

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HCM**

NGUYỄN VĂN KHIỂN

**NGHIÊN CỨU NÂNG CAO ĐỘ CHÍNH XÁC
CƠ CẤU ẪN DAO DỪNG CƠ CẤU ĐÀN HỒI**

Chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí
Mã số chuyên ngành: 9520103

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ

TP. HỒ CHÍ MINH – NĂM 2022

Công trình được hoàn thành tại **Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM**

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

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

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

.

Luận án sẽ được bảo vệ trước Hội đồng đánh giá luận án Cấp Trường

họp tại Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

vào ngày tháng năm

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ 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 Tuấn, 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 Tuấn, "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 Tuấn, 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 trọng điểm/NCS:

TT	Tên đề tài / Lĩnh vực ứng dụng	Năm	Đề tài cấp	Trách nhiệm
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 dao dùng cơ cấu mềm (T2018-02NCS)	2018	Dành cho NCS	Chủ nhiệm
5.	Nghiên cứu thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu chính xác tạo chuyển động thẳng hai bậc tự do (T2019-08TB)	2019	Trường 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 (T2013-35TB)	2013	Trường trọng điểm	Thành viên

MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

Một số nguyên nhân có thể dẫn đến làm giảm độ chính xác của các máy công cụ 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. 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.

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. 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

Thiết kế tối ưu hóa và chế tạo cơ cấu ăn dao dùng cơ cấu đàn hồi (CCDH) được gắn trên bàn dao của máy tiện với mục đích là 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

3. Nhiệm vụ nghiên cứu

- Xây dựng mô hình 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 độ nhám bề mặt và độ chính xác cơ cấu ăn dao.

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.

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

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 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:

(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.

Ý nghĩa thực tiễn

- Trên thế giới đã có khá nhiều công trình khoa học được công bố về các CCDH dùng làm định vị chính xác. Tuy nhiên ở Việt Nam, lĩnh vực nghiên cứu này vẫn còn nhiều hạn chế.
- Kết quả cho thấy khi sử dụng để gia công trên máy tiện cơ MAQ CD6241X100 sai số vị trí mũi dao nhỏ hơn $2,5 \mu\text{m}$, độ nhám bề mặt $0,41 \mu\text{m}$. 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 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.

7. Cấu trúc của luận án

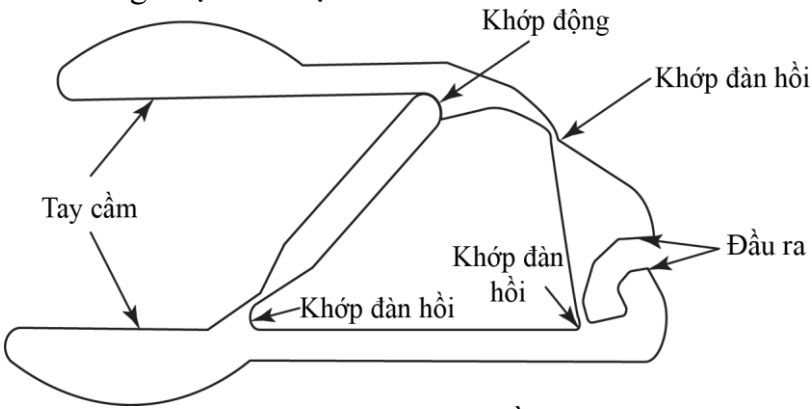
Luận án gồm 5 chương: Mở đầu; Chương 1: Tổng quan nghiên cứu; Chương 2: Cơ sở lý thuyết nghiên cứu; Chương 3: Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu ăn dao; Chương 4: Thực nghiệm và điều khiển cơ cấu ăn dao; Chương 5: Kết luận và hướng phát triển

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN

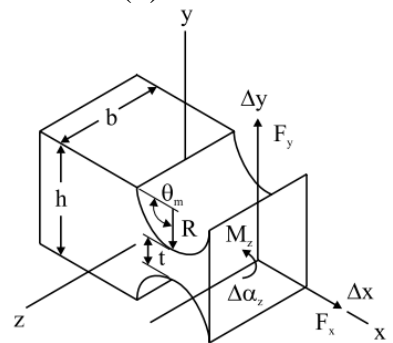
1.1. Tổng quan chung về lĩnh vực nghiên cứu

1.1.1. Cơ cấu đàn hồi (CCĐH)

Cơ cấu đàn hồi (CCĐH) cũng cho phép truyền hay biến đổi chuyển động, lực và mômen. Tuy nhiên không giống cơ cấu cứng truyền thống, CCĐH có thể thực hiện ít nhất một hoặc 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 CCĐH 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. 1: Kim cộng lực bằng CCĐH



Hình 1.2: Khớp đàn hồi với cấu tạo nguyên khối [1]

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

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

Việc sử dụng các CCĐH 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)).

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.



Hình 1.6: Cơ cấu đàn hồi [2]

1.1.3. Một số cơ cấu đàn hồi thông dụng

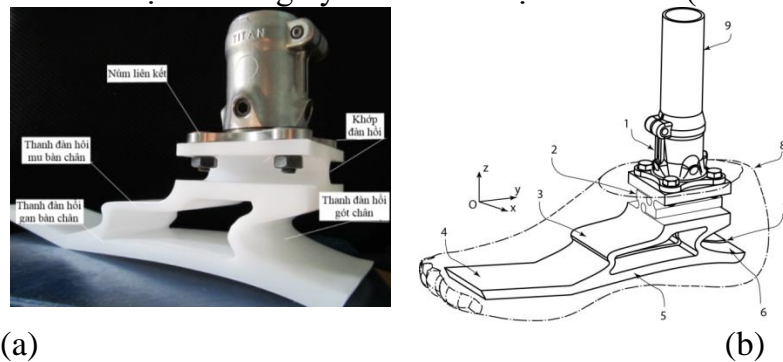
CCĐH được tạo thành từ nhiều khớp đàn hồi kết hợp lại với nhau, CCĐH cũng có các dạng đặc trưng như cơ cấu truyền thống, có thể truyền và biến đổi nhiều loại chuyển động khác nhau (Hình 1.6). Với những ưu điểm vốn có của khớp nối đàn hồi, CCĐH với thiết kế nguyên khối đồng nhất có khả năng truyền chuyển động rất chính xác với hiệu suất và độ bền cao hơn các cơ cấu cơ khí truyền thống nhiều lần. Do vậy CCĐH được dùng cho cơ cấu dẫn động và định vị, ứng dụng cơ cấu đàn hồi trong truyền động chính xác, ...

1.2. Các kết quả nghiên cứu trong nước

Trong công trình [3] của GS. Bành Tiên 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.

Năm 2008, 2013 [4, 5] Phạm Huy Hoàng và cộng sự đã thiết kế cơ cấu dẫn động bằng CCĐH với độ phân giải micron. Nhưng kết quả chỉ giới hạn ở tính toán, mô phỏng, chưa đi sâu nghiên cứu thực nghiệm điều khiển và ứng dụng của cơ cấu Hình 1.20.

Năm 2013, 2016 [6-8] Phạm Huy Tuấn và các cộng sự đã cải tiến thành công khớp mắt cá chân giả để tạo khả năng linh hoạt hơn thiết kế trước đó. Thiết kế này là sự kết hợp các thanh đàn hồi và các khớp đàn hồi 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)).



Hình 1. 3: Bàn chân giả bằng vật liệu POM (a) [8] và đăng ký sở hữu trí tuệ (b) [9]

Nhóm tác giả Thanh-Phong Dao và các cộng sự đã thiết kế, chế tạo và tối ưu nhiều CCĐH cho vài ứng dụng trong hệ thống định vị chính xác [10, 11], ... 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. 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 của chúng.

1.3. Các kết quả nghiên cứu ngoài nước

Ngày nay, CCĐH 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 [12-14], chẳng hạn như kính hiển vi lực nguyên tử, tay máy vi mô (micro/nano manipulator) và gia công chính xác [15-18], cơ cấu chạy dao chính xác [19-21], cơ cấu cân chỉnh chính xác [22] cơ cấu định vị nano chính xác 2-3 bậc tự do [23-26], cơ cấu kẹp vật và cơ cấu gấp vật siêu nhỏ [27-30], cơ cấu tạo và điều chỉnh lực [31, 32], van servo để kiểm soát chất lỏng [33]. Một số ứng dụng CCĐH song ổn định như: cơ cấu khoá micro ứng dụng trong quang học [34], cơ cấu đựng đĩa CD [35], gia tốc kế dạng khóa (latching accelerometer) [36], rơ le (relay) điện [37].

