

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

CHÂU NGỌC LÊ

PHÁT TRIỂN VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU CÂN BẰNG TRỌNG LỰC  
SỬ DỤNG CƠ CẤU MỀM

Chuyên ngành: Kỹ Thuật Cơ Khí

Mã số chuyên ngành: 9520103

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ

TP. HỒ CHÍ MINH, NĂM 2023

Công trình được hoàn thành tại **Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Tp. HCM**

Người hướng dẫn khoa học 1: TS. Đào Thanh Phong

Người hướng dẫn khoa học 2: PGS.TS. Lê Hiếu Giang

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án sẽ được bảo vệ trước Hội đồng đánh giá luận án Cấp Cơ sở/Trường  
học tại

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

vào ngày      tháng      năm

# DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

## Tạp chí ISI:

1. **Ngoc Le Chau**, Van Anh Dang, Hieu Giang Le, Thanh-Phong Dao (2017). Robust parameter design and analysis of a leaf compliant joint for micropositioning systems. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 42(11), 4811-4823. (SCIE – Q2)
2. **Ngoc Le Chau**, Hieu Giang Le, Thanh-Phong Dao, Minh Phung Dang, Dang, V. A. (2019). Efficient hybrid method of FEA-based RSM and PSO algorithm for multi-objective optimization design for a compliant rotary joint for upper limb assistive device. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019. (SCIE – Q2)
3. **Ngoc Le Chau**, Hieu Giang Le, Thanh-Phong Dao, Van Anh Dang (2019). Design and optimization for a new compliant planar spring of upper limb assistive device using hybrid approach of RSM–FEM and MOGA. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44(9), 7441-7456. (SCIE – Q2)
4. **Ngoc Le Chau**, Hieu Giang Le, Van Anh Dang, Thanh-Phong Dao (2021). Development and Optimization for a New Planar Spring Using Finite Element Method, Deep Feedforward Neural Networks, and Water Cycle Algorithm. *Mathematical Problems in Engineering*, 2021. (SCIE – Q2)
5. **Ngoc Le Chau**, Minh Phung Dang, Chander Prakash, Dharam Buddhi, Thanh-Phong Dao, (2022). Structural optimization of a rotary joint by hybrid method of FEM, neural-fuzzy and water cycle–moth flame algorithm for robotics and automation manufacturing. *Robotics and Autonomous Systems*, 156, 104199. (SCIE – Q1)

## Hội nghị khoa học:

1. **Ngoc Le Chau**, Shyh-Chour Huang, **Dao, Thanh-Phong Dao**, **Hieu Giang Le** (2017, October). Design and analysis of a new gear-driven compliant torsional spring for upper-limb biomedical rehabilitation device. In *2017 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC)* (pp. 40-45). IEEE
2. **Ngoc Le Chau**, **Thanh-Phong Dao**, **Hieu Giang Le**, Tan Thang Nguyen, and Manh Tuan Bui. (2018). Optimal Design for a New Compliant Torsion Spring of an Assistive Device for Upper Limb Using Hybrid Approach of Taguchi Method, Response Surface Method, and Cuckoo Search Algorithm. *The First International Conference on Material, Machines and Methods for Sustainable Development. (MMMS), 2018* (ISBN: 978-604-95-0502-7), pp. 275-282.
3. **Ngoc Le Chau**, Ho, Nhat Linh Ho, Minh Phung Dang, Dao, Thanh-Phong Dao, **Hieu Giang Le**. (2017) Optimal design of a new compliant planar

spring for the upper limb movement support device with free energy adjustment. Tuyển tập công trình khoa học Hội nghị cơ học toàn quốc lần thứ X. (pp. 859-867)

4. **Ngoc Le Chau, Hieu Giang Le, Thanh-Phong** (2020, November). A Gravity Balance Mechanism Using Compliant Mechanism. In International Conference on Green Technology and Sustainable Development (pp. 431-439). Springer, Cham. (Scopus).

## MỞ ĐẦU

### 1. Lý do chọn đề tài

Hàng năm trên thế giới có hàng triệu người bị đột quỵ với độ tuổi ngày càng trẻ, di chứng sau đột quỵ thường là hạn chế khả năng vận động. Theo Cirstea (2000) [1] và Reinkensmeyer (2001) [2], khớp khuỷu tay của người sau đột quỵ có phạm vi hoạt động nhỏ hơn  $30^\circ$ . Điều này tạo ra gánh nặng cho gia đình và xã hội. Để hỗ trợ người bị đột quỵ, các nhà khoa học đã phát triển các thiết bị hỗ trợ vận động. Các thiết bị này thường tích hợp thêm cơ cấu cân bằng trọng lực.

Cơ cấu cân bằng được sử dụng nhằm loại bỏ hoặc giảm ảnh hưởng của trọng lực do khối lượng tạo ra. Điều này cho phép máy móc, thiết bị tiêu hao ít năng lượng hơn trong quá trình vận hành. Để đáp ứng nhu cầu cân bằng trọng lực, các nhà khoa học đã nghiên cứu và đưa vào ứng dụng nhiều loại cơ cấu cân bằng khác nhau như: Cơ cấu cân bằng chủ động, cơ cấu cân bằng bị động, cơ cấu cân bằng sử dụng đối trọng, cơ cấu cân bằng sử dụng các chi tiết biến dạng đàn hồi, cơ cấu cân bằng kết hợp đối trọng và chi tiết biến dạng đàn hồi. Phân loại theo tải trọng làm việc thay đổi, cơ cấu cân bằng được chia thành hai loại chính: (i) cơ cấu không có khả năng điều chỉnh tải trọng và (ii) cơ cấu có khả năng điều chỉnh tải trọng. Hiện nay, các cơ cấu cân bằng được phát triển và đưa vào ứng dụng thường sử dụng loại thứ nhất (cơ cấu không điều chỉnh). Trong trường hợp này, khi tải trọng làm việc thay đổi thì trạng thái cân bằng bị phá hủy. Trong thực tế, bệnh nhân bị đột quỵ hàng ngày phải thực hiện các hoạt động như ăn, uống, vệ sinh cá nhân. Họ phải nâng vật thể có khối lượng khác nhau. Vì vậy, cơ cấu không có khả năng điều chỉnh tải trọng (i) là không phù hợp để lắp trên thiết bị hỗ trợ vận động chi trên. Để khắc phục nhược điểm của loại cân bằng (i), một số cơ cấu cân bằng cho phép điều chỉnh tải trọng (ii) đã được phát triển nhằm duy trì cân bằng khi thay đổi tải trọng làm việc. Cơ cấu cân bằng loại (ii) có ưu điểm nổi trội là chúng có thể đạt được cân bằng với các tải trọng khác nhau. Tuy nhiên, khi tải trọng thay đổi, việc điều chỉnh yêu cầu một nguồn năng lượng lớn. Đây chính là nhược điểm của cơ cấu cân bằng loại (ii) khi sử dụng trong lĩnh vực phục hồi chức năng và hỗ trợ vận động cho người yếu cơ vì lực cơ bắp của bệnh nhân

không đủ. Nếu phải sử dụng nguồn năng lượng từ bên ngoài như động cơ điện, khí nén, v.v. thì kết cấu phức tạp. Bên cạnh đó, nguồn năng lượng để vận hành có thể không đủ vì phải tiết kiệm cho các chức năng khác. Để khắc phục việc điều chỉnh cần năng lượng, một số nhà khoa học đã nghiên cứu và phát triển các cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh phi năng lượng (iii). Tuy nhiên, các cơ cấu cân bằng loại này có kết cấu khá phức tạp, công kênh, không phù hợp để gắn lên xe lăn hay mang trên người. Nhằm khắc phục nhược điểm của cơ cấu cân bằng trọng lực (iii), một số nhà khoa học đã cố gắng phát triển các cơ cấu cân bằng có kết cấu nhỏ gọn bằng cách sử dụng cơ cấu mềm.

Cơ cấu mềm (compliant mechanism) cũng có thể thực hiện các chức năng như cơ cấu truyền thống nhưng nó không sử dụng các khâu, khớp động như cơ cấu truyền thống mà sử dụng các khớp mềm (flexure hinge). Khác với cơ cấu truyền thống, cơ cấu mềm có một số ưu điểm nổi bật như: kết cấu nhỏ gọn, chuyển động chính xác, không có ma sát, dễ chế tạo, không cần bảo trì, v.v. Mặc dù cơ cấu mềm có nhiều ưu điểm để phát triển các cơ cấu cân bằng trọng lực có kết cấu nhỏ gọn, nhưng đến nay vẫn chưa có nghiên cứu nào sử dụng cơ cấu mềm để phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực cho phép điều chỉnh phi năng lượng. Xuất phát từ động cơ này, tác giả đề xuất ứng dụng cơ cấu mềm để phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có thể điều chỉnh tải trọng phi năng lượng. Cơ cấu cân bằng trọng lực được phát triển định hướng sử dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động trong tương lai.

## **2. Mục đích nghiên cứu**

Phát triển và tối ưu hóa cơ cấu cân bằng trọng lực mới có kết cấu nhỏ gọn, có khả năng điều chỉnh tải trọng bằng phương pháp điều chỉnh phi năng lượng.

## **3. Nhiệm vụ nghiên cứu**

Thiết kế, phân tích cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng mà không cần năng lượng. Xây dựng các quy trình để thiết kế, phân tích và tối ưu cho lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Thiết kế, phân tích và tối ưu cho lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Thực nghiệm khả năng cân bằng cho cơ cấu bằng

trọng lực dùng lò xo phẳng và khớp xoay mềm.

#### **4. Phạm vi nghiên cứu**

Thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực bị động một bậc tự do hướng đến sử dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động chi trên, cơ cấu hoạt động trong phạm vi từ 0 đến  $30^0$ , tải trọng thay đổi từ 0,25 đến 1 kg, cơ cấu sử dụng khớp xoay mềm và lò xo phẳng, xây dựng quy trình cho việc thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa khớp xoay mềm và lò xo phẳng.

#### **5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu**

##### **Hướng tiếp cận:**

Đầu tiên, phân tích các cơ cấu cân bằng hiện có. Xác định những ưu điểm và nhược điểm của các loại cơ cấu cân bằng để từ đó đưa ra hướng phát triển cơ cấu cân bằng có thể tích hợp vào thiết bị hỗ trợ vận động. Kế tiếp, phân tích, tính toán, thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực, xác định các thông số cơ bản của cơ cấu. Sau đó, đề xuất các phương pháp để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu. Sau cùng, xây dựng mô hình, chế tạo, lắp ráp và thực nghiệm để đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu cân bằng.

##### **Phương pháp nghiên cứu:**

Nghiên cứu này sử dụng các phương pháp: Phương pháp kinh nghiệm và tham chiếu chuyên gia. Phương pháp mô phỏng số. Phương pháp thống kê qui hoạch thực nghiệm. Phương pháp mô hình hóa bằng giải tích và các phương pháp thông minh dựa trên trí tuệ nhân tạo. Phương pháp tối ưu hóa. Phương pháp thực nghiệm.

#### **6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của nghiên cứu**

**Về khoa học:** Phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng trong phạm vi từ 250 - 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 - 30 độ, sử dụng kết hợp lò xo phẳng có thể điều chỉnh độ cứng bằng phương pháp không sử dụng năng lượng và khớp xoay mềm. Đề xuất các cách tiếp cận mới để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa cho lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Chế tạo thành công mô hình cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng

từ 250 - 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 - 30 độ.

**Về thực tiễn:** Cơ cấu phát triển có tiềm năng ứng dụng thực tiễn cao, cung cấp giải pháp hữu ích thực tiễn cho hỗ trợ chức năng vận động cho người và robot. Kết quả của luận án là tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu sau.

## **7. Cấu trúc của luận án**

Cấu trúc của luận án gồm các chương như sau: Mở đầu, chương 1 tổng quan, chương 2 cơ sở lý thuyết, chương 3 thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực, chương 4 phát triển khớp xoay mềm, chương 5 phát triển lò xo phẳng, chương 6 thực nghiệm và cuối cùng là kết luận và kiến nghị.

## **CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN**

### **1.1 Giới thiệu**

#### **1.1.1 Cơ cấu cân bằng trọng lực**

Cơ cấu cân bằng trọng lực là cơ cấu có thể loại bỏ ảnh hưởng của lực hấp dẫn do trọng lượng của vật tạo ra. Khi một vật di chuyển với cơ cấu cân bằng trọng lực. Nó có thể chuyển động gần giống với chuyển động trong môi trường chân không. Lúc này, năng lượng cần thiết để thực hiện các chuyển động là rất nhỏ. Nhờ những đặc tính nổi bật này mà cơ cấu cân bằng trọng lực được ứng dụng trong rất nhiều lĩnh vực khác nhau. Hiện nay, có nhiều cách khác nhau để thực hiện cân bằng trọng lực cho thiết bị, máy móc. Các phương pháp này có thể được chia thành các loại như sau.

##### **1.1.1.1 Cân bằng trọng lực chủ động**

Cân bằng trọng lực chủ động được thực hiện theo nguyên lý phản hồi [3]. Phương pháp có ưu điểm là khả năng đáp ứng cao. Tuy nhiên phương pháp này đòi hỏi kết cấu và điều khiển phức tạp.

##### **1.1.1.2 Cân bằng trọng lực bị động**

Cân bằng trọng lực bị động thường sử dụng các cơ cấu cân bằng trọng lực. Cơ cấu cân bằng trọng lực được chia làm ba loại [4]: i) cơ cấu cân bằng trọng lực



sử dụng đối trọng, ii) cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng chi tiết biến dạng đàn hồi, iii) Cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng kết hợp giữa lò xo và đối trọng. Ngoài cách phân loại ở trên, cơ cấu cân bằng trọng lực còn được chia làm hai loại dựa trên tải trọng: 1) Cơ cấu cân bằng không thể điều chỉnh tải trọng; 2) Cơ cấu cân bằng có thể điều chỉnh tải trọng. Loại này chia làm hai nhóm dựa trên năng lượng dùng để điều chỉnh: 2a) Cơ cấu cân bằng thay đổi tải trọng nhưng điều chỉnh cần phải sử dụng năng lượng (nonenergy free adjustment); 2b) Cơ cấu cân bằng trọng lực điều chỉnh tải trọng không cần năng lượng (energy free adjustment).

## **1.1.2 Cơ cấu mềm**

### **1.1.2.1 Khái niệm**

Cơ cấu mềm là cơ cấu mà cấu tạo của nó gồm các khâu động được liên kết với nhau bằng các khớp mềm hoặc thanh mềm [5, 6].

### **1.1.2.2 Ưu điểm của cơ cấu mềm**

Cơ cấu mềm có các ưu điểm như: [7, 8] dễ chế tạo, số lượng chi tiết trong cơ cấu ít, giảm thời gian lắp ráp, không cần bôi trơn, ít bị mòn, giảm khe hở trong các mối lắp, độ chính xác vị trí và chuyển động cao, có khả năng tích lũy năng lượng để sinh công, giá thành chế tạo thấp, có kích thước nhỏ gọn, v.v.

### **1.1.2.3 Nhược điểm**

Cơ cấu mềm cũng có các nhược điểm như: khó thiết kế và phân tích, hiệu suất của cơ cấu thấp, sai lệch tâm quay lớn và độ cứng lớn.

