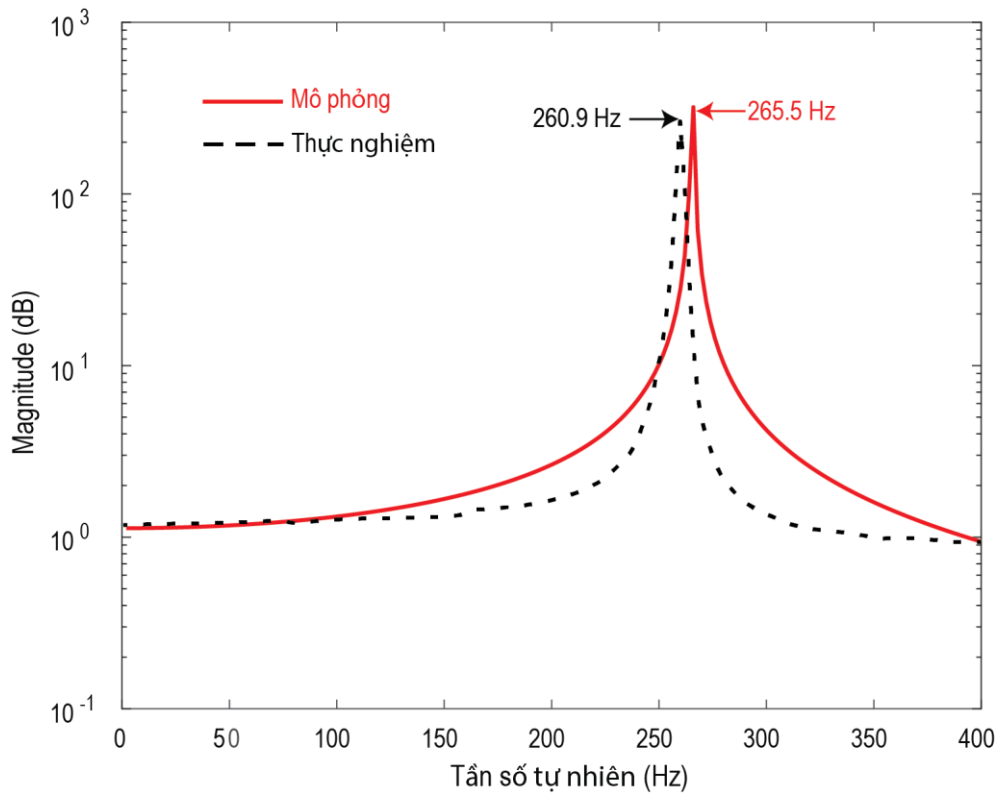


(d)

Hình 3. 12: Kết quả mô phỏng: (a) chuyển vị theo y, (b) chuyển vị theo x, (c) ứng suất, (d) tần số



Hình 3. 13: Kết quả mô phỏng chuyển vị, ứng suất



Hình 3. 14: Kiểm tra tần số tự nhiên đầu tiên

Đồ thị mối quan hệ giữa chuyển vị đầu vào – chuyển vị đầu ra của cơ cấu được thể hiện qua Hình 3.13. Theo đồ thị, kết quả mô phỏng như Hình 3.13 là một hàm

tuyến tính rất ổn định trong phạm vi hoạt động của chuyển vị đầu vào trong giải từ 0 μm đến 17,5 μm và khoảng chuyển vị đầu ra tương ứng với tỷ lệ khuếch đại chuyển vị là 3. Hình 3.12(d) và Hình 3.14 cho thấy tần số tự nhiên đầu tiên $f_0 = 265,5$ Hz phù hợp với mục tiêu của bài toán. Sai số giữa kết quả mô phỏng với kết quả tối ưu là do các biến thiết kế đã được làm tròn số, để thuận tiện cho việc gia công.

Bảng 3. 6: So sánh kết quả với các nghiên cứu trước

Các nghiên cứu	Tần số tự nhiên (Hz)	Tỷ lệ khuếch đại	Ứng suất max (MPa)
Wang [98]	398,8	1,21	53
Ding [59]	156,77	unknown	94,636
Kurniawan [61]	480	3	unknown
Li [91], Linga [60]	200	2,8725	260,65
Luận án (thiết kế 1)	265,5	3,0001	43,9

Tỷ lệ khuếch đại, tần số, ứng suất và chuyển vị theo của cơ cấu ăn dao trong nghiên cứu này cũng được so sánh với các nghiên cứu trước đó. Kết quả so sánh được thể hiện trong Bảng 3.6.

Tần số tự nhiên, tỷ lệ khuếch đại và ứng suất tập trung tối đa của cơ cấu dẫn động nguồn cấp hiện tại cũng được so sánh với các nghiên cứu trước đây trong Bảng 3.6. Kết quả so sánh cho thấy rằng với tỷ lệ khuếch đại bằng 3,0, cơ cấu có tần số tự nhiên đầu tiên trung bình nhưng ứng suất tập trung tương đối nhỏ. Đặc tính này cực kỳ hữu ích cho không chỉ cơ cấu dẫn động tiến dao có độ chính xác cao mà còn có khả năng ứng dụng trong gia công hỗ trợ rung động.

Nhận xét, kết luận thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 1:

Ưu điểm: Thiết kế, tối ưu hóa và mô phỏng được cơ cấu ăn dao có độ khuếch đại về chuyển vị bằng 3, tần số tự nhiên trung bình $f_1 = 265,5$ Hz, ứng suất nhỏ 43,9 MPa, chuyển động không mong muốn của cơ cấu không đáng kể. Ứng suất và chuyển động không mong muốn rất nhỏ so với các nghiên cứu trước, là do trong thiết kế tác

giả đã chọn cơ cấu bốn khâu kép trong mô hình thiết kế và đây là ưu điểm của thiết kế so với các thiết kế trước. Ứng suất tập trung nhỏ điều này đảm bảo trong quá trình gia công không xảy ra hiện tượng gãy, đứt cơ cấu hoặc cơ cấu bị đẩy đến trạng thái vượt qua giới hạn đàn hồi và không trở về vị trí ban đầu được hay còn gọi là mất khả năng đàn hồi. Chuyển động không mong muốn không đáng kể giúp cho cơ cấu hoạt động luôn có độ chính xác cao về vị trí định vị mũi dao khi gia công.

Kết cấu của cơ cấu kết hợp các thanh cứng và khớp đàn hồi dựa trên cơ cấu khâu cứng tương đương. Sử dụng bộ khuếch đại chuyển vị là cơ cấu đòn bẩy, cơ cấu 4 khâu bản lề, cơ cấu bốn khâu bản lề kép là giảm chuyển động không mong muốn.

Thiết kế được tối ưu hóa một cách tổng quát từ tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng, tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi.

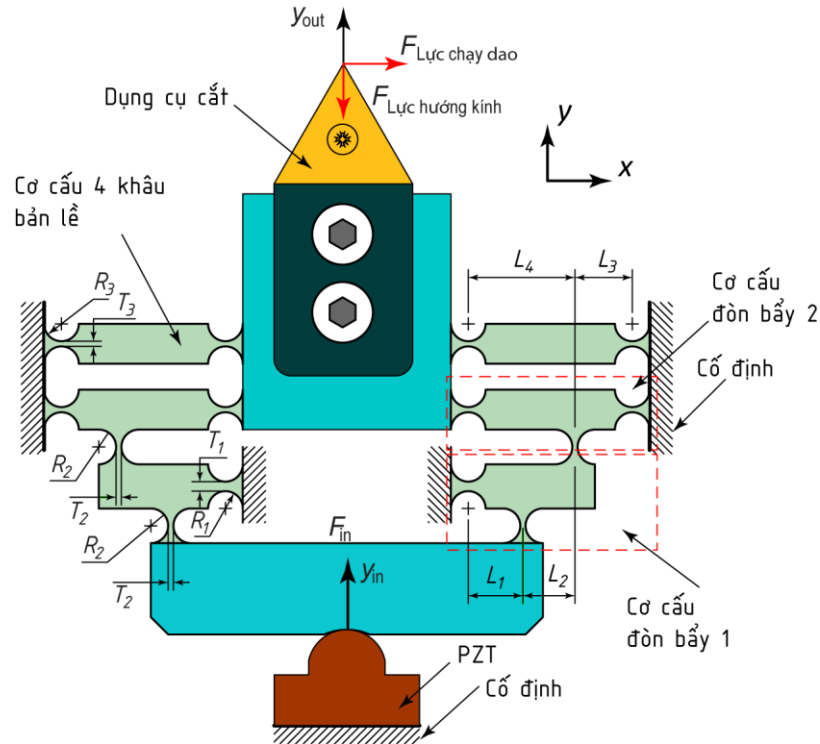
Định hướng ứng dụng của cơ cấu rất phù hợp cho gia công tinh, cũng như được gắn trên các máy chính xác khi tiến hành tiện chính xác ở micron/nano.

Nhược điểm: Thiết kế cơ cấu kiểu 1 có độ cứng đầu ra không cao và tần số tự nhiên của cơ cấu trung bình.

Nhằm kế thừa và phát triển các ưu điểm và khắc phục những nhược điểm của thiết kế trên, một thiết kế kiểu 2 được phát triển ở các mục tiếp theo trong luận án này.

3.5. Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 2

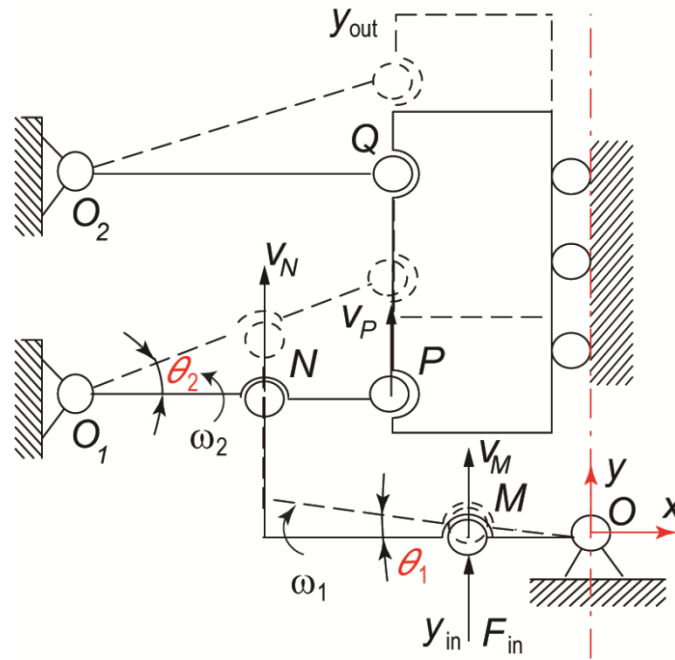
3.5.1. Nguyên lý hoạt động



Hình 3.15: Cơ cấu ăn dao chính xác dùng CCDH

Cơ cấu chấp hành PZT là thiết bị có thể tạo nguồn dẫn động vô cùng chính xác. Tuy nhiên, hành trình tối đa của loại cơ cấu này cũng bị hạn chế ở phạm vi nhỏ. Ý tưởng thiết kế của cơ cấu ăn dao chính xác trong nghiên cứu này là sử dụng CCDH để khuếch đại nguồn dẫn động từ PZT. Hình 3.15 mô tả kết cấu tổng thể của cơ cấu. Cơ cấu này kết hợp cả cơ cấu đòn bẩy và cơ cấu bốn khâu bản lề để đảm nhận nhiệm vụ đặt ra. Trong thiết kế này cơ cấu đòn bẩy được sử dụng hai lần với mục đích khuếch đại chuyển vị. Cơ cấu bốn khâu bản lề vừa làm nhiệm vụ gia tăng độ cứng vững, giảm chuyển động không mong muốn của cơ cấu và cũng được dùng để khuếch đại một phần cho chuyển động đầu vào.

3.5.2. Phân tích khuếch đại của cơ cấu



Hình 3. 16: Mô hình phân tích khuếch đại dựa vào vận tốc các điểm

Từ Hình 3.16 ta có thể viết vận tốc dài của các điểm M, N và P dựa trên vận tốc góc của các khâu tương ứng như sau:

$$V_M = \omega_1 L_{OM} \quad (3.33)$$

$$V_N = \omega_2 L_{O_1N} = \omega_1 L_{ON} \quad (3.34)$$

$$V_P = \omega_2 L_{O_1P} \quad (3.35)$$

trong đó ω_1, ω_2 lần lượt là vận tốc góc của các thanh OM và O_1P

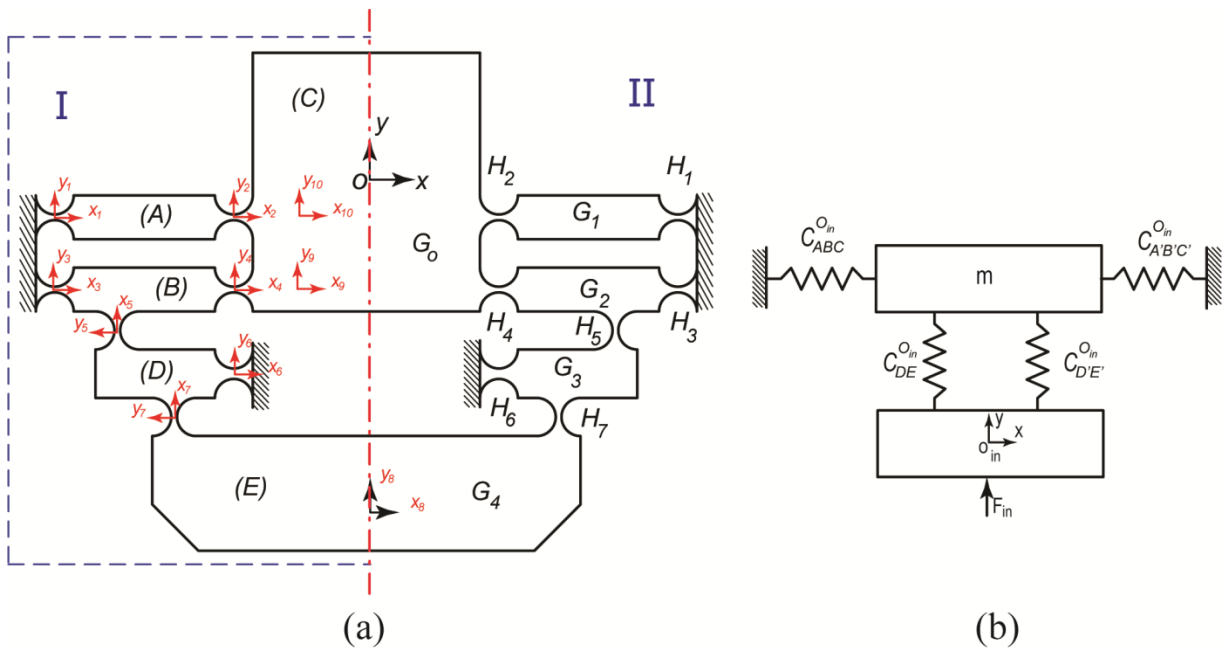
Gọi A_{amp} là tỉ lệ khuếch đại chuyển vị đầu ra y_{out} /đầu vào y_{in} của cơ cấu

$$A_{amp} = \frac{y_{out}}{y_{in}} \cong \frac{V_P}{V_M} = \frac{\omega_2 L_{O_1P}}{\omega_1 L_{OM}} = \frac{L_{ON} L_{O_1P}}{L_{O_1N} L_{OM}} \quad (3.36)$$

trong đó: $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{L_{ON}}{L_{O_1N}}$

3.5.3. Phân tích độ cứng theo phương pháp ma trận

Trong phương pháp ma trận tổng quát, mỗi khớp đàn hồi được coi như có 6 bậc tự do (DOF) trong tọa độ địa phương của chúng, do đó khớp đàn hồi được biểu diễn bằng một ma trận đầy đủ [6x6] [99]. Trong luận án này, để đơn giản hóa mô hình của khớp đàn hồi, các khớp đàn hồi được coi là có 3 DOF, như được biểu diễn trong Hình 3.18(b). Giả thiết này là phù hợp do đặc điểm thực tế của các thiết kế cơ cấu ăn dao là cơ cấu có độ dày lớn để đảm bảo là cơ cấu phẳng. Các biến dạng khác coi như không ảnh hưởng đến cơ cấu. Việc mô hình hóa khớp đàn hồi với 3 DOF vẫn có thể đảm bảo được độ chính xác về biến dạng cũng như mô tả đầy đủ đặc tính của thiết kế. Ma trận mềm đầy đủ [6x6] cho khớp đàn hồi được thay thế bằng ma trận [3x3] được đơn giản hóa, trong đó mỗi khớp đàn hồi chỉ chịu biến dạng dọc trục, uốn và quay xung quanh trục.



Hình 3. 17: Mô hình phân tích ma trận mềm

Ma trận mềm C của một khớp đàn hồi được định nghĩa [2] bằng tỉ số của chuyển vị $U = [u_x \ u_y \ \theta_z]^T$ khi khớp chịu một tải nhất định $F = [F_x \ F_y \ M_z]^T$. Do đó vector chuyển vị $\{u_i\}$ theo định luật Hooke [100] ta có,

$$\{u_i\} = [C_i]\{F_i\} \quad (3.37)$$

$$\text{hay } \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & C_{23} \\ 0 & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{Bmatrix}$$

trong đó C_i là ma trận mềm của khớp đàn hồi thứ i

Ma trận cơ bản của khớp đàn hồi thu được bằng mô hình tính toán truyền thống do Paros và Weisbord phát triển [2, 83]. Ma trận mềm hoàn chỉnh cần thực hiện chuyển đổi tọa độ từ mỗi hệ tọa độ địa phương sang một hệ tọa độ toàn cục [99]. Mối quan hệ chuyển đổi của ma trận mềm từ hệ tọa độ địa phương O_i sang hệ tọa độ toàn cục O_j có thể được biểu diễn như sau:

$$C_i^j = T_i^j C_i (T_i^j)^T \quad (3.38)$$

Ma trận T_i^j chuyển đổi được biểu diễn trong phương trình (3.39):

$$T_i^j = R_i^j P_i^j \quad (3.39)$$

trong đó R_i^j và P_i^j là ma trận biến đổi xoay và ma trận chuyển của tọa độ O_i đối với O_j .

Ma trận P_i^j có thể nhận được bằng phương trình sau.

$$P_i^j = \begin{bmatrix} 1 & 0 & P_y \\ 0 & 1 & -P_x \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

Ma trận R_i^j có thể được viết dưới dạng phương trình (3.41):

$$R_i^j = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

trong đó θ là góc quay quanh trục z

Trong Hình 3.17(a), các khớp đàn hồi $H_i (i = 1 - 7)$ cũng như các thanh cứng $G_j (j = 1 - 4)$ được liên kết song song hoặc nối tiếp với nhau tạo thành kết cấu tổng thể của CCDH. Việc tính toán độ cứng tương đương của các khớp hoặc các thanh dựa trên mô hình giả cứng trong tài liệu [101, 102]. Vậy ma trận mềm của các nhánh (A), (B), (C) phần I như Hình 3.17(a) được tính toán như:

$$C_A^O = T_{H_1}^O C_{H_1} (T_{H_1}^O)^T + T_{G_1}^O C_{G_1} (T_{G_1}^O)^T + T_{H_2}^O C_{H_2} (T_{H_2}^O)^T \quad (3.42)$$

$$C_B^O = T_{H_3}^O C_{H_3} (T_{H_3}^O)^T + T_{G_2}^O C_{G_2} (T_{G_2}^O)^T + T_{H_4}^O C_{H_4} (T_{H_4}^O)^T \quad (3.43)$$

$$C_C^O = T_{G_0}^O C_{G_0} (T_{G_0}^O)^T \quad (3.44)$$

trong đó, C_{H_i} và C_{G_j} là độ mềm của các khớp đàn hồi và các thanh cứng; $T_{H_i}^O$ và $T_{G_j}^O$ là ma trận chuyển đổi của khớp đàn hồi H_i hoặc thanh cứng G_j từ hệ tọa độ địa phương về hệ tọa độ toàn cục xOy .

Ma trận mềm tổng của cụm (ABC) phần I:

$$C_{ABC}^O = C_C^O + [(C_A^O)^{-1} + (C_B^O)^{-1}]^{-1} \quad (3.45)$$

Ma trận mềm của các nhánh (D), (E) phần I:

$$C_D^O = T_{H_5}^O C_{H_5} (T_{H_5}^O)^T + T_{G_3}^O C_{G_3} (T_{G_3}^O)^T + T_{H_6}^O C_{H_6} (T_{H_6}^O)^T \quad (3.46)$$

$$C_E^O = T_{H_7}^O C_{H_7} (T_{H_7}^O)^T + T_{G_4}^O C_{G_4} (T_{G_4}^O)^T \quad (3.47)$$

Ma trận mềm tổng của cụm (DE) phần I:

$$C_{DE}^O = C_D^O + C_E^O \quad (3.48)$$

Ma trận mềm tổng cộng của phần I:

$$C_I^O = C_{ABC}^O + C_{DE}^O \quad (3.49)$$

Cơ cấu được thiết kế với 2 phần đối xứng nhau. Do vậy ma trận mềm của phần II có thể dễ dàng được xác định từ C_I^O :

$$C_{II}^O = R_y^O(\pi) C_I^O (R_y^O(\pi))^T \quad (3.50)$$

Ma trận mềm đầu ra của cơ cấu là

$$C_{out}^O = [(C_I^O)^{-1} + (C_{II}^O)^{-1}]^{-1} \quad (3.51)$$

Từ Hình 3.17(b) ta tính được ma trận mềm đầu vào của cơ cấu:

$$C_{in}^O = [(C_{ABC}^{Oin})^{-1} + (C_{\acute{A}B\acute{C}}^{Oin})^{-1}]^{-1} + [(C_{DE}^{Oin})^{-1} + (C_{D\acute{E}}^{Oin})^{-1}]^{-1} \quad (3.52)$$

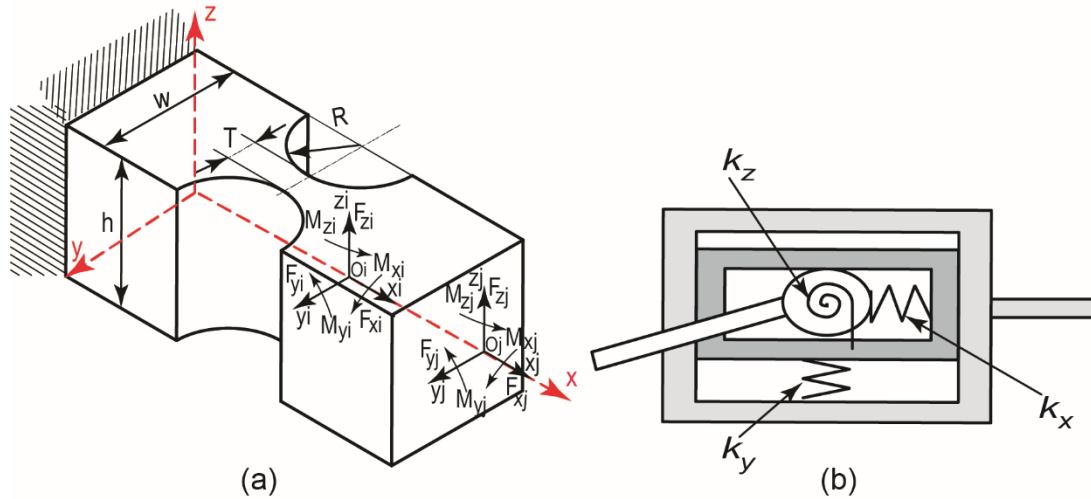
Vậy ma trận độ cứng đầu vào K_{in} và đầu ra K_{out} của cơ cấu là

$$K_{in} = (C_{in}^0)^{-1} \quad (3.53)$$

$$K_{out} = (C_{out}^0)^{-1} \quad (3.54)$$

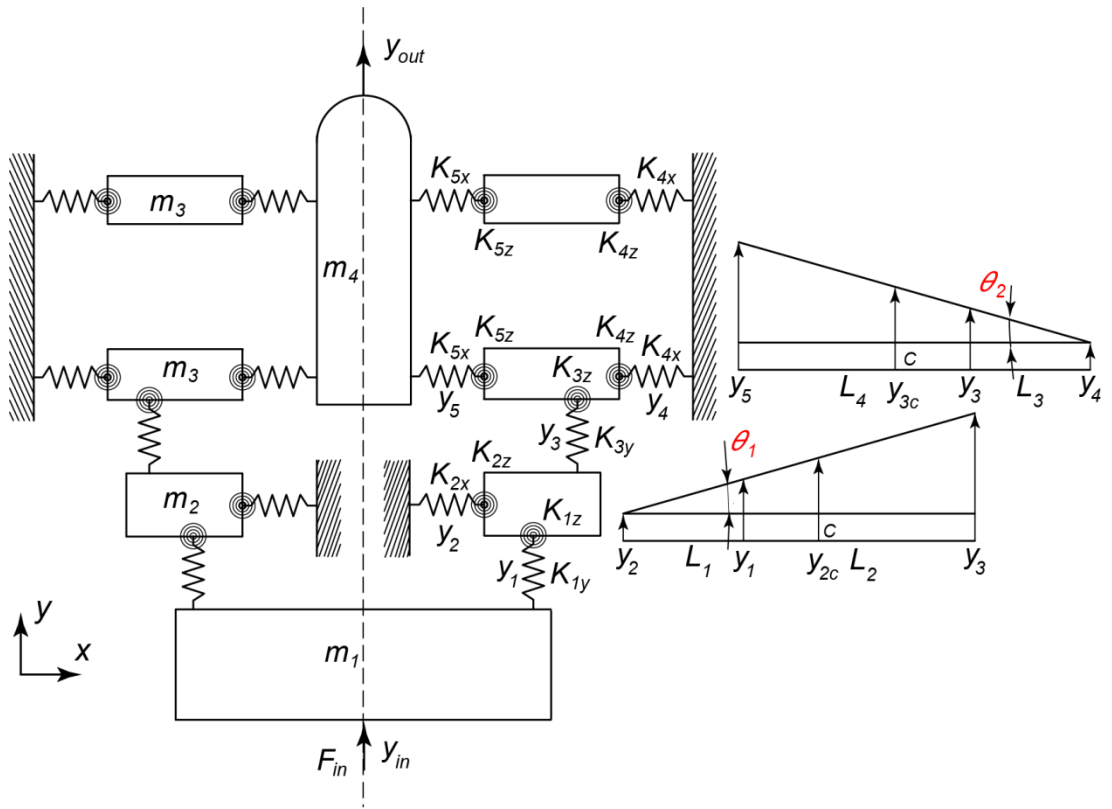
3.5.4. Phân tích động lực học của cơ cấu

Phân tích mô hình toán của cơ cấu giúp đánh giá nhanh cho giai đoạn thiết kế ban đầu, cũng như khả năng dự đoán điều khiển của cơ cấu. Việc sử dụng phương pháp giả cứng [1] coi khớp mềm như các khớp quay cứng truyền thống với lò xo xoắn và các phần còn lại của khớp đàn hồi hoạt động như các liên kết cứng cũng đủ thông tin ban đầu cho nhà thiết kế. Tuy nhiên để tổng quát hơn nghiên cứu này giả sử mỗi khớp đàn hồi có 3 DOF biến dạng theo phương dọc trục, uốn và xoắn được sử dụng để xây dựng mô hình toán về tần số cũng như điều khiển.