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 [19]	20		13,1	52	1122
Liu [20]	500	3,4	74,76 N/mm		109,6
Li [38]	20		10,3173	700	1400
Zhu [39]	10,25		22,434	227	2000
Wang [40]	540				321
Ding [41]	96,75	0,98	6,12	94,634	156,77
Liang [42]	114,9			260,65	316,85
Kurniawan [43]	26		50	131,6	480
He [44]	8		50	131,6	980
Zhao [45]	10,4		16,84	171	
Zhou [46]	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, 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 hơn.

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. 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

CCĐH bằng cách trực tiếp mà không phân tích và tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng. 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 CCĐH, cuối cùng là tối ưu hóa và phân tích độ tin cậy của CCĐH.

(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.

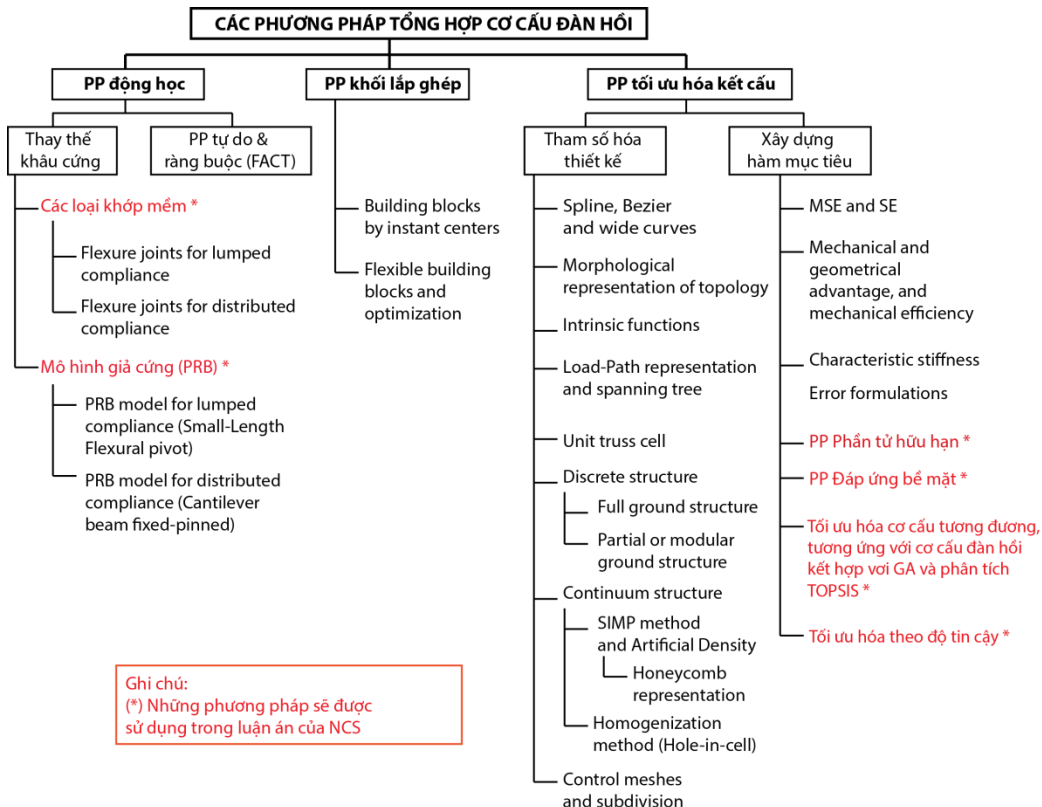
a) Các phương pháp nghiên cứu CCĐH:

Về mặt lý thuyết, có ba phương pháp tiếp cận tổng hợp thiết kế khác nhau cho CCĐH 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) [2], phương pháp ma trận [29, 47], the elastic beam theory [48, 49] và định lý thứ hai của Castigliano [50, 51].

(2) Các cách tiếp cận các khối cấu trúc [52-54].

(3) Các phương pháp tiếp cận dựa trên cơ sở tối ưu hóa hình học topology [30] 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 [31, 32, 55-57] và tối ưu hóa thiết kế bằng thực nghiệm như: Dựa trên thiết kế thí nghiệm Taguchi kết hợp với GA [58], phương pháp đáp ứng bề mặt (Response Surface Methodology-RSM) [23, 59].



Hình 1. 4: Tổng hợp các phương pháp thiết kế CCĐH [55]

b) Các bài toán [23, 31, 32, 55-59]

Trong nghiên cứu của CCDH, ngoài kích thước của khớp đàn hồi [60] 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. 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 cơ cấu mềm 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*".

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.

2.2. Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method -FEM) [1]

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 [61]

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.

2.4. Thông số hình học của dụng cụ cắt ảnh hưởng đến độ nhám bề mặt [62, 63]

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.

CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ẮN DAO

3.1. Mục tiêu thiết kế

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.

Việc chọn tần số đầu tiên tùy theo mong muốn và ứng dụng của cơ cấu và tần số cộng hưởng 14kHz của PZT. 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 $f_0 = 88,3$ 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.

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 $0,01\mu\text{m}$.

3.2. Tiêu chí thiết kế

- Trọng lượng nhẹ, kích thước nhỏ gọn, dễ chế tạo, dễ lắp ráp và bảo dưỡng sửa chữa

3.3. Cơ sở thiết kế

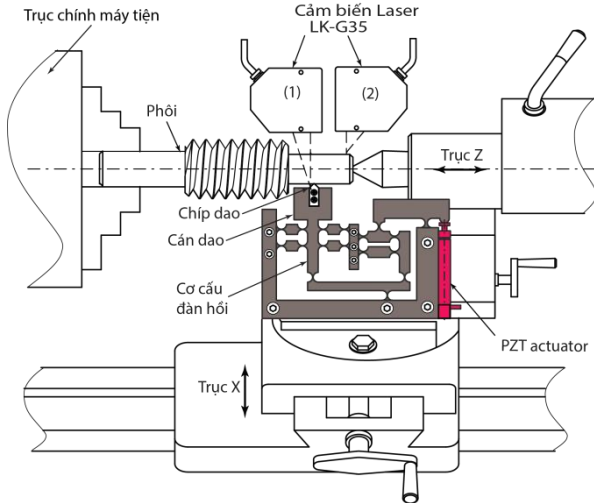
Dựa vào ưu điểm của khớp đàn hồi:

Bộ khuếch đại cánh tay đòn của cơ cấu:

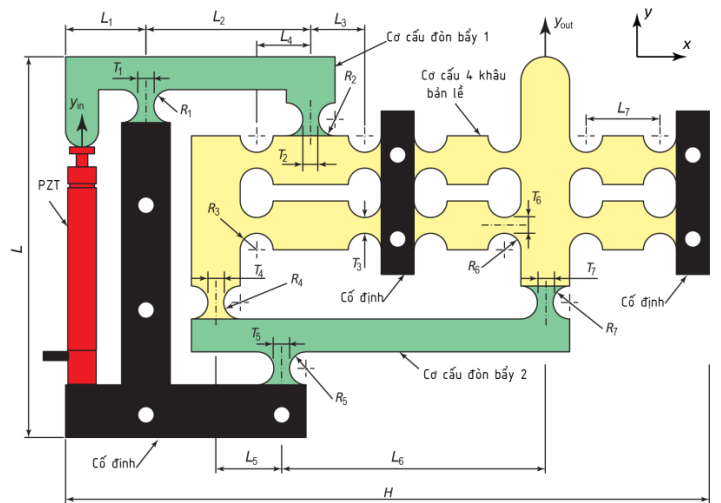
Dựa vào PZT có chuyển động nhỏ và độ chính xác cao:

