

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

LUẬN ÁN TIẾN SĨ
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ

Tp, Hồ Chí Minh, tháng 5/2023

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
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ - 9520103

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:

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 5/2023

QUYẾT ĐỊNH

Về việc đổi tên luận án cho nghiên cứu sinh khóa 2016

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

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

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

Căn cứ Quyết định số 2727/QĐ-ĐHSPKT ngày 24 tháng 12 năm 2018 của Hiệu Trưởng Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. Hồ Chí Minh về việc ban hành Quy chế tổ chức và hoạt động của trường đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM;

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

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

Xét nhu cầu công tác và khả năng cán bộ;

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

QUYẾT ĐỊNH

Điều 1: Đổi tên luận án tiến sĩ cho:

Nghiên cứu sinh : *Châu Ngọc Lê*

Ngành : Kỹ thuật cơ khí

Khoá: 2016 - 2019

Tên luận án mới : *Phát triển và tối ưu hóa cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm*

Người HD thứ nhất (HD chính): *TS. Đào Thanh Phong*

Người HD thứ hai : *PGS.TS Lê Hiếu Giang*

Thời gian thực hiện : *03/10/2016 đến 03/10/2019*

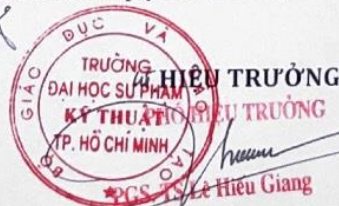
Điều 2: Giao cho Phòng Đào tạo quản lý, thực hiện theo đúng Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ của Bộ Giáo dục & Đào tạo đã ban hành.

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

Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký.

Nơi nhận:

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



LỜI CAM ĐOAN

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

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

Tp. Hồ Chí Minh, ngày 25 tháng 5 năm 2023

(Ký tên và ghi rõ họ tên)

Châu Ngọc Lê

CẢM TẠ

Bằng tất cả tấm lòng, tôi xin cảm ơn quý thầy cô trong Ban giám hiệu, các phòng ban của trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM đã tạo điều kiện cho tôi được học tập, nghiên cứu tại nhà trường.

Tôi cũng xin gửi lời tri ân đến quý thầy cô ban chủ nhiệm và quý thầy cô khoa Cơ khí Chế tạo máy trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Thành Phố Hồ Chí Minh đã tận tình giảng dạy cho tôi trong suốt quá trình học tập.

Đặc biệt, em xin chân thành cảm ơn đến hai thầy hướng dẫn khoa học: PGS. TS Lê Hiếu Giang (Phó hiệu trưởng phụ trách, trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Thành phố Hồ Chí Minh) và TS. Đào Thanh Phong (Viện Khoa học Tính toán, trường Đại học Tôn Đức Thắng). Nếu không nhận được sự giúp đỡ của hai thầy, tôi khó có thể hoàn thành được nghiên cứu này.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn đến quý đồng nghiệp của tôi tại khoa Công nghệ Cơ khí, trường Đại học Công nghiệp thành phố Hồ Chí Minh đã giúp đỡ tôi trong quá trình học tập và nghiên cứu. Xin chân thành cảm ơn đến các bạn trong LAB Cơ Cấu Mềm đã đồng hành cùng tôi trong quá trình nghiên cứu.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn đến quý thầy cô đã dành thời gian quý báu của mình để tham gia phản biện khoa học và tham gia các hội đồng đánh giá luận án của tôi.

Một lần nữa, tôi xin chân thành cảm ơn.

Châu Ngọc Lê

TÓM TẮT

Hiện nay, số người bị đột quỵ ngày một tăng và tuổi của người đột quỵ ngày một trẻ. Đột quỵ dẫn đến các biến chứng ảnh hưởng đến hoạt động hàng ngày. Điều này tạo ra gánh nặng cho gia đình và xã hội. Để cải thiện khả năng hoạt động của người bị đột quỵ, các thiết bị hỗ trợ vận động và tập luyện phục hồi chức năng đã được phát triển. Trên các thiết bị này, cơ cấu cân bằng trọng lực thường được sử dụng.

Cơ cấu cân bằng trọng lực là bộ phận dùng để loại bỏ ảnh hưởng của trọng lực do khối lượng tạo ra. Khi một vật được di chuyển bằng thiết bị có sử dụng cơ cấu cân bằng trọng lực, thì nó được xem như di chuyển trong môi trường lý tưởng. Lúc này, năng lượng cần thiết để di chuyển vật gần như bằng không. Nhờ đặc tính nổi trội này, cơ cấu cân bằng trọng lực đã được ứng dụng trong nhiều lĩnh vực như: khoa học, công nghệ và đời sống. Tuy nhiên, khi sử dụng trong các thiết bị hỗ trợ vận động cho người khuyết tật, cơ cấu cân bằng trọng lực cần phải có kết cấu nhỏ gọn, nhẹ và phải điều chỉnh được tải trọng dễ dàng. Trong khi đó, cơ cấu cân bằng trọng lực vừa nhỏ gọn, nhẹ và có thể điều chỉnh tải trọng dễ dàng hiện nay chưa được nghiên cứu nhiều. Vì vậy, luận án này trình bày một thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm để đạt được tính nhỏ gọn, nhẹ và dễ điều chỉnh khi tải trọng thay đổi.

Dựa trên các phân tích về cơ cấu cân bằng trọng lực, nghiên cứu này đề xuất nguyên lý cân bằng với tổng mô men tác dụng bằng không. Thiết kế nguyên lý của cơ cấu cân bằng được thực hiện bằng sự kết hợp giữa lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Nguyên lý và phương pháp điều chỉnh độ cứng của lò xo phẳng cũng được đề xuất trong nghiên cứu này. Bên cạnh đó, giá trị độ cứng của lò xo phẳng và khớp xoay mềm cũng được tính toán tương ứng với mỗi khối lượng mà cơ cấu cần di chuyển. Việc tính toán này được thực hiện bằng phương pháp cân bằng tĩnh.

Dựa trên kết quả tính toán, thiết kế, luận án này phát triển hai mô hình cho khớp

xoay mềm. Mô hình khớp xoay thứ nhất được phát triển bằng cách kết hợp các lò xo xoắn phẳng. Sau đó, thông số thiết kế được tối ưu bằng sự kết hợp giữa phương pháp phần tử hữu hạn, đáp ứng bề mặt và thuật toán tối ưu bầy đàn. Kết quả của khớp xoay thứ nhất xác định được kích thước chiều dày $t= 0,94$ mm và không gian $R= 40$ mm. Kết quả dự đoán được so sánh với kết quả mô phỏng với sai số 6,1 % cho khối lượng, 1,68 % cho biến dạng và 5,6% cho ứng suất. Mô hình khớp xoay thứ hai được phát triển bằng cách kết hợp phương pháp tối ưu hóa cấu trúc Topo, phần tử hữu hạn, mạng nơ ron mờ thích nghi và giải thuật chu kỳ nước – con thiêu thân. Kết quả tối ưu đã tạo ra một khớp xoay thứ hai với các thông số hình học bao gồm $r_1= 0,5$ mm, $t_1= 0,36$ mm, $t_2= 0,41$ mm, $l_1= 11,3$ mm, $l_2= 14,74$ mm. So sánh với mô phỏng, sai số là 4,59% cho mô men, 4,16 % cho ứng suất và 4,73% cho năng lượng.

Dựa trên kết quả thiết kế nguyên lý của cơ cấu cân bằng trọng lực, hai quy trình thiết kế, phân tích và tối ưu hóa cho lò xo phẳng cũng được đề xuất. Trong việc thiết kế tính toán cho lò xo phẳng thứ nhất, quy trình được tạo ra là phương pháp lai giữa mô phỏng phần tử hữu hạn, đáp ứng bề mặt và thuật toán tối ưu di truyền đa mục tiêu. Dựa trên quy trình đề xuất, kết cấu của lò xo phẳng thứ nhất đã được thiết kế và tối ưu hóa. Kết quả đã tìm ra thông số hình học có chiều dài 40,725 mm, chiều dày 0,940 mm và chiều rộng 9,602 mm. So sánh giữa kết quả dự đoán và mô phỏng tìm thấy sai số nhỏ hơn 0,001% cho khối lượng, 5,78% cho ứng suất và 1,65% cho biến dạng. Trong việc thiết kế tính toán cho lò xo phẳng thứ hai, quy trình được tạo ra là 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 của lò xo phẳng thứ hai gồm $t= 1,029$ mm, $L= 45$ mm, $w= 9$ mm và $r= 0,3$ mm. Kết quả sai số giữa dự đoán với kết quả mô phỏng là 1,87% cho năng lượng, 1,69% cho biến dạng và 3,06% cho ứng suất.

Từ kết quả thiết kế tối ưu, cơ cấu cân bằng trọng lực được chế tạo và thiết lập thực nghiệm. Kết quả thực nghiệm chứng minh cơ cấu cân bằng đề xuất đạt được cân bằng

khi tải thay đổi trong phạm vi 250 gr đến 1000 gr. Khi cơ cấu làm việc ở vị trí $30,6^\circ$, sai số giữa mô men do khối lượng và mô men do cơ cấu tạo ra khi tải trọng thay đổi 0,25 kg, 0,4 kg, 0,6 kg, 0,8 kg, 0,9 kg và 1kg lần lượt tương ứng là 2,91%, 4,5%, 2,86%, 3,27%, 0,25% và 3%. Quá trình điều chỉnh để duy trì trạng thái cân bằng không cần sử dụng năng lượng.

ABSTRACT

Nowadays, large numerous amounts of people having a stroke are increasing while the age of stroked people is getting younger and younger. The stroke has strictly influenced on the life and movement of disabled people. This creates a burden on the family and society. To enhance the moving ability of stroked people, mobility and rehabilitation training devices have been developed. In these devices, gravity balancing mechanism (GBM) is always employed.

GBMs are utilized to eliminate the gravity influence which is caused by mass. By using a gravity balancer, when an object is moved, it is considered as a movement in an ideal environment. As a result, the required energy is almost equal to zero. Due to this outstanding feature, numerous GBMs have been applied in many fields of science, engineering, technology, and life. For disabled mobility aids, gravity balancers should have a compact size, a lightweight, and a simple load adjustment. Nevertheless, such these GBMs have not been researched and developed yet. Therefore, this thesis presents a design synthesis and analysis of a new GBM based on compliant mechanisms.

Based on the analysis of the previous studies on GBMs, the principle of balance is determined via total torques on the mechanism are equal to zero. The principal design of the proposed GBM is developed by a combination of a planar spring and a compliant rotary joint. The principle and the adjusting procedure of the stiffness for the planar spring are presented under different balanced loads. In addition, the stiffnesses of the planar spring and the rotary joint are computed through a static equilibrium method.

In this thesis, two models for the compliant rotary joint are developed. The first model is developed using the torsional springs. The geometrical parameters of the 1st rotary joint are optimally determined through a combination of the finite element analysis method, response surface method, and swarm optimization algorithm. The

results of the 1st rotary joint found the optimal factors at $t= 0.94$ mm and $R= 40$ mm. The predicted results are compared with the simulation results with an error of 6.1% for mass, 1.68% for strain, and 5.6% for stress. The 2nd rotary joint is developed based on a combination of the Topology method, finite element analysis method, adaptive network-based fuzzy inference system, and water cycle-moth flame optimization algorithm. The results of 2nd rotary joint identified the best factors at $r_1= 0.5$ mm, $t_1= 0.36$ mm, $t_2= 0.41$ mm, $l_1= 11,3$ mm, and $l_2= 14.74$ mm. The estimated values are also compared with the simulation with an error of 4.59% for moment, 4.16% for stress and 4.73% for energy.

Based on the calculating results of the proposed GBM, this thesis introduces two design synthesis processes for the planar spring. In the 1st model of the planar spring, the design process is built via a combination of finite analysis method, response surface method, and multi-objective genetic optimization algorithm. The results of the 1st planar spring determined the optimal parameters, including a length of 40.725 mm, a thickness of 0.940 mm, and a width of 9.602 mm. The error between the predicted and the simulation is less than 0.001% the mass, 5.78% for the stress, and 1.65% for the strain. In the 2nd model of planar spring, the design process is formulated by a hybridization of finite element analysis method, deep forward neural network, and water cycle algorithm. The results of the 2nd planar spring found the best factors at $t= 1.029$ mm, $L= 45$ mm, $w= 9$ mm, and $r= 0.3$ mm. The comparison between the prediction and the simulation shows that the energy error is about 1.87%, the strain is 1.69%, and the stress is 3.06%.

Finally, the GBM is fabricated and experimentally set up. Experimental results show that the proposed GBM achieves a balance when the load is changed from 250 grams to 1000 grams. When the developed GBM works at 30.6 degrees, the errors between the torque caused by the mass and the torque retrieved from the mechanism are calculated. These errors are approximately 2.91% 4.5%, 2.86%, 3.27%, 0.25% and 3% with respect to a change in the load from 250 grams, 400 grams, 600 grams, 800 grams, 900 grams and 1000 grams. The adjustment process does not require energy.

MỤC LỤC

Trang tựa	TRANG
Quyết định giao đề tài	
LỜI CAM ĐOAN	i
CẢM TẠ	ii
TÓM TẮT	iii
ABSTRACT	vi
MỤC LỤC.....	viii
DANH SÁCH CHỮ VIẾT TẮT	xiv
DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU KHOA HỌC	xv
DANH SÁCH CÁC HÌNH	xvii
DANH SÁCH CÁC BẢNG.....	xx
MỞ ĐẦU	1
1. Lý do chọn đề tài	1
2. Mục tiêu nghiên cứu	3
3. Nhiệm vụ nghiên cứu.....	3
4. Phạm vi nghiên cứu	4
5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu	4
6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của nghiên cứu.....	5
7. Cấu trúc của luận án.....	6
CHƯƠNG 1 TỔNG QUAN	7
1.1 Giới thiệu chung	7
1.1.1 Cơ cấu cân bằng trọng lực.....	7
1.1.1.1 Cân bằng trọng lực chủ động	8
1.1.1.2 Cân bằng trọng lực bị động.....	8
1.1.2 Cơ cấu mềm.....	10
1.1.2.1 Khái niệm.....	10

1.1.2.2	Ưu điểm của cơ cấu mềm.....	10
1.1.2.3	Nhược điểm.....	11
1.1.2.4	Ứng dụng của cơ cấu mềm	12
1.2	Các nghiên cứu liên quan	13
1.2.1	Nghiên cứu trong nước.....	13
1.2.1.1	Nghiên cứu về cơ cấu cân bằng trọng lực.....	14
1.2.1.2	Nghiên cứu về cơ cấu mềm.....	15
1.2.2	Những nghiên cứu ngoài nước	16
1.2.2.1	Trong lĩnh vực cơ cấu cân bằng.....	16
1.2.2.2	Trong lĩnh vực cơ cấu mềm	20
1.3	Tính cấp thiết và ý nghĩa khoa học của đề tài	22
1.3.1	Tính cấp thiết.....	22
1.3.2	Ý nghĩa khoa học thực tiễn của đề tài	23
1.4	Mục tiêu nghiên cứu	24
1.5	Đối tượng nghiên cứu.....	24
1.6	Nhiệm vụ và phạm vi nghiên cứu	24
1.6.1	Nhiệm vụ nghiên cứu	24
1.6.2	Phạm vi nghiên cứu.....	25
1.7	Phương pháp nghiên cứu.....	25
CHƯƠNG 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT		26
2.1	Cơ cấu cân bằng trọng lực.....	26
2.1.1	Nguyên lý cân bằng trọng lực	26
2.1.2	Nguyên lý điều chỉnh cho cơ cấu cân bằng trọng lực	27
2.1.2.1	Điều chỉnh điểm kết nối của lò xo	27
2.1.2.2	Điều chỉnh độ cứng của lò xo	28
2.2	Thiết kế thực nghiệm.....	29
2.2.1	Thiết kế thực nghiệm đầy đủ yếu tố.....	29

2.2.2	Thiết kế thực nghiệm tổng hợp trung tâm.....	30
2.2.3	Thiết kế thực nghiệm sử dụng mảng trực giao Taguchi	30
2.3	Phương pháp mô hình hóa.....	31
2.3.1	Phương pháp phân tử hữu hạn.....	32
2.3.1.1	Chia lưới.....	32
2.3.1.2	Chất lượng lưới	33
2.3.2	Phương pháp mạng nơ ron học sâu	34
2.3.3	Phương pháp đáp ứng bề mặt.....	35
2.3.4	Mạng nơ ron thích nghi mờ.....	36
2.4	Phương pháp tối ưu hóa.....	37
2.4.1	Thuật toán tối ưu hóa di truyền đa mục tiêu	38
2.4.2	Thuật toán chu kỳ nước.....	40
2.4.3	Thuật toán tối ưu hóa bày đàn.....	43
2.4.4	Thuật toán tối ưu hóa chu kỳ nước kết hợp con thiêu thân.....	44
2.4.4.1	Thuật toán con thiêu thân.....	45
2.4.4.2	Kết hợp thuật toán chu kỳ nước với thuật toán con thiêu thân	45
2.5	Kết luận	47
CHƯƠNG 3 THIẾT KẾ CƠ CẤU CÂN BẰNG TRỌNG LỰC		48
3.1	Mục tiêu thiết kế.....	48
3.2	Quy trình thiết kế.....	48
3.3	Lựa chọn vật liệu cho thiết kế	51
3.4	Thiết kế nguyên lý	52
3.5	Tính độ cứng của lò xo.....	55
3.6	Nguyên lý điều chỉnh độ cứng của lò xo.....	56
3.6.1	Nguyên lý điều chỉnh	56
3.6.2	Điều chỉnh độ cứng của lò xo.....	60
3.7	Kết luận	61

CHƯƠNG 4 PHÁT TRIỂN KHỚP XOAY MỀM.....	62
4.1 Yêu cầu thiết kế.....	62
4.2 Phát triển khớp xoay mềm dựa trên FEM kết hợp RSM và PSO.....	62
4.2.1 Giới thiệu.....	62
4.2.2 Thiết kế khớp xoay.....	63
4.2.3 Đề xuất quy trình thiết kế khớp xoay.....	64
4.2.4 Tối ưu kích thước khớp xoay.....	67
4.2.4.1 Bài toán tối ưu.....	67
4.2.4.2 Mô hình hóa các đặc tính của khớp xoay mềm.....	68
4.2.4.3 Kết quả tối ưu hóa.....	73
4.2.5 Xác nhận kết quả tối ưu.....	76
4.3 Phát triển khớp xoay mềm dựa trên phương pháp tối ưu hóa cấu trúc kết hợp FEM, mạng nơ ron mờ thích nghi và thuật toán tối ưu hóa chu kỳ nước – con thiêu thân.....	77
4.3.1 Giới thiệu.....	77
4.3.2 Đề xuất quy trình thiết kế, tối ưu.....	78
4.3.2.1 Tối ưu hóa cấu trúc Topo (Topology).....	79
4.3.2.2 Xây dựng mô hình thay thế bằng mạng nơ ron thích nghi mờ.....	80
4.3.2.3 Tối ưu hóa kích thước.....	82
4.3.3 Bài toán tối ưu.....	83
4.3.4 Kết quả và thảo luận.....	84
4.3.4.1 Thiết kế ban đầu của khớp xoay.....	84
4.3.4.2 Kết quả tối ưu cấu trúc Topo (Topology).....	84
4.3.4.3 Tối ưu hóa kích thước.....	86
4.3.4.4 Xác nhận kết quả.....	99
4.4 Kết luận.....	100
CHƯƠNG 5 PHÁT TRIỂN LÒ XO PHẪNG.....	101
5.1 Yêu cầu của lò xo phẳng.....	101

5.2	Phát triển lò xo phẳng sử dụng FEM kết hợp RSM và MOGA	101
5.2.1	Giới thiệu.....	101
5.2.2	Thiết kế cấu trúc cho lò xo phẳng	102
5.2.3	Xây dựng bài toán tối ưu.....	104
5.2.3.1	Biên thiết kế	104
5.2.3.2	Hàm mục tiêu	104
5.2.3.3	Ràng buộc	105
5.2.4	Đề xuất quy trình thiết kế tối ưu	105
5.2.5	Kết quả và thảo luận.....	110
5.2.5.1	Đánh giá thiết kế ban đầu.....	110
5.2.5.2	Mô phỏng số.....	111
5.2.5.3	Mô hình Kriging.....	111
5.2.5.4	Đánh giá độ nhạy	114
5.2.5.5	Kết quả tối ưu.....	117
5.2.5.6	Đánh giá kết quả tối ưu	118
5.3	Phát triển và tối ưu lò xo phẳng dựa trên FEM, DFNN và WCA	119
5.3.1	Giới thiệu.....	119
5.3.2	Thiết kế kết cấu	120
5.3.3	Bài toán tối ưu	121
5.3.3.1	Biên thiết kế	122
5.3.3.2	Hàm mục tiêu	122
5.3.3.3	Hàm ràng buộc	122
5.3.4	Quy trình thiết kế, tối ưu	123
5.3.4.1	Giai đoạn 1: Thiết kế cơ khí.....	123
5.3.4.2	Giai đoạn 2: Tạo dữ liệu số.....	124
5.3.4.3	Giai đoạn 3: Mô hình hóa bằng DFNN.....	126
5.3.4.4	Giai đoạn 4: Tối ưu hóa sử dụng thuật toán chu kỳ nước.....	128
5.3.5	Kết quả và thảo luận.....	128

5.3.5.1 Thu thập dữ liệu	128
5.3.5.2 Tối ưu hóa cấu trúc của DFNN	130
5.3.5.3 Kết quả tối ưu.....	138
5.3.5.4 Xác nhận kết quả tối ưu	140
5.4 Kết luận	141
CHƯƠNG 6 THỰC NGHIỆM KIỂM CHỨNG	142
6.1 Mô hình cơ cấu cân bằng trọng lực	142
6.2 Chế tạo và lắp ráp cơ cấu cân bằng trọng lực.....	144
6.3 Thiết lập thực nghiệm.....	144
6.4 Kết quả thực nghiệm	148
6.5 Kết luận	157
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	158
1. Kết luận.....	158
2. Hướng nghiên cứu trong tương lai.....	160
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	161
PHỤ LỤC A.....	173
PHỤ LỤC B	178
PHỤ LỤC C	180

DANH SÁCH CHỮ VIẾT TẮT

FEM:	Phương pháp phần tử hữu hạn
FEA:	Phân tích phần tử hữu hạn
CCD:	Thiết kế tổng hợp trung tâm
RMSE:	Sai số bình phương trung bình
MRR:	Sai số tương đối
RRMSE:	Sai số bình phương tương đối
RSM:	Phương pháp đáp ứng bề mặt
ANFIS:	Mạng nơ ron mờ thích nghi
DFNN:	Mạng nơ ron học sâu
MOGA:	Thuật toán tối ưu hóa di truyền đa mục tiêu
WCA:	Thuật toán chu kỳ nước
PSO:	Thuật toán tối ưu hóa bầy đàn
MF:	Thuật toán con thiêu thân
DE:	Thuật toán tiến hóa vi phân
ER-WCA:	Thuật toán chu kỳ nước dựa trên bốc hơi
S/N :	Tỉ số tín hiệu trên nhiễu
R^2 :	Hệ số xác định
R^2_{ad} :	Hệ số xác định hiệu chỉnh
Topology:	Tối ưu hóa cấu trúc Topo
FZLC:	Lò xo có chiều dài tự do bằng không
ANOVA:	Phân tích phương sai

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU KHOA HỌC

T_r :	Mô men xoắn của khớp xoay
T_p :	Mô men xoắn của lò xo phẳng
T_m :	Mô men của khối lượng
θ :	Góc xoay của cơ cấu cân bằng
F_r :	Lực tiếp tuyến do khớp xoay tạo ra
F_p :	Lực đàn hồi của lò xo phẳng
L :	Chiều dài
D :	Đường kính
w :	Chiều rộng
t :	Chiều dày
σ :	Ứng suất
m_1 :	Khối lượng của thanh liên kết
m_2 :	Khối lượng của tải trọng
g :	Gia tốc trọng trường
a, b :	Khoảng cách từ tâm đến điểm kết nối của lò xo
$\Delta a, \Delta b$:	Lượng thay đổi của khoảng cách từ tâm đến điểm kết nối
Δm :	Giá trị khối lượng thay đổi
ΔK :	Giá trị độ cứng lò xo thay đổi
y :	Giá trị đáp ứng

β :	Hằng số hồi quy
ε :	Sai số
P :	Giá trị của hàm đầu ra
f :	Hàm mục tiêu
$rand$:	Một số ngẫu nhiên không âm
X :	Vec tơ biến thiết kế
d :	Dung sai
M :	Mô men tác dụng
σ_{ch} :	Giới hạn bền chảy của vật liệu
E :	Mô đun đàn hồi của vật liệu
$[S]$:	Hệ số an toàn cho phép

DANH SÁCH CÁC HÌNH

HÌNH	TRANG
Hình 1.1: Thiết bị hỗ trợ vận động cánh tay [9].....	8
Hình 1.2: Cơ cấu cân bằng trọng lực theo nguyên lý cơ cấu Scotch Yoke [30].....	14
Hình 1.3: Cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm [29].....	19
Hình 1.4: Cơ cấu cân bằng 1 bậc tự do tự điều chỉnh [11]	20
Hình 1.5: Cơ cấu cân bằng trọng lực tự điều chỉnh [57].....	20
Hình 2.1: Mô hình tĩnh học của cơ cấu cân bằng trọng lực	27
Hình 2.2: Cấu trúc của DFNN.....	34
Hình 2.3: Cấu trúc mạng nơ ron thích nghi mờ	37
Hình 3.1: Quy trình thiết kế	49
Hình 3.2: Lò xo có chiều dài tự do bằng 0 a) chiều dài bằng 0, b) chiều dài l	53
Hình 3.3: Sơ đồ nguyên lý của cơ cấu	53
Hình 3.4: Cấu tạo của lò xo phẳng.....	57
Hình 3.5: Mô hình hóa của lò xo phẳng.....	58
Hình 3.6: Mối quan hệ giữa số phân đoạn làm việc và độ cứng.....	59
Hình 3.7: Độ cứng của lò xo a) trạng thái 1, b) trạng thái 2	60
Hình 4.1: Kết cấu của khớp xoay mềm	64
Hình 4.2: Quy trình thiết kế và tối ưu hóa đề xuất.....	65
Hình 4.3: Mô hình chia lưới	68
Hình 4.4: Giá trị Skewness.....	68
Hình 4.5: Phân tích độ nhạy cho khối lượng.....	70
Hình 4.6: Phân tích độ nhạy cho ứng suất.....	70
Hình 4.7: Kết quả FEA cho ứng suất	76
Hình 4.8: Quy trình thiết kế khớp xoay	78

Hình 4.9: Thiết kế ban đầu của khớp xoay: a) mô hình 1, b) mô hình 2	84
Hình 4.10: Kết quả Topology: a) mô hình 1, b) mô hình 2	85
Hình 4.11: Cấu trúc thiết kế của khớp xoay: a) thiết kế 1, b) thiết kế 2	86
Hình 4.12: Kết quả kiểm tra ứng suất: a) thiết kế 1, b) thiết kế 2	87
Hình 4.13: Thiết kế của khớp xoay	87
Hình 4.14: Giá trị S/N của RSME cho ứng suất	92
Hình 4.15: Giá trị S/N của RSME cho mô men.....	94
Hình 4.16: Giá trị S/N của RSME cho năng lượng.....	96
Hình 4.17: Kết quả FEA của ứng suất	99
Hình 4.18: Kết quả FEA của năng lượng.....	99
Hình 5.1: Cấu trúc của lò xo phẳng.....	103
Hình 5.2: Quy trình thiết kế	107
Hình 5.3: Mô hình chia lưới và điều kiện biên	110
Hình 5.4: Chất lượng lưới theo tiêu chuẩn Skewness	110
Hình 5.5: Biểu đồ biểu diễn tính phù hợp của mô hình xấp xỉ: a) mô hình Kriging, .	113
Hình 5.6: Ảnh hưởng của L và t : a) biến dạng, b) khối lượng và c) ứng suất	114
Hình 5.7: Ảnh hưởng của L và w : a) biến dạng, b) khối lượng và c) ứng suất.....	115
Hình 5.8: Ảnh hưởng của t và w : a) biến dạng, b) khối lượng và c) ứng suất	116
Hình 5.9: Biểu đồ phân tích độ nhạy.....	117
Hình 5.10: Kết cấu lò xo phẳng.....	121
Hình 5.11: Thông số của một phân đoạn	121
Hình 5.12: Quy trình thiết kế	125
Hình 5.13: Mô hình chia lưới và điều kiện biên	129
Hình 5.14: Chất lượng lưới theo tiêu chuẩn Skewness	129
Hình 5.15: Kết quả phân tích S/N cho mô hình biến dạng	133
Hình 5.16: Kết quả phân tích S/N cho mô hình ứng suất	134
Hình 5.17: Kết quả phân tích S/N cho mô hình năng lượng biến dạng	135

Hình 5.18: Sự phù hợp của mô hình: a) biến dạng b) ứng suất, c) năng lượng	137
Hình 6.1: Mô hình 3D của cơ cấu cân bằng trọng lực	142
Hình 6.2: Mô hình phân rã của cơ cấu cân bằng trọng lực	143
Hình 6.3: Cơ cấu cân bằng trọng lực.....	144
Hình 6.4: Sơ đồ thực nghiệm	145
Hình 6.5: Mô hình phân rã của mô hình thiết lập thực nghiệm	146
Hình 6.6: Loadcell CSBA-L10.....	147
Hình 6.7: Loadcell YZC-113	147
Hình 6.8: Mô hình thực nghiệm	147
Hình 6.9: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 250 gr	148
Hình 6.10: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 400 gr	149
Hình 6.11: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 600 gr	150
Hình 6.12: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 800 gr	151
Hình 6.13: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 900 gr	151
Hình 6.14: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 1000 gr	152
Hình 6.15: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 250 gr.....	153
Hình 6.16: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 400 gr.....	153
Hình 6.17: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 600 gr.....	154
Hình 6.18: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 800 gr.....	154
Hình 6.19: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 900 gr.....	155
Hình 6.20: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 1000 gr.....	155
Hình 6.21: Cơ cấu cân bằng với tải 250 gr: a) thẳng đứng, b) 15°, c) 30°	156
Hình 6.22: Cơ cấu cân bằng với tải 1000 gr a) thẳng đứng, b) 15°, c) 30°	157

DANH SÁCH CÁC BẢNG

Bảng 1.1: Các nghiên cứu về cơ cấu cân bằng	16
Bảng 2.1: Giá trị Skewness và chất lượng lưới [77]	33
Bảng 3.1: Cơ tính của vật liệu Al7075	51
Bảng 3.2: Thông số của cơ cấu cân bằng đề xuất	55
Bảng 3.3: Giá trị độ cứng k_1 và k_2	56
Bảng 4.1: Phân mức biến thiết kế.....	69
Bảng 4.2: Kết quả mô phỏng.....	69
Bảng 4.3: Kết quả phân tích phương sai cho khối lượng	71
Bảng 4.4: Kết quả phân tích phương sai cho góc xoay	71
Bảng 4.5: Kết quả phân tích phương sai cho ứng suất.....	72
Bảng 4.6: Kiểm định tính chính xác của mô hình	73
Bảng 4.7: Kết quả tối ưu.....	75
Bảng 4.8: So sánh kết quả FEA với kết quả tối ưu	77
Bảng 4.9: Kết quả phân tích ANOVA.....	88
Bảng 4.10: Mức của các yếu tố của cấu trúc ANFIS	90
Bảng 4.11: Mạng trực giao <i>L16</i> với giá trị <i>RSME</i> và <i>S/N</i> cho ứng suất.....	91
Bảng 4.12: Trị số của <i>S/N</i> cho bộ dữ liệu ứng suất	92
Bảng 4.13: Mạng trực giao <i>L16</i> với giá trị <i>RSME</i> và <i>S/N</i> cho mô men	93
Bảng 4.14: Trị số của <i>S/N</i> cho bộ dữ liệu mô men.....	94
Bảng 4.15: Mạng trực giao <i>L16</i> với giá trị <i>RSME</i> và <i>S/N</i> cho năng lượng	95
Bảng 4.16: Trị số của <i>S/N</i> cho bộ dữ liệu năng lượng	96
Bảng 4.17: Kết quả tối ưu hóa cho cấu trúc ANFIS.....	97
Bảng 4.18: Kết quả tối ưu.....	98
Bảng 4.19: Kết quả đánh giá sai số	99

Bảng 5.1: Thông số của lò xo phẳng	103
Bảng 5.2: Kết quả mô phỏng	111
Bảng 5.3: Tính phù hợp của các mô hình thay thế	112
Bảng 5.4: Thông số thiết lập MOGA	118
Bảng 5.5: Các ứng viên	118
Bảng 5.6: Đánh giá kết quả tối ưu	119
Bảng 5.7: Các biên thiết kế với 3 mức	129
Bảng 5.8: Thiết kế thực nghiệm sử dụng mảng trực giao L_9	131
Bảng 5.9: Kết quả MSE cho mô hình biến dạng	131
Bảng 5.10: Kết quả MSE cho mô hình ứng suất	132
Bảng 5.11: Kết quả MSE cho mô hình năng lượng biến dạng	132
Bảng 5.12: Kết quả xếp hạng cho mô hình biến dạng	133
Bảng 5.13: Kết quả xếp hạng cho mô hình ứng suất	134
Bảng 5.14: Kết quả xếp hạng cho mô hình năng lượng biến dạng	134
Bảng 5.15: Cấu trúc tối ưu của DFNN	136
Bảng 5.16: Giá trị R^2 của mô hình DFNN và mô hình tuyến tính	138
Bảng 5.17: Giá trị MSE của mô hình DFNN và mô hình tuyến tính	138
Bảng 5.18: Kết quả tối ưu hóa	139
Bảng 5.19: Đánh giá kết quả tối ưu	140
Bảng 6.1: Thông số của loadcell	146

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 [1]. Theo Budhota (2021) [2], trong số những người sống sót sau đột quỵ thì có đến khoảng 40% bị hạn chế khả năng vận động chi trên. Những người này thường bị giảm phạm vi hoạt động của các khớp vai và khớp khuỷu tay. Theo Cirstea (2000) [3], khớp khuỷu tay của người sau đột quỵ chỉ có phạm vi hoạt động trong khoảng 27,6 độ. Theo Reinkensmeyer (2001) [4], khớp khuỷu tay của người sau đột quỵ có phạm vi hoạt động khoảng 22,5 độ theo phương đứng và 20 độ theo phương ngang. Do phạm vi hoạt động bị hạn chế và lực nâng cơ tay giảm, người bị tai biến gặp rất nhiều khó khăn trong sinh hoạt hàng ngày. Để hỗ trợ cho người bị đột quỵ, gia đình bệnh nhân cần phải phân công người trợ giúp. Điều này gây ra gánh nặng cho gia đình và xã hội. Để giúp người đột quỵ trong việc thực hiện các hoạt động hàng ngày, các nhà nghiên cứu đã phát triển các thiết bị hỗ trợ vận động và tập luyện phục hồi chức năng cho người bị yếu cơ. Hiện nay, thiết bị hỗ trợ vận động và tập luyện phục hồi chức năng cho người yếu cơ chi trên nhận được rất nhiều quan tâm [5, 6]. Để hỗ trợ hiệu quả cho bệnh nhân thực hiện các thao tác cầm, nâng, hạ các đồ vật, các thiết bị hỗ trợ vận động thường tích hợp thêm cơ cấu cân bằng.

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 phân 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 điều kiện 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 kềnh, 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 có thể dùng 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 các cơ cấu cân bằng trọng lực cho phép điều tải trọng 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 tiêu nghiên cứu

Mục tiêu nghiên cứu của luận án là phát triển 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 cấu cho phép điều chỉnh độ cứng của lò xo để duy trì trạng thái cân bằng khi tải trọng thay đổi. Phương pháp điều chỉnh không sử dụng năng lượng được áp dụng. Bên cạnh đó luận án cũng phát triển các quy trình thiết kế, tối ưu để thiết kế các chi tiết quan trọng trong cơ cấu cân bằng trọng lực.

3. Nhiệm vụ nghiên cứu

Nội dung nghiên cứu của luận án bao gồm:

- 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 các chi tiết đàn hồi (Lò xo phẳng và khớp xoay mềm).
- Thiết kế, phân tích và tối ưu kích thước cho các chi tiết quan trọng trong cơ cấu cân bằng trọng lực (Lò xo phẳng và khớp xoay mềm).
- Thí nghiệm khả năng cân bằng cho cơ cấu bằng trọng lực dùng lò xo phẳng và khớp xoay mềm.

4. Phạm vi nghiên cứu

Cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động cho người yếu cơ cần có phạm vi làm việc phù hợp. Theo Sirtea (2000) [3] và Reinkensmeyer (2001) [4], phạm vi hoạt động của khớp khuỷu tay của người bị đột quỵ có giới hạn nhỏ hơn 30 độ. Trong sinh hoạt hàng ngày, người bị đột quỵ cần phải thực hiện các hành động như ăn, uống, vệ sinh, v.v. Do đó, cơ cấu cân bằng phải cho phép điều chỉnh để duy trì cân bằng với các tải trọng khác nhau. Khi thực hiện các thao tác trong sinh hoạt hàng ngày, người bị đột quỵ chỉ mang hoặc nâng những vật có khối lượng nhỏ. Vật thể được nâng có khối lượng không vượt quá 1 kg. Do đó trong nghiên cứu này, tác giả phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực hướng đến sử dụng cho thiết bị hỗ trợ chi trên với phạm vi nghiên cứu như sau:

- 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 cân bằng trọng lực đạt được cân bằng trong phạm vi 0 đến 30⁰.
- Cơ cấu cân bằng trọng lực cho phép điều chỉnh tải trọng trong giới hạn từ 250 gr đến 1000 gr mà không cần sử dụng năng lượng.
- Cơ cấu cân bằng 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.

5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu

Hướng tiếp cận:

Để thực hiện nghiên cứu này, tác giả sử dụng cách tiếp cận như sau:

- 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 chi trên.

- 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.
- Cuối 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:

Để thực hiện luận án này, tác giả sử dụng các phương pháp sau:

- 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 giải tích và các phương pháp mô hình hóa 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

Mặc dù đã có nhiều công trình nghiên cứu về cơ cấu cân bằng trọng lực cho phép điều chỉnh tải trọng mà không sử dụng năng lượng. Tuy nhiên, các cơ cấu được thiết kế trước đây chưa đáp ứng hoàn toàn cho yêu cầu của thiết bị hỗ trợ vận động cho người yếu cơ chi trên. Thêm vào đó, kết cấu của cơ cấu cân bằng trọng lực kết hợp một lò xo phẳng và một khớp xoay mềm cũng chưa được thực hiện nghiên cứu. Trong nghiên cứu này, khớp xoay mềm và lò xo phẳng là những chi tiết biến dạng đàn hồi trong cơ cấu mềm, một lĩnh vực cơ khí phi truyền thống. Hiện nay, việc phân tích, tổng hợp, mô hình hóa cho các loại chi tiết này vẫn còn rất nhiều khó khăn. Do đó, nghiên cứu này có các ý nghĩa như sau:

Về khoa học bao gồm:

- Phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng trong phạm vi từ 250 gr đến 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 đến 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 gr đến 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 đến 30 độ.

Về thực tiễn bao gồm:

- Cơ cấu phát triển có tiềm năng ứng dụng thực tiễn cao và 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 được bố cục như sau:

Mở đầu

Chương 1 Tổng quan.

Chương 2 Cơ sở lý thuyết.

Chương 3 Phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực.

Chương 4 Phát triển khớp xoay mềm.

Chương 5 Phát triển lò xo phẳng.

Chương 6 Thiết kế, thực nghiệm.

Kết luận và hướng phát triển.

Chương 1 TỔNG QUAN

Chương 1 giới thiệu tổng quan về cơ cấu cân bằng trọng lực, cơ cấu mềm, trình bày sơ lược về tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước để từ đó nêu ra lý do nghiên cứu và giới hạn phạm vi nghiên cứu. Ngoài ra, chương này cũng nêu ra cách tiếp cận, phương pháp sẽ sử dụng và trình bày ý nghĩa của luận án.

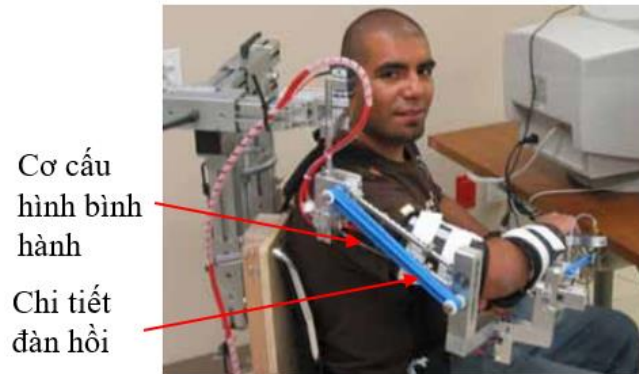
1.1 Giới thiệu chung

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 cần nâng tạo ra. Như vậy, cơ cấu cân bằng trọng lực giúp cho thiết bị, máy móc đạt được trạng thái tự do ở mọi vị trí làm việc. Khi các thiết bị đạt trạng thái cân bằng, nó cho phép thiết bị 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, nguồn năng lượng này chủ yếu để thắng lực ma sát và lực quán tính. Vì vậy, cơ cấu cân bằng trọng lực được ứng dụng phổ biến trong rất nhiều lĩnh vực khác nhau chẳng hạn như: (i) Cơ cấu cân bằng cho giá đỡ đèn sử dụng cho nha sĩ để cho phép nha sĩ có thể điều chỉnh vị trí của đèn ở mọi vị trí mong muốn [7], (ii) cơ cấu cân bằng trọng lực cho các cần cẩu, cơ cấu cân bằng trọng lực trong các thiết bị dân dụng như đèn để bàn, (iii) cơ cấu cân bằng trong các cánh tay robot công nghiệp, (iv) cơ cấu cân bằng trọng lực cho robot phục vụ, (v) cơ cấu cân bằng trọng lực cho thiết bị hỗ trợ vận động (hình 1.1), v.v. 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 [8]: (a) Cơ cấu cân bằng chủ động và (b) cơ cấu cân bằng bị động.

Hình 1.1 là thiết bị hỗ trợ vận động và tập luyện phục hồi chức năng cho người bị yếu cơ chi trên có gắn cơ cấu cân bằng trọng lực [9]. Cơ cấu cân bằng này có cấu trúc là

cơ cấu hình bình hành kết hợp chi tiết đàn hồi.



Hình 1.1: Thiết bị hỗ trợ vận động cánh tay [9]

1.1.1.1 Cân bằng trọng lực chủ động

Cân bằng trọng lực chủ động được thực hiện theo nguyên lý phản hồi [10]. Nghĩa là dựa vào tín hiệu phản hồi từ đầu ra mà bộ truyền động sẽ thực hiện cung cấp năng lượng đầu vào để đảm bảo cân bằng. Phương pháp cân bằng chủ động có những ưu điểm nổi trội là khả năng đáp ứng cao, đảm bảo cân bằng cho kết cấu. Tuy nhiên, phương pháp này đòi hỏi kết cấu và điều khiển phức tạp, quá trình điều khiển luôn có độ trễ.

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. Các cơ cấu cân bằng trọng lực được chia làm ba loại bao gồm [8]: (i) Cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng đối trọng. Loại cơ cấu này sử dụng nguyên lý tổng mô men tác dụng lên cơ cấu bằng không, nghĩa là để đạt cân bằng cơ cấu phải bổ sung một khối lượng ở vị trí đối nghịch với trọng lực. Cơ cấu loại này sử dụng hiệu quả trong các cần cẩu và robot công nghiệp. Nhìn chung, cơ cấu cân bằng trọng lực này đảm bảo cân bằng tốt, tuy nhiên khó sử dụng khi thiết bị có số bậc tự do lớn. Ngoài ra, loại này phải sử dụng một khối lượng để cân bằng, chính khối lượng này làm cho thiết bị trở nên nặng nề, cồng kềnh, không phù hợp cho thiết bị đòi hỏi nhỏ gọn. Hơn nữa, khối lượng này cũng làm phát sinh lực

quán tính trong quá trình làm việc. (ii) Cân bằng trọng lực sử dụng các chi tiết biến dạng đàn hồi như dây thun và lò xo. Cơ cấu cân bằng trọng lực loại này được sử dụng nhiều trong các máy móc và dụng cụ. Ưu điểm nổi bật của nó là khối lượng của lò xo nhỏ. Do đó, lực quán tính sinh ra nhỏ. Tuy nhiên, các thiết kế của cơ cấu cân bằng trọng lực này thường phức tạp và khó áp dụng trong trường hợp thiết bị có nhiều bậc tự do. (iii) Cơ cấu cân bằng trọng lực kết hợp giữa lò xo và đối trọng. Loại cân bằng này sử dụng tốt cho các robot công nghiệp. Tuy nhiên, kết cấu của nó khá phức tạp.