Hình 3. 18: Hệ tọa độ của (a) khớp bán nguyệt và (b) mô hình tương đương của khớp

Khớp đàn hồi bán nguyệt trong Hình 3.18(a) được mô hình hóa với 3 DOF như ở Hình 3.18(b). Trong đó khả năng chuyển động theo phương x và y của khớp nối được đặc trưng bởi các lò xo theo các phương này. Đặc điểm chuyển động của khớp nối theo mỗi phương được thể hiện qua tính chất đàn hồi của lò xo tương ứng. Trong cơ cấu phẳng, một khớp nối đàn hồi có 3 bậc tự do gồm 2 bậc tự do tịnh tiến (u_x, u_y) và 1 bậc tự do xoay (θ_z). Các bậc tự do này có thể được thể hiện bằng 3 lò xo (tịnh tiến: k_x, k_y và xoay: k_z) có tính chất xác định theo đặc điểm của từng chuyển động tương ứng.



Hình 3. 19: Mô hình cơ cấu tương đương của CCDH

Trong mô hình hóa cơ cấu như Hình 3.19: (m_i, L_i, θ_j) ($i = 1, 2 \dots 5$), ($j = 1, 2$) lần lượt là khối lượng, chiều dài và góc quay của các thanh cứng tương ứng. Các thông số động lực học của mô hình này bao gồm độ cứng (K_{ix}) , (K_{iy}) và độ cứng xoắn của các khớp đàn hồi dạng bán nguyệt (K_{iz}) và moment quán tính của các thanh cứng (I_i) được tính như ở [83] và được biểu diễn cụ thể như ở phương trình (3.55a đến 3.55g)

Theo tài liệu [2, 103] ta tính được độ cứng (K_{ix}) , (K_{iy}) và (K_{iz})

$$K_{iz} = \frac{1}{C_\theta} \quad (3.55a)$$

trong đó:

$$C_\theta = \frac{\Delta\theta_z}{M_z}$$

$$= \frac{24R}{EhT^3(2R+T)(4R+T)^3} \left[\begin{array}{l} T(4R+T)(6R^2+4RT+T^2) + \\ 6R(2R+T)^2\sqrt{T(4R+T)}\arctan\sqrt{1+\frac{4R}{T}} \end{array} \right] \quad (3.55b)$$

$$K_{ix} = \frac{1}{C_x} \quad (3.55c)$$

trong đó:

$$C_x = \frac{\Delta x}{F_x} = \frac{1}{Eh} \left[\frac{2(2R+T)}{\sqrt{T(4R+T)}} \arctan\sqrt{1+\frac{4R}{T}} - \frac{\pi}{2} \right] \quad (3.55d)$$

$$K_{iy} = \frac{1}{C_y} \quad (3.55e)$$

trong đó:

$$C_y = \frac{\Delta y}{F_y} = \frac{3}{4EhT(2R+T)}$$

$$\left[\begin{array}{l} 2R(2+\pi) + \pi T + \frac{8R^3(44R^2+28RT+5T^2)}{(4R+T)^2T^2} + \frac{1}{\sqrt{T^5(4R+T)^5}} \\ \left\{ (2R+T)\sqrt{T(4R+T)} \left[\frac{24R^3T + (\pi-80)R^4 + 8(3+2\pi)R^2T^2 +}{4(1+2\pi)T^2R} \right] \right\} \\ - \left[8(2R+T)^4(-6R^2+4RT+T^2)\arctan\sqrt{1+\frac{4R}{T}} \right] \end{array} \right] \quad (3.55f)$$

$$I_i = \frac{m_i L_i^2}{12} \quad (3.55g)$$

trong đó E , T_i , R_i h lần lượt là modun đàn hồi của vật liệu, bề rộng nhỏ nhất, bán kính và chiều cao của các khớp đàn hồi;

Tổng quát hóa, động năng của CCDH như ở Hình 3.19 được xác định theo công thức:

$$T_0 = \sum_{i=1}^5 (TE_i + RE_i) = \sum_{i=1}^5 \frac{1}{2} m_i v_i^2 + \sum_{i=1}^2 \frac{1}{2} I_i \dot{\theta}_j^2 \quad (3.56)$$

Triển khai cụ thể công thức tính động năng cho từng khâu, ta có được phương trình (3.57)

$$\begin{aligned}
T_0 &= \frac{1}{2} m_1 (\dot{y}_{in})^2 + m_2 (\dot{y}_{2c})^2 + I_{2c} \dot{\theta}_1^2 + 2m_3 (\dot{y}_{3c})^2 + 2I_{3c} \dot{\theta}_2^2 \\
&\quad + \frac{1}{2} m_4 (\dot{y}_5)^2 \\
&= \frac{1}{2} m_1 (\dot{y}_{in})^2 + m_2 \left(\frac{\dot{y}_2 + \dot{y}_3}{2} \right)^2 + I_{2c} \left(\frac{\dot{y}_3 - \dot{y}_2}{L_1 + L_2} \right)^2 \\
&\quad + 2m_3 \left(\frac{\dot{y}_4 + \dot{y}_5}{2} \right)^2 + 2I_{3c} \left(\frac{\dot{y}_5 - \dot{y}_4}{L_3 + L_4} \right)^2 + \frac{1}{2} m_4 (\dot{y}_5)^2
\end{aligned} \tag{3.57}$$

Tổng thế năng của hệ được tính theo công thức:

$$\begin{aligned}
V &= \sum_{i=1}^5 \frac{1}{2} K_{iy} \Delta y_i^2 + \sum_{i=1}^2 \frac{1}{2} K_{iz} \theta_i^2 \\
&= K_{1y} (y_1 - y_{in})^2 + K_{1z} \theta_1^2 + K_{2z} \theta_1^2 + K_{3z} \theta_2^2 + K_{2x} y_2^2 \\
&\quad + K_{3y} (y_{2c} - y_3)^2 + 2K_{4x} y_4^2 + 2K_{5x} (y_{3c} - y_5)^2 \\
&= K_{1y} \left(y_2 + \frac{L_1 (y_3 - y_2)}{L_1 + L_2} - y_{in} \right)^2 + K_{1z} \left(\frac{y_3 - y_2}{L_1 + L_2} \right)^2 + K_{2z} \left(\frac{y_3 - y_2}{L_1 + L_2} \right)^2 \\
&\quad + K_{3z} \left(\frac{y_5 - y_4}{L_3 + L_4} \right)^2 + K_{2x} y_2^2 + K_{3y} \left(\frac{y_2 - y_3}{2} \right)^2 + 2K_{4x} y_4^2 \\
&\quad + K_{5y} \left(\frac{y_4 - y_5}{2} \right)^2
\end{aligned} \tag{3.58}$$

trong đó (y_j, \dot{y}_j) là chuyển vị và vận tốc của các khâu. Mọi quan hệ giữa các tham số này được mô tả như tại hệ phương trình (3.59).

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1 = y_2 + L_1 \theta_1 \\ y_{2c} = y_2 + \frac{(L_1 + L_2)}{2} \theta_1 \\ y_3 = y_2 + (L_1 + L_2) \theta_1 \\ y_3 = y_4 + L_3 \theta_2 \\ y_{3c} = y_4 + \frac{(L_3 + L_4)}{2} \theta_2 \\ y_5 = y_4 + (L_3 + L_4) \theta_2 \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \dot{y}_1 = \dot{y}_2 + L_1 \dot{\theta}_1 \\ y_{2c} = \dot{y}_2 + \frac{(L_1 + L_2)}{2} \dot{\theta}_1 \\ \dot{y}_3 = \dot{y}_2 + (L_1 + L_2) \dot{\theta}_1 \\ \dot{y}_3 = \dot{y}_4 + L_3 \dot{\theta}_2 \\ \dot{y}_{3c} = \dot{y}_4 + \frac{(L_3 + L_4)}{2} \dot{\theta}_2 \\ \dot{y}_5 = \dot{y}_4 + (L_3 + L_4) \dot{\theta}_2 \end{array} \right. \quad (3.59)$$

Theo Lagrangian ta có $\Gamma = T_0 - V$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{y}_i} \right) - \frac{\partial \Gamma}{\partial y_i} = Q_i \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.60)$$

Thay các phương trình (3.57) – (3.59) vào phương trình (3.60) ta tìm được phương trình chuyển động tổng quát của cơ cấu có dạng:

$$M\ddot{y} + Ky = 0 \quad (3.61)$$

trong đó: M, K là ma trận khối lượng, ma trận độ cứng.

Các phần tử trong ma trận M và K được tính như phương trình (3.62):

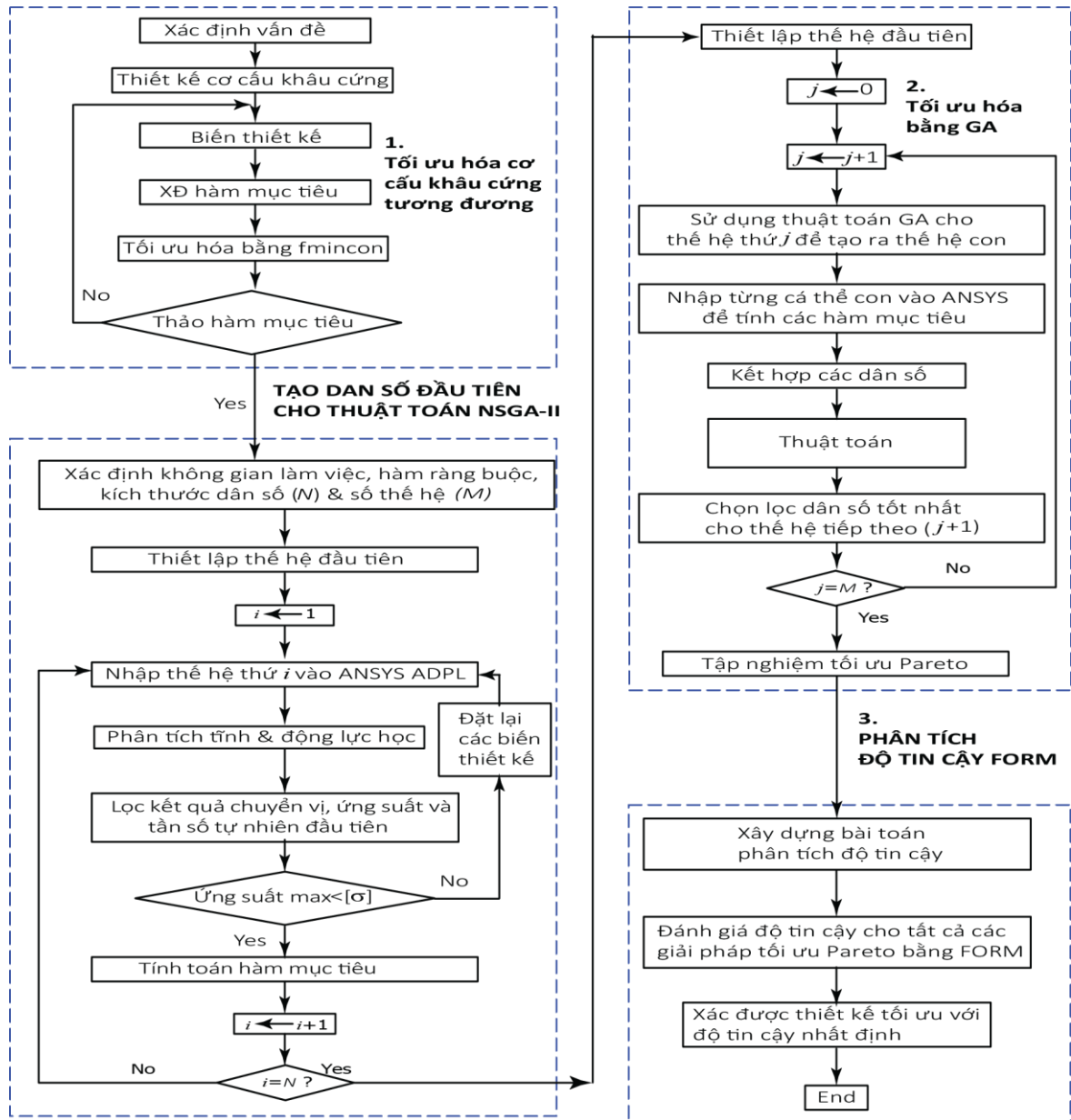
$$M_{ij} = \frac{\partial^2 T_0}{\partial \dot{y}_i \partial \dot{y}_j}; i, j = 1, 2, \dots, n \quad (3.62)$$

$$K_{ij} = \frac{\partial^2 V}{\partial y_i \partial y_j}; i, j = 1, 2, \dots, n$$

Từ phương trình (3.63) ta dễ dàng xác định được tần số tự nhiên ω_0 của hệ [104]

$$Det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (3.63)$$

3.5.5. Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 2



Hình 3. 20: Lưu đồ thuật toán tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy

Mô hình CCĐH định vị chính xác 1 DOF như ở Hình 3.15 sẽ được ứng dụng làm cơ cấu ăn dao trong gia công tiện. Trong phần thiết kế cơ cấu ăn dao này, tác giả đề xuất một thuật toán mới được phát triển gồm ba bước chính của sự kết hợp giữa tối ưu cơ cấu khâu cứng tương đương, tối ưu hóa đa mục tiêu và phân tích độ tin cậy được

đề xuất như giải thuật trong Hình 3.20. Toàn bộ sự kết hợp trên tạo thành bài toán tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy RBDO (Reliability-Based Design Optimization) cho thiết kế CCDH của phần này. Ba bước triển khai của giải thuật được cụ thể hóa như sau:

1. Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương: xác định vấn đề thiết kế, thiết kế cơ cấu, xác định biến thiết kế ban đầu. Xây dựng phương trình mối quan hệ giữa: các biến thiết kế và hàm mục tiêu mong muốn của cơ cấu khâu cứng rồi tối ưu hóa bằng hàm “FMINCON” trong MATLAB.

2. Tối ưu hóa đa mục tiêu của CCDH: để tối ưu hóa thiết kế CCDH, mục tiêu đầu tiên thường là cơ cấu có độ khuếch đại chuyển vị là lớn, nếu còn các mục tiêu khác thì sẽ phụ thuộc vào ứng dụng cụ thể của cơ cấu. Để đảm bảo khả năng làm việc và ứng dụng thực tế trong gia công của cơ cấu ăn dao, phải tạo được chuyển vị đầu ra lớn theo phương y và thích hợp cho gia công tốc độ cao khi cần thiết. Cơ cấu có tần số dao động tự nhiên cao có thể cho phép tăng tốc độ cắt gọt. Do vậy trong bước tối ưu hóa CCDH, hai hàm mục tiêu tiếp tục được chọn là tỷ lệ khuếch đại chuyển vị lớn và tần số tự nhiên cao. Bài toán tối ưu hoá đa mục tiêu này (Multi-objective design optimization (MODO)) sẽ sử dụng thuật toán NSGA – II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto bằng ngôn ngữ lập trình MATLAB.

3. Phân tích độ tin cậy: sau khi các giải pháp tối ưu Pareto của bài toán MODO được tìm thấy, bài toán phân tích độ tin cậy được xây dựng bằng cách tính đến độ không đảm bảo của dữ liệu đầu vào của bài toán như lực cắt khi gia công thay đổi do sự không đồng nhất của vật liệu, giá trị thật của từng biến thiết kế của cơ cấu sau gia công và chuyển vị không mong muốn do dung sai lắp ghép, ứng suất chảy của vật liệu các yếu tố này phụ thuộc vào đặc điểm kỹ thuật của yêu cầu của ứng dụng thực tế. Trong các bài toán này, các ràng buộc của bài toán MODO thường được coi là các hàm trạng thái giới hạn để đánh giá độ tin cậy của các giải pháp tối ưu thu được.

3.5.5.1. Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương

Cơ cấu khâu cứng tương đương (PRBM) của CCDH như ở Hình 3.16 và độ khuếch đại chuyển vị được tính ở phương trình (3.36) được dùng để thiết lập bài toán tối ưu hóa ở phần này. Trong đó, mục tiêu tối ưu là độ khuếch đại chuyển vị $A_{amp} = 3$ để dung hòa giữa hành trình lớn nhất của PZT thường không lớn so với độ phân giải chuyển động của PZT cũng bị gia tăng nếu độ khuếch đại quá lớn. Các biến thiết kế và giới hạn của chúng, hàm mục tiêu cũng như các hàm ràng buộc cần thiết được tổng hợp như tại Bảng 3.7. Trong nghiên cứu này, bài toán tối ưu hóa cơ cấu PRBM sử dụng hàm “FMINCON” trong MATLAB để tối ưu hóa phương trình (3.64). Kết quả tối ưu cho các biến thiết kế được trình bày tại Bảng 3.8.

Bảng 3. 7: Bài toán tối ưu hóa cơ cấu PRBM

1. Hàm mục tiêu: $Min A_{amp} - 3 $	(3.64)
2. Biến thiết kế: $L_{OM}, L_{ON}, L_{O_1N}, L_{O_1P}$	
3. Điều kiện biên:	
(i) Giới hạn các biến thiết kế (mm)	
$10 \leq L_{OM} \leq 20$	(3.65)
$15 \leq L_{ON} \leq 30$	(3.66)
$10 \leq L_{O_1N} \leq 20$	(3.67)
$25 \leq L_{O_1P} \leq 40$	(3.68)
(ii) Điều kiện ràng buộc :	
$L_{ON} + L_{O_1N} = 40$	(3.69)
$L_{O_1P} - L_{O_1N} = 20$	(3.70)

Bảng 3. 8: Giá trị tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng của các biến thiết kế

Các biến	Giá trị (mm)	Các biến	Giá trị (mm)
L_{OM}	15	L_{O_1N}	15
L_{ON}	25	L_{O_1P}	35

3.5.5.2. Tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi dùng GA

CCĐH tương ứng cơ cấu khâu cứng đã được tối ưu hóa có dạng như ở Hình 3.15. Không gian thiết kế của cơ cấu ăn dao được giới hạn trong phạm vi $(100 \times 50 \times 30)$ mm³, đảm bảo nhỏ gọn và phù hợp cho quá trình lắp ráp sau này vào máy tiện. Nguyên lý làm việc chính của CCĐH là nhờ vào quá trình biến dạng của cơ cấu để truyền chuyển động. Tuy nhiên, biến dạng này phải đảm bảo luôn nằm trong giới hạn đàn hồi của vật liệu và cho phép cơ cấu chịu được độ bền mỏi cao.

Để đảm bảo rằng cơ cấu hoạt động trong vùng biến dạng đàn hồi, ứng suất lớn nhất của kết cấu phải thấp hơn ứng suất cho phép của vật liệu, khi chuyển vị lớn nhất được tạo ra. Đối với thiết kế, ứng suất lớn nhất σ_{max} xảy ra khi đạt đến góc quay lớn nhất θ_{max} của một trong các khớp đàn hồi bán nguyệt. Ứng suất lớn nhất phải thấp hơn nhiều so với ứng suất chảy của vật liệu σ_y [105, 106], cụ thể là:

$$\sigma_{max} = \frac{E(1 + \eta)^{9/20}}{\eta^2 f(\eta)} \theta_{max} < \frac{\sigma_y}{SF} \quad (3.71)$$

trong đó $\eta = T/2R$ là hệ số không thứ nguyên; T và R lần lượt là độ dày và bán kính của khớp đàn hồi bán nguyệt; $f(\eta)$ là hàm của η [105, 106], và SF là hệ số an toàn.

Để tạo được chuyển vị lớn cho CCĐH, cần phải giảm độ dày T của khớp đàn hồi. Do vậy, các biến thiết kế tại bước tính toán này là bề rộng nhỏ nhất của các khớp (T_i) như trên Hình 3.17. Giới hạn của các biến thiết kế, điều kiện ràng buộc, hàm mục tiêu của bài toán tối ưu hóa này được thể hiện chi tiết như Bảng 3.9. Để loại bớt các thiết kế không khả thi trong quá trình giải bài toán MODO, các điều kiện ràng buộc về yêu cầu ứng suất tập trung tại các khớp đàn hồi phải nhỏ như ở phương trình (3.81).

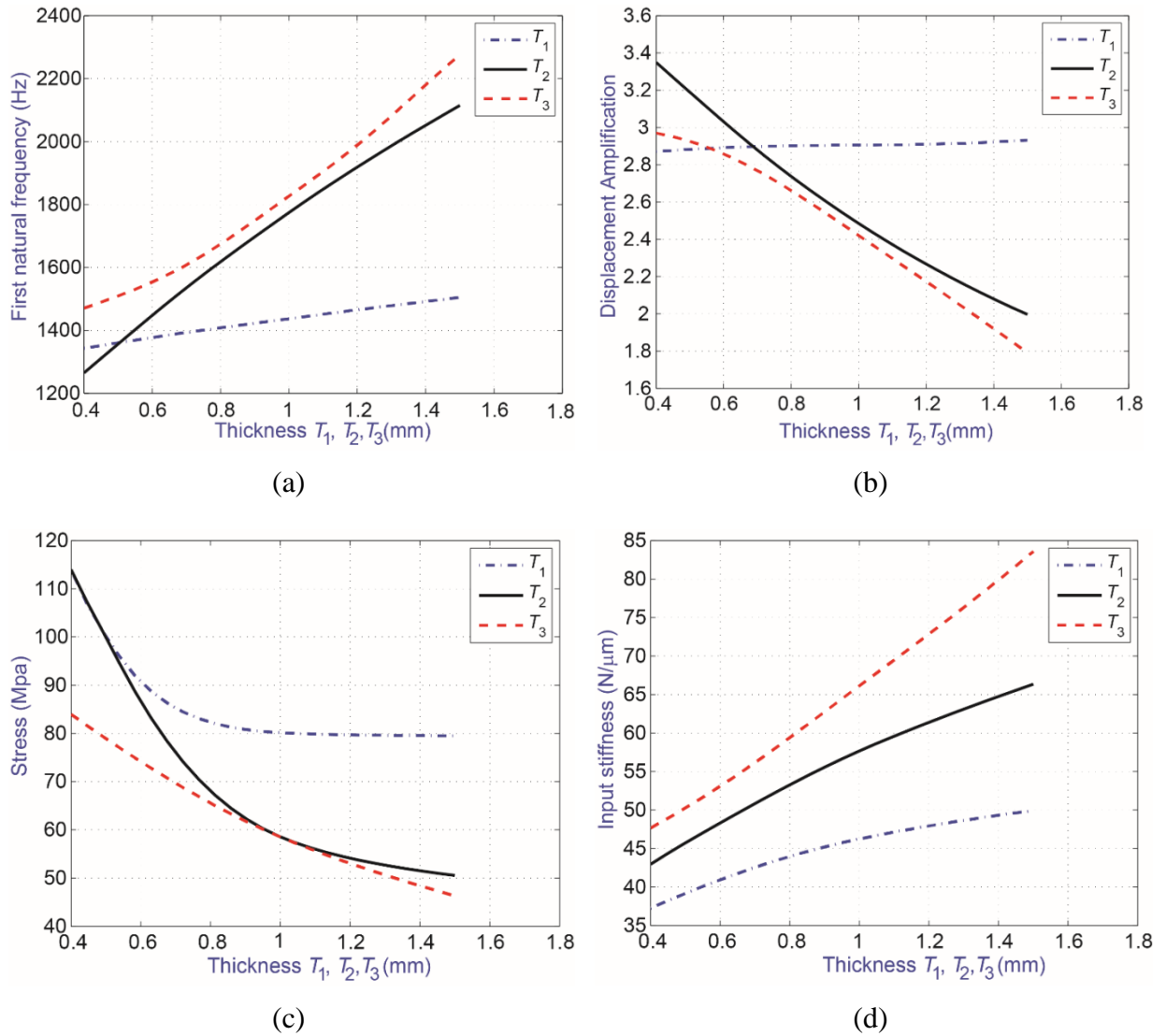
Bảng 3. 9: Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu cơ cấu đàn hồi

1. Hàm mục tiêu:	
$f_1 = \text{Max}(f_0)$	(3.72)
$f_2 = \text{Max}\left(\frac{y_{out}}{y_{in}}\right)$	(3.73)
2. Hàm trạng thái giới hạn (*):	
$\{G(F_i, u_x, \sigma_m) - D_0 \leq 0\} \geq \Phi(\beta), i = x, y, z$	(3.74)
Độ tin cậy $R \geq 98\%$	
3. Biến thiết kế: T_1, T_2, T_3	
4. Điều kiện biên:	
(i)Giới hạn biến thiết kế (mm)	
$0,4 \leq T_1, T_2, T_3 \leq 1,5$	(3.75)
(ii)Độ cứng đầu vào của cơ cấu:	
$K_{in} \leq 0,15K_{pzt} \quad (K_{pzt} = 480 \text{ N}/\mu\text{m})$	(3.76)
(iii)Lực khi cắt (N) (*):	
$g_1 = 50 - F_{z-\text{Lực cắt}} \leq 0$	(3.77)
	$F_{z-\text{Lực cắt}} \sim \text{Normal}(50, 10)$
$g_2 = 50 - F_{x-\text{Lực chạy dao}} \leq 0$	(3.78)
	$F_{x-\text{Lực chạy dao}} \sim \text{Normal}(50, 10)$
$g_3 = 200 - F_{y-\text{Lực hướng kính}} \leq 0$	(3.79)
	$F_{y-\text{Lực hướng kính}} \sim \text{Normal}(200, 50)$
(iv)Chuyển động không mong muốn theo trục x (μm) (*):	
$g_4 = 0,01 - u_x \leq 0$	(3.80)
	$u_x \sim \text{Normal}(0,01, 0,005)$
(v)Ứng suất lớn nhất:	
$g_5 = \sigma_m \leq \frac{\sigma_y}{SF}$	(3.81)

Note: (*) Các hàm này được bổ sung thêm khi phân tích độ tin cậy của kết cấu.