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



Hình 3.5: Cơ cấu ăn dao chính xác dùng CCDH

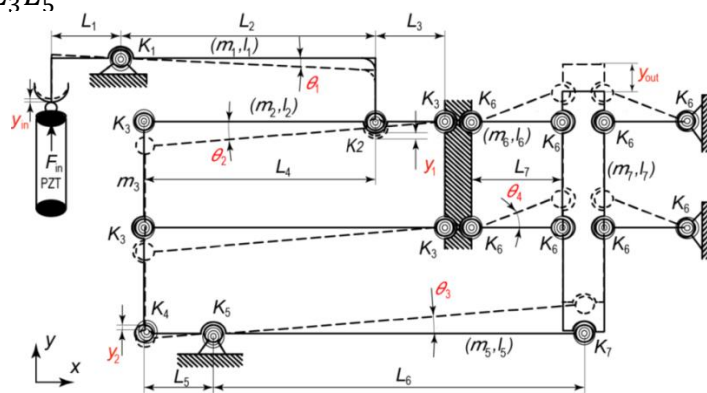
Hình 3.5 mô tả kết cấu tổng thể của cơ cấu. Cơ cấu này kết hợp cả cơ cấu đòn bẩy và cơ cấu bốn khâu bản lề để đảm nhận nhiệm vụ đặt ra. Trong thiết kế này cơ cấu đòn bẩy được sử dụng hai lần với mục đích khuếch đại chuyển vị. Cơ cấu bốn khâu bản lề vừa làm nhiệm vụ gia tăng độ cứng vững, giảm chuyển động theo của cơ cấu và cũng được dùng để khuếch đại một phần cho chuyển động đầu vào.

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

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.

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

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 (3.8) – (3.10) vào phương trình (3.13) ta tìm được phương trình chuyển động tổng quát của cơ cấu có dạng:

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

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

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\bar{K}}{\bar{I}}} \quad (3.15)$$

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

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), các điều kiện ràng buộc và hàm mục tiêu chi tiết trong Bảng 3.1

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)
 - $15 \leq L_1, L_5 \leq 25$ (3.17)
 - $35 \leq L_2 \leq 50$ (3.18)
 - $10 \leq L_3, L_4 \leq 30$ (3.19)
 - $30 \leq L_6 \leq 50$ (3.20)
 - (ii)Điều kiện ràng buộc :

Không gian thiết kế: $L*H$
 $L = 150$ (mm); $H = 90$ (mm)

 - $L_1+L_2 = 60$ (3.21)
 - $L_3+L_4 = 40$ (3.22)
 - $L_5+L_6 = 70$ (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

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;**
- (2) **Xây dựng phương trình mối quan hệ giữa các biến thiết kế và hàm mục tiêu;**
- (3) **Tối ưu hoá tính toán;**
- (4) **Lựa chọn thiết kế tối ưu dùng phương pháp TOPSIS;**

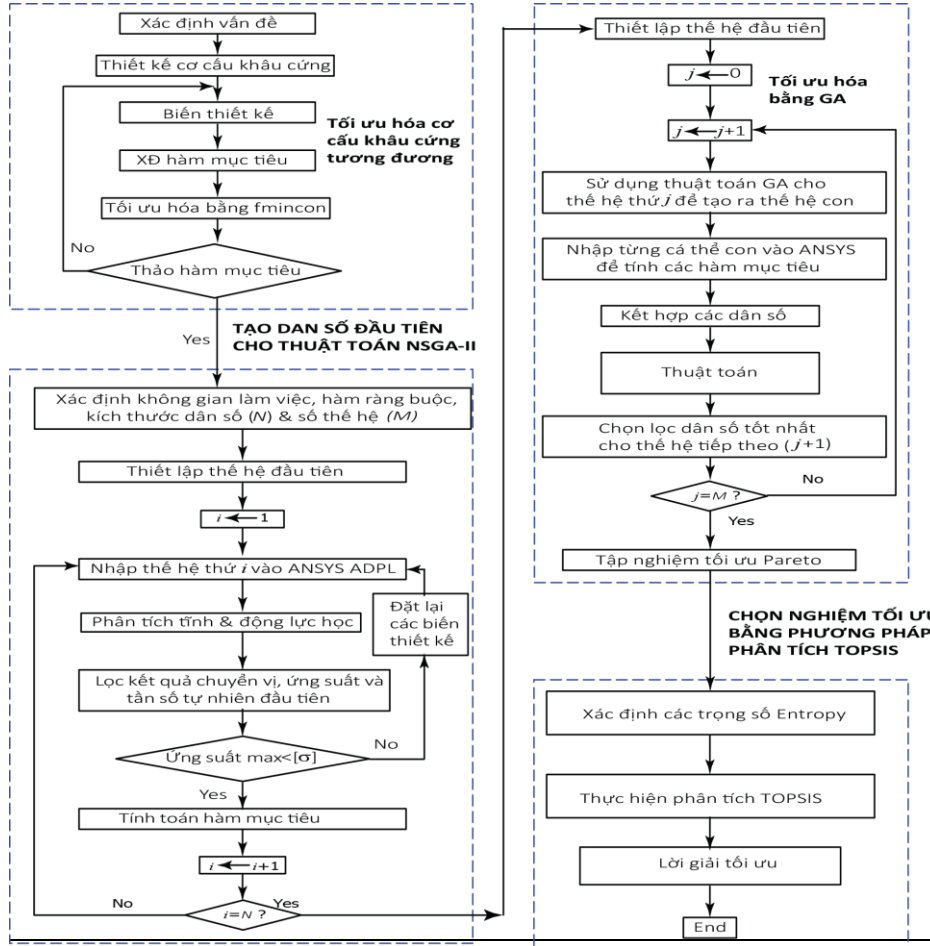
Bảng 3. 3: Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu CCDH

1. Hàm mục tiêu:
 - $f_1 = Max(f_0)$ (3.25)
 - $f_2 = Max\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right)$ (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)
 - $1,5 \leq T_1 \leq 2,8$ (3.27)
 - $1 \leq T_2, T_3 \leq 1,7$ (3.28)
 - $0,4 \leq T_5, T_6 \leq 0,9$ (3.29)
 - ii. Input stiffness:
 $K_{in} \leq 0.5K_{pzt}$ ($K_{pzt} = 60N/\mu m$) (3.30)

iii. Chuyển động ký sinh 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
 Bảng 3. 4: Kết quả xếp hạng TOPSIS của các lựa chọn

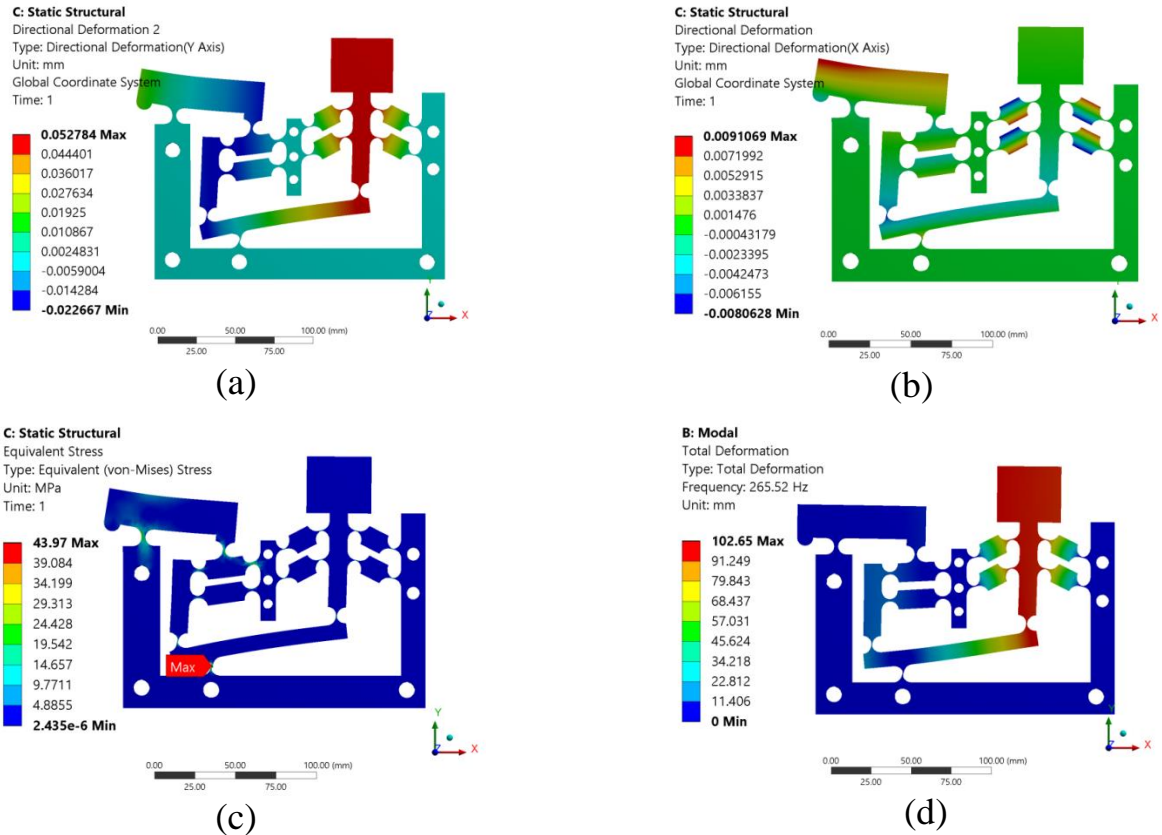
No	f_1 (Hz)	f_2	Score	Ranking
343	265,52	3,0001	0,9247	1
387	265,51	3,0064	0,9245	2
435	265,01	3,0089	0,9243	3
365	265,04	3,0132	0,9242	4
420	263,76	3,0143	0,9236	5