Ngoài cách phân loại ở trên, cơ cấu cân bằng trọng lực còn được chia làm hai loại dựa trên tải trọng tác dụng lên cơ cấu: (1) Cơ cấu cân bằng trọng lực không thể thay đổi tải trọng. Với loại cơ cấu cân bằng trọng lực này, khi tải trọng làm việc bị thay đổi thì điều kiện cân bằng sẽ bị phá vỡ. Cơ cấu cân bằng trọng lực loại này không có khả năng thay đổi tải trọng. (2) Cơ cấu cân bằng trọng lực có thể điều chỉnh tải trọng. Với cơ cấu cân bằng loại này, khi tải trọng làm việc thay đổi, người điều khiển sẽ thực hiện một quá trình điều chỉnh để duy trì trạng thái cân bằng. Cơ cấu cân bằng trọng lực có thể điều chỉnh tải trọng được chia làm hai nhóm dựa trên năng lượng dùng để điều chỉnh: (2a) Cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng thay đổi tải trọng nhưng khi điều chỉnh cần phải sử dụng năng lượng (Nonenergy-free adjustment). Loại cơ cấu này, khi muốn điều chỉnh phải tác dụng một lực khá lớn. Phương pháp điều chỉnh này có một số nhược điểm đó là trong trường hợp nguồn năng lượng bên ngoài bị thiếu hoặc không đủ thì không thể điều chỉnh được. (2b) Cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng không cần năng lượng (energy free adjustment). Với cơ cấu loại này người sử dụng có thể điều chỉnh thiết bị để duy trì trạng thái cân bằng khi thay đổi tải trọng mà không cần nguồn năng lượng từ bên ngoài [11].

Tóm lại, cơ cấu cân bằng trọng lực đã được phát triển với nhiều loại khác nhau. Tuy nhiên, các cơ cấu cân bằng có thể điều chỉnh phi năng lượng thì kết cấu phức tạp, kích thước lớn, không phù hợp để lắp trên thiết bị hỗ trợ vận động. Những cơ cấu sử

dụng cơ cấu mềm có kết cấu nhỏ gọn, có thể lắp lên thiết bị hỗ trợ vận động chi trên thì không thể điều chỉnh phi năng lượng, do đó không đáp ứng cân bằng cho sinh hoạt hàng ngày của bệnh nhân bị đột quy. Vì vậy, việc phát triển một kết cấu mới cho cơ cấu cân bằng trọng lực là nhu cầu cấp thiết hiện nay. Trong luận án này, cơ cấu cân bằng trọng lực được phát triển bằng cách sử dụng cơ cấu mềm có thể điều chỉnh phi năng lượng để có thể tích hợp trên thiết bị hỗ trợ vận động chi trên.

1.1.2 Cơ cấu mềm

1.1.2.1 Khái niệm

Các cơ cấu cơ khí truyền thống bao gồm các khâu động được kết nối với nhau bằng các khớp bản lề, tịnh tiến, khớp cao phẳng, v.v. và được dùng để truyền hoặc biến đổi năng lượng, chuyển động, lực. Cơ cấu mềm cũng như cơ cấu truyền thống, chúng cũng có khả năng truyền hoặc biến đổi năng lượng, chuyển động, lực. Tuy nhiên, cơ cấu này có cấu trúc khác với cơ cấu truyền thống. Nó gồm các khâu động được liên kết với nhau bằng các khớp mềm hoặc các thanh mềm [12, 13]. Với tính năng tương tự như cơ cấu cơ khí truyền thống nhưng cơ cấu mềm có những ưu điểm nổi trội mà cơ cấu truyền thống không có, nên cơ cấu mềm được ứng dụng nhiều trong một số thiết bị đòi hỏi nhỏ gọn.

1.1.2.2 Ưu điểm của cơ cấu mềm

Cơ cấu mềm nhận được nhiều sự quan tâm của các nhà khoa học trong thời gian gần đây vì chúng có những đặc tính nổi bật [14-16].

- Dễ chế tạo. Cơ cấu mềm có thể được chế tạo bằng các phương pháp như dập, cắt bằng tia nước, cắt dây, cắt bằng tia laser, in 3D, v.v. Ngoài ra các cơ cấu mềm cũng dễ dàng được chế tạo từ công nghệ dập tấm.
- Số lượng chi tiết cần thiết trong một cơ cấu để thực hiện một số chức năng được giảm đến mức tối thiểu. Số lượng chi tiết cần thiết giảm là do cơ cấu sử dụng các chi tiết biến dạng đàn hồi thay vì sử dụng các lò xo, các khớp bản lề và các

chân đế.

- Thời gian lắp ráp của cơ cấu nhỏ. Thông thường các cơ cấu truyền thống bao gồm nhiều chi tiết lắp ráp lại với nhau, trong khi đó cơ cấu mềm thường được chế tạo nguyên khối do đó nó giảm thời gian cho việc lắp ráp.
- Cơ cấu mềm ít sử dụng các khớp bản lề, khớp phẳng, v.v. Do đó, giảm yêu cầu bôi trơn, ít bị mòn. Ngoài ra, việc giảm số lượng các khớp có khả năng chuyển động cũng làm giảm khe hở trong các mối lắp, giúp tăng độ chính xác vị trí và chuyển động của cơ cấu.
- Các khớp của cơ cấu mềm sử dụng nguyên lý biến dạng đàn hồi. Do đó, nó có khả năng tích lũy năng lượng để sinh công như các lò xo bị kéo, nén.
- Giá thành chế tạo thấp.
- Cơ cấu mềm có khả năng thu nhỏ để sản phẩm có kích thước nhỏ gọn, giúp cho cơ cấu có trọng lượng nhỏ. Đây là một trong những đặc tính nổi bật giúp cho cơ cấu mềm có thể ứng dụng trong các thiết bị hỗ trợ vận động, phục hồi chức năng, giải phẫu, v.v.

1.1.2.3 Nhược điểm

Cơ cấu mềm cũng có những nhược điểm như sau:

- Cơ cấu mềm khó phân tích, tổng hợp hơn cơ cấu cứng truyền thống rất nhiều bởi vì nó là cấu trúc nguyên khối. Mặc dù các nhà khoa học đã phát triển nhiều lý thuyết giải tích tiên tiến nhưng đối với ứng xử có tính phi tuyến cao, lý thuyết giải tích khó đạt được lời giải chính xác.
- Khi sử dụng cơ cấu mềm cho chức năng truyền năng lượng, quá trình biến dạng đàn hồi của các khớp sẽ hấp thụ một phần năng lượng làm cho hiệu suất của cơ cấu giảm.
- Khi thực hiện các chuyển động quay, cơ cấu mềm thường bị hiện tượng sai lệch tâm quay.

- Chuyển vị tạo ra của cơ cấu mềm không lớn do độ cứng cao.

1.1.2.4 Ứng dụng của cơ cấu mềm

Do cơ cấu mềm có những ưu điểm nổi bật, nên nó được nghiên cứu và định hướng ứng dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau [17] .

a. Dụng cụ cầm tay

Nhờ đặc tính chế tạo liền khối giúp cho kết cấu nhỏ gọn. Vì vậy cơ cấu mềm đã được ứng dụng để phát triển các dụng cụ cầm tay. Howell và Midha (1994) [18] đã sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế kèm cộng lực. Thiết bị có kết cấu gồm các khớp bản lề uốn có kích thước rất nhỏ so với các liên kết cứng. Nhờ kết cấu này mà cơ cấu có thể khuếch đại lực đầu ra. Ananthasuresh và các cộng sự (1995) [19] đã ứng dụng cơ cấu mềm để chế tạo dụng cụ bấm kim. Fuzi và các cộng sự (2019) [20] đã sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế, chế tạo dụng cụ phẫu thuật nội soi. Ibrahim và các cộng sự (2020) [21] đã nghiên cứu ảnh hưởng của các loại vật liệu khác nhau đến chuyển vị, ứng suất và biến dạng của kèm cộng lực sử dụng cơ cấu mềm. Shuib và các cộng sự (2021) [22] đã ứng dụng cơ cấu mềm để thiết kế dụng cụ phẫu thuật cầm tay hai bậc tự do.

b. Bộ định vị chính xác

Nhờ không có các khớp như cơ cấu truyền thống, nên cơ cấu mềm có thể chuyển động chính xác. Cơ cấu mềm đã được ứng dụng để chế tạo các bộ định vị chính xác như sau. Dang và các cộng sự (2021) [23] đã sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế bàn định vị hai bậc tự do sử dụng cho thiết bị đo độ cứng. Ho và các cộng sự (2019) [24] đã sử dụng cơ cấu mềm để phát triển tay gấp chính xác. Nguyen và các cộng sự (2021) [25] đã sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế cơ cấu chạy dao chính xác. Gräser và các cộng sự (2021) đã ứng dụng cơ cấu mềm để phát triển bàn định vị chính xác hai bậc tự do, v.v.

c. Cơ cấu cân bằng trọng lực

Nhờ tính chất có thể thu nhỏ sản phẩm mà cơ cấu mềm cũng đã được nghiên cứu

ứng dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực. Gallego và Herder (2010) [26] đã ứng dụng cơ cấu mềm để thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực. Tác giả đã sử dụng các cấu trúc đặc biệt của cơ cấu để tạo ra cơ cấu cân bằng. Tuy nhiên, cơ cấu này không thể điều chỉnh để duy trì trạng thái cân bằng khi tải trọng thay đổi. Radaelli và Herder (2016) [27] đã sử dụng cơ cấu mềm để phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực. Tác giả đã sử dụng kết cấu đặc biệt của cơ cấu mềm để cân bằng với trọng lực hoặc một lực không đổi tác dụng theo phương thẳng đứng mà không gây ra chuyển vị theo phương ngang. Tuy nhiên, cơ cấu cân bằng này không có khả năng thay đổi tải trọng. Radaelli và Herder (2017) [28] đã sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực. Tác giả đã sử dụng hình dạng đặc biệt của một lò xo lá phi tuyến để tạo ra lực không đổi nhưng cơ cấu không có khả năng thay đổi tải trọng. Yang và Lan (2015) [29] đã sử dụng cơ cấu mềm để phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực. Tác giả đã sử dụng hai lò xo phẳng trong đó một lò xo chịu kéo và một lò xo chịu nén. Mặc dù cơ cấu cân bằng được phát triển có kết cấu nhỏ gọn, có khả năng thay đổi tải trọng nhưng quá trình điều chỉnh cần phải dùng lực lớn để tạo ra biến dạng ban đầu cho lò xo phẳng.

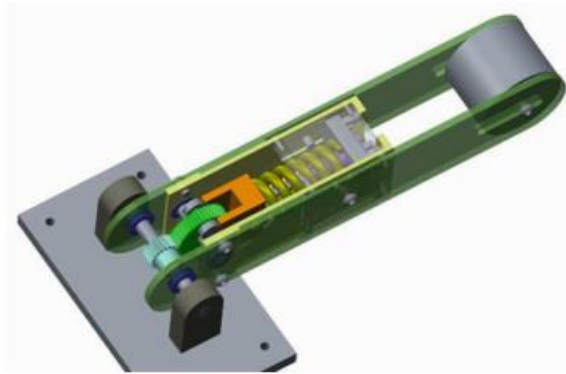
Tóm lại, cơ cấu mềm đã được ứng dụng nhiều trong công nghiệp, kỹ thuật và các thiết bị chính xác, v.v. Đặc biệt nó được ứng dụng để thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực nhằm đạt được kết cấu nhỏ gọn, nhẹ. Tuy nhiên các cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm hiện nay không cho phép điều chỉnh tải trọng hoặc cho phép điều chỉnh nhưng phải dùng nguồn năng lượng lớn. Do đó, cơ cấu cân bằng trọng lực hiện nay chưa phù hợp cho gắn vào thiết bị hỗ trợ vận động chi trên cho người bị đột quỵ. Xuất phát từ động cơ này, việc phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh phi năng lượng dựa trên cơ cấu mềm là nhu cầu cấp thiết.

1.2 Các nghiên cứu liên quan

1.2.1 Nghiên cứu trong nước

1.2.1.1 Nghiên cứu về cơ cấu cân bằng trọng lực

Thời gian gần đây, có một số nhóm tác giả đã nghiên cứu và phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực. Nguyễn Hồng Nguyên và các cộng sự (2018) [30, 31] đã tính toán, thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng nguyên lý của cơ cấu Scotch Yoke. Dựa trên nguyên lý này, nhóm tác giả đã phát triển cơ cấu cân bằng một bậc tự do như Hình 1.8 và sử dụng cơ cấu này để phát triển cánh tay ba bậc tự do. Tuy nhiên, cơ cấu này không có khả năng điều chỉnh tải trọng. Huỳnh Quốc Bảo (2018) [32] đã nghiên cứu khả năng làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do sử dụng nguyên lý làm việc của cơ cấu Scotch Yoke.



Hình 1.2: Cơ cấu cân bằng trọng lực theo nguyên lý cơ cấu Scotch Yoke [30]

Nghiên cứu sinh và các cộng sự (2020) [33] đã phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng mà quá trình điều chỉnh tải trọng chỉ cần dùng lực nhỏ. Cơ cấu sử dụng kết hợp một lò xo phẳng và một khớp xoay mềm. Thiết kế được thực hiện có kết cấu nhỏ gọn.

Tóm lại, hiện nay trong nước có rất ít nghiên cứu về cơ cấu cân bằng trọng lực. Ngoài nghiên cứu của tác giả và cộng sự, những cơ cấu đã được phát triển của các nhóm khác có kích thước lớn, không có khả năng điều chỉnh tải trọng. Do đó, khó ứng dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động chi trên. Vì vậy, luận án này đề xuất một cơ cấu cân bằng trọng lực có thể điều chỉnh được tải trọng. Bên cạnh đó, cơ cấu mềm cũng được ứng

dụng để đạt được kết cấu nhỏ gọn và trọng lượng nhẹ.

1.2.1.2 Nghiên cứu về cơ cấu mềm

Trong lĩnh vực nghiên cứu về cơ cấu mềm, có một số nhóm nghiên cứu nổi bật như sau. Nhóm nghiên cứu của Phạm Huy Tuân và cộng sự đã phát triển các cơ cấu dẫn hướng chính xác dựa trên cơ cấu mềm [25]. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã phát triển cơ cấu dẫn hướng, đánh giá độ nhạy của các biến thiết kế, thiết lập mô hình tương đương và cuối cùng là tối ưu hóa thông số hình học của cơ cấu bằng thuật toán tối ưu đa mục tiêu. Nhóm tác giả này đã thiết kế các cơ cấu hai vị trí [34]. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã thiết kế, phân tích và mô hình hóa cho cơ cấu. Ứng dụng cơ cấu mềm trong lĩnh vực y sinh [35]. Nhóm tác giả đã thiết kế, mô phỏng và phân tích cho khớp mắt cá của bàn chân giả. Thiết kế phân tích khớp xoay mềm có mô men không đổi cho thiết bị phục hồi chức năng [36], v.v.

Nhóm của Trần Ngọc Đăng Khoa và cộng sự đã có nhiều nghiên cứu về cơ cấu mềm như sau. Phát triển các cơ cấu 2 vị trí dựa trên cơ cấu mềm [37]. Nhóm tác giả đã thiết kế và mô hình hóa cho cơ cấu này. Phát triển các cơ cấu ba vị trí dựa trên cơ cấu mềm [38]. Nhóm tác giả đã thiết kế cơ cấu sau đó phân tích các ứng xử và sau cùng là tối ưu hóa kích thước cho cơ cấu. Thiết kế và mô hình hóa cơ cấu kẹp sử dụng cơ cấu mềm [39].

Nhóm nghiên cứu của Đào Thanh Phong và nghiên cứu sinh cũng đã nghiên cứu định hướng ứng dụng cơ cấu mềm để thiết kế các tay gấp [40]. Nghiên cứu, thiết kế cấu trúc, phân tích ứng xử, mô hình hóa và tối ưu kích thước của các khớp mềm [41]. Thiết kế cấu trúc, phân tích, mô hình hóa các ứng xử cho các bàn định vị chính xác sử dụng các khớp mềm [23, 42, 43]. Nghiên cứu, thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa kích thước của các cơ cấu hai vị trí sử dụng cơ cấu mềm [44, 45]. Phát triển các cơ cấu mềm lấy ý tưởng từ tự nhiên, nhóm tác giả dựa trên những cấu trúc sinh học trong tự nhiên để thiết kế các khớp mềm. Sau đó, mô hình hóa và tối ưu thông số hình học cho

các loại khớp này [46, 47]. Ứng dụng cơ cấu mềm để thiết kế các chi tiết, khớp sử dụng trong lĩnh vực y sinh [48].

Tóm lại, các nghiên cứu trong nước hiện nay chủ yếu là phát triển các khớp mềm, ứng dụng cơ cấu mềm để thiết kế tay, chân giả, bàn định vị, tay gấp, cơ cấu nhiều vị trí ổn định và phát triển các phương pháp thiết kế, mô hình hóa, tối ưu kích thước cho cơ cấu mềm, v.v. Tuy nhiên, vẫn chưa có nghiên cứu ứng dụng cơ cấu mềm cho cơ cấu cân bằng trọng lực có thể lắp lên thiết bị hỗ trợ vận động. Vì vậy, tác giả chọn nghiên cứu thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm.

1.2.2 Những nghiên cứu ngoài nước

1.2.2.1 Trong lĩnh vực cơ cấu cân bằng

Cơ cấu cân bằng có nhiều ứng dụng trong thực tiễn, khoa học, kỹ thuật và đời sống. Đặc biệt là ứng dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động. Do đó, có rất nhiều nghiên cứu về cơ cấu cân bằng trọng lực. Bảng 1.1 tổng hợp một số nghiên cứu về cơ cấu cân bằng trọng lực trên thế giới.

Bảng 1.1: Các nghiên cứu về cơ cấu cân bằng

Loại điều chỉnh	Tác giả	PP tiếp cận	Chi tiết sử dụng	Phạm vi
Không thể điều chỉnh	Chen và cộng sự [49]	Cơ cấu cân bằng sử dụng cơ cấu hình bình hành kết hợp lò xo và dây cáp – puli. Sử dụng cho hỗ trợ vận động	Lò xo	
	Cho và cộng sự [50]	Cơ cấu cân bằng 1 bậc tự do sử dụng cho khớp vai của robot phục vụ và robot hình người	Lò xo	

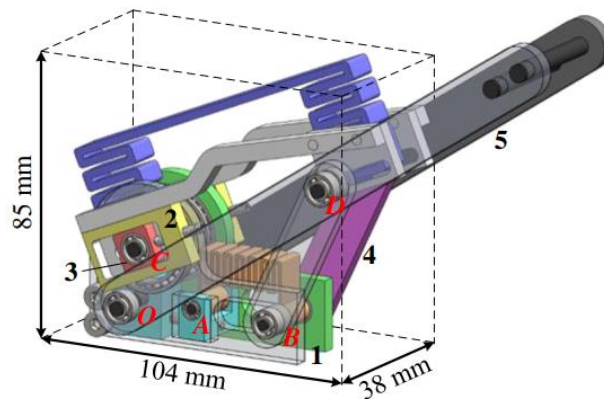
	Takesue và cộng sự [51, 52]	Cơ cấu cân bằng sử dụng hai lò xo xoắn tuyến tính, trong đó có một lò xo có thể thay đổi độ cứng bằng cách tạo ra biến dạng ban đầu.	Lò xo	1 – 3 kg
Điều chỉnh cân nặng lượng	Wijk và Herde [53]	Cơ cấu cân bằng sử dụng đối trọng, khi tải trọng thay đổi, cơ cấu được điều chỉnh bằng cách bổ sung khối lượng đối trọng hoặc thay đổi chiều dài điểm kết nối đối trọng	Đối trọng	0 – 1 kg
	Yang và Lan	Sử dụng hai lò xo phẳng mềm trong đó một lò xo chịu kéo và một lò xo chịu nén. Cơ cấu được điều chỉnh bằng cách tạo ra biến dạng ban đầu cho lò xo phẳng mềm.	Cơ cấu mềm	0 – 1,3 kg
	Wisse và cộng sự [54]	Sử dụng lò xo ảo bằng cách kết hợp hai lò xo với cơ cấu Pantograp	Lò xo	0 - 1 kg
Điều chỉnh phi năng lượng	Barents và cộng sự [55]	Cơ cấu cân bằng sử dụng lò xo để cân bằng với tải trọng. Cơ cấu được điều chỉnh bằng cách thay đổi điểm kết nối.	Lò xo	0 – 3 kg
	V. Dorsser	Cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng lò xo xoắn tuyến tính. Độ cứng của lò xo được điều chỉnh bằng cách	Lò xo	1 - 3 kg

	và cộng sự [56]	thay đổi số vòng xoắn làm việc.		
	Chu và Kou [11]	Cơ cấu cân bằng sử dụng hệ lò xo, puli và dây cáp. Cơ cấu được điều chỉnh bằng cách tự thay đổi điểm kết nối khi khối tải trọng thay đổi.	Lò xo	0 – 2 kg
Tự điều chỉnh	Chew và cộng sự [57]	Cơ cấu cân bằng sử dụng hệ lò xo, puli và dây cáp. Cơ cấu được điều chỉnh bằng cách tự thay đổi điểm kết nối của lò xo.	Lò xo	1,17 – 2,69 kg
	Franchetti và cộng sự [58]	Cơ cấu cân bằng sử dụng hệ lò xo, puli và dây cáp. Cơ cấu được điều chỉnh bằng cách tự thay đổi điểm kết nối của lò xo.	Lò xo	0 – 1 kg

Hung và Kou (2017) [59] đã phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực 1 bậc tự do. Cơ cấu này sử dụng bánh răng các đăng đảo ngược và hệ bánh răng hành tinh để đạt được điều kiện cân bằng tĩnh. Cơ cấu có thể đạt được cân bằng với tải trọng 3 kg. Tuy nhiên, cơ cấu cân bằng này không thể điều chỉnh tải trọng.

Yang và Lan (2015) [29] đã thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực có thể thay đổi tải trọng bằng cách sử dụng cơ cấu mềm như Hình 1.3. Tác giả đã sử dụng kết hợp hai lò xo mềm trong đó một lò xo chịu kéo và một lò xo chịu nén để tạo ra mô men cân bằng. Cơ cấu này có kết cấu nhỏ gọn. Nguyên lý điều chỉnh của cơ cấu để duy trì trạng thái cân bằng khi thay đổi tải trọng là tạo ra biến dạng ban đầu cho lò xo mềm để thay đổi độ

cứng, nhưng khi điều chỉnh cần sử dụng lực lớn.

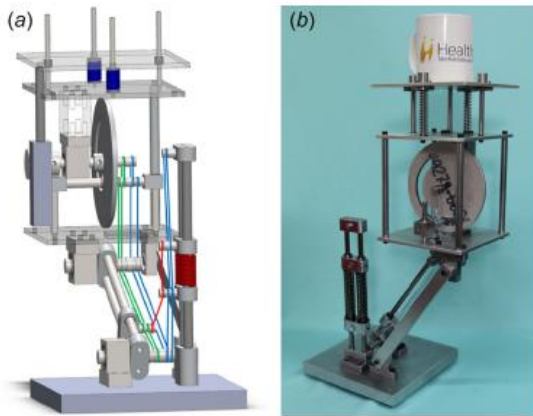


Hình 1.3: Cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm [29]

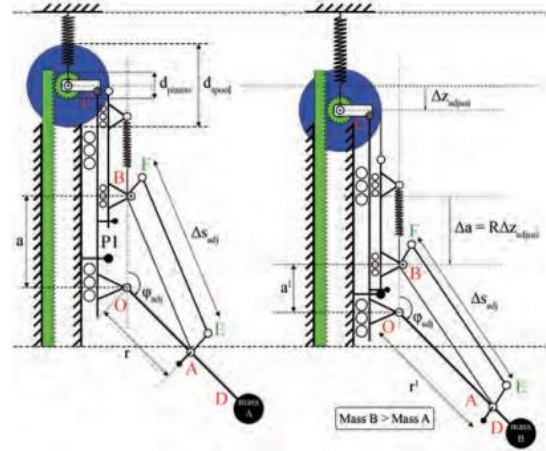
Chu và Kou (2017) [11] đã nghiên cứu cơ cấu cân bằng trọng lực 1 bậc tự do có khả năng tự cân bằng tải trọng như Hình 1.4. Tác giả đã thiết kế nguyên lý, thiết kế cơ cấu và phân tích cân bằng, sau đó chế tạo mô hình và thử nghiệm khả năng cân bằng. Cơ cấu được thiết kế có khả năng tự cân bằng tốt. Tuy nhiên, kết cấu phức tạp, việc sử dụng dây cáp dài làm cho khả năng cân bằng giảm do hiện tượng giãn dài của dây cáp.

Chew và các cộng sự (2019) [57] đã nghiên cứu cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do có khả năng tự cân bằng như Hình 1.5. Kết cấu đề xuất được so sánh với các nghiên cứu trước. Kết quả cho thấy kết cấu có khả năng tự điều chỉnh cân bằng tốt hơn các nghiên cứu trước. Tuy nhiên, kết cấu này khá phức tạp.

Zhou và các đồng sự (2020) [60] đã phát triển cơ cấu bù trọng lực cho bộ xương ngoài chi dưới. Cơ cấu gồm các lò xo tích hợp để tạo mô men cân bằng với khối lượng của chi dưới. Các tác giả đã trình bày nguyên lý làm việc, phân tích ảnh hưởng của thiết kế đến khả năng cân bằng. Kết quả cho thấy bộ xương ngoài hỗ trợ tốt cho người bị giảm chức năng chi dưới. Tuy nhiên, nếu khối lượng của người sử dụng khác nhau thì phải thay đổi lò xo. Điều này là một khó khăn lớn.



Hình 1.4: Cơ cấu cân bằng 1 bậc tự do tự điều chỉnh [11]



Hình 1.5: Cơ cấu cân bằng trọng lực tự điều chỉnh [57]

Franchetti và các cộng sự (2021) [58] đã phát triển cơ cấu cân bằng một bậc tự do có khả năng thay đổi tải trọng. Cơ cấu sử dụng thanh trượt, các lò xo, các ròng rọc và đối trọng. Nguyên lý điều chỉnh của cơ cấu cân bằng khi tải trọng thay đổi là thay đổi vị trí kết nối của lò xo.

Tóm lại, hiện nay các cơ cấu cân bằng có thể thay đổi tải trọng có phạm vi điều chỉnh tải trọng từ 0 đến 3 kg. Tuy nhiên, những cơ cấu hướng đến ứng dụng cho hỗ trợ vận động chi trên có phạm vi làm việc từ 0 đến 1 kg. Các cơ cấu có thể sử dụng ba phương pháp điều chỉnh chủ yếu là: (i) Điều chỉnh khối lượng đối trọng, (ii) điều chỉnh điểm kết nối của lò xo, (iii) điều chỉnh số vòng xoắn làm việc của lò xo. Những cơ cấu sử dụng phương pháp điều chỉnh tải trọng phải sử dụng năng lượng lớn khi điều chỉnh, những cơ cấu sử dụng phương pháp điều chỉnh điểm kết nối có kết cấu phức tạp. Mặc dù cơ cấu điều chỉnh số vòng xoắn làm việc của lò xo có kết cấu đơn giản nhưng kích thước vẫn còn lớn. Vì vậy, đề tài này tập trung vào việc phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực mới có kết cấu nhỏ gọn, có thể điều chỉnh tải trọng phi năng lượng.

1.2.2.2 Trong lĩnh vực cơ cấu mềm

Cơ cấu mềm có những ưu điểm nổi bật và có thể ứng dụng được cho nhiều lĩnh vực

khác nhau. Do đó, nó trở thành lĩnh vực nghiên cứu thu hút nhiều nhà khoa học như.

Nhóm nghiên cứu của Howell (2019) [61] đã nghiên cứu phương pháp thiết kế cho các cơ cấu đa vị trí ổn định sử dụng cơ cấu mềm. Để tạo ra cơ cấu nhiều vị trí ổn định, các tác giả đã kết hợp nhiều cơ cấu hai vị trí ổn định với nhau. Để đưa ra phương pháp thiết kế chung, tác giả đã dùng nhiều phương pháp khác nhau để mô hình hóa cho cơ cấu mềm.

Ling và các đồng sự (2017) [62] đã phát triển phương pháp bán phân tích để phân tích tĩnh học, động học cho các cơ cấu mềm có cấu trúc phức tạp. Phương pháp này được thực hiện theo bốn bước. Đầu tiên, cấu trúc của cơ cấu mềm được biểu diễn dưới dạng lượt đồ gồm các thanh đàn hồi, khớp đàn hồi và khối lượng gộp. Các thanh đàn hồi và khớp đàn hồi đều có hai bậc tự do là quay và tịnh tiến, các khối lượng gộp được xem như các nút. Tiếp theo, tác giả xây dựng ma trận khối lượng và độ cứng cho các thanh với tiết diện không đổi và các khớp đàn hồi với tiết diện thay đổi. Sau đó, các nút được xem là các biến để xây dựng phương trình động học. Cuối cùng, các yếu tố như tỷ số khuếch đại, tần số riêng, v.v được tính toán. Phương pháp này có ưu điểm là rút ngắn được thời gian tính toán.

Zhang và Xu (2017) [63] đã thiết kế bàn định vị ba bậc tự do bằng cách sử dụng cơ cấu song song của cơ cấu mềm. Hai tác giả phân tích tĩnh học bằng lý thuyết biến dạng của dầm và phân tích tần số riêng của trục OZ bằng phương trình Lagrange. Kết quả đạt được bộ định vị có kết cấu nhỏ gọn, phù hợp để sử dụng cho các robot cỡ nhỏ.

Chang và các cộng sự (2022) [64] đã thiết kế tối ưu cho bàn định vị hai bậc tự do dùng các thanh biến dạng đàn hồi. Nhóm tác giả đã kết hợp phương pháp Taguchi, phần tử hữu hạn (finite element method – FEM) và đáp ứng bề mặt (response surface method – RSM). Đầu tiên Taguchi dùng để xây dựng thực nghiệm, FEM dùng để mô phỏng, RSM dùng để mô hình hóa. Qua nghiên cứu này, tác giả chỉ ra FEM có ưu điểm nổi bật trong việc thu thập dữ liệu để nghiên cứu các ứng xử của cơ cấu mềm với các biến thiết

kế.

Wang và Le (2021) [65] đã tối ưu kích thước hình học cho tay gấp có kích thước micro. Hai tác giả đã thiết kế cấu trúc, sử dụng mạng trực giao Taguchi để xây dựng thực nghiệm, FEM dùng để thu thập dữ liệu, trọng số của các hàm mục tiêu được tính bằng phương pháp Entropy. Thuật toán mờ được sử dụng để xây dựng mô hình tương đương và thông số của tay gấp được tối ưu hóa bằng thuật toán học máy. Nghiên cứu này cũng cho thấy với những mô hình phức tạp, việc sử dụng FEM để thu thập dữ liệu và mô hình hóa bằng thuật toán mờ rất hiệu quả.

Zolfagharian và các đồng sự (2021) [66] đã thiết kế tay gấp mềm bằng cách sử dụng lò xo xoắn phẳng. Ưu điểm của lò xo này là có mối quan hệ tuyến tính giữa chuyển động xoay với mô men xoắn. Các tác giả phân tích động học và lực học bằng cách sử dụng FEM.

Hiện nay, cơ cấu mềm đã được nghiên cứu ứng dụng trong rất nhiều lĩnh vực từ đời sống, công nghiệp, không gian, v.v. Mặc dù cơ cấu mềm đã được sử dụng để thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực với ưu điểm nhỏ gọn, tuy nhiên cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm mà có thể thay đổi tải trọng phi năng lượng vẫn chưa được nghiên cứu. Do đó, nghiên cứu này tập trung tính toán, thiết kế và tối ưu hóa cho cơ cấu cân bằng trọng lực mà có thể thay đổi tải trọng một cách dễ dàng bằng cách sử dụng các chi tiết của cơ cấu mềm.

1.3 Tính cấp thiết và ý nghĩa khoa học của đề tài

1.3.1 Tính cấp thiết

Như trình bày ở phần trước, tình trạng đột quy ngày càng tăng về số lượng và giảm về độ tuổi. Những người bị đột quy thường bị di chứng giảm khả năng vận động và tạo ra gánh nặng cho gia đình và xã hội. Để khắc phục điều này, các thiết bị hỗ trợ vận động và tập luyện phục hồi chức năng thường được sử dụng. Trong các thiết bị này, cơ cấu

cân bằng thường được sử dụng để giảm ảnh hưởng của trọng lực do khối lượng của vật cần di chuyển tạo ra. Ngoài ra, người bị hạn chế khả năng vận động phải thực hiện các thao tác như cầm, nắm, mang, di chuyển các vật có khối lượng khác nhau. Vì vậy, phát triển các cơ cấu cân bằng cho phép điều chỉnh để duy trì trạng thái cân bằng khi tải trọng thay đổi là nhu cầu cấp thiết. Tuy nhiên, các cơ cấu cân bằng hiện nay có kết cấu phức tạp, cồng kềnh, nặng. Do đó, chúng không phù hợp cho việc lắp lên xe lăn hoặc mang mặc trên người để hỗ trợ vận động cho người sau đột quỵ. Hiện nay, có một số cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm có kết cấu nhỏ gọn thuận lợi cho việc gắn lên xe lăn. Tuy nhiên, quá trình điều chỉnh tải trọng phải sử dụng năng lượng lớn. Điều này không phù hợp cho người bị yếu cơ.

Từ những phân tích trên, tác giả nhận thấy cần phải phát triển một cơ cấu cân bằng trọng lực mới có kích thước nhỏ gọn, nhẹ và dễ dàng điều chỉnh độ cứng của lò xo để duy trì điều kiện cân bằng khi thay đổi tải trọng. Do đó, tác giả chọn hướng nghiên cứu “*Phát triển và tối ưu hóa cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm*” để phát triển trong luận án này.

1.3.2 Ý nghĩa khoa học thực tiễn của đề tài

Ý nghĩa khoa học bao gồm:

- Phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực có khả năng điều chỉnh tải trọng trong phạm vi từ 250 gr đến 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 đến 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 gr đến 1000 gr, phạm vi cân bằng từ 0 đến 30 độ.

Ý nghĩa thực tiễn bao gồm:

- 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 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 cấu cho phép điều chỉnh tải trọng để duy trì trạng thái cân bằng. Phương pháp điều chỉnh không sử dụng năng lượng là được áp dụng. Bên cạnh đó luận án cũng phát triển các quy trình thiết kế, tối ưu để thiết kế các chi tiết quan trọng trong cơ cấu cân bằng trọng lực.

1.5 Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của luận án này bao gồm: (i) Lò xo phẳng mềm, (ii) khớp xoay mềm, (iii) 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 các chi tiết quan trọng trong cơ cấu cân bằng trọng lực (Lò xo phẳng và khớp xoay mềm).
- Xây dựng các quy trình để thiết kế, phân tích và tối ưu cho các chi tiết đàn hồi (Lò xo phẳng và khớp xoay mềm).
- Thí 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 chi trên.
- Cơ cấu cân bằng trọng lực đạt được cân bằng trong phạm vi 0 đến 30⁰.
- Cơ cấu cân bằng trọng lực cho phép điều chỉnh tải trọng trong giới hạn từ 250 gr đến 1000 gr mà không cần sử dụng năng lượng.
- Cơ cấu cân bằng 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

- 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 giải tích và các phương pháp mô hình hóa thông minh dựa trên trí tuệ nhân tạo.
- Phương pháp tối ưu hóa.
- Phương pháp thực nghiệm.

Chương 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Chương 2 trình bày một số lý thuyết sẽ sử dụng để thiết kế và tối ưu hóa thiết kế cho cơ cấu cân bằng trọng lực và các chi tiết quan trọng trong cơ cấu cân bằng trọng lực. Đầu tiên, lý thuyết để thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực được trình bày. Tiếp theo, các lý thuyết được sử dụng cho nghiên cứu này cũng được trình bày.

2.1 Cơ cấu cân bằng trọng lực

2.1.1 Nguyên lý cân bằng trọng lực

Một thiết bị được xem là cân bằng trọng lực nếu không cần cung cấp nguồn năng lượng từ bộ truyền động nhưng nó vẫn có thể giữ cho hệ thống ổn định ở bất kỳ vị trí hay cấu hình nào. Về cơ bản, khi đạt được trạng thái cân bằng, máy móc, thiết bị có thể hoạt động như trong môi trường chân không. Nguồn năng lượng cung cấp cho thiết bị chủ yếu để tăng gia tốc và thắng các lực ma sát [67].

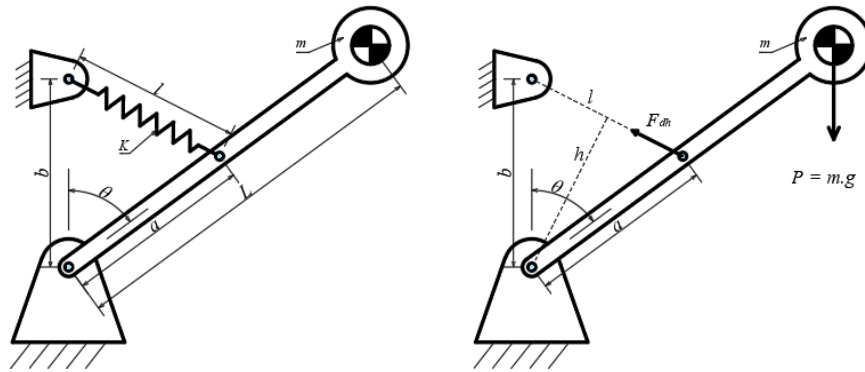
Hiện nay, cơ cấu cân bằng có thể được biểu diễn ở các dạng: (i) Tổng mô men tác dụng lên cơ cấu bằng không. (ii) Tổng thế năng của hệ thống là một hằng số. (iii) Hệ thống có bộ điều khiển để bù cho tình trạng mất cân bằng của máy một cách tức thời khi thiết bị làm việc.

- Nguyên lý cân bằng trọng lực với tổng mô men tác dụng lên cơ cấu bằng không: một cơ hệ được xem là cân bằng khi tổng mô men tác dụng lên cơ hệ bằng không. Lúc này cơ hệ có thể ổn định ở bất kỳ trạng thái nào.
- Nguyên lý cân bằng trọng lực bằng cách duy trì thế năng của hệ thống: Dựa trên nguyên lý này, tổng thế năng do lực trọng trường và thế năng của các chi tiết biến dạng đàn hồi phải là một hằng số. Khi đó, thế năng sẽ không bị thay đổi theo góc xoay làm việc.

Đối với cơ cấu cân bằng bị động như Hình 2.1, phương trình cân bằng được biểu diễn theo công thức sau:

$$m.g.L = K.a.b \quad (2.1)$$

Trong đó: m là khối lượng của vật, g là gia tốc trọng trường, L là chiều dài của thanh liên kết, K là độ cứng của lò xo, a , b là khoảng cách từ tâm quay đến điểm kết nối của lò xo.



Hình 2.1: Mô hình tĩnh học của cơ cấu cân bằng trọng lực

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

Từ Công thức (2.1) cho thấy khi giá trị m thay đổi, để duy trì trạng thái cân bằng thì một trong bốn yếu tố là L , K , a hoặc b phải được điều chỉnh. Tuy nhiên, việc điều chỉnh chiều dài L gặp nhiều khó khăn. Do đó, các cơ cấu cân bằng trọng lực có thể điều chỉnh tải trọng thường điều chỉnh độ cứng K hoặc điểm kết nối của lò xo để thay đổi khoảng cách a hoặc b .

2.1.2.1 Điều chỉnh điểm kết nối của lò xo

Phương pháp điều chỉnh điểm kết nối của lò xo để duy trì trạng thái cân bằng đã được sử dụng nhiều trong thời gian qua [11, 57, 58, 68]. Nguyên lý của phương pháp này là thay đổi giá trị a và b .

Từ Phương trình cân bằng (2.1) Giả sử m thay đổi một lượng Δm , khi đó để đảm bảo duy trì trạng thái cân bằng thì phải thay đổi vị trí điểm kết nối để thay đổi a hoặc b một lượng Δa hoặc Δb . Khi đó Phương trình (2.1) sẽ thay đổi như sau:

$$(m + \Delta m).g.L = K.(a + \Delta a).b \quad (2.2)$$

hoặc

$$(m + \Delta m).g.L = K.a.(b + \Delta b) \quad (2.3)$$

Như vậy khi m thay đổi một lượng Δm , để duy trì trạng thái cân bằng, điểm kết nối của lò xo cần phải thay đổi một lượng tương ứng.

$$\Delta a = \frac{\Delta m.g.L}{K.b} \quad (2.4)$$

hoặc

$$\Delta b = \frac{\Delta m.g.L}{K.a} \quad (2.5)$$

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

2.1.2.2 Điều chỉnh độ cứng của lò xo

Trong thời gian qua, phương pháp điều chỉnh độ cứng của lò xo để duy trì trạng thái cân bằng được sử dụng khá phổ biến. Để điều chỉnh độ cứng lò xo có hai cách. (1) Tạo ra biến dạng ban đầu cho lò xo [29] và (2) thay đổi số vòng xoắn làm việc của lò xo [56].

Theo cách (1), để điều chỉnh độ cứng của lò xo bằng cách tạo ra biến dạng ban đầu thì cần phải sử dụng một lực tác dụng lớn. Lực này có thể sử dụng từ các động cơ điện

hoặc hệ thống khí nén, v.v. Khi sử dụng nguồn năng lượng này thì kết cấu trở nên phức tạp, đôi khi nguồn năng lượng không có sẵn hoặc nếu có thì ưu tiên cho các chức năng khác. Hoặc nguồn năng lượng là lực cơ của người sử dụng thiết bị. Phương pháp điều chỉnh này không phù hợp với các thiết bị hỗ trợ vận động cho người có cơ yếu. Do đó, luận án này sử dụng phương pháp điều chỉnh độ cứng lò xo bằng cách thay đổi số vòng xoắn làm việc của lò xo theo cách (2).

Từ Công thức (2.1) khi m thay đổi một lượng Δm . Khi đó, độ cứng của lò xo phải được điều chỉnh một lượng ΔK để duy trì trạng thái cân bằng.

$$\Delta K = \frac{\Delta m \cdot g \cdot L}{a \cdot b} \quad (2.6)$$

2.2 Thiết kế thực nghiệm

Thiết kế thực nghiệm là một kỹ thuật nhằm mục đích thu thập được nhiều thông tin với một tập hợp các thực nghiệm được thực hiện trên máy tính hoặc trong phòng thí nghiệm. Để có thể đánh giá đầy đủ các tác động của yếu tố đầu vào đến các đáp ứng đầu ra, hiện nay có một số phương pháp thiết kế thực nghiệm được sử dụng phổ biến như sau.

2.2.1 Thiết kế thực nghiệm đầy đủ yếu tố

Thiết kế thực nghiệm đầy đủ là sự kết hợp của tất cả các yếu tố với tất cả các mức độ của các yếu tố [69]. Thiết kế này cho phép thay đổi tất cả các yếu tố đồng thời thay vì thay đổi từng yếu tố. Sử dụng phương pháp này cho phép đánh giá đầy đủ ảnh hưởng của các biến độc lập lên biến phụ thuộc và cả ảnh hưởng lẫn nhau của các biến độc lập lên biến phụ thuộc. Tuy nhiên, khi số lượng yếu tố đầu vào lớn, số mức của yếu tố đầu vào nhiều thì phương pháp này đòi hỏi số thực nghiệm lớn sẽ tốn rất nhiều thời gian, công sức và tiền bạc cho việc thực nghiệm. Phương pháp này chỉ có hiệu quả tốt khi số yếu tố nhỏ khoảng 2 đến 3 yếu tố.

2.2.2 Thiết kế thực nghiệm tổng hợp trung tâm

Thiết kế thực nghiệm tổng hợp trung tâm (central composite design - CCD) hay còn gọi là thiết kế thực nghiệm Box và Wilson [70]. Nó được thành lập bằng cách sử dụng thiết kế đầy đủ yếu tố, thiết kế giai thừa hoặc thiết kế phân số. Thiết kế này sử dụng các điểm thực nghiệm ở trung tâm kết hợp với các điểm thực nghiệm lân cận của miền thực nghiệm để ước tính độ cong của bề mặt đáp ứng. Có ba loại thiết kế CCD đó là thiết kế tổng hợp trung tâm với các điểm thực nghiệm trên đường tròn ngoại tiếp của miền thiết kế. Thiết kế tổng hợp trung tâm với các điểm thực nghiệm trên đường tròn nội tiếp của miền thiết kế. Thiết kế tổng hợp trung tâm với các điểm thực nghiệm nằm trên bề mặt của miền thiết kế.

2.2.3 Thiết kế thực nghiệm sử dụng mảng trực giao Taguchi

Phương pháp Taguchi sử dụng hai công cụ chính, đó là tín hiệu trên nhiễu (S/N) và mảng trực giao. S/N là tỷ số giữa giá trị trung bình của phản hồi và độ lệch chuẩn. Phương pháp Taguchi sử dụng S/N để đo độ lệch của chất lượng so với giá trị mong muốn. Sai lệch này gọi là hệ số nhiễu. Tùy thuộc vào mục đích thiết kế có ba đặc điểm chất lượng mong muốn "trung bình là tốt nhất", "nhỏ nhất là tốt nhất" và "lớn nhất là tốt nhất". Công thức của chúng có thể được trình bày như sau [71]:

Trung bình là tốt nhất:

$$S / N = 10 \log_{10} \left[\left(\frac{\bar{y}}{s} \right)^2 \right] \quad (2.7)$$

Nhỏ nhất là tốt nhất

$$S / N = -10 \log_{10} \left(\frac{\sum_{i=1}^N y_i^2}{N} \right) \quad (2.8)$$

Lớn nhất là tốt nhất

$$S / N = -10 \log_{10} \left(\frac{\sum_{i=1}^N \frac{1}{y_i^2}}{N} \right) \quad (2.9)$$

Trong đó: y_i là giá trị đáp ứng của thực nghiệm thứ i , N là số lượng điểm thực nghiệm.

Mảng trực giao là một ma trận kết hợp các biến thiết kế với các mức độ khác nhau để đảm bảo cân bằng giữa các mức của các biến thiết kế [71]. Phương pháp Taguchi sử dụng mảng trực giao để giảm số lượng thực nghiệm cần thiết trong khi vẫn đảm bảo các biến thiết kế được đánh giá độc lập.