Giải thuật di truyền tại bước 2 này được triển khai trong môi trường MATLAB có tích hợp với ANSYS ADPL để tối ưu hóa kích thước của cơ cấu. Sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng ứng xử của cơ cấu. Mô hình phân tử dạng mặt được sử dụng để kiểm tra điều kiện ràng buộc và các hàm mục tiêu. Ở đây phân tử dạng mặt PLANE82 được chọn để phân tích và mô phỏng bài toán thiết kế. Vật liệu của cơ cấu là hợp kim nhôm (7075 – T6) với các thông số của vật liệu như sau: modul đàn hồi $E = 71,7 \text{ GPa}$, hệ số Poisson là 0,33 giới hạn đàn hồi là 503 MPa và khối lượng riêng $\rho =$

2810 kg/m³. Tổng số phần tử dạng mặt được chia lưới trong FEM cho thiết kế của bài toán là 22638 phần tử. Trong quá trình tối ưu hóa số lượng thể hệ được thiết lập là 100 thể hệ và dân số của mỗi thể hệ là 20.



Hình 3. 21: Độ nhạy của biến thiết kế so với hàm mục tiêu: (a) tần số; (b) hệ số khuếch đại chuyển vị; (c) ứng suất; (d) độ cứng input

Phân tích độ nhạy của các biến thiết kế cho phép loại bỏ các biến ít ảnh hưởng đến thiết kế và mở rộng vùng hoạt động (giới hạn) của biến thiết kế ảnh hưởng lớn nhất đến hàm mục tiêu mong muốn của thiết kế. Ngoài ra, phân tích độ nhạy của các biến

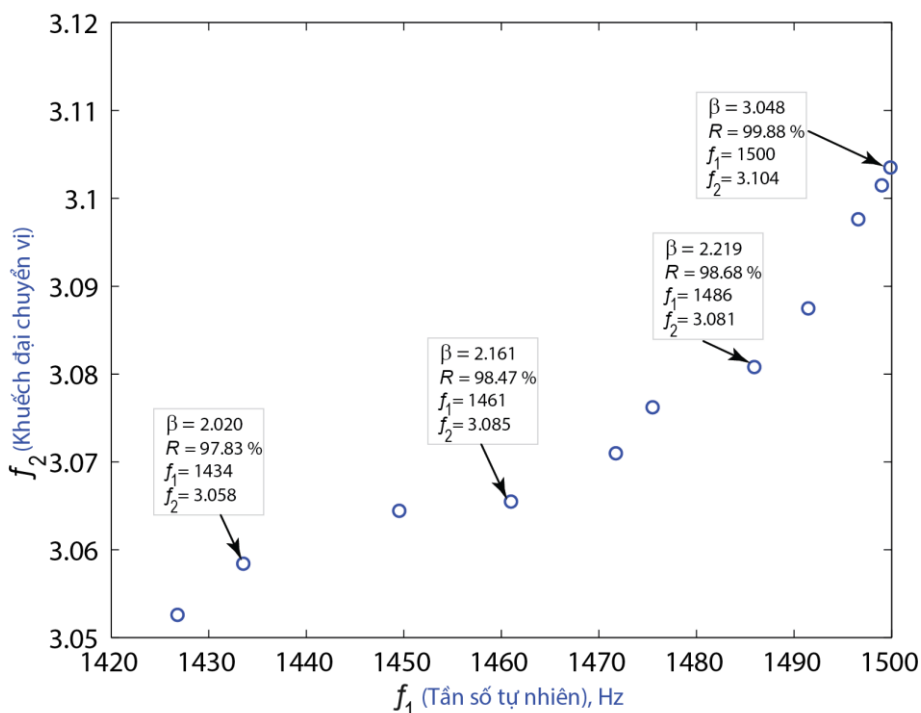
thiết kế, làm tăng khả năng hội tụ của hàm mục tiêu và làm giảm tiêu hao dung lượng bộ nhớ máy tính, giảm thời gian xử lý bài toán. Ảnh hưởng của sự thay đổi độ dày T_1 , T_2 và T_3 đối với các đặc tính của cơ cấu ăn dao được trình bày trong Hình 3.21. Tần số tự nhiên của cơ cấu tăng dần khi các thông số thiết kế tăng, chẳng hạn như T_1 , T_2 và T_3 Hình 3.21(a). Hình 3.21(b) cho thấy rằng tỉ lệ khuếch đại dịch chuyển của cơ cấu giảm xuống khi tăng T_2 và T_3 . Ngược lại, tỉ lệ này lại tăng lên khi ta tăng T_1 . Khi ta tăng T_1 , T_2 và T_3 như trong Hình 3.21(c) và Hình 3.21(d) thì ứng suất giảm, độ cứng đầu vào của cơ cấu tăng, điều này hiển nhiên và đã được dự báo trên cơ sở lý thuyết CCDH cũng như trong phương trình (3.71). Từ việc phân tích độ nhạy của biến thiết kế với hàm mục tiêu và hàm ràng buộc ta dễ dàng chọn được cận trên và cận dưới của biến thiết kế và dự báo sơ bộ về hàm mục tiêu có thể hội tụ, điều kiện ràng buộc và giúp giải bài toán nhanh hơn, tiết kiệm thời gian.

3.5.5.3. Tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy

Sau khi giải quyết vấn đề tối ưu hóa có ràng buộc, giải pháp tối ưu thường nhận được trên các ranh giới ràng buộc hoặc ranh giới của các miền an toàn và không an toàn. Theo cách này, nếu chúng ta tính đến các biến động ngẫu nhiên của các biến đầu vào, kết quả giải pháp tối ưu sẽ dao động và trong nhiều trường hợp, giải pháp tối ưu sẽ rơi vào vùng không an toàn. Theo nghĩa hình học, giải một bài toán tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy có nghĩa là chuyên giải pháp tối ưu nằm ở ranh giới của các ràng buộc vào sâu trong miền an toàn (miền thỏa mãn các ràng buộc).

Mô hình bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu ở Bảng 3.9 được bổ sung thêm các phương trình (*) cho bài toán phân tích độ tin cậy. Trong thiết kế này ràng buộc để đảm bảo cơ cấu có độ phân giải micron, độ cứng vững và giảm thiểu tối đa sai số khi chuyển vị thì chuyển động ký sinh theo phương x phải thỏa mãn phương trình (3.80) coi là hàm trạng thái giới hạn. Ngoài ra, để đảm bảo cơ cấu ăn dao gia công được, một hàm trạng thái giới hạn về lực cắt được thiết lập thỏa mãn các phương trình (3.77) – (3.79). Dựa vào bài toán thiết kế hàm mục tiêu là hàm ẩn và ưu điểm của phương pháp

phân tích độ tin cậy bậc nhất (FORM) xử lý bài toán thiết kế các hàm mục tiêu là hàm ẩn và giảm thời gian tính toán so với phương pháp mô phỏng Monte Carlo và phân tích độ tin cậy bậc hai (SORM) như đã phân tích tại chương 1, phương pháp FORM được chọn cho bước thiết kế thứ 3 này. Trong bước này, giá trị của các biến thiết kế đã được biết trước. Do đó, các bài toán phân tích độ tin cậy chỉ liên quan đến các tham số ngẫu nhiên và do đó được giải quyết như các bài toán phân tích độ tin cậy thông thường.



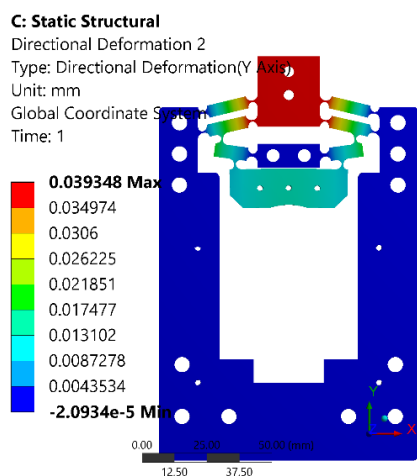
Hình 3. 22: Đồ thị Pareto tối ưu độ tin cậy

Hình 3.22 biểu diễn đồ thị Pareto tối ưu độ tin cậy. Mục tiêu của bài toán là cực đại hóa hàm f_1 (tần số tự nhiên) và đồng thời cực đại hàm f_2 (tỷ lệ khuếch đại chuyển vị). Nghiệm thiết kế Pareto trong Hình 3.22 có rất nhiều sự lựa chọn các điểm thiết kế tối ưu độ tin cậy, đây là một ưu điểm của phương pháp tối ưu độ tin cậy này. Trong Hình 3.22 thiết kế được chọn có chỉ số độ tin cậy $\beta = 3,048$, độ tin cậy $R = 99,88 \%$, hàm mục tiêu $f_1 = 1500$ Hz, $f_2 = 3,104$, thỏa mãn yêu cầu của bài toán đặt ra như điều kiện ràng buộc, hàm mục tiêu và độ tin cậy. Kết quả của bài toán tối ưu thiết kế dựa trên độ tin cậy được tổng hợp tại Bảng 3.10.

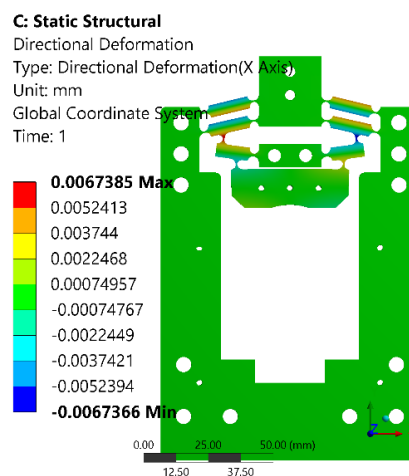
Bảng 3. 10: Kết quả tối ưu hóa

Biến thiết kế	Giá trị (mm)	Biến thiết kế	Giá trị
T_1	1,2	f_2	3,104
T_2	0,61	σ_{max}	73,2 MPa
T_3	0,6	$D_{out} (D_y)$	40,0 μm
f_1	1500 Hz	δ_x	0 μm
R	99,88 %	β	3,048

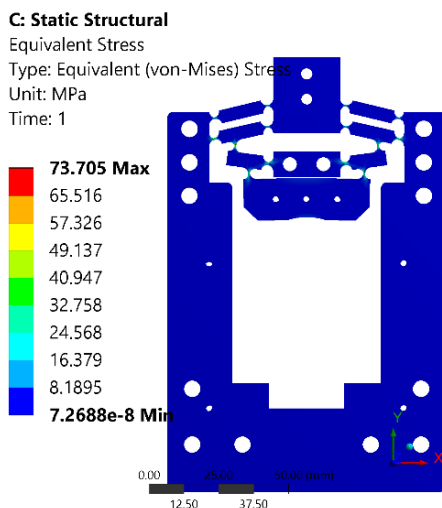
3.5.5.4. Đánh giá thiết kế tối ưu



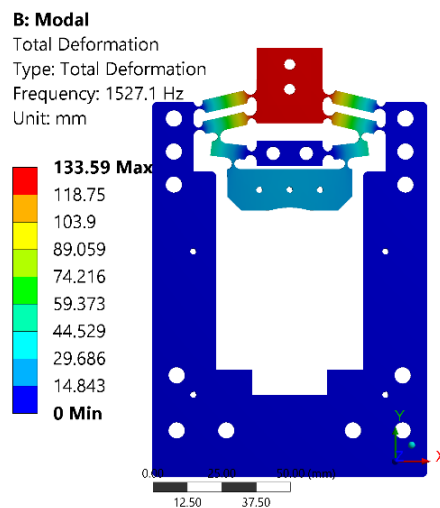
(a)



(b)



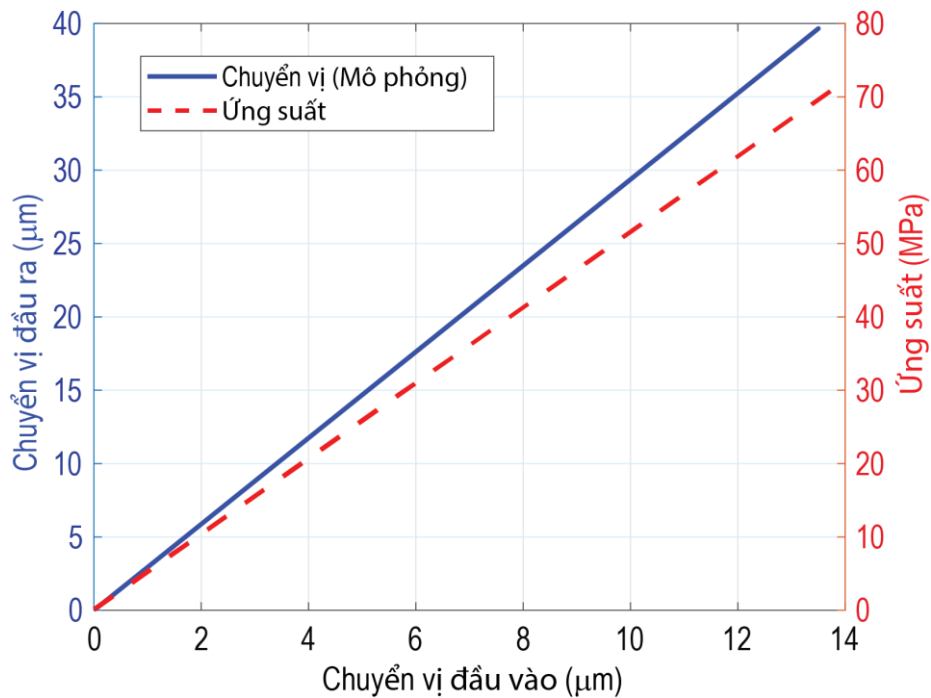
(c)



(d)

Hình 3. 23: Kết quả mô phỏng: (a) chuyển vị theo y, (b) chuyển vị theo x, (c) ứng suất, (d) tần số

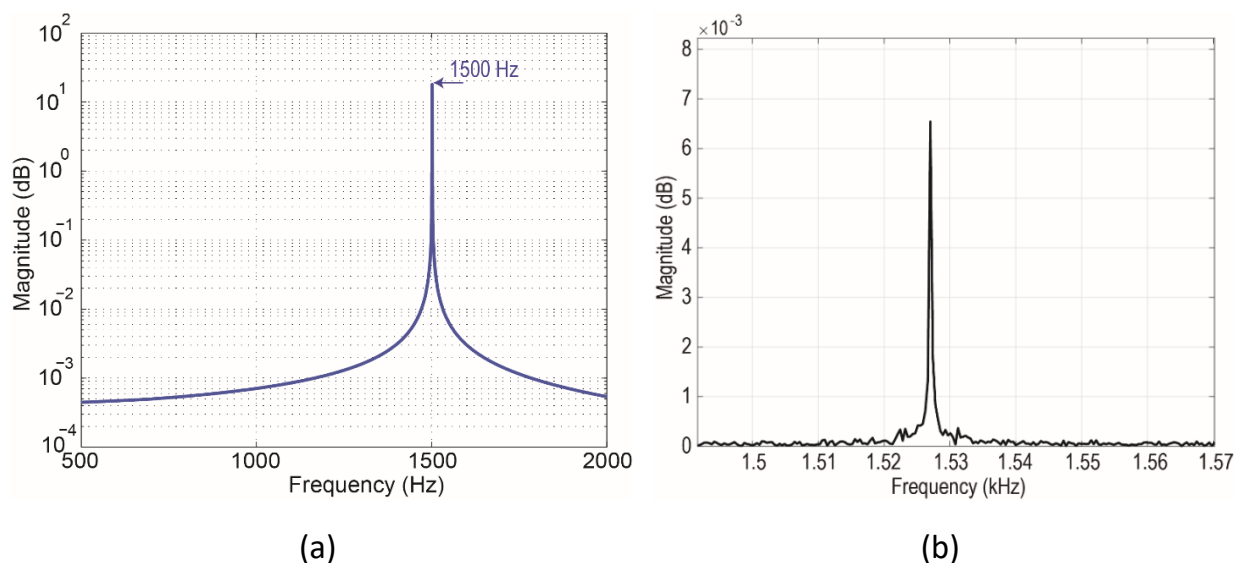
Sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng chuyển vị, ứng suất của cơ cấu. Thông qua kết quả mô phỏng ta có thể kiểm tra và đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu. Thiết kế tối ưu được tìm ra trong Bảng 3.8 và Bảng 3.10 được dựng lại mô hình 3D bằng phần mềm INVENTOR và được mô phỏng lại trên phần mềm ANSYS Workbench. Mục đích của bước này là để kiểm tra lại kết quả của ứng suất, chuyển vị và tần số cho thiết kế tối ưu. Các kết quả mô phỏng được thể hiện qua Hình 3.23 và Hình 3.24.



Hình 3. 24: Kết quả mô phỏng chuyển vị, ứng suất

Qua Hình 3.23 và Hình 3.24 ta thấy, với chuyển vị đầu vào của cơ cấu $D_{in} = 13,5 \mu\text{m}$ thì chuyển vị đầu ra của cơ cấu $D_{out} = 39,65 \mu\text{m}$ tương ứng với độ khuếch đại của cơ cấu là $A_{amp} = 2,937$ và chuyển vị kí sinh theo phương x của đầu gá dụng cụ cắt $\delta_x = 0 \mu\text{m}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $\sigma_{max} = 73,705 \text{ MPa}$ thỏa mãn điều kiện ràng buộc về độ bền vật liệu của cơ cấu. Sử dụng phương pháp FEA trong phần mềm ANSYS ADPL để tính đoán độ cứng của cơ cấu. Khi ta cho lực đầu vào F_{in} tác dụng vào đầu vào của cơ cấu ăn dao, thu được chuyển vị đầu vào của cơ cấu là $y_{in} = 13,5 \mu\text{m}$. Ta tính được độ cứng đầu vào của cơ cấu ăn dao $K_{in} = 59,26 \text{ N}/\mu\text{m}$ ($F_{in} = 800 \text{ N}$). Tương tự khi ta tác dụng lực F_{out} vào đầu ra của cơ cấu, thu được chuyển vị đầu ra $y_{out} = 39,65 \mu\text{m}$. Ta tính được độ cứng đầu ra của cơ cấu ăn dao $K_{out} = 5,2 \text{ N}/\mu\text{m}$

($F_{out} = 50N$). Đồ thị mối quan hệ giữa chuyển vị đầu vào – chuyển vị đầu ra của cơ cấu được thể hiện qua Hình 3.24. Theo đồ thị, kết quả mô phỏng như Hình 3.24 là một hàm tuyến tính rất ổn định trong phạm vi hoạt động của chuyển vị đầu vào trong giải từ 0 – 13,5 μm và khoảng chuyển vị đầu ra tương ứng với tỷ lệ khuếch đại chuyển vị là 3.



Hình 3. 25: Kiểm tra tần số tự nhiên đầu tiên: (a): Mô phỏng; (b): Thực nghiệm

Hình 3.25 cho thấy tần số tự nhiên đầu tiên $f_0 = 1500$ Hz phù hợp với mục tiêu của bài toán. Sai số giữa kết quả mô phỏng với kết quả tối ưu là do các biến thiết kế đã được làm tròn số, để thuận tiện cho việc gia công.

Bảng 3. 11: Kết quả nghiên cứu của luận án so sánh với kết quả nghiên cứu trước.

Các nghiên cứu	Tần số tự nhiên (Hz)	Tỷ lệ khuếch đại	Ứng suất max (MPa)
Wang [98]	398,8	1,21	53
Ding [59]	156,77	unknown	94,636
Kurniawan[61]	480	3	unknown
Li [91]& Liang [60]	200	2,8725	260,65
Luận án (thiết kế 1)	265,5	3,0001	43,9
Luận án (thiết kế 2)	1527,4	3,0001	73,7

Tần số tự nhiên, tỷ lệ khuếch đại và ứng suất tập trung lớn nhất của cơ cấu được so sánh với các nghiên cứu trước đây trong Bảng 3.11. Kết quả so sánh cho thấy rằng

với tỷ lệ khuếch đại bằng 3,0, cơ cấu có tần số tự nhiên đầu tiên lớn hơn rất nhiều so với các nghiên cứu trước đó, ứng suất tập trung tương đối nhỏ. Các đặc tính này cực kỳ hữu ích cho không chỉ cơ cấu dẫn động tiến dao có độ chính xác cao mà còn có khả năng ứng dụng trong gia công hỗ trợ rung làm việc ở tốc độ cao.

Nhận xét, kết luận:

Thiết kế, tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy và mô phỏng được cơ cấu ăn dao có độ khuếch đại về chuyển vị bằng 3, tần số tự nhiên lớn $f = 1527,4$ Hz, ứng suất nhỏ 73,7 MPa, chuyển động không mong muốn của cơ cấu không đáng kể. Ứng suất và chuyển động không mong muốn rất nhỏ so với các nghiên cứu trước, là do thiết kế 2 này được thiết kế đối xứng cùng với việc sử dụng cơ cấu bốn khâu bản lề kép để dẫn hướng cho dụng cụ cắt, đây là ưu điểm của thiết kế này so với thiết kế trước. Chuyển động không mong muốn không đáng kể giúp cho cơ cấu hoạt động luôn có độ chính xác cao về vị trí định vị mũi dao khi gia công. Tần số tự nhiên lớn nhờ cơ cấu có độ cứng vững và đối xứng cao, khối lượng nhẹ, nhỏ gọn, đặc biệt tốt cho việc gia công ở tốc độ cao.

Cũng tương tự như thiết kế kiểu 1, kết cấu của cơ cấu này là sự kết hợp các thanh cứng và khớp đàn hồi dựa trên cơ cấu khâu cứng tương đương. Sử dụng bộ khuếch đại chuyển vị là cơ cấu đòn bẩy, cơ cấu bốn khâu bản lề kép làm giảm chuyển động không mong muốn và tăng độ cứng vững.

Thiết kế được tối ưu hóa một cách tổng quát từ tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng, tối ưu hóa CCDH, phân tích độ tin cậy có ảnh hưởng của lực cắt, chuyển vị đầu vào của PZT và ứng suất chảy của vật liệu.

Ứng dụng của cơ cấu rất phù hợp cho gia công tinh, cũng như được gắn trên các máy tiện cơ, máy tiện CNC thông thường hay máy chính xác khi tiến hành tiện chính xác ở micron/nano.

Chương 4

THỰC NGHIỆM VÀ ĐIỀU KHIỂN CƠ CẤU ẮN DAO

Để kiểm chứng sự chính xác của việc xây dựng mô hình toán và tối ưu hóa thiết kế ở các chương trước. Các kích thước thiết kế tối ưu được chọn là kích thước thiết kế để gia công và được đo kiểm bằng thực tế. Các thực nghiệm nhằm kiểm tra khả năng hoạt động của thiết kế như tần số tự nhiên, chuyển vị, chuyển vị không mong muốn và độ cứng của thiết kế. Các thông số này được so sánh với lý thuyết và mô phỏng. Ngoài ra, để đánh giá khả năng ứng dụng của cơ cấu thì cơ cấu còn được lắp trên máy tiện để gia công vật liệu thép C45 nhằm đánh giá độ chính xác vị trí của mũi dao tiện, độ nhám và nhiệt cắt khi gia công.