Kết quả ứng với điểm có số 343 (Điểm có đường dọc và đường ngang trên Hình 11 và dòng đầu tiên ở Bảng 3.4) là nghiệm tốt nhất.

Bảng 3. 5: Kết quả tối ưu

Biên 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



Hình 3.12: Kết quả mô phỏng: (a) chuyển vị theo y, (b) chuyển vị theo x, (c) ứng suất, (d) tần số

Hình 3.14 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.

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 $f = 265,5$ 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 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.

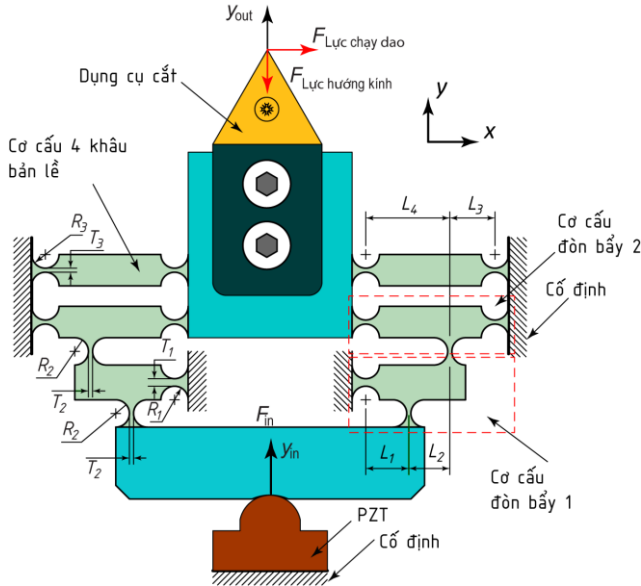
Định hướng ứng dụng của cơ cấu rất phù hợp cho gia công tinh, cũng như được gắn trên các máy chính xác khi tiến hành tiện chính xác ở micron/nano.

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 các 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

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 theo của cơ cấu và cũng được dùng để khuếch đại một phần cho chuyển động đầu vào.

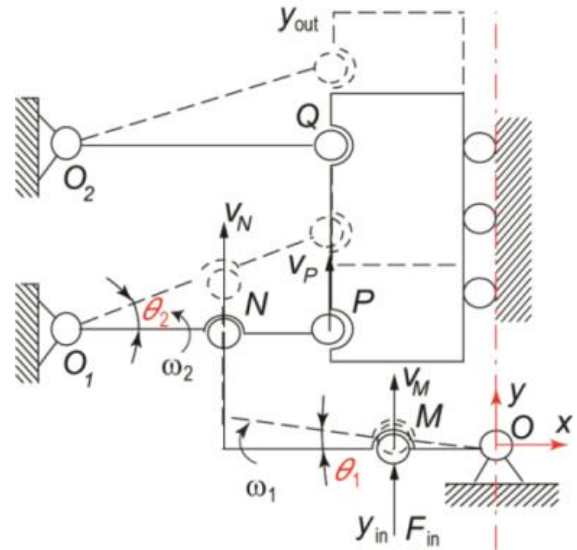
3.5.2. Phân tích khuếch đại của cơ cấu

Gọi A_{amp} là tỉ lệ khuếch đại chuyển vị đầu ra y_{out} / đầu vào y_{in} của cơ cấu Hình 3.16

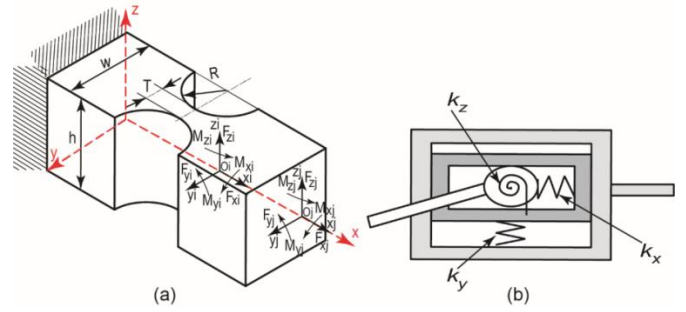
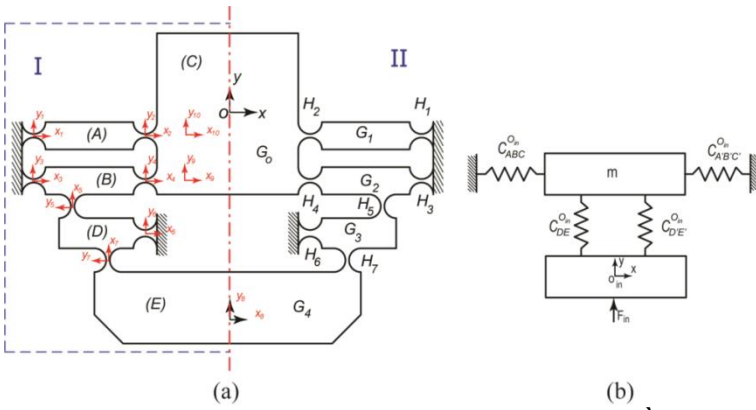
$$A_{amp} = \frac{y_{out}}{y_{in}} \cong \frac{V_P}{V_M} = \frac{\omega_2 L_{O_1 P}}{\omega_1 L_{O M}} = \frac{L_{O N} L_{O_1 P}}{L_{O_1 N} L_{O M}} \quad (\text{trong đó: } \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{L_{O N}}{L_{O_1 N}}) \quad (3.36)$$

3.5.3. Phân tích độ cứng theo phương pháp ma trận

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, Hình 3.18



Hình 3.16: Mô hình phân tích khuếch đại dựa vào vận tốc các điểm



Hình 3.18: Hệ tọa độ của (a) khớp bán nguyệt và (b) mô hình tương đương của khớp

Hình 3.17: Mô hình phân tích ma trận mềm

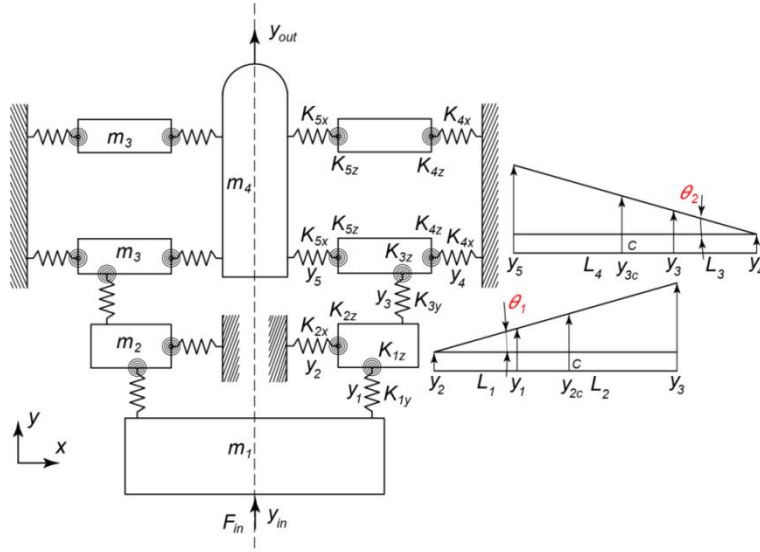
Vậy ma trận độ cứng đầu vào K_{in} và đầu ra K_{out} của cơ cấu là

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

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

3.5.4. Phân tích động lực học của cơ cấu

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) Hình 3.18, Hình 3.19



Hình 3.19: Mô hình cơ cấu tương đương của cơ cấu đàn hồi

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, Q là ma trận khối lượng, ma trận độ cứng và vector ngoại lực tác dụng lên hệ.