2.3 Phương pháp mô hình hóa

Để mô hình hóa các ứng xử của cơ cấu mềm, các nhà khoa học đã phát triển nhiều phương pháp khác nhau chẳng hạn như: Lý thuyết biến dạng đàn hồi của dầm (Euler-Bernouilly Beam theory) [72] được sử dụng để phân tích tĩnh học. Tuy nhiên, phương pháp này khó sử dụng cho cơ cấu có kết cấu phức tạp, đồng thời phương pháp này không cho độ chính xác cao. Phương pháp phân tích ma trận phù hợp (analytical compliance-based matrix method) [73] được phát triển để để phân tích tĩnh học, phương pháp có thể dùng để phân tích cơ cấu có kết cấu phức tạp. Tuy nhiên, phương pháp cho độ chính xác thấp và chỉ phù hợp cho mô hình khớp biến dạng đàn hồi dạng tròn. Định lý thứ hai của Castigliano [74] khó thực hiện cho những kết cấu có cấu trúc phức tạp và độ chính xác đạt được của phương pháp thấp. Phương pháp của Ryu [75] có thể sử dụng để phân tích tĩnh học và động học và có thể áp dụng cho những cấu hình phức tạp. Tuy nhiên, độ chính xác thấp khi phân tích tĩnh và chỉ phù hợp cho các cơ cấu sử dụng khớp bản lề uốn. Phương pháp giả cứng (Pseudo-rigid-body model) [76] có thể thực hiện dễ dàng.

Tuy nhiên, khó phân tích cho mô hình phân tán. Phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) [62] là phương pháp có thể phân tích cho bất kỳ cấu hình nào, độ chính xác phân tích cao. Trong đề tài này, cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế bằng cách sử dụng cơ cấu mềm. Cơ cấu sử dụng một lò xo phẳng và một khớp xoay mềm. Hai chi tiết biến dạng đàn hồi này có kết cấu khá phức tạp, tính phi tuyến cao. Do đó, FEM phối hợp với các phương pháp xây dựng mô hình xấp xỉ thông minh dựa trên trí tuệ nhân tạo được sử dụng để mô hình hóa các ứng xử cho các chi tiết đàn hồi.

2.3.1 Phương pháp phần tử hữu hạn

Ngày nay với sự phát triển mạnh mẽ của công nghệ vật liệu bán dẫn, các máy tính có bộ xử lý lớn đã giúp ích rất nhiều cho việc mô phỏng các ứng xử của các chi tiết máy. Nó giúp giảm thời gian cho quá trình phân tích rất nhiều. FEM [62] có thể được thực hiện bằng các phần mềm ANSYS, ABAQUS, COMSOL, v.v.

Để thực hiện phân tích phần tử hữu hạn (Finite element analysis - FEA), đầu tiên mô hình phải được xây dựng. Mô hình phân tích có thể xây dựng dạng 2D hoặc 3D. Sau đó, các phần tử lưới được thiết lập. Đây cũng là bước rất quan trọng của quá trình mô phỏng, bởi vì chất lượng của lưới ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác của quá trình phân tích. Nếu lưới được chia có độ đồng nhất về kích thước và có độ mịn cao thì kết quả phân tích càng chính xác. Tuy nhiên, quá trình phân tích sẽ mất nhiều thời gian hơn và sử dụng nhiều nguồn tài nguyên của máy tính hơn.

2.3.1.1 Chia lưới

Thông thường với các bài toán tĩnh, tuyến tính. Người ta thường chia lưới toàn cục vì cách chia này đảm bảo kết quả chính xác và tiết kiệm thời gian cho quá trình phân tích. Đối với các phân tích động học của những bài toán phi tuyến. Thời gian phân tích và độ chính xác của kết quả phân tích chịu ảnh hưởng lớn bởi kết quả chia lưới. Do đó, những vị trí mà cần xử lý lớn thường phải tinh chỉnh lưới để kích thước lưới mịn hơn. Ở những vị trí ít ứng xử thì lưới có thể chia với kích thước lớn. Thông thường phân tích

tính học trong ANSYS Workbench thường sử dụng ba dạng phần tử lưới đó là Hexa, Tetra và Prism.

2.3.1.2 Chất lượng lưới

Chất lượng của lưới trong ANSYS Workbench thường được đánh giá bằng các tiêu chuẩn sau: Element Quality, Spect Ratio, Jacobean Ration, Warping Factor, Parallel Deviation, Maximum Corner Angle, Skewness, Orthogonal Quality. Trong đó tiêu chuẩn Skewness thường được sử dụng. Skewness là tiêu chí sử dụng giá trị độ lệch để đánh giá chất lượng chia lưới. Giá trị này thường dựa vào mức độ sai khác góc trên các bề mặt của phần tử được chia so với phần tử lý tưởng. Trị số dùng để đánh giá chất lượng của lưới theo tiêu chuẩn Skewness được trình bày trong bảng 2.1.

Bảng 2.1: Giá trị Skewness và chất lượng lưới [77]

Giá trị	1	0,9 - 1	0,75 - 0,9	0,5 - 0,75	0,25 - 0,5	0 - 0,25	0
Chất lượng	Quá xấu	Xấu	Kém	Trung bình	Khá	Xuất sắc	Đều

Theo định nghĩa Skewness, đối với mô hình 2D chất lượng của lưới được xem là tốt khi giá trị của lưới nhỏ hơn 0,1. Đối với mô hình 3D chất lượng của lưới được xem là tốt khi giá trị của nó nhỏ hơn 0,4.

Giá trị Skewness được tính thông qua giá trị chuẩn hóa lớn nhất của góc trên bề mặt hoặc phần tử và được tính như sau:

$$\max \left\{ \frac{\beta_{\max} - \beta_e}{180 - \beta_e}, \frac{\beta_e - \beta_{\min}}{\beta_e} \right\} \quad (2.10)$$

Trong đó: β_e là góc lý tưởng (ví dụ: $\beta_e = 60^\circ$ đối với phần tử tam giác, $\beta_e = 90^\circ$ đối với phần tử hình vuông) β_{\max} là góc lớn nhất, β_{\min} là góc nhỏ nhất).

Sau khi chia lưới và gắn các điều kiện biên, quá trình mô phỏng được thực hiện.

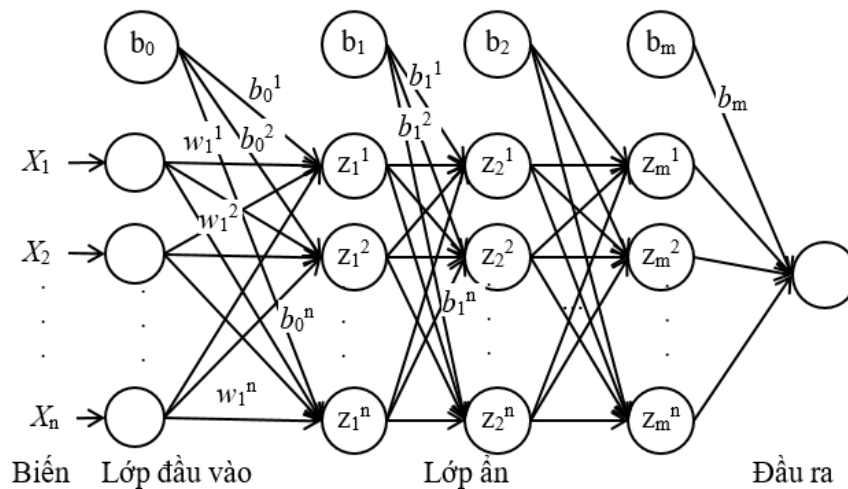
Kết quả của quá trình mô phỏng là dữ liệu thể hiện các ứng xử của mô hình cần phân tích. Từ bộ dữ liệu này, các mô hình thay thế có thể được thành lập bằng các phương pháp khác nhau như: Mạng nơ ron học sâu, RSM, mô hình Kriging, mạng nơ ron thích nghi mờ, v.v.

2.3.2 Phương pháp mạng nơ ron học sâu

Mạng nơ ron học sâu (Deep forward neural network - DFNN) là một chương trình học máy. Nó có thể sử dụng bộ dữ liệu có sẵn để xây dựng mối quan hệ giữa các tham số đầu vào và các đáp ứng đầu ra. DFNN đã được sử dụng hiệu quả để xây dựng các mô hình thay thế trong nhiều lĩnh vực khác nhau [78]. Sơ đồ làm việc của DFNN được minh họa như Hình 2.2. Dữ liệu đầu vào của nút thứ j của lớp thứ i được xác định như sau.

$$z_i^j = \sum_{i=1}^n (w_i^j . a_{i-1}^j) + b_i^j \quad (2.11)$$

Trong đó: w_i^j là trọng số đầu vào của nút thứ j của lớp ẩn thứ i , b_i^j là hằng số được gọi là độ lệch (bias), a_{i-1}^j là đầu ra của nút thứ j của lớp ẩn thứ $i - 1$.



Hình 2.2: Cấu trúc của DFNN

Đầu ra của nút thứ j của lớp thứ i là kết quả biến đổi của thông số đầu vào của nút

thứ j của lớp thứ i thông qua một hàm kích hoạt.

$$a_i^j = g(z_i^j) \quad (2.12)$$

Trong đó: g là hàm kích hoạt.

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. Đây là phương pháp rất hữu ích cho việc xây dựng mô hình toán [79]. RSM được sử dụng phổ biến trong nhiều lĩnh vực nghiên cứu khác nhau. Trong đó, một trong những ứng dụng nổi bật là mô hình hóa mối quan hệ giữa biến thiết kế với các đáp ứng đầu ra. Trong phương pháp này, các đặc tính đầu ra được gọi là các đáp ứng. Các thông số đầu vào được gọi là các biến độc lập. Mối quan hệ giữa đáp ứng đầu ra và các biến đầu vào độc lập được thể hiện qua công thức sau.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + \varepsilon \quad (2.13)$$

Trong đó: f là một hàm chưa biết, ε là lượng sai số do các yếu tố không được biểu diễn trong hàm f gây ra. x_i là các biến độc lập.

Vì f là hàm chưa biết trước, nên chúng ta phải xấp xỉ nó. Trong một vài trường hợp các hàm bậc thấp được sử dụng cho mô hình gần đúng. Vì hàm số có bậc càng thấp càng dễ phân tích và tốn ít thời gian phân tích. Tuy nhiên, nếu bậc của hàm quá thấp thì mô hình xấp xỉ sẽ có độ chính xác thấp. Vì vậy, trong quá trình nghiên cứu không phải lúc nào cũng chọn hàm bậc cao, cũng không phải lúc nào cũng chọn hàm bậc thấp mà việc lựa chọn này phải dựa vào bộ dữ liệu cụ thể. Trong các nghiên cứu, hai dạng phương trình thường được chọn để xấp xỉ trong RSM là hàm bậc một và hàm bậc hai.

Phương trình bậc một có dạng.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n + \varepsilon \quad (2.14)$$

Phương trình bậc hai có dạng.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{j < i=2}^n \sum_{i=2}^n \beta_{ji} x_j x_i + \varepsilon \quad (2.15)$$

Trong đó: β là các hằng số hồi quy, ε sai số của mô hình, x là các biến độc lập.

2.3.4 Mạng nơ ron thích nghi mờ

Mạng nơ ron thích nghi mờ (Adaptive neuro fuzzy inference system - ANFIS) là phương pháp phổ biến được sử dụng để xấp xỉ các mô hình có tính phi tuyến cao [80, 81]. Cấu trúc của ANFIS gồm 4 lớp như Hình 2.3.

Lớp 1 được xem như lớp mờ. Trong lớp này, dữ liệu đầu vào được làm mờ thông qua các hàm quan hệ. Kết quả của quá trình mờ hóa được tính theo công thức:

$$P_i^1 = \mu_{x_i}; i = 1, 2 \quad (2.16)$$

$$P_i^1 = \mu_{y_{i-2}}; i = 3, 4 \quad (2.17)$$

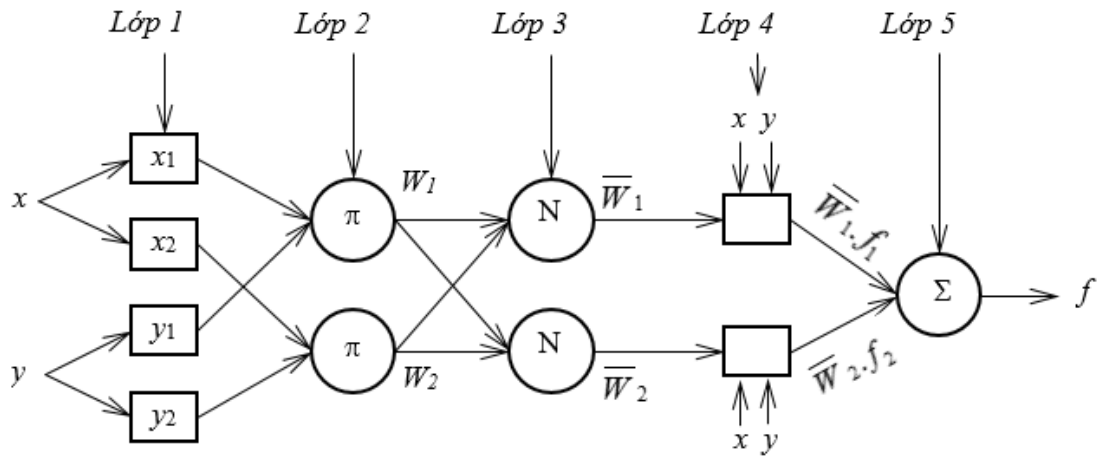
Trong đó: i là số lượng biến số đầu vào, P là đầu ra của lớp thứ nhất.

Lớp 2 được định nghĩa là lớp quy tắc. Trong lớp này, cường độ kích hoạt (w_i) cho các quy tắc được tạo ra dựa vào kết quả đầu ra trong lớp 1. Chúng được tính như sau.

$$P_i^2 = w_i = \mu_{x_i} \cdot \mu_{y_i}, i = 1, 2 \quad (2.18)$$

Lớp 3 được gọi là lớp chuẩn hóa. Giá trị đầu ra của lớp này được tính bằng công thức:

$$P_i^3 = \bar{w}_i = \frac{w_i}{\sum w_i}, i = 1, 2 \quad (2.19)$$



Hình 2.3: Cấu trúc mạng nơ ron thích nghi mờ

Lớp 4 được gọi là lớp giải mờ, giá trị đầu ra của lớp này được tính bằng công thức:

$$P_i^4 = \bar{w}_i(p_i x + q_i y + r_i), i = 1, 2 \quad (2.20)$$

Lớp 5 gọi là lớp cuối, Trong lớp này mô hình xấp xỉ được tạo ra và kết quả của mô hình được tính như sau:

$$P_i^5 = f = \sum_{i=1}^2 w_i \cdot f_i = \frac{w_1 \cdot f_1 + w_2 \cdot f_2}{w_1 + w_2} \quad (2.21)$$

Trong đó: f là các đáp ứng, P là đầu ra của các lớp, w là cường độ kích hoạt.

2.4 Phương pháp tối ưu hóa

Để nâng cao hiệu quả làm việc của các chi tiết, cơ cấu, các nhà nghiên cứu thường sử dụng quá trình tối ưu hóa. Bản chất của quá trình tối ưu là tìm kiếm các giải pháp tốt nhất trong miền không gian thiết kế bằng cách so sánh các giải pháp khác nhau để tìm kiếm một giải pháp tốt nhất có thể. Cách thức để tìm ra các giải pháp tối ưu được gọi là thuật toán tối ưu.

Với sự phát triển như vũ bão của kỹ thuật máy tính, tối ưu hóa đã trở thành một bước không thể thiếu trong quá trình thiết kế. Hiện nay, bài toán tối ưu thường được giải bằng hai loại thuật toán đó là: (a) Thuật toán xác định và (b) thuật toán ngẫu nhiên. Thuật toán xác định là thuật toán mà kết quả đầu ra luôn là một kết quả không đổi và kết quả chỉ phụ thuộc vào các yếu tố đầu vào mà không phụ thuộc vào quá trình. Trong khi đó, thuật toán ngẫu nhiên không chỉ phụ thuộc các yếu tố đầu vào mà còn dựa vào kỹ thuật tìm kiếm giải pháp tối ưu. Thuật toán này có xem xét đến các yếu tố quá trình và trọng số trong quá trình tìm kiếm. Những năm gần đây, thuật toán tối ưu ngẫu nhiên thường được sử dụng để giải quyết các bài toán tối ưu. Trong luận án này, các thuật toán ngẫu nhiên được áp dụng để tìm kiếm các nghiệm tối ưu cho quá trình 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) được Murata và Ishibuchi phát triển (1995) [82]. MOGA là thuật toán tìm kiếm nghiệm tối ưu cho bài toán đa mục tiêu. Giải pháp của thuật toán là sự kết hợp các hàm đơn mục tiêu thành một hàm đa mục tiêu vô hướng phù hợp. Trong quá trình kết hợp này mỗi một hàm mục tiêu được gán một trọng số không xác định. Do đó, thuật toán này có thể giới thiệu các giải pháp Parato tối ưu. Lưu đồ giải thuật MOGA được trình bày trong Hình A1 (Phụ lục A). Thuật toán được trình bày ngắn gọn như sau:

- **Bước 1:** Khởi tạo tập nghiệm ban đầu.
- **Bước 2:** Đánh giá các cá thể

Tính toán giá trị của của hàm mục tiêu cho mỗi nghiệm trong tập nghiệm ban đầu. Cập nhật bộ Pareto giải pháp tối ưu.

- **Bước 3:** Lựa chọn

Giá trị $f(x)$ của mỗi giải pháp tối ưu được tính toán bằng cách sử dụng các trọng số một cách ngẫu nhiên cho từng hàm đơn mục tiêu. Giá trị $f(x)$ được xác định như sau:

$$f(x) = \sum_{i=1}^n w_i \cdot f_i(x) \quad (2.22)$$

Trong đó: f_i là hàm đơn mục tiêu thứ i , x là biến số, w_i là trọng số của hàm mục tiêu thứ i , n là số lượng hàm đơn mục tiêu.

Trọng số w_i được chọn ngẫu nhiên trong phạm vi $[0, 1]$ và được tính như sau:

$$w_i = \frac{rnd_i(.)}{\sum_{j=1}^n rnd_j(.)}, i = 1, 2, \dots, n \quad (2.23)$$

Trong đó: rnd_j là một số không âm.

Chọn một cặp cá thể trong các cá thể hiện tại theo xác suất lựa chọn như sau:

$$P(x) = \frac{f(x) - f_{\min}(\psi)}{\sum_{x \in \psi} \{f(x) - f_{\min}(\psi)\}} \quad (2.24)$$

Trong đó: $P(x)$ là xác suất lựa chọn của cá thể trong quần thể ψ

$$f_{\min}(\psi) = \min \{f(x) / x \in \psi\} \quad (2.25)$$

Bước này được lập lại N_{selec} lần để tạo ra N_{pop} cá thể con bằng cách lai trong bước tiếp theo. Trong mỗi lần lựa chọn, trọng số w_i được tính theo Công thức (2.23).

- **Bước 4:** Lai chéo

Các cá thể con được tạo ra bằng cách chéo hóa cặp cá thể được chọn với xác suất chéo P_c . Số cá thể con được tạo ra khi chéo hóa là N_{pop} ($N_{selec} = N_{pop}$ lần nếu mỗi lần chéo hóa chỉ tạo ra một cá thể con).

- **Bước 5:** Đột biến

Với mỗi cá thể được tạo ra trong phép chéo hóa sẽ được đột biến với xác suất đột biến P_m cho trước.

- **Bước 6:** Chiến lược tinh hoa

Loại bỏ ngẫu nhiên N_{elit} cá thể vừa được tạo ra trong các bước trước, đồng thời thêm vào N_{elit} cá thể trong tập Pareto giải pháp tối ưu dự kiến vào tập nghiệm hiện tại.

- **Bước 7:** Kiểm tra điều kiện dừng

Nếu điều kiện dừng chưa thỏa mãn thì trở lại bước 2, ngược lại thì sang bước 8.

- **Bước 8:** Lựa chọn giải pháp tối ưu

Một tập các Pareto giải pháp tối ưu cuối cùng được đề xuất. Lúc này tùy theo mục đích sử dụng sẽ lựa chọn một giải pháp tối ưu mong muốn.

2.4.2 Thuật toán chu kỳ nước

Thuật toán chu kỳ nước (Water cycle algorithm - WCA) là thuật toán ngẫu nhiên, lấy ý tưởng từ chu trình của nước trong tự nhiên. Nước từ sông, suối, ao, hồ, đại dương, bốc hơi tạo thành mây, sau đó lại tạo thành mưa, tiếp theo các hạt mưa sẽ chảy vào suối, sông và sông sẽ chảy vào hồ, biển. Khi nước chảy đến biển đồng nghĩa với việc đã tìm thấy nghiệm tối ưu. WCA được Eskandar và các cộng sự (2012) [83] phát triển để giải quyết bài toán tối ưu có ràng buộc. WCA đã được sử dụng hiệu quả để tìm nghiệm tối ưu cho các bài toán kỹ thuật trong những năm gần đây [84, 85]. Lưu đồ giải thuật WCA được trình bày trong Hình A2 (Phụ lục A).

- **Bước 1:** Lựa chọn các thông số của thuật toán.
- **Bước 2:** Khởi tạo các hạt mưa ban đầu một cách ngẫu nhiên.

$$X = \begin{bmatrix} x_1^1 & x_2^1 & \dots & x_{N_{var}}^1 \\ x_1^2 & x_2^2 & \dots & x_{N_{var}}^2 \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ x_1^{N_{pop}} & x_2^{N_{pop}} & \dots & x_{N_{raindrop}}^{N_{pop}} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

- **Bước 3:** Tính giá trị hàm mục tiêu cho từng nghiệm ban đầu. Dựa vào giá trị

tính được, nghiệm nào có giá trị thấp nhất được chọn làm biên (giải pháp tốt nhất), $N_{sr} - 1$ nghiệm có giá trị thấp tiếp theo được chọn làm sông và các nghiệm còn lại là suối. Giá trị của từng nghiệm được tính bằng công thức.

$$P_i = f(X_i), i = 1, 2, \dots, N_{pop} \quad (2.27)$$

Trong đó: P_i là giá trị của nghiệm thứ i , f là hàm mục tiêu.

- **Bước 4:** Xác định cường độ dòng chảy cho sông và biên bằng công thức.

$$NS_n = \text{round} \left\{ \frac{P_n}{\sum_{i=1}^{N_{sr}} P_i} \cdot N_{pop} \right\}, n = 1, 2, \dots, N_{sr} \quad (2.28)$$

- **Bước 5:** Vị trí mới của dòng suối khi chảy ra sông được tính bằng công thức.

$$X_{str}^{i+1} = X_{str}^i + \text{rand} \cdot C \cdot (X_R^i - X_{str}^i) \quad (2.29)$$

Trong đó, rand là một số ngẫu nhiên được chọn trong khoảng (0,1) và C là giá trị được chọn trong khoảng (1,2), giá trị C có giá trị càng gần 2 càng tốt, X_{str}^{i+1} là vị trí mới của dòng suối, X_{str}^i là vị trí hiện tại của dòng suối và X_R^i là vị trí của dòng sông tương ứng mà dòng suối chảy vào.

- **Bước 6:** Vị trí mới của dòng sông khi chảy ra biển được tính bằng công thức:

$$X_R^{i+1} = X_R^i + \text{rand} \cdot C \cdot (X_S^i - X_R^i) \quad (2.30)$$

Trong đó, rand là một số ngẫu nhiên có giá trị trong khoảng (0,1) và C là một giá trị được chọn trong khoảng (1,2), giá trị C có giá trị càng gần 2 càng tốt, X_R^{i+1} là vị trí mới của dòng sông, X_R^i là vị trí hiện tại của dòng sông và X_S^i là vị trí của biển.

- **Bước 7:** Hoán đổi vị trí giữa sông và suối.

Khi vị trí mới của dòng suối được xác định, giá trị mới của dòng suối sẽ được tính. Nếu giá trị mới của dòng suối nhỏ hơn giá trị của dòng sông tương ứng thì suối sẽ biến thành sông, sông biến thành suối. Còn không, thì tiếp tục quá trình.

- **Bước 8:** Hoán đổi giữa biển và sông.

Sau khi vị trí mới của dòng sông được xác định, giá trị của dòng sông được tính mới. Nếu giá trị của dòng sông nhỏ hơn giá trị của biển thì sông sẽ được chuyển thành biển và biển được chuyển thành sông. Ngược lại thì quá trình được tiếp tục.

- **Bước 9:** Kiểm tra điều kiện bay hơi

Để tránh tình trạng tối ưu cục bộ, thuật toán sử dụng điều kiện bay hơi. Trong WCA, quá trình bay hơi là quá trình nước biển bốc hơi khi sông hoặc suối chảy ra biển.

Khi toàn bộ hạt mưa đã được bốc hơi thì quá trình mưa sẽ được bắt đầu. Công thức để xác định điều kiện bốc hơi và tạo mưa được tính bằng công thức:

$$X_S^i - X_R^i < d_{\max}, i = 1, 2, 3 \dots N_{sr} - 1 \quad (2.31)$$

Trong đó d_{\max} là một số rất nhỏ, gần bằng không. Nếu khoảng cách giữa sông và biển nhỏ hơn d_{\max} thì sông đã chảy ra biển. trong trường hợp này, điều kiện bay hơi được áp dụng.

- **Bước 10:** Điều kiện mưa

Sau khi điều kiện bay hơi được thỏa mãn, quá trình mưa được áp dụng. Trong quá trình mưa, các hạt mưa mới tạo thành các dòng suối mới. Vị trí của các dòng suối mới được tính như sau:

$$X_{str}^{new} = LB + rand(UB - LB) \quad (2.32)$$

Trong đó: UB và LB là cận trên và dưới của các biến.

Sau đó, quá trình được quay lại bước 3 để tiếp tục quá trình tìm kiếm mới. Đối với những bài toán có ràng buộc, để tăng hiệu quả tìm kiếm nghiệm tối ưu. Khi các dòng suối chảy trực tiếp ra biển sẽ dùng Công thức (2.33) để xác định vị trí dòng suối mới. Sử dụng công này nhằm tạo ra các dòng suối chảy trực tiếp vào biển để cải thiện khả năng tìm kiếm nghiệm tối ưu.

$$X_{str}^{new} = X_s + \sqrt{\mu} \cdot rand(1, N_{var}) \quad (2.33)$$

Trong đó: μ là hằng số thể hiện phạm vi tìm kiếm gần khu vực biển, $rand$ là một số ngẫu nhiên có phân phối chuẩn. Giá trị μ lớn làm tăng khả năng thoát khỏi vùng khả thi, μ nhỏ giúp cho quá trình tìm kiếm trong phạm vi nhỏ gần giải pháp tối ưu. Giá trị thích hợp thường chọn 0,1.

- **Bước 11:** Giảm giá trị d_{max}

Trong thuật toán này, giá trị d_{max} điều khiển cường độ tìm kiếm gần biển. Nếu giá trị d_{max} lớn sẽ làm giảm thời gian tìm kiếm trong khi giá trị d_{max} nhỏ có thể giúp tăng mật độ tìm kiếm ở vùng lân cận của biển. Do đó, giá trị d_{max} cần phải được điều chỉnh giảm tương ứng.

- **Bước 12:** Kiểm tra các điều kiện dừng. Nếu các tiêu chí dừng được thỏa mãn, quá trình tìm kiếm sẽ kết thúc, nếu không thì quay lại bước 5.

2.4.3 Thuật toán tối ưu hóa bầy đàn

Kennedy và Eberhart (1995) [86] đã phát triển thuật toán tối ưu hóa bầy đàn (Particle swarm optimization - PSO) đầu tiên. Thuật toán dựa trên trí thông minh của bầy đàn thông qua giao tiếp giữa các thành viên trong một bầy khi kiếm thức ăn. Thuật toán không ngừng được phát triển theo thời gian để nâng cao hiệu quả giải quyết các bài toán phức tạp. [87, 88]. Lưu đồ giải thuật PSO được trình bày trong Hình A3 (Phụ lục A) với trình tự các bước như sau.

Bước 1: Khởi tạo tập nghiệm ban đầu (N). Mỗi một cá thể sẽ có N_i cá thể lân cận.

Bước 2: Tính giá trị của từng nghiệm dựa theo hàm mục tiêu (p_i)

$$p_i = f(x_i^t) \quad (2.34)$$

Trong đó: p_i^t là giá trị phù hợp của nghiệm thứ i của vòng lặp thứ t , x_i^t là giá trị các biến của nghiệm thứ i ở vòng lặp thứ t .

Bước 3: So sánh, chọn cá thể tốt nhất ($pbest$) (giải pháp tốt nhất).

Bước 4: Xác định các cá thể lân cận với cá thể có giá trị tốt nhất, xác định hệ số cho các biến.

Bước 5: Thay đổi tốc độ di chuyển cho quá trình tìm kiếm và thiết lập vị trí mới cho các cá thể. Vận tốc di chuyển và vị trí mới được tính bằng công thức sau:

$$\begin{cases} v_i^{t+1} = \omega \cdot v_i^t + \phi_1 \cdot u_1 (pbest^t - x_i^t) + \phi_2 \cdot u_2 (l_i^t - x_i^t) \\ x_i^{t+1} = x_i^t + v_i^{t+1} \end{cases} \quad (2.35)$$

Trong đó: ω là trọng số quán tính, thường chọn trong khoảng 0,4 đến 0,9, ϕ_1 , ϕ_2 là hệ số gia tốc thường dùng trong phạm vi [0,4], v là vận tốc di chuyển, $pbest$ là giá trị tốt nhất hiện tại, i là vị trí của các nghiệm lân cận nghiệm tốt nhất.

Bước 6: Tính giá trị mới cho các cá thể (p_i^{t+1}). So sánh giá trị tốt nhất của nghiệm trước đó với các giá trị của nghiệm mới. Giá trị của nghiệm nào tốt hơn thì nghiệm đó được chọn làm giải pháp tốt nhất và vị trí của nó là tốt nhất.

Bước 7: Kiểm tra điều kiện dừng. Sự phù hợp của giá trị tốt nhất hoặc số vòng lặp tối đa thường được chọn làm điều kiện dừng.

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

Mã code giả định của thuật toán WCMFO được trình bày trong phụ lục B.

2.4.4.1 Thuật toán con thiêu thân

Thuật toán tối ưu hóa con thiêu thân (Moth flame optimization - MFO) được phát triển bởi Mirjalili [89]. Thuật toán lấy ý tưởng từ việc bay trong đêm của con thiêu thân. Trong đêm tối, con thiêu thân có thể bay theo đường thẳng là nhờ chúng dựa vào ánh sáng của mặt trăng. Trong suốt quá trình bay, hướng bay của con thiêu thân hợp với đường nối từ mặt trăng đến con thiêu thân một góc không đổi. Lý thuyết của thuật toán MFO dựa trên phương pháp bay của con thiêu thân. Phương pháp này giúp con thiêu thân có thể bay thẳng trên một đoạn đường rất dài. Khi con thiêu thân nhìn thấy đóm lửa, chúng cũng cố gắng duy trì một hướng bay có góc không đổi so với đóm lửa. Tuy nhiên, vì khoảng cách giữa con thiêu thân với đóm lửa ngắn. Vì vậy, đường bay của con thiêu thân không còn là đường thẳng mà là đường xoắn ốc có tâm là đóm lửa và cuối cùng tất cả các con thiêu thân đều hội tụ về đóm lửa. Thuật toán MFO được trình bày một cách vắn tắt như sau: Đầu tiên, khởi tạo ngẫu nhiên tập nghiệm ban đầu gồm N nghiệm được gọi là các con thiêu thân. Tiếp theo, dựa vào hàm mục tiêu mà giá trị của từng nghiệm được tính toán. Kế tiếp, cá thể có giá trị tốt nhất được chọn làm đóm lửa. Sau đó, những con thiêu thân khác căn cứ vào đóm lửa để di chuyển và cập nhật vị trí mới. Mỗi khi cập nhật vị trí mới giá trị mới sẽ được tính. Tiếp theo, so sánh các giá trị mới với giá trị tốt nhất trước đó. Trong số các giá trị mới và giá trị tốt nhất trước đó nếu cá thể nào có giá trị tốt hơn thì sẽ được chuyển thành đóm lửa và tiếp tục thực hiện cuộc di cư của các con thiêu thân. Cuối cùng, những con thiêu thân sẽ hội tụ về vị trí tốt nhất được gọi là giải pháp tối ưu.

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

Thuật toán WCA có khả năng tìm kiếm tốt trong không gian thiết kế. Liên tục cập nhật vị trí của sông và suối trong quá trình chảy ra biển giúp rút ngắn thời gian tìm giải pháp tối ưu trong mỗi vòng lặp. Tuy nhiên, các đoạn đường di chuyển của suối đến sông và sông ra biển đều là những đường thẳng. Do đó, hiệu quả tìm kiếm trong không gian

không tốt. Trong khi đó, con thiêu thân với quỹ đạo di chuyển hình xoắn ốc nên hiệu quả tìm kiếm trong không gian thiết kế cao. Tuy nhiên, thuật toán con thiêu thân không có sự chia sẻ thông tin giải pháp tốt nhất giữa các vòng lặp do đó làm hạn chế hiệu quả khám phá [90].

Để phát huy các ưu điểm và loại bỏ các nhược điểm của hai thuật toán. Một thuật toán mới kết hợp nguyên lý của WCA và thuật toán MFO được gọi là thuật toán chu kỳ nước kết hợp con thiêu thân (WCMFO). Thuật toán này được cải thiện bằng cách sử dụng đường đi xoắn ốc của con thiêu thân để cập nhật vị trí của các con suối và sông. Sông và suối được cập nhật vị trí mới dọc theo đường di chuyển xoắn ốc của con thiêu thân làm tăng đáng kể khả năng tìm kiếm trong không gian thiết kế. Một cải tiến khác của thuật toán này là quá trình tạo mưa. Mục đích của việc tạo mưa là tạo ra sự ngẫu nhiên cho thuật toán. Để tăng tính ngẫu nhiên cho thuật toán, hai điều kiện mưa được sử dụng. Thứ nhất, khi khoảng cách giữa sông và biển hoặc suối và sông nhỏ hơn d_{max} , thuật toán sẽ tạo ra mưa. Thứ hai, vị trí của các hạt mưa sẽ được tạo ngẫu nhiên trong không gian thiết kế bởi đường bay *Levy*. Điều này giúp cho thuật toán WCMFO có thể giữ lại những vị trí của dòng sông, suối có giá trị tốt hơn những vị trí của dòng sông, suối mới được cập nhật.

Vị trí mới của dòng sông hoặc suối được cập nhật dựa theo phương trình.

$$X^{i+1} = X^i + Levy(dim) \otimes X^i \quad (2.36)$$

Ở đây: X^{i+1} là vị trí mới, X^i là vị trí hiện tại, dim là điều kiện biên hay số yếu tố. Đường bay *Levy* được xác định như sau:

$$Levy(x) = \frac{0.01\sigma r_1}{|r_2|^{\frac{1}{\beta}}} \quad (2.37)$$

Trong đó r_1, r_2 là các giá trị ngẫu nhiên được chọn trong phạm vi $[0,1]$, σ được tính

như sau:

$$\sigma = \left(\frac{\Gamma(1+\beta) \times \sin\left(\frac{\pi\beta}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1+\beta}{2}\right) \times \beta \times 2^{\frac{\beta-1}{2}}}\right)^{\frac{1}{\beta}} \quad (2.38)$$

2.5 Kết luận

Trong chương này trình bày các lý thuyết liên quan đến phân tích, tính toán và tối ưu hóa cho cơ cấu cân bằng trọng lực và cơ cấu mềm. Có hai nguyên lý cân bằng có thể sử dụng cho việc thiết kế cơ cấu cân bằng đó là tổng mô men bằng không và tổng thế năng là một hằng số. Nghiên cứu này sử dụng nguyên lý tổng mô men bằng không để phát triển cơ cấu cân bằng trọng lực.

Để điều chỉnh cơ cấu cân bằng khi tải trọng thay đổi có ba cách gồm: (i) Thay đổi vị trí điểm kết nối của lò xo, (ii) tạo biến dạng ban đầu cho lò xo và (iii) thay đổi số phân đoạn làm việc. Trong luận án này, phương pháp thay đổi số phân đoạn làm việc được sử dụng. Ngoài ra phương pháp thiết kế thực nghiệm, FEA, các phương pháp xây dựng mô hình thay thế và các phương pháp tối ưu ngẫu nhiên được trình bày và vận dụng trong các chương sau.

Chương 3 THIẾT KẾ CƠ CẤU CÂN BẰNG TRỌNG LỰC

Chương 3 trình bày một thiết kế của cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng cơ cấu mềm. Cơ cấu này được thiết kế có kết cấu nhỏ gọn, có thể điều chỉnh tải trọng. Đồng thời độ cứng của khớp xoay mềm và lò xo phẳng được tính toán. Nguyên lý điều chỉnh độ cứng của lò xo để cơ cấu duy trì được trạng thái cân bằng khi tải trọng thay đổi cũng được xác định.

3.1 Mục tiêu thiết kế

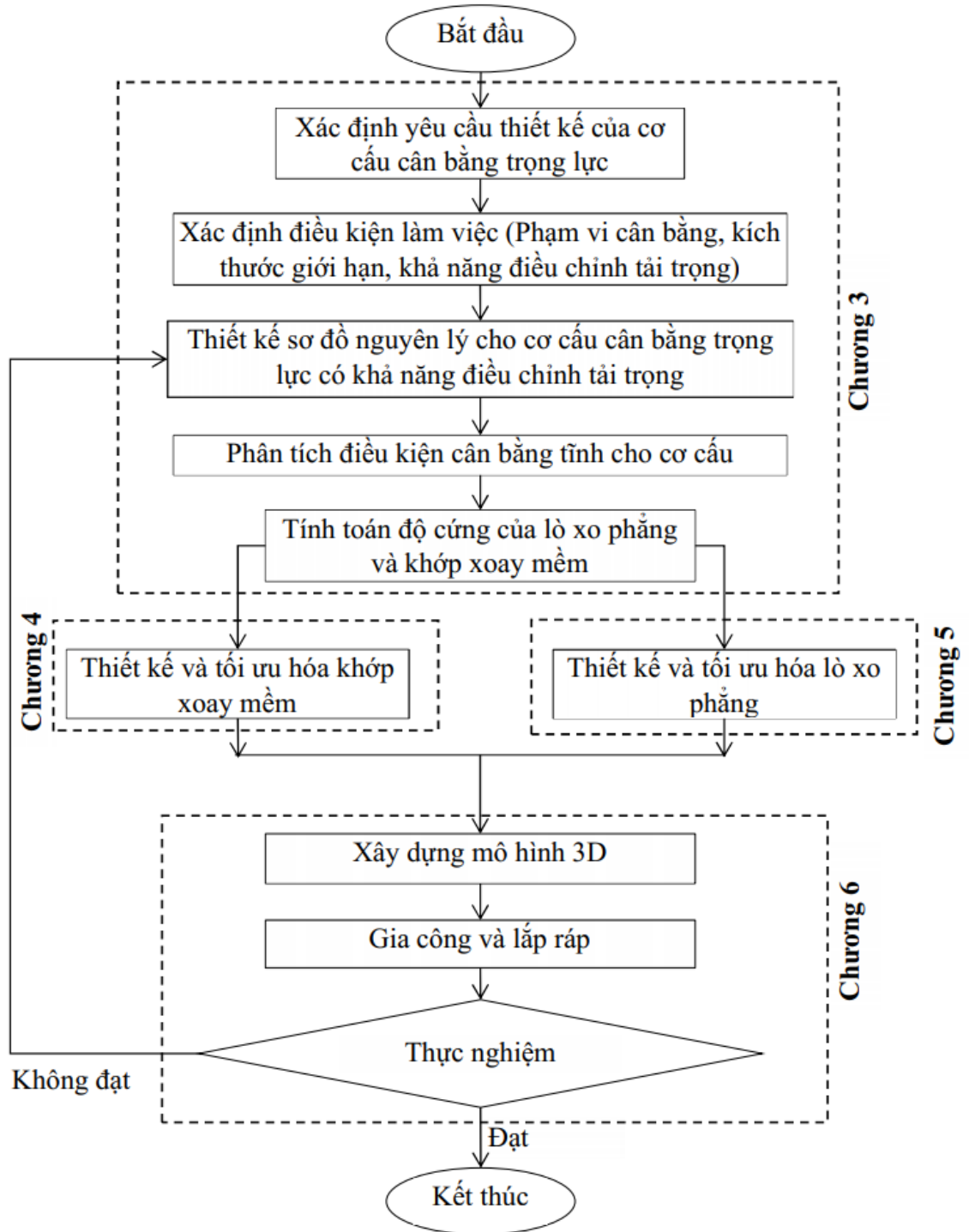
Dựa vào các nghiên cứu liên quan đến khả năng chuyển động của cánh tay người sau đột quy [3, 4] và quan sát sinh hoạt hàng ngày của người sau đột quy. Cơ cấu cân bằng thiết kế cần đảm bảo một số đặc tính sau.

- Cơ cấu cân bằng trọng lực một bậc tự do.
- Cơ cấu cân bằng trọng lực cho phép thay đổi tải trọng trong phạm vi từ 250 gr đến 1000 gr.
- Cơ cấu cân bằng trọng lực có thể thay đổi tải trọng bằng cách điều chỉnh độ cứng của lò xo thông qua thay đổi số lượng các phân đoạn làm việc.
- Quá trình điều chỉnh độ cứng của lò xo chỉ cần một lực nhỏ.

3.2 Quy trình thiết kế

Cơ cấu cân bằng trọng lực thiết kế cần phải đảm bảo loại bỏ ảnh hưởng của trọng lực trong suốt quá trình làm việc tại bất kỳ vị trí nào. Việc sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực nhằm đạt được kích thước nhỏ gọn, nhẹ để có thể lắp trên các thiết bị hỗ trợ vận động cho người yếu cơ. Ngoài ra, để cơ cấu cân bằng trọng lực có thể đáp ứng tốt yêu cầu làm việc, đòi hỏi hai chi tiết quan trọng trong cơ cấu là lò xo phẳng và khớp xoay mềm phải có độ cứng phù hợp. Do đó, nghiên cứu này đề xuất quy

trình thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực như Hình 3.1.



Hình 3.1: Quy trình thiết kế

Bước 1: Xác định vấn đề cần giải quyết, đây là bước khá quan trọng, cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế phải cho phép điều chỉnh tải trọng mà không cần năng lượng, phải có kết cấu nhỏ gọn, nhẹ.

Bước 2: Xác định điều kiện làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực, điều kiện làm việc bao gồm phạm vi làm việc của cơ cấu, giới hạn tải trọng có thể điều chỉnh và kích thước tổng thể của cơ cấu.

Bước 3: Thiết kế sơ đồ nguyên lý. Trong bước này cần xác định được nguyên lý làm việc của cơ cấu, nguyên lý điều chỉnh để duy trì trạng thái cân bằng khi tải trọng thay đổi. Trên cơ sở đó, Luợt đồ của cơ cấu cân bằng trọng lực cần thiết kế được phát thảo.

Bước 4: Xây dựng phương trình cân bằng tĩnh cho cơ cấu. Dựa trên bản vẽ nguyên lý, phương trình cân bằng mô men trong điều kiện tĩnh được thiết lập.

Bước 5: Dựa trên phương trình cân bằng mô men, tiến hành tính toán và chọn độ cứng của khớp xoay mềm sau đó dựa trên độ cứng của khớp xoay mềm để tính toán độ cứng của lò xo phẳng tương ứng với từng tải trọng cụ thể khi thay đổi.

Bước 6: Thiết kế và tối ưu hóa khớp xoay mềm, lò xo phẳng mềm. Trong bước này, quy trình thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa thông số hình học của khớp xoay mềm và lò xo phẳng được đề xuất để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa cho khớp xoay mềm và lò xo phẳng. Sau khi thu được kết quả tối ưu, mô hình của khớp xoay mềm và lò xo phẳng được chế tạo và thực nghiệm để đánh giá độ cứng của khớp xoay mềm và lò xo phẳng. Nếu giá trị độ cứng của khớp xoay mềm và lò xo phẳng không đảm bảo theo yêu cầu làm việc, thì phải quay về thiết kế và tối ưu hóa lại khớp xoay mềm, và lò xo phẳng. Nếu độ cứng thỏa mãn yêu cầu thì qua bước 7.

Bước 7: Xây dựng mô hình 3D của cơ cấu cân bằng trọng lực, từ kết quả tối ưu ở bước 6, một số chi tiết khác của cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế và xây dựng

thành mô hình 3D. Từ mô hình 3D này, quá trình chế tạo và lắp ráp cơ cấu cân bằng trọng lực được thực hiện.

Bước 8: Thực nghiệm đánh giá. Trong bước này, tác giả tiến hành thực nghiệm để kiểm tra khả năng làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực, các tải trọng lần lượt được thay đổi và đánh giá khả năng đạt được cân bằng của cơ cấu. Nếu kết quả đánh giá đạt yêu cầu thiết kế thì quá trình thiết kế kết thúc. Nếu cơ cấu làm việc không đạt được khả năng cân bằng và khả năng điều chỉnh tải trọng không cần sử dụng năng lượng thì phải quay về bước 3, thiết kế lại sơ đồ nguyên lý, sau đó lặp lại các bước 4, 5, 6, 7 và 8.