### **1.1.2.4 Ứng dụng của cơ cấu mềm**

Hiện nay cơ cấu cân bằng trọng lực được sử dụng để: Phát triển các dụng cụ cầm tay [9, 10], bộ định vị chính xác [11], cơ cấu cân bằng trọng lực [12-14], v.v. Cơ cấu mềm đã được ứng dụng nhiều trong công nghiệp và đời sống. Đặc biệt là ứng dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực. Tuy nhiên các cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm hiện nay không cho phép điều chỉnh tải trọng hoặc cho điều chỉnh nhưng phải dùng nguồn năng lượng lớn.

## **1.2 Các công trình nghiên cứu liên quan**

## **1.2.1 Nghiên cứu trong nước**

### **1.2.1.1 Nghiên cứu về cơ cấu cân bằng trọng lực**

Nguyễn Hồng Nguyên và cộng sự (2018) đã tính toán, thiết kế và ứng dụng cơ cấu cân bằng trọng lực cho cánh tay ba bậc tự do [15, 16]. Huỳnh Quốc Bảo (2018) đã thí nghiệm khả năng hoạt động của cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do [17]. Tác giả và cộng sự (2020) [18] đã phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng và có kết cấu nhỏ gọn. Ngoài nhóm tác giả thì các cơ cấu được phát triển có kích thước lớn, không điều chỉnh được tải trọng.

### **1.2.1.2 Nghiên cứu về cơ cấu mềm**

Trong nước, hiện nay một số nhóm nghiên cứu như: nhóm của Phạm Huy Tuấn [19-22], Trần Ngọc Đăng Khoa [23] và nhóm của tác giả [24, 25].

## **1.2.2 Những nghiên cứu ngoài nước**

### **1.2.2.1 Trong lĩnh vực cơ cấu cân bằng**

Chu và Kou (2017) [26] đã nghiên cứu cơ cấu cân bằng trọng lực 1 bậc tự do tự cân bằng. Hung và Kou (2017) [27] đã phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực 1 bậc tự do. Chew và cộng sự (2019) [28] đã nghiên cứu cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do tự cân bằng. Kino và cộng sự (2018) [29] đã phát triển cơ cấu cân bằng chủ động 3 bậc tự do phẳng. Zhou và đồng sự (2020) [30] đã phát triển cơ cấu bù trọng lực cho bộ xương ngoài chi dưới. Franchetti và cộng sự (2021) [31] đã phát triển cơ cấu cân bằng một bậc tự do có thể thay đổi tải trọng. Yang và Lan (2015) [14] đã sử dụng cơ cấu mềm để phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có thể thay đổi tải trọng. Các cơ cấu đã phát triển chưa thật sự phù hợp cho thiết bị hỗ trợ vận động.

### **1.2.2.2 Trong lĩnh vực cơ cấu mềm**

Howell (2019) [32] đã nghiên cứu phương pháp thiết kế cho các cơ cấu đa vị trí ổn định. Ling (2017) đã phát triển một phương pháp mô hình hóa bán phân tích để phân tích động học và tĩnh học cho các cơ cấu mềm có cấu trúc phức tạp [33]. Zhang và Xu (2017) đã sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế bàn định vị 3 bậc

tự do sử dụng cơ cấu song song [34]. Chang (2022) đã tối ưu thiết kế cho bàn định vị hai bậc tự do sử dụng các thanh biến dạng đàn hồi [35]. Wang và Le (2021) tối ưu hóa thông số của tay gấp micro [36]. Zolfagharian (2021) [37] phát triển một tay gấp mềm bằng cách sử dụng lò xo xoắn ốc. Các tác giả chủ yếu phát triển khớp mềm, ứng dụng cơ cấu mềm, phát triển các phương pháp phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa cho cơ cấu mềm.

### **1.3 Tính cấp thiết của đề tài và ý nghĩa khoa học thực tiễn của đề tài**

#### **1.3.1 Tính cấp thiết**

Tình trạng đột quy ngày càng tăng về số lượng và giảm về độ tuổi. Đột quy làm giảm khả năng vận động. Để khắc phục điều này, các thiết bị hỗ trợ vận động được sử dụng. Các thiết bị này thường gắn cơ cấu cân bằng trọng lực để tăng hiệu quả hỗ trợ. Các cơ cấu cân bằng hiện nay có kết cấu phức tạp, cồng kềnh, điều chỉnh cần năng lượng. Chúng ít phù hợp cho thiết bị hỗ trợ vận động. Bên cạnh đó, cơ cấu mềm có ưu điểm kết cấu nhỏ gọn và có thể ứng dụng để chế tạo cơ cấu cân bằng trọng lực. Do đó, nghiên cứu sinh chọn đề tài “*Phát triển và tối ưu hóa cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm*”.

#### **1.3.2 Ý nghĩa khoa học thực tiễn của đề tài**

Nghiên cứu này, phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng trong phạm vi từ 250 - 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 - 30 độ, sử dụng kết hợp lò xo phẳng có thể điều chỉnh độ cứng bằng phương pháp không sử dụng năng lượng và khớp xoay mềm. Đề xuất cách tiếp cận mới áp dụng cho phân tích, thiết kế và tối ưu cho lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Chế tạo thành công mô hình cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng từ 250 - 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 -30 độ. Cơ cấu phát triển có tiềm năng ứng dụng thực tiễn cao, cung cấp giải pháp hữu ích thực tiễn cho hỗ trợ chức năng vận động cho người và robot. Kết quả của luận án là tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu sau.

### **1.4 Mục tiêu nghiên cứu**

Mục tiêu nghiên cứu của luận án là phát triển và tối ưu hóa một cơ cấu cân bằng mới, có kết cấu nhỏ gọn để có thể gắn lên thiết bị hỗ trợ vận động chi trên. Cơ

cầu cho phép điều chỉnh tải trọng để duy trì trạng thái cân bằng. Phương pháp điều chỉnh không sử dụng năng lượng được áp dụng.

## **1.5 Đối tượng nghiên cứu**

Đối tượng nghiên cứu gồm lò xo phẳng, khớp xoay mềm và cơ cấu cân bằng trọng lực.

## **1.6 Nhiệm vụ và phạm vi nghiên cứu**

### **1.6.1 Nhiệm vụ nghiên cứu**

Thiết kế, phân tích cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng mà không cần năng lượng. Thiết kế, phân tích và tối ưu kích thước cho lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Xây dựng các quy trình để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa cho lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Thử nghiệm khả năng cân bằng cho cơ cấu bằng trọng lực dùng lò xo phẳng và khớp xoay mềm.

### **1.6.2 Phạm vi nghiên cứu**

Thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực bị động, một bậc tự do hướng đến sử dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động. Phạm vi cân bằng từ 0 - 30°. Tải trọng điều chỉnh từ 250 - 1000 gr, không cần sử dụng năng lượng. Cơ cấu sử dụng khớp xoay mềm và lò xo phẳng. Xây dựng quy trình để thiết kế, phân tích và tối ưu cho khớp xoay mềm và lò xo phẳng.

## **1.7 Phương pháp nghiên cứu**

Nghiên cứu này sử dụng các phương pháp: Phương pháp kinh nghiệm và tham chiếu chuyên gia. Phương pháp mô phỏng số. Phương pháp thống kê, qui hoạch thực nghiệm. Phương pháp mô hình hóa bằng giải tích và các phương pháp thông minh dựa trên trí tuệ nhân tạo. Phương pháp tối ưu hóa. Phương pháp thực nghiệm.

## **CHƯƠNG 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT**

### **2.1 Cơ cấu cân bằng trọng lực**

### **2.1.1 Nguyên lý cân bằng trọng lực**

Hiện nay có ba mô tả toán học cho cơ cấu cân bằng trọng lực. 1) Tổng mô men bằng không; 2) Tổng thế năng không đổi; 3) Sử dụng bộ bù chủ động.

### **2.1.2 Nguyên lý điều chỉnh cho cơ cấu cân bằng trọng lực**

Khi tải trọng thay đổi có thể điều chỉnh một trong ba yếu tố của cơ cấu để duy trì trạng thái cân bằng gồm: Cánh tay đòn, vị trí kết nối của lò xo hoặc độ cứng của lò xo. Có hai cách để điều chỉnh độ cứng của lò xo đó là tạo ra biến dạng ban đầu cho lò xo hoặc thay đổi số vòng xoắn làm việc.

#### **2.1.2.1 Điều chỉnh điểm kết nối của lò xo**

Phương pháp điều chỉnh bằng cách thay đổi điểm kết nối yêu cầu kết cấu của cơ cấu phức tạp, phương pháp này không phù hợp cho thiết bị hỗ trợ vận động.

#### **2.1.2.2 Điều chỉnh độ cứng của lò xo**

Độ cứng của lò xo có thể được điều chỉnh bằng cách tạo ra biến dạng ban đầu hoặc thay đổi số vòng xoắn làm việc.

## **2.2 Thiết kế thực nghiệm**

### **2.2.1.1 Thiết kế thực nghiệm đầy đủ yếu tố**

Phương pháp này giúp thu thập dữ liệu tốt, nhưng tốn nhiều thời gian, công sức và chi phí.

### **2.2.1.2 Thiết kế thực nghiệm tổng hợp trung tâm**

Phương pháp này sử dụng ma trận thiết kế đầy đủ, giai thừa hoặc phân số.

### **2.2.1.3 Thiết kế thực nghiệm sử dụng mảng trực giao Taguchi**

Phương pháp cho phép giảm đáng kể số thực nghiệm cần thực hiện.

## **2.3 Phương pháp mô hình hóa**

Hiện nay có nhiều phương pháp có thể sử dụng để mô hình hóa cho cơ cấu mềm. Tuy nhiên, với mô hình phức tạp, có tính phi tuyến cao thì rất khó thực hiện và không chính xác. Trong nghiên cứu này, lò xo phẳng và khớp xoay mềm

là hai chi tiết có cấu trúc tương đối phức tạp, tính phi tuyến cao. Do đó phương pháp phân tích phần tử hữu hạn kết hợp với các phương pháp xấp xỉ thông minh được sử dụng để mô hình hóa ứng xử cho khớp xoay mềm và lò xo phẳng.

### **2.3.1 Phương pháp phân tích phần tử hữu hạn**

#### **2.3.1.1 Chia lưới**

Chia lưới là bước rất quan trọng, nó quyết định độ chính xác của kết quả mô phỏng. Phân tích tĩnh học trong ANSYS Workbench thường sử dụng phần tử lưới Hexa, Tetra và Prism.

#### **2.3.1.2 Chất lượng lưới**

Để đánh giá chất lượng lưới thường sử dụng tiêu chuẩn Skewness.

### **2.3.2 Phương pháp mạng nơ ron học sâu**

Mạng nơ ron học sâu (Deep forward neural network - DFNN) là chương trình học máy, có thể xấp xỉ chính xác các mô hình có tính phi tuyến cao.

### **2.3.3 Phương pháp đáp ứng bề mặt**

Phương pháp đáp ứng bề mặt (Response surface method - RSM) là phương pháp xây dựng mô hình hồi quy dựa trên các kỹ thuật toán học và thống kê.

### **2.3.4 Mạng nơ ron thích nghi mờ**

Mạng nơ ron thích nghi mờ (Adaptive neuro fuzzy inference system - ANFIS) là phương pháp có thể xấp xỉ các mô hình có tính phi tuyến cao.

## **2.4 Phương pháp tối ưu hóa thiết kế**

Để nâng cao hiệu quả làm việc của các chi tiết, cơ cấu, các nhà khoa học thường thực hiện quá trình tối ưu hóa. Bản chất của quá trình tối ưu là tìm kiếm các giải pháp tốt nhất trong không gian thiết kế.

### **2.4.1 Thuật toán tối ưu hóa di truyền đa mục tiêu**

Thuật toán tối ưu hóa di truyền đa mục tiêu (Multi objective genetic algorithm - MOGA) là thuật toán tìm kiếm nghiệm tối ưu cho bài toán đa mục tiêu.

## **2.4.2 Thuật toán chu kỳ nước**

Thuật toán chu kỳ nước (Water cycle algorithm - WCA) là thuật toán tìm kiếm giải pháp tối ưu lấy ý tưởng từ chu trình của nước trong tự nhiên.

## **2.4.3 Thuật toán tối ưu hóa bầy đàn**

Thuật toán tối ưu hóa bầy đàn (Particle swarm optimization - PSO) là thuật toán dựa trên trí thông minh của bầy đàn thông qua giao tiếp giữa các thành viên trong một bầy khi tìm kiếm thức ăn.

## **2.4.4 Thuật toán tối ưu hóa chu kỳ nước kết hợp con thiêu thân**

### **2.4.4.1 Thuật toán con thiêu thân**

Thuật toán tối ưu hóa con thiêu thân (Moth flame optimization - MFO) lấy ý tưởng từ việc bay trong đêm của con thiêu thân.

### **2.4.4.2 Kết hợp thuật toán chu kỳ nước với thuật toán con thiêu thân**

Là thuật toán kết hợp giữa phương pháp tìm kiếm nghiệm tối ưu của thuật toán WCA với phương pháp di chuyển của con thiêu thân trong đêm.

## **2.5 Kết luận**

Chương này trình bày các lý thuyết được dùng cho nghiên cứu này.

## **CHƯƠNG 3 THIẾT KẾ CƠ CẤU CÂN BẰNG TRỌNG LỰC**

### **3.1 Mục tiêu thiết kế**

Mục tiêu là thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do, phạm vi thay đổi tải trọng 0,25 - 1 kg, điều chỉnh bằng thay đổi độ cứng của lò xo không cần năng lượng.

### **3.2 Quy trình thiết kế**

Để thiết kế, tác giả đưa ra quy trình thiết kế 8 bước.

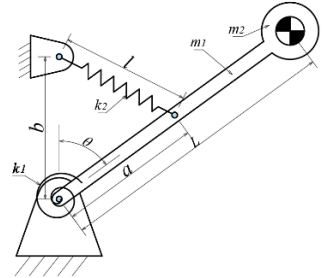
### **3.3 Lựa chọn vật liệu cho thiết kế**

Chỉ tiêu lựa chọn vật liệu cho khớp xoay mềm và lò xo phẳng gồm tỉ số giữa giới hạn chảy và mô đun đàn hồi, khối lượng riêng và giá thành.

### 3.4 Thiết kế nguyên lý

Sơ đồ động của cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế như Hình 3.3. Phương trình cân bằng của cơ cấu như Công thức (3.7).

$$(0,5m_1 + m_2).L.g = k_1 + k_2.a.b \quad (3.7)$$



### 3.5 Tính độ cứng của lò xo

Các thông số cơ bản của cơ cấu cân bằng trọng lực được lựa chọn như Bảng 3.2. Độ cứng  $k_1$  và  $k_2$  được tính như Bảng 3.3.

**Hình 3.3:** Sơ đồ nguyên lý của cơ cấu

**Bảng 3.2:** Thông số của cơ cấu cân bằng đề xuất

Yếu tố	$a$ (mm)	$b$ (mm)	$L$ (mm)	$m_1$ (kg)	$m_2$ (kg)	$\theta_{max}$ (độ)
Giá trị	65	65	400	0,2	0,25 – 1,0	30

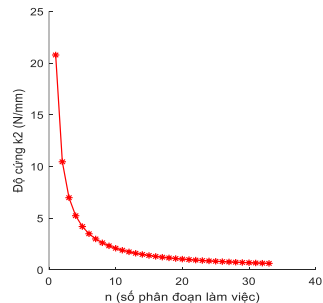
**Bảng 3.3:** Giá trị độ cứng  $k_1$  và  $k_2$

$k_1$	$k_2$ (N/mm)					
(N/mm)	0,25 kg	0,4 kg	0,6 kg	0,8 kg	0,9 kg	1,0 kg
200	0,27	0,41	0,60	0,79	0,88	0,97

### 3.6 Nguyên lý điều chỉnh độ cứng của lò xo

#### 3.6.1 Nguyên lý điều chỉnh

Độ cứng của lò xo được điều chỉnh bằng cách thay đổi số phân đoạn làm việc của lò xo. Mối quan hệ giữa độ cứng và số phân đoạn làm việc được thể hiện trong Hình 3.6.