Từ phương trình (3.63) ta dễ dàng xác định được tần số tự nhiên ω_0 của hệ [64]

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

3.5.5. Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao kiểu 2

Dựa trên các kết quả nghiên cứu ở trên như [21] cho quá trình tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương và tối ưu hóa CCDH, trong phần thiết kế cơ cấu ăn dao kiểu 2 này NCS đề xuất một thuật toán

mới được phát triển gồm 3 bước chính như thể hiện trong Hình 3.20, thuật toán bao gồm ba bước độc lập:

(1) *Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương*; (2) *Tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi dùng GA*; (3) *Phân tích độ tin cậy*:

3.5.5.1. Tối ưu hóa cơ cấu khâu cứng tương đương

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), các điều kiện ràng buộc và hàm mục tiêu chi tiết trong Bảng 3.7.

Bảng 3. 6: 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. 7: 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

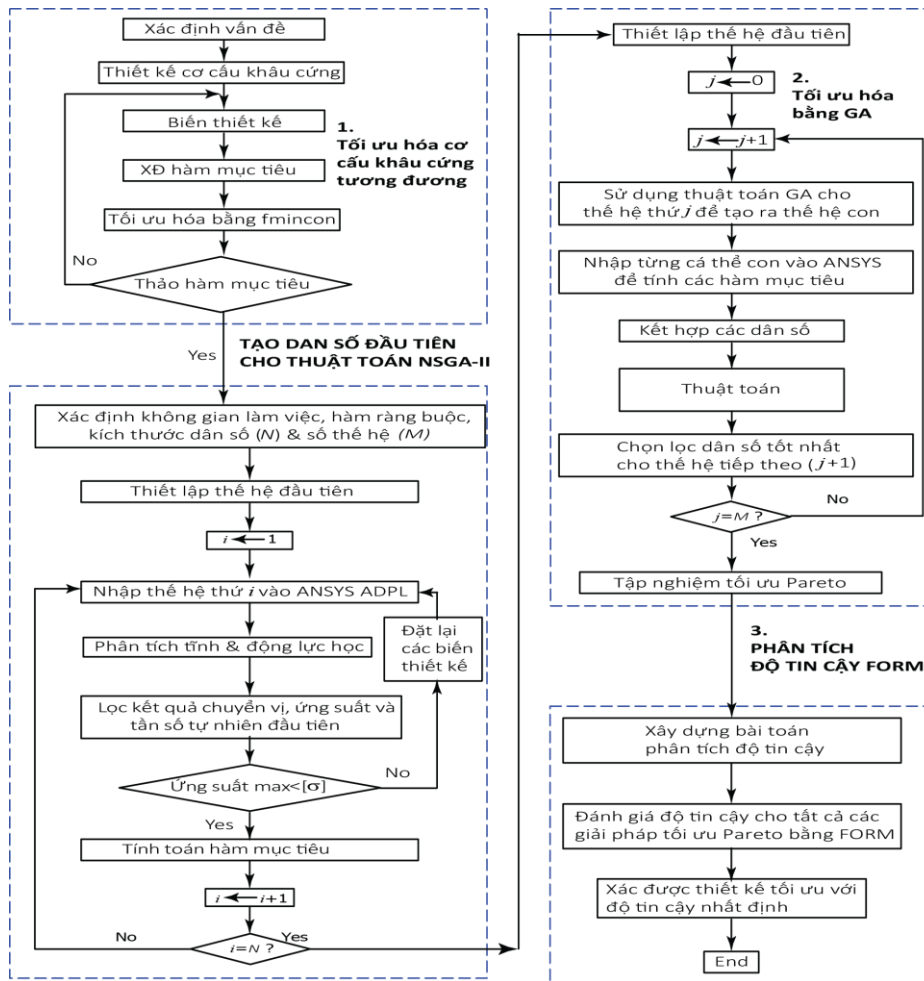
Bảng 3. 8: Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu CCĐH

1. Hàm mục tiêu:	
$f_1 = Max(f_0)$	(3.72)
$f_2 = Max\left(\frac{y_{out}}{y_{in}}\right)$	(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)
$F_{z-\text{Lực cắt}} \sim Normal(50, 10)$	
$g_2 = 50 - F_{x-\text{Lực chạy dao}} \leq 0$	(3.78)
$F_{x-\text{Lực chạy dao}} \sim Normal(50, 10)$	
$g_3 = 200 - F_{y-\text{Lực hướng kính}} \leq 0$	(3.79)
$F_{y-\text{Lực hướng kính}} \sim Normal(200, 50)$	
(iv) Chuyển động không mong muốn theo trục x (μm) (*):	
$g_4 = 0,01 - u_x \leq 0$	(3.80)
$u_x \sim Normal(0,01, 0,005)$	

(v) Ứng suất lớn nhất:

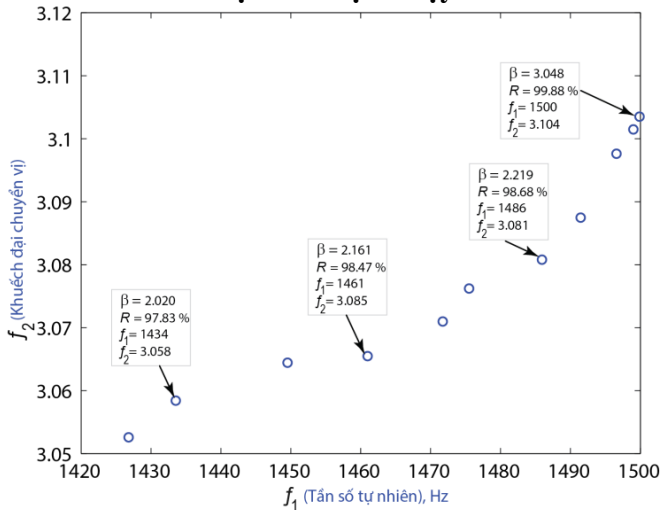
$$g_5 = \sigma_m \leq \frac{\sigma_y}{SF} \quad (3.81)$$

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

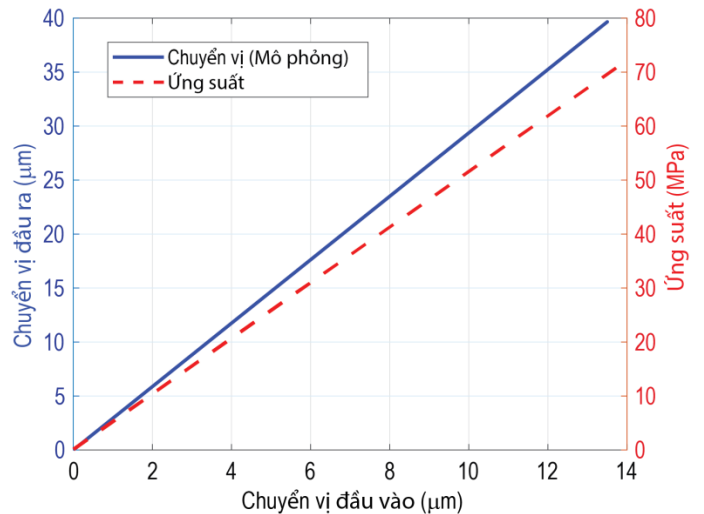


Hình 3.20. Lưu đồ thuật toán tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy sử dụng cho thiết kế 2

3.5.5.3. Tối ưu hóa dựa trên độ tin cậy



Hình 3.22: Đồ thị Pareto tối ưu độ tin cậy



Hình 3.24: Mô phỏng chuyển vị, ứng suất

Hình 3.22 biểu diễn đồ thị Pareto tối ưu độ tin cậy. Mục tiêu của chúng ta 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. Trong Hình 3.22 thiết kế được chọn có chỉ số độ tin cậy $\beta = 1,986$, độ tin cậy $R = 99,87\%$, hàm mục tiêu $f_1 = 1500\text{ Hz}$, $f_2 = 3,104$, 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. 9: 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

Hình 3.25 cho thấy tần số tự nhiên đầu tiên $f_0 = 1500\text{ Hz}$ 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.