3.3 Lựa chọn vật liệu cho thiết kế

Lựa chọn vật liệu là một bước rất quan trọng trong quá trình thiết kế cơ khí. Vật liệu được lựa chọn phù hợp, kết hợp với cấu trúc hợp lý sẽ đảm bảo cho chi tiết máy đáp ứng được tất cả các yêu cầu làm việc. Theo Howell (2001) [91], có nhiều loại vật liệu có thể sử dụng cho thiết kế cơ cấu mềm. Tùy theo từng ứng dụng cụ thể mà sẽ có các tiêu chí lựa chọn riêng. Tuy nhiên, khi thiết kế cơ cấu mềm thì yếu tố biến dạng được quan tâm nhiều hơn yếu tố độ cứng. Trong khi đó, biến dạng của cơ cấu mềm phụ thuộc vào tính chất của vật liệu và cả cấu trúc, kích thước của kết cấu. Trong nghiên cứu này, lò xo phẳng và khớp xoay mềm cần tạo ra biến dạng lớn, khối lượng nhỏ, giá thành hợp lý. Vì vậy, chỉ tiêu quan trọng nhất để chọn vật liệu cho thiết kế khớp xoay mềm và lò xo phẳng là tỷ số giữa giới hạn chảy và mô đun đàn hồi của vật liệu phải lớn. Bên cạnh đó, khối lượng riêng của vật liệu nhỏ, giá thành hợp lý. Dựa trên ba tiêu chí trên vật liệu Al7075 xử lý nhiệt được lựa chọn. Tính chất cơ lý của vật liệu được cho trong Bảng 3.1.

Bảng 3.1: Cơ tính của vật liệu Al7075

Khối lượng riêng	Giới hạn bền	Mô đun đàn hồi	Hệ số Poison
2770 kg/m ³	503 MPa	72000 MPa	0.33

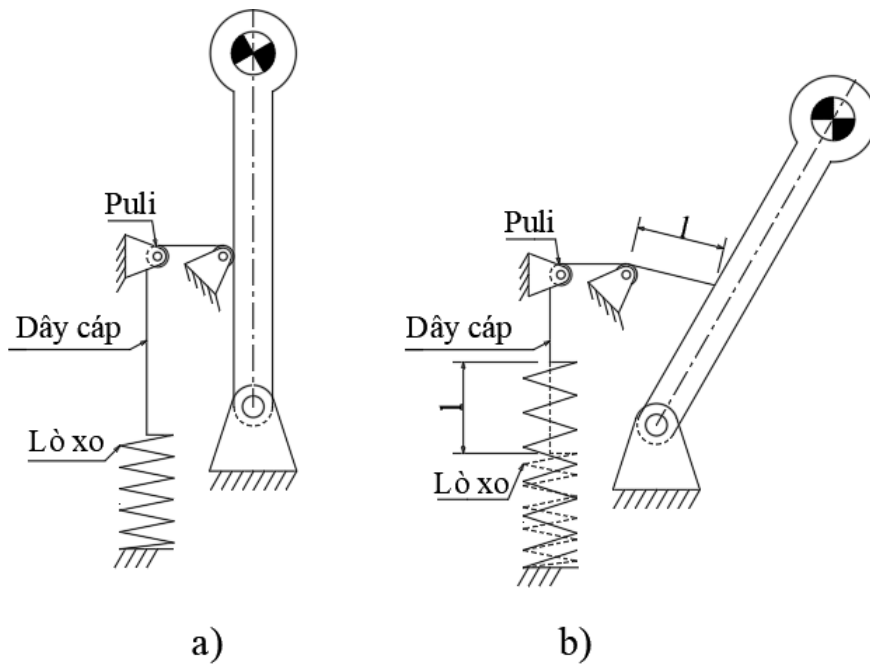
3.4 Thiết kế nguyên lý

Cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế sử dụng nguyên lý tổng mô men tác dụng lên cơ cấu bằng không. Theo phân tích trong chương 2, các cơ cấu hiện nay thường sử dụng lò xo truyền thống. Các cơ cấu loại này có kết cấu phức tạp, hoặc không thể điều chỉnh tải trọng hoặc điều chỉnh tải trọng cần năng lượng. Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng cơ cấu mềm để thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực. Kết cấu mới này cho phép cơ cấu cân bằng nhỏ gọn, có thể điều chỉnh phi năng lượng khi tải trọng thay đổi. Cơ cấu được thiết kế bằng cách sử dụng một khớp xoay mềm có độ cứng k_1 kết hợp với một lò xo có chiều dài tự do bằng không (The zero-free-length spring - ZFLS) có độ cứng k_2 . Đây là loại kết cấu mà chưa từng được nghiên cứu trước đây. Lò xo có chiều dài tự do bằng không là một lò xo có kết cấu đặc biệt, ở trạng thái không bị biến dạng, chiều dài của lò xo bằng 0. Trên thực tế, không tồn tại lò xo có chiều dài tự do bằng không. Vì vậy, lò xo có chiều dài tự do bằng không thường được thay thế bằng lò xo ảo. Trong thiết kế này, lò xo có chiều dài tự do bằng không được tạo ra bằng cách kết hợp một lò xo phẳng có độ cứng k_2 với hệ thống puli và dây cáp như Hình 3.2.

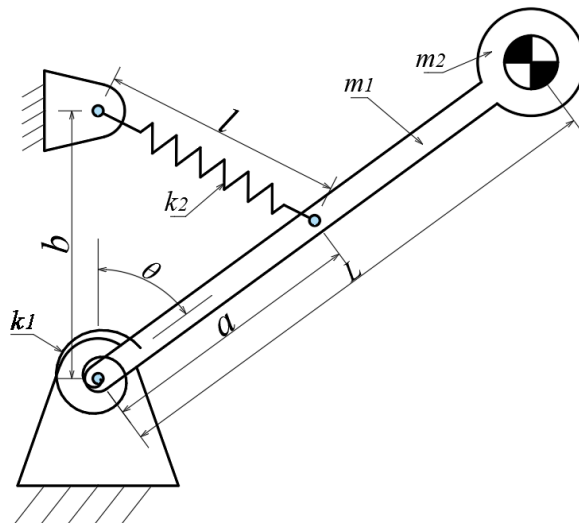
Kết cấu nguyên lý của cơ cấu cân bằng trọng lực đã được tác giả và công sự đề xuất trong tài liệu [33] và được trình bày như Hình 3.3. Cấu tạo của cơ cấu gồm một thanh liên kết có khối lượng m_1 , một đầu của thanh liên kết được gắn với khớp xoay mềm, đầu còn lại mang khối lượng làm việc (tải trọng) m_2 . Một đầu của lò xo có chiều dài tự do bằng không kết nối với thanh liên kết. Trong quá trình làm việc, lò xo có chiều dài tự do bằng không sẽ bị biến dạng và có chiều dài l , khi đó lực đàn hồi sinh ra trong quá trình làm việc của lò xo này được tính như sau:

$$F_{dh} = k_2 \cdot l \quad (3.1)$$

Trong đó: l là chiều dài của lò xo, k_2 là độ cứng.



Hình 3.2: Lò xo có chiều dài tự do bằng 0 a) chiều dài bằng 0, b) chiều dài l



Hình 3.3: Sơ đồ nguyên lý của cơ cấu

Cơ cấu cân bằng trọng lực được phát triển có nguyên lý làm việc như sau: Khi thanh liên kết quay cùng chiều kim đồng hồ một góc θ . Trọng lực do khối lượng của thanh liên kết m_1 và khối lượng của tải trọng m_2 được tính bằng công thức:

$$P_m = (m_1 + m_2)g \quad (3.2)$$

Trong đó: m_2 là khối lượng của vật cần nâng (tải trọng), m_1 là khối lượng của thanh liên kết, g là gia tốc trọng trường, P_m là lực trọng trường do khối lượng tạo ra.

Khi đó, lực P_m sẽ tạo ra một mô men xoay xung quanh tâm quay và được tính bằng công thức:

$$T_m = \left(\frac{1}{2}m_1 + m_2\right)g.L.\sin\theta \quad (3.3)$$

Trong đó: θ là góc hợp bởi phương thẳng đứng và thanh liên kết, L là chiều dài của thanh liên kết.

Đồng thời, khi thanh liên kết quay một góc θ thì khớp xoay mềm cũng bị xoắn một góc θ và tạo ra mô men xoắn T_r . Lúc này, lò xo phẳng bị biến dạng một lượng l và tạo ra mô men xoắn T_p . Mô men xoắn T_r và T_p được tính như sau:

$$T_r = k_1.\theta \quad (3.4)$$

$$T_p = k_2.a.b.\sin\theta \quad (3.5)$$

Trong đó: k_1, k_2 là độ cứng của khớp xoay mềm và lò xo phẳng, a, b là chiều dài từ điểm kết nối của lò xo có chiều dài tự do bằng không đến tâm quay.

Để đảm bảo cân bằng, mô men do khối lượng tạo ra phải bằng mô men do khớp xoay mềm và lò xo phẳng tạo ra. Phương trình cân bằng được biểu diễn như sau:

$$(0,5m_1 + m_2).L.g.\sin\theta = k_1\theta + k_2.a.b.\sin\theta \quad (3.6)$$

Trong một phạm vi làm việc tương đối nhỏ, $\sin\theta \approx \theta$. Khi đó phương trình (3.6) có thể được biểu diễn về phương trình (3.7).

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

Từ phương trình (3.7) cho thấy rằng cơ cấu có thể đảm bảo cân bằng ở mọi vị trí. Lúc này, trọng lực của khối lượng có thể được xác định theo công thức:

$$P_m = \frac{k_1 + k_2.a.b}{L} \quad (3.8)$$

Trong đó: P_m là trọng lực do trọng lượng của vật vật cần di chuyển và trọng lượng của thanh liên kết tạo ra.

Dựa vào Công thức (3.7) có thể thấy rằng khi tải trọng thay đổi một trong các yếu tố sau cần điều chỉnh để duy trì trạng thái cân bằng đó là: k_1 , k_2 , a , b , hoặc L . Trong thiết kế này, tác giả chọn thay đổi độ cứng của lò xo phẳng để điều chỉnh cơ cấu cân bằng trọng lực nhằm duy trì trạng thái cân bằng khi tải trọng thay đổi. Lúc này k_2 được tính bởi công thức:

$$k_2 = \frac{(0,5m_1 + m_2)gL - k_1}{a.b} \quad (3.9)$$

3.5 Tính độ cứng của lò xo

Các thông số của cơ cấu cân bằng trọng lực được lựa chọn dựa theo thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực cho thiết bị hỗ trợ vận động chi trên cho phép điều chỉnh tải trọng phi năng lượng bằng cách thay đổi số vòng xoắn làm việc [56]. Tuy nhiên, để kết cấu nhỏ gọn, các thông số của cơ bản của cơ cấu cân bằng trọng lực được chọn như Bảng 3.2.

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)	θ_{max} (độ)
Giá trị	65	65	400	0,2	0,25 – 1,0	30

Sau khi cơ cấu cân bằng trọng lực được đề xuất, độ cứng của khớp xoay mềm và

lò xo phẳng được tính tương ứng với các tải trọng làm việc khác nhau.

Dựa vào Công thức (3.9) khi tải trọng làm việc thay đổi, độ cứng của lò xo phẳng phải được điều chỉnh. Để tính giá trị độ cứng cần thiết của lò xo phẳng ứng với các tải trọng khác nhau, độ cứng của khớp xoay cần được chọn trước. Bảng 3.3 trình bày mối tương quan giữa độ cứng khớp xoay mềm k_1 và độ cứng của lò xo phẳng k_2 . Kết quả Bảng 3.3 cho thấy khi thay đổi độ cứng của khớp xoay mềm thì độ cứng của lò xo phẳng thay đổi không nhiều. Trong cơ cấu cân bằng trọng lực này, nếu độ cứng của khớp xoay nhỏ thì mô men sinh ra để hỗ trợ cân bằng nhỏ, cơ cấu làm việc không hiệu quả. Nếu tăng độ cứng khớp xoay thì độ cứng của lò xo phẳng quá nhỏ. Việc thiết kế, điều chỉnh sẽ khó khăn. Do đó trong thiết kế này, khớp xoay mềm được chọn với độ cứng $k_1 = 200$ N/mm. Khi đó giá trị độ cứng của lò xo phẳng sẽ thay đổi trong khoảng 0,27 – 0,97 N/mm tương ứng với tải trọng thay đổi trong phạm vi từ 250 – 1000 gr.

Bảng 3.3: Giá trị độ cứng k_1 và k_2

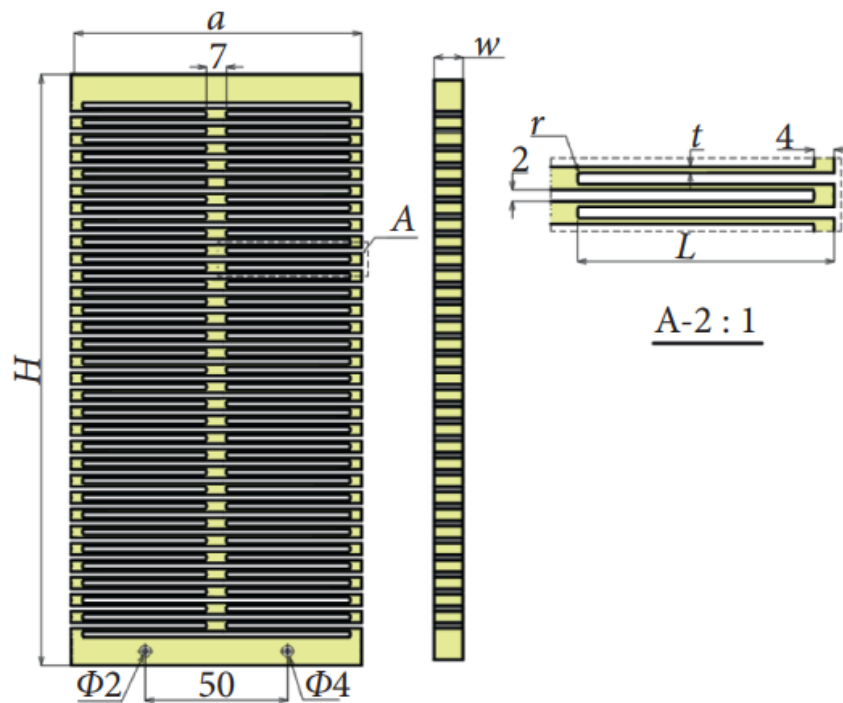
k_1 (N/mm)	k_2 (N/mm)					
	$m_2 = 250$ gr	$m_2 = 400$ gr	$m_2 = 600$ gr	$m_2 = 800$ gr	$m_2 = 900$ gr	$m_2 = 1000$ gr
10	0,32	0,46	0,64	0,83	0,92	1,01
20	0,32	0,46	0,64	0,83	0,92	1,01
50	0,31	0,45	0,63	0,82	0,91	1,0
100	0,30	0,44	0,62	0,81	0,90	0,99
200	0,27	0,41	0,60	0,79	0,88	0,97

3.6 Nguyên lý điều chỉnh độ cứng của lò xo

3.6.1 Nguyên lý điều chỉnh

Có nhiều phương pháp điều chỉnh cho cơ cấu cân bằng trọng lực sử dụng lò xo như: Điều chỉnh điểm kết nối của lò xo, phương pháp điều chỉnh này thường yêu cầu một cấu trúc tương đối phức tạp, không phù hợp cho cơ cấu cân bằng hướng đến ứng dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động. Điều chỉnh độ cứng của lò xo, phương pháp này cho kết cấu của cơ cấu đơn giản. Phương pháp này có hai cách.

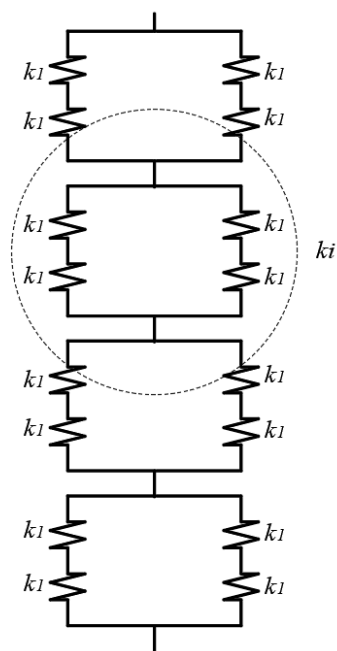
- Cách thứ nhất tạo ra biến dạng ban đầu cho lò xo. Với cách này yêu cầu phải tác dụng một lực tương đối lớn để tạo ra biến dạng ban đầu cho lò xo. Nguồn lực tác dụng này có thể sử dụng từ các nguồn năng lượng khác nhau như điện, khí nén, v.v. Tuy nhiên, nguồn năng lượng này thường không có sẵn hoặc nếu có thì cũng ưu tiên cho các mục đích sử dụng khác. Sử dụng lực cơ của chính người sử dụng thiết bị hỗ trợ vận động. Tuy nhiên, với người yếu cơ thì việc này là vô cùng khó khăn.
- Cách thứ hai điều chỉnh độ cứng lò xo bằng cách thay đổi số phân đoạn làm việc của lò xo. Cách này không cần sử dụng nguồn năng lượng lớn nếu lò xo được thiết kế có kết cấu phù hợp. Với những phân tích ở trên, phương pháp điều chỉnh cơ cấu cân bằng trọng lực bằng cách thay đổi độ cứng của lò xo bằng cách thay đổi số phân đoạn làm việc của lò xo phẳng được lựa chọn.



Hình 3.4: Cấu tạo của lò xo phẳng

Trong nghiên cứu này, lò xo có chiều dài tự do bằng không được thiết kế dựa trên

lò xo phẳng kết hợp với hệ thống puli và dây cáp. Độ cứng của ZFLS cũng là độ cứng của lò xo phẳng. Do đó, lò xo phẳng cần phải có cấu trúc hợp lý để có thể điều chỉnh độ cứng mà không cần năng lượng. Để có kết cấu phù hợp cho việc điều chỉnh phi năng lượng, lò xo phẳng được thiết kế bằng cách kết hợp các thanh đàn hồi lại với nhau như Hình 3.4. Mỗi một thanh có thể xem như một lò xo lá có độ cứng k_l . Lò xo phẳng được thiết kế có thể mô hình hóa về dạng như các lò xo truyền thống được mắc nối tiếp và song song với nhau như Hình 3.5. Các lò xo này đều có tính trễ do cấu trúc của vật liệu, kết cấu của lò xo. Tuy nhiên trong điều kiện làm việc với vận tốc nhỏ nên tác giả bỏ qua ảnh hưởng này.



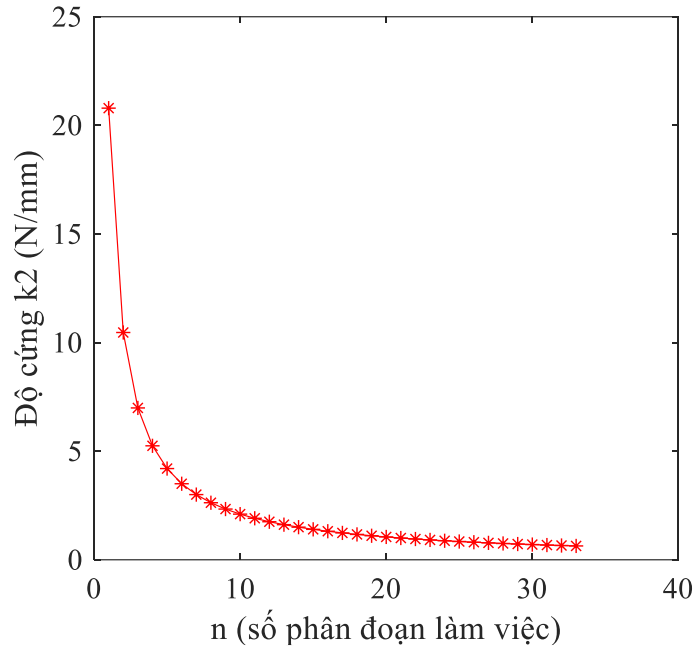
Hình 3.5: Mô hình hóa của lò xo phẳng

Độ cứng của mỗi thanh đàn hồi k_l có thể được tính như sau.

$$k_l = \frac{E \cdot w \cdot t^3}{6L^3} \quad (3.10)$$

Trong đó: w là bề rộng của thanh, t là chiều dày và L là chiều dài của thanh, E là

mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo thanh.



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

Mỗi một phân đoạn của lò xo phẳng được hình thành từ bốn lò xo lá. Các lò xo này được lắp nối tiếp và song song nhau như được biểu diễn trong Hình 3.5. Độ cứng của một phân đoạn k_i được tính bằng công thức:

$$k_i = k_l \quad (3.11)$$

Lò xo phẳng lúc này được xem như các phân đoạn được mắc nối tiếp nhau và độ cứng của nó được tính bằng công thức:

$$k_2 = \frac{k_l}{n} \quad (3.12)$$

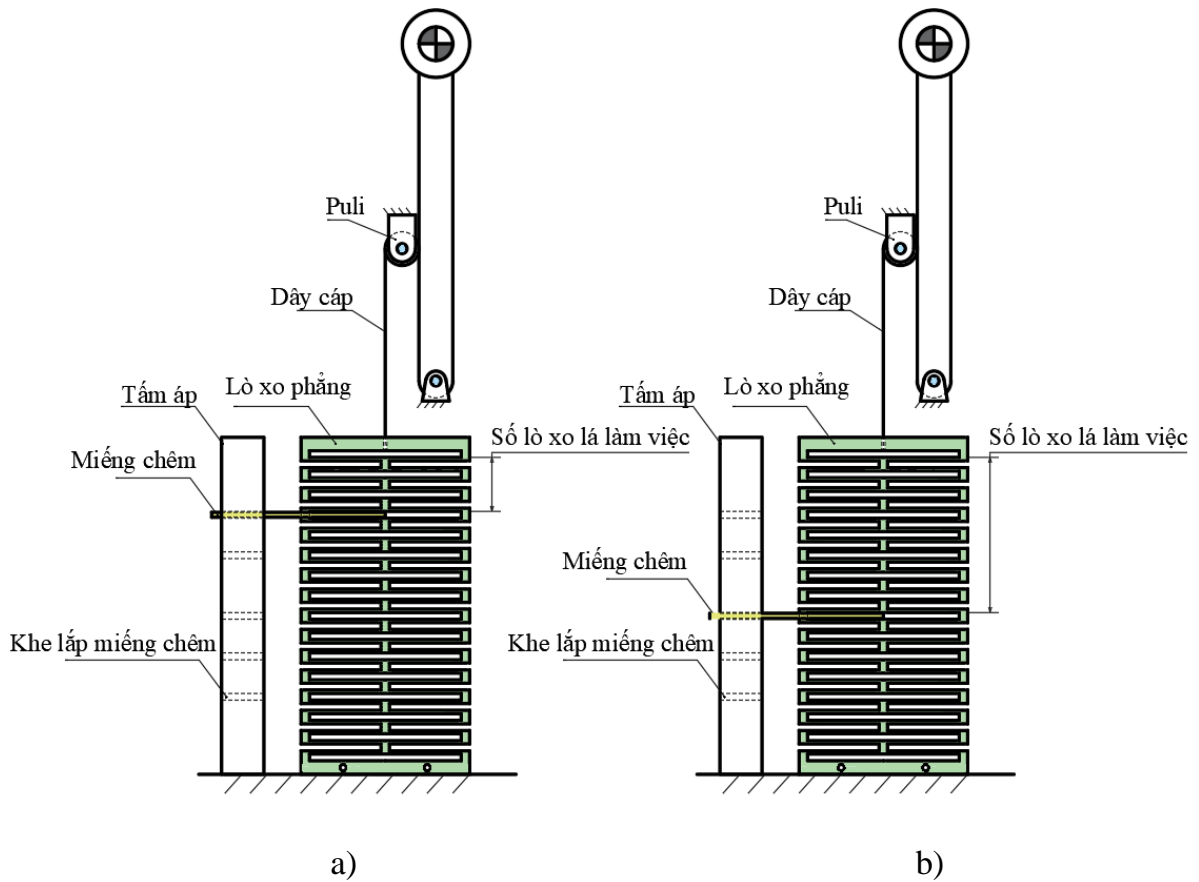
Trong đó: n là số lượng các phân đoạn làm việc của lò xo.

Từ Công thức 3.12 cho thấy độ cứng của lò xo phẳng tỉ lệ nghịch với số phân đoạn làm việc của lò xo phẳng. Khi số phân đoạn làm việc càng ít thì độ cứng càng tăng. Vì

vậy, độ cứng của lò xo phẳng sẽ thay đổi khi thay đổi số phân đoạn làm việc của lò xo phẳng. Mối quan hệ giữa số phân đoạn làm việc và độ cứng của lò xo được biểu diễn trong Hình 3.6.

3.6.2 Điều chỉnh độ cứng của lò xo

Quá trình điều chỉnh để thay đổi độ cứng của lò xo phẳng chỉ được thực hiện khi thanh liên kết ở vị trí thẳng đứng. Lúc này, chiều dài của ZFLC bằng không cũng có nghĩa là lò xo phẳng chưa bị biến dạng như Hình 3.7. Lúc này, mô men xoắn tác dụng lên thanh liên kết cũng bằng không.



Hình 3.7: Độ cứng của lò xo a) trạng thái 1, b) trạng thái 2

Khi lò xo không bị biến dạng, các khe giữa hai phân đoạn trên lò xo phẳng sẽ trùng với các khe trên tấm ốp. Lúc này, cơ cấu cho phép lắp miếng chêm vào giữa khe hở của

lò xo và tập ộp một cách dễ dàng. Quá trình lắp ghép, điều chỉnh miếng chêm gần như không cần sử dụng năng lượng.

3.7 Kết luận

Trong chương này, cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế với mục đích có kết cấu nhỏ gọn, dễ điều chỉnh khi tải trọng thay đổi trong phạm vi từ 250 gr đến 1000 gr bằng cách sử dụng một lò xo phẳng và một khớp xoay mềm. Các thông số cơ bản của cơ cấu cân bằng được lựa chọn với mong muốn có kết cấu nhỏ gọn. Độ cứng của lò xo phẳng và khớp xoay mềm đã được tính toán và lựa chọn. Trong nghiên cứu này, độ cứng của lò xo phẳng có thể thay đổi trong phạm vi từ 0,27 N/mm đến 0,97 N/mm. Độ cứng của khớp xoay mềm được chọn 200 N/mm. Độ cứng của lò xo phẳng được điều chỉnh bằng cách thay đổi số phân đoạn làm việc của lò xo phẳng. Các kết quả tính toán trong chương này sẽ được vận dụng để phát triển lò xo xoắn (chương 4) và lò xo phẳng (chương 5).

Cơ cấu cân bằng được đề xuất trong chương này đã được tác giả công bố trên kỷ yếu hội nghị quốc tế có chỉ số Scopus năm 2020 [33].

Chương 4 PHÁT TRIỂN KHỚP XOAY MỀM

Từ kết quả tính toán thiết kế trong chương 3, chương 4 phát triển hai cấu trúc của khớp xoay mềm. Khớp xoay mềm thứ nhất được thiết kế và tối ưu bằng cách lai giữa FEM, RSM và PSO. Khớp xoay mềm thứ hai được thiết kế và tối ưu bằng cách lai giữa phương pháp tối ưu hóa cấu trúc Topo, FEM, mạng Nơ ron thích nghi mờ và thuật toán WCMFO.

4.1 Yêu cầu thiết kế

Dựa vào giới hạn phạm vi của đề tài, kết quả tính toán trong chương 3. Khớp xoay mềm sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực phải đảm bảo các yêu cầu sau.

- Độ cứng của khớp xoay mềm 200 N/mm.
- Góc xoay có thể làm việc trên 30° .
- Ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn ứng suất cho phép.
- Kích thước lớn nhất của khớp xoay không vượt quá 100 mm.
- Khối lượng của khớp xoay càng nhỏ 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 kết hợp với lò xo phẳng giúp kết cấu nhỏ gọn, có thể tạo ra mô men để cân bằng với mô men của trọng lực. Trong nghiên cứu này, khớp xoay mềm sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực là một chi tiết biến dạng đàn hồi với kết cấu phức tạp, tính phi tuyến cao. Bên cạnh đó, khớp xoay không có khâu khớp như cơ cấu truyền thống. Do đó, việc mô hình hóa khớp xoay bằng các phương pháp cơ học truyền thống rất khó khăn. Vì vậy, trong phần này tác giả đề xuất cách tiếp cận lai kết hợp giữa mô phỏng FEM, RSM để thu thập dữ liệu và mô hình hóa cho khớp xoay. Ngoài ra, thông

số hình học của khớp xoay ảnh hưởng rất lớn đến các đặc tính của khớp xoay. Chỉ cần một thay đổi nhỏ của thông số hình học của khớp xoay cũng làm cho các đặc tính của nó thay đổi rất lớn. Vì vậy, thông số hình học của khớp xoay cần phải được tối ưu hóa. Trong nghiên cứu này, thuật toán bầy đàn (PSO) được sử dụng để tối ưu hóa kích thước của khớp xoay.

4.2.2 Thiết kế khớp xoay

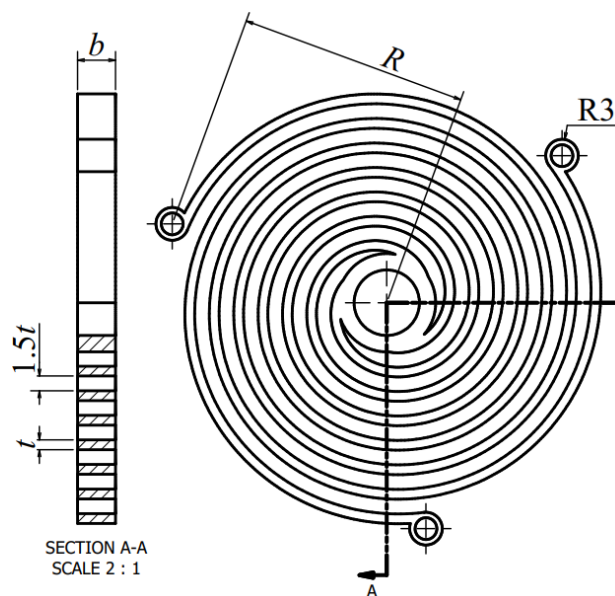
Theo A.A.D. Brown (1981) [92], lò xo xoắn phẳng được cô định ở cuối đầu bên ngoài và cuối đầu bên trong gắn với trục xoay thì góc xoay và ứng suất sinh ra được tính theo Công thức (4.1) và (4.2).

$$\varphi = \frac{ML}{60\pi Et^3b} \quad (4.1)$$

$$\sigma = \frac{6M}{t^2b} \quad (4.2)$$

Trong đó: M là mô men, L là chiều dài và b chiều rộng, t là chiều dày của lò xo xoắn phẳng và E là mô đun đàn hồi của vật liệu.

Khớp xoay mềm được thiết kế bằng cách kết hợp các lò xo xoắn phẳng. Các lò xo này thực chất là các chi tiết đàn hồi, do đó khi làm việc, tâm quay của khớp có thể bị thay đổi. Vì vậy, khớp xoay mềm được thiết kế sẽ kết hợp 3 lò xo xoắn phẳng để giảm độ lệch tâm quay [93]. Thêm vào đó, để tạo ra góc xoay lớn thì phải giảm chiều dày t . Tuy nhiên, chiều dày t nếu quá nhỏ sẽ khó khăn cho quá trình gia công, hơn nữa nếu t nhỏ sẽ gây ra ứng suất lớn vì vậy t chỉ có thể giảm đến một giá trị nhất định. Ngoài giải pháp giảm chiều dày t để tăng góc xoay thì có thể tăng chiều dài L . Tuy nhiên, chiều dài L lại phụ thuộc vào không gian thiết kế. Vì vậy, để tăng chiều dài L cho khớp xoay tác giả sử dụng các đường cong xoắn. Ngoài ra, để tăng góc xoay thì có thể giảm bề rộng b . Từ những phân tích ở trên khớp xoay mềm được thiết kế như Hình 4.1.



Hình 4.1: Kết cấu của khớp xoay mềm

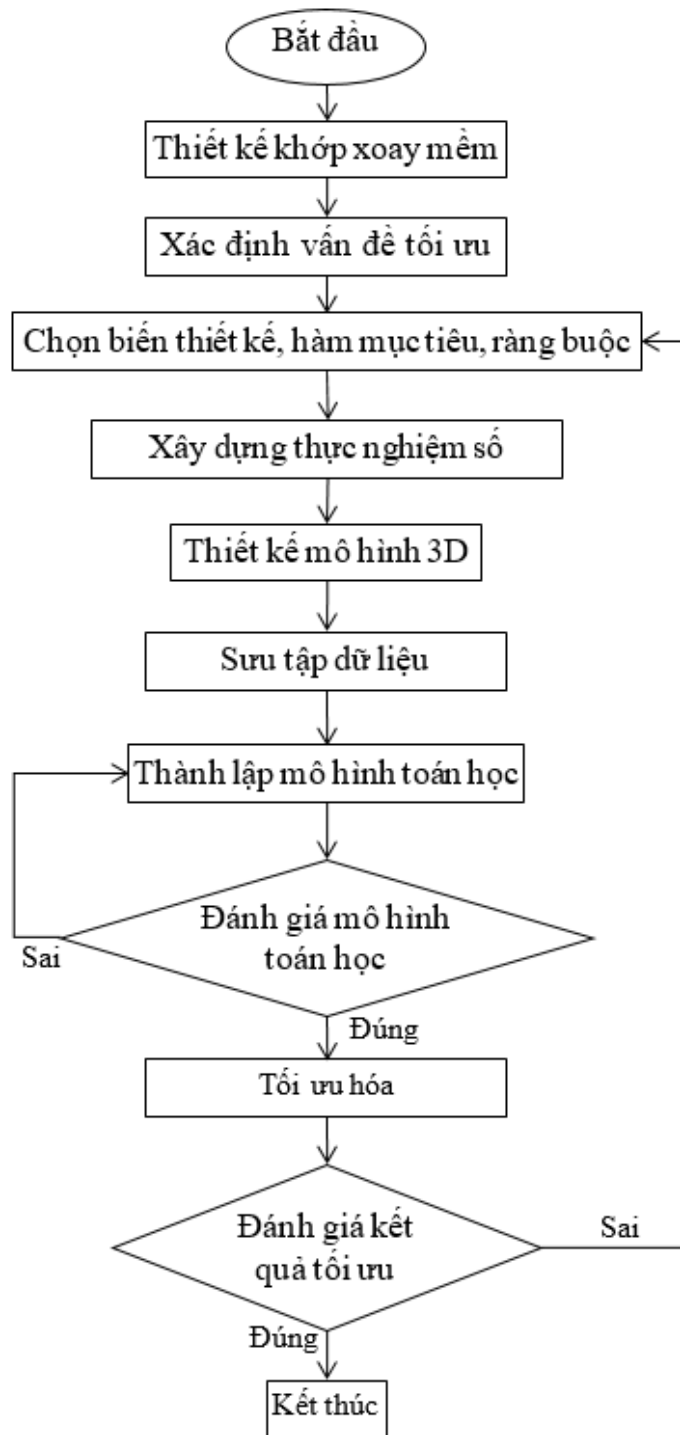
4.2.3 Đề xuất quy trình thiết kế khớp xoay

Khớp xoay sử dụng trong cơ cấu cân bằng trọng lực yêu cầu các tính chất như sau: (1) Khối lượng nhỏ, (2) góc xoay phải là một hằng số xác định tương ứng với một mô men tác dụng cụ thể để đảm bảo độ cứng của khớp xoay bằng 200 N/mm, (3) ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn ứng suất cho phép. Bởi vì ba thuộc tính của khớp xoay nêu trên có sự đối nghịch nhau, do đó để cân bằng giữa các mục tiêu thì bài toán tối ưu hóa cần được quan tâm.

Quy trình phát triển khớp xoay mềm đã được nghiên cứu sinh và các cộng sự xây dựng trong tài liệu [94] và được trình bày như Hình 4.2.

Bước 1: Xác định vấn đề

Dựa vào đặc tính và các yêu cầu làm việc của đối tượng cần phát triển. Thiết kế sơ bộ được phát thảo. Sau đó, các phân tích sơ bộ được thực hiện để xác định các vấn đề cần tối ưu.



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

Bước 2: Xác định hàm mục tiêu, biến thiết kế và các ràng buộc

Dựa vào yêu cầu thiết kế, các hàm mục tiêu, ràng buộc được thiết lập. Ngoài ra, các biến thiết được lựa chọn và giới hạn của biến thiết kế được xem xét dựa vào quá trình nghiên cứu thăm dò và khuyến cáo của công nghệ gia công cắt dây.

Bước 3: Thiết kế mô hình, FEA để thu thập dữ liệu

Sau khi biến thiết kế và giới hạn của biến thiết kế được xác định. Thiết kế thực nghiệm sử dụng mảng trực giao được thực hiện. Kế tiếp các mô hình 3D được xây dựng và được sử dụng để FEA.

Bước 4: Mô hình hóa và kiểm tra sai số của mô hình

Sau khi thu thập dữ liệu, phương pháp đáp ứng bề mặt được sử dụng để mô hình hóa các ứng xử của khớp xoay mềm. Do mối quan hệ giữa biến thiết kế với các hàm mục tiêu gần như không tuyến tính, do đó dạng phương trình bậc hai đầy đủ được lựa chọn để thành lập mô hình toán học. Phương trình này có dạng như sau:

$$f_j = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (4.3)$$

Trong đó: β_0 hằng số hồi qui, β_i hệ số bậc 1, β_{ii} hệ số bậc 2, x là các biến thiết kế, ε sai số.

Thông thường, các phương trình toán học thành lập dựa trên mô hình thay thế luôn tồn tại một lượng sai số ε , nếu sai số này lớn thì mô hình toán học sẽ không chính xác. Vì vậy, sau khi mô hình toán học được thành lập, cần phải kiểm tra lại sai số của mô hình. Trong phương pháp này, ba bộ kích thước của khớp xoay mềm được lựa chọn một cách ngẫu nhiên để vẽ mô hình 3D, sau đó sử dụng chúng để FEA nhằm kiểm chứng với dự đoán của mô hình toán học.

Bước 5: Tối ưu hóa kích thước của khớp xoay

Sau khi có mô hình toán, thuật toán PSO được sử dụng để tối ưu hóa kích thước của

khớp xoay mềm.

4.2.4 Tối ưu kích thước khớp xoay

4.2.4.1 Bài toán tối ưu

Khớp xoay mềm cần phải có: (i) Khối lượng nhỏ, (ii) kích thước nhỏ, (iii) độ cứng 200 N/mm và (iv) ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn ứng suất cho phép. Để đảm bảo kích thước nhỏ gọn thì kích thước không gian R của khớp xoay phải nhỏ. Thông qua quá trình nghiên cứu thăm dò và khả năng công nghệ của phương pháp cắt dây. Phạm vi của biến thiết kế được lựa chọn như sau: kích thước R trong khoảng 40 mm đến 45 mm. Chiều dày t của khớp xoay được giới hạn trong phạm vi 0,8 mm đến 1,2 mm.

Tóm lại để thỏa mãn tất cả các yêu cầu làm việc cho cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế. Bài toán tối ưu được trình bày ngắn gọn như sau.

Xác định kích thước không gian thiết kế và chiều dày của các lò xo xoắn phẳng: R và t : $\mathbf{X} = [R, t]^T$.

Phạm vi biến thiết kế:

$$0,8 \text{ mm} \leq t \leq 1,2 \text{ mm}, \quad (4.4)$$

$$40 \text{ mm} \leq R \leq 45 \text{ mm}, \quad (4.5)$$

Khối lượng của khớp xoay mềm là nhỏ nhất:

$$\min f_1(\mathbf{X})$$

Các ràng buộc:

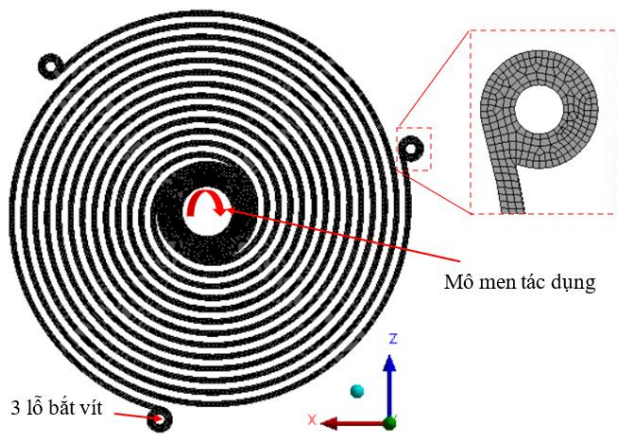
$$f_2(\mathbf{X}) = 30^\circ \quad (4.6)$$

$$f_3(\mathbf{X}) \leq \sigma_{ch}/[s] = 295 \text{ MPa}, \quad (4.7)$$

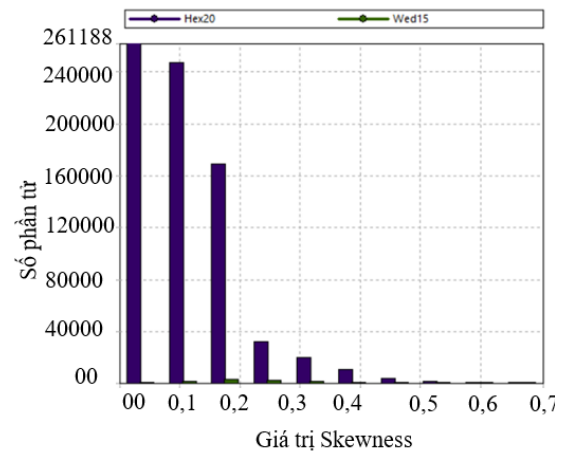
Trong đó: f_1 là khối lượng, f_2 là góc xoay và f_3 là ứng suất của khớp xoay mềm, σ_{ch} giới hạn chảy của vật liệu, $[s]$ hệ số an toàn cho phép (thông thường chọn từ 1,1 - 1,7).

4.2.4.2 Mô hình hóa các đặc tính của khớp xoay mềm

Trước khi mô phỏng FEM, thiết kế thực nghiệm được thực hiện với mảng trục giao L_9 . Hai biến thiết kế được chia làm 3 mức như Bảng 4.1. Ma trận thực nghiệm được thiết lập như Bảng 4.2. Sau đó 9 mô hình được xây dựng trong Inventor. Quá trình mô phỏng số được thực hiện bằng phần mềm ANSYS.



Hình 4.3: Mô hình chia lưới



Hình 4.4: Giá trị Skewness

Trước khi mô phỏng, mô hình được chia lưới và gắn điều kiện biên như mô tả trong Hình 4.3. Phương pháp chia lưới sizing được lựa chọn với kích thước phần tử lưới 0,3 mm, thống kê mô hình chia lưới có kết quả như sau. Tổng số nút là 3691578, tổng số phần tử là 743850. Chất lượng lưới được đánh giá bằng tiêu chuẩn Skewness và được thể hiện trong Hình 4.4. Kết quả cho thấy, giá trị trung bình theo tiêu chuẩn Skewness là 0,11283. Điều này cho thấy, lưới được chia có chất lượng rất cao [95, 96].

Bảng 4.1: Phân mức biến thiết kế

Biến thiết kế	Mức 1	Mức 2	Mức 3
R (mm)	40	42,5	45
t (mm)	0,8	1,0	1,2

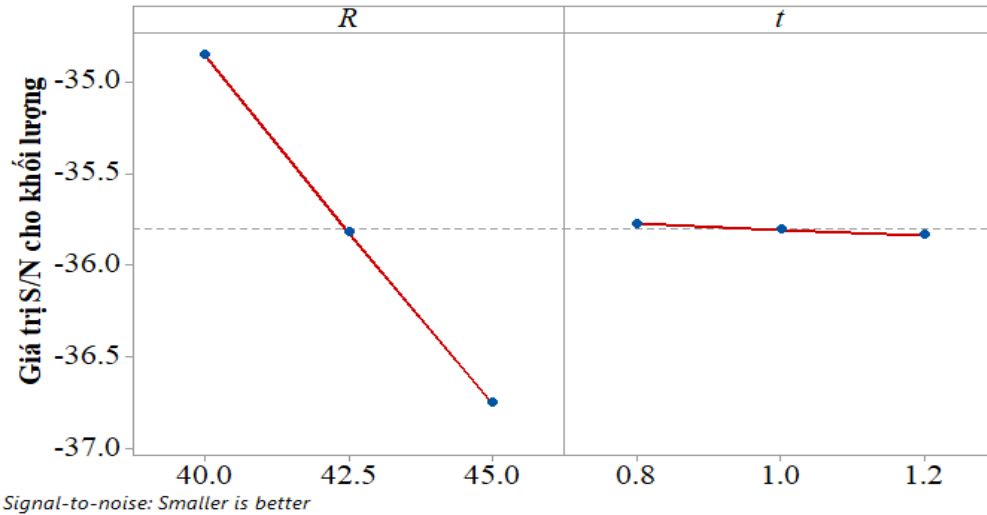
Kết quả mô phỏng số được trình bày trong Bảng 4.2. Kết quả mô phỏng cho thấy khối lượng nhỏ nhất của khớp xoay là 55,02 gr, khối lượng lớn nhất của khớp xoay là 68,96 gr. Ứng suất tương đương sinh ra ở vị trí lớn nhất trên mô hình trong khi mô phỏng cho 9 mô hình đều thỏa mãn điều kiện làm việc. Góc xoay lớn nhất 72,071 độ và góc xoay nhỏ nhất là 11,139 độ. Với giá trị góc xoay thu thập được cho thấy phạm vi biến thiết kế lựa chọn thỏa mãn điều kiện cho việc thiết kế, tối ưu. Tuy nhiên, trong 9 mô hình được xây dựng không có mô hình nào thỏa mãn điều kiện độ cứng cho khớp xoay. Vì vậy cần thiết phải tối ưu hóa thông số kích thước để đạt được khối lượng khớp xoay là nhỏ nhất và khớp xoay có độ cứng đảm bảo 200 N/mm.