**Hình 3.6:** Mối quan hệ giữa độ cứng và số phân đoạn làm việc

#### 3.6.2 Điều chỉnh độ cứng không sử dụng năng lượng



Quá trình thay đổi số phân đoạn làm việc bằng cách thay đổi vị trí của miếng chêm.

### 3.7 Kết luận

Nội dung chương này đã được tác giả công bố trên tạp chí Scopus 2020 [18].

## CHƯƠNG 4 PHÁT TRIỂN KHỚP XOAY MỀM

### 4.1 Yêu cầu của khớp xoay mềm

Khớp xoay mềm có độ cứng 200 N/mm, có thể quay được góc hơn 30°, ứng suất sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép, kích thước không vượt quá 100 mm, càng nhẹ càng tốt.

### 4.2 Phát triển khớp xoay mềm dựa trên FEM kết hợp RSM và PSO

#### 4.2.1 Giới thiệu

Khớp xoay mềm có kết cấu phức tạp, có tính phi tuyến cao. Sử dụng các phương pháp truyền thống khó đạt được độ chính xác. Vì vậy, trong nghiên cứu này đề xuất một giải pháp lai kết hợp giữa FEM, RSM, PSO để thiết kế, mô hình hóa và tối ưu hóa thông số hình học của khớp xoay.

#### 4.2.2 Thiết kế khớp xoay mềm

Khớp xoay mềm được thiết kế như Hình 4.1.

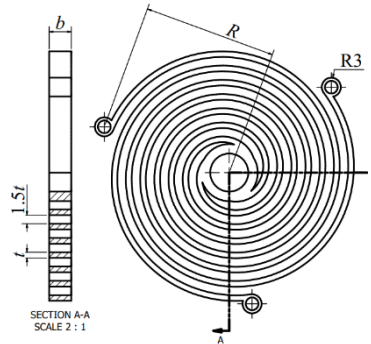
#### 4.2.3 Đề xuất quy trình thiết kế khớp xoay

Quy trình thiết kế và tối ưu hóa khớp xoay mềm được thực hiện theo sơ đồ trong Hình 4.2.

#### 4.2.4 Tối ưu hóa khớp xoay

##### 4.2.4.1 Bài toán tối ưu

Bài toán tối ưu hóa được trình bày như sau. Xác định:  $X = [R, t]^T$ . Cực tiểu



**Hình 4.1:** Kết cấu của khớp xoay mềm

khối lượng  $f_1(x)$ . Ràng buộc và giới hạn biến thiết kế:  $f_2(\mathbf{X}) = 30^\circ, f_3(\mathbf{X}) \leq 295$  MPa,  $0,8 \text{ mm} \leq t \leq 1,2 \text{ mm}, 40 \text{ mm} \leq R \leq 45 \text{ mm}$ .

Trong đó:  $f_1$  là khối lượng,  $f_2$  là góc xoay và  $f_3$  là ứng suất.

#### 4.2.4.2 Mô hình hóa các đặc tính của khớp xoay mềm

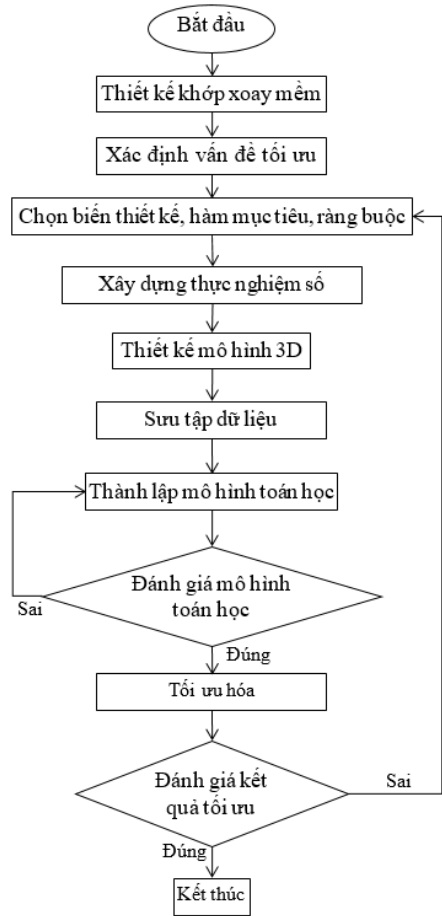
Thực nghiệm được xây dựng bằng mảng trục giao  $L_0$ . Sau đó FEM được sử dụng để thu thập dữ liệu. Kế tiếp, mô hình toán được xây dựng bằng RSM. Đánh giá mô hình toán bằng hệ số xác định và so sánh dự đoán của mô hình với FEA các mô hình được lựa chọn ngẫu nhiên.

#### 4.2.4.3 Kết quả tối ưu

Kích thước của khớp xoay mềm được tối ưu bằng thuật toán PSO. Kết quả thu được khớp xoay có  $R=40 \text{ mm}$  và  $t=0,94 \text{ mm}$ .

#### 4.2.5 Xác nhận kết quả tối ưu

Kết quả tối ưu được so sánh với kết quả FEA với sai số 6,1 % và 1,68% và 5,6% cho khối lượng và biến dạng và ứng suất.



**Hình 4.2:** Quy trình thiết kế và tối ưu hóa đề xuất

### 4.3 Phát triển khớp xoay mềm dựa trên phương pháp Topology, FEM, ANFIS và WCMFO

#### 4.3.1 Giới thiệu

Cấu trúc của khớp xoay mềm phức tạp, tính phi tuyến cao, các phương pháp truyền thống khó phân tích và mô hình hóa vì vậy tác giả đề xuất cách tiếp cận mới để thiết kế, mô hình hóa và tối ưu hóa cho khớp xoay.

### 4.3.2 Đề xuất phương pháp thiết kế, tối ưu

Quy trình thiết kế như Hình 4.7 với 4 giai đoạn.

#### 4.3.2.1 Tối ưu hóa cấu trúc Topo

Topology để nâng cao hiệu quả sử dụng vật liệu.

#### 4.3.2.2 Xây dựng mô hình thay thế bằng DFNN

DFNN dùng để xấp xỉ các ứng xử của khớp xoay.

#### 4.3.2.3 Tối ưu hóa kích thước

Để nâng cao hiệu quả làm việc cho khớp xoay.

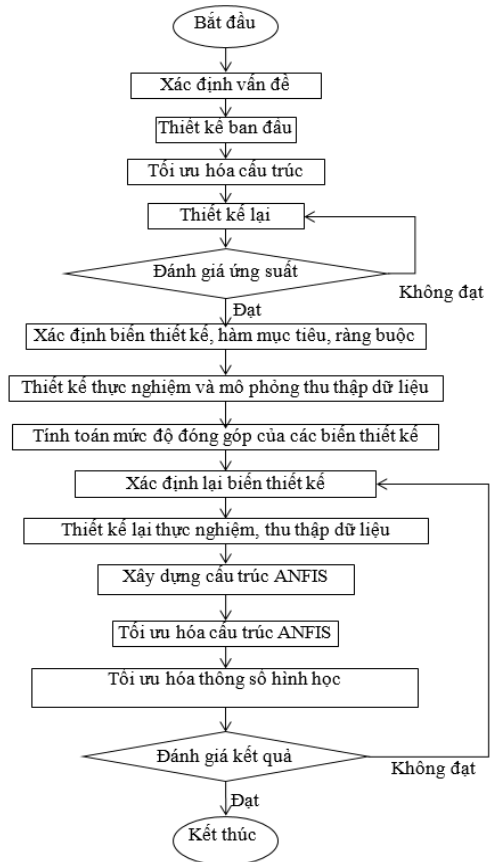
### 4.3.3 Bài toán tối ưu

Khớp xoay được tối ưu qua hai bước. Tối ưu hóa cấu trúc Topo để nâng cao hiệu quả sử dụng vật liệu. Tối ưu hóa kích thước để nâng cao hiệu quả làm việc cho khớp xoay.

### 4.3.4 Kết quả

#### 4.3.4.1 Thiết kế ban đầu của khớp xoay

Hai miền không gian thiết kế ban đầu được chọn lựa thông qua quá trình

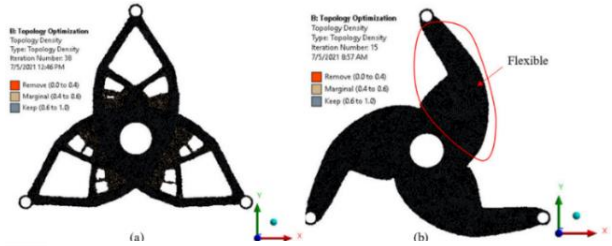


**Hình 4.7:** Quy trình thiết kế khớp xoay

ngiên cứu thăm dò.

### 4.3.4.2 Topology

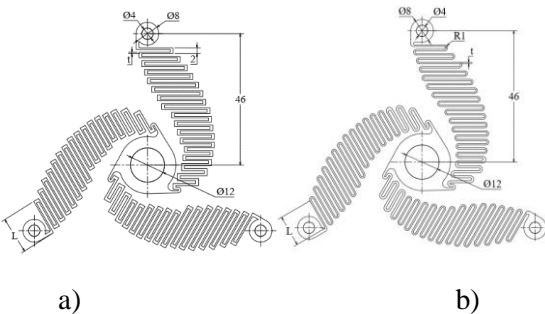
Dựa trên thiết kế ban đầu, mô hình được chia lưới. Đánh giá chất lượng lưới. Mô phỏng và thực hiện quá trình Topology. Kết quả tối ưu cấu trúc Topo cho hai miền thiết kế ban đầu như Hình 4.10.



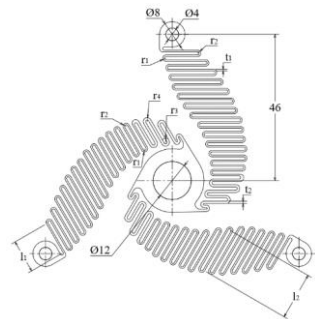
**Hình 4.10:** Kết quả Topology a) mô hình 1, b) mô hình 2

### 4.3.4.3 Tối ưu hóa kích thước

Kết quả Topo cho mô hình 2 (Hình 4.10b) được lựa chọn, Sau đó, mô hình được thiết kế lại để có tính linh hoạt hơn như Hình 4.11. Kế tiếp, mô phỏng đánh giá ứng suất. Cấu trúc của mô hình thiết kế 2 được lựa chọn do có ứng suất nhỏ hơn. Trong quá trình mô phỏng cho thấy ứng suất sinh ra ở những đoạn zích zắc bên trong lớn hơn các đoạn bên ngoài. Do đó, các đoạn zích zắc được chia làm 2 nhóm, Nhóm thứ nhất có chiều dày  $t_1$ , bán kính chuyển tiếp  $r_1, r_2$ . Nhóm thứ 2 có chiều dày  $t_2$  và bán kính chuyển tiếp  $r_3, r_4$  như Hình 4.13.



**Hình 4.11:** Cấu trúc thiết kế của khớp xoay a) thiết kế 1, b) thiết kế 2



**Hình 4.13:** Thiết kế của khớp xoay

Tám biến được dùng để xây dựng thực nghiệm và mô phỏng để thu thập dữ

liệu. Phân tích ANOVA được sử dụng để loại bỏ những biến thiết kế có đóng góp thấp và không có ý nghĩa thống kê. Sau khi loại bỏ 3 biến, mô hình còn lại 5 biến gồm  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $r_1$ . Năm biến tiếp tục được sử dụng để xây dựng thực nghiệm, mô phỏng để thu thập dữ liệu. Trước khi sử dụng ANFIS để xây dựng các mô hình xấp xỉ. Cấu trúc ANFIS được tối ưu hóa bằng phương pháp Taguchi. Sau khi xây dựng được mô hình xấp xỉ, thuật toán WCMFO được sử dụng để tối ưu hóa thông số của khớp xoay.

#### **4.3.4.4 Xác nhận kết quả**

Kết quả tối ưu sau đó được so sánh với FEA. Kết quả sai số giữa dự đoán với FEA của mômen, ứng suất và năng lượng là 4,59% và 4,16% và 4,73%.

### **4.4 Kết luận**

Trong chương này tác giả đã đề xuất hai phương pháp để thiết kế và tối ưu hóa cho Khớp xoay. Cả hai phương pháp đề xuất đều có độ tin cậy cao. Nội dung chương này đã được tác giả công bố trên tạp chí SCIE [38, 39]

## **CHƯƠNG 5 PHÁT TRIỂN Lò XO PHẪNG**

### **5.1 Yêu cầu của lò xo phẳng**

Lò xo phẳng phải thỏa mãn các điều kiện làm việc sau: cho phép điều chỉnh được độ cứng từ 0,27 – 0,97 N/mm, ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn ứng suất cho phép, nhẹ, năng lượng biến dạng lớn.

### **5.2 Phát triển lò xo phẳng sử dụng FEM kết hợp RSM và MOGA**

#### **5.2.1 Giới thiệu**

Lò xo phẳng cho cơ cấu cân bằng trọng lực có cấu trúc dạng zích zắc nhằm tạo ra biến dạng đủ lớn và kết cấu nhỏ gọn và dễ điều chỉnh độ cứng.

#### **5.2.2 Thiết kế cấu trúc cho lò xo phẳng**

Cấu trúc của lò xo phẳng là sự kết hợp của các lò xo lá được sắp xếp theo hình zích zắc như Hình 5.1.

## 5.2.3 Xây dựng bài toán tối ưu

### 5.2.3.1 Biến thiết kế

Biến thiết kế gồm chiều dài  $L$ , chiều rộng  $w$  và chiều dày  $t$  và có giới như sau:  $39,5 \text{ mm} \leq L \leq 44,5 \text{ mm}$ ,  $0,9 \text{ mm} \leq t \leq 1,3 \text{ mm}$ ,  $9 \text{ mm} \leq w \leq 11 \text{ mm}$ .

### 5.2.3.2 Hàm mục tiêu

Cực tiểu khối lượng  $y_2(L, t, w)$ .

### 5.2.3.3 Ràng buộc

Hàm ràng buộc là biến dạng và ứng suất.  $y_1(X) = 33,464 \text{ mm}$ ,  $y_3(X) \leq 105 \text{ MPa}$ .

## 5.2.4 Đề xuất quy trình thiết kế tối ưu

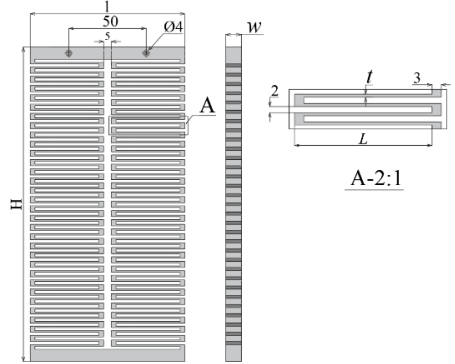
Quy trình thiết kế tối ưu cho lò xo phẳng được đề xuất như Hình 5.2.