Các thiết bị đo được sử dụng trong luận án

- ❖ Cảm biến laser không tiếp xúc đo khoảng cách dịch chuyển



Hình 4. 1: Cảm biến laser LK – G30 đo khoảng cách

Bảng 4. 1: Thông số của cảm biến laser LK – G30

Kí hiệu	Keyence LK-G30	Tần số lấy mẫu	50 kHz
Phạm vi đo	± 5 mm	Nguồn cấp	24 V DC
Độ chính xác	0,01 μ m	Tín hiệu đầu ra	0 ÷ 10 V

❖ **Thiết bị thu thập dữ liệu Card NI myRIO 1900**



Hình 4. 2: Card NI myRIO 1900

Bảng 4. 2: Thông số của Card NI myRIO 1900

Kí hiệu	NI myRIO 1900	Tần số lấy mẫu	500 kHz
Độ phân giải	12 bits	Nguồn cấp	15 V DC
Độ chính xác	± 50 mV	Tín hiệu đầu ra	$0 \div 5$ V

❖ **Cảm biến nhiệt độ**



Hình 4. 3: Cảm biến nhiệt độ

Bảng 4. 3: Thông số của cảm biến nhiệt độ

Kí hiệu	Keyence IT2-02/IT-50	Tần số lấy mẫu	500 Hz
Phạm vi đo	$0 \div 500^0$ C	Nguồn cấp	24 V DC
Độ chính xác	$\pm 1\%$	Tín hiệu đầu ra	$0 \div 10$ V

❖ Máy đo độ nhám bề mặt



SJ-210

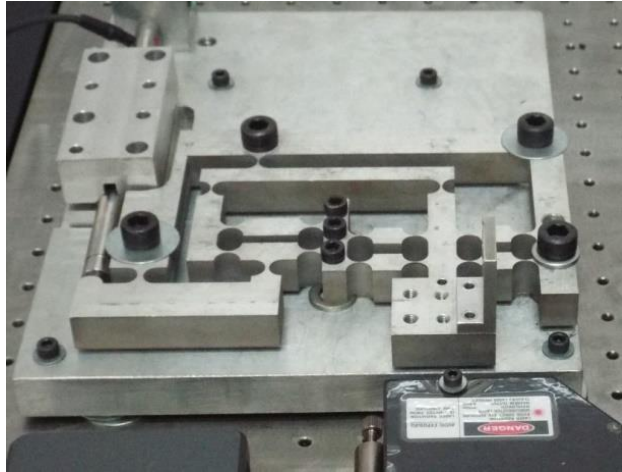
Hình 4. 4: Máy đo độ nhám bề mặt SJ – 210, Mututoyo, Nhật Bản

Bảng 4. 4: Thông số kỹ thuật của máy đo nhám SJ-210

Khoảng đo	Trục X : 17,5mm (chiều dài mẫu kiểm tra lớn nhất) Trục Z (đầu đo): 360 μ m (-200 μ m tới 160 μ m) (Chiều cao độ nhám lớn nhất)
Tốc độ đo	0,25mm/s, 0,5mm/s, 0,75mm/s
Tiêu chuẩn đo	JIS1982/ JIS1994/ JIS2001/ ISO1997/ ANSI/ VDA
Thang đo	Ra, Rq, Rz, Ry, Rv, Rt, R3z, Rsk, Rku, Rc, R _{Pc} , R _{Sm} , R _{max} *1 Rz1max, S, HSC, RzJIS*2...

4.1. Thực nghiệm và điều khiển thiết kế kiểu 1

Thiết kế tối ưu của cơ cấu ăn dao theo thiết kế 1 với các thông số kích thước cụ thể như tại Bảng 3.2 và Bảng 3.5 được gia công bằng phương pháp cắt dây EDM từ vật liệu AL – 7075. Hình ảnh cơ cấu sau khi gia công như tại Hình 4.5. Trong phần thực nghiệm này NCS sẽ tiến hành kiểm tra tần số tự nhiên, chuyển vị và chuyển vị không mong muốn của thiết kế. Ngoài ra, cơ cấu còn được điều khiển vòng hở và vòng kín chuyển vị đầu ra mong muốn của thiết kế.



Hình 4. 5: Chế tạo nguyên mẫu cơ cấu ăn dao chính xác kiểu 1

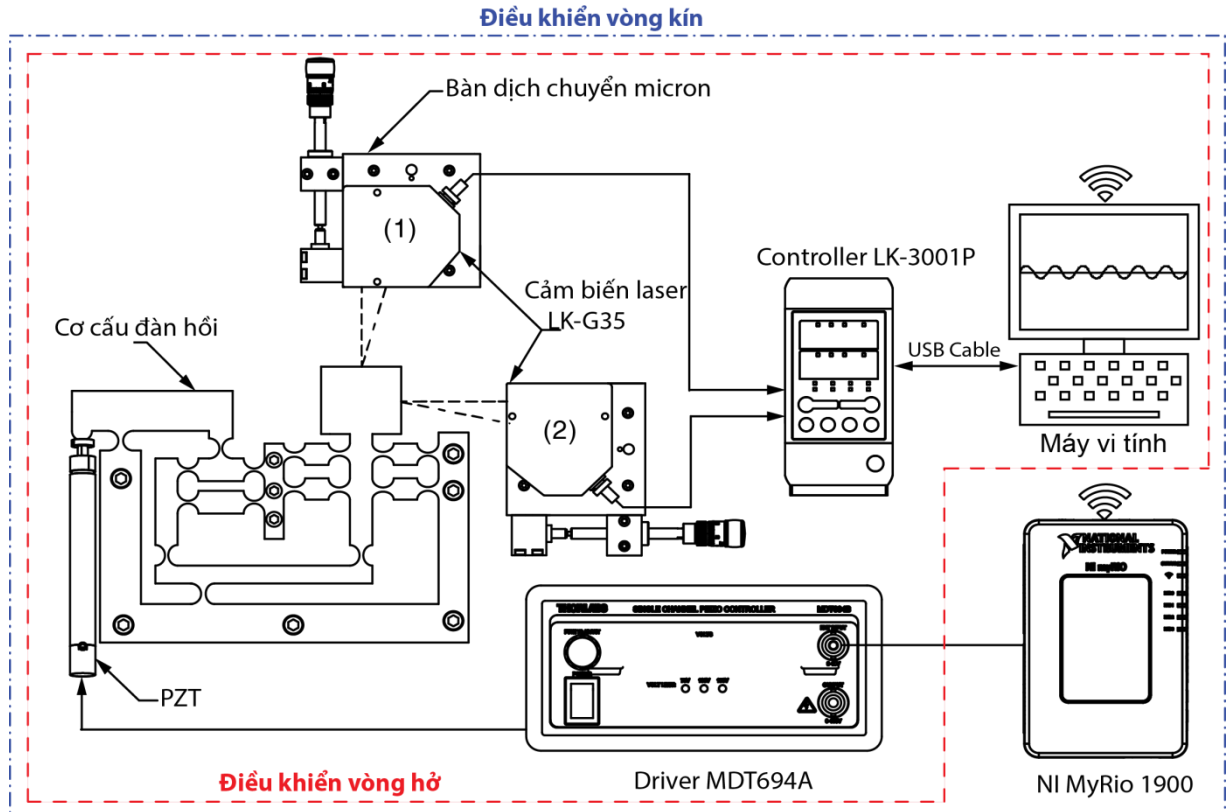
4.1.1. Kiểm tra tần số dao động tự nhiên.

Để đảm bảo cơ cấu ăn dao khi tiện không bị cộng hưởng và sự chính xác của tính toán lý thuyết, mô phỏng và tối ưu hóa thì việc kiểm tra tần số tự nhiên rất quan trọng.

Đối với thiết kế 1, NCS sử dụng cơ cấu chấp hành PZT PSA015 của hãng THORLABS, Inc. (USA) để kích hoạt cơ cấu ăn dao. PZT này có thể tạo chuyển vị không tải lớn nhất 100 μm và độ cứng của một miếng PZT là 60 $\text{N}/\mu\text{m}$.

Để xác định tần số tự nhiên của cơ cấu ăn dao, một tín hiệu sóng hình sin với tần số thay đổi liên tục được sử dụng để kích thích PZT theo hướng trục y. Phản ứng dịch chuyển theo hướng y của cơ cấu ăn dao được ghi lại bằng một cảm biến laser đo không tiếp xúc và phân tích bằng phép biến đổi Fourier (FFT). Kết quả đo được thể hiện trong Hình 3.14. Trong đó tần số tại đỉnh thứ nhất tương ứng với tần số cộng hưởng thứ nhất là 260,9 Hz. Kết quả đo này nhỏ hơn một chút so với kết quả mô phỏng bằng FEA. Sai lệch này một phần do sai số gia công và sự chưa hoàn hảo của quá trình lắp đặt kết cấu.

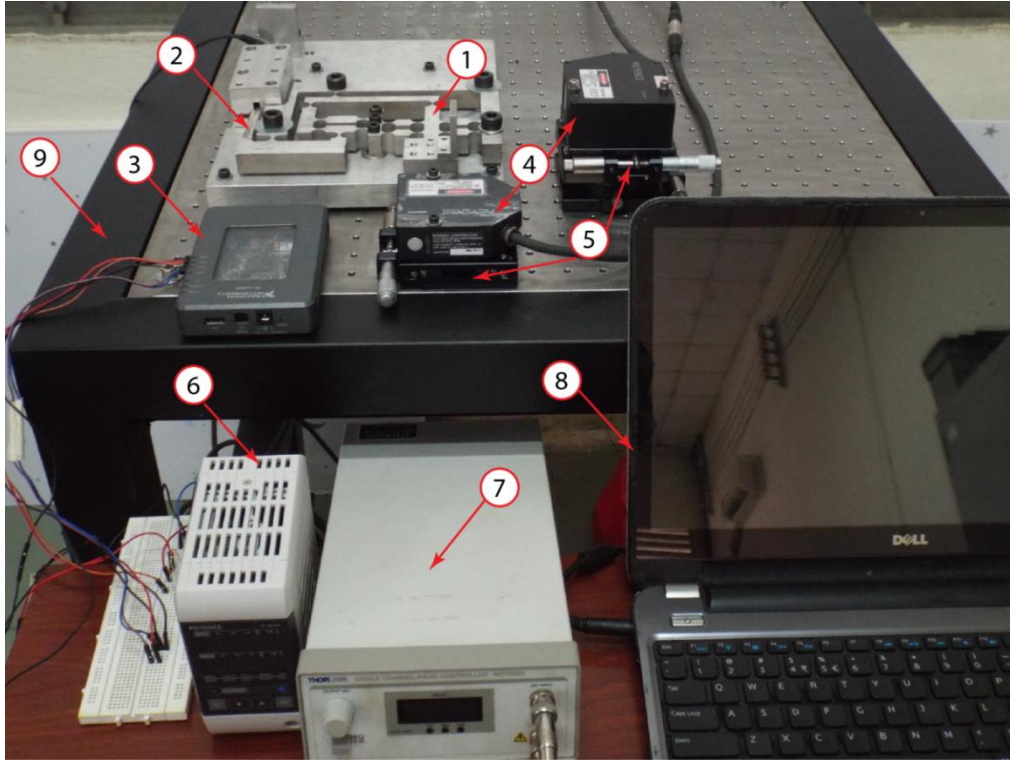
4.1.2. Thực nghiệm điều khiển vòng hở



Hình 4. 6: Mô hình lắp đặt thí nghiệm điều khiển vòng hở và vòng kín.

Để kiểm tra hiệu quả của quá trình điều khiển vị trí cơ cấu ăn dao theo phương pháp điều khiển vòng hở, NCS đã bố trí mô hình thực nghiệm Hình 4.6. Trong đó, một bộ điều khiển MDT694A (Piezo System, THORLABS, Inc.) được sử dụng để tạo sóng và đồng thời khuếch đại điện áp đầu vào cho PZT. Để đo chuyển vị đầu vào, đầu ra, chuyển vị ký sinh của cơ cấu, hai cảm biến dịch chuyển laser không tiếp xúc LK – G35 (Keyence Corporation, Japan) được sử dụng với độ chính xác 0,01 μm và có dải đo ± 5 mm. Hai bàn dịch chuyển micro được dùng để điều chỉnh tiêu cự cho các cảm biến laser. Ngoài ra, một card điều khiển NI myRIO 1900 (National Instruments, USA) được sử dụng để tạo ra tín hiệu tương tự và thu được các số đọc của cảm biến đo chuyển vị tương ứng. Phần mềm Labview được sử dụng để thực hiện kiểm soát thời gian thực xác định của hệ thống cơ cấu ăn dao. Các thiết bị này được gắn trên một bàn

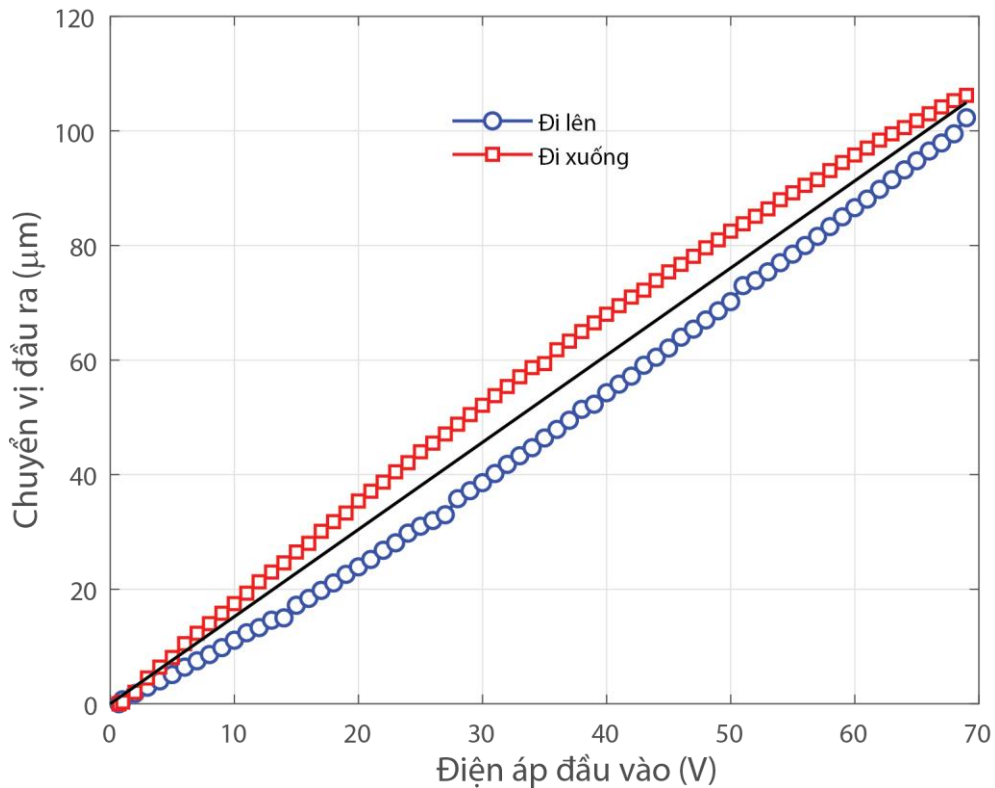
chống rung giúp cách ly các rung động từ bên ngoài có khả năng ảnh hưởng đến độ chính xác của các kết quả đo. Mô hình thí nghiệm thật để điều khiển cơ cấu ăn dao được biểu diễn tại Hình 4.7.



Hình 4. 7: Hình chụp mô hình thí nghiệm thực tế

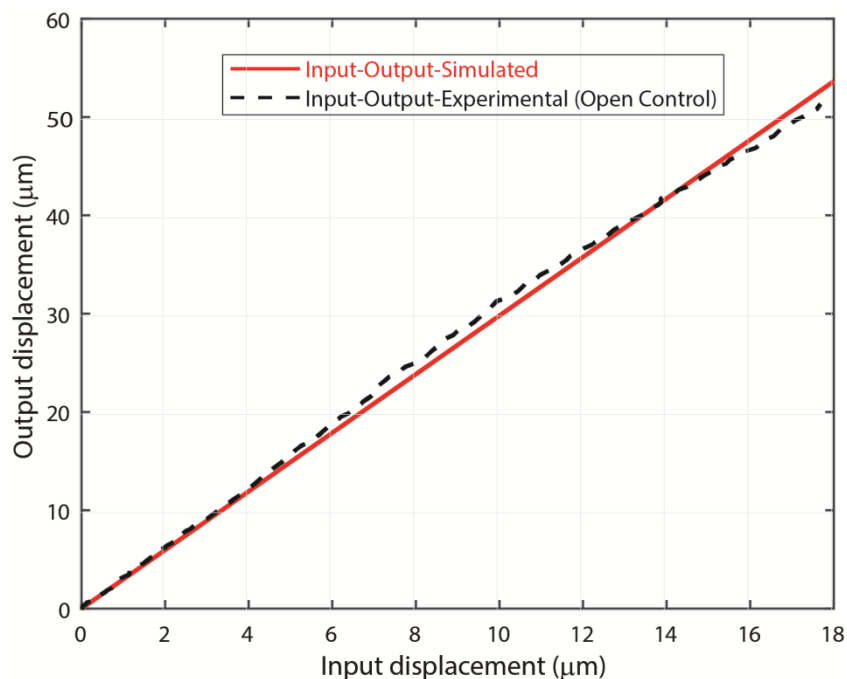
(1) CCĐH; (2) PZT; (3) NI MyRio 1900, (4) Laser sensor LK – G35; (5) Bàn dịch chuyển micro; (6) Controller LK – 3001P; (7) Driver MDT694A; (8) Máy tính; (9) Bàn cách ly rung động.

Để kiểm tra khả năng tạo chuyển vị của PZT khi không có tải, PZT được cấp điện áp trong dải từ 0 – 70 VDC tương ứng với lượng dịch chuyển lý thuyết của nhà cung cấp là 0 – 100 μm . Cảm biến đo dịch chuyển không tiếp xúc LK – 35 được sử dụng để đo chuyển vị đầu ra của PZT. Kết quả đo thu được như Hình 4.8. Kết quả đo này cho thấy đồ thị chuyển vị không tuyến tính và có độ trễ về thời gian. Đặc tính này là đặc trưng cho tất cả cơ cấu chấp hành PZT đang hiện có trên thị trường.



Hình 4. 8: Kết quả đo chuyển vị PZT không tải

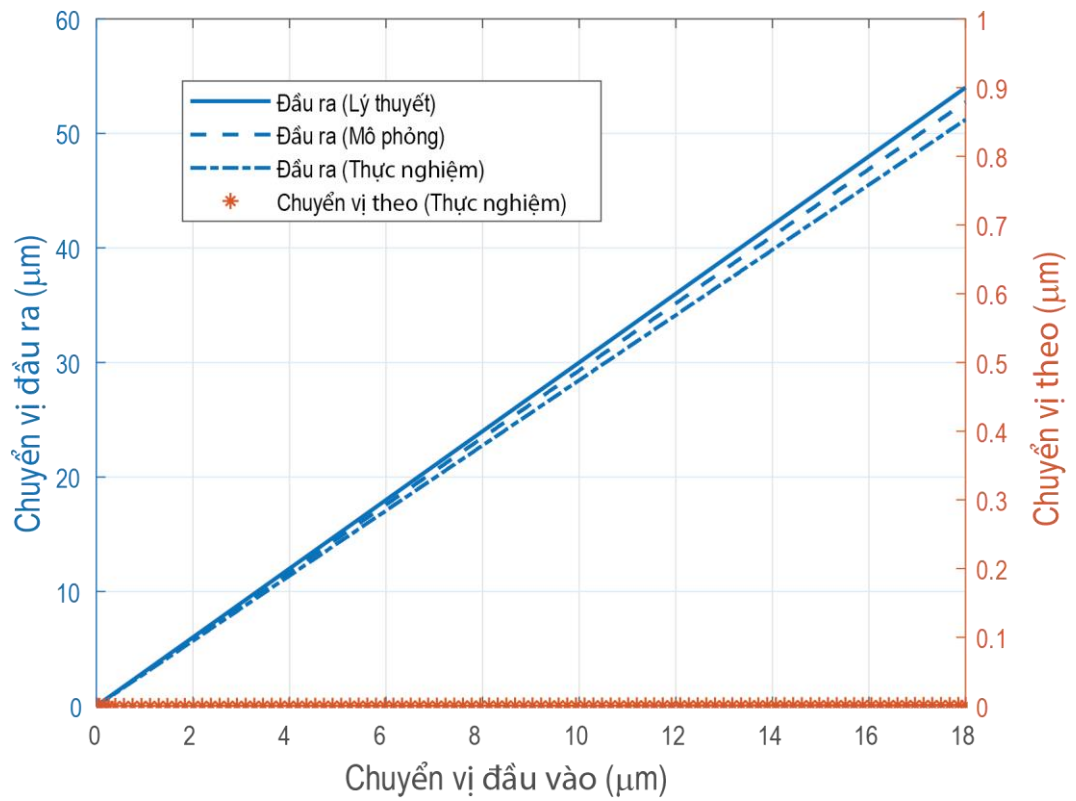
Để kiểm tra khả năng hoạt động của cơ cấu, mô hình thực nghiệm điều khiển vòng hở như Hình 4.6 được thực hiện. Chuyển vị đầu ra và chuyển vị ký sinh của cơ cấu ăn dao được hai cảm biến đo không tiếp xúc (1) và (2) ghi lại. Kết quả đo được truyền qua controller LK – 3001P và được kết nối với máy tính thông qua cổng USB. Kết quả đo này được lưu lại và hiển thị trên máy tính nhờ phần mềm LK – Navigator (Keyence, Japan). Kết quả đo chuyển vị được thể hiện trên Hình 4.9. Kết quả đo này cho thấy đường đặc tính khuếch đại chuyển vị của cơ cấu thật bám tương đối sát với kết quả mô phỏng. Tuy nhiên vẫn còn tồn tại một lượng sai lệch nhỏ giữa hai kết quả do cách điều khiển đang sử dụng là điều khiển vòng hở.



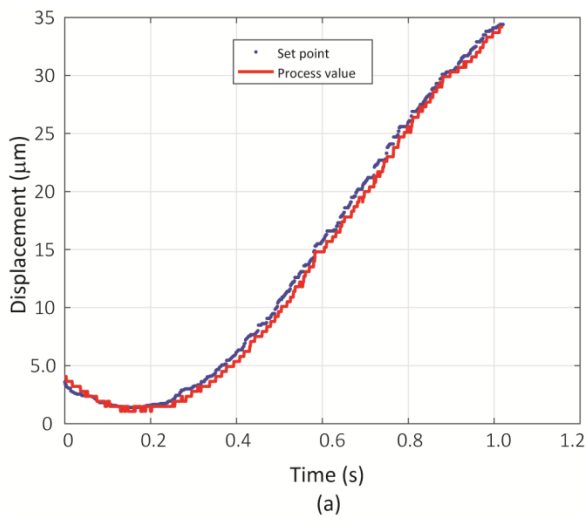
Hình 4. 9: Kết quả đo chuyển vị điều khiển vòng hở

4.1.3. Thử nghiệm điều khiển vòng kín bằng GA - PID

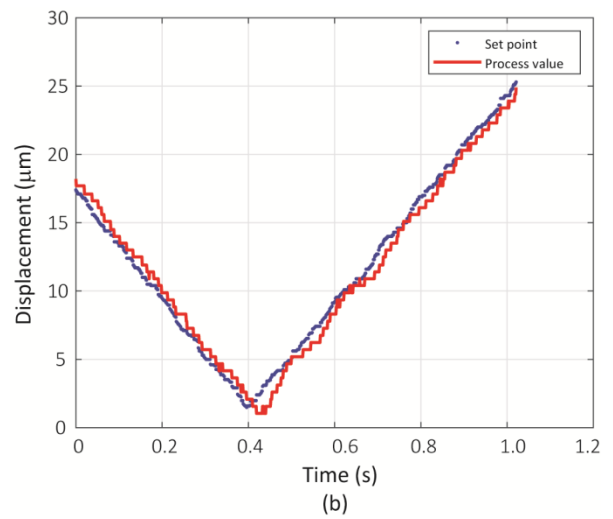
Mô hình điều khiển vòng kín đầy đủ như ở Hình 4.7 sử dụng thêm card NI MyRio 1900 để điều khiển hồi tiếp tín hiệu đo được của chuyển vị đầu ra. Nghiên cứu này sử dụng thuật toán GA-PID trên phần mềm MATLAB và LABVIEW để điều khiển vòng kín. Nhờ thuật toán GA ta dễ dàng tìm được bộ thông số PID tối ưu: $K_P = 45,3166$, $K_I = 0,00854278$, $K_D = 0,0021357$. Kết quả điều khiển vòng kín bằng thuật toán GA – PID trên Hình 4.10 và Hình 4.11 cho thấy giá trị đặt, giá trị thực và đáp ứng dạng xung: sin, tam giác và vuông có sai số nhỏ hơn $0,02 \mu\text{m}$. Điều này cho thấy việc điều khiển cơ cấu có độ chính xác rất cao và khả năng đáp ứng tốt.