Bảng 4.2: Kết quả mô phỏng

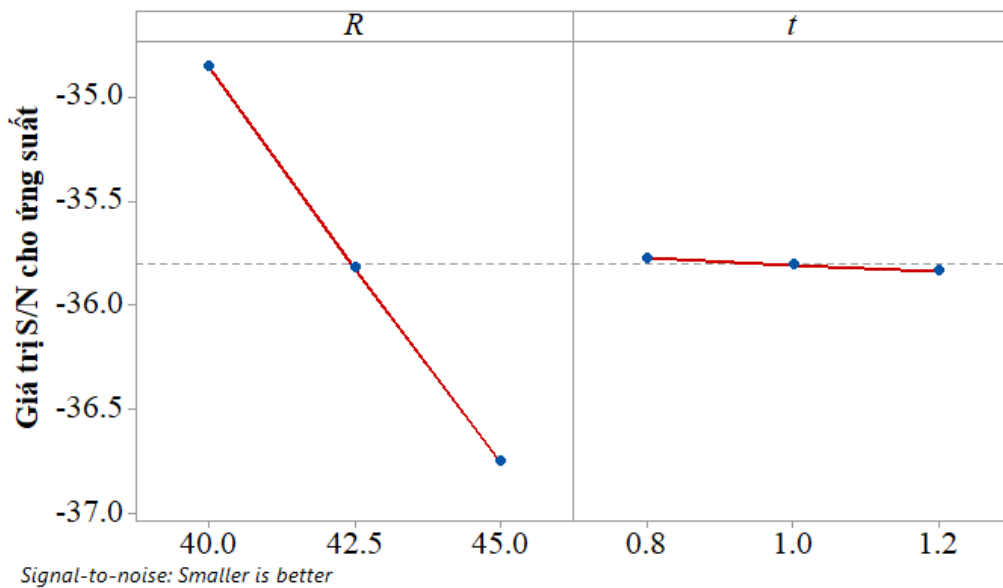
Stt.	R (mm)	t (mm)	Khối lượng (gr)	Góc xoay (độ)	Ứng suất (MPa)
1	40	0,8	55,02	55,999	67,114
2	40	1	55,29	23,089	41,826
3	40	1,2	55,48	11,139	32,139
4	42,5	0,8	61,53	63,739	60,04
5	42,5	1	61,78	26,263	44,504
6	42,5	1,2	62,02	12,678	35,685
7	45	0,8	68,57	72,071	66,054
8	45	1	68,72	29,655	48,658
9	45	1,2	68,96	14,377	36,224

Dựa trên kết quả FEA, độ nhạy của các biến thiết kế đến khối lượng và ứng suất được phân tích nhằm mục đích đánh giá mức độ đóng góp của từng biến thiết kế. Kết quả phân tích được biểu diễn như Hình 4.5 và 4.6. Kết quả cho thấy thông số R ảnh hưởng rất lớn đến khối lượng và ứng suất, chiều dày t ảnh hưởng nhỏ đến khối

lượng và ứng suất. Như vậy, nếu chỉ quan tâm đến khối lượng và ứng suất thì nên quan tâm đến giá trị R .



Hình 4.5: Phân tích độ nhạy cho khối lượng



Hình 4.6: Phân tích độ nhạy cho ứng suất

Kết quả phân tích phương sai cho khối lượng được trình bày trong Bảng 4.3 cho thấy với hàm khối lượng, tham số R đóng góp đến 99,85%, t đóng góp chỉ 0,11 %, R^2 đóng góp 0,04%. Trong khi đó t^2 hoàn toàn không có đóng góp. Giá trị P của nó bằng 1,0.

Nghĩa là thông số t^2 không có ý nghĩa thống kê. Tham số Rt có đóng góp không đáng kể. Giá trị P của nó $> 0,05$ cũng không có ý nghĩa thống kê.

Bảng 4.3: Kết quả phân tích phương sai cho khối lượng

Tham số	Số bậc tự do	Đóng góp (%)	Giá trị F	Giá trị P
R	1	99,85%	213060,08	0,000
t	1	0,11%	233,70	0,001
R^2	1	0,04%	82,62	0,003
t^2	1	0,00%	0,00	1,000
Rt	1	0,00%	0,96	0,400
Sai số	3	0,00%		
Tổng	8	100,00%		

Mô hình toán học của khớp xoay mềm cho khối lượng được thiết lập như sau:

$$f_1 = 11,01 - 0,396R + 2,6t + 0,0368R^2 - 0,035Rt \quad (4. 8)$$

Từ kết quả phân tích phương sai cho khối lượng cho thấy sai lệch chuẩn là 0,036 gram, hệ số xác định đạt trên 99,99%, hệ số xác định hiệu chỉnh của phương trình toán học đạt trên 99,99% và dự đoán hệ số xác định của phương trình toán đạt 99,98%. Điều này chứng minh mô hình toán học được thành lập có độ chính xác cao.

Bảng 4.4: Kết quả phân tích phương sai cho góc xoay

Tham số	Số bậc tự do	Đóng góp (%)	Giá trị F	Giá trị P
R	1	2.55%	104.65	0.002
t	1	89.86%	3688.31	0.000
R^2	1	0.00%	0.05	0.839
t^2	1	6.58%	270.00	0.000
Rt	1	0.94%	38.62	0.008
Sai số	3	0.07%		
Tổng	8	100.00%		

Bảng 4.4 cho thấy mức độ đóng góp của tham số t cho mô hình biến dạng góc xoay

bằng 89,86%, không gian thiết kế R chỉ đóng góp 2,55%, tham số t^2 đóng góp 6,58% và Rt đóng góp thấp chỉ 0,94 %. Tham số R^2 gần như không có đóng góp cho mô hình, giá trị P bằng 0,839 hoàn toàn không có ý nghĩa thống kê.

Phân tích phương sai của góc xoay cho kết quả sai lệch chuẩn là 1,03 độ, hệ số xác định là 99,93%, hệ số xác định hiệu chỉnh 99,98% hệ số xác định dự đoán bằng 99,11%. Điều này chứng minh mô hình toán học được thành lập có độ chính xác cao.

Mô hình toán học của khớp xoay mềm cho góc xoay được thành lập như sau:

$$f_2 = 155 + 5,94R - 455,2t + 0,026 R^2 + 300 t^2 - 6,42Rt \quad (4.10)$$

Bảng 4.5 cũng cho thấy mô hình ứng suất chịu ảnh hưởng của tham số t chiếm một tỷ trọng rất lớn 92,72%, các tham số còn lại có mức độ ảnh hưởng nhỏ và không có ý nghĩa thống kê.

Bảng 4.5: Kết quả phân tích phương sai cho ứng suất

Tham số	Số bậc tự do	Đóng góp (%)	Giá trị F	Giá trị P
R	1	1.13%	1.50	0.308
t	1	92.72%	122.56	0.002
R^2	1	0.52%	0.69	0.468
t^2	1	2.89%	3.82	0.145
Rt	1	0.46%	0.61	0.491
Sai số	3	2.27%		
Tổng	8	100.00%		

Kết quả phân tích phương sai cho ứng suất cho thấy sai lệch chuẩn 3,29 MPa, hệ số xác định đạt 97,73%, hệ số xác định hiệu chỉnh đạt 93,95% và hệ số xác định dự đoán đạt 72,8%. Điều này thể hiện mô hình toán học được thành lập có độ chính xác chưa cao. Tuy nhiên, vẫn có thể chấp nhận được.

Mô hình toán học cho ứng suất của khớp xoay mềm như sau.

$$f_3 = 870 - 28,1R - 4111t + 0,308R^2 + 113,7t^2 + 2,57Rt^2 \quad (4.11)$$

Khi thành lập mô hình toán học, tùy theo dạng phương trình được lựa chọn sẽ tồn tại một lượng sai số nhất định, nếu dạng phương trình được lựa chọn phù hợp sẽ cho sai số nhỏ. Ngược lại sẽ cho sai số lớn. Nếu mô hình toán học có sai số lớn thì kết quả tối ưu sẽ không tốt. Do đó, trước khi thực hiện tối ưu, mô hình toán học phải được đánh giá. Mặc dù chất lượng của mô hình toán học đã được xem xét thông qua giá trị hệ số xác định, hệ số xác định hiệu chỉnh và hệ số xác định dự đoán. Tuy nhiên, để đảm bảo tính khách quan về độ chính xác của mô hình, 3 cặp giá trị của biến thiết kế sẽ được chọn ngẫu nhiên để kiểm tra sai số giữa dự đoán của mô hình với FEA. Sau khi mô hình 3D được vẽ, quá trình FEA trong phần mềm ANSYS được thực hiện. Kết quả FEA sau đó được so sánh với dự đoán của mô hình và được biểu diễn trong Bảng 4.6. Kết quả sai số trung bình cho khối lượng, góc xoay và ứng suất của khớp xoay mềm là 0,07%, 3,07% và 1,8%. Với kết quả sai số như trên cho thấy mô hình toán được thành lập đảm bảo tính chính xác.

Bảng 4.6: Kiểm định tính chính xác của mô hình

Biến thiết kế (mm)	Dự đoán			FEA			Sai số		
	f_1 (gr)	f_2 (độ)	f_3 (MPa)	f_1 (gr)	f_2 (độ)	f_3 (MPa)	f_1 (%)	f_2 (%)	f_3 (%)
$R = 40$									
$t = 0,9$	55,13	36,4	53,517	55,12	34,985	52,719	0,02	3,89	1,49
$R = 42,5$									
$t = 1,1$	61,8738	16,5575	37,6995	61,96	17,001	36,595	0,14	2,68	2,93
$R = 44$									
$t = 1,0$	65,8908	29,016	45,668	65,93	28,253	46,197	0,06	2,63	1,16
Trung bình							0,07	3,07	1,86

4.2.4.3 Kết quả tối ưu hóa

Quá trình tối ưu được thực hiện bằng cách sử dụng thuật toán PSO. Đồng thời, để

đánh giá hiệu quả của phương pháp lai đề xuất, thuật toán tiến hóa vi phân (Adaptive enhanced differential evolution – AEDE) cũng được sử dụng. Theo Khalilpourazari (2017) [97], vì các thuật toán sử dụng tìm kiếm có tính ngẫu nhiên nên mỗi thuật toán được thực hiện 30 lần để thu thập kết quả tối ưu nhằm đánh giá một cách khách quan. Các thông số chính của hai thuật toán được thiết lập như sau: Tập nghiệm ban đầu gồm 25 nghiệm, sai số cho phép là 10^{-6} , số vòng lặp lớn nhất là 5000. Kết quả tối ưu được mô tả như Bảng 4.7.

Kết quả thống kê trong Bảng 4.7 cho thấy giá trị trung bình tìm kiếm của thuật toán PSO (56,65 gram) nhỏ hơn giá trị trung bình của thuật toán AEDE (64,23 gram). Điều này chứng minh quy trình đề xuất cho kết quả tìm kiếm tốt hơn thuật toán tối ưu AEDE. Ngoài ra, sai lệch chuẩn của kết quả tối ưu của thuật toán PSO có sai lệch chuẩn nhỏ hơn thuật toán AEDE. Điều này cho thấy thuật toán PSO có độ hội tụ tốt hơn, kết quả tìm kiếm tin cậy hơn.

Bên cạnh đánh giá kết quả nghiệm tối ưu đề xuất, tốc độ hội tụ của hai thuật toán cũng được xem xét. Số vòng lặp trung bình để tìm kiếm được nghiệm tối ưu của PSO là 57,73 trong khi đó số vòng lặp trung bình để tìm ra nghiệm tối ưu của thuật toán AEDE là 292,83. Điều này cho thấy thuật toán PSO tìm kiếm nhanh hơn thuật toán AEDE. Hơn nữa sai lệch chuẩn của vòng lặp để tìm kiếm ra nghiệm tối ưu của thuật toán PSO cũng nhỏ hơn thuật toán AEDE rất nhiều. Chứng tỏ thuật toán PSO ổn định hơn thuật toán AEDE.

Từ kết quả tối ưu của thuật toán PSO, nghiệm tối ưu cho bài toán có khối lượng nhỏ nhất tương ứng với $R= 40$ mm và chiều dày $t= 0,94$ mm được chọn. Dự đoán tối ưu cho biến dạng góc xoay là 30 độ, khối lượng là 55,18 gr và ứng suất là 49,56 MPa. Kết quả này cho thấy hệ số an toàn của khớp xoay lớn hơn 1,7. Với mô men tác dụng là 104,7 Nmm, khớp xoay biến dạng 30 độ, theo Công thức (3.4) khớp xoay đảm bảo độ cứng 200 N/mm. Đây là thông số cần thiết nhất của quá trình thiết kế. Ngoài ra năng lượng

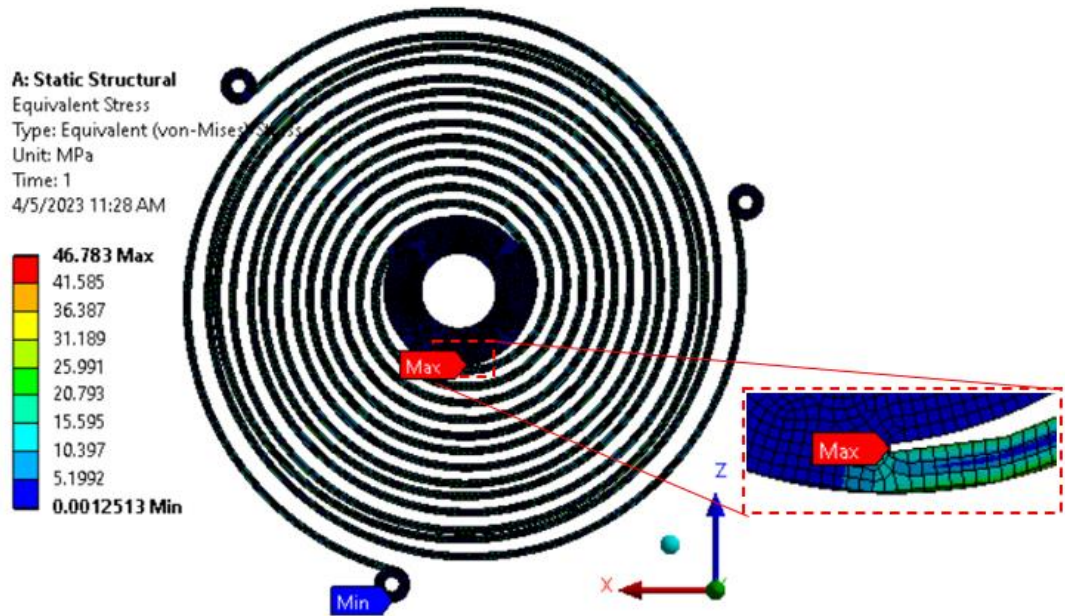
biến dạng dự đoán là $1,194.10^{-4}$ mJ.

Bảng 4.7: Kết quả tối ưu

Stt.	PSO		AEDE	
	f_{min}	Số vòng lặp	f_{min}	Số vòng lặp
1	55,33	53	66,20	295
2	59,66	57	67,21	319
3	57,38	69	63,44	291
4	55,18	46	64,86	307
5	56,70	79	61,80	395
6	55,18	42	65,86	302
7	55,35	58	64,46	376
8	55,18	61	64,43	193
9	55,18	53	64,34	296
10	55,18	70	64,45	234
11	55,47	89	66,01	307
12	57,50	42	61,60	323
13	55,18	58	65,88	243
14	55,18	46	63,26	311
15	57,97	42	63,06	297
16	59,05	59	62,71	318
17	56,65	50	63,53	270
18	57,66	41	63,83	294
19	57,71	48	62,28	295
20	56,36	46	64,23	255
21	58,35	72	65,66	215
22	56,11	64	64,30	301
23	57,64	73	66,47	270
24	55,69	50	61,06	336
25	56,56	76	63,74	299
26	55,18	48	65,50	235
27	55,64	64	63,08	419
28	55,18	95	64,05	230
29	59,86	58	64,71	295
30	55,88	40	64,77	264
Trung bình	56,5	57,73	64,23	292,83
Sai lệch chuẩn	1,42	13,98	1,47	48,61

4.2.5 Xác nhận kết quả tối ưu

Từ kết quả tối ưu được giới thiệu bởi thuật toán PSO, bản vẽ 3D của khớp xoay mềm được xây dựng. Sau đó, quá trình FEA được thực hiện. Hình 4.7 là kết quả FEA cho ứng suất.



Hình 4.7: Kết quả FEA cho ứng suất

Kết quả này được so sánh với kết quả tối ưu. Kết quả so sánh cho thấy sai khác giữa FEA và kết quả tối ưu của ứng suất là 5,6%, cho biến dạng và khối lượng là 6,1% và 1,68% như được biểu diễn trong Bảng 4.8. Sự sai khác này có thể do hai lý do như sau: (1) Mô hình toán vẫn còn một số yếu tố chưa được thể hiện, tuy nhiên nguyên nhân này không đáng kể vì mô hình toán đã được đánh giá độ chính xác. (2) Kết quả kích thước tối ưu nhận được là một số thập phân vô hạn không tuần hoàn. Trong khi đó kích thước của mô hình 3D được vẽ với hai chữ số thập phân. Vì vậy, sai số xuất hiện là điều đương nhiên. Với kết quả sai số như vậy là có thể chấp nhận được. Kết quả sai số như vậy thể hiện quy trình thiết kế, tối ưu đề xuất đảm bảo độ tin cậy.

Bảng 4.8: So sánh kết quả FEA với kết quả tối ưu

Tối ưu			FEA			Sai số (%)		
f_1 (gr)	f_2 (độ)	f_3 (MPa)	f_1 (gr)	f_2 (độ)	f_3 (MPa)	f_1	f_2	f_3
55,18	30	49,56	51,81	29,494	46,783	6,1	1,68	5,6

Trong mục này, tác giả đã đề xuất được một cách tiếp cận mới để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu cho khớp xoay mềm bằng cách tích hợp FEM, RSM và PSO. Sau đó, dựa trên phương pháp đề, xuất tác giả đã thiết kế, tối ưu cho khớp xoay mềm có khối lượng nhỏ, có độ cứng 200 N/mm và có thể làm việc an toàn trong phạm vi thiết kế.

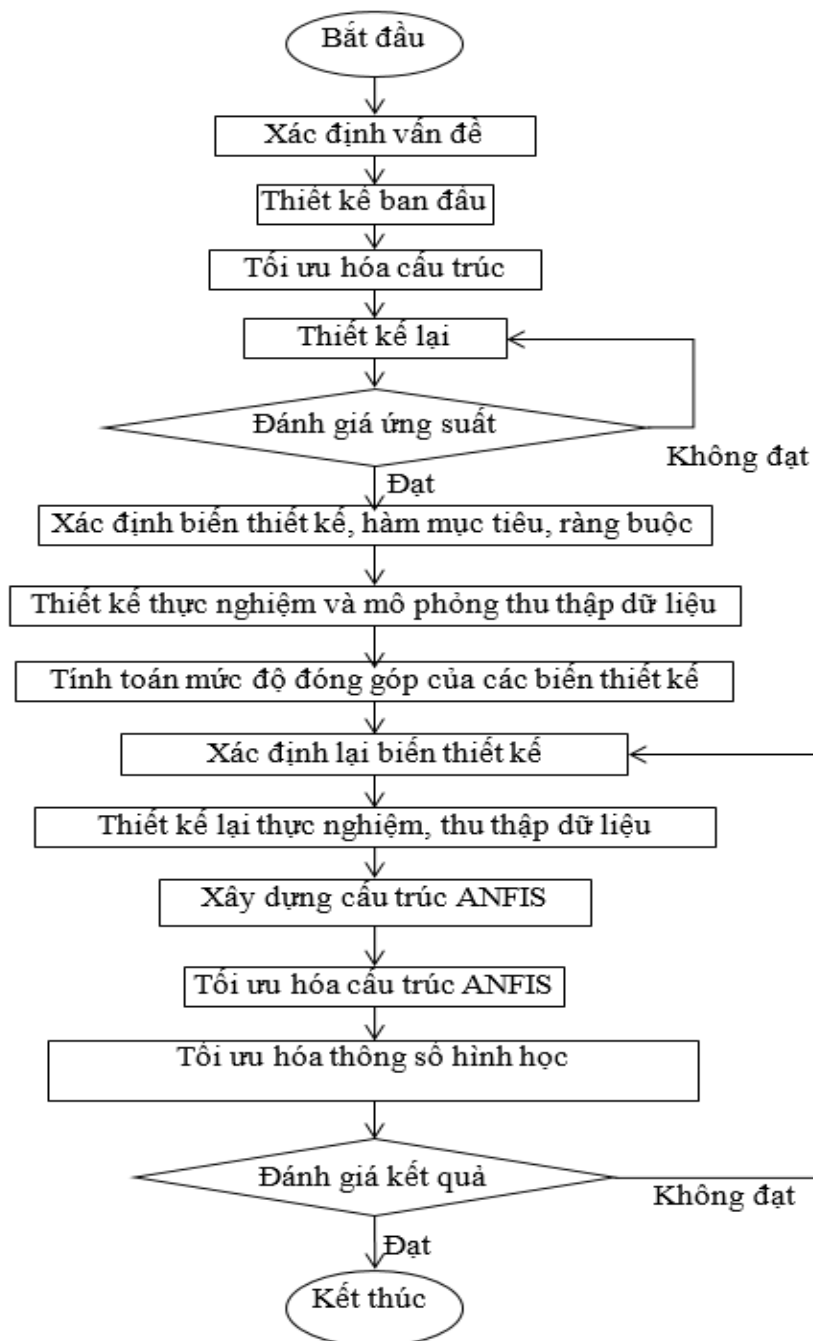
4.3 Phát triển khớp xoay mềm dựa trên phương pháp tối ưu hóa cấu trúc kết hợp FEM, mạng nơ ron mờ thích nghi và thuật toán tối ưu hóa chu kỳ nước – con thiêu thân

4.3.1 Giới thiệu

Khớp xoay phải có kết cấu nhỏ gọn, nhẹ, năng lượng tích lũy lớn để có thể gắn lên thiết bị hỗ trợ vận động chi trên. Để nâng cao hiệu quả sử dụng vật liệu và tạo ra khớp xoay có cấu trúc mới thì phương pháp tối ưu hóa cấu trúc Topo được sử dụng. Tuy nhiên, khớp xoay được tạo ra từ kết quả tối ưu Topo chưa đáp ứng được yêu cầu để sử dụng cho cơ cấu cân bằng. Vì vậy, khớp xoay cần phải được thiết kế, hiệu chỉnh lại. Do đó, tác giả tiếp tục tối ưu hóa kích thước của khớp xoay nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng của nó. Vì khớp xoay có biến dạng lớn và ứng xử phi tuyến. Bên cạnh đó, khớp xoay không có khâu khớp như cơ cấu truyền thống. Do đó, việc mô hình hóa khớp xoay bằng các phương pháp cơ học truyền thống rất khó khăn. Vì vậy, ANFIS được sử dụng để mô hình hóa cho các ứng xử của khớp xoay. Để tối ưu hóa kích thước cho khớp xoay với nhiều biến thiết kế và nhiều hàm ràng buộc. Thuật toán WCMFO được sử dụng để nâng cao hiệu quả tìm kiếm giải pháp tối ưu.

4.3.2 Đề xuất quy trình thiết kế, tối ưu

Hình 4.8 là quy trình thiết kế khớp xoay.



Hình 4.8: Quy trình thiết kế khớp xoay

Như trình bày ở mục trước, tối ưu hóa việc sử dụng vật liệu là một yêu cầu cần thiết của khớp xoay mềm. Quy trình thiết kế, tối ưu khớp xoay được tác giả và cộng sự phát triển trong tài liệu [98]. Khi vật liệu được bố trí phù hợp thì khớp xoay sẽ có kết cấu nhỏ gọn, nhẹ. Vì vậy, quá trình tối ưu hóa cấu trúc Topo được áp dụng đầu tiên. Sau đó, thiết kế lại khớp xoay theo kết quả tối ưu Topo. Kế tiếp, thông số kích thước của khớp xoay sẽ được tối ưu.

4.3.2.1 Tối ưu hóa cấu trúc Topo (Topology)

Bước 1: Xác định vấn đề thiết kế

Khớp xoay được thiết kế cho cơ cấu cân bằng trọng lực đòi hỏi một số đặc tính như: Nhỏ gọn, nhẹ, đảm bảo độ cứng, đảm bảo độ bền và khả năng sinh công lớn. Do đó, quá trình thiết kế, tối ưu cho khớp xoay được thực hiện qua 2 bước gồm: Tối ưu hóa cấu trúc Topo và tối ưu hóa thông số hình học.

Bước 2: Thiết kế ban đầu

Kết quả tối ưu hóa cấu trúc Topo phụ thuộc rất nhiều vào không gian thiết kế ban đầu. Ngoài ra, hình dạng ban đầu của cấu trúc cũng ảnh hưởng nhiều đến kết quả tối ưu hóa cấu trúc Topo. Do đó, thiết kế thăm dò được thực hiện một cách cẩn thận để xác định không gian và hình dạng cho thiết kế ban đầu.

Bước 3: Tối ưu hóa cấu trúc Topo (Topology optimization)

Các chi tiết máy trong thực tế thường sử dụng dư thừa vật liệu do việc bố trí mật độ vật liệu không hợp lý. Điều này làm cho kết cấu nặng hơn và đây là nguyên nhân dẫn đến hiệu suất làm việc của thiết bị thấp. Để khắc phục điều này, các chi tiết cần được tối ưu hóa cấu trúc Topo để tăng hiệu quả sử dụng vật liệu. Với sự ra đời của các siêu máy tính. Người thiết kế dễ dàng thực hiện tối ưu hóa cấu trúc Topo để sắp xếp, bố trí vật liệu một cách hợp lý và loại bỏ những vật liệu dư thừa. Tối ưu hóa cấu trúc Topo là một phương pháp sắp xếp vật liệu trong một miền thiết kế nhất định để tìm ra cấu trúc tối ưu.

Nguyên tắc phân bố vật liệu được kiểm soát bởi mật độ vật liệu trên không gian thiết kế.

4.3.2.2 Xây dựng mô hình thay thế bằng mạng nơ ron thích nghi mờ

Bước 1: Thiết kế lại

Tối ưu hóa cấu trúc Topo tạo ra khớp xoay có kết cấu phù hợp, nâng cao hiệu quả sử dụng vật liệu. Tuy nhiên, cấu trúc này chưa đáp ứng các đặc tính khác của khớp xoay. Vì vậy, tác giả dựa vào hình dạng đề xuất của quá trình tối ưu hóa cấu trúc Topo để thiết kế lại kết cấu của khớp xoay nhằm đạt được tất cả các đặc tính yêu cầu.

Bước 2: Đánh giá sơ bộ

Khả năng làm việc của khớp xoay có thể được đánh giá bằng kinh nghiệm của người thiết kế. Tuy nhiên, sử dụng kinh nghiệm không phải lúc nào cũng có kết quả như mong đợi. Vì vậy, cấu trúc được thiết kế lại của khớp xoay cần được đánh giá thông qua FEA. Trong nghiên cứu này, khớp xoay được cho quay một góc 30 độ sau đó xem xét ứng suất sinh ra. Nếu ứng suất sinh ra trên khớp xoay càng nhỏ, thì mức độ an toàn càng cao.

Bước 3: Xác định biến thiết kế và hàm mục tiêu

Trong nghiên cứu này, khớp xoay được kỳ vọng có khả năng sinh công càng lớn càng tốt. Do đó, năng lượng biến dạng được xem là hàm mục tiêu. Độ cứng của khớp xoay chỉ đảm bảo khi cho khớp xoay quay một góc xác định thì mô men sinh ra phải bằng một hằng số. Hơn nữa, ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn ứng suất cho phép để đảm bảo độ bền. Vì vậy, mô men và ứng suất được xem là hai hàm ràng buộc. Bên cạnh đó, các đặc tính của khớp xoay chịu ảnh hưởng bởi các kích thước hình học của nó. Do đó, tất cả các thông số kích thước của khớp xoay cần được xem xét và chúng được xem là các biến thiết kế.

Bước 4: Suu tập dữ liệu

Thông thường, có hai cách để thu thập dữ liệu đó là thực nghiệm và mô phỏng số.

Trong nghiên cứu này các ứng xử của khớp xoay được thu thập bằng phương pháp mô phỏng. Phương pháp RSM tích hợp trong FEM được sử dụng để mô phỏng. Phương pháp thiết kế tổng hợp trung tâm (CCD) được sử dụng để thiết kế thực nghiệm.

Bước 5: Tính toán đóng góp của các biến thiết kế.

Đặc tính của khớp xoay chịu ảnh hưởng của tất cả các biến thiết kế. Tuy nhiên, mức độ ảnh hưởng thì không giống nhau. Do đó, để giảm thời gian, chi phí và độ phức tạp cho quá trình thiết kế thì phải loại bỏ các biến có đóng góp thấp, không có ý nghĩa thống kê. Để làm việc này, tác giả sử dụng phương pháp phân tích phương sai. Dựa vào kết quả phân tích, những biến có đóng góp thấp và không có ý nghĩa thống kê sẽ được loại bỏ.

Bước 6: Xác định lại biến thiết kế

Từ kết quả phân tích phương sai, các biến thiết kế có mức đóng góp thấp và không có ý nghĩa thống kê sẽ được loại bỏ. Những biến thiết kế có mức ảnh hưởng lớn sẽ được lựa chọn làm biến thiết kế cho bước tiếp theo.

Bước 7: Suu tập lại dữ liệu

Sau khi lựa chọn được biến thiết kế, thiết kế thực nghiệm được xây dựng lại và tiến hành quá trình mô phỏng để suu tập bộ dữ liệu mới với ít biến thiết kế hơn.

Bước 8: Xây dựng cấu trúc cho ANFIS

ANFIS là một phương pháp có thể sử dụng để xấp xỉ các mô hình có tính phi tuyến cao [99, 100]. Do đó, nghiên cứu này sử dụng ANFIS để mô hình hóa ứng xử cho khớp xoay.

Bước 9: Tối ưu hóa cấu trúc ANFIS

Độ chính xác của mô hình xấp xỉ được thiết lập bằng ANFIS phụ thuộc vào loại của hàm quan hệ đầu vào, số lượng hàm quan hệ đầu vào, loại hàm quan hệ đầu ra,

phương pháp huấn luyện. Vì vậy, trước khi sử dụng ANFIS để thành lập mô hình xấp xỉ, cấu trúc của ANFIS cần được tối ưu.

Mục đích của tối ưu cấu trúc của ANFIS là tìm ra cấu trúc phù hợp để xây dựng mô hình xấp xỉ với ít sai số nhất. Do đó, sai số bình phương trung bình (Mean squared error - MSE) được xem là hàm mục tiêu của quá trình tối ưu. MSE được tính như sau:

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - y_{bi})^2 \quad (4.12)$$

Trong đó: y_i là biến độc lập, y_{bi} là giá trị dự đoán

4.3.2.3 Tối ưu hóa kích thước

Bước 1: Tối ưu hóa kích thước của khớp xoay sử dụng thuật toán chu kỳ nước - con thiêu thân.

Thuật toán chu kỳ nước có khả năng tìm kiếm tốt trong không gian thiết kế. Việc cập nhật liên tục vị trí các sông suối trong quá trình chảy ra biển giúp dễ dàng tìm ra giải pháp tối ưu. Tuy nhiên, đường đi của suối đến sông và sông ra biển là những đường thẳng. Do đó, hiệu quả tìm kiếm trong không gian chưa cao. Trong khi đó, thuật toán con thiêu thân cập nhật vị trí theo đường xoắn ốc. Do đó, khả năng tìm kiếm trong không gian tốt hơn. Tuy nhiên thuật toán con thiêu thân không có khả năng chia sẻ thông tin về giải pháp tìm kiếm tốt nhất giữa các lần tìm kiếm. Do đó, khả năng tìm kiếm bị hạn chế. Sự kết hợp giữa thuật toán chu kỳ nước và thuật toán con thiêu thân (Water cycle moth - flame optimization algorithms - WCMFO) nhằm tăng hiệu quả tìm kiếm cho thuật toán. Do đó, thuật toán chu kỳ nước kết hợp với thuật toán con thiêu thân được sử dụng để tìm kiếm kích thước cho khớp xoay là cần thiết.

Bước 2: Đánh giá kết quả tối ưu

Kết quả tối ưu cần được kiểm chứng để đánh giá độ tin cậy của phương pháp đề

xuất.

4.3.3 Bài toán tối ưu

Như trình bày ở trên, khớp xoay sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế cần phải nhỏ gọn, nhẹ, ứng suất phải nhỏ hơn ứng suất cho phép, năng lượng biến dạng lớn và độ cứng đảm bảo 200 N/mm. Trong khi đó, các tính chất trên chịu ảnh hưởng bởi kích thước hình học của khớp xoay và mức độ ảnh hưởng của từng yếu tố không giống nhau. Vì vậy, để đạt được tất cả các yêu cầu trên. Phương pháp thiết kế kết hợp giữa tối ưu hóa cấu trúc Topo và tối ưu hóa thông số hình học của khớp xoay được đề xuất. Quá trình tối ưu hóa có thể trình bày như sau:

Bài toán tối ưu cấu trúc TOPO (Topology optimization):

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{find } \mathbf{x}_1 = [x_1, x_2, x_i, \dots, x_n] \in R_n \\ \text{max : } f_1(\mathbf{x}_1) = \delta \mathbf{F}^T \\ \text{s.t:} \\ g_1(\mathbf{x}_1) = \frac{\mathbf{x}_1 \mathbf{V}_e^T}{V_o} \leq V_l \\ 0 \leq x_{\min} \leq x_i \leq 1, i = 1, 2, \dots, n \end{array} \right. , \quad (4.13)$$

Trong đó: \mathbf{x}_1 là vec tơ của biến thiết kế trong cấu trúc Topo, x_i là mật độ vật chất của mỗi phần tử. V_o là thể tích ban đầu, V_l là thể tích tối đa cho phép. N là tổng số phần tử. $f_1(x_1)$ và $g_1(x_1)$ là hàm phù hợp và hàm ràng buộc.

Tối ưu hóa kích thước.

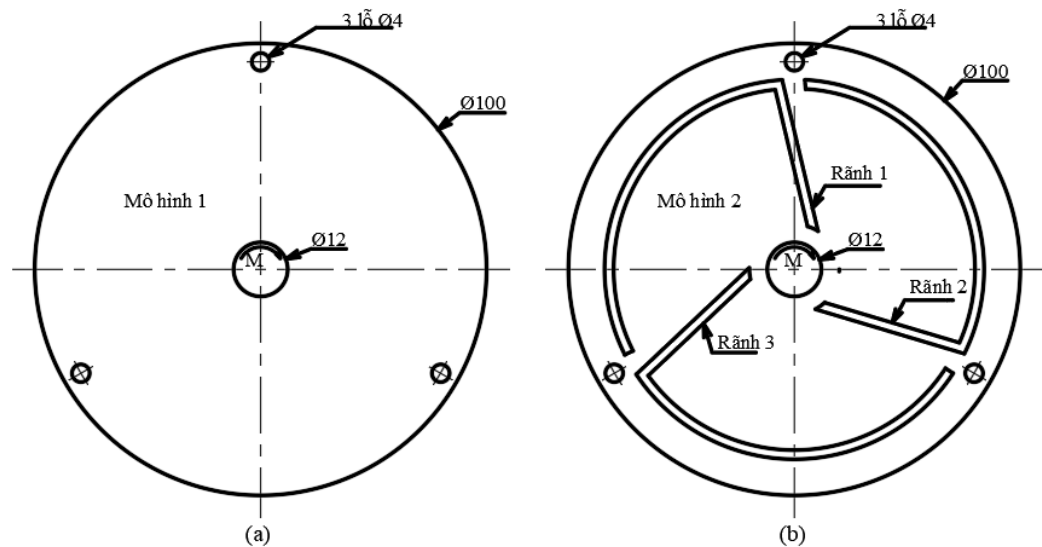
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{find } \mathbf{x}_2 = [s_1, s_2, \dots, s_N] \\ \text{max : } f_2(\mathbf{x}_2) \\ \text{s.t:} \\ g_2(\mathbf{x}_2) \leq 250 \text{ MPa} \\ g_3(\mathbf{x}_2) = 104,7 \text{ Nmm} \end{array} \right. , \quad (4.14)$$

Trong đó: x_2 là biến thiết kế, $f_2(x_2)$ là hàm năng lượng, $g_2(x_2)$ là hàm ràng buộc ứng suất, $g_3(x_2)$ là hàm ràng buộc mô men.

4.3.4 Kết quả và thảo luận

4.3.4.1 Thiết kế ban đầu của khớp xoay

Kết quả tối ưu cấu trúc Topo phụ thuộc nhiều vào không gian thiết kế ban đầu. Để lựa chọn được cấu trúc tốt, tác giả đề xuất hai không gian thiết kế để tiến hành tối ưu cấu trúc Topo. Hình 4.9a mô tả không gian thiết kế ban đầu của khớp xoay, được gọi là mô hình 1. Nó có đường kính ngoài 100 mm và một lỗ ở tâm có đường kính 12 mm. Ba lỗ có đường kính 4 mm để cố định khớp xoay trong hệ thống. Đường kính ngoài là giới hạn của không gian thiết kế. Đường kính trong để lắp ráp với trục. Hình 4.9b là không gian thiết kế ban đầu thứ hai cho khớp xoay, được gọi là mô hình 2. Hình dạng tương tự như mô hình 1 nhưng có thêm vào ba rãnh. Ba rãnh này được sắp xếp theo góc 120 độ.



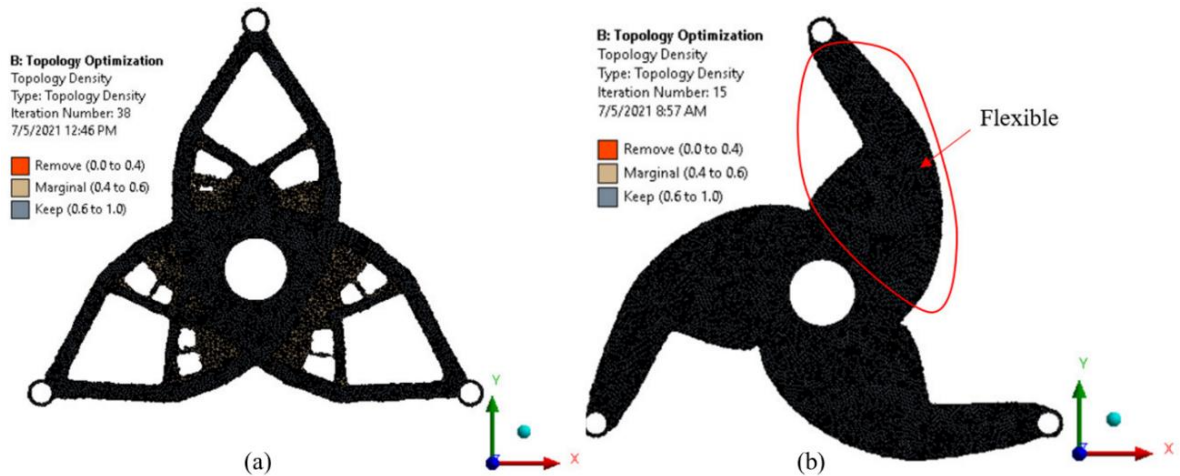
Hình 4.9: Thiết kế ban đầu của khớp xoay: a) mô hình 1, b) mô hình 2

4.3.4.2 Kết quả tối ưu cấu trúc Topo (Topology)

Trước khi tối ưu hóa cấu trúc Topo, các mô hình được phân tích để đánh giá phân

bổ ứng suất. Trước khi thực hiện FEA, điều kiện biên phải được thiết lập. Mỗi mô hình được cố định bằng 3 lỗ $\Phi 4$ và mômen 104,719 Nmm được đặt trên lỗ $\Phi 12$. Kế tiếp, quá trình chia lưới được thực hiện. Chất lượng lưới được đánh giá bằng tiêu chuẩn Skewness.

Đối với mô hình 1, lưới được chia theo phương pháp định kích thước bề mặt. Phần tử tứ diện loại 10 được sử dụng với kích thước 0,5 mm. Mô hình sau khi chia lưới có 620006 nút và 359319 phần tử. Trị số trung bình của lưới chia bằng 0,393 với sai lệch chuẩn bằng 0,187. Trị số này cho thấy lưới đạt chất lượng tốt. Đối với mô hình 2, lưới cũng được chia theo phương pháp định kích thước bề mặt. Phần tử tứ diện loại 10 được sử dụng với kích thước 0,5 mm. Kết quả chia lưới cho mô hình với 635116 nút và 365896 phần tử. Tiêu chí Skewness được áp dụng để đánh giá kết quả lưới với trị số trung bình của số liệu chia lưới bằng 0,389, sai lệch chuẩn bằng 0,185. Với các trị số như trên cho thấy lưới có chất lượng tốt.



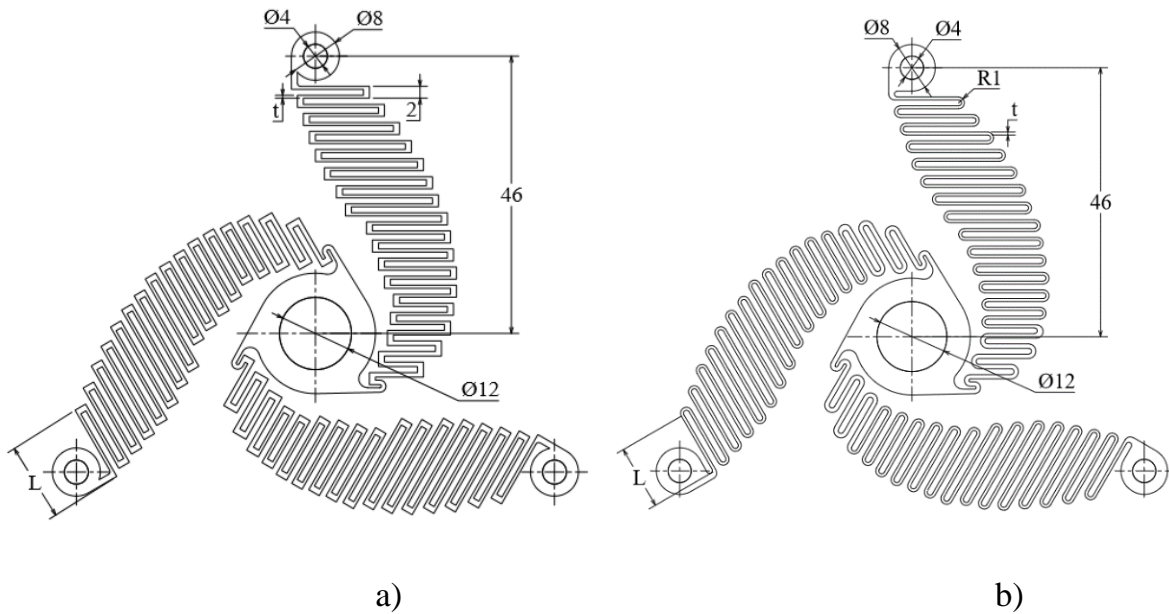
Hình 4.10: Kết quả Topology: a) mô hình 1, b) mô hình 2

Sau khi phân tích ứng suất, tối ưu hóa cấu trúc Topo được thực hiện. Kết quả tối ưu cấu trúc cho 2 mô hình được biểu diễn như Hình 4.10a và 4.10b. So sánh hai kết quả có thể thấy rằng cấu trúc của mô hình 2 ít phức tạp hơn mô hình 1, mô hình 2 linh hoạt hơn mô hình 1. Do đó, mô hình 2 được chọn cho các bước tiếp theo.

4.3.4.3 Tối ưu hóa kích thước

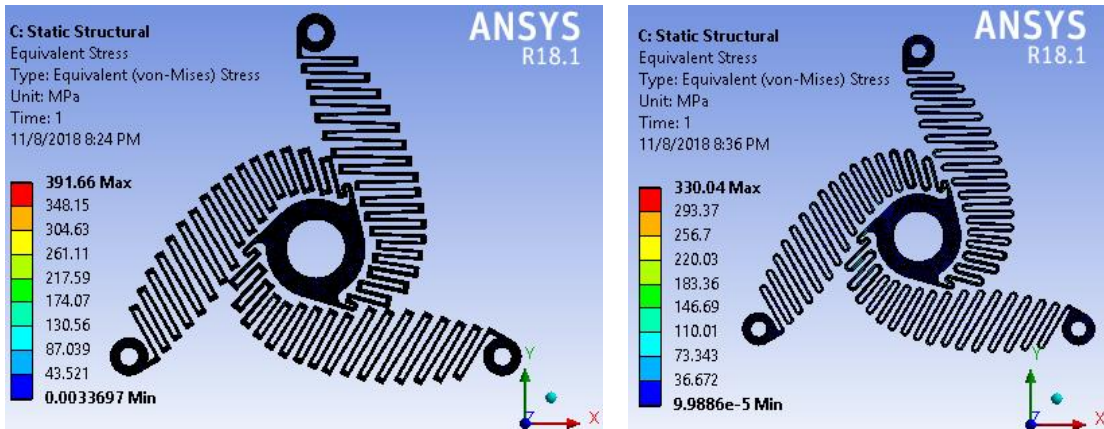
Mặc dù tối ưu hóa cấu trúc Topo đã đề xuất một cấu trúc hợp lý cho khớp xoay với hiệu quả sử dụng vật liệu cao. Tuy nhiên, cấu trúc này không thỏa mãn tất cả các đặc tính để sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực. Do đó, Khớp xoay cần phải được thiết kế lại để có thể đáp ứng được tất cả các đặc tính cần thiết.