## 5.2.5 Kết quả và thảo luận

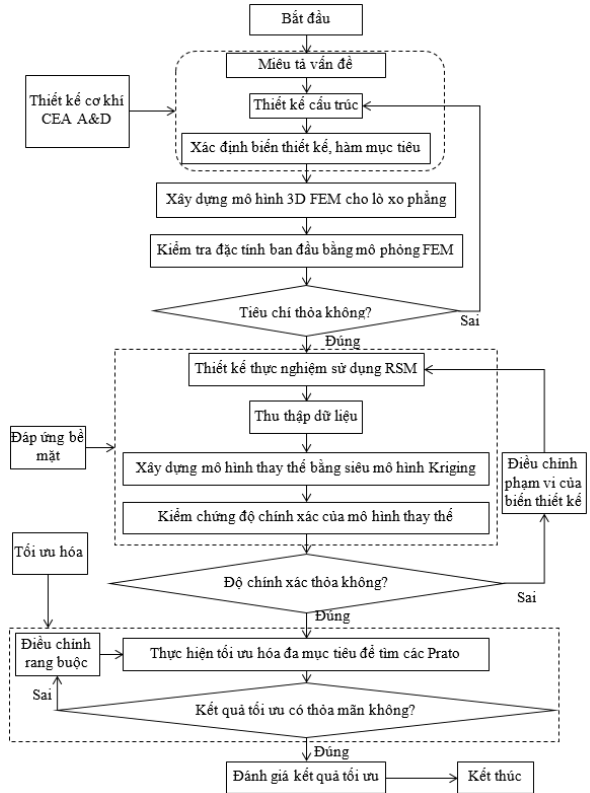
### 5.2.5.1 Đánh giá thiết kế ban đầu

Đầu tiên xây dựng mô hình 3D trong FEM. Kế tiếp chia lưới, thiết lập điều kiện mô phỏng. Mô phỏng để đánh giá thiết kế ban đầu.

### 5.2.5.2 Mô phỏng



Hình 5.1: Cấu trúc của lò xo phẳng



Hình 5.2: Sơ đồ quá trình tối ưu hóa

Thực nghiệm được thiết kế bằng CCD với 15 thực nghiệm. Dựa trên mô hình 3D – FEM, FEA được thực hiện để thu thập dữ liệu.

### 5.2.5.3 Mô hình Kriging

Sau khi có dữ liệu, mô hình Kriging được sử dụng để xây dựng mô hình xấp xỉ.

### 5.2.5.4 Đánh giá độ nhạy

Phương pháp phân tích đáp ứng bề mặt được lựa chọn để phân tích độ nhạy của các biến thiết kế đến các đáp ứng đầu ra.

### 5.2.5.5 Kết quả tối ưu

Thuật toán MOGA được sử dụng để tìm các Pareto. Kết quả tìm được 3 ứng viên tốt nhất như Bảng 5.5.

**Bảng 5.5:** Các ứng viên

Thông số	$L$ (mm)	$t$ (mm)	$w$ (mm)	$y_1$ (mm)	$y_2$ (kg)	$y_3$ (MPa)
Ứng viên 1	40,725	0,940	9,602	33,647	0,195	108,41
Ứng viên 2	40,725	0,940	9,602	33,647	0,195	108,41
Ứng viên 3	40,725	0,940	9,603	33,645	0,195	108,4

Với kết quả trong Bảng 5.5 cho thấy cả 3 lò xo phẳng được đề xuất đều có độ cứng  $k_2$  là 0,27 N/mm khi tất cả lò xo lá đều làm việc.

### 5.2.5.6 Đánh giá kết quả tối ưu

Kết quả tối ưu hóa được so sánh với kết quả FEA. Sai số khối lượng, ứng suất và biến dạng lần lượt < 0,001 %, 5,78% và 1,65%. Độ cứng khi tất cả lò xo lá làm việc là 0,27 N/mm.

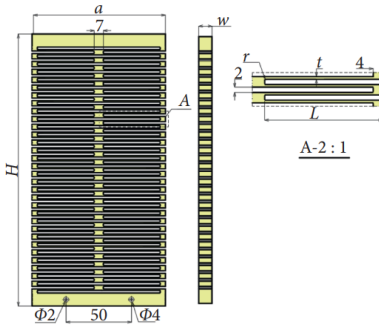
## 5.3 Phát triển và tối ưu hóa lò xo phẳng dựa trên FEM, DFNN và WCA

### 5.3.1 Giới thiệu

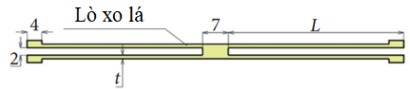
Lò xo phẳng có kết cấu phức tạp, tính phi tuyến cao. Vì vậy các phương pháp phân tích truyền thống khó đạt được độ chính xác. Nghiên cứu này đề xuất một cách tiếp cận mới để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu cho lò xo phẳng.

### 5.3.2 Thiết kế kết cấu

Lò xo phẳng gồm nhiều phân đoạn được kết nối với nhau như Hình 5.10. Mỗi phân đoạn được tạo ra từ 4 lò xo lá và được sắp xếp như Hình 5.11.



Hình 5.10: Kết cấu lò xo phẳng



Hình 5.11: Thông số của một phân đoạn

### 5.3.3 Bài toán tối ưu

#### 5.3.3.1 Biến thiết kế

Biến thiết kế  $L, t, w$  và  $r$ .

#### 5.3.3.2 Hàm mục tiêu

Hàm năng lượng biến dạng  $f(X)$  được chọn làm hàm mục tiêu.

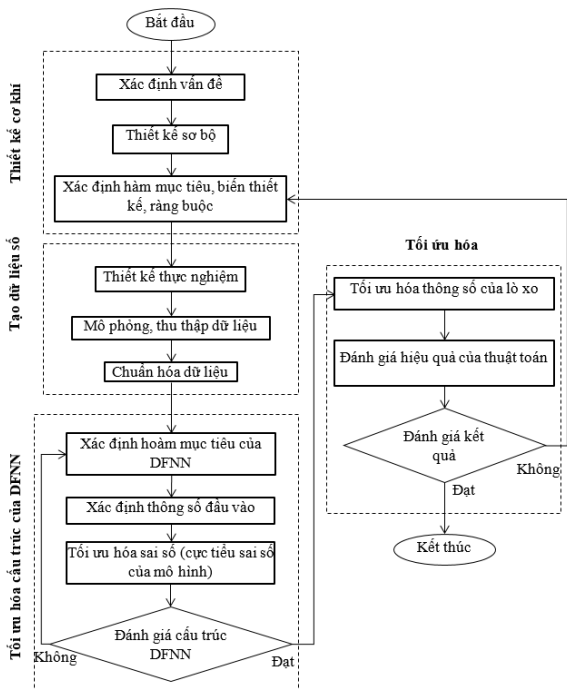
#### 5.3.3.3 Hàm ràng buộc

Hàm biến dạng  $g_1(X)$  và hàm ứng suất  $g_2(X)$  được chọn là hàm ràng buộc.

### 5.3.4 Quy trình thiết kế, tối ưu

Quy trình thiết kế được thực hiện qua 4 giai đoạn như Hình 5.12.

#### 5.3.4.1 Giai đoạn 1: Thiết kế cơ khí



Hình 5.12: Quy trình thiết kế



Xác định vấn đề, thiết kế sơ bộ, chọn biến thiết kế, hàm mục tiêu, ràng buộc.

#### **5.3.4.2 Giai đoạn 2: Tạo dữ liệu số**

Mô phỏng, thu thập dữ liệu.

#### **5.3.4.3 Giai đoạn 3: Tối ưu hóa cấu trúc của DFNN**

Tối ưu hóa cấu trúc DFNN, sử dụng cấu trúc tối ưu để mô hình hóa các ứng xử của lò xo phẳng nhằm đạt được mô hình ứng xử ít sai số nhất.

#### **5.3.4.4 Giai đoạn 4: Tối ưu hóa sử dụng thuật toán chu kỳ nước**

Tối ưu hóa kích thước của lò xo phẳng.

### **5.3.5 Kết quả và thảo luận**

#### **5.3.5.1 Thu thập dữ liệu**

Thiết kế thực nghiệm, chia lưới và FEA để thu thập dữ liệu. Bộ dữ liệu thu được sau đó được chuẩn hóa.

#### **5.3.5.2 Tối ưu hóa cấu trúc của DFNN**

Tối ưu hóa để tìm cấu trúc DFNN phù hợp, sau đó mô hình xấp xỉ được xây dựng.

### **5.3.6 Kết quả tối ưu**

Thuật toán WCA được dùng để tối ưu kích thước của lò xo phẳng. Kết quả tìm được kích thước của lò xo phẳng  $t$ ,  $L$ ,  $w$  và  $r$  lần lượt là 1,029 mm, 45 mm, 9 mm, 0,3 mm.

#### **5.3.7 Xác nhận kết quả tối ưu**

Kết quả dự đoán tối ưu được so sánh với kết quả FEA. Sai số năng lượng, biến dạng, ứng suất là 1,87%, 1,69% và 3,06%. Dự đoán tuổi thọ của lò xo là 299 triệu chu kỳ.

## **5.4 Kết luận**

Trong chương này, hai phương pháp tiếp cận mới để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa cho lò xo phẳng được đề xuất. Sau đó, hai mô hình lò xo phẳng cũng được thiết kế. Cả hai lò xo đều đáp ứng yêu cầu làm việc của cơ cấu

cân bằng trọng lực. Nội dung chương này đã được tác giả công bố trên tạp chí SCIE [40, 41]

## CHƯƠNG 6 THỰC NGHIỆM KIỂM CHỨNG

### 6.1 Mô hình cơ cấu cân bằng trọng lực

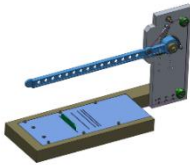
Mô hình 3D của cơ cấu cân bằng trọng lực được xây dựng như Hình 6.1

### 6.2 Chế tạo mô hình

Cơ cấu cân bằng trọng lực được chế tạo như Hình 6.3.

### 6.3 Thiết lập thực nghiệm

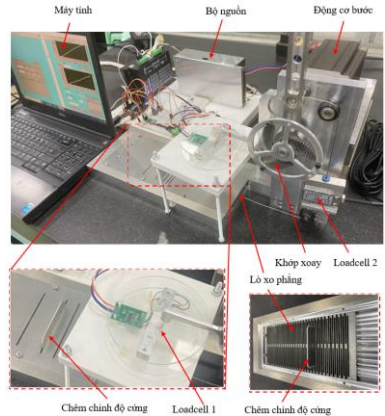
Thực nghiệm được thiết lập như Hình 6.8.



**Hình 6.1:** Mô hình 3D cơ cấu cân bằng trọng lực



**Hình 6.3:** Cơ cấu cân bằng trọng lực



**Hình 6.8:** Mô hình thực nghiệm

### 6.4 Kết quả thực nghiệm

Khi cơ cấu làm việc ở vị trí 30,6 độ sai số giữa giá trị  $T$  và  $T_m$  lần lượt là 4,5%, 2,86%, 3,27%, 0,25% và 3 % tương ứng với các mức tải 400, 600, 800, 900 và 1000 gr. Cơ cấu cho phép điều chỉnh tải trọng phi năng lượng.

### 6.5 Kết luận

Cơ cấu thiết kế đạt được khả năng cân bằng tốt, cho phép điều chỉnh tải trọng phi năng lượng. Có tiềm năng ứng dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động chi trên.

# KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

## 1. Kết luận

Đầu tiên, nguyên lý cân bằng với tổng mô men tác dụng lên cơ cấu bằng không được sử dụng. Thiết kế nguyên lý của cơ cấu cân bằng được thực hiện với sự kết hợp giữa lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Sử dụng phương pháp giải tích để xây dựng phương trình cân bằng tĩnh. Tính toán độ cứng của khớp xoay mềm và của lò xo phẳng để cơ cấu đảm bảo cân bằng khi thay đổi tải trọng. Phương pháp điều chỉnh độ cứng của lò xo phẳng cũng được đề xuất dựa trên nguyên lý thay đổi số phân đoạn làm việc của lò xo.

Tiếp theo, hai cấu trúc của khớp xoay mềm được phát triển dựa trên hai giải thuật tối ưu mới được đề xuất bởi nghiên cứu sinh. Khớp xoay thứ nhất được phát triển và tối ưu hóa dựa trên giải thuật lai giữa phương pháp phân tích phần tử hữu hạn, phương pháp đáp ứng bề mặt và thuật toán tối ưu hóa bầy đàn. Kết quả, một khớp xoay được tạo ra với kích thước chiều dày  $t = 0,94$  mm và không gian  $R = 40$  mm. Kết quả dự đoán tối ưu được so sánh với kết quả FEA với sai số 6,1% cho khối lượng, 1,68% cho biến dạng và 5,6% cho ứng suất. Cấu trúc khớp xoay phẳng thứ hai được thiết kế và tối ưu dựa trên giải thuật lai kết hợp giữa phương pháp tối ưu hóa cấu trúc Topo, phương pháp phân tích phần tử hữu hạn, mạng trí tuệ thích nghi mờ và thuật toán tối ưu chu kỳ nước – con thiêu thân. Kết quả tối ưu đã tìm ra được thông số hình học phù hợp của khớp xoay bao gồm  $r_1$  là 0,5 mm,  $t_1$  là 0,36 mm,  $t_2$  là 0,41 mm,  $l_1$  là 11,3 mm,  $l_2$  là 14,74 mm. Kết quả dự đoán của quá trình tối ưu được so sánh với giá trị FEA với sai số 4,59% cho mô men, 4,16% cho ứng suất và 4,73 cho năng lượng biến dạng.

Kế tiếp, hai quy trình thiết kế, phân tích và tối ưu hóa mới cho việc phát triển và tối ưu hóa cho lò xo phẳng cũng được đề xuất. Quy trình đầu tiên là sự kết hợp giữa phương pháp phân tích phần tử hữu hạn, phương pháp đáp ứng bề mặt và thuật toán tối ưu hóa di truyền đa mục tiêu. Dựa trên quy trình đề xuất, một thiết kế của lò xo phẳng đã được thiết kế và tối ưu hóa. Kết quả đã tìm ra kết cấu và thông số hình học phù hợp của lò xo phẳng với chiều dài 40,725 mm, chiều dày 0,940 mm và chiều rộng 9,602 mm. Sai số giữa kết quả dự đoán và FEA của

của khối lượng nhỏ hơn 0,001%, sai số của ứng suất là 5,78% và sai số của biến dạng là 1,65 %. Sai số độ cứng giữa dự đoán và thí nghiệm kiểm chứng là 3,584%. Quy trình thứ hai được kết hợp giữa phương pháp phân tích phần tử hữu hạn, mạng nơ ron học sâu và thuật toán chu kỳ nước. Dựa trên quy trình đề xuất, kết cấu của lò xo phẳng thứ hai được thiết kế và tối ưu. Kết quả đã tìm được kích thước phù hợp của lò xo phẳng  $t$ ,  $L$ ,  $w$  và  $r$  lần lượt là 1,029 mm, 45 mm, 9 mm, 0,3 mm. So sánh giữa kết quả dự đoán với kết quả FEA cho thấy sai số năng lượng là 1,87%, biến dạng là 1,69% và ứng suất là 3,06%.