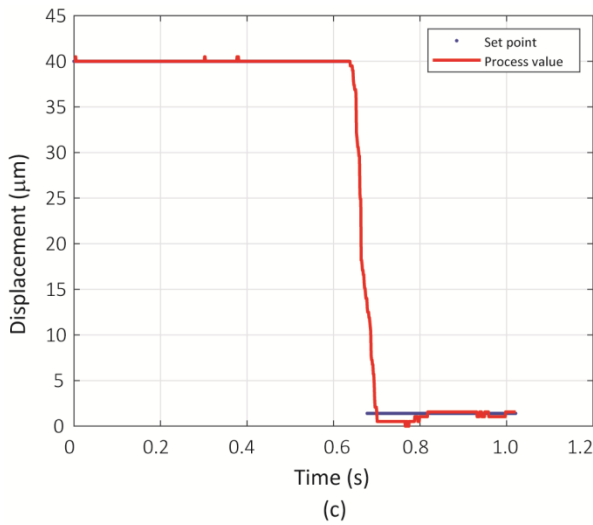
Hình 4. 10: Kết quả thực nghiệm của chuyển vị input – output khi điều khiển vòng kín



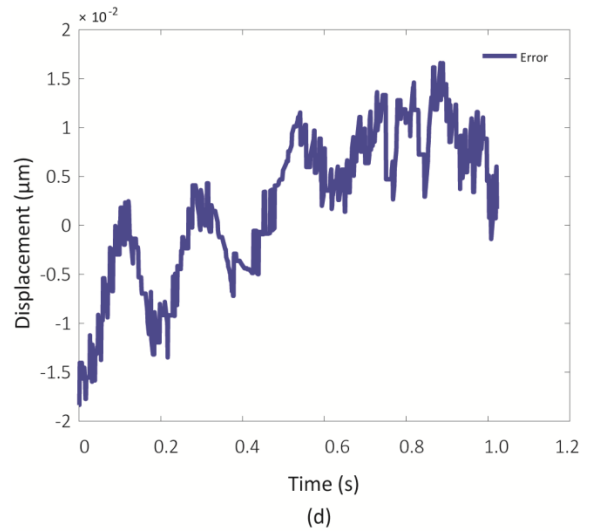
(a)



(b)



(c)



(d)

Hình 4. 11: Kết quả thực nghiệm điều khiển vòng kín đáp ứng dạng xung: (a) sin, (b) tam giác, (c) vuông và (d) lỗi khi điều khiển

Tần số cộng hưởng, tỷ lệ khuếch đại chuyển vị và 2 loại chuyển vị được tính bằng các phương pháp khác nhau cùng với kết quả đo thực nghiệm được trình bày trong Bảng 4.5. Giả thiết lấy kết quả thực nghiệm làm chuẩn, sai số của các mô hình lý thuyết và mô phỏng cũng được xác định tại Bảng 4.5. Tất cả các sai lệch tần số cộng hưởng, tỷ lệ khuếch đại và chuyển vị chính đều nhỏ hơn 3,7%. Nguyên nhân có sai số này là do sai số về chế tạo và gá đặt khi làm thực nghiệm. Do sự khác biệt này là tương đối nhỏ, ta có thể kết luận rằng mô hình lý thuyết, mô phỏng và các mô hình thực nghiệm tương ứng được đề xuất là đáng tin cậy.

Bảng 4. 5: So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm

Biến mục tiêu	Lý thuyết/ sai số (%)	Kết quả mô phỏng/ sai số (%)	Thực nghiệm
Tỷ lệ khuếch đại	3 3,66%	3,0001 3,67%	2,89
Tần số tự nhiên (Hz)	271,3 3,83%	265,5 1,73%	260,9
Chuyển vị (μm)	54 3,89%	52,78 1,67%	51,9

Tỷ lệ khuếch đại, tần số, ứng suất và chuyển vị theo của cơ cấu ăn dao trong nghiên cứu này cũng được so sánh với các nghiên cứu trước đó. Kết quả so sánh được thể hiện trong Bảng 4.6.

Bảng 4. 6: So sánh kết quả với các nghiên cứu trước

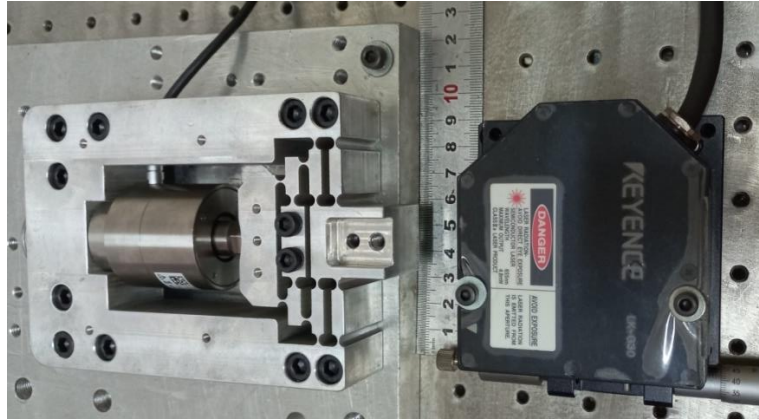
Các nghiên cứu	Tần số tự nhiên (Hz)	Tỷ lệ khuếch đại	Ứng suất max (Mpa)
Wang [98]	398,8	1,21	53
Ding [59]	156,77	unknow	94,636
Kurniawan [61]	480	3	unknown
Li [91],Liang [60]	200	2,8725	260,65
Tác giả	265,5	3,0001	43,9

Tần số tự nhiên, tỷ lệ khuếch đại và ứng suất tập trung tối đa của cơ cấu dẫn động nguồn cấp hiện tại cũng được so sánh với các nghiên cứu trước đây trong Bảng 4.6. Kết quả so sánh cho thấy rằng với tỷ lệ khuếch đại bằng 3,0, cơ cấu có tần số tự nhiên đầu tiên trung bình nhưng ứng suất tập trung tương đối nhỏ. Đặc tính này cực kỳ hữu ích cho không chỉ cơ cấu dẫn động tiến dao có độ chính xác cao mà còn có khả năng ứng dụng trong gia công hỗ trợ rung.

Nhận xét, kết luận:

Cơ cấu ăn dao đã được chế tạo, thực nghiệm và điều khiển bằng thuật toán GA-PID. Kết quả thực nghiệm cho thấy sai số lý thuyết với mô phỏng và thực nghiệm là rất nhỏ như: Tỷ lệ khuếch đại chuyển vị 3,67%; tần số tự nhiên đầu tiên 1,73%; chuyển vị ký sinh không đáng kể. Ngoài ra, sai số về điều khiển đáp ứng vòng kín là 0,02 μm . Việc so sánh kết quả lý thuyết với mô phỏng FEA và kết quả thử nghiệm thực tế được liệt kê ở trên, đã xác minh tính hợp lệ và hiệu quả của phương pháp tối ưu hóa.

4.2. Thực nghiệm và điều khiển thiết kế cơ cấu kiểu 2

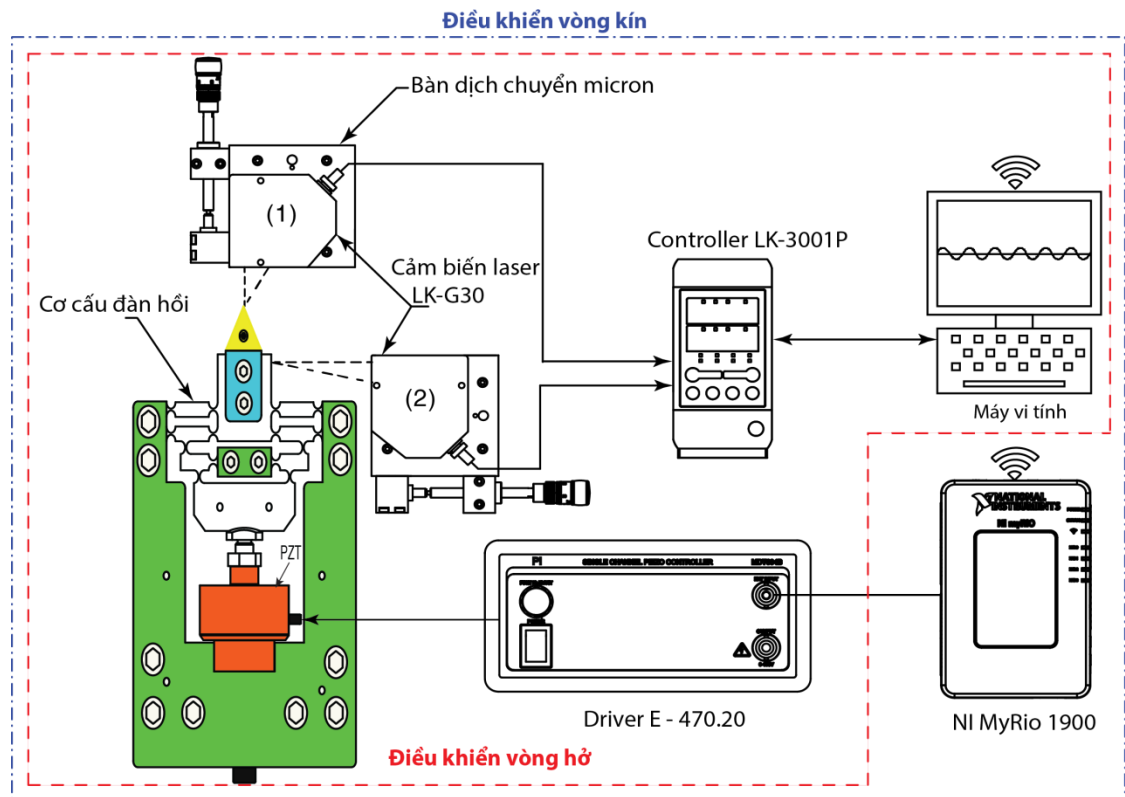


Hình 4. 12: Chế tạo nguyên mẫu cơ cấu ăn dao chính xác kiểu 2

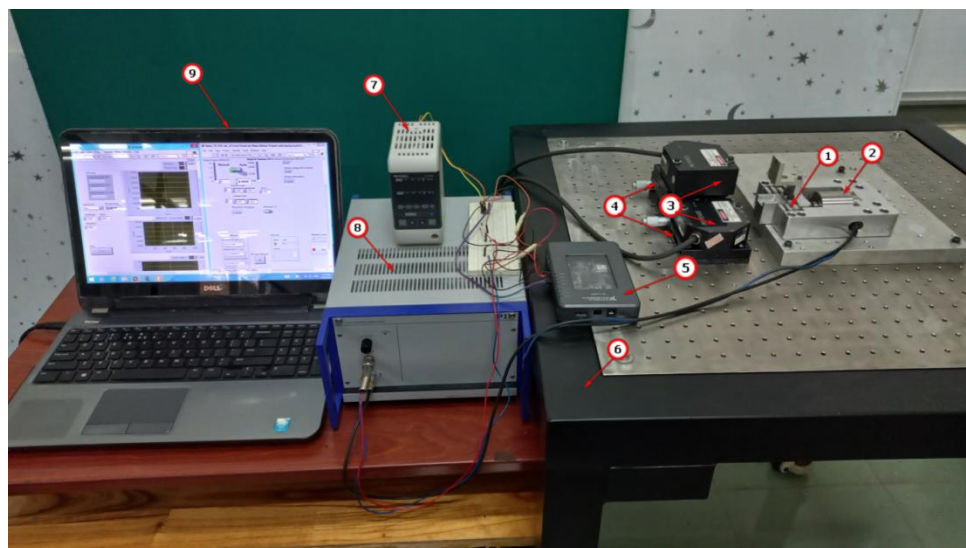
Thiết kế của cơ cấu ăn dao kiểu 2 như đã được tối ưu hóa ở phần 3.5.5 được gia công bằng phương pháp cắt dây EDM từ vật liệu Al 7075 – T6 như ở Hình 4.12 Mô hình thí nghiệm để điều khiển cơ cấu ăn dao được biểu diễn tại Hình 4.13.

Trong thí nghiệm 2 này, NCS sử dụng một cơ cấu chấp hành PZT khác của hãng Physik Instrumente (PI), German (P – 225.10) để cung cấp chuyển vị đầu vào cho cơ cấu ăn dao. PZT này có thể tạo chuyển vị không tải lớn nhất 15 μm và độ cứng của một miếng PZT là 480 N/ μm . Một bộ khuếch đại điện áp E – 470.20 (Piezo System, PI, Inc.) được sử dụng để khuếch đại điện áp đầu vào cho PZT. Để đo chuyển vị đầu vào, đầu ra, chuyển vị ký sinh của cơ cấu, hai cảm biến dịch chuyển laser không tiếp xúc LK – G30 (Keyence Corporation, Japan) được sử dụng với độ chính xác 0,01 μm và có dải đo ± 5 mm. Một bàn dịch chỉnh micro được dùng để điều chỉnh tiêu cự cho các laser sensors. Ngoài ra, một card điều khiển NI myRIO 1900 (National Instruments, USA) được sử dụng để tạo ra tín hiệu tương tự và thu được các số đọc của cảm biến đo chuyển vị, tương ứng. Phần mềm Labview được sử dụng để thực hiện kiểm soát thời gian thực xác định của hệ thống cơ cấu ăn dao. Các thiết bị này được gắn trên một bàn chống rung giúp cách ly các rung động từ bên ngoài có khả năng ảnh

hưởng đến độ chính xác của các kết quả đo. Bố trí thí nghiệm được triển khai thực tế như ở Hình 4.14.



Hình 4. 13: Mô hình lắp đặt thí nghiệm điều khiển vòng hở và vòng kín.



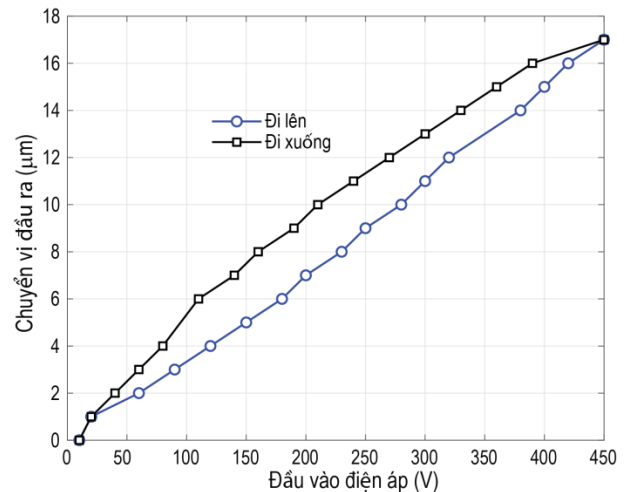
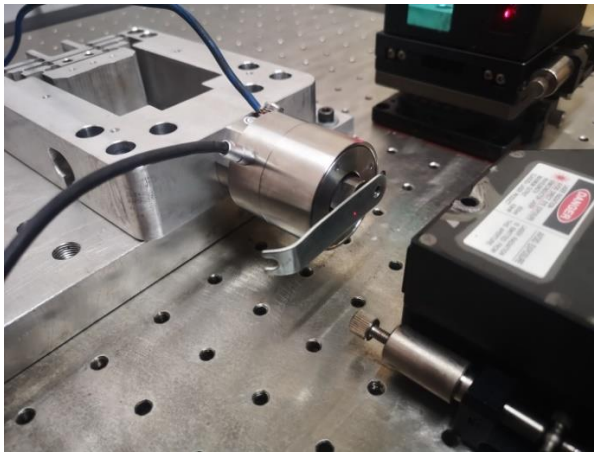
Hình 4. 14: Mô hình thực nghiệm cơ cấu ăn dao kiểu 2

(1) CCDH; (2) PZT; (3) Cảm biến laser LK-G30; (4) Bàn dịch chỉnh micro (5) NI MyRio 1900; (6) Bàn chống rung động; (7) Controller LK-3001P; (8) Driver PI E-470.20; (9) Máy tính

4.2.1. Kiểm tra tần số dao động tự nhiên

Để xác định tần số tự nhiên của cơ cấu ăn dao, một tín hiệu sóng hình sin với tần số thay đổi liên tục được sử dụng để kích thích PZT theo hướng trục y. Dịch chuyển theo hướng y của cơ cấu ăn dao được ghi lại bằng một cảm biến laser đo không tiếp xúc. Dữ liệu đo chuyển vị được phân tích bằng phép biến đổi Fourier (FFT) và kết quả đo được thể hiện trong (Hình 3.25(b)). Trong đó tần số tại đỉnh thứ nhất tương ứng với tần số cộng hưởng thứ nhất là 1529,4 Hz. Kết quả đo này lớn hơn một chút so với kết quả mô phỏng bằng FEA. Sai lệch này một phần do sai số gia công và sự chưa hoàn hảo của quá trình lắp đặt kết cấu.

4.2.2. Thực nghiệm điều khiển

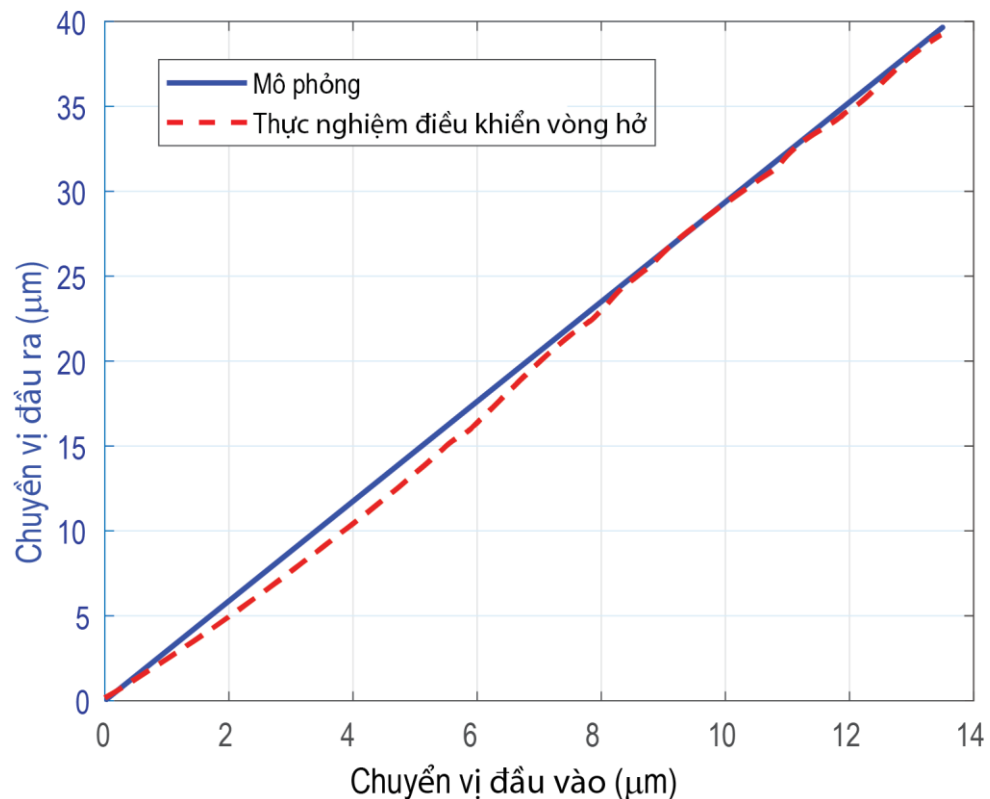


Hình 4. 15: Kết quả đo chuyển vị PZT không tải

Để kiểm tra khả năng tạo chuyển vị của PZT khi không có tải, PZT được cấp điện áp trong dải từ 0 – 450 VDC theo hướng dẫn của nhà cung cấp. Cảm biến đo dịch chuyển không tiếp xúc LK – G30 được sử dụng để đo chuyển vị đầu ra của PZT. Kết

qua đo thu được như Hình 4.15. Kết quả đo này cho thấy đồ thị chuyển vị không tuyến tính và có độ trễ về thời gian. Đặc tính này là đặc trưng cho tất cả cơ cấu chấp hành PZT đang hiện có trên thị trường.

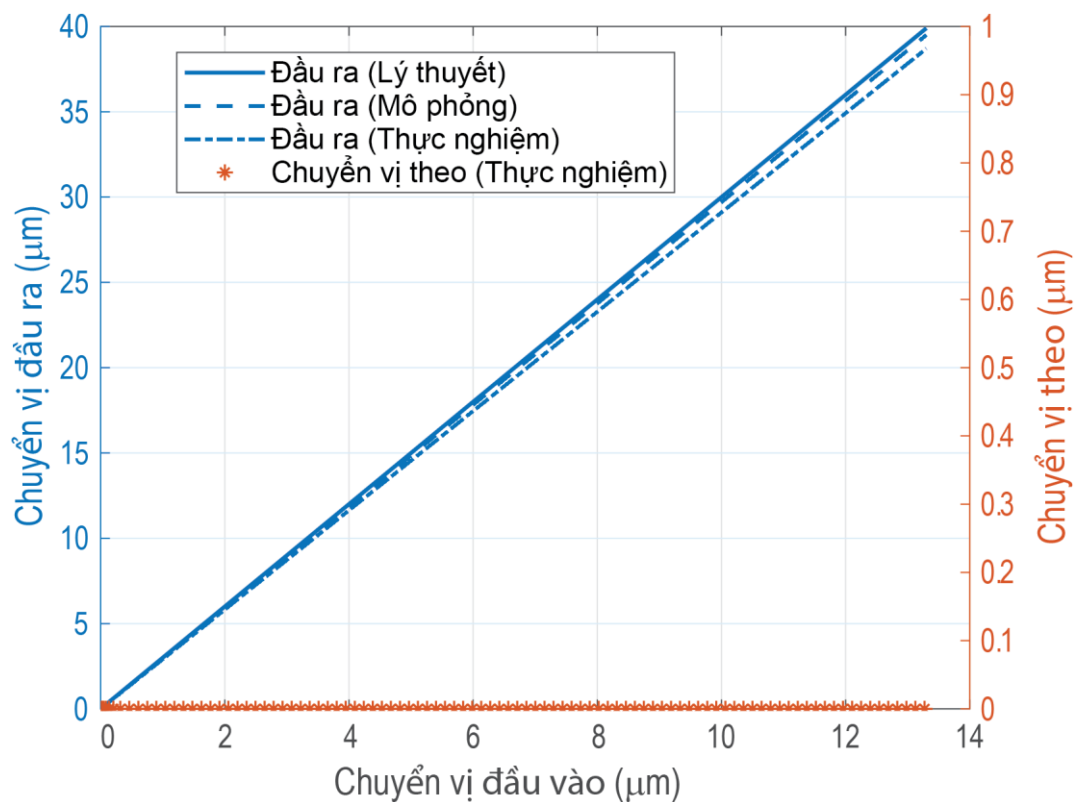
Để kiểm tra khả năng hoạt động của cơ cấu, mô hình thực nghiệm điều khiển vòng hở như hình 4.14 được thực hiện. Chuyển vị đầu ra và chuyển vị đầu vào của cơ cấu ăn dao được hai cảm biến đo không tiếp xúc (1) và (2) ghi lại. Kết quả đo được truyền qua controller LK – 3001P và được kết nối với máy tính nhờ cổng USB. Kết quả đo này được lưu lại và hiển thị trên máy tính nhờ phần mềm LK – Navigator (Keyence, Japan).



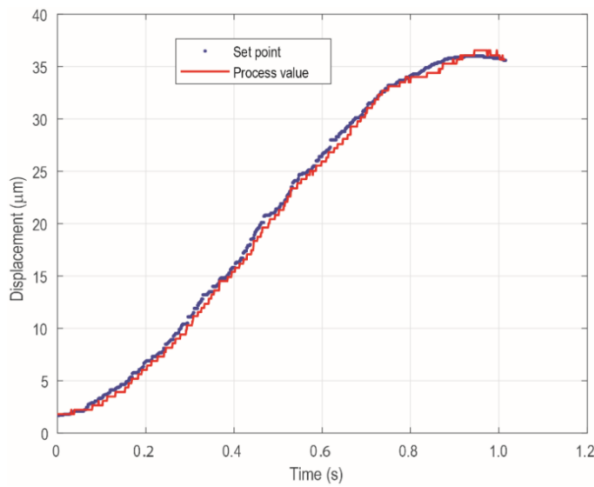
Hình 4. 16: Kết quả đo chuyển vị điều khiển vòng hở

Mô hình điều khiển vòng kín đầy đủ như ở Hình 4.14 sử dụng thêm card NI MyRio 1900 để điều khiển hồi tiếp tín hiệu đo được của chuyển vị đầu ra. Nghiên cứu này sử dụng thuật toán GA – PID trên phần mềm MATLAB và LABVIEW để điều

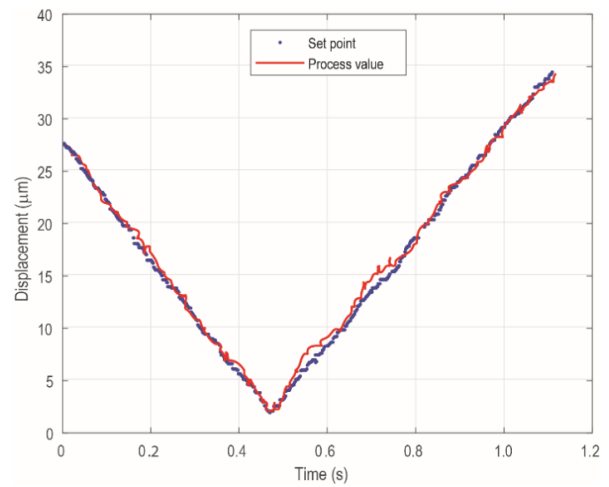
khiển vòng kín. Nhờ thuật toán GA ta dễ dàng tìm được bộ thông số PID tối ưu: $K_p = 13,0166$, $K_I = 0,00753268$, $K_D = 0,0019387$. Kết quả điều khiển vòng kín bằng thuật toán GA – PID trên Hình 4.17 và Hình 4.18 cho thấy giá trị đặt, giá trị thực và đáp ứng dạng xung: sin, tam giác và vuông có sai số nhỏ hơn $0,025 \mu\text{m}$. Điều này cho thấy việc điều khiển cơ cấu có độ chính xác rất cao và khả năng đáp ứng tốt.