Dựa trên kết quả tối ưu cấu trúc Topo, vật liệu tiếp tục được loại bỏ để tạo ra kết cấu mới cho khớp xoay mà nó cho phép khớp xoay có tính linh hoạt hơn. Từ quan điểm này, vật liệu tiếp tục được loại bỏ để tạo ra hai mô hình mới cho khớp xoay như trình bày trên Hình 4.11a và 4.11b.



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

Để đánh giá khả năng làm việc của hai thiết kế, quá trình phân tích ứng suất được thực hiện. Kết quả FEA chỉ ra rằng, khi cho khớp xoay qua một góc 30 độ thì ứng suất sinh ra trên thiết kế 1 là 391,66 MPa và ứng suất sinh ra trên thiết kế 2 là 330,04 MPa như được trình bày trong Hình 4.12. Kết quả này cho thấy thiết kế 2 có độ an toàn cao hơn thiết kế 1. Do đó, thiết kế hai được lựa chọn.

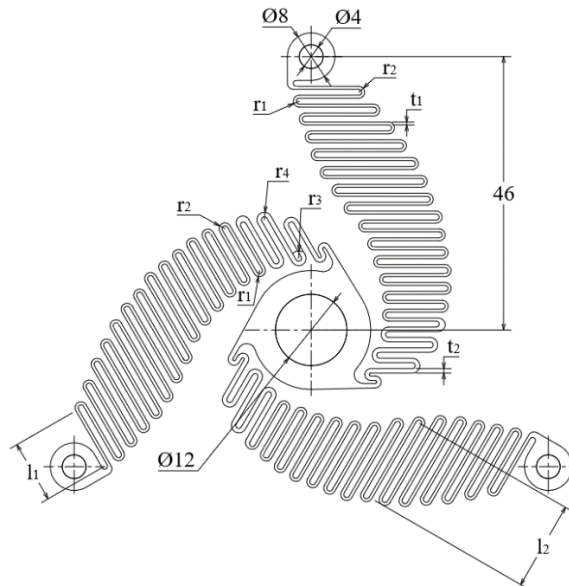


a)

b)

Hình 4.12: Kết quả kiểm tra ứng suất: a) thiết kế 1, b) thiết kế 2

Kết quả phân tích ứng suất cũng cho thấy ứng suất sinh ra ở những đoạn zích zắc bên trong có ứng suất lớn hơn các đoạn zích zắc bên ngoài. Để ứng suất phân bố đều, các đoạn zích zắc được phân 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 được mô tả trong Hình 4.13.



Hình 4.13: Thiết kế của khớp xoay

Trong quá trình thiết kế khớp xoay, không thể biết trước mức độ ảnh hưởng của từng thông số hình học đến các đặc tính đầu ra của khớp xoay. Do đó, tất cả các thông số của khớp xoay đều được chọn làm biến. Tiếp theo, thực nghiệm được xây dựng bằng phương pháp CCD với 81 thực nghiệm. Để thu thập dữ liệu, phương pháp RSM tích hợp trong FEM được dùng để mô phỏng số. Khớp xoay được cố định bằng 3 lỗ $\Phi 4$ mm. Một chuyển vị góc 30 độ được đặt lên vòng trong $\Phi 12$ mm. Lưới của mô hình được chia theo phương pháp định kích thước bề mặt. Lưới có kích thước là 0,3 mm. Số phần tử là 183651 và số nút là 1016803. Sau khi thiết lập điều kiện biên, quá trình FEA được thực hiện. Kết quả mô phỏng được trình bày trong Bảng C1 (phụ lục C).

Dựa trên kết quả thực nghiệm, mức độ đóng góp của từng biến đến các đáp ứng đầu ra được phân tích. Mục đích của phân tích này nhằm bỏ bớt những biến có mức độ đóng góp thấp và không có ý nghĩa thống kê để quá trình tối ưu hóa tiếp theo giảm bớt độ phức tạp. Để phân tích mức độ đóng góp tác giả dùng phương pháp phân tích phương sai (Analysis of variance - ANOVA).

Bảng 4.9: Kết quả phân tích ANOVA

Biến	Ứng suất		Mô men		Năng lượng	
	Đóng góp	Giá trị P	Đóng góp	Giá trị P	Đóng góp	Giá trị P
r_1 mm	0,63%	0,03	0,27%	0,263	1,70%	0,263
r_2 mm	0,22%	0,169	0,11%	0,078	0,42%	0,078
r_3 mm	0,25%	0,114	0,03%	0,707	0,08%	0,707
r_4 mm	0,02%	0,867	0,00%	0,971	0,03%	0,971
t_1 mm	89,65%	< 0,001	71,47%	< 0,001	78,55%	< 0,001
t_2 mm	0,80%	0,001	18,68%	< 0,001	9,27%	< 0,001
l_1 mm	3,22%	< 0,001	1,41%	< 0,001	3,66%	< 0,001
l_2 mm	1,68%	< 0,001	1,53%	< 0,001	2,85%	< 0,001
Error	3,53%		6,49%		3,45%	
Total	100%		100%		100%	

Dựa vào kết quả phân tích ANOVA, ba biến thiết kế đã được loại bỏ và nó được xem như hằng số $r_2= 0,6$ mm, $r_3= 0,5$ mm và $r_4= 0,5$ mm. Khớp xoay lúc này còn lại 5 biến là t_1 , t_2 , l_1 , l_2 và r_1 . Năm biến này sẽ được dùng để thiết kế thực nghiệm và FEA nhằm tìm ra các ứng xử của khớp xoay. Như phân tích ở trên, khớp xoay cần sinh công lớn, nghĩa là năng lượng biến dạng sinh ra càng lớn càng tốt. Do đó, hàm năng lượng $f_2(x)$ được xem là hàm mục tiêu. Đồng thời, ứng suất sinh phải bé hơn ứng suất cho phép và độ cứng là một hằng số. Vì vậy, hàm ứng suất và mô men được xem là hàm ràng buộc.

Dựa vào các yêu cầu của quá trình thiết kế, kết quả tối ưu cấu trúc Topo và các yêu cầu khác, bài toán tối ưu hóa kích thước, gồm 5 biến thiết kế, hàm mục tiêu và ràng buộc được xác định như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{find } \mathbf{x}_2 = [r_1, t_1, t_2, l_1, l_2] \\ \text{max : } f_2(\mathbf{x}_2) \\ \text{s.t:} \\ g_2(\mathbf{x}_2) \leq 250 \text{ MPa} \\ g_3(\mathbf{x}_2) = 104,7 \text{ Nmm} \\ 0,5 \text{ mm} \leq r_1 \leq 0,7 \text{ mm} \\ 0,3 \text{ mm} \leq t_1 \leq 0,5 \text{ mm} \\ 0,4 \text{ mm} \leq t_2 \leq 0,6 \text{ mm} \\ 10 \text{ mm} \leq l_1 \leq 12 \text{ mm} \\ 14 \text{ mm} \leq l_2 \leq 16 \text{ mm} \end{array} \right. , \quad (4.15)$$

Trong đó: \mathbf{x}_2 là véc tơ biến thiết kế, $f_2(x_2)$ là hàm năng lượng, $g_2(x_2)$ là hàm ràng buộc ứng suất, $g_3(x_2)$ là hàm ràng buộc mô men.

Sau khi mô phỏng và thu thập dữ liệu, vì mô men, ứng suất và năng lượng có đơn vị khác nhau. Để loại bỏ ảnh hưởng của sai khác đơn vị, kết quả mô phỏng được chuẩn hóa để đưa về giá trị trong phạm vi từ 0 đến 1. Kết quả mô phỏng và chuẩn hóa được

trình bày trong Bảng C2 (Phụ lục C).

Trước khi thực hiện tối ưu kích thước hình học của khớp xoay thì mô hình các ứng xử của khớp xoay phải được thành lập. Trong nghiên cứu này, ANFIS được dùng để xây dựng mô hình xấp xỉ. Trước khi sử dụng ANFIS, cấu trúc của ANFIS được tối ưu hóa với mục đích tìm ra cấu trúc phù hợp để xây dựng mô hình xấp xỉ với sai số nhỏ nhất. Cấu trúc ANFIS được tối ưu bằng phương pháp Taguchi. Trong cấu trúc ANFIS có bốn tham số chính tác động đến độ chính xác của mô hình xấp xỉ. Bốn tham số này được dùng làm biến thiết kế và được chia thành các mức như trình bày trong Bảng 4.10. *RMSE* (Root mean squared error) được định nghĩa là hàm mục tiêu để tối ưu cấu trúc của ANFIS.

Bảng 4.10: Mức của các yếu tố của cấu trúc ANFIS

Yếu tố	Mức 1	Mức 2	Mức 3	Mức 4	Mức 5	Mức 6	Mức 7	Mức 8
Hàm đầu vào	<i>dsigmf</i>	<i>gauss2mf</i>	<i>gaussmf</i>	<i>gbellmf</i>	<i>pimf</i>	<i>psigmf</i>	<i>trapmf</i>	<i>trimf</i>
Số lượng hàm đầu vào	3	4						
Hàm đầu ra	<i>constant</i>	<i>linear</i>						
Phương pháp	<i>hybrid</i>	<i>backpropa</i>						

Dựa trên số mức và số lượng biến, mảng trực giao $L_{16} (8^1 \& 2^3)$ được dùng để thiết kế thực nghiệm. Sau đó, quá trình thí nghiệm xây dựng mô hình cho ứng suất được thực hiện để thu thập *RMSE*. Kết quả thu thập dữ liệu *RSME* trong Bảng 4.11 cho thấy thực nghiệm thứ 11 có kết quả *RSME* nhỏ nhất.

Thực nghiệm này tương ứng với các thông số của ANFIS gồm: Hàm đầu vào *psigmf*, số lượng hàm đầu vào 3, hàm đầu ra là hàm *linear* và phương pháp huấn luyện là *packpropa*. Tuy nhiên đây là mảng trực giao chưa đầy đủ thực nghiệm. Do đó, để tìm được cấu trúc tốt nhất cho ANFIS thì quá trình tối ưu cần được thực hiện. Trước khi thực hiện tối ưu hóa cấu trúc ANFIS. Giá trị *S/N* của các *RMSE* cần được tính toán với mục

tiêu giá trị *RMSE* càng nhỏ càng tốt.

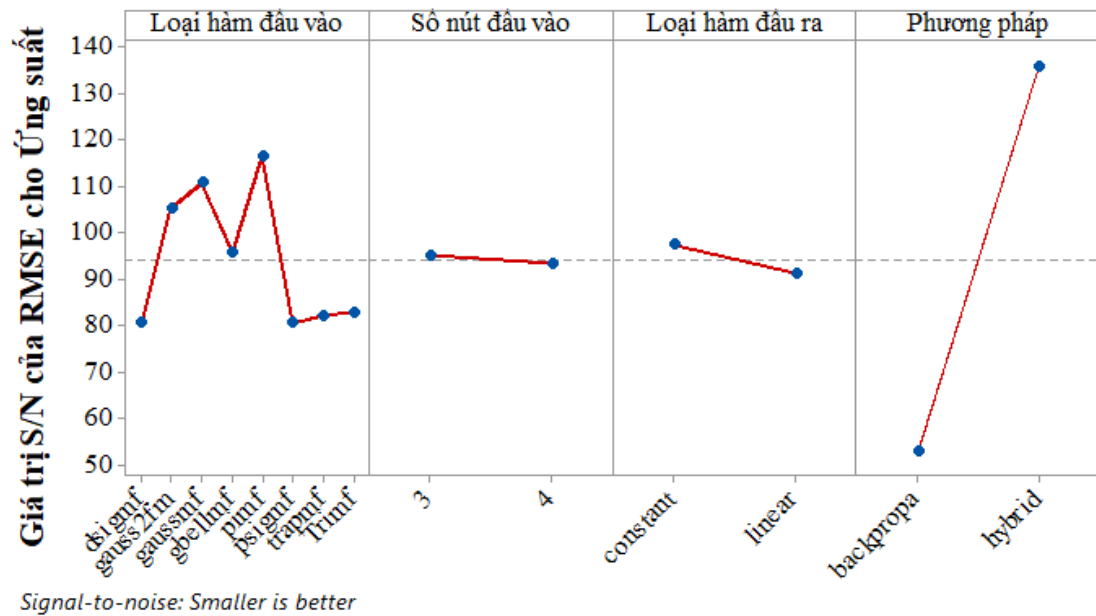
Bảng 4.11: Bảng trực giao *L16* với giá trị *RSME* và *S/N* cho ứng suất

Stt.	Hàm đầu vào	Số lượng hàm đầu vào	Hàm đầu ra	Phương pháp	RSME ($\times 10^{-3}$)	<i>S/N</i> (dB)
1	dsigmf	3	linear	backpropa	0,000511	125,833928
2	dsigmf	4	constant	hybrid	10,570400	39,51817156
3	gauss2fm	3	linear	hybrid	0,000511	125,833928
4	gauss2fm	4	constant	backpropa	012,006400	38,41174384
5	daussmf	3	constant	backpropa	0,932428	60,60769387
6	daussmf	4	linear	hybrid	0,000292	130,6837506
7	gbellmf	3	constant	backpropa	0,182727	74,76394552
8	gbellmf	4	linear	hybrid	0,000048	146,3524949
9	pimf	3	linear	hybrid	0,000067	143,4968674
10	pimf	4	constant	backpropa	0,449694	66,94165814
11	psigmf	3	linear	backpropa	0,000010	160,2560269
12	psigmf	4	constant	hybrid	0,233038	72,65146511
13	trapmf	3	constant	hybrid	17,814600	34,98447849
14	trapmf	4	linear	backpropa	0,000512	125,8210158
15	trimf	3	constant	hybrid	017,814600	34,98447849
16	trimf	4	linear	backpropa	0,000511	125,8281661

Kết quả tính toán giá trị *S/N* cho bộ dữ liệu ứng suất được thực hiện. Dựa trên tính toán *S/N*. Một quá trình phân tích để xếp hạng mức đóng góp của các tham số của cấu trúc ANFIS. Kết quả chỉ ra rằng phương pháp huấn luyện đóng góp nhiều nhất đến sai số của mô hình xấp xỉ, số lượng hàm đầu vào đóng góp nhỏ nhất đến sai số của mô hình xấp xỉ. Ngoài ra, kết quả phân tích cũng cho thấy khi sử dụng hàm đầu vào *pimf* sẽ cho mô hình có sai số nhỏ nhất, số lượng hàm đầu vào là 3 sẽ cho kết quả sai số ít hơn số lượng hàm đầu vào là 4, hàm đầu ra *linear* cho mô hình nhiều sai số hơn *constant*, phương pháp huấn luyện *hybrid* cho mô hình xấp xỉ tốt hơn. Điều này được minh họa trong Bảng 4.12 và Hình 4.14.

Bảng 4.12: Trị số của S/N cho bộ dữ liệu ứng suất

Mức	Hàm đầu vào	Số lượng hàm đầu vào	Hàm đầu ra đầu ra	Phương pháp
1	80,4	95,1	97,29	52,86
2	105,22	93,28	91,09	135,51
3	110,56			
4	95,65			
5	116,45			
6	80,41			
7	82,12			
8	82,68			
Sai khác	36,05	1,82	6,2	82,66
Xếp hạng	2	4	3	1



Hình 4.14: Giá trị S/N của RSME cho ứng suất

Tương tự, cấu trúc ANFIS cho bộ dữ liệu mô men cũng được tối ưu. Mạng trực giao L_{16} được dùng để thiết kế thực nghiệm. Mỗi một lần huấn luyện để xây dựng mô

hình xấp xỉ giá trị $RSME$ sẽ được ghi nhận. Kết quả $RSME$ cho bộ dữ liệu mô men và giá trị S/N được thể hiện trong Bảng 4.13. Với kết quả này cho thấy thực nghiệm số 11 cho giá trị $RSME$ nhỏ nhất và thực nghiệm thứ 15 cho $RMSE$ lớn nhất.

Bảng 4.13: Mạng trực giao $L16$ với giá trị $RSME$ và S/N cho mô men

Stt.	Hàm đầu vào	Số lượng hàm đầu vào	Hàm đầu ra	Phương pháp	$RSME (x10^{-3})$	$S/N (dB)$
1	dsigmf	3	linear	backpropa	0,000467	126,606
2	dsigmf	4	constant	Hybrid	9,197000	40,7271
3	gauss2fm	3	linear	Hybrid	0,000067	143,423
4	gauss2fm	4	constant	backpropa	9,316000	40,6154
5	gaussmf	3	constant	backpropa	0,104000	79,6593
6	gaussmf	4	linear	Hybrid	0,000323	129,811
7	gbellmf	3	constant	backpropa	0,700000	63,098
8	gbellmf	4	linear	Hybrid	0,000037	148,63
9	pimf	3	linear	Hybrid	0,000058	144,797
10	pimf	4	constant	backpropa	0,632000	63,9857
11	psigmf	3	linear	backpropa	0,000005	166,459
12	psigmf	4	constant	Hybrid	0,288000	70,8122
13	trapmf	3	constant	Hybrid	12,115000	38,3335
14	trapmf	4	linear	backpropa	0,000468	126,594
15	trimf	3	constant	Hybrid	12,116000	38,3328
16	trimf	4	linear	backpropa	0,000468	126,602

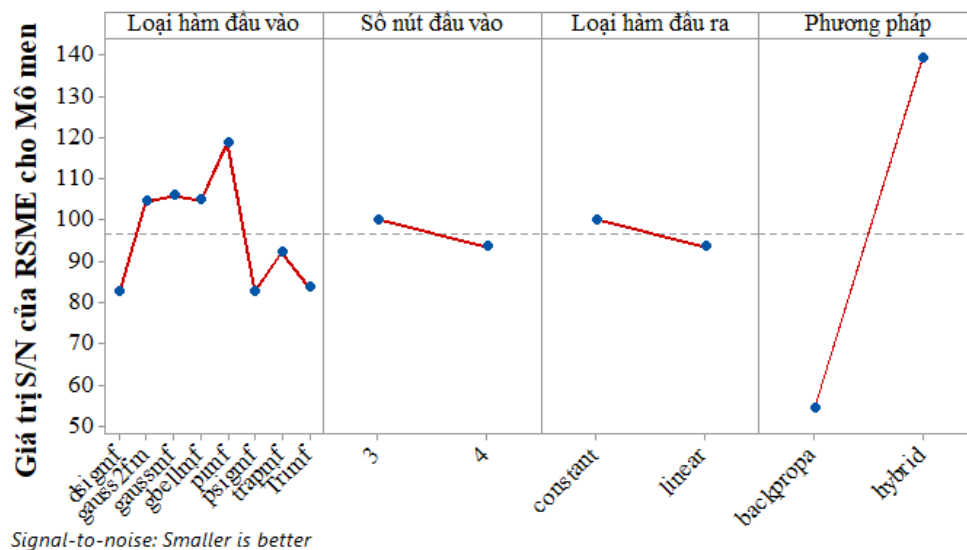
Dựa vào giá trị $RMSE$, S/N của $RMSE$ cho mô hình xấp xỉ của mô men được tính toán với mong muốn $RMSE$ càng nhỏ càng tốt. Sau khi tính toán S/N , một quá trình phân tích thống kê được thực hiện. Kết quả cho thấy phương pháp huấn luyện có ảnh hưởng lớn nhất đến sai số của mô hình.

Trong khi đó, số lượng hàm đầu vào tác động ít nhất đến sai số của mô hình. Kết quả tính toán cũng chỉ ra rằng sử dụng hàm đầu vào *pimf* cho mô hình xấp xỉ chính xác cao nhất, số lượng hàm đầu vào nên sử dụng 3, hàm đầu ra nên sử dụng hàm *constant* và phương pháp *hybrid* nên được sử dụng. Kết quả tối ưu cũng được chứng minh như Bảng

4.14 và Hình 4.15.

Bảng 4.14: Trị số của S/N cho bộ dữ liệu mô men

Mức	Loại hàm đầu vào	Số lượng hàm đầu vào	Loại hàm đầu ra	Phương pháp
1	82,46	100,09	100,1	54,45
2	104,39	93,47	93,46	139,11
3	105,86			
4	104,73			
5	118,64			
6	82,47			
7	92,02			
8	83,67			
Sai khác	36,17	6,62	6,63	84,67
Xếp hạng	2	4	3	1



Hình 4.15: Giá trị S/N của $RSME$ cho mô men

Tương tự, cấu trúc ANFIS cho bộ dữ liệu năng lượng cũng được tối ưu. Mạng trực giao L_{16} được dùng để xây dựng thực nghiệm. Mỗi một lần huấn luyện để xây dựng mô hình xấp xỉ giá trị $RSME$ sẽ được ghi nhận. Kết quả $RSME$ cho bộ dữ liệu năng lượng và

giá trị S/N được mô tả trong Bảng 4.15.

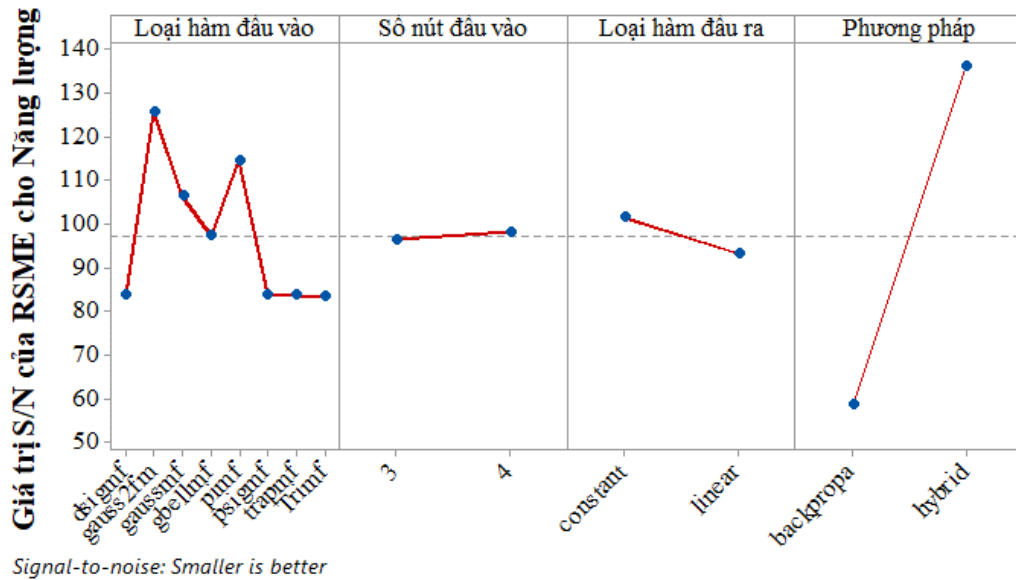
Bảng 4.15: Mảng trực giao $L16$ với giá trị $RSME$ và S/N cho năng lượng

Stt	Hàm đầu vào	Số lượng hàm đầu vào	Hàm đầu ra	Phương pháp	$RSME (x10^{-3})$	S/N (dB)
1	dsigmf	3	linear	backpropa	0,000460685	126,7319
2	dsigmf	4	constant	hybrid	10,063700000	39,9448
3	gauss2fm	3	linear	hybrid	0,000460685	126,732
4	gauss2fm	4	constant	backpropa	9,207630000	40,7170
5	gaussmf	3	constant	backpropa	0,633629000	63,9633
6	gaussmf	4	linear	hybrid	0,000296120	130,571
7	gbellmf	3	constant	backpropa	0,475000000	66,4661
8	gbellmf	4	linear	hybrid	0,000048643	146,2596
9	pimf	3	linear	hybrid	0,000058400	144,6744
10	pimf	4	constant	backpropa	0,004621200	106,705
11	psigmf	3	linear	backpropa	0,000008163	161,7626
12	psigmf	4	constant	hybrid	0,410232000	67,73941
13	trapmf	3	constant	hybrid	8,971410000	40,94279
14	trapmf	4	linear	backpropa	0,000461400	126,7177
15	trimf	3	constant	hybrid	8,971040000	40,94314
16	trimf	4	linear	backpropa	0,000461100	126,7246

Dựa trên kết quả tính toán S/N của $RSME$ cho bộ dữ liệu năng lượng, giá trị S/N cho từng tham số ở từng mức được tính toán. Kết quả tính toán chỉ ra phương pháp huấn luyện có ảnh hưởng lớn nhất đến sai số của mô hình xấp xỉ, loại hàm quan hệ đầu vào có ảnh hưởng thứ hai đến sai số của mô hình xấp xỉ, loại hàm quan hệ đầu ra ảnh hưởng thứ ba đến sai số của mô hình xấp xỉ và số lượng hàm đầu vào ảnh hưởng ít nhất đến sai số của mô hình xấp xỉ. Kết quả tính toán cũng chỉ ra rằng sử dụng hàm đầu vào *gauss2fm* sẽ cho mô hình xấp xỉ ít sai số nhất, số lượng hàm đầu vào nên sử dụng 4, hàm đầu ra nên sử dụng hàm *constant* và phương pháp *hybrid* nên được sử dụng. Kết quả tính toán S/N cho $RSME$ và xếp hạng mức độ ảnh hưởng được thể hiện trong Bảng 4.16 và Hình 4.16.

Bảng 4.16: Trị số của S/N cho bộ dữ liệu năng lượng

Mức	Loại hàm quan hệ đầu vào	Số lượng hàm đầu vào	Loại hàm quan hệ đầu ra	Phương pháp
1	83,83	96,53	101,47	58,43
2	125,69	98,17	93,23	136,27
3	106,36			
4	97,27			
5	114,75			
6	83,83			
7	83,72			
8	83,34			
Delta	42,35	1,65	8,25	77,84
Rank	2	4	3	1



Hình 4.16: Giá trị S/N của $RSME$ cho năng lượng

Quá trình tối ưu cấu trúc của ANFISS nhằm mục đích cực tiểu trị số $RMSE$ đã tìm ra cấu trúc phù hợp nhất của ANFIS. Kết quả cấu trúc tối ưu của ANFIS được trình bày trong Bảng 4.17.

Bảng 4.17: Kết quả tối ưu hóa cho cấu trúc ANFIS

Đáp ứng	Hàm đầu vào	Số lượng hàm đầu vào	Hàm đầu ra	Phương pháp
Mô men	pimf	3	constant	hybrid
Ứng suất	pimf	3	constant	hybrid
Năng lượng	gauss2fm	4	constant	hybrid

Sau khi tìm được cấu trúc ANFIS phù hợp để xây dựng mô hình xấp xỉ. Các mô hình xấp xỉ cho ứng suất, mô men và năng lượng được xây dựng. Sau đó thuật toán WCMFO được dùng để tối ưu kích thước của khớp xoay. Phương pháp tối ưu lai giữa ANFIS với WCMFO được chạy trên Matlab. Các thông số của thuật toán WCMFO được thiết lập theo [98] với tập hợp các nghiệm ban đầu là 50, một giải pháp tốt nhất được chọn làm biên và bốn giải pháp tốt tiếp theo được chọn làm sông. Giá trị sai lệch giữa hai nghiệm d_{max} là 10^{-5} , số vòng lặp tối đa là 300. Đồng thời, thuật toán WCA cũng được tích hợp với các mô hình ANFIS tốt nhất, được gọi là WCA dựa trên ANFIS. Kết quả tối ưu của hai phương pháp này được so sánh với nhau. Bởi vì quá trình tìm kiếm của các thuật toán mang tính ngẫu nhiên. Do đó, để đảm bảo độ tin cậy, mỗi thuật toán được chạy 30 lần. Kết quả tối ưu được trình bày như Bảng 4.18.

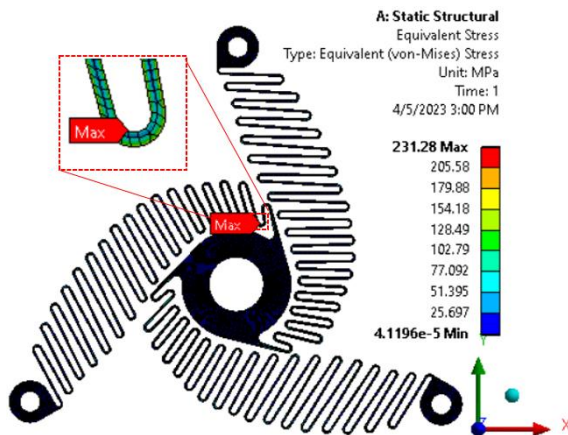
Kết quả tối ưu chỉ ra rằng hai thuật toán đều cho kết quả mô men sinh ra khi khớp xoay 30 độ là 104,702 Nmm. Theo Công thức (3.4) khớp xoay đảm bảo độ cứng 200 N/mm. Ứng suất dự đoán tối ưu được tìm thấy từ hai thuật toán cũng đảm bảo cho kết quả nhỏ hơn 250 MPa. Điều này cho thấy cả hai thuật toán đều cho kết quả tốt. Tuy nhiên, giá trị trung bình của năng lượng biến dạng thì phương pháp ANFIS-WCMFO cho giá trị bằng $1,409 \cdot 10^{-3}$ mJ, lớn hơn giá trị năng lượng do phương pháp ANFIS-WCA tìm được là $1,385 \cdot 10^{-3}$ mJ. Điều này chứng minh phương pháp lai WCMFO dựa trên ANFIS cho kết quả tìm kiếm tốt hơn thuật toán chu kỳ nước dựa trên ANFIS.

Bảng 4.18: Kết quả tối ưu

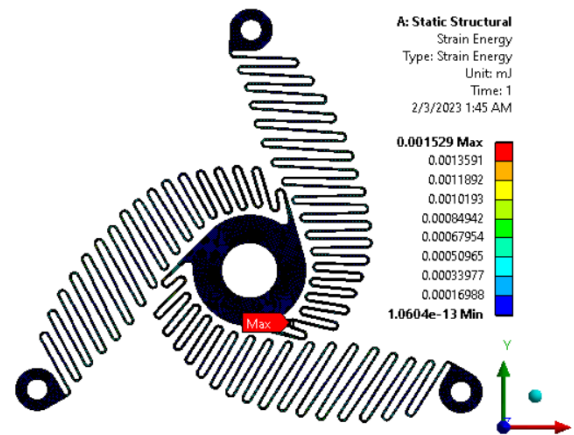
Stt.	ANFIS-WCMFO			ANFIS-WCA		
	Mô men (Nmm)	Ứng suất (MPa)	Năng lượng (10 ⁻³ mJ)	Mô men (Nmm)	Ứng suất (MPa)	Năng lượng (10 ⁻³ MPa)
1	104,702	222,03	1,605	104,702	171,68	1,241
2	104,702	182,53	1,306	104,702	192,33	1,352
3	104,702	192,76	1,445	104,702	214,70	1,537
4	104,702	190,48	1,351	104,702	194,43	1,424
5	104,702	190,41	1,460	104,702	182,55	1,317
6	104,702	222,03	1,605	104,702	181,24	1,345
7	104,702	191,06	1,370	104,702	195,63	1,379
8	104,702	192,09	1,404	104,702	190,17	1,305
9	104,702	190,27	1,349	104,702	214,77	1,655
10	104,702	185,24	1,314	104,702	192,72	1,470
11	104,702	193,16	1,395	104,702	188,50	1,374
12	104,702	174,24	1,436	104,702	183,43	1,295
13	104,702	190,41	1,460	104,702	183,86	1,364
14	104,702	192,79	1,435	104,702	190,25	1,329
15	104,702	192,98	1,335	104,702	193,53	1,391
16	104,702	180,87	1,291	104,702	178,61	1,277
17	104,702	182,53	1,306	104,702	194,53	1,455
18	104,702	192,76	1,445	104,702	196,61	1,495
19	104,702	190,48	1,351	104,702	194,02	1,370
20	104,702	190,41	1,460	104,702	196,56	1,458
21	104,702	222,03	1,605	104,702	192,28	1,336
22	104,702	191,06	1,370	104,702	190,80	1,343
23	104,702	192,09	1,454	104,702	180,72	1,279
24	104,702	190,27	1,349	104,702	191,12	1,317
25	104,702	185,24	1,314	104,702	186,23	1,422
26	104,702	193,16	1,395	104,702	191,43	1,347
27	104,702	174,24	1,436	104,702	200,74	1,517
28	104,702	192,09	1,454	104,702	204,96	1,540
29	104,702	192,79	1,435	104,702	189,91	1,342
30	104,702	192,98	1,335	104,702	178,61	1,277
Giá trị trung bình			1,409			1,385

4.3.4.4 Xác nhận kết quả

Trong các kết quả tối ưu, kết quả lần chạy thứ 1, 6 và 21 là giống nhau và cho năng lượng biến dạng tốt nhất. Do đó, kết quả của ba lần chạy này được chọn làm giải pháp tối ưu. Các thông số tối ưu được xác định 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. Các giá trị này được sử dụng để vẽ mô hình 3D của khớp xoay. Mô hình này sau đó được dùng để FEA. Kết quả FEA cho thấy mômen của khớp xoay đạt được là 109,51 Nmm, theo Công thức (3.4) độ cứng của khớp xoay đạt được là 209 N/mm, (sai số so với mong muốn là 4,5%), ứng suất tương đương xấp xỉ 231,28 MPa và năng lượng biến dạng là $1,529 \cdot 10^{-3}$ mJ như cho trong Bảng 4.20. Hình 4.17 là kết quả FEA cho ứng suất và Hình 4.18 là kết quả FEA cho năng lượng. Ngoài ra khớp xoay có khối lượng 11,98 gr.



Hình 4.17: Kết quả FEA của ứng suất



Hình 4.18: Kết quả FEA của năng lượng

Bảng 4.19: Kết quả đánh giá sai số

Phương pháp đề xuất			FEA			Sai số (%)		
Mô men (Nmm)	Ứng suất (MPa)	Năng lượng (10^{-3} mJ)	Mô men (Nmm)	Ứng suất (MPa)	Năng lượng (10^{-3} mJ)	Mô men	Ứng suất	Năng lượng
104,702	222,03	1,605	109,51	231,28	1,529	4,59	4,16	4,73

Bảng 4.19 cho thấy sai số giữa kết quả FEA và dự đoán tối ưu của mômen, ứng suất và năng lượng là 4,59 %, 4,16 % và 4,73%. Có sai số này là do khi xây dựng mô hình chỉ sử dụng đến 2 số thập phân, trong khi đó kết quả tối ưu là một số thập phân vô hạn. Những kết quả này chứng minh phương pháp đề xuất là một công cụ tối ưu hóa có độ tin cậy cao cho khớp xoay.

Phần này đã thiết kế và tối ưu một khớp xoay bằng cách sử dụng phương pháp tiếp cận lai giữa tối ưu hóa cấu trúc Topo, FEM, ANFIS và WCMFO. Tối ưu hóa cấu trúc Topo đã giúp làm giảm tối đa vật liệu sử dụng cần thiết giúp cho kết cấu nhỏ gọn, nhẹ. ANFIS được dùng để xây dựng mô hình xấp xỉ. Trước khi ANFIS được dùng, thì cấu trúc ANFIS được tối ưu để đạt được mô hình xấp xỉ ít sai số nhất. Kết quả tối ưu hóa tìm được với độ chính xác cao, điều này chứng minh phương pháp lai đề xuất có độ tin cậy cao. Phương pháp này có thể sử dụng để thực hiện các thiết kế tương tự.

4.4 Kết luận

Chương này đã đề xuất được hai phương pháp để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa cho khớp xoay. Phương pháp thứ nhất kết hợp giữa FEM, RSM và PSO. Phương pháp thứ hai kết hợp giữa Topology, FEM, ANFIS và WCMFO. Hai phương pháp đã được dùng để thiết kế, phân tích và tối ưu cho hai khớp xoay. Cả hai khớp xoay đảm bảo độ cứng 200 N/mm. Điều này chứng minh cả hai phương pháp đề xuất đều có độ tin cậy cao. Tuy nhiên khớp xoay thứ hai có khối lượng nhỏ hơn khớp xoay thứ nhất và năng lượng biến dạng của khớp xoay thứ hai lớn hơn. Do đó, khớp xoay thứ hai được chọn để chế tạo mô hình.

Phương pháp thiết kế và tối ưu cho hai khớp xoay trong chương 4 này đã được tác giả công bố trong tạp chí SCIE vào năm 2019 [94] và năm 2022 [98].

Chương 5 PHÁT TRIỂN Lò XO PHẪNG

Dựa trên tính toán thiết kế trong chương 3, chương này trình bày hai hướng tiếp cận để thiết kế, phân tích, mô hình hóa, tối ưu hóa cho lò xo phẳng cũng như tiến hành thiết kế hai lò xo phẳng.

5.1 Yêu cầu của lò xo phẳng

Dựa trên giới hạn của đề tài và kết quả tính toán trong chương 3. Lò xo phẳng thiết kế cần thỏa mãn các yêu cầu sau.

- Lò xo phải cho phép điều chỉnh được độ cứng. Giá trị độ cứng thay đổi trong phạm vi 0,27 N/mm đến 0,97N/mm.
- Ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn ứng suất cho phép.
- Ngoài hai yêu cầu cơ bản trên, lò xo phẳng còn phải sinh ra năng lượng biến dạng lớn để tích lũy năng lượng và khối lượng phải nhỏ để cơ cấu nhẹ.

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

5.2.1 Giới thiệu

Cơ cấu cân bằng trọng lực được thiết kế có thể thay đổi tải trọng trong phạm vi 250 – 1000 gr. Do đó, lò xo phẳng phải cho phép thay đổi độ cứng trong phạm vi 0,27 N/mm đến 0,97 N/mm. Hơn nữa, lò xo phẳng này phải cho phép điều chỉnh độ cứng dễ dàng. Trước đây, các cơ cấu cân bằng thường sử dụng các lò xo truyền thống và khi cần thay đổi tải trọng thì độ cứng của lò xo phải được điều chỉnh bằng cách tạo ra biến dạng ban đầu. Phương pháp điều chỉnh độ cứng này gặp khó khăn do cần phải dùng lực lớn. Để khắc phục vấn đề này, một số nhà khoa học đã thiết kế cơ cấu cân bằng trọng lực có thể thay đổi tải trọng mà không cần đến năng lượng tác động từ bên ngoài [55, 56]. Hiện

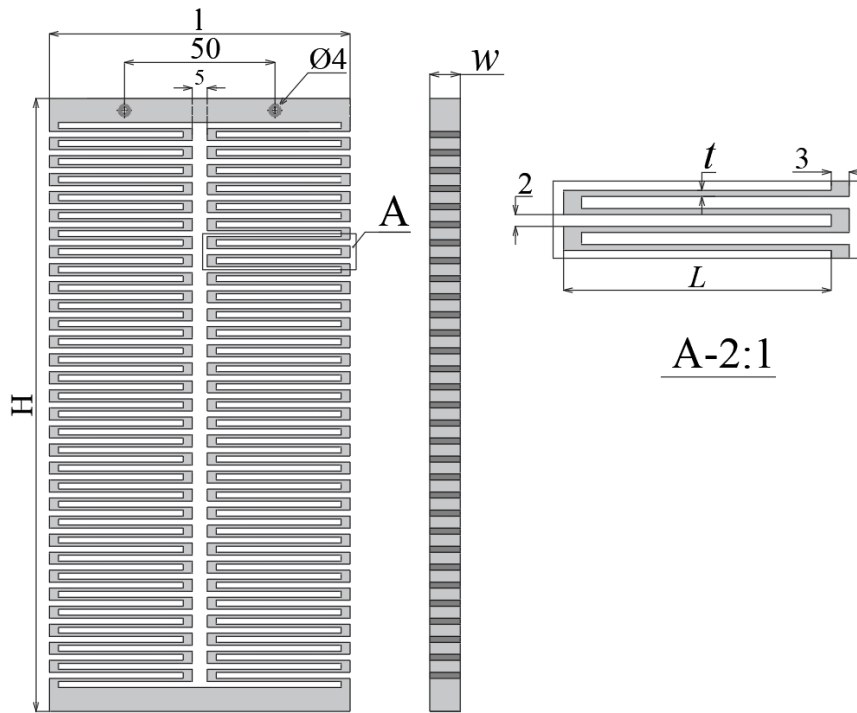
nay, có một cách tiếp cận mới đó là sử dụng cơ cấu mềm cho cơ cấu cân bằng trọng lực [29, 101]. Tuy nhiên, cách tiếp cận này vẫn chưa mang lại hiệu quả cao.

Trong nghiên cứu này, một lò xo phẳng mới dùng nguyên lý cơ cấu mềm được phát triển. Lò xo phẳng này được thiết kế bằng cách kết hợp các lò xo lá được sắp xếp theo dạng hình zích zắc. Việc sắp xếp này nhằm giúp cho lò xo phẳng có thể tạo ra biến dạng đủ lớn mà vẫn đảm bảo kết cấu nhỏ gọn. Hơn nữa, lò xo phẳng cần phải nhẹ và dễ điều chỉnh độ cứng. Tóm lại, lò xo phẳng đề xuất cần đáp ứng ba đặc điểm sau: Đảm bảo độ cứng k_2 , nhẹ và ứng suất nhỏ hơn ứng suất cho phép. Ba tính chất này phụ thuộc rất nhiều kích thước của lò xo phẳng. Vì vậy, tối ưu kích thước lò xo phẳng là cần thiết.

Thông thường, trong quá trình tối ưu hóa thiết kế. Để có kết quả chính xác thì mô hình phải chính xác. Nếu mô hình không chính xác thì kết quả tính toán, tối ưu sẽ không cho kết quả tốt. Trong nghiên cứu này, lò xo phẳng có kết cấu phức tạp, có tính phi tuyến cao nên khó phân tích bằng phương pháp giải tích truyền thống. Do đó, nghiên cứu này đề xuất một cách tiếp cận mới bằng cách kết hợp FEM, RSM và MOGA để thiết kế, tối ưu cho lò xo phẳng.

5.2.2 Thiết kế cấu trúc cho lò xo phẳng

Lò xo phẳng sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực yêu cầu: (1) Biến dạng sinh ra vừa đủ để đảm bảo độ cứng cho lò xo. (2) Ứng suất thấp hơn ứng suất cho phép để đảm bảo bền. (3) Kích thước nhỏ, khối lượng nhẹ để đảm bảo tổng kích thước của cơ cấu cân bằng nhỏ gọn và trọng lượng nhẹ. Những tính chất trên của lò xo phẳng phụ thuộc rất lớn vào số lượng lò xo lá sử dụng. Tuy nhiên, nếu số lượng lò xo lá lớn thì lò xo phẳng sẽ có chiều dài lớn và công kênh. Do đó, lò xo phẳng trong nghiên cứu này được tạo ra bằng cách sắp xếp các lò xo lá theo dạng hình zích zắc để đảm bảo kích thước của lò xo phẳng nhỏ gọn mà vẫn đảm bảo tạo ra biến dạng đủ lớn, ứng suất nhỏ. Thông số hình học của lò xo phẳng và lò xo lá được biểu diễn trên Hình 5.1. Thông số của lò xo phẳng và lò xo lá được mô tả như Bảng 5.1.



Hình 5.1: Cấu trúc của lò xo phẳng

Bảng 5.1: Thông số của lò xo phẳng

Tham số	Ký hiệu	Giá trị (mm)
Chiều dài của lò xo phẳng	H	Tham số
Chiều rộng của lò xo phẳng	L	Tham số
Chiều rộng của lò xo lá	w	Biến số
Chiều dày của lò xo lá	t	Biến số
Chiều dài của lò xo lá	L	Biến số
Khoảng cách giữa hai lò xo lá liên tiếp nhau		2 mm

Theo lý thuyết biến dạng đàn hồi, tiết diện và chiều dài của lò xo lá ảnh hưởng rất lớn đến biến dạng. Do đó trong nghiên cứu này, ba thông số được quan tâm là chiều dài L , chiều dày t và chiều rộng w . Để thỏa mãn cả 3 đặc tính, biến dạng, khối lượng và ứng suất, một thuật toán tối ưu được sử dụng để đạt được cả ba đặc tính trên. Với lò xo phẳng này các lò xo lá sử dụng hoàn toàn giống nhau và để đảm bảo chiều dài H của lò xo

phẳng không quá lớn, 62 lò xo lá được sử dụng cho lò xo phẳng này.

5.2.3 Xây dựng bài toán tối ưu

Lò xo phẳng thiết kế yêu cầu phải cho phép điều chỉnh độ cứng dễ dàng trong phạm vi 0,27 đến 0,97 N/mm, đảm bảo độ bền khi làm việc và có trúc nhỏ gọn, nhẹ. Để đạt được điều này lò xo phẳng phải:

- i) Với một lực tác dụng cố định thì biến dạng sinh ra phải là hằng số để đảm bảo độ cứng của lò xo thiết kế.
- ii) Khối lượng của lò xo phẳng phải nhẹ để giúp cho cơ cấu cân bằng trọng lực nhẹ.
- iii) Ứng suất nhỏ hơn ứng suất cho phép.

5.2.3.1 Biên thiết kế

Các đặc tính của lò xo phẳng rất nhạy với thông số hình học của lò xo lá gồm chiều dày t , chiều rộng w , và chiều dài L . Vì vậy ba thông số này được chọn làm biến thiết kế, các thông số khác được xem là hằng số. Phạm vi của biến thiết kế được lựa chọn dựa vào kết quả nghiên cứu thăm dò và khả năng công nghệ của phương pháp cắt dây. Phạm vi của biến thiết kế được lựa chọn như sau:

$$\begin{cases} 39,5 \text{ mm} \leq L \leq 44,5 \text{ mm} \\ 0,9 \text{ mm} \leq t \leq 1,3 \text{ mm} \\ 9 \text{ mm} \leq w \leq 11 \text{ mm} \end{cases} \quad (5.1)$$

Trong đó: L là chiều dài, t là chiều dày, w là chiều rộng.