Sau đó, dựa trên kết quả thiết kế, tối ưu đã được thực hiện ở trước, mô hình 3D của cơ cấu cân bằng trọng lực được xây dựng. Hai chi tiết quan trọng của cơ cấu là lò xo phẳng và khớp xoay mềm được chế tạo bằng phương pháp cắt dây. Các chi tiết còn lại được gia công trên máy CNC. Cơ cấu cân bằng trọng lực sau đó được lắp ráp và thiết lập thực nghiệm. Kết quả thực nghiệm cho thấy cơ cấu cân bằng đề xuất đạt được cân bằng khi tải thay đổi trong phạm vi 250 gr đến 1000 gram. Khi cơ cấu làm việc ở vị trí 30,6 độ sai số giữa mô men do khối lượng và mô men do cơ cấu tạo ra khi tải trọng thay đổi 250 gr, 400 gr, 600 gr, 800 gr, 900 gr và 1000 gr lần lượt là 2,91% 4,5%, 2,86%, 3,27%, 0,25% và 3 %. Cuối cùng, nghiên cứu sinh đưa ra các kết luận và đề xuất các hướng nghiên cứu tiếp theo.

## **2. Hướng nghiên cứu trong tương lai**

Các công việc tiếp theo: Phát triển cơ cấu cân bằng có phạm vi làm việc lớn hơn. Phát triển cơ cấu cân bằng có 2, 3 bậc tự do. Phân tích động học cho cơ cấu cân bằng trọng lực trong điều kiện làm việc với tốc độ cao. Tìm kiếm các loại vật liệu có khối lượng riêng nhẹ, khả năng biến dạng lớn để thiết kế lò xo và khớp xoay. Tìm kiếm các giải pháp mới để nâng cao độ chính xác gia công cho cơ cấu mềm. Phát triển các giải pháp mới, có độ tin cậy cao để thiết kế, phân tích và tối ưu hóa cho cơ cấu mềm. Cơ cấu cân bằng trọng lực được phát triển sẽ được tích hợp vào trong thiết bị hỗ trợ vận động chi trên cho người bị đột quỵ nhẹ nhằm giúp hỗ trợ các thao tác cầm, mang, nâng các vật thể trong sinh hoạt hàng ngày.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] M. Cirstea and M. F. Levin, "Compensatory strategies for reaching in stroke," *Brain*, vol. 123, pp. 940-953, 2000.
- [2] D. J. Reinkensmeyer, C. D. Takahashi, W. K. Timoszyk, A. N. Reinkensmeyer, and L. E. Kahn, "Design of robot assistance for arm movement therapy following stroke," *Advanced robotics*, vol. 14, pp. 625-637, 2001.
- [3] S. K. Agrawal, G. Gardner, and S. Pledgie, "Design and fabrication of an active gravity balanced planar mechanism using auxiliary parallelograms," *J. Mech. Des.*, vol. 123, pp. 525-528, 2001.
- [4] Y. R. Chheta, R. M. Joshi, K. K. Gotewal, and M. ManoahStephen, "A review on passive gravity compensation," in *2017 International conference of Electronics, Communication and Aerospace Technology (ICECA)*, 2017, pp. 184-189.
- [5] L. L. Howell, "Compliant mechanisms," in *21st century kinematics*, ed: Springer, 2013, pp. 189-216.
- [6] N. Lobontiu, *Compliant mechanisms: design of flexure hinges*: CRC press, 2002.
- [7] J. Hetrick and S. Kota, "An energy formulation for parametric size and shape optimization of compliant mechanisms," 1999.
- [8] L. L. Howell and A. Midha, "The development of force-deflection relationships for compliant mechanisms," in *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 1994, pp. 501-508.
- [9] L. L. Howell and A. Midha, "A method for the design of compliant mechanisms with small-length flexural pivots," 1994.
- [10] G. K. Ananthasuresh and L. Seggere, "A one-piece compliant stapler," 1995.
- [11] M. P. Dang, T.-P. Dao, and H. G. Le, "Optimal Design of a New Compliant XY Micro positioning Stage for Nanoindentation Tester Using Efficient Approach of Taguchi Method, Response Surface Method and NSGA-II," in *2018 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD)*, 2018, pp. 1-6.
- [12] J. A. Gallego and J. L. Herder, "Criteria for the static balancing of compliant mechanisms," in *International Design Engineering Technical*

*Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2010, pp. 465-473.

- [13] G. Radaelli and J. Herder, "Gravity balanced compliant shell mechanisms," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 118, pp. 78-88, 2017.
- [14] Z.-W. Yang and C.-C. Lan, "An adjustable gravity-balancing mechanism using planar extension and compression springs," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 92, pp. 314-329, 2015.
- [15] H.-N. Nguyen and W.-B. Shieh, "On the Design of the Gravity Balancer Using Scotch Yoke Derivative Mechanism," in *New Advances in Mechanism and Machine Science*, ed: Springer, 2018, pp. 13-25.
- [16] H.-N. Nguyen and W.-B. Shieh, "Realization of Statically Balanced Articulated Mechanisms and Scotch Yoke Type Balancers," in *IFTtoMM World Congress on Mechanism and Machine Science*, 2019, pp. 1345-1354.
- [17] H. Q. Bảo, "Nghiên cứu thực nghiệm khả năng hoạt động của cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do dựa trên nguyên lý hoạt động của cơ cấu Scotch Yoke," *Luận Văn Thạc sĩ, trường Đại học Bách khoa Đà Nẵng*, 2018.
- [18] N. Le Chau, H. G. Le, and T.-P. Dao, "A Gravity Balance Mechanism Using Compliant Mechanism," in *Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development: Proceedings of the International Conference GTSD2020*, 2020, p. 431.
- [19] V.-K. Nguyen, H.-T. Pham, H.-H. Pham, and Q.-K. Dang, "Optimization design of a compliant linear guide for high-precision feed drive mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 165, p. 104442, 2021.
- [20] H.-T. Nguyen, H.-T. Pham, and D.-A. Wang, "A Switching Scheme for a Compliant Bistable Mechanism Using Harmonic Forcing."
- [21] H.-T. Pham, 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, pp. 238-243.
- [22] T.-V. Phan, H.-T. Pham, and C.-N. Truong, "Design and Analysis of a Compliant Constant-Torque Mechanism for Rehabilitation Devices," in *Advanced Materials*, ed: Springer, 2020, pp. 541-549.

- [23] P.-L. Chang, I.-T. Chi, N. D. K. Tran, and D.-A. Wang, "Design and modeling of a compliant gripper with parallel movement of jaws," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 152, p. 103942, 2020.
- [24] N. Le Chau, N. L. Ho, N. T. Tran, and T.-P. Dao, "Analytical model and computing optimization of a compliant gripper for the assembly system of mini direct-current motor," *International Journal of Ambient Computing and Intelligence (IJACI)*, vol. 12, pp. 1-28, 2021.
- [25] M. P. Dang, H. G. Le, N. L. Chau, and T.-P. Dao, "Optimization for a flexure hinge using an effective hybrid approach of fuzzy logic and moth-flame optimization algorithm," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2021, 2021.
- [26] Y.-L. Chu and C.-H. Kuo, "A single-degree-of-freedom self-regulated gravity balancer for adjustable payload," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 9, 2017.
- [27] Y.-C. Hung and C.-H. Kuo, "A novel one-DoF gravity balancer based on Cardan gear mechanism," in *New Trends in Mechanism and Machine Science*, ed: Springer, 2017, pp. 261-268.
- [28] D. X. Chew, K. L. Wood, and U. Tan, "Design of a passive self-regulating gravity compensator for variable payloads," *Journal of Mechanical Design*, vol. 141, 2019.
- [29] H. Kino, T. Yoshitake, R. Wada, K. Tahara, and K. Tsuda, "3-DOF planar parallel-wire driven robot with an active balancer and its model-based adaptive control," *Advanced Robotics*, vol. 32, pp. 766-777, 2018.
- [30] A. M. Haidar and J. L. Palacios, "Modified ball-type automatic balancer for rotating shafts: Analysis and experiment," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 496, p. 115927, 2021.
- [31] D. Franchetti, G. Boschetti, and B. Lenzo, "Passive Gravity Balancing with a Self-Regulating Mechanism for Variable Payload," *Machines*, vol. 9, p. 145, 2021.
- [32] Y. Gou, G. Chen, and L. L. Howell, "A design approach to fully compliant multistable mechanisms employing a single bistable mechanism," *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, vol. 49, pp. 986-1009, 2021.
- [33] M. Ling, J. Cao, Z. Jiang, and J. Lin, "A semi-analytical modeling method for the static and dynamic analysis of complex compliant mechanism," *Precision Engineering*, vol. 52, pp. 64-72, 2018.

- [34] X. Zhang and Q. Xu, "Design, fabrication and testing of a novel symmetrical 3-DOF large-stroke parallel micro/nano-positioning stage," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 54, pp. 162-172, 2018.
- [35] Y.-S. Chang, V. N. Kieu, and S.-C. Huang, "Optimal Design of a Leaf Flexure Compliant Mechanism Based on 2-DOF Tuned Mass Damping Stage Analysis," *Micromachines*, vol. 13, p. 817, 2022.
- [36] C. N. Wang and T. D.-M. Le, "Optimization Parameter for Micro-Gripper Based on Triple-Stair Compliant Mechanism Using GTs-TOPSIS," 2021.
- [37] A. Zolfagharian, S. Gharai, J. Gregory, M. Bodaghi, A. Kaynak, and S. Nahavandi, "A Bioinspired Compliant 3D-Printed Soft Gripper," *Soft Robotics*, 2021.
- [38] N. L. Chau, H. G. Le, T.-P. Dao, M. P. Dang, and V. A. Dang, "Efficient hybrid method of FEA-based RSM and PSO algorithm for multi-objective optimization design for a compliant rotary joint for upper limb assistive device," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2019, 2019.
- [39] N. Le Chau, M. P. Dang, C. Prakash, D. Buddhi, and T.-P. Dao, "Structural optimization of a rotary joint by hybrid method of FEM, neural-fuzzy and water cycle–moth flame algorithm for robotics and automation manufacturing," *Robotics and Autonomous Systems*, vol. 156, p. 104199, 2022.
- [40] N. Le Chau, H. G. Le, V. A. Dang, and T.-P. Dao, "Development and optimization for a new planar spring using finite element method, deep feedforward neural networks, and water cycle algorithm," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2021, pp. 1-25, 2021.
- [41] N. L. Chau, H. G. Le, T.-P. Dao, and V. A. Dang, "Design and optimization for a new compliant planar spring of upper limb assistive device using hybrid approach of RSM–FEM and MOGA," *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 44, pp. 7441-7456, 2019.



MINISTRY OF EDUCATION AND TRAINING  
**HCMC UNIVERSITY OF TECHNOLOGY AND EDUCATION**

CHAU NGOC LE

DEVELOPING AND OPTIMIZING THE GRAVITY BALANCE  
MECHANISM USING COMPLIANT MECHANISMS

Major: Mechanical Engineering

Major code: 9520103

SUMMARY OF DOCTORAL DISSERTATION

HO CHI MINH CITY - 2023

This work was completed at **Ho Chi Minh City University of Technology and Education**

Supervisor 1: Dr. Dao Thanh Phong

Supervisor 2: Assoc. Prof. Dr. Le Hieu Giang

Reviewer 1:

Reviewer 2:

Reviewer 3:

The dissertation will be defended in front of the Council for evaluation of  
PhD dissertation at room ...

Ho Chi Minh City University of Technology and Education

on .../.../...

## LIST OF PUBLICATIONS

### ISI journals:

1. **Ngoc Le Chau**, Van Anh Dang, Hieu Giang Le, Thanh-Phong Dao (2017). Robust parameter design and analysis of a leaf compliant joint for micropositioning systems. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 42(11), 4811-4823. (SCIE – Q1)
2. **Ngoc Le Chau**, Hieu Giang Le, Thanh-Phong Dao, Minh Phung Dang, Dang, V. A. (2019). Efficient hybrid method of FEA-based RSM and PSO algorithm for multi-objective optimization design for a compliant rotary joint for upper limb assistive device. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019. (SCIE – Q2)
3. **Ngoc Le Chau**, Hieu Giang Le, Thanh-Phong Dao, Van Anh Dang (2019). Design and optimization for a new compliant planar spring of upper limb assistive device using hybrid approach of RSM–FEM and MOGA. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44(9), 7441-7456. (SCIE – Q1)
4. **Ngoc Le Chau**, Hieu Giang Le, Van Anh Dang, Thanh-Phong Dao (2021). Development and Optimization for a New Planar Spring Using Finite Element Method, Deep Feedforward Neural Networks, and Water Cycle Algorithm. *Mathematical Problems in Engineering*, 2021. (SCIE – Q2)
5. **Ngoc Le Chau**, Minh Phung Dang, Chander Prakash, Dharam Buddhi, Thanh-Phong Dao, (2022). Structural optimization of a rotary joint by hybrid method of FEM, neural-fuzzy and water cycle–moth flame algorithm for robotics and automation manufacturing. *Robotics and Autonomous Systems*, 156, 104199. (SCIE – Q1)

### Conference proceedings:

1. **Ngoc Le Chau**, Shyh-Chour Huang, Thanh-Phong Dao, Hieu Giang Le (2017, October). Design and analysis of a new gear-driven compliant torsional spring for upper-limb biomedical rehabilitation device. In *2017 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC)* (pp. 40-45). IEEE
2. **Ngoc Le Chau**, Thanh-Phong Dao, Hieu Giang Le, Tan Thang Nguyen, and Manh Tuan Bui. (2018). Optimal Design for a New Compliant Torsion Spring of an Assistive Device for Upper Limb Using Hybrid Approach of Taguchi Method, Response Surface Method, and Cuckoo Search Algorithm. *The First International Conference on Material, Machines and Methods for Sustainable Development. (MMMS), 2018* (ISBN: 978-604-95-0502-7), pp. 275-282.
3. **Ngoc Le Chau**, Ho, Nhat Linh Ho, Minh Phung Dang, Thanh-Phong Dao, Hieu Giang Le. (2017) Optimal design of a new compliant planar spring for

the upper limb movement support device with free energy adjustment. Tuyển tập công trình khoa học Hội nghị cơ học toàn quốc lần thứ X. (pp. 859-867).

4. **Ngoc Le Chau, Hieu Giang Le, Thanh-Phong Dao** (2020, November). A Gravity Balance Mechanism Using Compliant Mechanism. *In Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development: Proceedings of the International Conference GTSD2020 5* (pp. 431-439). Springer (Scopus).

# **PREFACE**

## **1. Rationale**

Annually, million of people have suffered a serious stroke with an increased young age, and the stroked people are often limited their mobility. According to Cirstea (2000) [1] and Reinkensmeyer (2001) [2], the elbow joint of people after a stroke has a range of motion being smaller than 30 degrees. The stroke creates a burden on the family and society. To assist stroked people, scientists have developed a few devices of mobility aids. These devices often incorporate a gravity-balancing mechanism (GBM).

To meet the needs of gravity balance, scientists have researched and applied many different types of GBMs such as active GBMs and passive GBMs. Besides, GBM uses counterweights, GBM utilizes elastically deformed components, and GBM combines counterweights and elastomers.

Based on the ability of changing the load, GBMs are divided into two main types: (i) GBMs are not capable of adjusting the load (non-adjusting mechanism), and (ii) GBMs are capable of adjusting the load (adjusting mechanism). Today, GBMs are often developed by using the type (i). In the first type of GBMs, when the working load changes, the equilibrium of the GBM is broken. Every day, stroked patients have to perform activities such as eating, drinking, and personal hygiene. They have to lift objects with different masses. Therefore, the non-adjusting GBMs are not capable of adjusting the load, and they are not suitable for mounting on a mobility aid for upper limb. In order to overcome the disadvantage of type (i), researchers have developed GBMs that allow an adjustment of load, so-called type (ii). The second type can maintain an equilibrium when the working load changes. The type (ii) with adjusted load can achieve a balance with different loads. However, when the payload is changed, then GBM needs a lot of energy to perform this task. This is a drawback for rehabilitation and assistive devices because the muscle strength of patient is weak. To do this, the GBM needs an external energy from motors or actuators but the structure of the GBM becomes more complex. Besides, the energy source

for operation may not be enough because it has to be saved for other functions. To overcome this limitation, some scientists have developed a new GBM which is capable of energy-free adjustment, so-called type (iii). However, the type (iii) is quite complicated, and they may not be suitable for wheelchairs or wearing on people. Therefore, a miniaturized and simple structure is needed to be developed.