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 $f = 1527,4\text{ Hz}$, 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 cơ cấu đàn hồi, phân tích độ tin cậy do 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.

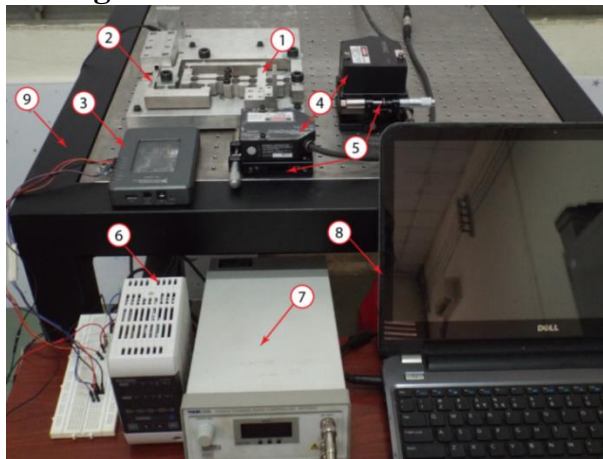
CHƯƠNG 4: THỰC NGHIỆM VÀ ĐIỀU KHIỂN CƠ CẤU ĂN DAO

4.1. Thực nghiệm và điều khiển thiết kế kiểu 1

4.1.1. Kiểm tra tần số dao động tự nhiên.

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



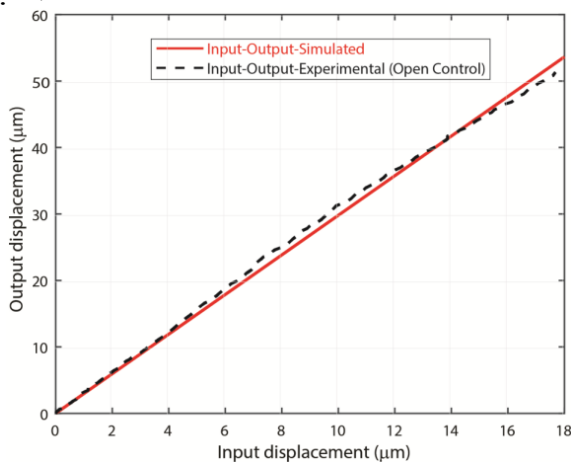
Hình 4.7: Hình chụp mô hình thí nghiệm thực tế

(1) CCDH; (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.

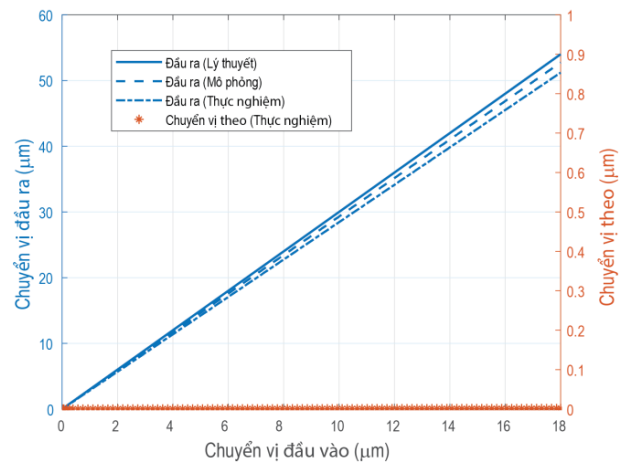
Kết quả đo chuyển vị được thể hiện trên Hình 4.9. Kết quả đo này cho thấy đường đặc tính khuếch đại chuyển vị của cơ cấu thật bám tương đối sát với kết quả mô phỏng. Tuy nhiên vẫn còn tồn tại một lượng sai lệch nhỏ giữa hai kết quả do cách điều khiển đang sử dụng là điều khiển vòng hở.

4.1.3. Thực nghiệm điều khiển vòng kín bằng PID-GA [65, 66]

Dựa trên các nhận xét trên, kết luận rằng bộ điều khiển tối ưu hóa bằng giải thuật GA dựa trên hàm mục tiêu IAE: $K_P = 45,3166$, $K_I = 0,00854278$, $K_D = 0,0021357$ là tốt nhất và sẽ áp dụng trên thực nghiệm.



Hình 4.9: Kết quả đo chuyển vị điều khiển vòng hở



Hình 4.10: Kết quả thực nghiệm của chuyển vị input – output khi điều khiển vòng kín

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.

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

Bảng 4.6: So sánh kết quả với các nghiên cứu trước

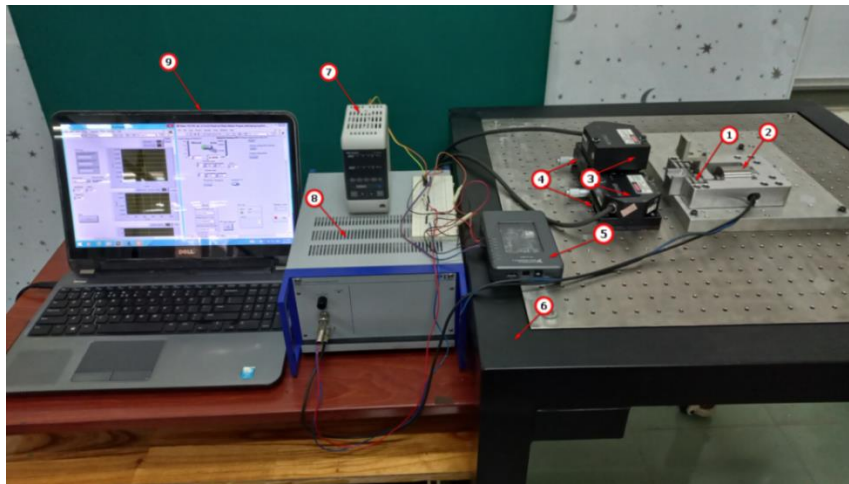
Các nghiên cứu	Tần số tự nhiên (Hz)	Tỷ lệ khuếch đại	Ứng suất max (Mpa)
Wang [67]	398,8	1,21	53
Ding [41]	156,77	unknow	94,636
Kurniawan [43]	480	3	unknown
Li [68], Liang [42]	200	2,8725	260,65
Tác giả	265,5	3,0001	43,9

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.

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 4.14: Mô hình thực nghiệm cơ cấu ăn dao kiểu 2

- (1) CCDH; (2) PZT; (3) Cảm biến laser LK-G30; (4) Bàn dịch chuyển micro (5) NI MyRio 1900; (6) Bàn cách ly 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

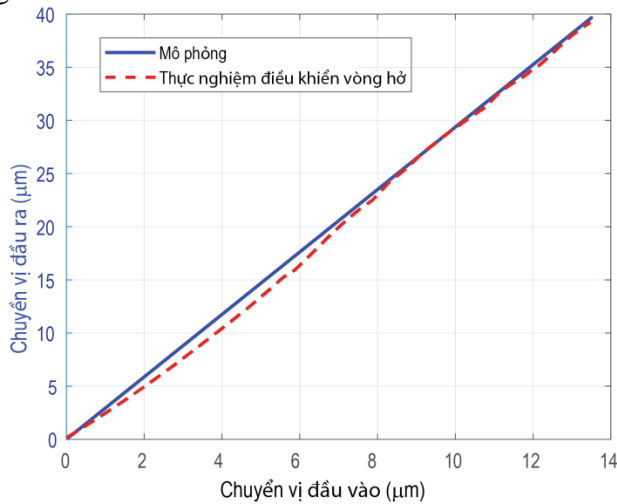
Dữ liệu đo chuyển vị được phân tích bằng phép biến đổi Fourier (FFT) và kết quả đo được thể hiện trong (Hình 3.25(b)). Trong đó tần số tại đỉnh thứ nhất tương ứng với tần số cộng hưởng thứ nhất là 1529,4 Hz. Kết quả đo này lớn hơn một chút so với kết quả mô phỏng bằng FEA. Sai lệch này một phần do sai số gia công và sự chưa hoàn hảo của quá trình lắp đặt kết cấu.