5.2.3.2 Hàm mục tiêu

Lò xo phẳng yêu cầu khối lượng càng nhỏ càng tốt. Vì vậy hàm mục tiêu được lựa chọn là cực tiểu khối lượng của lò xo $y_2(L, t, w)$.

5.2.3.3 Ràng buộc

Để đảm bảo độ cứng của lò xo phẳng, với lực tác dụng cho trước, biến dạng phải bằng hằng số. Đồng thời, ứng suất khi tải trọng điều chỉnh lớn nhất vẫn phải đảm bảo lò xo phẳng vẫn làm việc trong vùng biến dạng đàn hồi. Vì vậy, biến dạng và ứng suất được ràng buộc như sau.

$$y_1(L, t, w) = 33,646 \text{ mm} \quad (5.2)$$

$$y_3(L, t, w) \leq 105 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

Trong đó: y_1 là biến dạng, y_2 là ứng suất.

5.2.4 Đề xuất quy trình thiết kế tối ưu

Lò xo phẳng được thiết kế bằng cách sắp xếp các lò xo lá theo hình zích zắc. Cấu trúc của lò xo lá tương đối phức tạp, tính phi tuyến cấu trúc cao. Vì vậy, khó sử dụng các phương pháp mô hình hóa bằng giải tích như mô hình giả cứng, phương pháp trạng thái năng lượng, lý thuyết Castigliano, mô hình phân tích phi tuyến, v.v. Do đó, tác giả đề xuất phương pháp tiếp cận mới bằng cách kết hợp giữa FEM, mô hình Kriging và MOGA để thiết kế, phân tích, mô hình hóa và tối ưu hóa cho lò xo phẳng nhằm đạt được độ chính xác và dễ thực hiện. Quy trình thiết kế, phân tích và tối ưu cho lò xo phẳng đã được nghiên cứu sinh và các cộng sự xây dựng trong tài liệu [102] như Hình 5.2.

Bước 1: Đặt vấn đề

Lò xo phẳng được phát triển cho cơ cấu cân bằng trọng lực. Tối ưu hóa kích thước cho lò xo phẳng nhằm cải thiện các đặc tính làm việc.

Bước 2: Xây dựng cấu trúc 3D cho lò xo phẳng

Kết cấu cơ khí của lò xo phẳng được thiết kế thông qua quá trình thiết kế thăm dò để đánh giá những đặc điểm của lò xo phẳng. Dựa trên những đánh giá ban đầu này, Mô

hình của lò xo phẳng được lựa chọn và được xây dựng trong FEM.

Bước 3: Xác định biến thiết kế và hàm mục tiêu

Biến thiết kế, hàm mục tiêu và ràng buộc được xác định như mô tả trong phần 5.2.3.

Bước 4: Đánh giá đặc tính của thiết kế ban đầu

Mô hình 3D – FEM được thiết kế trong bước 2 và nó được xem như thiết kế sơ bộ. Đặc tính của lò xo phẳng được lựa chọn trong bước 3. Các tính chất của lò xo phẳng được đánh giá bằng FEA. Đây là bước cuối cùng trong quá trình thiết kế cơ khí.

Bước 5: Thiết kế thực nghiệm

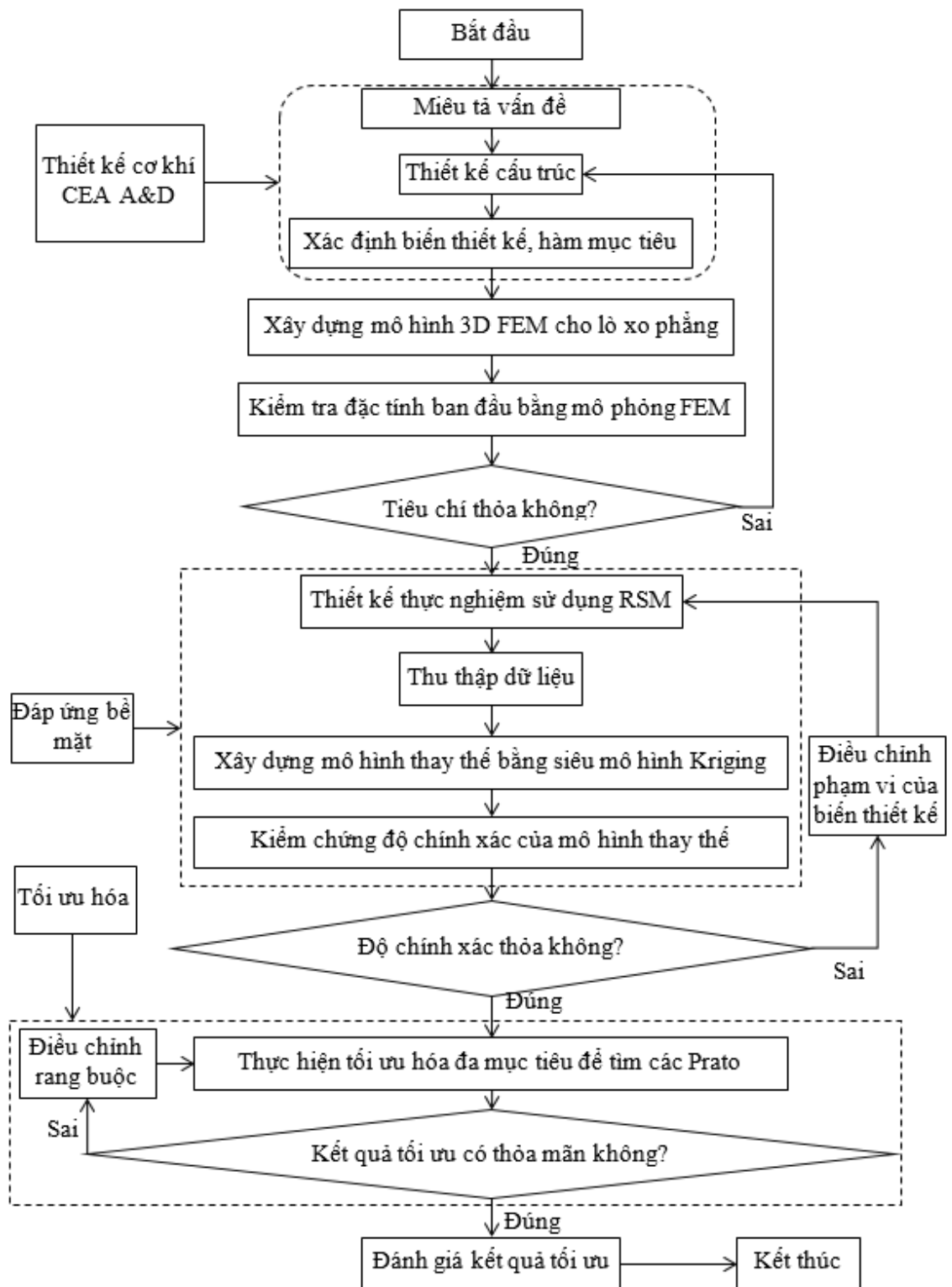
Trước khi thực hiện FEM để thu thập dữ liệu, thiết kế thực nghiệm phải được xây dựng. Mục đích của thiết kế thực nghiệm là tối đa lượng thông tin thu được với số thực nghiệm ít nhất. Để thiết kế thực nghiệm cho lò xo phẳng với 3 biến thiết kế, phương pháp thiết kế thực nghiệm kết hợp trung tâm (central composite design- CCD) được lựa chọn để thu được đầy đủ các ứng xử của lò xo phẳng với tối thiểu thực nghiệm. Số thực nghiệm cần thiết của phương pháp CCD được tính như sau:

$$N = 2^{(k-f)} + 2k + n_c \quad (5.4)$$

Trong đó: N là tổng số thực nghiệm, k là số biến thiết kế, f là số giai thừa ($f = 0$), $n_c = 1$ là số thực nghiệm trung tâm.

Bước 6: Thu thập dữ liệu và mô hình hóa

Dữ liệu được thu thập dựa trên RSM tích hợp trong FEM. Đầu tiên, sử dụng mô hình 3D được thiết kế ở bước 2. Kế tiếp, kết quả dự đoán của các đáp ứng đầu ra của lò xo phẳng được truy xuất dựa trên phân tích phi tuyến phần tử hữu hạn trong phần mềm ANSYS.



Hình 5.2: Quy trình thiết kế

Tiếp theo, mô hình thay thế được xây dựng. Trong nghiên cứu này, mô hình Kriging được dùng để xây dựng mô hình thay thế. Mô hình Kriging được lựa chọn thông qua quá trình so sánh với các mô hình thay thế khác. Mô hình Kriging được xem như một hộp đen có khả năng xấp xỉ mối quan hệ giữa biến đầu vào và đáp ứng đầu ra một cách chính xác.

Bước 7: Xác nhận độ chính xác của mô hình thay thế

Độ chính xác của mô hình thay thế có thể đánh giá dựa trên bốn chỉ tiêu bao gồm: hệ số xác định, sai số trung bình bình phương, sai số tương đối và sai số bình phương tương đối, v.v.

Hệ số xác định R^2 có phạm vi $[0; 1]$ và được tính bằng công thức:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (a_i - u_i)^2}{\sum_{i=1}^m (a_i - \bar{u})^2} \quad (5.5)$$

Sai số bình phương trung bình (*RMSE*) là thước đo sự sai khác giữa trị số dự đoán của mô hình với giá trị thực nghiệm.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (a_i - u_i)^2} \quad (5.6)$$

Sai số tương đối (*MRR*) được tính bằng công thức:

$$MRR = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \left| \frac{a_i - u_i}{a_i} \right| \cdot 100\% \quad (5.7)$$

Sai số bình phương tương đối (*RRMSE*):

$$RRMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (a_i - u_i)^2}{\sum_{i=1}^m (\bar{a} - a_i)}} \quad (5.8)$$

Trong đó: m là số điểm thực nghiệm, a_i , u_i , \bar{a} , và \bar{u} giá trị thực nghiệm, giá trị dự đoán, giá trị trung bình thực nghiệm và giá trị dự đoán trung bình.

Bước 8: Tìm kết quả tối ưu bằng MOGA

Thuật toán MOGA được sử dụng để tối ưu hóa đa mục tiêu cho lò xo phẳng vì nó có khả năng đưa ra các Pareto toàn cục. Thuật toán MOGA thực hiện theo trình tự sau: (i) Khởi tạo tập nghiệm ban đầu, (ii) dự đoán và đưa ra hướng cải thiện chất lượng của các đặc tính, (iii) chọn thế hệ cha mẹ, (iv) lai và đột biến, (v) đánh giá cá thể mới, (vi) tiến hóa và (vii) lựa chọn bổ sung mẫu.

Bước 9: Đánh giá ứng viên tối ưu

Trong các thuật toán tối ưu hiện đại, thông thường mỗi lần chạy chỉ giới thiệu một Pareto. Trong thuật toán MOGA tích hợp trong ANSYS mỗi lần chạy sẽ giới thiệu ba ứng viên phù hợp. Nếu các ứng viên này thỏa mãn yêu cầu thiết kế, nó sẽ được chọn và sau đó được kiểm nghiệm và kết thúc quá trình. Nếu kết quả không thỏa mãn yêu cầu thiết kế, thì qua bước 10.

Bước 10: Điều chỉnh hàm mục tiêu

Nếu kết quả tối ưu không thỏa mãn thì ta tiến hành điều chỉnh các ràng buộc và thực hiện lại quá trình tối ưu bằng thuật toán MOGA để tìm các Pareto mới.

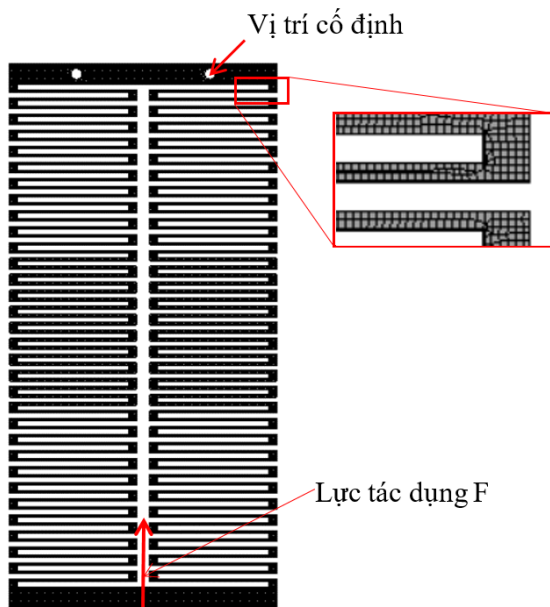
Bước 11: Xác nhận kết quả

Sau khi có được kết quả tối ưu, một quá trình xác nhận kết quả tối ưu được tiến hành. Việc xác nhận kết quả tối ưu được thực hiện bằng so sánh với kết quả FEA.

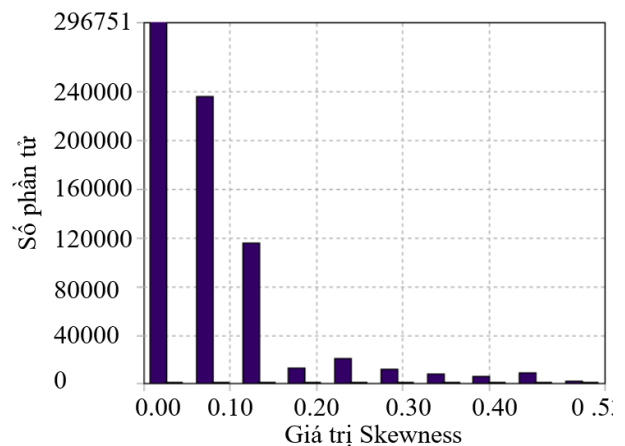
5.2.5 Kết quả và thảo luận

5.2.5.1 Đánh giá thiết kế ban đầu

Mô hình 3D trong FEM được xây dựng với kích thước chiều dài L , chiều dày t và chiều rộng w là 44,5 mm, 1,0 mm và 10 mm để mô phỏng biến dạng theo phương y , khối lượng và ứng suất tương đương. Điều kiện biên, chia lưới và lực tác dụng được thiết lập như trong Hình 5.3. Lực tác dụng 9,084 N. Lưới được chia bằng phương pháp Sizing, loại phần tử là Hex20 và Wed15, kích thước của các phần tử 0,5 mm, số lượng phần tử là 707637, số lượng nút là 3742948. Chất lượng của lưới cũng được đánh giá theo tiêu chuẩn Skewness với trị số trung bình bằng 0,073421 và sai số chuẩn bằng 0,085642 như được biểu diễn trong Hình 5.4. Với giá trị Skewness và sai số chuẩn nhỏ như trên cho thấy lưới được chia có chất lượng rất tốt.



Hình 5.3: Mô hình chia lưới và điều kiện biên



Hình 5.4: Chất lượng lưới theo tiêu chuẩn Skewness

Kết quả phân tích khối lượng, biến dạng và ứng suất của lò xo phẳng lần lượt bằng 0,228 kg, 35,059 mm và 103,44 MPa. So sánh giữa đáp ứng mong muốn với kết quả mô

phỏng trên mô hình thiết kế ban đầu cho thấy thiết kế ban đầu chưa thể thỏa mãn yêu cầu làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực. Nói cách khác, thiết kế ban đầu nằm ngoài phạm vi làm việc yêu cầu của lò xo phẳng. Vì vậy, việc áp dụng thuật toán tối ưu để tối ưu kích thước của lò xo phẳng để các đặc tính của lò xo phẳng thỏa mãn yêu cầu làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực là cần thiết.

5.2.5.2 Mô phỏng số

Ba tham số thiết kế gồm L , t , w được chia làm 3 mức. Ba ứng xử của lò xo gồm biến dạng, ứng suất tương đương và khối lượng. Theo Công thức (5.4), mười lăm thực nghiệm được thành lập. Dựa vào mô hình 3D – FEM, FEA được thực hiện để thu được các đặc tính đầu ra của lò xo phẳng như trình bày trong Bảng 5.2.

Bảng 5.2: Kết quả mô phỏng

Stt.	L (mm)	t (mm)	w (mm)	y_1 (mm)	y_2 (kg)	y_3 (MPa)
1	42	1,1	10	22,186	0,232	87,038
2	39,5	1,1	10	18,272	0,220	81,568
3	44,5	1,1	10	26,623	0,243	92,741
4	42	0,9	10	39,613	0,202	11,627
5	42	1,3	10	13,760	0,262	65,301
6	42	1,1	9	24,763	0,209	97,321
7	42	1,1	11	20,084	0,255	78,603
8	39,5	0,9	9	36,364	0,173	11,455
9	44,5	0,9	9	53,124	0,191	13,635
10	39,5	1,3	9	12,673	0,224	68,876
11	44,5	1,3	9	18,405	0,248	73,613
12	39,5	0,9	11	29,492	0,211	94,636
13	44,5	0,9	11	43,103	0,233	10,945
14	39,5	1,3	11	10,274	0,273	55,560
15	44,5	1,3	11	14,929	0,303	59,517

5.2.5.3 Mô hình Kriging

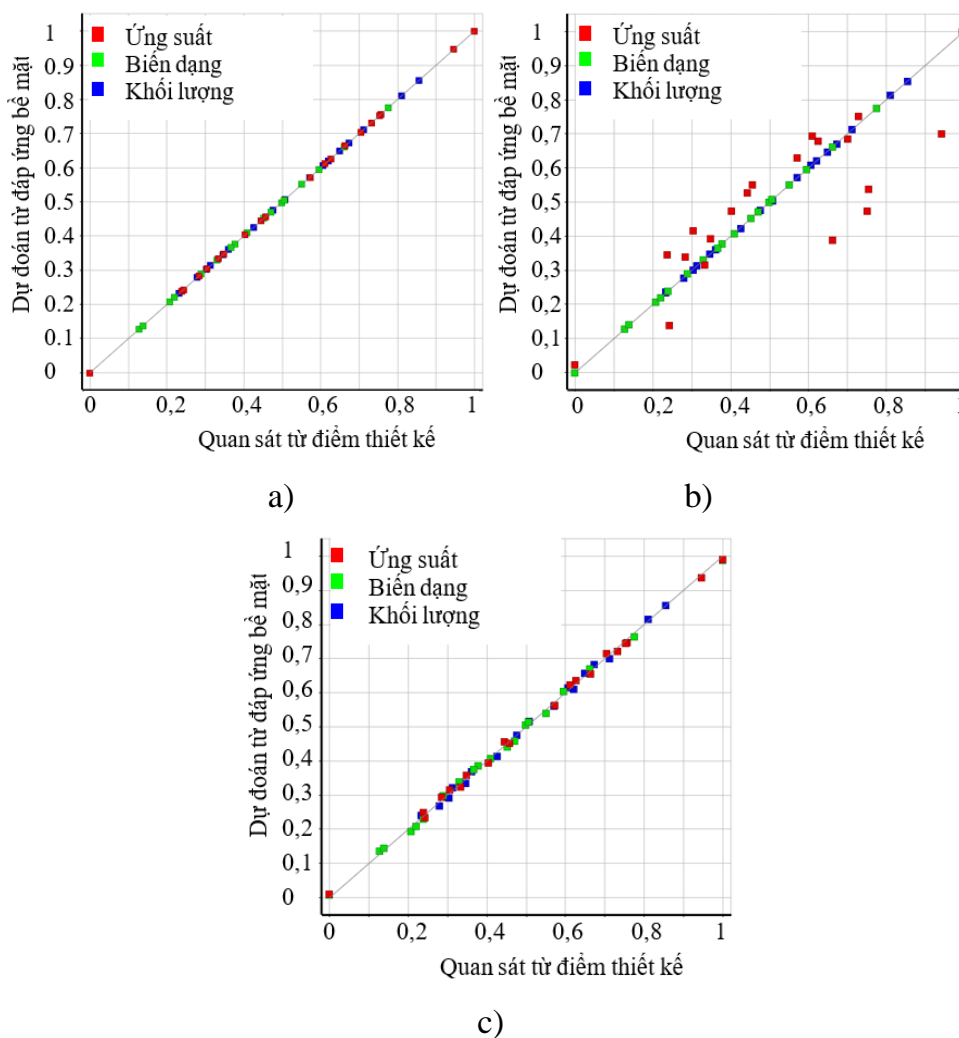
Bảng 5.2 so sánh tính phù hợp giữa các mô hình được xây dựng bằng mô hình

Kriging, mô hình không sàn lọc và mạng trí tuệ nhân tạo.

Bảng 5.3: Tính phù hợp của các mô hình thay thế

	Khối lượng	Ứng suất	Biến dạng
Mô hình Kriging			
Hệ số xác định (Coefficient of Determination)			
Điểm học (Learning Points)	1	1	1
Sai số bình phương trung bình (Root Mean Square Error)			
Điểm học (Learning Points)	0,00013945	3,0959E-05	2,5227E-11
Điểm xác nhận (Verification Points)	0,00041829	9,2865E-05	6,4485E-11
Sai số tuyệt đối (Relative Maximum Absolute Error)			
Điểm học (Learning Points)	0	0	0
Điểm xác nhận (Verification Points)	0	0	0
Sai số trung bình tương đối (Relative Average Absolute Error)			
Điểm học (Learning Points)	0	0	0
Điểm xác nhận (Verification Points)	0	0	0
Mô hình không sàn lọc			
Hệ số xác định (Coefficient of Determination)			
Điểm học (Learning Points)	0,99864	0,99904	0,99896
Sai số bình phương trung bình (Root Mean Square Error)			
Điểm học (Learning Points)	0,0010282	0,52897	0,38197
Điểm xác nhận (Verification Points)	0,0008691	0,58564	0,4247
Sai số tuyệt đối (Relative Maximum Absolute Error)			
Điểm học (Learning Points)	3,7004	3,6716	3,8243
Điểm xác nhận (Verification Points)	3,9207	3,5399	3,5839
Sai số trung bình tương đối (Relative Average Absolute Error)			
Điểm học (Learning Points)	3,4428	2,9269	3,0521
Điểm xác nhận (Verification Points)	2,6118	3,1416	3,2103
Mạng thần kinh nhân tạo			
Hệ số xác định (Coefficient of Determination)			
Điểm học (Learning Points)	0,86614	0,99642	0,9998
Sai số bình phương trung bình (Root Mean Square Error)			
Điểm học (Learning Points)	8,9289	1,0471	0,00048035
Điểm xác nhận (Verification Points)	0,33725	0,20162	0,00011534
Sai số tuyệt đối (Relative Maximum Absolute Error)			
Điểm học (Learning Points)	105,12	17,607	4,8485
Điểm xác nhận (Verification Points)	1,3815	1,15	0,34233
Sai số trung bình tương đối (Relative Average Absolute Error)			
Điểm học (Learning Points)	25,74	4,0291	0,72686
Điểm xác nhận (Verification Points)	1,3815	1,15	0,34233

Dựa trên kết quả mô phỏng, các mô hình thay thế được thành lập bằng mô hình Kriging, mô hình không sàng lọc, mạng thần kinh nhân tạo. Kết quả chỉ ra mô hình Kriging có R^2 gần như bằng 1, $RMSE$ gần như bằng không, sai số tuyệt đối, sai số trung bình tương đối gần như bằng 0. Trong khi đó hai mô hình không sàng lọc và mạng thần kinh nhân tạo có R^2 nhỏ hơn 1, $RMSE$ lớn hơn 0, sai số tuyệt đối, sai số trung bình lớn hơn không. Với các giá trị này cho thấy Mô hình Kriging chính xác nhất. Kết quả phân tích được mô tả trong Bảng 5.3 và Hình 5.5.

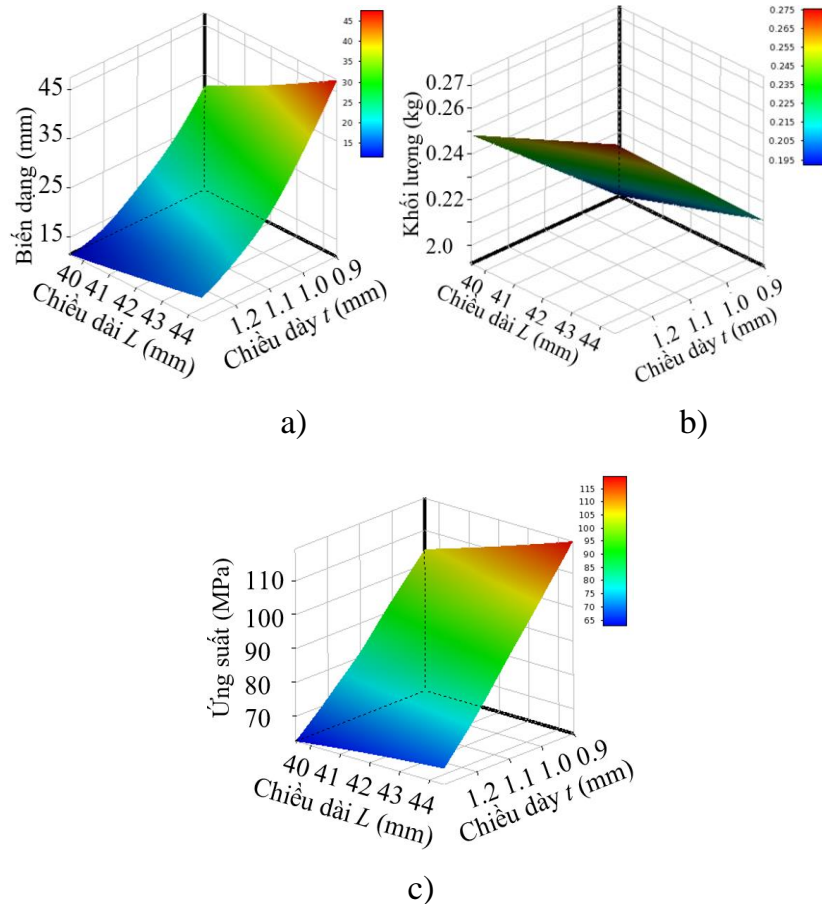


Hình 5.5: Biểu đồ biểu diễn tính phù hợp của mô hình xấp xỉ: a) mô hình Kriging, b) mô hình không sàng lọc, c) mạng thần kinh nhân tạo

Hình 5.5 mô tả tính phù hợp giữa mô hình dự đoán với dữ liệu mô phỏng của biến dạng, khối lượng và ứng suất. Kết quả thể hiện mô hình Kriging có sự phù hợp tốt nhất. Do đó, mô hình Kriging được sử dụng để xây dựng mô hình thay thế cho lò xo phẳng. Ngoài ra Bảng 5.3 cũng chỉ ra mô hình Kriging tốt hơn các mô hình còn lại rất nhiều.

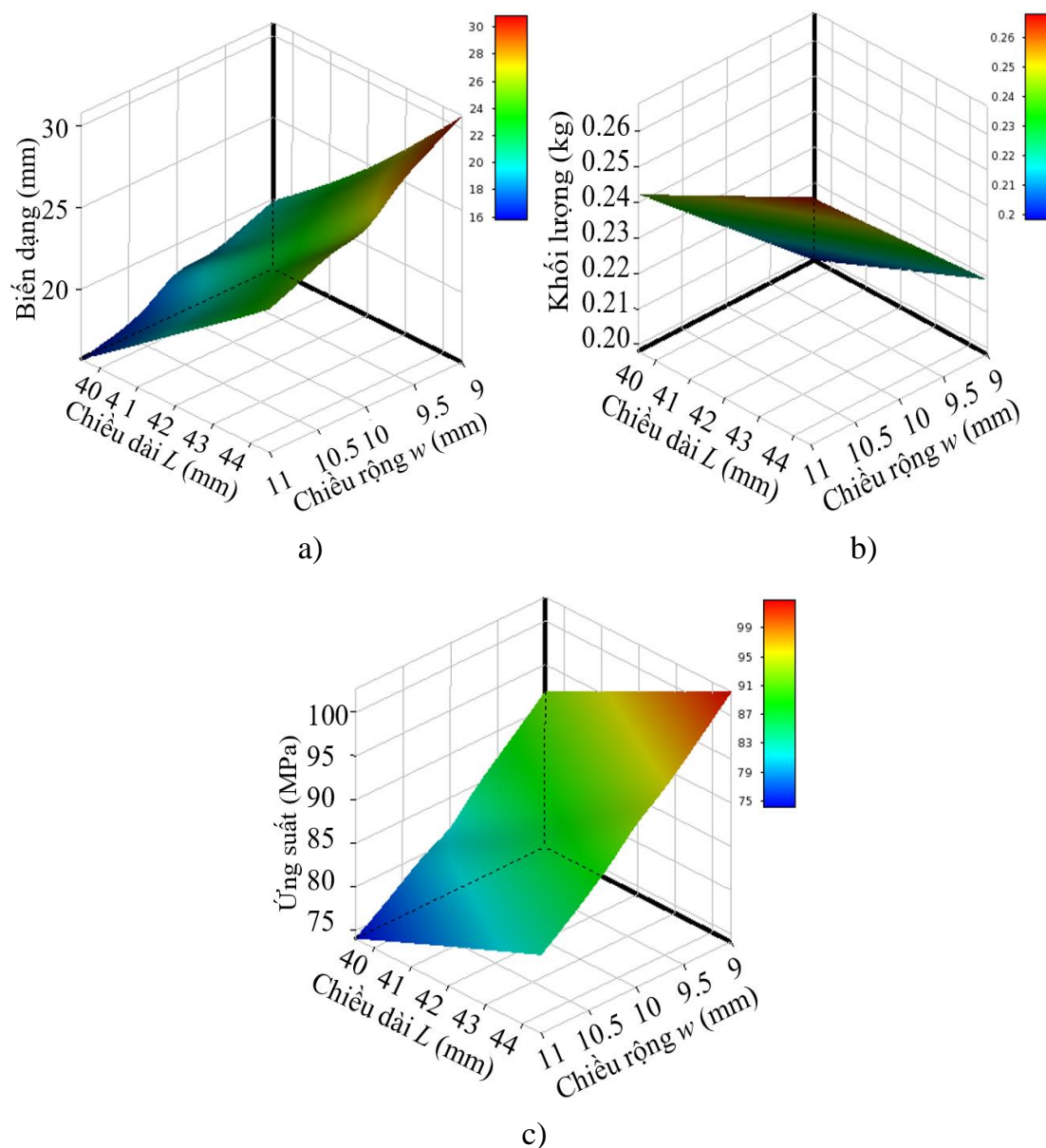
5.2.5.4 Đánh giá độ nhạy

Phân tích độ nhạy là một bước cần thiết để biết được mức ảnh hưởng và đóng góp của các thông số thiết kế đối với các đặc tính đầu ra. Có nhiều phương pháp đánh giá độ nhạy như phương pháp Nelson, ma trận độ nhiễu, vi phân, đáp ứng bề mặt, phân tích thống kê, v.v. [103].



Hình 5.6: Ảnh hưởng của L và t : a) biến dạng, b) khối lượng và c) ứng suất

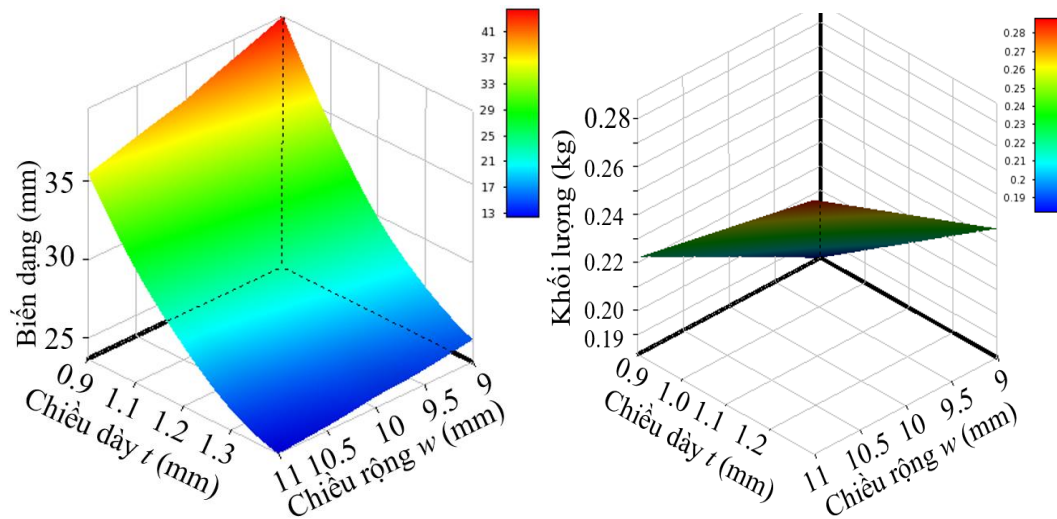
Kết quả phân tích độ nhạy trong Hình 5.6 và 5.7 cho thấy rằng chiều dài L ảnh hưởng không lớn đến biến dạng, khối lượng và ứng suất. Mức độ ảnh hưởng của L đến khối lượng lớn hơn ảnh hưởng đến biến dạng và ứng suất.



Hình 5.7: Ảnh hưởng của L và w : a) biến dạng, b) khối lượng và c) ứng suất

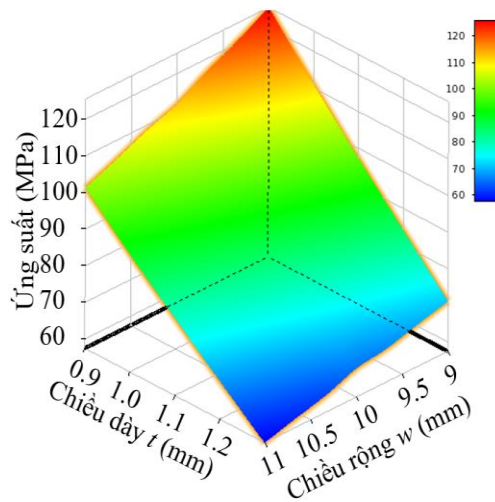
Hình 5.6 và 5.8 thể hiện chiều dày t ảnh hưởng rất lớn đến cả ba đáp ứng khối lượng, ứng suất và biến dạng. Mức độ ảnh hưởng của t đến ứng suất ít hơn so với ảnh

hướng đến biến dạng và khối lượng. Bên cạnh đó chúng ta cũng thấy rằng khi t tăng thì biến dạng sẽ giảm, ứng suất giảm và khối lượng tăng.



a)

b)



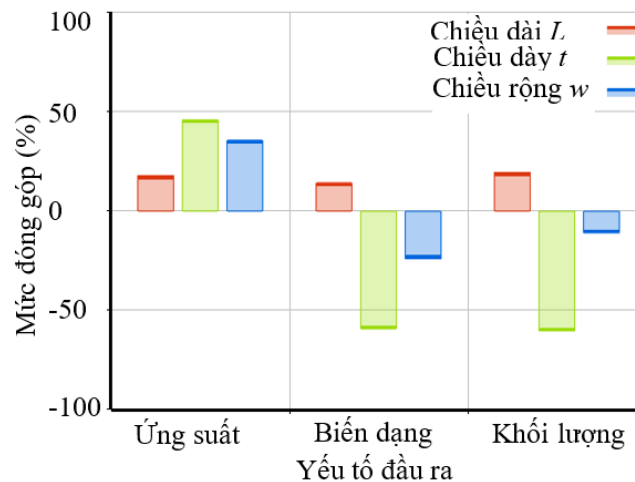
c)

Hình 5.8: Ảnh hưởng của t và w : a) biến dạng, b) khối lượng và c) ứng suất

Hình 5.7 và 5.8 chỉ ra rằng chiều rộng w ảnh hưởng đến ba yếu tố đầu ra là ứng suất, biến dạng và khối lượng ít hơn t . Nhưng có ảnh hưởng đến ứng suất và biến dạng

lớn hơn L , với khối lượng thì ảnh hưởng ít hơn L . Chiều rộng w ảnh hưởng đến đáp ứng đầu ra không tuyến tính như hai biến thiết kế L và t .

Hình 5.9 cho thấy độ nhạy của biến L ảnh hưởng đến các đáp ứng là khối lượng, ứng suất và biến dạng lần lượt bằng 19,49%, 17,941% và 14,311%, trong khi đó chiều dày t có độ nhạy rất lớn cho cả 3 đáp ứng khối lượng, ứng suất và biến dạng lần lượt bằng 60,334%, 46,048% và 53,334% và chiều rộng w có độ nhạy đến ba đáp ứng khối lượng, ứng suất và biến dạng lần lượt là 10,92%, 33,755% và 23,976%. Ta thấy rằng độ nhạy của t rất lớn vì theo lý thuyết biến dạng đàn hồi, biến dạng tỉ lệ bậc ba với chiều dày t , do đó ứng suất cũng chịu ảnh hưởng tương tự. Với biến w , do ảnh hưởng lớn đến thể tích nhưng không ảnh hưởng nhiều đến biến dạng nên độ nhạy của nó đến khối lượng cũng lớn.



Hình 5.9: Biểu đồ phân tích độ nhạy

5.2.5.5 Kết quả tối ưu

Sau khi các mô hình toán được thành lập dựa trên mô hình Kriging. Dựa trên những mô hình toán này, thuật toán MOGA được dùng để tìm kiếm các Pareto. Các thông số của MOGA được lựa chọn theo phân tích của Hassanat (2019) [104]. Bảng 5.4 mô tả các thông số cơ bản của thuật toán MOGA.

Để tìm kiếm các nghiệm Pareto, Các ràng buộc của các đáp ứng được thiết lập như Công thức (5.2) và (5.3)

Thuật toán di truyền đa mục tiêu tích hợp trong ANSYS được sử dụng để giải bài toán tối ưu. Kết quả giới thiệu 3 ứng viên tiềm năng như trong Bảng 5.5.

Bảng 5.4: Thông số thiết lập MOGA

Yếu tố	Trị số
Xác suất lai chéo	0,8
Xác suất đột biến	0,1
Tập nghiệm ban đầu	100
Kích thước tập nghiệm	100
Tỷ lệ phần trăm Pareto cho phép tối đa	70
Tỷ lệ phần trăm ổn định hội tụ	2
Số lần lặp tối đa	100
Số ứng viên tối đa	3

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. Đây là giá trị mong muốn để sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực đề xuất. Do đó, người thiết kế có thể chọn bất kỳ ứng viên nào trong bảng trên.

5.2.5.6 Đánh giá kết quả tối ưu

Từ ba Pareto được giới thiệu, ứng viên 1 được lựa chọn với chiều dài 40,725 mm, chiều dày 0,940 mm và chiều rộng 9,602 mm. Thông số của ứng viên 1 được dùng để vẽ mô hình 3D cho FEA nhằm kiểm tra với kết quả tối ưu. Quá trình FEA được thực hiện trên phần mềm ANSYS, vật liệu sử dụng, quá trình chia lưới và các điều kiện biên được

thiết lập như khi mô phỏng số. Quá trình FEA cho kết quả khối lượng, ứng suất và biến dạng lần lượt bằng 0,195 kg, 102,14 MPa và 33,091 mm, như được trình bày trong Bảng 5.6 và Hình A4 (Phụ lục A).

Kết quả FEA được so sánh với kết quả tối ưu dự đoán. Sai số của khối lượng là gần bằng 0%, sai số của ứng suất là 5,78% và sai số của biến dạng là 1,65 % như trình bày trong Bảng 5.6. Có sự sai số này là do khi vẽ mô hình 3D cho quá trình FEA, các kích thước chiều dài, chiều dày và chiều rộng được làm tròn đến 2 số lẻ, trong khi đó kết quả dự đoán tối ưu các kích thước này được tính liên tục. Với kết quả FEA thì độ cứng của lò xo phẳng đạt 0,274 N/mm, sai số so với độ cứng mong muốn là 1,48%. Với sai số nhỏ như thế, lò xo thỏa mãn được yêu cầu làm việc và quy trình đề xuất đảm bảo độ tin cậy.

Bảng 5.6: Đánh giá kết quả tối ưu

Đặc tính	Tối ưu	FEA	Sai số (%)
y_1 (mm)	33,647	33,091	1,65
y_2 (kg)	0,195	0,195	<0,001
y_3 (MPa)	108,41	102,14	5,78

Trong phần này tác giả đã đề xuất một cách tiếp cận mới để thiết kế, phân tích và tối ưu cho lò xo phẳng. Sau đó một lò xo phẳng đã được thiết kế, phân tích và tối ưu dựa trên quy trình này.

Lò xo phẳng thiết kế đạt được độ cứng 0,27 N/mm như mong muốn. Điều này cho thấy quy trình mà tác giả đề xuất có độ tin cậy cao. Quy trình này có thể sử dụng để thiết kế, tối ưu lò xo phẳng và các cơ cấu mềm tương tự.

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

5.3.1 Giới thiệu

Lò xo phẳng sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực phải cho phép điều chỉnh độ cứng trong phạm vi 0,27 – 0,97 N/mm. Năng lượng biến dạng càng lớn càng tốt. Hơn

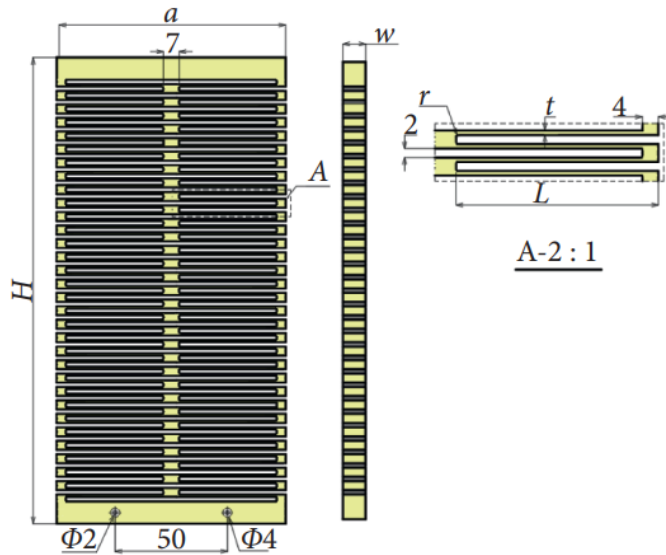
nữa, ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn ứng suất cho phép. Tuy nhiên, các đặc tính này của lò xo phẳng có sự mâu thuẫn lẫn nhau và rất nhạy với các thông số của lò xo phẳng. Do đó, việc thiết kế và tối ưu hóa cho lò xo phẳng là cần thiết.

Trong nghiên cứu này, tác giả đề xuất một cách tiếp cận mới cho việc thiết kế, phân tích và tối ưu hóa cho lò xo phẳng bằng cách kết hợp FEM, DFNN và WCA.

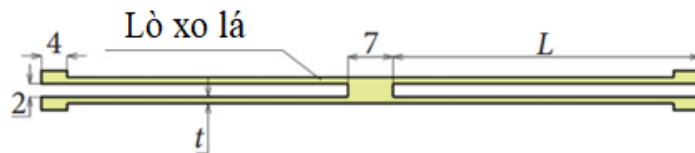
Ngày nay, FEM được dùng rộng rãi để mô phỏng các bài toán phức tạp [105, 106]. Phương pháp này có thể dự đoán chính xác các ứng xử của các mô hình với thời gian ngắn và chi phí thấp. Trong khi đó, DFNN là một chương trình học máy. Nó có khả năng xấp xỉ các mối quan hệ giữa đầu vào và đầu ra của các mô hình phức tạp, có tính phi tuyến cao. Tuy nhiên, độ chính xác của mô hình xấp xỉ chịu ảnh hưởng lớn bởi các thông số của cấu trúc DFNN. Vì vậy trước khi sử dụng DFNN thì cấu trúc của nó cần được tối ưu [107]. Lò xo phẳng được phát triển với mong muốn đạt được năng lượng biến dạng lớn nhưng phải đảm bảo độ cứng và độ bền làm việc. Vì vậy, đây là bài toán tối ưu với nhiều ràng buộc. Trong khi đó thuật toán WCA là thuật toán có khả năng giải bài toán tối ưu với nhiều ràng buộc hiệu quả [83, 108]. Do đó, WCA được sử dụng để tối ưu hóa thông số hình học cho lò xo phẳng.

5.3.2 Thiết kế kết cấu

Lò xo phẳng được thiết kế gồm nhiều phân đoạn được kết nối với nhau như hình 5.10. Mục đích của việc kết nối các phân đoạn là để tạo ra biến dạng đủ lớn. Ngoài ra các phân đoạn này cũng cho phép điều chỉnh độ cứng của lò xo một cách dễ dàng. Mỗi phân đoạn được kết nối từ 4 lò xo lá và được sắp xếp như Hình 5.11. Thông số của lò xo phẳng bao gồm chiều dày của các lò xo lá t , chiều rộng w , chiều dài L và bán kính cong r , chiều cao H và chiều rộng a . Trong đó, chiều cao H phụ thuộc vào số lượng của các phân đoạn và chiều dày t , chiều rộng a phụ thuộc vào chiều dài L , cận dưới của bán kính cong r phụ thuộc vào đường kính của sợi dây trong công nghệ cắt dây.



Hình 5.10: Kết cấu lò xo phẳng



Hình 5.11: Thông số của một phân đoạn

5.3.3 Bài toán tối ưu

Để cơ cấu cân bằng làm việc hiệu quả thì thông số hình học của lò xo phẳng cần phải được tối ưu. Vì đặc tính của lò xo phẳng ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực. Trong khi đó, các đặc tính của lò xo phẳng rất nhạy với các kích thước của lò xo phẳng. Do đó, nếu mong muốn có đặc tính của lò xo tốt thì cần phải tối ưu kích thước của lò xo phẳng. Các đặc tính cần thiết của lò xo phẳng bao gồm:

- i) Tạo ra biến dạng đủ để đảm bảo cho cơ cấu cân bằng làm việc trong phạm vi 0 đến 30° và đạt độ cứng như mong muốn.
- ii) Ứng suất sinh ra phải nhỏ hơn giới hạn chảy của vật liệu khi cơ cấu làm việc với tải trọng lớn nhất là 1000 gr tương ứng với lò xo phẳng phải đạt độ cứng

0,97 N/mm.