Nowadays, compliant mechanisms (CM) are often used to design a miniaturized machinery and high precision positioners. CMs can also perform the same functions as a traditional rigid-link mechanism through deformation of flexure hinges. Different from the traditional mechanisms, CMs have a lot of outstanding advantages, such as compact structure, precise movement, no friction, ease to manufacture, no maintenance, etc. Although CMs have many advantages but they have not been developed for GBMs. Based on this motivation, the author proposes the application of CMs to develop a new type of GBM that can adjust load with an energy free. In this dissertation, the GBM is tended for assistive devices for stroked people.

## **2. Research aims**

The aim of this dissertation is to develop a new GBM with a compact structure, a lightweight. It is capable of changing the payload by a non-energetic adjustment method.

## **3. Research tasks**

The main tasks are to design and analysis of a GBM which is capable of adjusting payloads without energy. Development of new procedures for the design, analysis, model, and optimization of planar spring and compliant rotary joint. Design, analysis and structural optimization for planar spring and compliant rotary joints. Experimentation is performed to validate the ability of balancing of the GBM by using planar spring and compliant rotary joints.

## **4. Research scopes**

The scope of this dissertation is to design of a passive GBM with one degree-of-freedom (DOF). Balance range is from 0 to 30 degrees. Adjustable mass is from 250 to 1000 grams. The adjusted method does not use energy. The GBM

uses a compliant rotary joint and a planar spring. The processes include design, analysis, and optimization for planar springs and compliant rotary joints.

## **5. Research approach and methods**

### *Research approach:*

First, the existing GBMs are analyzed. Advantages and disadvantages of different types of GBM are identified so that the development direction of GBM can be integrated into support movement devices. Next, analysis, balance calculation, and design the GBM are performed to determine the basic parameters of the GBM. Then, proposed optimal design methods for springs are suggested. Finally, a physical assemble model is tested to evaluate the working ability of the GBM.

### *Research methods:*

This study uses the following methods: (i) Empirical method and expert's knowledge. (ii) Numerical simulation method. (iii) The statistical method of experimental planning. (iv) Analytical modeling and intelligent methods based on artificial intelligence. (v) Optimization method. (vi) Experimental method.

## **6. Scientific and practical significance**

*Scientific significance:* This thesis develops a new GBM capable of adjusting the load in the range of 250 - 1000 grams, the balance range is from 0 - 30 degrees. The GBM is developed by a combination of planar spring with adjustable stiffness and compliant rotary joint. This thesis proposes new approaches to design, analysis, modeling, and optimization for springs and joints. The successfully fabricated GBM is a capable of adjusting the load from 250 - 1000 grams, and the balance range is from 0 - 30 degrees.

*Practical significance:* The developed GBM has a high potential for practical applications, providing practical solutions for supporting motor functions for humans and robots. The results of the thesis are useful references for the following studies.

## **7. Dissertation outline**

The layout of the thesis includes: Preface, Chapter 1: Overview, Chapter 2:

Theoretical basis, Chapter 3: Design of the gravity balance mechanism, Chapter 4: Development of compliant rotary joints, Chapter 5: Development of planar springs, Chapter 6: Experiments. Finally, conclusions and recommendations.

## **CHAPTER 1 OVERVIEW**

### **1.1 Introduction**

#### **1.1.1 Gravity balancer**

The GBMs can eliminate the effect of gravity. As an object moves with the GBM, it moves almost like the motion in a vacuum. Then, the required energy to perform the movements is very small. Because of such outstanding features, the GBMs are used in many different fields. Currently, there are many ways to implement a gravity balance for equipment and machines. These methods can be divided into the following categories.

##### **1.1.1.1 Active gravity balance**

Active gravity balance is done according to the feedback principle [3]. The method has the advantage of high responsiveness. However, this method requires complex structure and control.

##### **1.1.1.2 Passive gravity balance**

Passive gravity balance often uses GBMs. GBMs are divided into three types: [4]: i) GBMs using counterweights, ii) GBMs using elastically deformed components, iii) GBMs using combination of springs and counterweights. In addition to the above classification, the GBMs are also divided into two types based on the payload: 1) The GBMs cannot adjust the load and 2) The GBMs can adjust the load. The type of adjusting load is divided into two groups based on the used energy for adjustment: 2a) GBMs adjust with energy; 2b) GBMs is with energy-free adjustment.

### **1.1.2 Compliant mechanisms**

#### **1.1.2.1 Concept**

A compliant mechanism is a mechanism whose structure consists of links connected by flexible joints or flexible beams [5, 6].

#### **1.1.2.2 Advantages of compliant mechanisms**

Compliant mechanisms have advantages [7, 8], such as easy fabrication,



reduced number of components, shortened assembly time, no need for lubrication, less wear, decreased clearances in joints, high movement accuracy, and high position accuracy, little energy for work, low manufacturing cost, compact size, etc.

### **1.1.2.3 Challenges of compliant mechanisms**

Compliant mechanisms also have disadvantages, such as difficulty in design and analysis, low efficiency, large rotation eccentricity and high rigidity.

### **1.1.2.4 Applied of compliant mechanisms**

Currently, compliant mechanisms are used for: Development of hand tools [9, 10], micro positioning stages [11], GBM [12-14], ect. Compliant mechanism has been widely applied in industry and life. Especially, compliant mechanisms are applied for the GBM. However, the current GBMs based on compliant mechanisms do not allow to adjustment of the load or adjustment with large energy source.

## **1.2 Literature review**

### **1.2.1 Domestic research**

#### **1.2.1.1 Research on gravity balance mechanism**

Nguyen Hong Nguyen et al. (2018) calculated, designed, and applied the GBM for the 3-DOF arm [15, 16]. Huynh Quoc Bao (2018) tested the operability of a one-degree-of-freedom GBM [17]. Another study by the author and co-workers (2020) [18] has developed a GBM that can adjust the load, and it has a compact structure. In addition to the author's group, the developed mechanisms have large dimensions and are unable to change the payload.

#### **1.2.1.2 Research on compliant mechanisms**

There are research groups, such as Pham Huy Tuan's group [19-22], Tran Ngoc Dang Khoa's group [23], and the author's group [24, 25].

### **1.2.2 International researchers**

#### **1.2.2.1 Research on gravity balance mechanism**

Chu and Kou (2017) [26] researched a self-balancing 1-DOF GBM. Hung and Kou (2017) [27] developed a 1-DOF GBM. Chew et al. (2019) [28] studied a self-balancing 1-DOF GBM. Kino et al. (2018) [29] developed a 3-DOF active

GBM. Zhou et al. (2020) [30] developed a gravity compensation mechanism for the exoskeleton of the lower extremities. Franchetti et al. (2021) [31] have designed a 1-DOF GBM that can change the load. Yang and Lan (2015) [14] used compliant mechanisms to develop a GBM that can change the payload. However, the developed GBMs are not fully suitable for support movement devices.

### **1.2.2.2 Research on compliant mechanisms**

Howell et al. (2019) [32] studied the design method for fully compliant multistable mechanisms employing a single bistable mechanism. Ling et al. (2017) developed a semi-analytical modeling method for the static and dynamic analysis of complex compliant mechanisms [33]. Zhang and Xu (2017) used a compliant mechanism to design a novel symmetrical 3-DOF large-stroke parallel nano-positioning stage. [34]. Chang et al. (2022) have developed and optimized for system precision positioning stage using leaf flexural [35]. Wang and Le (2021) optimized the size of the micro gripper using compliant mechanisms [36]. Zolfagharian et al. (2021) [37] developed a soft gripper using spiral springs. The previous studies mainly developed compliant joints, compliant mechanisms, and but there has no any study on application of compliant mechanism for GBM.

## **1.3 Rationale, scientific and practical significance**

### **1.3.1 Research rationale**

The number of people stroked is increasing, and the age of stroke is younger. People who have had a stroke are limited arm mobility. Therefore, assistive devices are often used to support people for stroke. These devices are often fitted with a GBM to increase the effectiveness of the support. Current GBMs are complex and cumbersome, and they are adjusted with energy. They are less suitable for assistive devices. Besides, the compliant mechanisms have the advantage of a compact structure and can be applied for GBMs. Therefore, the topic "*Development and optimization of gravity balance mechanism using compliant mechanism*" is chosen.

### **1.3.2 Scientific and practical significance**

The thesis develops a new GBM capable of adjusting the load in the range of 250 - 1000 grams, the range balance from 0 - 30 degrees. Using a non-energy method, the developed GBM employs a combination of planar spring with adjustable stiffness and compliant rotary joint. Besides, this thesis suggests new approaches to design, analysis, modeling, and optimization for planar springs and compliant rotary joints. A physical model of GBM is capable of adjusting the load from 250 - 1000 grams, the balance range is from 0 - 30 degrees. The developed GBM has a high potential for practical applications, providing practical solutions for supporting motor functions for humans and robots. The results of the thesis are helpful references for the following studies.

### **1.4 Research aim**

The research aim of the thesis is to develop a new GBM with a compact structure that can be attached to the upper limb motor support device. The mechanism allows adjustment to maintain equilibrium when the load changes. The non-energy adjustment method is applied.

### **1.5 Research objects**

Research objects include planar springs, compliant rotary joints, and a gravity balancing mechanism.

### **1.6 Research tasks and scope**

#### **1.6.1 Research tasks**

Design and analysis of a GBM is capable of adjusting loads without energy. Developed processes for the design, analysis, modeling, and optimization of planar springs and compliant rotary joints are proposed. Design, analysis, modeling, and size optimization for planar springs and compliant rotary joints are performed. Testing the ability of the GBM using planar spring and compliant rotary joint.

#### **1.6.2 Research scope**

Design of a passive 1-DOF GBM is intended for use in mobility aids. Balance range is from 0 - 30 degrees. Adjustable load is from 250 - 1000 grams. The adjusted method does not require energy. The GBM uses a compliant rotary joint

and a planar spring. The principles are suggested to design, analyze, and optimize for planar springs and compliant rotary joints.

## **1.7 Research method**

This study uses the following methods: (i) Empirical method and expert's knowledge. (ii) Numerical simulation method. (iii) The statistical method of experimental planning. (iv) Analytical modeling and intelligent methods based on artificial intelligence. (v) Optimization method. (vi) Experimental method.

## **CHAPTER 2 THEORETICAL BASIS**

### **2.1 Gravity balance mechanism**

#### **2.1.1 Gravity balance principle**

There are currently three mathematical descriptions for the GBM: 1) Total torque is zero; 2) total potential energy remains unchanged; 3) using an active compensator.

#### **2.1.2 Adjustment principle for gravity balance mechanism**

When the load changes, it is possible to adjust one of three parameters of the GBM to maintain equilibrium: 1) The lever arm, 2) the connection position of the spring, and 3) the stiffness of the spring. There are two ways to adjust the stiffness of the spring: a) Create the initial deformation, b) change the number of active coils.

##### **2.1.2.1 Adjusting the position of the spring anchor points**

The mechanism is adjusted by changing the connection point of the spring. This method requires a complex structure of the GBM. So, this method is not suitable for mobility aids.

##### **2.1.2.2 Adjusting of spring stiffness**

The stiffness of spring can be adjusted by creating the initial strain or changing the number of active coils.

### **2.2 Experimental design**

#### **2.2.1.1 Full factorial experimental designs**

This method allows full data collection. However, this method is time-consuming, labor-intensive, and costly.

#### **2.2.1.2 Central composite design**

This method uses the full design matrix, factorial, or fraction.

### **2.2.1.3 Experimental design using orthogonal arrays**

The method allows for significantly reduce the number of experiments.

## **2.3 Modeling method**

Currently, many methods can be used to model compliant mechanisms. However, the complex, highly nonlinear models, these methods are difficult to perform and inaccurate. In this study, planar springs and compliant rotary joints are two components with relatively complex structures and high nonlinearity. Therefore, the new hybrid between the finite element method with intelligent approximation methods is used to model the behavior of the complainant rotary joint and planar spring.

### **2.3.1 Finite element method**

#### **2.3.1.1 Meshing**

Meshing is a very important step in the simulation. It determines the accuracy of simulation results. Static analysis in ANSYS Workbench typically uses elements Hexa, Tetra, and Prism.

#### **2.3.1.2 Mesh quality**

Meshed quality is usually assessed using the Skewness standard.

### **2.3.2 Deep forward neural network**

Deep forward neural network (DFNN) is a machine learning program that can accurately approximate models that have high nonlinearity.

### **2.3.3 Response surface method**

The response surface method (RSM) is a method of building regression models based on mathematical and statistical techniques.

### **2.3.4 Adaptive neuro fuzzy inference system**

The adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS) is a method that can approximate models with high nonlinearity.

## **2.4 Optimization method**

Optimal methods are often used to improve the working efficiency of machine parts and structures. The optimal process is to find the best solutions in the design space.

### **2.4.1 Multi objective genetic algorithm**

The multi-objective genetic algorithm (MOGA) is an algorithm that finds the optimal solution to a multi-objective problem.

### **2.4.2 Water cycle algorithm**

The water cycle algorithm (WCA) is an optimal solution search algorithm which is inspired by the water cycle in nature.

### **2.4.3 Particle swarm optimization**

Particle swarm optimization (PSO) is an algorithm based on swarm intelligence through communication between members of a swarm when foraging.

### **2.4.4 Water cycle - moth flame optimization algorithm**

#### **2.4.4.1 Moth flame optimization**

The moth flame optimization (MFO) algorithm is inspired by a moth's flight at night.

#### **2.4.4.2 Water cycle - moth flame optimization**

Water cycle-moth flame optimization is an algorithm that combines the finding method of the optimal solution of the WCA algorithm with the moving the moth method at night.

## **2.5 Conclusion**

This chapter presents the theories used for this study.

## **CHAPTER 3 GRAVITY BALANCE MECHANISM DESIGN**

### **3.1 Design target**

The aim of thesis is to design a passive 1-DOF GBM with a range of load changes from 250 to 1000 grams. The mechanism is adjusted by changing the number of active leafs and without energy.

### **3.2 Design process**

To design the GBM, the author offers an 8-stepwise design process.

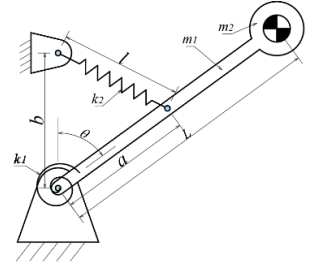
### **3.3 Material selection for design**

Material selection criteria for compliant rotary joints and planar springs include a high ratio between yield strength per elastic modulus.

### 3.4 Design principles

The design principle of the GBM is proposed as shown in Fig.3.3. The balanced equation of the structure is as formula (3.7).

$$(0,5m_1 + m_2).L.g = k_1 + k_2.a.b \quad (3.7)$$



**Fig. 3.3:** Design principle of GBM

### 3.5 Determination of the stiffness

The basic parameters of the GBM are selected as shown in Table 3.2. Hardness  $k_1$  and  $k_2$  are calculated as Table 3.3.