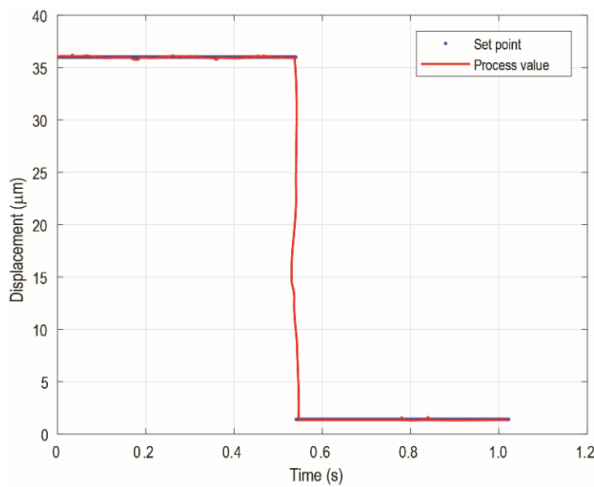
Hình 4. 17: Kết quả thực nghiệm của chuyển vị input – output khi điều khiển vòng kín



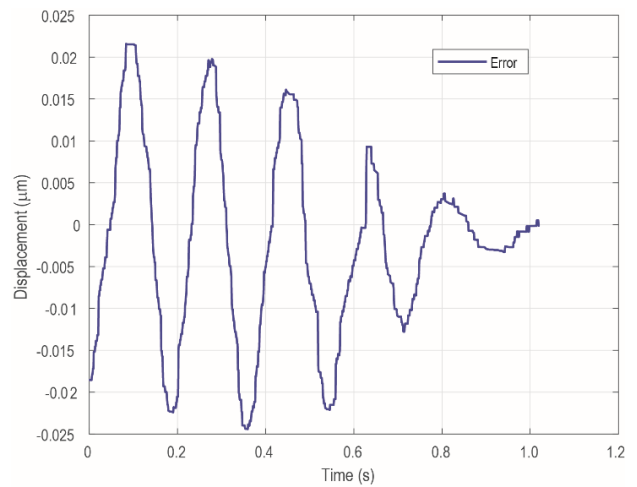
(a)



(b)



(c)



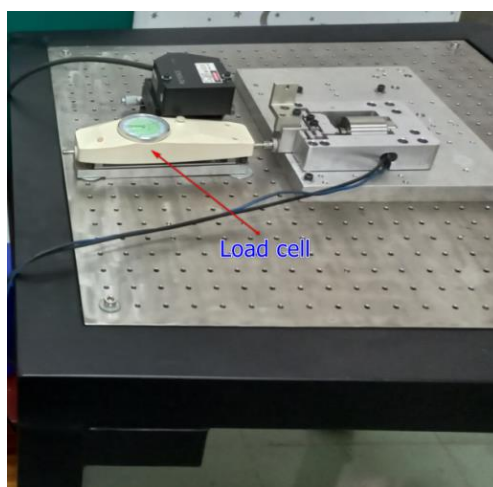
(d)

Hình 4. 18: Kết quả thực nghiệm điều khiển vòng kín đáp ứng dạng xung: (a) sin, (b) tam giác, (c) vuông và (d) lỗi khi điều khiển

4.2.3. Kiểm tra độ cứng của cơ cấu

Hình 4.19 là mô hình thực nghiệm đo lực đầu ra và chuyển vị đầu vào/ra của cơ cấu. Lực tác dụng được kiểm tra bằng thiết bị đo lực (NK – 500) và độ dịch chuyển tương ứng được đo bằng cảm biến dịch chuyển laser (LK – G30, Keyence Corp.), giá trị được ghi lại. Dựa trên định luật Hooke, độ cứng thực nghiệm được liệt kê trong

Bảng 4.7. So sánh độ cứng giữa tính toán phân tích, FEA và kiểm tra thực nghiệm được trình bày trong Bảng 4.7. Có thể thấy rằng có sự khác biệt nhỏ giữa các kết quả thu được. Sai số giữa phương pháp phân tích và kiểm tra thực nghiệm là 4,93% và giữa FEA và kiểm tra thực nghiệm là 4,95%. Các sai số chủ yếu là do các giả định của lý thuyết về khớp đàn hồi và lỗi gia công của WEDM đối với chế tạo mẫu thử nghiệm, cũng như độ không đảm bảo đo của hệ thống đo thực nghiệm.



Hình 4. 19: Mô hình thực nghiệm đo độ cứng đầu vào của cơ cấu

Tổng hợp hết tất cả các kết quả đo tần số cộng hưởng, tỷ lệ khuếch đại chuyển vị và 2 loại chuyển vị được tính bằng các phương pháp khác nhau cùng với kết quả đo thực nghiệm được trình bày trong Bảng 4.7. Giả thiết lấy kết quả thực nghiệm làm chuẩn, sai số của các mô hình lý thuyết và mô phỏng cũng được xác định tại Bảng 4.7. Tất cả các sai lệch tần số cộng hưởng, tỷ lệ khuếch đại và chuyển vị chính đều nhỏ hơn 5%. Nguyên nhân có sai số này là do sai số về chế tạo và gá đặt khi làm thực nghiệm. Do sự khác biệt này là tương đối nhỏ, ta có thể kết luận rằng mô hình lý thuyết, mô phỏng và các mô hình thực nghiệm tương ứng được đề xuất là đáng tin cậy.

Bảng 4. 7: So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm

Biến mục tiêu	Lý thuyết/ sai số (%)		Kết quả mô phỏng/ sai số (%)		Thực nghiệm
Tỉ lệ khuếch đại	3	2,33%	3,0001	2,34%	2,93
Tần số tự nhiên (Hz)	1519,2	0,66%	1500,1	1,95%	1529,4
Chuyển vị (μm)	40	2,15%	39,65	1,25%	39,16
Độ cứng đầu vào K_{in} (N/ μm)	65,43	4,93%	59,26	4,95%	62,35
Độ cứng đầu ra K_{out} (N/ μm)	5,21	3,87%	5,23	3,50%	5,42

Các kết quả đã đạt được với thiết kế cơ cấu ăn dao trong nghiên cứu này được so sánh với một số công trình đã công bố trước đây như tại Bảng 4.8. Kết quả so sánh cho thấy rằng với tỷ lệ khuếch đại bằng 3,0, cơ cấu có tần số tự nhiên đầu tiên lớn hơn rất nhiều so với các nghiên cứu trước đó, ứng suất tập trung tương đối nhỏ. Các đặc tính này cực kỳ hữu ích cho không chỉ cơ cấu dẫn động tiến dao có độ chính xác cao mà còn có khả năng ứng dụng trong gia công hỗ trợ rung làm việc ở tốc độ cao.

Bảng 4. 8: So sánh kết quả với các nghiên cứu trước

Các nghiên cứu	Tần số tự nhiên (Hz)	Tỉ lệ khuếch đại	Ứng suất max (MPa)
Wang [98]	398,8	1,21	53
Ding [59]	156,77	unknown	94,636
Kurniawan [61]	480	3	unknown
Li [91], Liang [60]	200	2,8725	260,65
Luận án (thiết kế 1)	265,5	3,0001	43,9
Luận án (thiết kế 2)	1500,1	3,0001	73,7

Nhận xét, kết luận:

Cơ cấu ăn dao theo thiết kế 2 đã được chế tạo, thực nghiệm và điều khiển bằng thuật toán GA – PID. Kết quả thực nghiệm cho thấy sai số lý thuyết với mô phỏng và thực nghiệm là rất nhỏ như: Tỷ lệ khuếch đại chuyển vị 2,34%, tần số tự nhiên đầu tiên 1,95%, độ cứng đầu vào và đầu ra của cơ cấu nhỏ hơn 5%, chuyển vị ký sinh không đáng kể. Ngoài ra, sai số về điều khiển đáp ứng vòng kín là 0,025 μm . Việc so sánh kết

quả lý thuyết với mô phỏng FEA và kết quả thử nghiệm thực tế được liệt kê ở trên, đã xác minh tính hợp lệ và hiệu quả của phương pháp tối ưu hóa.

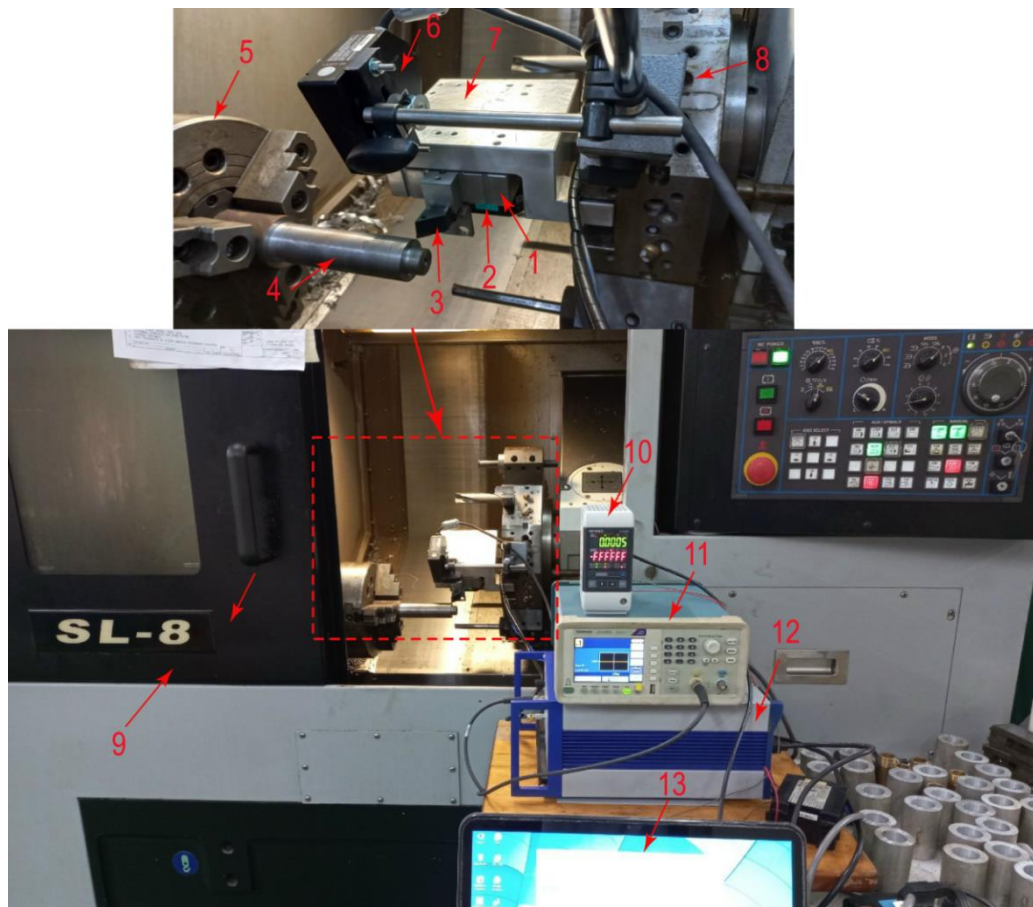
4.3. Thực nghiệm gia công

4.3.1. Thực nghiệm điều khiển chính xác trên máy tiện

4.3.1.1. Phân tích và lựa chọn các thông số thực nghiệm

- Phân tích và lựa chọn các thông số thực nghiệm
- Các thông số thực nghiệm: Tốc độ quay: 500 v/ph, chiều sâu cắt: 5 μ m, lượng chạy dao: 0,05 mm/v.

4.3.1.2. Thiết bị và vật liệu thí nghiệm

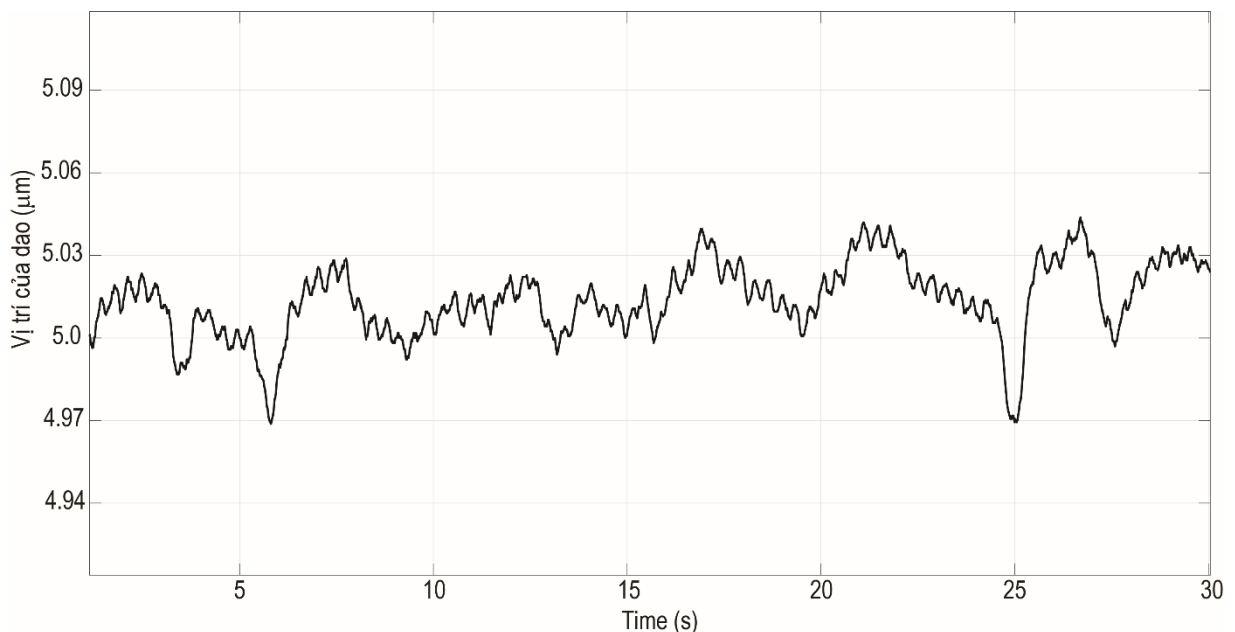


Hình 4. 20: Thiết lập thực nghiệm của cơ cấu ăn dao trên máy tiện CNC.

(1) Cơ cấu đàn hồi; (2) và (6) laser LK-G30; (3) dụng cụ cắt; (4) phôi; (5) trục chính; (7) đồ gá; (8) đài dao; (9) máy CNC; (10) Controller LK-3001P; (11) Function generator (12) Driver PI E - 470.20; (13) Máy tính.

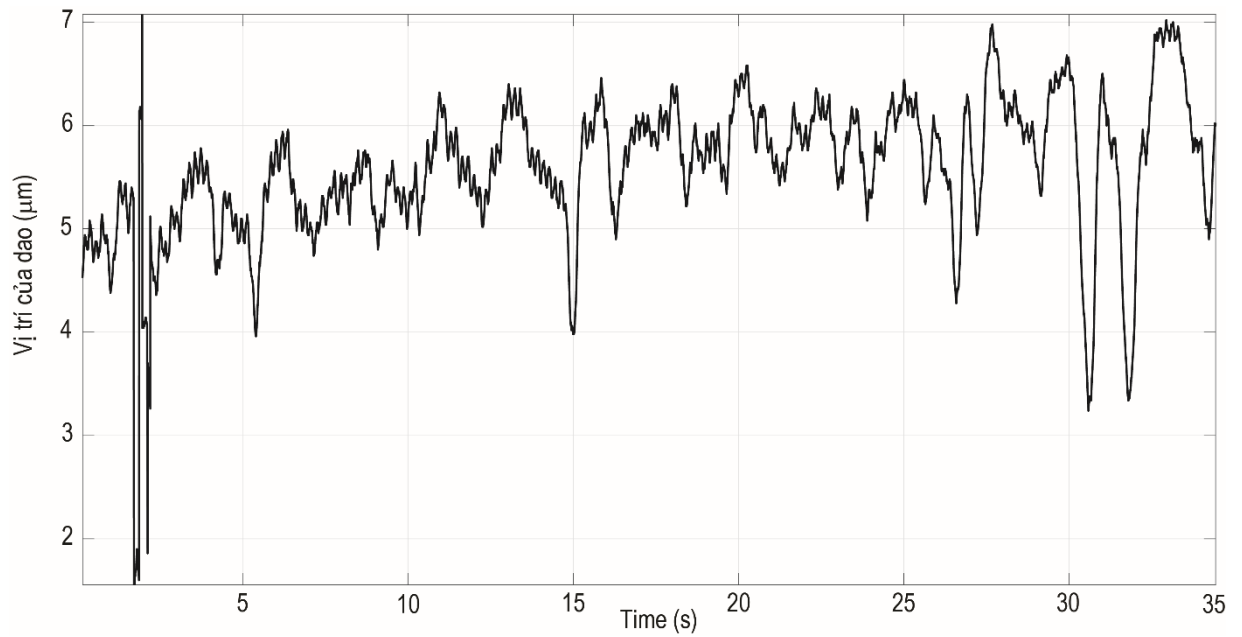
Mô tả thực nghiệm: Cho mũi dao tiện chạm vào phôi và gia công tinh, sau khi gia công bề mặt phôi đạt độ nhám trong khoảng $1,25 - 0,63 \mu\text{m}$ [89, 90]. Sau đó thực hiện tiện chính xác với chiều sâu cắt $5\mu\text{m}$, vật liệu thép C45 có độ cứng 23HRC, đường kính phôi 45mm, dụng cụ cắt dao hợp kim (Thương hiệu: KYOCERA, lớp phủ CA510 – CVD Coated Carbide, bán kính mũi dao 0,4 mm) và được đo độ chính xác gia công bằng thiết bị cảm biến laser LK-G30 không tiếp xúc như Hình 4.20 và Hình 4.23.

Bố trí thực nghiệm như Hình 4.20 qua quá trình thực nghiệm kết quả đo được như Hình 4.21 và Hình 4.22. Trong Hình 4.21 là mô hình thực tế điều khiển vòng hở gia công chính xác trên máy tiện CNC có sử dụng cơ cấu ăn dao dùng CCDH thì kết quả có độ chính xác rất cao, sai số nhỏ hơn $0,4 \mu\text{m}$. Hình 4.22 khi tiện CNC không sử dụng cơ cấu ăn dao thì kết quả cho thấy sai số khoảng $3,5\mu\text{m}$ điều này hoàn toàn đúng so với thực tế dựa trên tài liệu của nhà sản xuất.

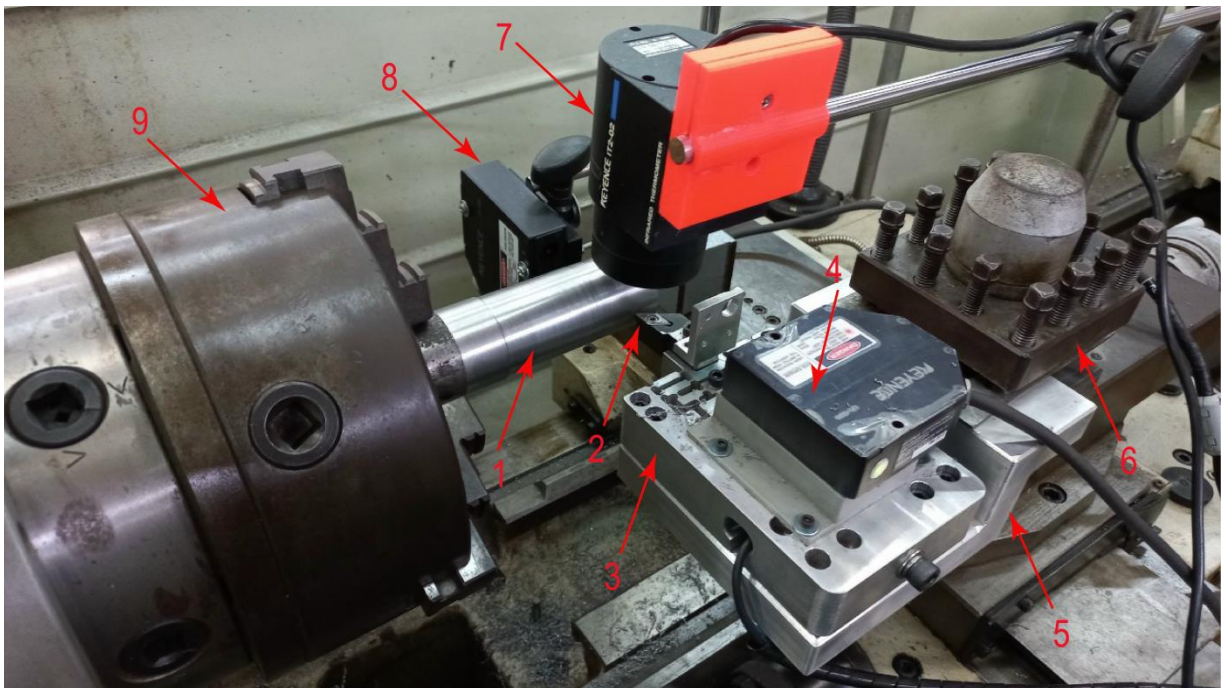


Hình 4. 21: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt $5\mu\text{m}$, có sử dụng cơ cấu ăn dao dùng CCDH.

dụng cơ cấu ăn dao mới.



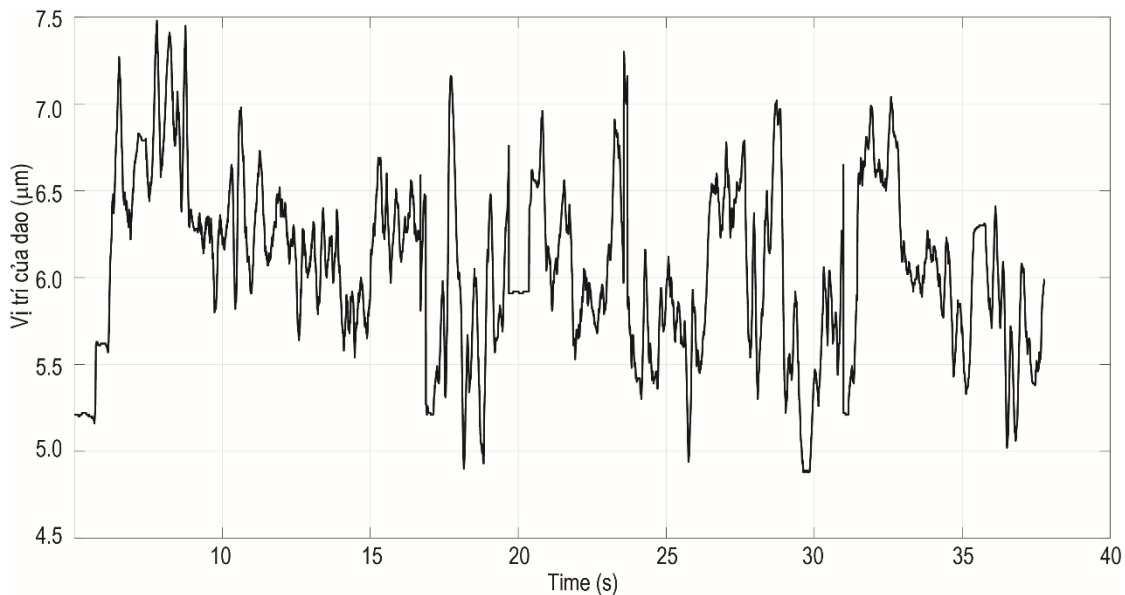
Hình 4. 22: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt $5\mu\text{m}$, không sử dụng cơ cấu ăn dao mới.



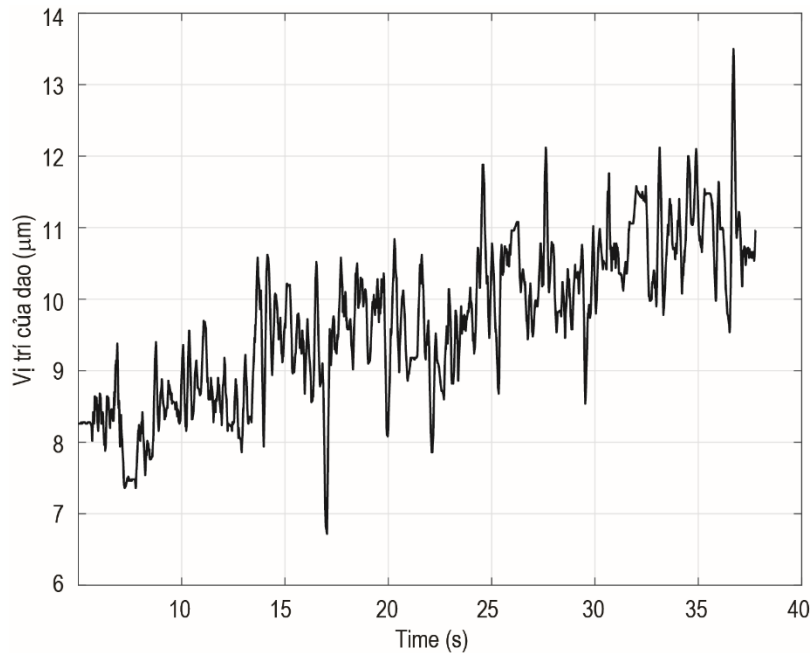
Hình 4. 23: Thiết lập thực nghiệm của cơ cấu ăn dao trên máy tiện cơ.

(1) Phôi; (2) dụng cụ cắt; (3) CCDH; (4) và (8) là laser LK-G30; (5) đồ gá; (6) đài dao; (7) cảm biến đo nhiệt độ; (8) Trục chính.

Bố trí thực nghiệm như Hình 4.23 cho gia công trên máy tiện cơ sử dụng điều khiển vòng hở, kết quả đo được như Hình 4.24 và Hình 4.25. Hình 4.24 là kết quả khi gia công chính xác trên máy tiện có sử dụng cơ cấu ăn dao dùng CCDH, kết quả này cho thấy có độ chính xác cao sai số nhỏ hơn $2,5\ \mu\text{m}$. Khi tiện không sử dụng cơ cấu ăn dao dùng CCDH để gia công, được kết quả như Hình 4.25, thì kết quả cho thấy sai số khoảng $8,5\ \mu\text{m}$.