4.2.2. Thực nghiệm điều khiển

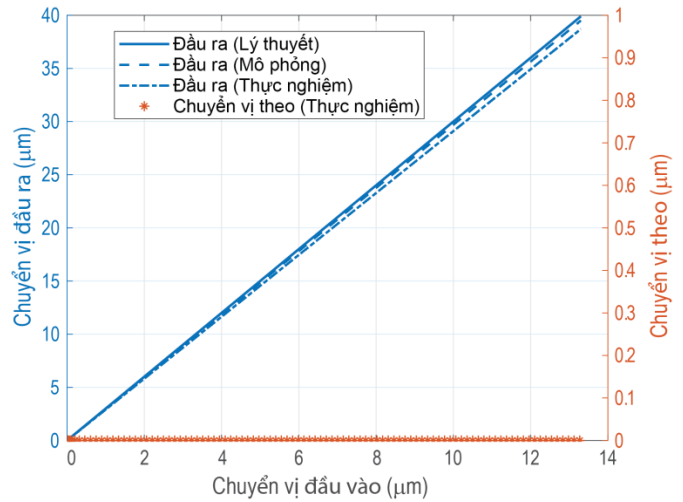
Để kiểm tra khả năng hoạt động của cơ cấu, mô hình thực nghiệm điều khiển vòng hở như Hình 4.14 được thực hiện.

Mô hình điều khiển vòng kín đầy đủ như ở Hình 4.14 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.



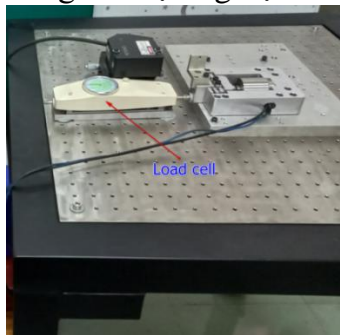
Hình 4.16: Kết quả đo chuyển vị điều khiển vòng hở



Hình 4.17: Kết quả thực nghiệm của chuyển vị input – output khi điều khiển vòng kín

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) 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

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} ($\text{N}/\mu\text{m}$)	65,43	4,93%	59,26	4,95%	62,35
Độ cứng đầu ra K_{out} ($\text{N}/\mu\text{m}$)	5,21	3,87%	5,23	3,50%	5,42

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 [67]	398,8	1,21	53

Ding [41]	156,77	unknown	94,636
Kurniawan [43]	480	3	unknown
Li [68], Liang [42]	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

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 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 tiên 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.

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.

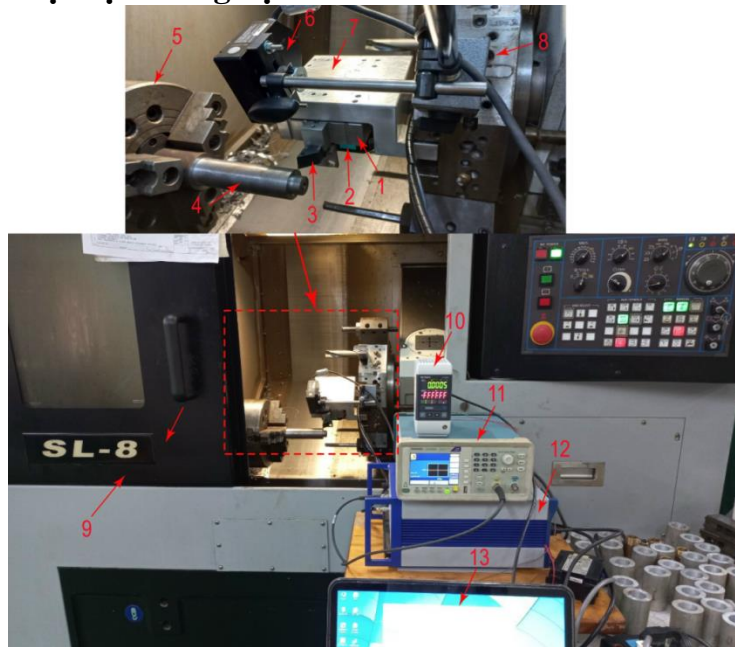
4.3. Thực nghiệm gia công

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

Tốc độ quay: 500 v/ph; Chiều sâu cắt: 5 μm ; Lượng chạy dao: 0,05 mm/v.

4.3.1.2. Thiết bị và vật liệu thí nghiệm



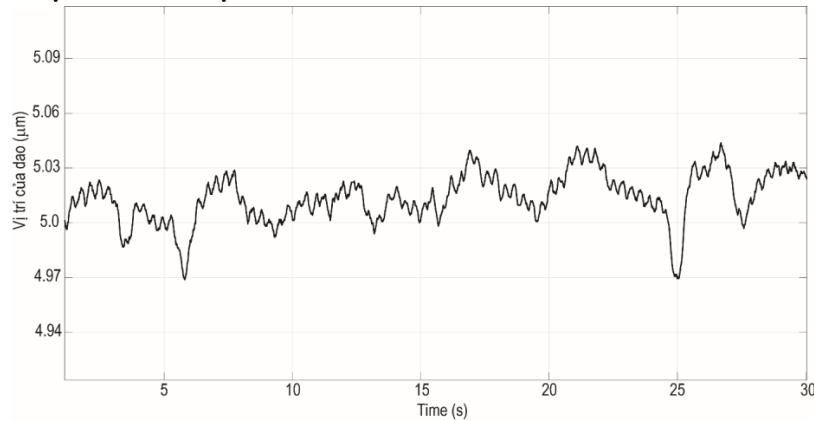
Hình 4.20: Thiết lập thực nghiệm của cơ cấu ăn dao trên máy tiện CNC.

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

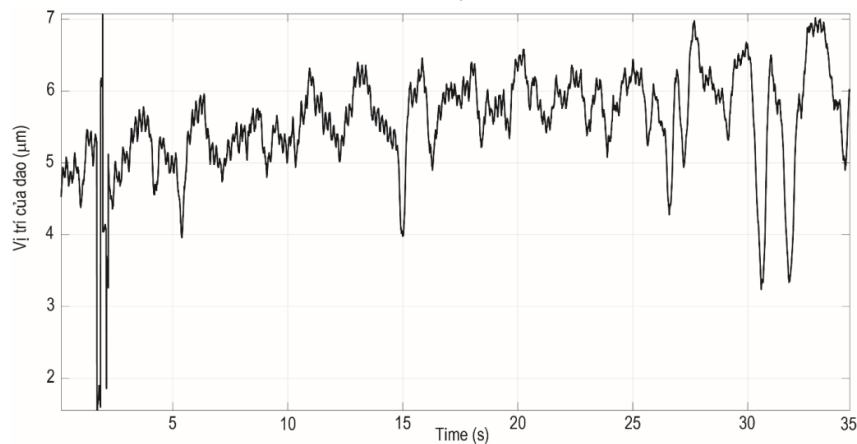
Mô tả thực nghiệm: Cho mũi dao chạm vào phôi và gia công cắt phôi sao cho độ nhám bề mặt của phôi đạt trong khoảng từ 1,25 – 0,63 μm [62, 63]. Sau đó thực hiện tiện chính xác với chiều sâu cắt 5 μm , vật

liệu thép C45 có độ cứng 23HRC, đường kính phôi 45mm, dụng cụ cắt dao hợp kim có bán kính mũi dao 0,4 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.