**Table 3.2:** Parameters of the GBM

Parameter	$a$ (mm)	$b$ (mm)	$L$ (mm)	$m_1$ (kg)	$m_2$ (kg)	$\theta_{max}$ (độ)
Value	65	65	400	0.2	0.25 – 1.0	30

**Table 3.3:** Value of stiffness  $k_1$  and  $k_2$

$k_1$ (N/mm)	$k_2$ (N/mm)					
	0.25 kg	0.4 kg	0.6 kg	0.8 kg	0.9 kg	1.0 kg
200	0.27	0.41	0.60	0.79	0.88	0.97

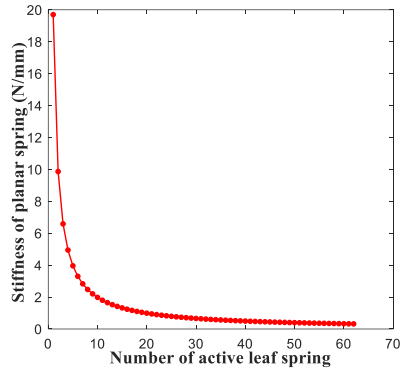
### 3.6 Adjustment method

#### 3.6.1 The adjustment principle

The spring stiffness is adjusted by changing the number of active leaf springs. The relationship between stiffness and the number of working leaf spring is shown in Fig. 3.6.

#### 3.6.2 Energy-free adjustment with spring stiffness

The process of changing the number of working segments by changing the position of the shims.



**Fig. 3.6:** Relationship between the stiffness and the number of active leaf springs

### 3.7 Conclusion

The content of this chapter has been published by the author in Scopus journal (2020) [18].

## CHAPTER 4 DEVELOPMENT OF COMPLIANT ROTARY JOINT

### 4.1 Requirements of compliant rotary joint

The compliant rotary joint has a stiffness of 200 N/mm. It can be rotated at an angle of more than 30 degrees. The resulting stress is less than the allowable stress. The size does not exceed 100 mm. Lighter is better.

### 4.2 Development of a compliant rotary joint by combining FEM, RSM, and PSO.

#### 4.2.1 Introduction

The compliant rotary joint has a complex structure with high nonlinearity. Traditional methods are difficult to achieve accuracy. Therefore, this study proposed a solution combining FEM, RSM, and PSO to design, model, and optimize the geometrical parameters of compliant rotary joints.

#### 4.2.2 Compliant rotary joint design

The compliant rotary joint is designed as shown in Fig. 4.1.

#### 4.2.3 The design process of the compliant rotary joint.

The design and optimization process of the compliant rotary joint is carried out according to the diagram in Figure 4.2.

#### 4.2.4 Optimization of the rotary joint

##### 4.2.4.1 Optimization problem

The optimization problem is presented as follows. Find:  $\mathbf{X} = [R, t]^T$ . Minimum  $f_1(x)$ . Constraints and limits of design variables:  $f_2(\mathbf{X}) = 30^\circ, f_3(\mathbf{X}) \leq 295 \text{ MPa}, 0.8 \text{ mm} \leq t \leq 1.2 \text{ mm}, 40 \text{ mm} \leq R \leq 45 \text{ mm}$  where:  $f_1$  is mass,  $f_2$  is rotation angle and  $f_3$  is stress.

##### 4.2.4.2 Modeling the properties of a compliant rotary joint

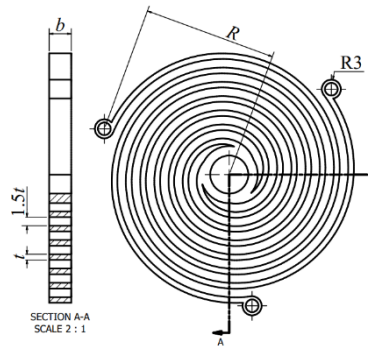


Fig. 4.1: Structure of the compliant rotary joint



The experiment is built using  $L_9$  orthogonal arrays. The FEM is then used to collect the data. Next, the mathematical model is built using RSM. Evaluate the mathematical model by the coefficient of determination and compare the model's predictions with the randomly selected FEA models.

#### 4.2.4.3 Optimal results

The size of the compliant roatry joint is optimized by the PSO algorithm. The result is a compliant rotary joint with  $R= 40$  mm and  $t= 0.94$  mm.

#### 4.2.4.4 Validations

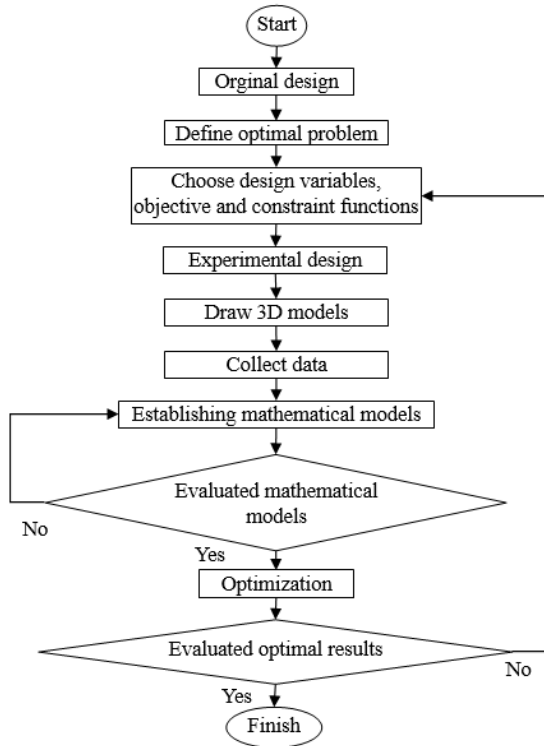
Optimal results are compared with FEA results with an error of 6.1 % and 1.68%, and 5.6% for mass, deformation, and stress.

Development of a rotary joint is suggested by a hybrid method of FEM, adaptive neuro fuzzy inference system, and water cycle-moth flame algorithm

#### 4.2.5 Introduction

The structure of the compliant rotary joint is complicated and has high nonlinearity. The traditional methods are difficult to analyze and model. Therefore, the author proposes a new approach to design, model, and optimize the compliant rotary joint.

#### 4.2.6 Proposed hybrid optimization approach



**Fig. 4.2:** Design and optimization process

The design process consists of 4 stages, as shown in Figure 4.7.

#### 4.2.6.1 Topology optimization

Topology optimization is employed to improve using material efficiency.

#### 4.2.6.2 Build approximation models using DFNN

DFNN is used to approximate the behavior of the compliant rotary joint.

#### 4.2.6.3 Size optimization

Size optimization is aimed to improve working efficiency for compliant rotary joint.

#### 4.2.7 Optimal problems

The compliant rotary joint is optimized in two steps. Topology optimization is utilized to improve using material efficiency. Size optimization is used to improve working efficiency for compliant rotary joint.

#### 4.2.8 Results

##### 4.2.8.1 Original design of the rotary joint

Two domain designs are initially selected through the process of exploratory research.

##### 4.2.8.2 Topology result

Based on the original design, the model is meshed. Evaluation

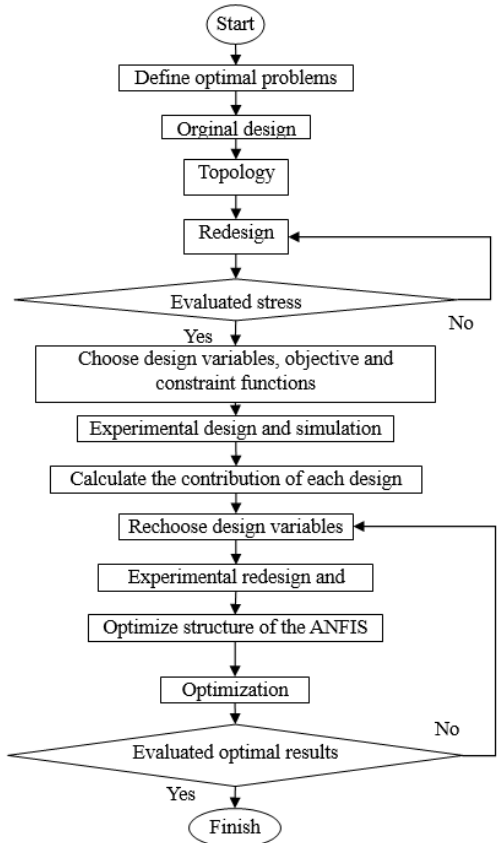


Fig. 4.7: The design process of the compliant rotary joint

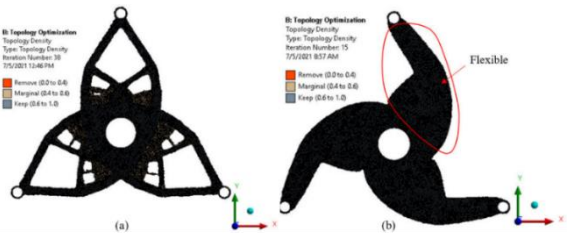


Fig. 4.10: Topology results a) model 1, b) model 2



## 4.3 Conclusion

In this chapter, the author has proposed two methods to design and optimize for compliant rotary Joints. Both proposed methods have high reliability.

## CHAPTER 5 DEVELOPMENT OF PLANAR SPRINGS

### 5.1 Requirement of planar spring

The technical requirements of planar spring include: 1) The stiffness is adjusted from 0.27 to 0.97 N/mm, 2) the resulting stress must be less than the allowable stress, 3) the mass is light, and 4) the deformation energy is large.

### 5.2 Development of planar springs using FEM, RSM, and MOGA

#### 5.2.1 Introduction

Planar spring using for GBM has a complex structure and a high nonlinearity. Traditional modeling methods can lead a wrong solution. Therefore, this study proposes a new approach to design, analysis, modeling, and optimizing for planar springs.

#### 5.2.2 Structural design for planar spring

The structure of the planar spring is combined leaf springs and arranged in a zigzag pattern, as shown in Fig. 5.1.

#### 5.2.3 Optimal problem

##### 5.2.3.1 Design variables

Design variables include length  $L$ , width  $w$ , and thickness  $t$ , and they have the following boundaries:  $39.5 \text{ mm} \leq L \leq 44.5 \text{ mm}$ ,  $0.9 \text{ mm} \leq t \leq 1.3 \text{ mm}$ ,  $9 \text{ mm} \leq w \leq 11 \text{ mm}$ .

##### 5.2.3.2 Objective function

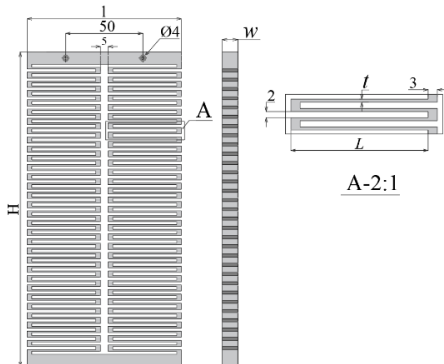
Minimize the mass  $y_2(L, t, w)$ .

##### 5.2.3.3 Constraint function

Constraint functions are strain and stress.  $y_1(\mathbf{X}) = 33.464 \text{ mm}$ ,  $y_3(\mathbf{X}) \leq 105 \text{ MPa}$ .

#### 5.2.4 Proposing optimal design process

The optimal design process for



**Fig. 5.1:** Structure of planar spring

planar spring is proposed in Fig 5.2.

### 5.2.5 Results and Discussion

#### 5.2.5.1 Initial design evaluation

First, the 3D model is drawn in FEM. Next, the model is meshed and set up simulation conditions. In the end, the model is simulated to evaluate the original design.

#### 5.2.5.2 Simulation

Experiments are designed using CCD with 15 experiments. Based on the 3D model – FEM, FEA is simulated to collect data.

#### 5.2.5.3 Kriging model

The Kriging model is used to build approximation models based on collected data.

#### 5.2.5.4 Sensitivity Analysis

The response surface method is chosen to analyze the sensitivity of the design variables to the output responses.

#### 5.2.5.5 Optimal results

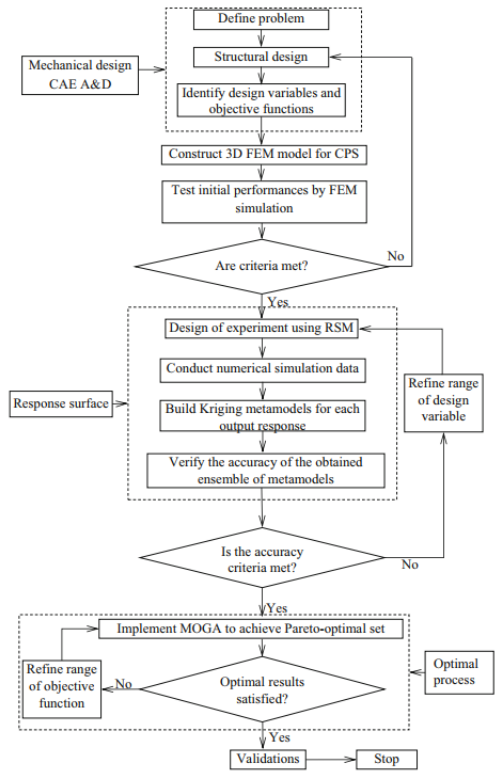
The MOGA is used to find Pareto's. The results found the three best candidates in Table 5.5.

**Table 5.5:** Candidates

Parameters	$L$ (mm)	$t$ (mm)	$w$ (mm)	$y_1$ (mm)	$y_2$ (kg)	$y_3$ (MPa)
Candidate1	40,725	0,940	9,602	33,647	0,195	108,41
Candidate 2	40,725	0,940	9,602	33,647	0,195	108,41
Candidate 3	40,725	0,940	9,603	33,645	0,195	108,4

The results in Table 5.7 show that all three proposed planar springs have a  $k_2$  stiffness of 0.27 N/mm when all leaf springs are in operation.

#### 5.2.5.6 Validations



**Fig. 5.2:** Design process

The optimization results are compared with the FEA results. The errors of mass more than 0.001%, stress and strain are 5.78% and 1.65%, respectively. The stiffness when all leaf springs are in operation is 0.27 N/mm.

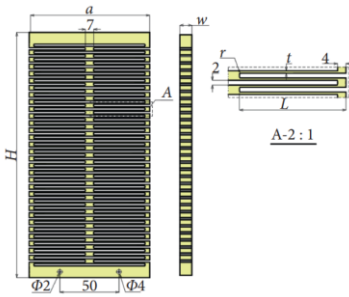
### 5.3 Development and optimization of planar springs based on FEM, DFNN, and WCA

#### 5.3.1 Introduction

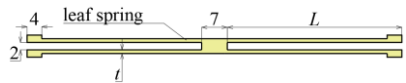
Planar spring has a complex structure and high nonlinearity. Therefore, it is difficult for traditional analytical methods to achieve accuracy. This study proposes a new approach to design, analysis, modeling, and optimal for planar springs.

#### 5.3.2 Mechanical Design

The planar spring has structure, as shown in Fig. 5.10. It consists of many segments connected together. Each segment is made by four leaf springs and has the structure shown in Figure 5.11.



**Fig. 5.10:** Structure of planar spring



**Fig. 5.11:** Structure of component spring

#### 5.3.3 Optimal problems

##### 5.3.3.1 Design variables

Design variables include  $L$ ,  $t$ ,  $w$ , and  $r$ .

##### 5.3.3.2 Objective functions

The strain energy function  $f(\mathbf{X})$  is chosen as the objective function.