Hình 4. 24: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt $5\ \mu\text{m}$, có sử dụng cơ cấu ăn dao mới trên máy tiện cơ.



Hình 4. 25: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt $5\mu\text{m}$, không sử dụng cơ cấu ăn dao mới trên máy tiện cơ.

4.3.2. Thử nghiệm gia công đánh giá độ nhám và nhiệt cắt

4.3.2.1. Gia công trên máy tiện CNC

Mô hình hình học của độ nhám bề mặt được thảo luận trong chương 2 đại diện cho giá trị độ nhám bề mặt lớn nhất (R_{max}), do đó giá trị R_{max} thực tế sẽ luôn lớn hơn. Tuy nhiên, đây là một chỉ số tốt về các giá trị độ nhám ở điều kiện cắt tốt nhất, tức là khi ảnh hưởng của các yếu tố khác làm suy giảm độ hoàn thiện bề mặt được giảm thiểu. Vì chiều sâu của vết cắt luôn rất nhỏ ($5 - 10\mu\text{m}$) nên giá trị hình học R_{max} được cho bởi phương trình (2.25)[89] sau:

$$R_{max} = r - \frac{\sqrt{4r^2 - f^2}}{2} \quad (2.25)$$

$$R_a = 0,0321 \frac{f^2}{r}$$

trong đó r là bán kính mũi và f tốc độ tiến dao với bán kính mũi được sử dụng là 0,4 mm. Bảng 4.9 sau đây cho thấy các giá trị của R_{max} tương ứng với các tốc độ tiến dao khác nhau:

Bảng 4. 9: Các giá trị độ nhám R_{max} với các tốc độ tiến dao khác nhau thu được từ phương trình (2.25)

Lượng chạy dao f (mm/v)	R_{max} (μm)
0,01	0,0313
0,02	0,1250
0,03	0,2813
0,04	0,5003
0,05	0,7820

Như trong Bảng 4.9 tốc độ tiến dao không được lớn hơn 0,05 mm/v vì ở mức 0,06 mm/v, giá trị R_{max} vượt quá giá trị tối đa được yêu cầu 1,25 μm [89, 90] trong gia công tiện chính xác. Do đó, tốc độ tiến dao từ 0,01 – 0,05 mm/v sẽ dẫn đến giá trị độ nhám bề mặt R_{max} nhỏ hơn 1,25 μm ở điều kiện cắt lý tưởng.

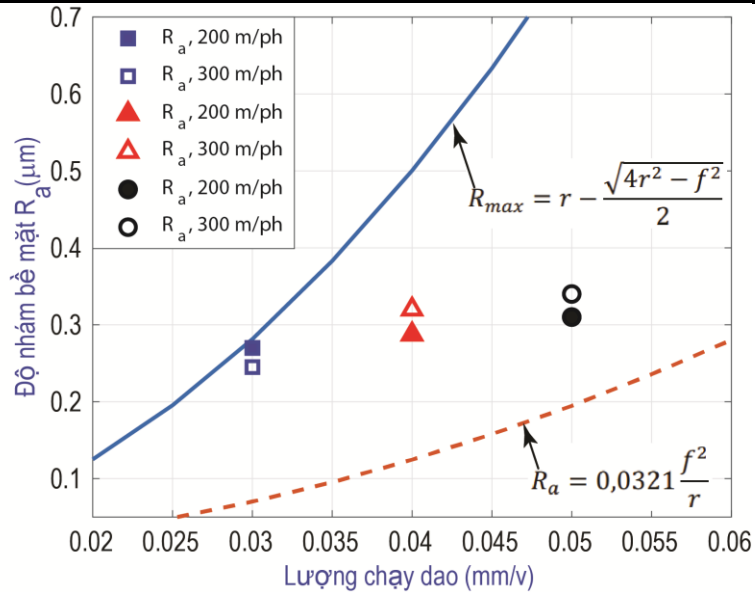
Thực nghiệm gia công trên máy tiện CNC ECOCA SL-8, thông số gia công dựa vào [90] trong Bảng 4.10, vật liệu gia công: Thép C45; Đường kính phôi: 50 mm. Các bước tiến hành thực nghiệm như sau: Cho mũi dao chạm vào phôi và gia công cắt phôi sao cho độ nhám bề mặt phôi đạt trong khoảng từ 1,25 – 0,63 μm [89, 90]. Sau đó thực hiện tiện với các thông số công nghệ như trong Bảng 4.10.

Bảng 4. 10: Thông số công nghệ khi tiện [90]

Dạng gia công	Dụng cụ cắt	Vật liệu gia công	Tốc độ trục chính s (m/ph)	Tốc độ tiến dao f (mm/v)	Chiều sâu cắt t (μm)	Đường kính phôi (mm)
Gia công tinh	Hợp kim	Thép C45	200 – 300	0,03 – 0,05	10	50

Bảng 4. 11: Thiết kế và kết quả thực nghiệm

STT	Tốc độ quay n (m/ph)	Lượng chạy dao v (mm/v)	Chiều sâu	Nhám khi tiện	
			cắt	có cơ cấu ăn dao	
			t (μm)	R_a (μm)	Cấp độ
1	200	0,03	10	0,27	9
2	300	0,03	10	0,25	9
3	200	0,04	10	0,29	9
4	300	0,04	10	0,32	9
5	200	0,05	10	0,31	9
6	300	0,05	10	0,34	8



Hình 4. 26: Độ nhám bề mặt khi sử dụng cơ cấu ăn dao gắn trên máy CNC

Hình 4.26 là kết quả thực nghiệm khi sử dụng cơ cấu ăn dao dùng CCDH, được gắn trên đài dao của máy tiện CNC các thông số thực nghiệm và kết quả như Bảng 4.11. Sản phẩm khi gia công xong sử dụng máy đo độ nhám Mitutoyo SurfTest SJ – 210 (Japan) để đo độ nhám bề mặt của phôi thì kết quả đạt được có độ nhám nhỏ nhất $0,25\mu\text{m}$ và lớn nhất $0,34\mu\text{m}$. Độ nhám R_a , R_{max} ở điều kiện cắt lý tưởng chỉ dựa trên tốc độ tiến dao và bán kính mũi dao (công thức 2.25) trong Hình 4.26. Kết quả Hình

4.26 cho thấy độ nhám bề mặt lớn nhất dựa trên lý thuyết ở chương 2 và phương trình (2.25) là hình màu xanh nằm trên các kết quả tiện thực tế. Độ nhám R_a là đường gạch gạch bậc 2 màu đỏ nằm dưới kết quả độ nhám của thực nghiệm. Kết quả thực nghiệm có độ nhám bề mặt luôn nằm trong khoảng R_a đến R_{max} , điều này cho thấy việc bố trí thí nghiệm và chọn chế độ công nghệ trong nghiên cứu là hợp lý. Các kết quả thực nghiệm đều có độ nhám R_a nhỏ hơn giá trị R_a ở điều kiện cắt lý tưởng. Kết quả thực nghiệm độ nhám có thể đạt $0,25\mu\text{m}$ là do vật liệu gia công có độ cứng trung bình 23 HRC nên khi gia công bị biến dạng đàn hồi và biến dạng dẻo dính vào mũi dao làm độ nhám bề mặt tăng. Đối với tốc độ tiến dao đã cho, tốc độ cắt không ảnh hưởng đến độ nhám. Nhưng nếu ta giảm lượng chạy dao từ 0,05 xuống 0,03 rõ ràng độ nhám bề mặt giảm xuống từ $0,34\mu\text{m}$ xuống $0,25\mu\text{m}$.

4.3.2.2. Gia công trên máy tiện cơ

Thực nghiệm gia công tiện cơ MAQ CD6241X100, trên máy cơ trang bị thước quang có độ phân giải $5\mu\text{m}$ để đo và hiển thị thông số vị trí bàn dao. Các thông số gia công dựa vào [90] trong Bảng 4.12, vật liệu gia công: Thép C45; Đường kính phôi: 60 mm

Bảng 4. 12: Thông số công nghệ khi tiện [90]

Dạng gia công	Dụng cụ cắt	Vật liệu gia công	Tốc độ trục chính s (m/ph)	Tốc độ tiến dao f (mm/v)	Chiều sâu cắt t (mm)	Đường kính phôi (mm)
Gia công tinh	Hợp kim	Thép C45	120 – 200	0,05 – 0,65	0,1 – 0,3	60

Thiết kế thí nghiệm bằng phương pháp Taguchi [107, 108] được tính toán và kiểm tra bằng phần mềm Minitab 16 [109], kết quả thiết kế thí nghiệm như trong Bảng 4.13, Bảng 4.14. Thiết kế thí nghiệm theo bảng chuẩn của phương pháp Taguchi, mỗi biến đầu vào có 3 mức. Các thông số công nghệ dựa theo tiêu chuẩn gia công tinh và các thông số n, v hiện có của máy.

Bảng 4. 13: Các mức cho yếu tố đầu vào khi thí nghiệm

Mức	1	2	3
n (v/ph)	900	1170	1800
v (mm/v)	0,05	0,055	0,065
t (mm)	0,1	0,2	0,3

Bảng 4. 14: Thiết kế thí nghiệm theo bảng chuẩn của phương pháp Taguchi

Số thí nghiệm	n (v/ph)	v (mm/v)	t (mm)
1	900	0,050	0,1
2	900	0,055	0,2
3	900	0,065	0,3
4	1170	0,050	0,2
5	1170	0,055	0,3
6	1170	0,065	0,1
7	1800	0,050	0,3
8	1800	0,055	0,1
9	1800	0,065	0,2

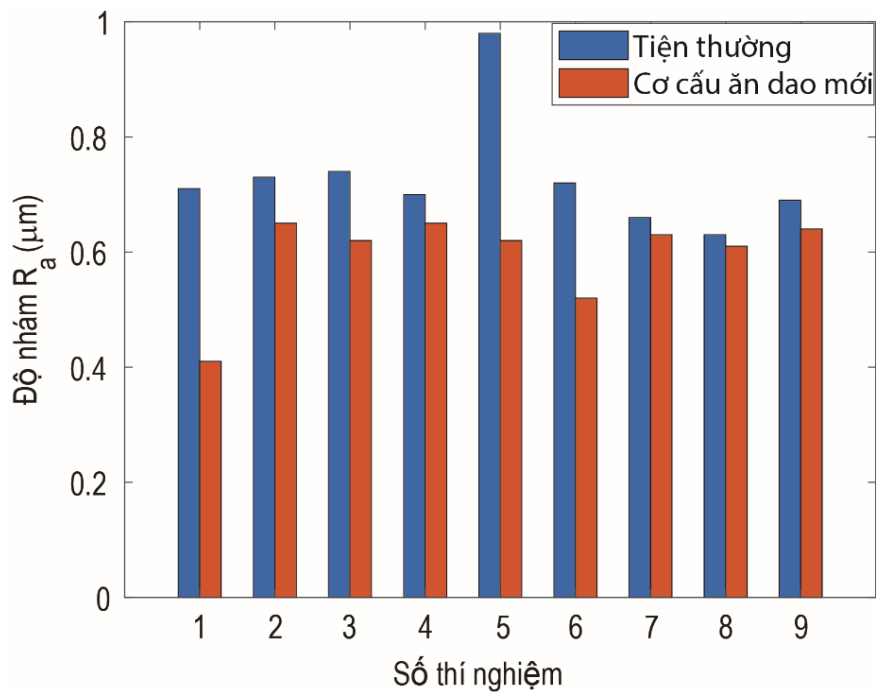


Hình 4. 27: Thực nghiệm đo độ nhám khi gia công

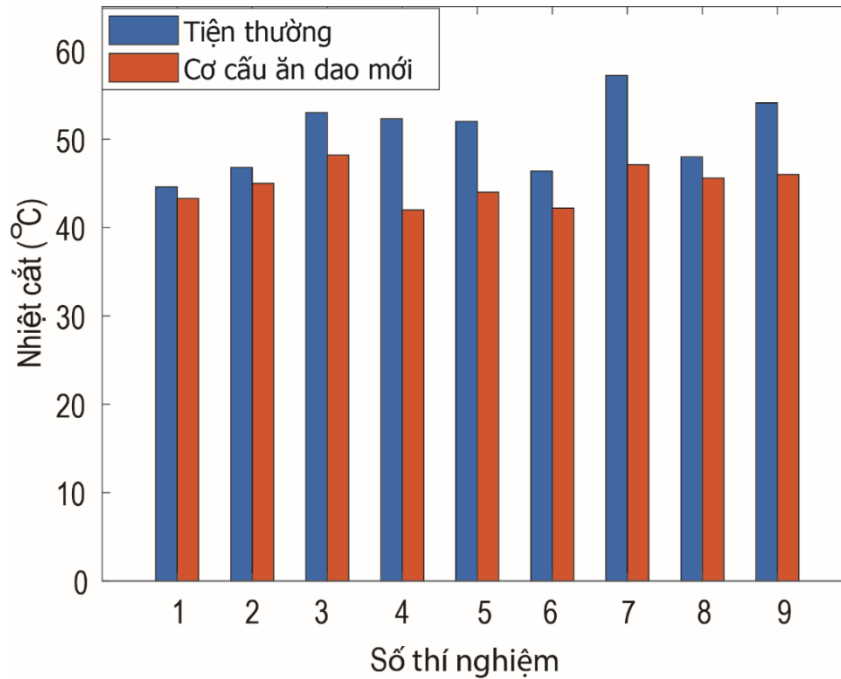
Kết quả thực nghiệm được tiến hành gia công và kết quả đo độ nhám Mitutoyo SurfTest SJ – 210 (Japan), mỗi thí nghiệm lặp 7 lần đo sau đó kết quả được ghi lại trong Bảng 4.15.

Bảng 4. 15: Thiết kế thí nghiệm bằng Taguchi và kết quả thí nghiệm

STT	Tốc độ quay n (v/ph)	Lượng chạy dao v (mm/v)	Chiều sâu cắt t (mm)	Nhám khi tiện thường		Nhiệt độ khi tiện thường (°C)	Nhám khi tiện có cơ cấu ăn dao		Nhiệt độ khi tiện có cơ cấu ăn dao (°C)	Số cấp độ nhám tăng (Tiện rung - Tiện thường)	Mức độ giảm nhám bề mặt (%)
				R_a	Cấp độ		R_a	Cấp độ			
				(μm)			(μm)				
1	900	0,050	0,1	0,71	7	44,6	0,41	8	43,3	1	42,25
2	900	0,055	0,2	0,73	7	46,8	0,65	7	45,0	0	10,95
3	900	0,065	0,3	0,74	7	53,0	0,62	8	48,2	1	16,22
4	1170	0,050	0,2	0,70	7	52,3	0,65	7	42,0	0	7,14
5	1170	0,055	0,3	0,98	7	52	0,62	8	44	1	36,73
6	1170	0,065	0,1	0,72	7	46,4	0,52	8	42,2	1	27,78
7	1800	0,050	0,3	0,66	7	57,2	0,63	7	47,1	0	4,55
8	1800	0,055	0,1	0,63	7	48,0	0,61	8	45,6	1	3,17
9	1800	0,065	0,2	0,69	7	54,1	0,64	7	46,0	0	7.25



Hình 4. 28: So sánh độ nhám bề mặt



Hình 4. 29: So sánh nhiệt cắt

Khi sử dụng cơ cấu ăn dao để gia công trên máy tiện CNC và so sánh với máy tiện thông thường, kết quả thực nghiệm như Hình 4.28, Hình 4.29 và Bảng 4.15 cho thấy độ nhám bề mặt và nhiệt độ khi cắt giảm xuống đáng kể. Các cấp độ nhám của các thí nghiệm phần lớn tăng một cấp so với tiện thường. Đóng góp này cũng là tiền đề để phát triển những cơ cấu ăn dao dạng này được gắn trên các máy công cụ khác nhau khi gia công cắt gọt, độ nhám bề mặt và nhiệt độ giảm xuống đáng kể so với phương pháp gia công thông thường.

Chương 5

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

5.1. Kết luận

Đề tài đã nghiên cứu phát triển được 2 thiết kế mới và xây mô hình toán mới, mối quan hệ giữa chuyển vị, độ cứng đầu vào và đầu ra, động học và động lực học của hai thiết kế mới và ứng dụng cho cơ cấu ăn dao chính xác trên máy tiện.

Về mặt phương pháp tính toán thiết kế tối ưu, đề xuất ra 2 giải thuật thiết kế tối ưu mới tổng quát nhất từ việc tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương đến tối ưu hóa CCDH và phân tích độ tin cậy:

(I) **Giải thuật di truyền dùng TOPSIS cho khâu cứng tương đương và cơ cấu đàn hồi kết hợp.** Giải thuật thiết kế tối ưu hóa này trải qua 5 giai đoạn: (1) thiết kế tối ưu cơ cấu khâu cứng tương đương, (2) chuyển đổi thành CCDH, (3) dùng phương pháp phần tử hữu hạn trong phần mềm ANSYS để phân tích ứng xử chuyển vị, ứng suất, tần số, (4) thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu dùng NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, (5) xác định các trọng số Entropy và phương pháp TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution) để lựa chọn lời giải tốt nhất.

(II) **Thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy mới với 3 bước:** tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương, tối ưu hóa đa mục tiêu cho CCDH bằng giải thuật NSGA-II, cuối cùng tập nghiệm Pareto được phân tích độ tin cậy dùng FORM. Phương pháp tối ưu hóa này đã được ứng dụng để thiết kế một CCDH dùng làm cơ cấu ăn dao mới với độ tin cậy $R = 99,88\%$ cho hai hàm mục tiêu về tần số tự nhiên và độ khuếch đại chuyển vị dưới các điều kiện không chắc chắn của các dữ liệu đầu vào/đầu ra của bài toán như lực cắt khi gia công, biến thiết kế và chuyển vị không mong muốn, ứng suất chảy của vật liệu, tải đầu vào từ PZT tác dụng vào cơ cấu. Cơ cấu ăn dao này đã được chế tạo, thực nghiệm và điều khiển bằng thuật toán GA – PID.

Kết quả thực nghiệm của 2 thiết kế cho thấy sai số giữa lý thuyết với mô phỏng và thực nghiệm nhỏ hơn 2,34% cho tỷ lệ khuếch đại chuyển vị và tần số tự nhiên đầu tiên, sai số cho độ cứng đầu vào và đầu ra của cơ cấu nhỏ hơn 5%, chuyển vị ký sinh không đáng kể. Ngoài ra, sai số về điều khiển đáp ứng vòng kín là 0,025 μm .

Cơ cấu ăn dao có thể tạo chuyển vị lớn nhất đối với cơ cấu ăn dao kiểu 1 là $D_{out} = 200 \mu\text{m}$ và độ cứng đầu ra cơ cấu ăn dao $K_{out} = 0,3055 \text{ N}/\mu\text{m}$. Cơ cấu ăn dao kiểu 2 là $D_{out} = 39,65 \mu\text{m}$ và độ cứng đầu ra cơ cấu ăn dao $K_{out} = 5,2 \text{ N}/\mu\text{m}$.

Cơ cấu ăn dao này cũng đang được sử dụng để khảo sát hiệu quả gia công trong lĩnh vực microfabrication. Ứng dụng thành công phương pháp tiện chính xác có trợ giúp của cơ cấu ăn dao dùng CCDH được dùng để gắn trên bàn dao của máy tiện cơ MAQ CD6241X100 và máy tiện CNC ECOCA SL-8 để gia công vật liệu thép C45 khi tiện chính xác ở chiều sâu cắt 5 μm . Kết quả cho thấy khi sử dụng để gia công trên máy tiện cơ MAQ CD6241X100 sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn 2,5 μm , độ nhám bề mặt 0,41 μm . Khi sử dụng gia công trên máy tiện CNC sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn 0,4 μm , độ nhám bề mặt 0,25 μm . Gia công với cả 2 loại máy đều cho thấy nhiệt độ cắt giảm đáng kể. Kết quả này có thể giúp kéo dài tuổi thọ cho dao. Kết quả chứng minh rằng cơ cấu ăn dao mới có khả năng định vị chính xác và nhanh chóng dụng cụ cắt trong quá trình gia công khi được lắp vào máy công cụ thông thường.

Hạn chế của nghiên cứu:

- Sử dụng thiết bị đo nhiệt, chỉ đo được vùng nhiệt cắt trên dao.
- Điều khiển vòng kín quá trình cắt của cơ cấu ăn dao chưa được thực nghiệm trong gia công.
- Thiếu thiết bị đo lực cắt nên chưa đo được lực cắt trong quá trình gia công.

a. Ý nghĩa khoa học

- Lần đầu tiên, một hệ thống dụng cụ cắt chính xác và thiết bị cắt thử nghiệm phù hợp với điều kiện sản xuất trong nước được xây dựng, tạo tiền đề cho các nghiên cứu sau này trong lĩnh vực này tại Việt Nam.

- Đã triển khai nghiên cứu đánh giá thực nghiệm những ưu điểm chính của cơ cấu ăn dao dùng CCDH so với máy tiện cơ và máy tiện CNC thông thường các chỉ tiêu về độ chính xác của cơ cấu ăn dao, độ nhám bề mặt và nhiệt độ cắt.
 - Nghiên cứu phát triển được 2 thiết kế mới và xây mô hình toán mới, mối quan hệ giữa chuyển vị, độ cứng đầu vào và đầu ra, động học và động lực học cơ cấu ăn dao.
 - Về mặt phương pháp tính toán thiết kế tối ưu, đề xuất ra 2 giải thuật thiết kế tối ưu mới tổng quát nhất từ việc tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương đến tối ưu hóa CCDH và phân tích độ tin cậy:
 - (I) **Giải thuật di truyền dùng TOPSIS cho khâu cứng tương đương và CCDH kết hợp.**
 - (II) **Thiết kế tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy.**
 - Luận án này có ý nghĩa tham khảo rất quan trọng đối với việc nghiên cứu, phân tích các đối tượng tương tự trong lĩnh vực kết cấu đàn hồi. Đồng thời, các kết quả nghiên cứu của tài liệu cũng giúp mang lại hiểu biết mới về các phương pháp mô hình hóa, tối ưu hóa độ tin cậy và điều khiển vòng kín bằng GA – PID trong phần mềm LABVIEW.
- b. Ý nghĩa thực tiễn**
- Trong giai đoạn hiện nay, việc nghiên cứu và phát triển cơ cấu định vị chính xác có vai trò quan trọng trong gia công, có ảnh hưởng quyết định đến hiệu suất gia công, tuổi thọ của dao và độ chính xác của máy tiện. Nhiều bài báo khoa học đã được xuất bản quốc tế về các CCDH để định vị chính xác và các ứng dụng của chúng. Tuy nhiên, ở Việt Nam, lĩnh vực nghiên cứu này vẫn còn nhiều hạn chế. Do đó, tài liệu này sẽ bổ sung thêm các kết quả mới cho lĩnh vực nghiên cứu cơ cấu định vị trên thế giới và ở Việt Nam.
 - Đề tài đã ứng dụng thành công phương pháp tiện chính xác có trợ giúp của cơ cấu ăn dao dùng CCDH được dùng để gắn trên bàn dao của máy tiện cơ MAQ

CD6241X100 và máy tiện CNC ECOCA SL-8 để gia công vật liệu thép C45 khi tiện chính xác ở chiều sâu cắt 5 μm . Kết quả cho thấy khi sử dụng để gia công trên máy tiện cơ MAQ CD6241X100 sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn 2,5 μm , độ nhám bề mặt 0,41 μm . Khi sử dụng gia công trên máy tiện CNC sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn 0,4 μm , độ nhám bề mặt 0,25 μm . Gia công với cả 2 loại máy đều cho thấy nhiệt độ cắt giảm đáng kể. Kết quả này có thể giúp kéo dài tuổi thọ cho dao. Kết quả chứng minh rằng cơ cấu ăn dao mới có khả năng định vị chính xác và nhanh chóng dụng cụ cắt trong quá trình gia công khi được lắp vào máy công cụ thông thường.

- Kết quả nghiên cứu có thể ứng dụng trực tiếp vào sản xuất và nâng cao hiệu quả kinh tế – kỹ thuật của quá trình gia công máy tiện.