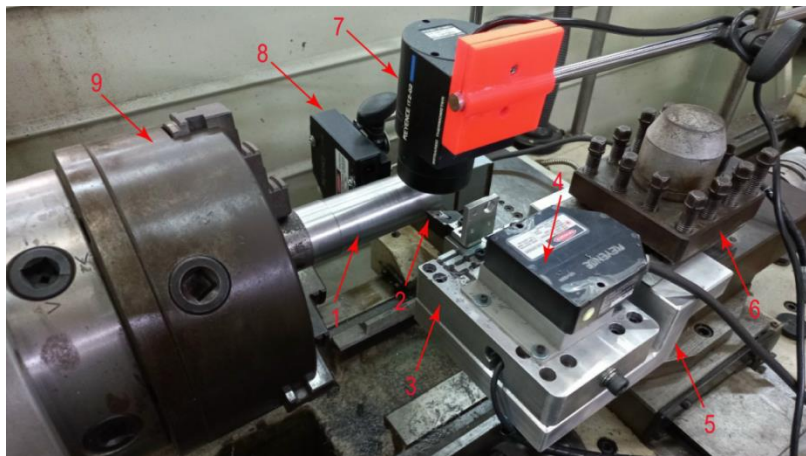
Bố trí thực nghiệm như Hình 4.20 qua quá trình thực nghiệm kết quả đo được như Hình 4.21 và Hình 4.22. Trong Hình 4.21 là mô hình thực tế điều khiển vòng hở gia công chính xác trên máy tiện CNC có sử dụng cơ cấu ăn dao dùng CCDH thì kết quả có độ chính xác rất cao, sai số nhỏ hơn $0,4 \mu\text{m}$. Hình 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 mới.



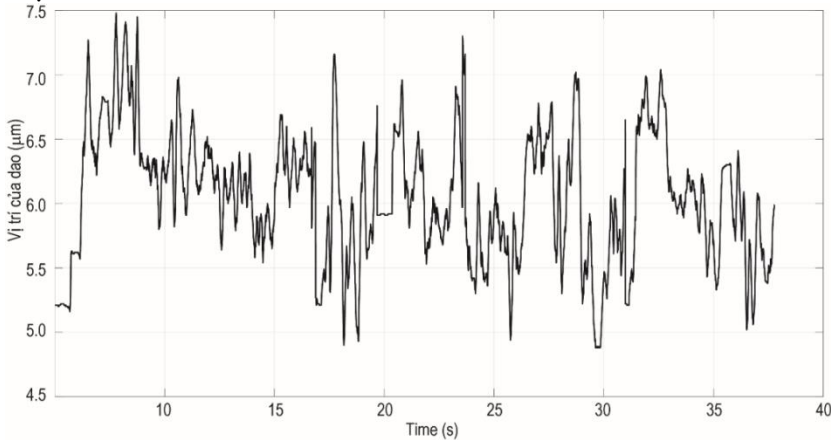
Hình 4.221: Vị trí của dao trong quá trình gia công tinh ở chiều sâu cắt $5 \mu\text{m}$, không sử dụng cơ cấu ăn dao mới.



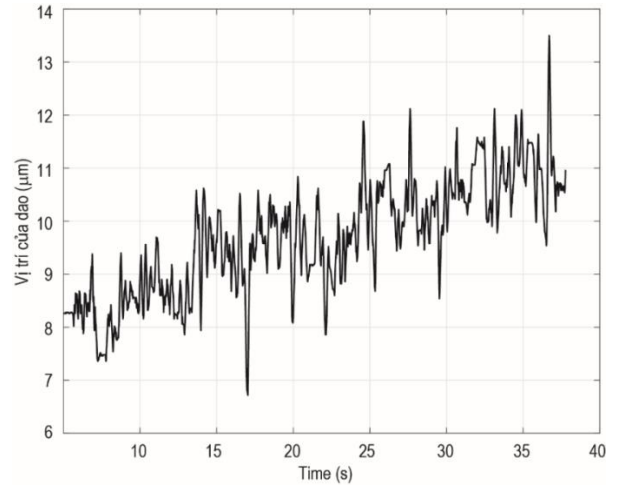
Hình 4.232: Thiết lập thực nghiệm của cơ cấu ăn dao trên máy tiện cơ.

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

Hình 4.24 là kết quả khi gia công chính xác trên máy tiện có sử dụng cơ cấu ăn dao dùng cơ cấu đàn hồi, 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 cơ cấu đàn hồi 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. Thực nghiệm gia công đánh giá độ nhám và nhiệt cắt

4.3.2.1. Gia công trên máy 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}). 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 sau (2.25), với bán kính mũi dao được sử dụng là $0,4 \text{ mm}$.

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

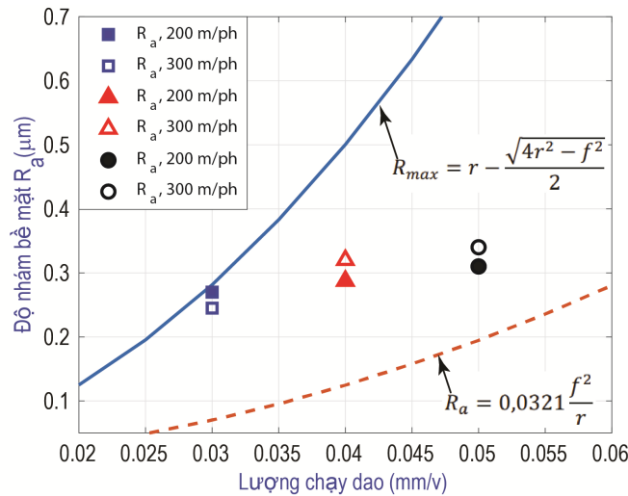
Như trong Bảng 4.9 tốc độ tiến dao không được lớn hơn $0,05 \text{ mm/vòng}$ vì ở mức $0,06 \text{ mm/vòng}$, giá trị R_{max} vượt quá giá trị tối đa được yêu cầu $1,25 \mu\text{m}$ [62, 63] trong gia công tiện chính xác. Do đó, tốc độ tiến dao từ $0,01 - 0,05 \text{ mm/vòng}$ sẽ dẫn đến giá trị độ nhám bề mặt R_{max} nhỏ hơn $1,25 \mu\text{m}$ ở điều kiện cắt lý tưởng.

Thực nghiệm gia công trên máy tiện CNC ECOCA SL-8, thông số gia công dựa vào [63] 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 $1,25 - 0,63\mu\text{m}$ [62, 63]. 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 chính xác [63]

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



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 2.24) 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 (2.24) 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

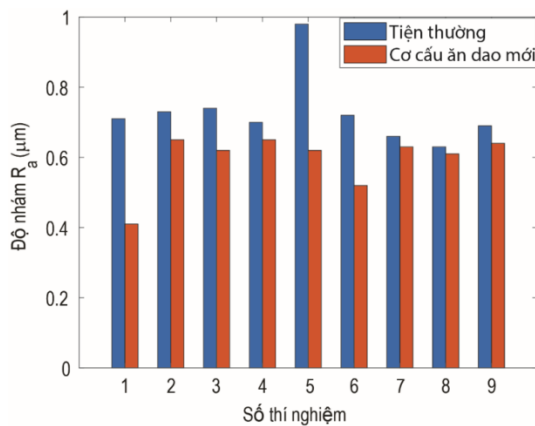
Thực nghiệm gia công tiện cơ MAQ CD6241X100, trên máy cơ trang bị thước quang có độ phân giải $5\mu\text{m}$ để đo và hiển thị thông số vị trí bàn dao.

Bảng 4.12: Thông số công nghệ khi tiện chính xác [63]

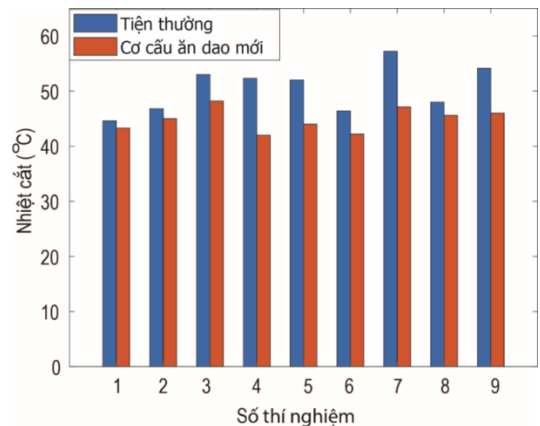
Dạng gia công	Dụng cụ cắt	Vật liệu gia công	Tốc độ trục chính s (m/ph)	Tốc độ tiến dao f (mm/v)	Chiều sâu cắt t (mm)	Đường kính phôi (mm)
Gia công tinh	Hộp kim	Thép C45	120 – 200	0,05 – 0,65	0,1 – 0,3	60



Hình 4.27: Thực nghiệm đo độ nhám khi gia công



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 4.11 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 2 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 CCDH kết hợp:

(II) Thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy mới với 3 bước:

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 $R = 99,87\%$ cho 2 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 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

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.