##### 5.3.3.3 Constraint functions

The strain function  $g_1(\mathbf{X})$  and the stress function  $g_2(\mathbf{X})$  are selected as the constraint function.

#### 5.3.4 Design process, optimization

The design process is carried out through 4 stages, as shown in Fig. 5.12.

**5.3.4.1 Stage 1: Mechanical Design**

Problem definition, preliminary design, selection of design variables, objective functions, constraints functions.

**5.3.4.2 Stage 2: Create data**

Simulate and collect data.

**5.3.4.3 Stage 3: Optimize the Structure of the DFNN**

Optimize the DFNN structure, and use the optimal structure to model the behavior of the planar spring to achieve the behavior model with the least error.

**5.3.4.4 Stage 4: Optimization Using the WCA**

Optimizing the size of the planar spring.

**5.3.5 Results and discussion**

**5.3.5.1 Collecting and Processing Data**

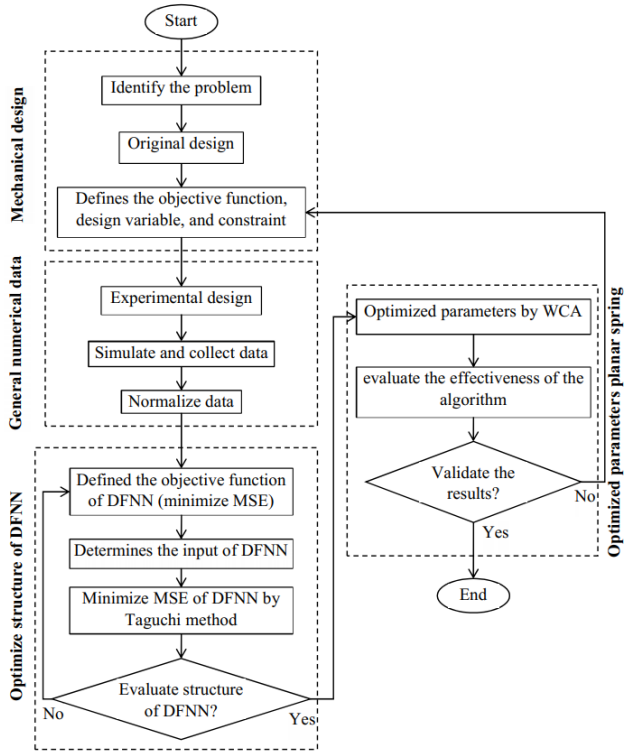
Data were collected through experimental design, meshing, and FEA. The resulting dataset is then normalized.

**5.3.5.2 Optimization of the DFNN Structure**

The structure of DFNN is optimized to find a suitable structure. Then approximation models are built.

**5.3.6 Optimal results**

The WCA is used to optimize the size of the planar spring. The results found



**Fig. 5.12:** Design process

that the dimensions of the planar spring  $t$ ,  $L$ ,  $w$ , and  $r$  are 1.029 mm, 45 mm, 9 mm, and 0.3 mm, respectively.

### 5.3.7 Verifications

The optimal prediction results are compared with the FEA results. The errors of energy, strain, and stress are 1.87%, 1.69%, and 3.06%. The estimated spring life is 299 million cycles.

## 5.4 Conclusions

In this chapter, two new approaches are proposed to design, analysis, modeling, and optimization for planar springs. Later, two planar springs were also designed. Both springs meet the requirements of the GBM.

## CHAPTER 6 EXPERIENCE VERIFICATION

### 6.1 GBM model

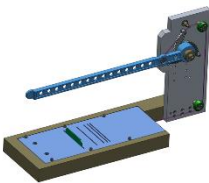
The 3D model of the gravity balancer is built shown in Fig. 6.1.

### 6.2 Fabricate model

The GBM is fabricated, as shown in Fig. 6.3.

### 6.3 Experimental setup

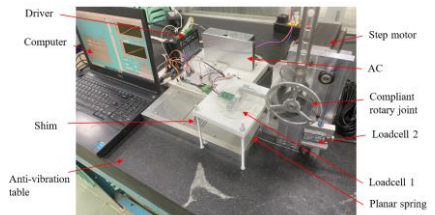
The experiment is set up shown in Fig. 6.8.



**Fig. 6.1:** 3D model



**Fig. 6.3:**  
GBM



**Fig. 6.8:** Experimental model

### 6.4 Experimental results

The error between the values of  $T$  and  $T_m$  at the position of 30.6 degrees is 4.5%, 2.86%, 3.27%, 0.25%, and 3%, respectively, for load levels 400, 600, 800, 900, and 1000 grams. The mechanism can adjust nonenergy.



## 6.5 Conclusions

The design mechanism achieves good balance, allowing adjustment of non-energetic loads. There are potential applications for upper extremity assistive devices.

### CONCLUSIONS AND FUTURE WORKS

#### 1. Conclusions

Firstly, the principle of GBM with zero total torque acting on the mechanism was used. The design principle of the GBM was realized with a combination of planar spring and compliant joint. By using the analytical method, a static equilibrium equation was built. In addition, the stiffness of the compliant rotary joint and the stiffness of the planar spring were calculated to ensure the balance with gravity when the load changes. The method of adjusting the stiffness of the planar spring was also proposed based on the principle of changing the number of working segments of the spring.

Secondly, based on the methods and the calculation results in chapter 3. Two compliant rotary joints have been designed. The first rotary joint was designed and optimized by combining FEM, RSM, and PSO. The results showed that a compliant rotary joint is created with a thickness dimension of  $t= 0.94$  mm and a space  $R= 40$  mm. The optimal results were compared with the FEA results with an error of 6.1% for mass, 1.68% for strain, and 5.6% for stress. The second compliant rotary joint was designed and optimized based on a hybrid algorithm combining the Topology, FEM, ANFIS, and WCMFO. Optimal results found that the suitable geometric parameters of the rotary  $r_1$  is 0.5 mm,  $t_1$  is 0.36 mm,  $t_2$  is 0.41 mm,  $l_1$  is 11.3 mm, and  $l_2$  is 14.74 mm. The optimal results were compared with the FEA with the error of 4.59% for the moment, 4.16% for stress, and 4.73 for strain energy.

Next, two new processes were also proposed to develop and optimize for planar springs. The first process was a combination of FEM, RSM, and MOGA. Based on the proposed process, a planar spring was designed and optimized. The results have found the structure and geometrical parameters of the planar spring with a length of 40.725 mm, a thickness of 0.940 mm, and a width of 9.602 mm.

The error between the predicted result and the FEA of mass was less than 0.001%, stress is 5.78%, and strain is 1.65%. The stiffness error between the prediction and FEA was 3.584%. The second process is the combination of FEM, DFNN, and WCA. Based on the proposed process, the structure of the second planar spring was designed and optimized. The results found that the suitable sizes of planar springs  $t$ ,  $L$ ,  $w$ , and  $r$  are 1.029 mm, 45 mm, 9 mm, and 0.3 mm, respectively. The comparison between the prediction and FEA results showed that the energy error is 1.87%, the strain is 1.69%, and the stress is 3.06%.

Then, the 3D model of the GBM was built based on the optimal results. The planar spring and compliant rotary joint were fabricated by wire electrical discharge machining method. The other parts were machined on CNC machines. The GBM was assembled and the experiments were performed. Experimental results showed that the proposed GBM achieves balance when the load changes from 250 to 1000 grams. When the mechanism was working at the position of 30.6 degrees, the error between the torque due to mass and the torque generated when the load changes 250 gr, 400 gr, 600 gr, 800 gr, 900 gr, and 1000 gr were 2.91% 4.5%, 2.86%, 3.27%, 0.25%, and 3% respectively. Finally, conclusions and future works were presented.

## **2. Future works**

After completing this thesis, the Ph.D. student continues to perform the following tasks: Development of a GBM is performed with an extended balance range. Development of GBMs with two and three degrees of freedom is carried out. Kinetic analysis for the GBM with high-speed working is conducted. A few new materials for spring and rotary design are suggested. New solutions are performed to improve the machining accuracy of the compliant mechanism. Development of highly reliable methods are proposed to design, analyze, and optimize for compliant mechanisms. Integration of the GBM into the upper limb mobility aid device for stroked people is carried out.

## Reference

- [1] M. Cirstea and M. F. Levin, "Compensatory strategies for reaching in stroke," *Brain*, vol. 123, pp. 940-953, 2000.
- [2] D. J. Reinkensmeyer, C. D. Takahashi, W. K. Timoszyk, A. N. Reinkensmeyer, and L. E. Kahn, "Design of robot assistance for arm movement therapy following stroke," *Advanced robotics*, vol. 14, pp. 625-637, 2001.
- [3] S. K. Agrawal, G. Gardner, and S. Pledgie, "Design and fabrication of an active gravity balanced planar mechanism using auxiliary parallelograms," *J. Mech. Des.*, vol. 123, pp. 525-528, 2001.
- [4] Y. R. Chheta, R. M. Joshi, K. K. Gotewal, and M. ManoharStephen, "A review on passive gravity compensation," in *2017 International conference of Electronics, Communication and Aerospace Technology (ICECA)*, 2017, pp. 184-189.
- [5] L. L. Howell, "Compliant mechanisms," in *21st century kinematics*, ed: Springer, 2013, pp. 189-216.
- [6] N. Lobontiu, *Compliant mechanisms: design of flexure hinges*: CRC press, 2002.
- [7] J. Hetrick and S. Kota, "An energy formulation for parametric size and shape optimization of compliant mechanisms," 1999.
- [8] L. L. Howell and A. Midha, "The development of force-deflection relationships for compliant mechanisms," in *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 1994, pp. 501-508.
- [9] L. L. Howell and A. Midha, "A method for the design of compliant mechanisms with small-length flexural pivots," 1994.
- [10] G. K. Ananthasuresh and L. Seggere, "A one-piece compliant stapler," 1995.
- [11] M. P. Dang, T.-P. Dao, and H. G. Le, "Optimal Design of a New Compliant XY Micro positioning Stage for Nanoindentation Tester Using Efficient Approach of Taguchi Method, Response Surface Method and NSGA-II," in *2018 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD)*, 2018, pp. 1-6.
- [12] J. A. Gallego and J. L. Herder, "Criteria for the static balancing of compliant mechanisms," in *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2010, pp. 465-473.
- [13] G. Radaelli and J. Herder, "Gravity balanced compliant shell mechanisms," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 118, pp. 78-88, 2017.

- [14] Z.-W. Yang and C.-C. Lan, "An adjustable gravity-balancing mechanism using planar extension and compression springs," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 92, pp. 314-329, 2015.
- [15] H.-N. Nguyen and W.-B. Shieh, "On the Design of the Gravity Balancer Using Scotch Yoke Derivative Mechanism," in *New Advances in Mechanism and Machine Science*, ed: Springer, 2018, pp. 13-25.
- [16] H.-N. Nguyen and W.-B. Shieh, "Realization of Statically Balanced Articulated Mechanisms and Scotch Yoke Type Balancers," in *IFTOMM World Congress on Mechanism and Machine Science*, 2019, pp. 1345-1354.
- [17] H. Q. Bảo, "Nghiên cứu thực nghiệm khả năng hoạt động của cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do dựa trên nguyên lý hoạt động của cơ cấu Scotch Yoke," *Luận Văn Thạc sĩ, trường Đại học Bách khoa Đà Nẵng*, 2018.
- [18] N. Le Chau, H. G. Le, and T.-P. Dao, "A Gravity Balance Mechanism Using Compliant Mechanism," in *Computational Intelligence Methods for Green Technology and Sustainable Development: Proceedings of the International Conference GTSD2020*, 2020, p. 431.
- [19] V.-K. Nguyen, H.-T. Pham, H.-H. Pham, and Q.-K. Dang, "Optimization design of a compliant linear guide for high-precision feed drive mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 165, p. 104442, 2021.
- [20] H.-T. Nguyen, H.-T. Pham, and D.-A. Wang, "A Switching Scheme for a Compliant Bistable Mechanism Using Harmonic Forcing."
- [21] H.-T. Pham, 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, pp. 238-243.
- [22] T.-V. Phan, H.-T. Pham, and C.-N. Truong, "Design and Analysis of a Compliant Constant-Torque Mechanism for Rehabilitation Devices," in *Advanced Materials*, ed: Springer, 2020, pp. 541-549.
- [23] P.-L. Chang, I.-T. Chi, N. D. K. Tran, and D.-A. Wang, "Design and modeling of a compliant gripper with parallel movement of jaws," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 152, p. 103942, 2020.
- [24] N. Le Chau, N. L. Ho, N. T. Tran, and T.-P. Dao, "Analytical model and computing optimization of a compliant gripper for the assembly system of mini direct-current motor," *International Journal of Ambient Computing and Intelligence (IJACI)*, vol. 12, pp. 1-28, 2021.
- [25] M. P. Dang, H. G. Le, N. L. Chau, and T.-P. Dao, "Optimization for a flexure hinge using an effective hybrid approach of fuzzy logic and

- moth-flame optimization algorithm," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2021, 2021.
- [26] Y.-L. Chu and C.-H. Kuo, "A single-degree-of-freedom self-regulated gravity balancer for adjustable payload," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 9, 2017.
- [27] Y.-C. Hung and C.-H. Kuo, "A novel one-DoF gravity balancer based on Cardan gear mechanism," in *New Trends in Mechanism and Machine Science*, ed: Springer, 2017, pp. 261-268.
- [28] D. X. Chew, K. L. Wood, and U. Tan, "Design of a passive self-regulating gravity compensator for variable payloads," *Journal of Mechanical Design*, vol. 141, 2019.
- [29] H. Kino, T. Yoshitake, R. Wada, K. Tahara, and K. Tsuda, "3-DOF planar parallel-wire driven robot with an active balancer and its model-based adaptive control," *Advanced Robotics*, vol. 32, pp. 766-777, 2018.
- [30] A. M. Haidar and J. L. Palacios, "Modified ball-type automatic balancer for rotating shafts: Analysis and experiment," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 496, p. 115927, 2021.
- [31] D. Franchetti, G. Boschetti, and B. Lenzo, "Passive Gravity Balancing with a Self-Regulating Mechanism for Variable Payload," *Machines*, vol. 9, p. 145, 2021.
- [32] Y. Gou, G. Chen, and L. L. Howell, "A design approach to fully compliant multistable mechanisms employing a single bistable mechanism," *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, vol. 49, pp. 986-1009, 2021.
- [33] M. Ling, J. Cao, Z. Jiang, and J. Lin, "A semi-analytical modeling method for the static and dynamic analysis of complex compliant mechanism," *Precision Engineering*, vol. 52, pp. 64-72, 2018.
- [34] X. Zhang and Q. Xu, "Design, fabrication and testing of a novel symmetrical 3-DOF large-stroke parallel micro/nano-positioning stage," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 54, pp. 162-172, 2018.
- [35] Y.-S. Chang, V. N. Kieu, and S.-C. Huang, "Optimal Design of a Leaf Flexure Compliant Mechanism Based on 2-DOF Tuned Mass Damping Stage Analysis," *Micromachines*, vol. 13, p. 817, 2022.
- [36] C. N. Wang and T. D.-M. Le, "Optimization Parameter for Micro-Gripper Based on Triple-Stair Compliant Mechanism Using GTs-TOPSIS," 2021.
- [37] A. Zolfagharian, S. Gharaie, J. Gregory, M. Bodaghi, A. Kaynak, and S. Nahavandi, "A Bioinspired Compliant 3D-Printed Soft Gripper," *Soft Robotics*, 2021.