5.2. Hướng phát triển

- Tiếp tục nghiên cứu hướng ứng dụng cơ cấu ăn dao để gia công các vật liệu khác nhau theo tiêu chí đánh giá giảm độ nhám, lực cắt và nhiệt cắt.
- Phát triển cơ cấu ứng dụng theo hướng định vị chính xác cho các thiết bị.
- Ứng dụng cơ cấu ăn dao để gia công có hỗ trợ rung động theo nguyên lý tiện.
- Ứng dụng phương pháp tối ưu mới của luận án cho các bài toán kỹ thuật phức tạp.
- Về điều khiển: phát triển bài toán điều khiển vòng kín trong quá trình gia công và ứng dụng các thuật toán điều khiển khác nhau để nâng cao độ chính xác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Howell, L.L., Compliant mechanisms, John Wiley & Sons, New York, 2001.
2. Lobontiu, N., Compliant mechanisms: design of flexure hinges, CRC press, 2020.
3. Smith, S.T., Flexures: elements of elastic mechanisms, Crc Press, 2000.
4. Hoàng, P.H. and T.V. Thùy, Thiết kế hình dạng và mô phỏng hoạt động của cơ cấu dẫn động với độ phân giải micron, Science & Technology, 11 (03-2008) (2008).
5. Xu, Q. and Y. Li, Analytical modeling, optimization and testing of a compound bridge-type compliant displacement amplifier, Mechanism and machine theory, 46 (2) (2011) 183-200.
6. Meng, Q., Y. Li, and J. Xu, A novel analytical model for flexure-based proportion compliant mechanisms, Precision Engineering, 38 (3) (2014) 449-457.
7. Shin Kang, K., et al., Flexure-based device for cyclic strain-mediated osteogenic differentiation, Journal of Biomechanical Engineering, 135 (11) (2013) 114501.
8. Zhu, Z., et al., Development of pseudo-random diamond turning method for fabricating freeform optics with scattering homogenization, Optics express, 21 (23) (2013) 28469-28482.
9. Lu, Q., Optimization Design of Flexible Micro-Displacement Amplification Mechanism Based on Parameters, Journal of Applied Science and Engineering, 18 (4) (2015) 345-354.
10. Chen, G., Y. Ma, and J. Li, A tensural displacement amplifier employing elliptic-arc flexure hinges, Sensors and Actuators A: Physical, 247 (2016) 307-315.
11. Sun, X., et al., Design optimization of a giant magnetostrictive driving system for large stroke application considering vibration suppression in working process, Mechanical Systems and Signal Processing, 138 (2020) 106560.
12. Shen, X., L. Zhang, and D. Qiu, A lever-bridge combined compliant mechanism for translation amplification, Precision Engineering, 67 (2021) 383-392.
13. Ling, M., C. Zhang, and L. Chen, Optimized design of a compact multi-stage displacement amplification mechanism with enhanced efficiency, Precision Engineering, (2022).
14. Liu, Q. and L. Wang. A new hybrid macro-and micro-range fast tool servo. in 2010 International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. 2010. IEEE.
15. Gan, S., M. Rahman, and H. Lim, Development of a fine tool servo with force monitoring system for nanomachining applications, Journal of Vacuum Science & Technology B: Microelectronics and Nanometer Structures Processing, Measurement, and Phenomena, 27 (3) (2009) 1272-1277.
16. Long, B.T., Nghiên cứu bù sai số vị trí bằng phần mềm điều khiển khi gia công phay CNC, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 121 (2007) 46-48.
17. Tuấn, P.M. and P.H. Hoàng, Thiết kế và mô phỏng cơ cấu ăn dao chính xác, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, (12) (2013) 91 - 97.
18. Pham, H. and V. Nguyen, A Monolithic Flexural-Based Prosthetic Foot For Amputee, Journal of Engineering Technology and Education, 9 (5) (2013) 461-467.
19. Huy-Tuan, P., V. Nguyen, and V. Mai, Shape optimization and fabrication of a parametric curved segment prosthetic foot for amputee, Journal of Science and Technology: Technical Universities, 102 (2014) 89-95.

20. Pham, H.-T., M.-N. Le, and V.-T. Mai. A novel multi-axis compliant prosthetic ankle foot to support the rehabilitation of amputees. in 2016 3rd International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD). 2016. IEEE.
21. Tuấn, P.H. and N.V. Khiển, Bàn chân giả với khớp mắt cá chân đa trục, Số đơn: 1-2020-01198, Cục Sở hữu trí tuệ, Việt Nam, Ngày cấp: 05/07/2022.
22. Dao, T.-P. and S.-C. Huang, Design, fabrication, and predictive model of a 1-dof translational flexible bearing for high precision mechanism, Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 39 (3) (2015) 419-429.
23. Dao, T.-P. and S.-C. Huang, Robust design for a flexible bearing with 1-DOF translation using the Taguchi method and the utility concept, Journal of Mechanical Science and Technology, 29 (8) (2015) 3309-3320.
24. Dao, T.-P., Multiresponse optimization of a compliant guiding mechanism using hybrid Taguchi-grey based fuzzy logic approach, Mathematical Problems in Engineering, 2016 (2016).
25. Huang, S.-C. and T.-P. Dao, Design and computational optimization of a flexure-based XY positioning platform using FEA-based response surface methodology, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 17 (8) (2016) 1035-1048.
26. Dao, T.-P. and S.-C. Huang, Design and analysis of a compliant micro-positioning platform with embedded strain gauges and viscoelastic damper, Microsystem Technologies, 23 (2) (2017) 441-456.
27. Shao, S., et al., Stroke maximizing and high efficient hysteresis hybrid modeling for a rhombic piezoelectric actuator, Mechanical Systems and Signal Processing, 75 (2016) 631-647.
28. Li, Y. and Z. Wu, Design, analysis and simulation of a novel 3-DOF translational micromanipulator based on the PRB model, Mechanism and Machine Theory, 100 (2016) 235-258.
29. Zhu, Z., et al., Optimum design of a piezo-actuated triaxial compliant mechanism for nanocutting, IEEE Transactions on industrial electronics, 65 (8) (2017) 6362-6371.
30. Watanabe, S. and T. Ando, High-speed XYZ-nanopositioner for scanning ion conductance microscopy, Applied Physics Letters, 111 (11) (2017) 113106.
31. Kenton, B.J. and K.K. Leang, Design and control of a three-axis serial-kinematic high-bandwidth nanopositioner, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 17 (2) (2011) 356-369.
32. Tian, Y., et al., A spatial deployable three-dof compliant nano-positioner with a three-stage motion amplification mechanism, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 25 (3) (2020) 1322-1334.
33. Wang, J., et al., A linear piezoelectric actuator with high flexibility flexible mechanism designed by the bidirectional parasitic motion principle, Review of Scientific Instruments, 91 (4) (2020) 045005.
34. Yu, H., et al., The design and kinetostatic modeling of 3PPR planar compliant parallel mechanism based on compliance matrix method, Review of Scientific Instruments, 90 (4) (2019) 045102.
35. Tian, Y., B. Shirinzadeh, and D. Zhang, A flexure-based mechanism and control methodology for ultra-precision turning operation, Precision Engineering, 33 (2) (2009) 160-166.
36. Liu, Q., et al., A flexure-based long-stroke fast tool servo for diamond turning, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 59 (9-12) (2012) 859-867.
37. Nguyen, V.-K., et al., Optimization design of a compliant linear guide for high-precision feed drive mechanisms, Mechanism and Machine Theory, 165 (2021) 104442.
38. Kim, H., et al., Development of a nanoprecision 3-DOF vertical positioning system with a flexure hinge, IEEE Transactions on Nanotechnology, 12 (2) (2013) 234-245.

39. Qin, Y., et al., Design and computational optimization of a decoupled 2-DOF monolithic mechanism, *IEEE/ASME Transactions on mechatronics*, 19 (3) (2013) 872-881.
40. Tang, H. and Y. Li, Development and active disturbance rejection control of a compliant micro-/nanopositioning piezostage with dual mode, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61 (3) (2013) 1475-1492.
41. Wadikhaye, S.P., Y.K. Yong, and S. Reza Moheimani, A serial-kinematic nanopositioner for high-speed atomic force microscopy, *Review of Scientific Instruments*, 85 (10) (2014) 105104.
42. Wang, P. and Q. Xu, Design of a flexure-based constant-force XY precision positioning stage, *Mechanism and Machine Theory*, 108 (2017) 1-13.
43. Qiu, J., et al., A bulk-micromachined bistable relay with U-shaped thermal actuators, *Journal of microelectromechanical systems*, 14 (5) (2005) 1099-1109.
44. Zubir, M.N.M., B. Shirinzadeh, and Y. Tian, Development of a novel flexure-based microgripper for high precision micro-object manipulation, *Sensors and Actuators A: Physical*, 150 (2) (2009) 257-266.
45. Noveanu, S., et al., Substructure compliance matrix model of planar branched flexure-hinge mechanisms: Design, testing and characterization of a gripper, *Mechanism and Machine Theory*, 91 (2015) 1-20.
46. Chi, I.-T., T. Chanthasopeephan, and D.-A. Wang, Design of a parallel gripper based on topology synthesis and evolutionary optimization, *Journal of Mechanisms and Robotics*, 14 (2) (2021) 021008.
47. Pham, H.-T. and D.-A. Wang, A constant-force bistable mechanism for force regulation and overload protection, *Mechanism and Machine Theory*, 46 (7) (2011) 899-909.
48. Pham, H.-T. and D.-A. Wang, A quadristable compliant mechanism with a bistable structure embedded in a surrounding beam structure, *Sensors and Actuators A: Physical*, 167 (2) (2011) 438-448.
49. Han, Y.-M., et al., Control performances of a piezoactuator direct drive valve system at high temperatures with thermal insulation, *Smart Materials and Structures*, 25 (9) (2016) 097003.
50. Yang, Y.-J., B.-T. Liao, and W.-C. Kuo, A novel 2× 2 MEMS optical switch using the split cross-bar design, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 17 (5) (2007) 875.
51. Hilton, L. and V.S. Beal, Storage case for disk-shaped media having a bi-stable ejection mechanism utilizing compliant device technology, *Google Patents*, US5590768A, 1997.
52. Hansen, B., et al., Plastic latching accelerometer based on bistable compliant mechanisms, *Smart Materials and Structures*, 16 (5) (2007) 1967.
53. Jin, Q., et al., A bulk-micromachined bistable relay with U-shaped thermal actuators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 14 (5) (2005) 1099-1109.
54. Woronko, A., J. Huang, and Y. Altintas, Piezoelectric tool actuator for precision machining on conventional CNC turning centers, *Precision Engineering*, 27 (4) (2003) 335-345.
55. Li, H., R. Ibrahim, and K. Cheng, Design and principles of an innovative compliant fast tool servo for precision engineering, *Mechanical Sciences*, 2 (2) (2011) 139-146.
56. Zhu, Z., et al., Multi-objective optimum design of fast tool servo based on improved differential evolution algorithm, *Journal of mechanical science and technology*, 25 (12) (2011) 3141-3149.
57. Wang, H. and S. Yang, Design and control of a fast tool servo used in noncircular piston turning process, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 36 (1) (2013) 87-94.

58. Shalaby, M., et al. Compensation of deflection-induced errors in high precision hard turning using a piezoelectric-based fast tool servo. in Proceedings of the 6th International Conference on Virtual Machining Process Technology (VMPT), Montréal, QC, Canada. 2017.
59. Ding, B., et al., Optimum design and analysis of flexure-based mechanism for non-circular diamond turning operation, SAGE Publications, 2017, 1-10.
60. Liang, H., et al., A large-stroke flexure fast tool servo with new displacement amplifier, 2017 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2017, pp. 52-57.
61. Kurniawan, R. and T.J. Ko, A study of surface texturing using piezoelectric tool holder actuator on conventional CNC turning, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 14 (2) (2013) 199-206.
62. He, Y., et al., Design and application of a flexure-based oscillation mechanism for surface texturing, Journal of Manufacturing Processes, 32 (2018) 298-306.
63. Zhao, D., et al., Development of a piezoelectrically actuated dual-stage fast tool servo, Mechanical Systems and Signal Processing, 144 (2020) 106873.
64. Wang, G. and W. Li, Manufacturing of lens arrays using fast tool servo system based on error correcting algorithm, Optik, 178 (2019) 698-703.
65. Zhou, R., et al., Development of a high-performance force sensing fast tool servo, IEEE Transactions on Industrial Informatics, 18 (1) (2021) 35-45.
66. Li, Y. and Q. Xu, Design and analysis of a totally decoupled flexure-based XY parallel micromanipulator, IEEE transactions on robotics, 25 (3) (2009) 645-657.
67. Ling, M., et al., Enhanced mathematical modeling of the displacement amplification ratio for piezoelectric compliant mechanisms, Smart Materials and Structures, 25 (7) (2016) 075022.
68. Liu, P. and P. Yan, A new model analysis approach for bridge-type amplifiers supporting nano-stage design, Mechanism and Machine Theory, 99 (2016) 176-188.
69. Lobontiu, N. and E. Garcia, Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms, Computers & structures, 81 (32) (2003) 2797-2810.
70. Zhu, X., et al., A novel flexure-based vertical nanopositioning stage with large travel range, Review of Scientific Instruments, 86 (10) (2015) 105112.
71. Kim, C.J., S. Kota, and Y.-M. Moon, An instant center approach toward the conceptual design of compliant mechanisms, (2006).
72. Kim, C.J., Y.-M. Moon, and S. Kota, A building block approach to the conceptual synthesis of compliant mechanisms utilizing compliance and stiffness ellipsoids, (2008).
73. Bernardoni, P., et al. A new compliant mechanism design methodology based on flexible building blocks. in Smart Structures and Materials 2004: Modeling, Signal Processing, and Control. 2004. SPIE.
74. Gallego, J.A. and J. Herder, Synthesis methods in compliant mechanisms: An overview, International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2009, pp. 193-214.
75. Pham, H.-T., M.-N. Le, and V.-T. Mai, A Novel Multi-Axis Compliant Prosthetic Ankle Foot to Support the Rehabilitation of Amputees, 2016 3rd International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD), IEEE, 2016, 238-243.
76. Bilancia, P. and G. Berselli, Design and testing of a monolithic compliant constant force mechanism, Smart Materials and Structures, 29 (4) (2020) 044001.

77. Nguyen, V.-K., H.-T. Pham, and H.-H. Pham, Optimal design of high precision compliant guide mechanism using gene algorithm and Taguchi-based sensitivity analysis, 2017 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE), IEEE, 2017, 412-417.
78. Li, Z.-Z., et al., Optimal design of high temperature vacuum furnace using response surface method, Journal of mechanical science and technology, 22 (11) (2008) 2213-2217.
79. Choi, S.-K., R.A. Canfield, and R.V. Grandhi, Reliability-Based Structural Optimization, Springer, 2007.
80. Nowad, A.S. and K.R. Collins, Reliability of Structure, Mc Graw Hill, 2000.
81. Li, F., et al., A single-loop deterministic method for reliability-based design optimization, Engineering Optimization, 45 (4) (2013) 435-458.
82. Shan, S. and G.G. Wang, Reliable design space and complete single-loop reliability-based design optimization, Reliability Engineering & System Safety, 93 (8) (2008) 1218-1230.
83. Paros, J.M., How to design exural hinges, Mach Design, 37 (1965) 151-156.
84. Trí, D.B., Phát triển hệ thống phản hồi lực bằng lưu chất từ biến, LATS kỹ thuật, Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM, 2021.
85. Deb, K., et al., A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II, IEEE transactions on evolutionary computation, 6 (2) (2002) 182-197.
86. Deb, K., et al. A fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm for multi-objective optimization: NSGA-II. in International conference on parallel problem solving from nature. 2000. Springer.
87. Trung, N.T. and H.H. Vịnh, Chương 4: Tối ưu hóa kết cấu dựa trên độ tin cậy, Đại Học Công Nghệ TP. Hồ Chí Minh, 2015.
88. Gomes, H.M. and A.M. Awruch, Comparison of response surface and neural network with other methods for structural reliability analysis, Structural safety, 26 (1) (2004) 49-67.
89. Whitehouse, D.J., Surfaces and their Measurement, CRC Press, 2002.
90. Long, B.T., T.T. Lực, and T.S. Túy, Nguyên lý gia công vật liệu, NXB Khoa Học và Kỹ Thuật, 2013.
91. Li, J., et al., A Stable Autoregressive Moving Average Hysteresis Model in Flexure Fast Tool Servo Control, IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 16 (3) (2019) 1484-1493.
92. Tian, Y., et al., A novel XYZ micro/nano positioner with an amplifier based on L-shape levers and half-bridge structure, Sensors and Actuators A: Physical, 302 (2020) 111777.
93. Wang, F., et al., Design and control of a compliant microgripper with a large amplification ratio for high-speed micro manipulation, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 21 (3) (2016) 1262-1271.
94. Hwang, C.-L. and A.S.M. Masud, Multiple objective decision making-methods and applications: a state-of-the-art survey, Springer Science & Business Media, 2012.
95. Çalışkan, H., et al., Material selection for the tool holder working under hard milling conditions using different multi criteria decision making methods, Materials & Design, 45 (2013) 473-479.
96. Olson, D.L., Comparison of weights in TOPSIS models, Mathematical and Computer Modelling, 40 (7-8) (2004) 721-727.
97. Kumar, J. and R.K. Verma, Experimental Investigations and Multiple criteria Optimization during Milling of Graphene Oxide (GO) doped epoxy/CFRP Composites Using TOPSIS-AHP hybrid Module, FME Transactions, 48 (3) (2020) 629.
98. Wang, W.-C., et al., Design and vibration control of a notch-based compliant stage for display panel inspection applications, Journal of Sound and Vibration, 333 (10) (2014) 2701-2718.

99. Koseki, Y., et al., Kinematic analysis of a translational 3-dof micro-parallel mechanism using the matrix method, *Advanced Robotics*, 16 (3) (2002) 251-264.
100. Young, W.C., R.G. Budynas, and A.M. Sadegh, *Roark's formulas for stress and strain*, McGraw-hill New York, 2002.
101. Pham, H.-H. and I.-M. Chen, Stiffness modeling of flexure parallel mechanism, *Precision Engineering*, 29 (4) (2005) 467-478.
102. Lobontiu, N., Compliance-based matrix method for modeling the quasi-static response of planar serial flexure-hinge mechanisms, *Precision Engineering*, 38 (3) (2014) 639-650.
103. Wu, Y. and Z. Zhou, Design calculations for flexure hinges, *Review of scientific instruments*, 73 (8) (2002) 3101-3106.
104. Zhu, Z., et al., Development of a piezoelectrically actuated two-degree-of-freedom fast tool servo with decoupled motions for micro-/nanomachining, *Precision Engineering*, 38 (4) (2014) 809-820.
105. Zhu, W.-L., et al., Design, modeling, analysis and testing of a novel piezo-actuated XY compliant mechanism for large workspace nano-positioning, *Smart Materials and Structures*, 25 (11) (2016) 115033.
106. Tang, X., I.-M. Chen, and Q. Li, Design and nonlinear modeling of a large-displacement XYZ flexure parallel mechanism with decoupled kinematic structure, *Review of Scientific Instruments*, 77 (11) (2006) 115101.
107. Ross, P.J., *Taguchi techniques for quality engineering*, McGrawHill, 1996.
108. Montgomery, D.C., *Design and analysis of experiments*, John wiley & sons, 2017.
109. Lộc, N.H., *Giáo trình quy hoạch và phân tích thực nghiệm*, NXB Đại Học Quốc Gia TP. Hồ Chí Minh, 2021.

PHỤ LỤC

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH CÔNG BỐ

I. Các công trình công bố của luận án:

1. **Nguyen, V.-K.**, et al., Reliability-Based Multi-Objective Optimization Design Combined NSGA-II Algorithm and Pseudo-Rigid-Body Method for Compliant Mechanisms, *Mechanism and Machine Theory*, (SCI, Q1, IF: 4.93) (*Under Review*)(2022)
2. **Nguyen, V.-K.**, et al., Optimization design of a compliant linear guide for high-precision feed drive mechanisms, *Mechanism and Machine Theory*, 165 (2021) 104442. (SCI, Q1, IF: 4.93)
3. Huy-Tuan Pham, **Van-Khien Nguyen**, Khac-Huy Nguyen, Quang-Khoa Dang, TrungKien Hoang, Son-Minh Pham. "Optimization Design of a 2-DOF Compliant Parallel Mechanism Using NSGA-II Algorithm for Vibration-Assisted Milling", I. A. Parinov et al.(eds.), *Advanced Materials, Springer Nature*, Cham, Switzerland, 2020. ISBN: 978-3-030- 45119-6. pp. 469-478. (Scopus)
4. **Nguyen V.K.**, Pham H.H., Huy-Tuan Pham., 2018, "Multi-objective Optimization of a Linear Flexure-Based Mechanism Using Pseudo Rigid-Body Diagram Analysis and FEABased Response Surface Methodology," *Modern Environmental Science and Engineering*, Volume 4, No. 5, pp. 469-475. (ISSN 2333-2581). (EI)
5. **Van-Khien Nguyen**, Duy-Luong Tuong, Huy-Tuan Pham, Huy-Hoang Pham, 2018, "Design and Optimization of a New Hollow Circular Flexure Hinge for Precision Mechanisms", *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 889, pp 337-345, (ISSN: 1662-7482). (EI)
6. **Nguyễn Văn Khiển**, Ngô Nam Phương, Phạm Huy Hoàng, Phạm Huy Tuân, 2017, "Thiết kế tối ưu và mô phỏng cơ cấu đàn hồi dùng làm bộ khuếch đại của cơ cấu tạo vi chuyển động" *Tạp chí Phát triển Khoa học & Công nghệ*, (ISSN: 1859-0128), tập 20, số K5- 2017, pp. 5-12

7. **Nguyễn Văn Khiển**, Phạm Huy Hoàng và Phạm Huy Tuân, “Tối ưu hóa đa mục tiêu cơ cấu ăn dao chính xác dùng sự kết hợp giữa phương pháp Taguchi, giải thuật gene và phương pháp đáp ứng bề mặt,” *Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ X*, Hà Nội, 8-9/12/2017, trang 1062-1070, (ISBN: 978-604-913-719-8)
8. **Khien-Van NGUYEN**, Hoang-Huy PHAM, Tuan-Huy PHAM, 2017, "Multi-objective Optimization of a Linear Flexure-Based Mechanism Using Pseudo Rigid-Body Diagram Analysis and FEA-Based Response Surface Methodology", *The 3RD ASEAN Smart Grid Conference and The 5th International Conference on Sustainable Energy (3RD ASGC - 5TH ICSE)*, Ho Chi Minh City University of Technology, 4 – 6 December 2017, Vietnam, pp. 142 - 149
9. **Van Khien Nguyen**, Huy Tuan Pham and Huy Hoang Pham, 2017 “Optimal Design of Flexure Mechanism Using Gene Algorithm and Taguchi–Based Sensitivity Analysis”, *IEEE International Conference on Systems Science and Engineering*, July 21-23, HCM city, Vietnam, pp. 412 – 41. (Scopus)
10. **Nguyễn Văn Khiển**, Phạm Huy Hoàng, Phạm Huy Tuân, 2015 "Cơ cấu đàn hồi và các hướng ứng dụng", *Hội nghị Khoa học - Công nghệ Toàn quốc về Cơ khí lần thứ IV*, Đại học Sư Phạm Kỹ thuật Tp. Hồ Chí Minh, 06/11/2015, tập 2, pp. 778-786.

II. Các công trình công bố khác có liên quan đến hướng nghiên cứu:

1. Pham Huy Tuan, **Nguyen Van Khien**, and Mai Van Trinh, 2014 “Shape Optimization And Fabrication Of A Parametric Curved-Segment Prosthetic Foot For Amputee”, *J. Science & Technology, Technical Universities*, Vol. 102, pp. 89-95.
2. *Pham, H.T.*, **Nguyen V.K.**, 2013 “A Monolithic Flexural-Based Prosthetic Foot For Amputee”, *Journal of Engineering Technology and Education*, National Kaohsiung University of Applied Sciences, Vol. 9, pp. 461 - 467. (EI)
3. HT Pham, MN Le, **VK Nguyen**, 2015 "Design of a Multi-Axis Fully Compliant Prosthetic Foot for Amputee", *The 4th International Conference on Sustainable Energy (4th ICSE)*, pp. 223-228.
4. Pham Huy Tuan, **Nguyen Van Khien**, 2012 “A Monolithic Flexural-Based Prosthetic Foot For Amputee” *The 2012 International Conference on Green Technology and*

Sustainable Development (GTSD2012), HCM city University of Technical Education,
Sept 29th – 30th, HCM city, Vietnam.

III. Số lượng văn bằng bảo hộ sở hữu trí tuệ đã được cấp (nếu có)

TT	Tên và nội dung văn bằng	Năm cấp văn bằng: 05/07/2022
1	Bằng sáng chế: Bàn chân giả với khớp mắt cá chân đa trục	Bộ Khoa Học và Công Nghệ - Cục Sở Hữu Trí Tuệ Bằng độc quyền sáng chế, số: 32899

IV. Các đề tài NCKH theo hướng nghiên cứu đã tham gia:

❖ **Đề tài cấp Bộ, trường trong điểm/NCS:**

<i>TT</i>	<i>Tên đề tài / Lĩnh vực ứng dụng</i>	<i>Năm</i>	<i>Đề tài cấp</i>	<i>Trách nhiệm</i>
1.	Nghiên cứu công nghệ gia công có dao động hỗ trợ giúp nâng cao năng suất và độ chính xác trong gia công cơ khí < B2021-SPK-02 >	2021-2022	Cấp Bộ	Thành viên
2.	Nghiên cứu xây dựng mô hình động học và động lực học cho cơ cấu đàn hồi tần số cao được điều khiển bằng Piezoactuator (T2020-06NCS)	2020	Dành cho NCS	Chủ nhiệm
3.	Nghiên cứu tối ưu hình dạng khớp đàn hồi cho các thiết bị định vị chính xác trong cơ khí (T2019-03NCS)	2019	Dành cho NCS	Chủ nhiệm
4.	Nghiên cứu nâng cao độ chính xác của cơ cấu ăn	2018	Dành cho NCS	Chủ nhiệm

	dao dùng cơ cấu mềm (<i>T2018-02NCS</i>)			
5.	Nghiên cứu thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu chính xác tạo chuyển động thẳng hai bậc tự do (<i>T2019-08TD</i>)	2019	Trưởng trọng điểm	Thành viên
6.	Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo khớp mắt cá chân bằng cơ cấu mềm cho người khuyết tật/ y học (<i>T2013-35TD</i>)	2013	Trưởng trọng điểm	Thành viên