- iii) Năng lượng biến dạng đạt được lớn nhất.
- iv) Độ bền mỏi càng lớn càng tốt.

5.3.3.1 Biện thiết kế

Dựa vào thiết kế lò xo phẳng đề xuất trong Hình 5.10 và 5.11. Các đặc tính biến dạng, ứng suất, năng lượng của lò xo phẳng do đặc tính của lò xo lá quyết định mà các đặc tính này lại phụ thuộc vào chiều dài, chiều rộng, chiều dày và bán kính. Do đó, các thông số hình học của lò xo lá được lựa chọn làm biện thiết kế. Phạm vi của biện thiết kế được lựa chọn dựa vào khả năng công nghệ cắt dây, kích thước mong muốn của thiết bị và tri thức của người thiết kế. Các giới hạn của biện thiết kế được cho trong Công thức (5.9).

$$\begin{cases} 45 \text{ mm} \leq L \leq 55 \text{ mm} \\ 1,2 \text{ mm} \leq t \leq 1,6 \text{ mm} \\ 8 \text{ mm} \leq w \leq 12 \text{ mm} \\ 0,1 \text{ mm} \leq r \leq 0,3 \text{ mm} \end{cases} \quad (5.9)$$

Trong đó: L là chiều dài, t là chiều dày, w là chiều rộng, r là bán kính góc lượn.

5.3.3.2 Hàm mục tiêu

Như đã nêu trong phần bài toán tối ưu, lò xo phẳng cần tối đa hóa năng lượng biến dạng để tăng hiệu quả làm việc cho cơ cấu cân bằng trọng lực. Do đó, hàm năng lượng biến dạng $f(X)$ được chọn làm hàm mục tiêu.

5.3.3.3 Hàm ràng buộc

Để đảm bảo cho cơ cấu cân bằng có thể làm việc trong phạm vi 0 đến 30°, biến dạng của lò xo phẳng phải đảm bảo cho cơ cấu cân bằng trọng lực làm việc trong giới hạn thiết kế. Ngoài ra, để đảm bảo độ bền cho lò xo phẳng thì ứng suất lớn nhất sinh ra phải nhỏ hơn giới hạn bền của vật liệu. Do đó, hàm biến dạng $g_1(x)$ và hàm ứng suất

$g_2(x)$ được chọn là hai hàm ràng buộc.

Bài toán tối ưu hóa cho lò xo phẳng có thể được tuyên bố ngắn gọn như sau:

Tìm $\mathbf{X} = [t, L, w, r]$ để $\max f(\mathbf{X})$

Các ràng buộc:

$$\begin{cases} g_1(\mathbf{X}) = 33,646 \text{ mm} \\ g_2(\mathbf{X}) \leq 105 \text{ MPa} \end{cases} \quad (5.10)$$

Trong đó: $f(X)$ là hàm năng lượng, $g_1(X)$ là hàm biến dạng, $g_2(X)$ là hàm ứng suất.

5.3.4 Quy trình thiết kế, tối ưu

Như trình bày trong phần trên, để lò xo phẳng có thể làm việc hiệu quả, lò xo phẳng phải đảm bảo cả 3 đặc tính, năng lượng biến dạng, biến dạng và ứng suất. Nhưng các đặc tính này có sự mâu thuẫn lẫn nhau và có tính phi tuyến cao. Do đó, cần phải có một phương pháp hợp lý và hiệu quả để thiết kế và tối ưu kích thước của lò xo. Vì vậy, phương pháp tích hợp giữa thiết kế thực nghiệm, FEM, Mạng nơ ron học sâu (DFNN) và thuật toán chu kỳ nước (WCA) được phát triển để thiết kế và tối ưu cho lò xo phẳng. Đầu tiên, thiết kế thực nghiệm đầy đủ được thực hiện. Kế tiếp, phương pháp FEA được thực hiện để thu thập dữ liệu. Sau đó, DFNN được dùng để thiết lập mô hình xấp xỉ. Trước khi xây dựng mô hình xấp xỉ. Cấu trúc của DFNN được tối ưu để xác định cấu trúc phù hợp nhằm giảm sai số cho mô hình xấp xỉ. Cuối cùng, WCA được dùng để tối ưu kích thước của lò xo phẳng. Quá trình thiết kế phân tích và tối ưu hóa cho lò xo phẳng đã được nghiên cứu sinh và các cộng sự đề xuất trong tài liệu [109]. Quy trình trải qua 4 giai đoạn như trình bày ở Hình 5.12.

5.3.4.1 Giai đoạn 1: Thiết kế cơ khí.

Quá trình thiết kế cơ khí được thực hiện theo các bước sau:

Bước 1: Xác định vấn đề

Lò xo phẳng phải cho phép điều chỉnh độ cứng dễ dàng, có năng lượng biến dạng lớn. Bên cạnh đó, biến dạng sinh ra phải đủ để cơ cấu làm việc và đảm bảo độ bền.

Bước 2: Thiết kế ban đầu.

Dựa trên yêu cầu làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực, thiết kế ban đầu của cơ cấu cân bằng trọng lực được thực hiện trong chương 3. Lò xo phẳng đã được thiết kế như Hình 5.10 và 5.11.

Bước 3: Xác định biến thiết kế, hàm mục tiêu và ràng buộc.

Lò xo phẳng phải thỏa mãn các yêu cầu làm việc cho cơ cấu cân bằng trọng lực. Dựa vào yêu cầu của lò xo phẳng, các biến thiết kế, hàm mục tiêu và ràng buộc được xem xét lựa chọn như trình bày trong mục 5.3.3.

5.3.4.2 Giai đoạn 2: Tạo dữ liệu số

Mục đích của giai đoạn này là tạo ra bộ dữ liệu mà có thể phản ánh chính xác quan hệ giữa thông số hình học của lò xo phẳng với các đặc tính của nó. Sau đó, sử dụng bộ dữ liệu này để thành lập các mô hình toán. Bộ dữ liệu này được tạo ra bằng mô phỏng trên phần mềm ANSYS. Các bước thực hiện ở giai đoạn này được thực hiện như sau:

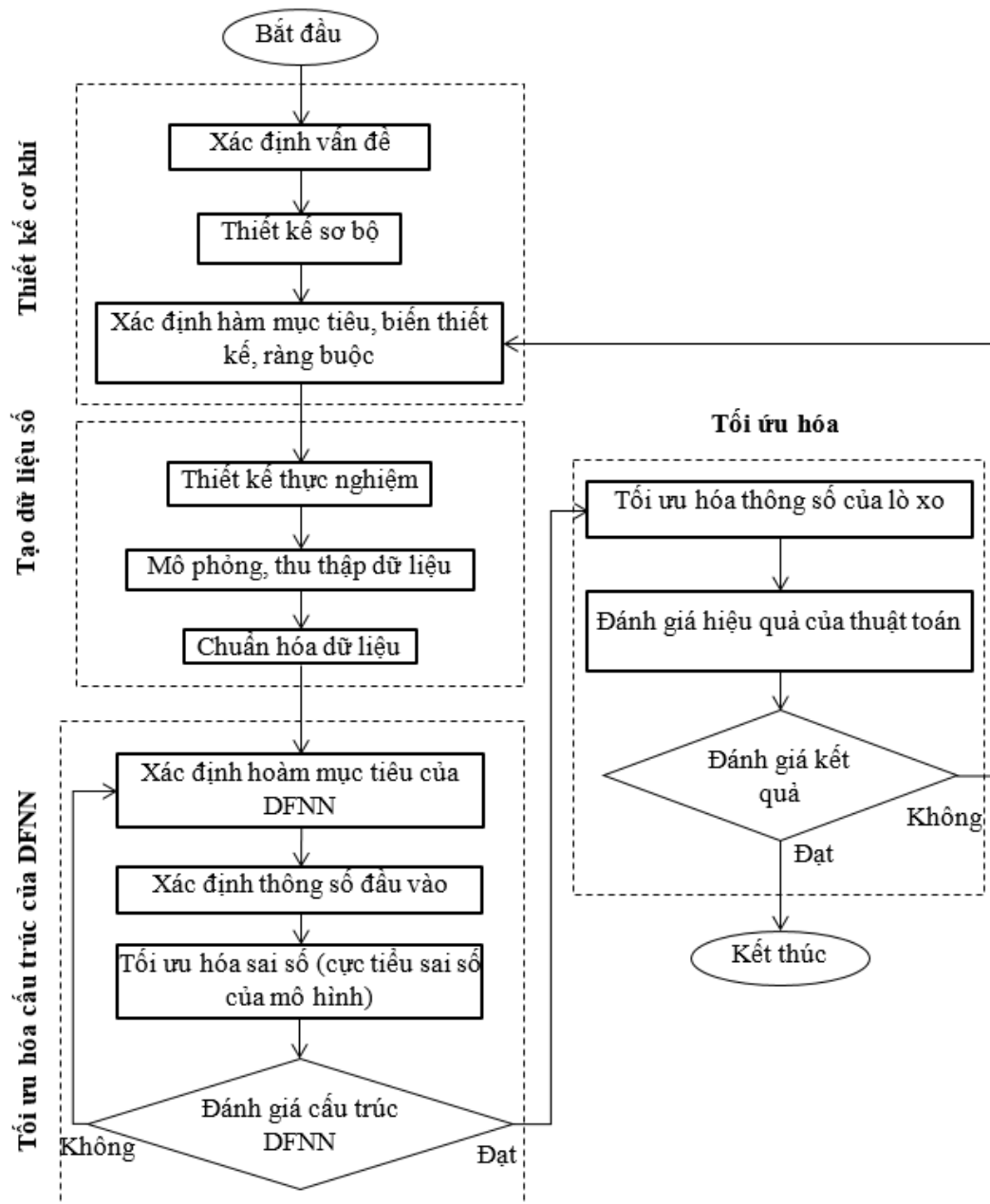
Bước 1: Xây dựng thực nghiệm

Xây dựng thực nghiệm là bước khá quan trọng trong nghiên cứu phát triển sản phẩm nhằm thu thập đầy đủ dữ liệu thể hiện mối quan hệ giữa đầu vào và đầu ra của quá trình thiết kế. Để thu thập một cách đầy đủ thì thiết kế thực nghiệm đầy đủ các yếu tố thường được sử dụng.

Bước 2: Mô phỏng và sưu tập dữ liệu

Mô phỏng là một kỹ thuật dự đoán ứng xử của kết cấu. Nó được dùng rộng rãi trong kỹ thuật để giảm chi phí cho thực nghiệm. Để mô phỏng, đầu tiên xây dựng mô hình 3D, kế tiếp thiết lập các điều kiện biên, chia lưới, sau đó tiến hành mô phỏng để thu

thập dữ liệu.



Hình 5.12: Quy trình thiết kế

Bước 3: Chuẩn hóa dữ liệu.

Bộ dữ liệu sưu tập được có các đơn vị khác nhau. Để tránh ảnh hưởng của sai khác

đơn vị thì dữ liệu cần phải được chuẩn hóa. Trong nghiên cứu này, dữ liệu được chuẩn hóa bằng công thức sau:

$$z_i = \frac{y_i - \min(y_i)}{\max(y_i) - \min(y_i)} \quad (5.11)$$

Trong đó: y_i là giá trị mô phỏng

5.3.4.3 Giai đoạn 3: Mô hình hóa bằng DFNN

DFNN được dùng để xấp xỉ quan hệ giữa thông số hình học và các đặc tính của lò xo phẳng. Sai số của mô hình xấp xỉ phụ thuộc vào cấu trúc của DFNN và bộ dữ liệu cụ thể. Để thu được mô hình chính xác, nghiên cứu này tiến hành tối ưu hóa cấu trúc của DFNN. Quá trình tối ưu hóa cấu trúc DFNN được tiến hành như sau:

Bước 1: Xác định hàm mục tiêu của cấu trúc DFNN

Độ chính xác của mô hình gần đúng thường được đánh giá bằng hệ số xác định (R^2) và sai số trung bình bình phương (MSE). Thực tế, nếu giá trị của MSE càng nhỏ, giá trị của R^2 sẽ càng lớn và mô hình càng chính xác. Do đó, MSE được chọn làm hàm mục tiêu.

MSE và R^2 được tính bằng công thức:

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (5.12)$$

$$R^2 = 1 - \frac{ESS}{TSS} \quad (5.13)$$

Trong đó: y_i là giá trị thực nghiệm, \hat{y}_i giá trị dự đoán, ESS là tổng độ lệch bình phương phần dư, TSS tổng độ lệch bình phương tổng, n là tổng số thực nghiệm.

Bước 2: Chọn các tham số đầu vào của cấu trúc DFNN

Các thông số của DFNN có ảnh hưởng lớn đến kết quả mô hình hóa bao gồm: số lớp ẩn, số nút trong mỗi lớp ẩn, hàm huấn luyện, hàm kích hoạt, hệ số độ lệch (bias), tỷ lệ phân chia dữ liệu để huấn luyện, đánh giá, kiểm tra. Tuy nhiên, nghiên cứu này chỉ chọn số lớp ẩn, số nút trong mỗi lớp ẩn, hàm huấn luyện và tỷ lệ phân chia dữ liệu làm tham số đầu vào để xem xét nhằm đạt được mô hình xấp xỉ có độ chính xác cao.

Các hàm huấn luyện: *trainlm*, *trainbr* và *traincg* thường được sử dụng [110]. Nhưng hàm *trainbr* chỉ sử dụng 2 bộ dữ liệu: huấn luyện và đánh giá trong khi các hàm khác sử dụng 3 bộ dữ liệu là huấn luyện, đánh giá và kiểm tra. Vì vậy, trong nghiên cứu này ba hàm huấn luyện *trainlb*, *traincgs* và *traincg* được lựa chọn.

Số lượng nút trong các lớp ẩn có thể được chọn khác nhau dựa trên vị trí của lớp ẩn và số lượng nút của lớp đầu vào. Theo Chen [111], số lượng các nút trong lớp ẩn có thể được tính như sau:

$$\text{Số lớp trong nút ẩn thứ } 1 = 2x + 1 \quad (5.14)$$

$$\text{Số nút trong lớp ẩn thứ } i + 1 = n(2x + 1) \quad (5.15)$$

Trong đó: x là số biến đầu vào, n là số đặc tính đầu ra.

Trong nghiên cứu này, $x = 4$ và $n = 1$, vì vậy số lượng nút trong mỗi lớp ẩn được chọn xung quanh giá trị 9.

Theo Seo [107] mô hình sẽ chính xác hơn khi số lượng lớp ẩn tăng. Tuy nhiên, độ phức tạp cũng tăng lên. Seo cũng khuyến cáo khi số lớp ẩn lớn hơn hoặc bằng 4 thì độ chính xác có tăng nhưng không đáng kể. Đối với dữ liệu có tín hiệu nhiễu nhỏ, mô hình gần đúng có độ chính xác tốt khi sử dụng 2 hoặc 3 lớp ẩn. Do đó, nghiên cứu này, số lớp ẩn là 2, 3 và 4.

Tỷ lệ phân chia dữ liệu thường được chọn theo kinh nghiệm, trong nghiên cứu này tỷ lệ chia dữ liệu được chọn theo 3 mức 60:20:20, 70:15:15 và 80:10:10.

Bước 3: Suu tập dữ liệu và tối ưu cấu trúc DFNN

Taguchi là một kỹ thuật thống kê được phát triển bởi Taguchi và Konishi để quản lý quá trình sản xuất [112]. Ngày nay, phương pháp Taguchi được dùng rộng rãi để giải quyết các bài toán kỹ thuật, đặc biệt đối với bài toán đơn mục tiêu và các biến rời rạc [113, 114]. Vì vậy, phương pháp Taguchi được lựa chọn để tối ưu hóa cấu trúc của DFNN.

Bước 4: Đánh giá giá trị của *MSE*

Sau khi tối ưu hóa cấu trúc của DFNN, giá trị của *MSE* cần được đánh giá. Việc đánh giá giá trị *MSE* để đảm bảo rằng cấu trúc DFNN được tìm thấy là cấu trúc phù hợp nhất cho bộ dữ liệu. Nếu giá trị *MSE* không thỏa mãn nghĩa là chưa tìm được cấu trúc phù hợp nhất thì quay lại bước 2 của giai đoạn này. Nếu giá trị của *MSE* thỏa mãn thì chuyển sang bước tiếp theo.

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

Thuật toán chu kỳ nước được phát triển bởi Eskandar [83] và được dùng rộng rãi để giải quyết các vấn đề trong kỹ thuật [115-117]. Đặc biệt là cho các bài toán có nhiều ràng buộc.

5.3.5 Kết quả và thảo luận

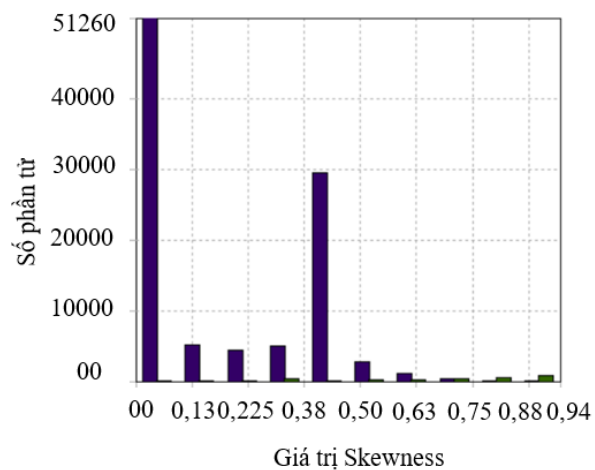
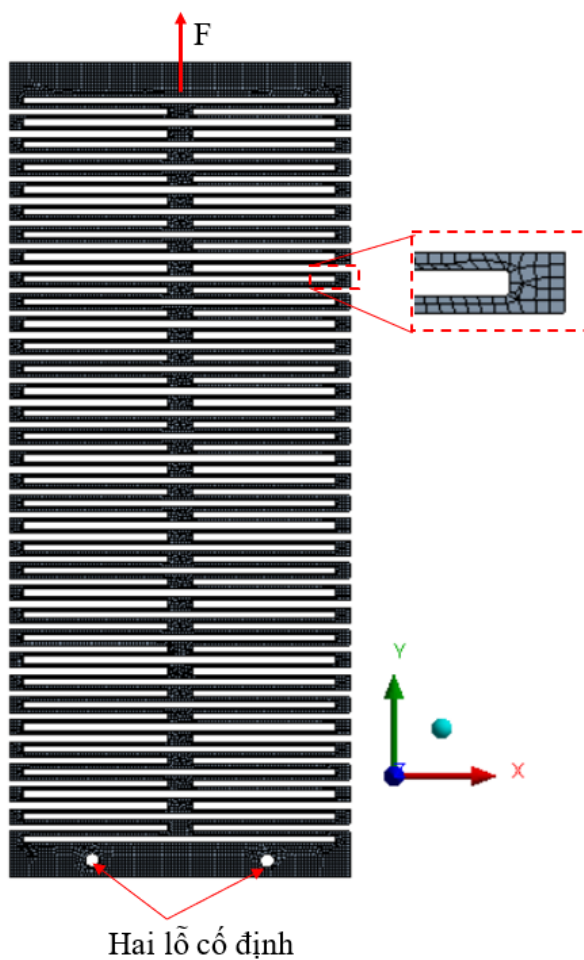
5.3.5.1 Thu thập dữ liệu

Để thực hiện mô phỏng và thu thập dữ liệu, trước tiên, thiết kế thử nghiệm được xây dựng. Bốn biến thiết kế của lò xo phẳng: bao gồm r , L , t , và w được chia thành ba cấp độ như trong Bảng 5.7.

Quá trình mô phỏng được thiết lập như sau: Chi tiết được cố định bằng 2 lỗ, lực kéo được đặt phía trên của chi tiết. Mô hình chia lưới và các thiết lập thực nghiệm được thể hiện như Hình 5.13. Lực tác dụng bằng 9,08 N. Lưới được chia theo phương pháp định cỡ với kích thước phần tử bằng 1mm, số nút là 632792 và số phần tử là 101190.

Bảng 5.7: Các biến thiết kế với 3 mức

Biến	Mức 1	Mức 2	Mức 3
t (mm)	1,2	1,4	1,6
L (mm)	45	50	55
w (mm)	8	10	12
r (mm)	0,1	0,2	0,3



Hình 5.13: Mô hình chia lưới và điều kiện biên

Hình 5.14: Chất lượng lưới theo tiêu chuẩn Skewness

Chất lượng của lưới được đánh giá theo tiêu chuẩn Skewness. Kết quả chỉ ra rằng

trị số trung bình của số liệu chia lưới là khoảng 0,21141, độ lệch chuẩn của số liệu chia lưới bằng 0,194, chất lượng lưới được thể hiện như Hình 5.14. Theo tiêu chí Skewness, giá trị này thể hiện kết quả chia lưới đạt chất lượng tốt. Sau đó quá trình mô phỏng và thu thập dữ liệu được thực hiện.

Một ma trận các thiết kế thực nghiệm được xây dựng. Sau đó, các mô hình 3D của lò xo phẳng được vẽ bằng phần mềm Inventor như Hình 5.10. Tiếp theo, mô phỏng để thu thập dữ liệu được thực hiện bằng phương pháp FEA trong ANSYS. Kết quả mô phỏng được trình bày trong Bảng C3 (Phụ lục C)

Vì các thuộc tính của lò xo phẳng có các đơn vị khác nhau. Do đó, để loại bỏ ảnh hưởng sai khác đơn vị, quá trình chuẩn hóa được thực hiện. Việc chuẩn hóa này giúp cho quá trình đánh giá công bằng hơn. Dữ liệu được chuẩn hóa bằng phương trình (5.11). Kết quả chuẩn hóa dữ liệu được trình bày trong Bảng C4 (Phụ lục C)

5.3.5.2 Tối ưu hóa cấu trúc của DFNN

Như đã trình bày trong phần trước, DFNN được dùng để xấp xỉ mối quan hệ giữa biến thiết kế và các đặc tính đầu ra. Độ chính xác của mô hình xấp xỉ phụ thuộc vào cấu trúc của DFNN. Nghiên cứu này, bốn yếu tố của cấu trúc DFNN được lựa chọn bao gồm: hàm huấn luyện, số lớp ẩn, số nút trong mỗi lớp ẩn và tỷ lệ phân chia của tập dữ liệu để tạo ra mô hình gần đúng chính xác nhất có thể. Các yếu tố được chia với 3 cấp độ. Mạng trực giao $L9$ được dùng để thiết kế thực nghiệm cho quá trình thu thập dữ liệu để tối ưu cấu trúc DFNN như trình bày ở Bảng 5.8.

Độ chính xác của mô hình xấp xỉ được xác định bằng hai thông số chủ yếu là MSE và R^2 . Khi giá trị MSE càng nhỏ thì R^2 càng lớn và mô hình xấp xỉ càng chính xác. Vì vậy nghiên cứu này chọn MSE là hàm mục tiêu để tối ưu cấu trúc của DFNN. Bởi vì kết quả mô hình gần đúng phụ thuộc vào trọng số chọn ngẫu nhiên của quá trình huấn luyện. Vì vậy, để tối ưu hóa cấu trúc của DFNN, mỗi thí nghiệm được thực hiện 10 lần để thu thập dữ liệu cho MSE . Kết quả su tập dữ liệu MSE cho ba mô hình biến dạng, ứng suất,

năng lượng được cho trong Bảng 5.9, 5.10 và 5.11.

Bảng 5.8: Thiết kế thực nghiệm sử dụng mảng trực giao L_9

Stt.	Số lớp ẩn	Hàm huấn luyện	Chia dữ liệu	Số nút
1	2	trainlm	60:20:20	7
2	3	trainlm	70:15:15	9
3	4	trainlm	80:10:10	11
4	2	traincgb	80:10:10	9
5	3	traincgb	60:20:20	11
6	4	traincgb	70:15:15	7
7	2	trainscg	70:15:15	11
8	3	trainscg	80:10:10	7
9	4	trainscg	60:20:20	9

Bảng 5.9: Kết quả MSE cho mô hình biến dạng

Stt.	MSE ($\times 10^{-3}$)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,3	0,0	0,2	0,6	0,9	0,2	0,1	0,1	0,4	0,2
2	3,1	7,2	0,1	0,4	0,0	0,7	1,9	4,8	8,6	0,6
3	16,6	2,9	0,6	0,8	3,9	5,8	4,0	2,6	5,7	1,3
4	10,8	3,6	3,0	1,0	3,8	15,0	0,5	13,1	3,6	11,0
5	4,3	3,8	4,7	5,8	1,4	7,9	5,9	15,8	3,9	6,1
6	2,7	11,0	16,4	6,9	1,2	9,3	3,3	6,4	31,2	10,4
7	8,8	1,8	1,5	3,2	7,5	4,5	3,7	6,1	2,5	5,7
8	13,0	23,9	1,7	14,1	7,6	2,8	11,3	3,4	3,1	10,6
9	10,3	12,1	14,6	13,4	22,2	10,9	9,1	6,8	20,5	7,5

Từ giá trị MSE thu được trong quá trình xây dựng mô hình cho biến dạng, ứng suất và năng lượng. Giá trị S/N của MSE cho mỗi mô hình được tính toán với mong muốn MSE càng nhỏ càng tốt. Tính toán và phân tích S/N cho mỗi thử nghiệm được thực hiện, sau đó quá trình xếp hạng cho từng tham số đầu vào của cấu trúc DFNN cũng được thực hiện.

Bảng 5.10: Kết quả MSE cho mô hình ứng suất

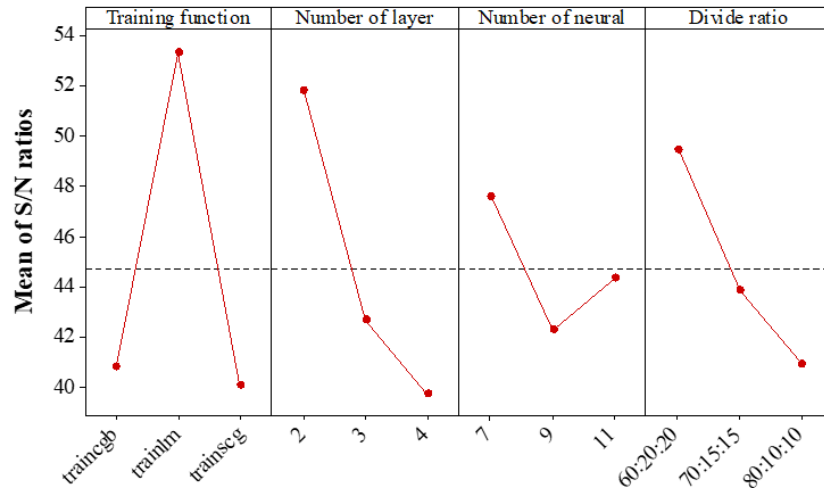
Stt.	MSE ($\times 10^{-3}$)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	05,1	2,3	18,1	2,2	11,6	6,3	3,5	2,3	5,3	3,9
2	16,5	4,6	10,0	7,5	14,3	8,4	14,0	5,6	3,4	3,2
3	9,1	10,3	9,1	0,9	17,1	7,8	3,2	10,4	30,2	3,6
4	9,0	7,6	6,9	15,0	6,8	8,7	15,7	4,3	8,8	8,6
5	6,6	12,9	10,4	8,2	6,6	15,5	7,9	7,5	7,3	9,0
6	14,4	10,6	10,9	12,7	16,6	8,8	15,3	13,2	11,4	17,9
7	1,5	11,5	11,5	2,4	8,6	11,8	7,8	4,9	9,6	14,6
8	54,2	15,4	15,1	3,7	12,5	13,8	37,5	16,2	30,3	13,7
9	16,0	0,12,4	11,0	35,6	4,8	10,6	17,3	27,0	10,0	28,3

Bảng 5.11: Kết quả MSE cho mô hình năng lượng biến dạng

Stt.	MSE ($\times 10^{-3}$)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	6,1	0,1	0,4	0,3	0,4	0,1	0,3	3,7	1,4	1,6
2	22,2	3,7	8,6	0,7	3,2	2,4	3,5	16,4	8,2	0,8
3	1,3	1,1	20,3	1,1	17,5	1,9	29,6	0,5	1,0	3,4
4	15,2	6,0	0,7	9,3	1,6	7,2	17,8	4,9	5,4	3,6
5	4,5	15,0	3,9	6,7	7,1	5,8	5,8	1,8	7,8	5,1
6	4,8	4,3	4,9	5,8	7,5	10,3	3,7	10,7	9,3	4,3
7	11,9	11,8	2,7	14,3	4,6	2,5	8,6	3,9	5,1	6,7
8	6,2	4,7	1,5	6,3	1,5	2,0	42,3	7,3	6,1	27,3
9	4,3	3,4	35,5	6,1	15,8	35,7	9,1	4,7	20,0	10,4

Kết quả phân tích S/N cho mô hình biến dạng được mô tả như Hình 5.15 cho thấy, hàm huấn luyện "*Trainlm*" cho mô hình có sai số nhỏ nhất và hàm "*Trainscg*" cho mô hình có sai số lớn nhất. Cấu trúc của DFNN gồm 2 lớp ẩn cho giá trị MSE nhỏ nhất, cấu trúc với 4 lớp ẩn cho sai số lớn nhất. Số nút trong mỗi lớp ẩn là 7 cho sai số nhỏ nhất, số nút trong mỗi lớp ẩn là 9 cho sai số lớn nhất và tỷ lệ chia dữ liệu là 60:20:20 cho sai số ít nhất, tỷ lệ chia 80:10:10 tạo ra sai số lớn nhất. Kết quả phân tích cũng thể hiện hàm huấn luyện trong cấu trúc DFNN có ảnh hưởng lớn nhất đến sai số của mô hình gần

đúng, số lớp ẩn có trong mỗi cấu trúc ảnh hưởng thứ 2 đến sai số của mô hình xấp xỉ, tỷ lệ chia bộ dữ liệu có ảnh hưởng thứ ba và số lượng nút trong mỗi lớp ẩn có ảnh hưởng ít nhất đến sai số của mô hình xấp xỉ như được thấy trong Bảng 5.12.



Hình 5.15: Kết quả phân tích S/N cho mô hình biến dạng

Bảng 5.12: Kết quả xếp hạng cho mô hình biến dạng

Mức	Hàm huấn luyện	Số lớp ẩn	Số nút	Chia dữ liệu
1	40,84	51,82	47,60	49,46
2	53,31	42,68	42,27	43,84
3	40,07	39,72	44,34	40,91
Sai số	13,24	12,10	5,33	8,54
Xếp hạng	1	2	4	3

Đối với tập dữ liệu ứng suất, Hình 5.16 cho thấy hàm huấn luyện "*Trainlm*" cho giá trị S/N lớn nhất và hàm huấn luyện "*Trainscg*" cho giá trị S/N nhỏ nhất. Do đó, sai số của mô hình gần đúng đạt giá trị nhỏ nhất khi sử dụng hàm huấn luyện "*Trainlm*". Đồng thời, số lớp ẩn là 2, số nút trong một lớp ẩn là 11 và tỷ lệ phân chia dữ liệu 70:15:15 cho giá trị S/N lớn nhất. Điều này có nghĩa là mô hình gần đúng có sai số nhỏ nhất. Bảng 5.13 cũng chỉ ra rằng, với dữ liệu cho mô hình ứng suất, số lớp ẩn trong cấu trúc DFNN

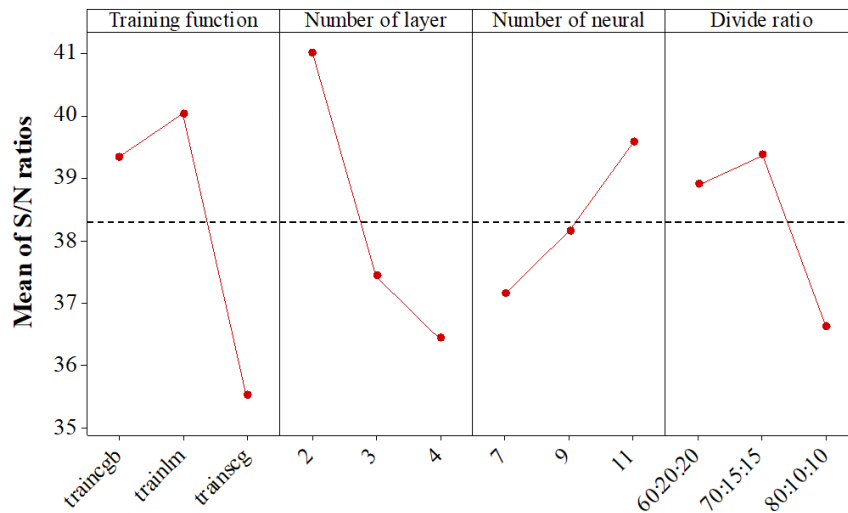
có ảnh hưởng nhiều nhất đến độ chính xác của mô hình gần đúng.

Bảng 5.13: Kết quả xếp hạng cho mô hình ứng suất

Mức	Hàm huấn luyện	Số lớp ẩn	Số nút	Chia dữ liệu
1	39,34	41,01	37,16	38,90
2	40,03	37,44	38,16	39,37
3	35,52	36,44	39,57	36,62
Sai số	4,51	4,58	2,41	2,75
Xếp hạng	2	1	4	3

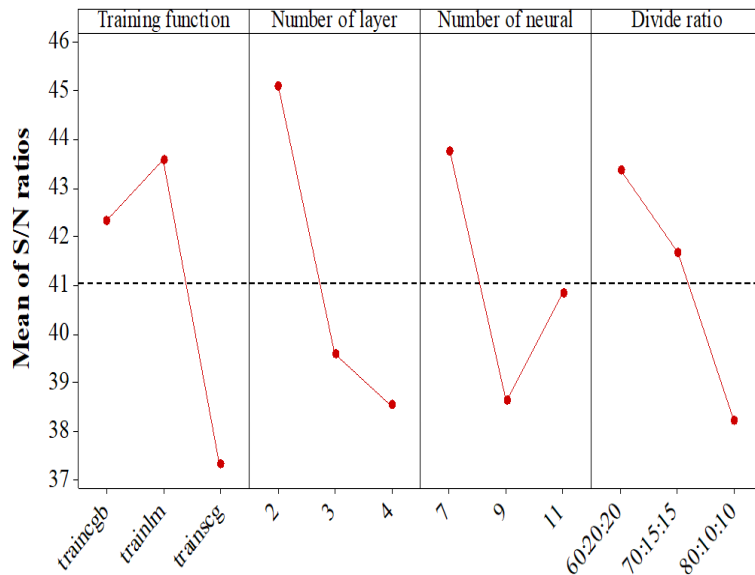
Bảng 5.14: Kết quả xếp hạng cho mô hình năng lượng biến dạng

Mức	Hàm huấn luyện	Số lớp ẩn	Số nút	Chia dữ liệu
1	42,32	45,08	43,74	43,34
2	43,56	39,59	38,62	41,66
3	37,31	38,52	40,83	38,19
Sai lệch	6,25	6,56	5,12	5,14
Xếp hạng	2	1	4	3



Hình 5.16: Kết quả phân tích S/N cho mô hình ứng suất

Hình 5.17 mô tả kết quả tính toán S/N cho mô hình năng lượng biến dạng. Kết quả chỉ ra cấu trúc DFNN với hàm huấn luyện “*Trainlm*”, số lớp ẩn là 2, số nút trong mỗi lớp ẩn là 7 và tỷ lệ phân chia dữ liệu 60:20:20 cho mô hình năng lượng biến dạng có độ chính xác tốt nhất. Bảng 5.14 cho thấy số lớp ẩn được xếp hạng cao nhất. Điều này có nghĩa là trong 4 yếu tố của cấu trúc DFNN, số lớp ẩn có ảnh hưởng nhiều nhất đến sai số của mô hình gần đúng.



Hình 5.17: Kết quả phân tích S/N cho mô hình năng lượng biến dạng

Bảng 5.15 trình bày kết quả tối ưu cấu trúc cho từng bộ dữ liệu. Trong bảng này cho thấy rằng đối với dữ liệu biến dạng, cấu trúc tối ưu của DFNN bao gồm: Hàm huấn luyện là “*trainlm*”, số lớp ẩn là 2, số nút trong lớp ẩn là 7 và tỷ lệ chia dữ liệu 60: 20:20. Đối với tập dữ liệu ứng suất, cấu trúc tối ưu của DFNN gồm: Hàm huấn luyện là “*trainlm*”, số lớp ẩn là 2, số nút trong các lớp ẩn là 11 và tỷ lệ chia dữ liệu 70:15:15. Đối với tập dữ liệu năng lượng biến dạng, cấu trúc tối ưu của DFNN gồm: Hàm huấn luyện là “*trainlm*”, số lớp ẩn là 2, số nút trong lớp ẩn là 7 và tỷ lệ chia dữ liệu 60:20:20.

Bảng 5.15: Cấu trúc tối ưu của DFNN

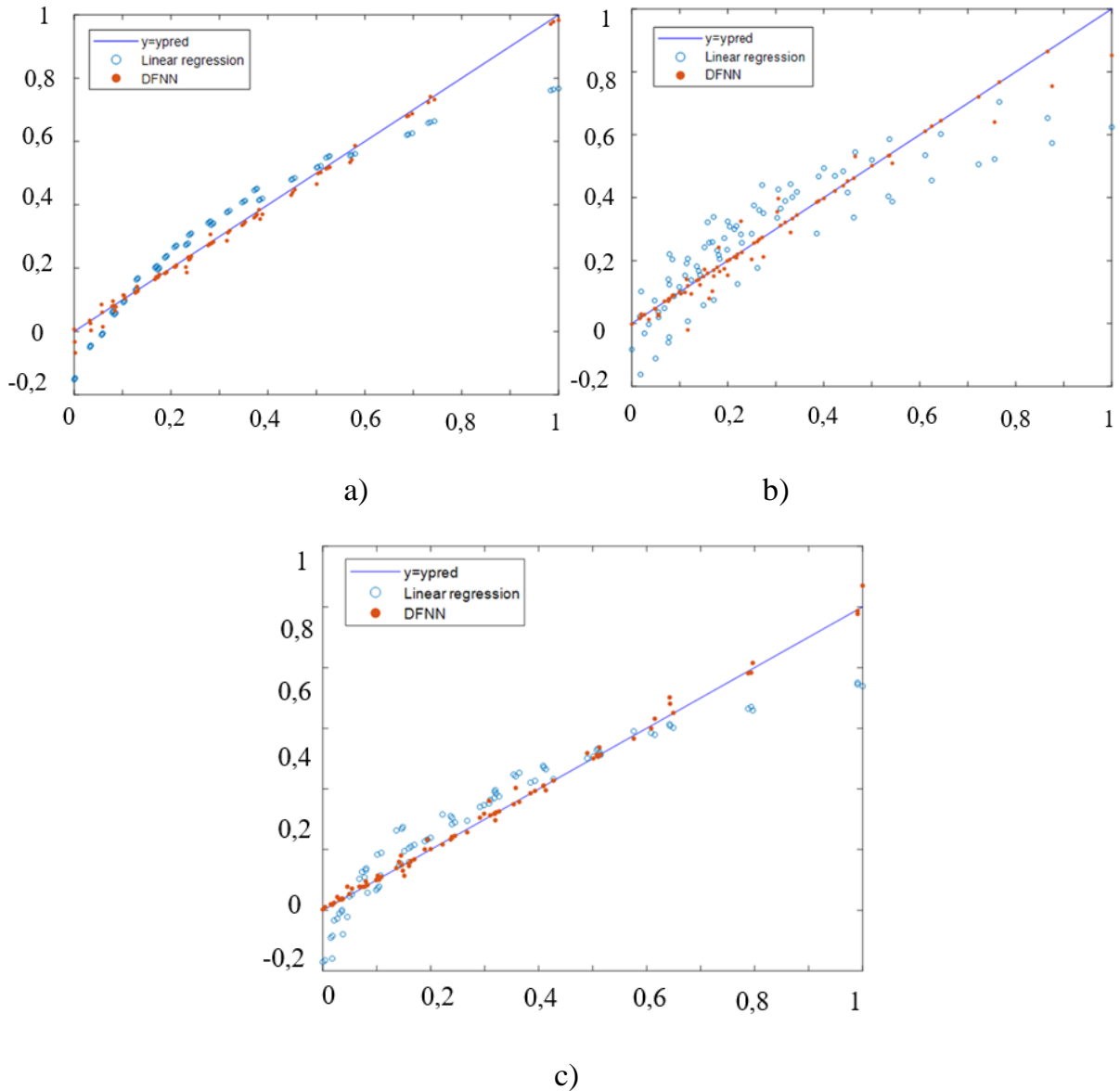
Hàm	Hàm huấn luyện	Số lớp ẩn	Số nút	Chia dữ liệu
Biến dạng	trainlm	2	7	60:20:20
Ứng suất	trainlm	2	11	70:15:15
Năng lượng	trainlm	2	7	60:20:20

Để đánh giá hiệu quả của cấu trúc DFNN, tính phù hợp của mô hình gần đúng do DFNN xây dựng và tính phù hợp của mô hình tuyến tính được so sánh với nhau. Hình 5.18 so sánh mức độ phù hợp của mô hình do DFNN thiết lập với mô hình tuyến tính. Hình 5.18a biểu diễn sự tương quan giữa các điểm dự đoán của mô hình tuyến tính, mô hình do DFNN thiết lập và đường phù hợp của bộ dữ liệu biến dạng. Trên hình này cho thấy các điểm dự đoán của mô hình được xây dựng bởi DFNN nằm lân cận với đường phù hợp. Trong khi đó các điểm dự đoán của mô hình tuyến tính nằm khá xa đường phù hợp. Điều này chứng minh mô hình biến dạng được xây dựng bởi DFNN có độ chính xác cao hơn mô hình tuyến tính. Tương tự, mô hình cho ứng suất và năng lượng được xây dựng bằng DFNN cũng chính xác hơn mô hình tuyến tính và nó được minh họa trên Hình 5.18b và c.

Ngoài ra, độ chính xác của mô hình được xây dựng bằng DFNN cũng được đánh giá bằng cách so sánh giá trị R^2 và giá trị MSE của mô hình được xây dựng bằng DFNN với giá trị R^2 và giá trị MSE của mô hình được xây dựng bằng mô hình tuyến tính.

Bảng 5.16 so sánh giá trị R^2 của mô hình được xây dựng bằng DFNN với mô hình tuyến tính cho 4 tập dữ liệu gồm: mô hình chung, huấn luyện, kiểm tra và xác nhận. Kết quả cho thấy rằng mô hình chung được xây dựng bằng DFNN có R^2 lớn hơn nhiều so với mô hình tuyến tính. Đối với mô hình biến dạng được thành lập bằng DFNN có giá trị 0,99 trong khi mô hình tuyến tính chỉ có giá trị 0,91. Đối với mô hình ứng suất. Mô hình thiết lập bằng DFNN có giá trị 0,97 trong khi mô hình tuyến tính chỉ đạt giá trị 0,76. Cuối cùng đối với mô hình năng lượng, mô hình được thiết lập bằng DFNN có giá trị R^2

bằng 0,99 và mô hình tuyến tính là 0,89. Với kết quả phân tích R^2 chỉ ra rằng mô hình được thiết lập bằng DFNN có độ chính xác cao hơn mô hình tuyến tính rất nhiều.



Hình 5.18: Sự phù hợp của mô hình: a) biến dạng b) ứng suất, c) năng lượng

Tương tự, trong Bảng 5.17 cũng cho thấy giá trị MSE của mô hình thiết lập bằng DFNN nhỏ hơn giá trị MSE của mô hình tuyến tính cho cả ba bộ dữ liệu biến dạng, ứng suất và năng lượng rất nhiều. Điều này cũng chứng minh mô hình được thiết lập bằng

DFNN có độ chính xác tốt hơn mô hình được xây dựng bằng mô hình tuyến tính.

Bảng 5.16: Giá trị R^2 của mô hình DFNN và mô hình tuyến tính

Đáp ứng	Mô hình chung		Huấn luyện		Đánh giá		Kiểm tra	
	DFNN	Tuyến tính	DFNN	Tuyến tính	DFNN	Tuyến tính	DFNN	Tuyến tính
Biến dạng	0,99	0,91	0,99	0,91	> 0,99	0,92	0,99	0,96
Ứng suất	0,97	0,76	0,90	0,73	0,95	0,78	0,95	0,82
Năng lượng	0,99	0,89	0,99	0,97	> 0,99	0,89	0,99	0,93

Bảng 5.17: Giá trị MSE của mô hình DFNN và mô hình tuyến tính

Đáp ứng ($\times 10^{-4}$)	Mô hình chung		Huấn luyện		Đánh giá		Kiểm tra	
	DFNN	Tuyến tính	DFNN	Tuyến tính	DFNN	Tuyến tính	DFNN	Tuyến tính
Biến dạng	2,82	50	8,02	53	0,414	46	5,00	14
Ứng suất	015	121	46	99	0,0598	127	31	112
Năng lượng	3,28	69	9,5	65	0,13	61	6,7	49

5.3.5.3 Kết quả tối ưu

Sau khi có cấu trúc của DFNN phù hợp, các mô hình thay thế được thiết lập bằng cách sử dụng cấu trúc DFNN tối ưu. Kế tiếp, thuật toán chu kỳ nước được dùng để tối ưu kích thước của lò xo phẳng với thiết lập thông số như sau: số nghiệm ban đầu 50, số sông và biên là 4, $d_{\max} = 10^{-5}$, số vòng lặp lại tối đa là 2000.

Kết quả tối ưu của các thuật toán dựa trên tìm kiếm mang tính ngẫu nhiên. Vì vậy, để đánh giá chính xác hiệu quả của thuật toán. Quá trình tối ưu được thực hiện 30 lần. Kết quả nghiệm tối ưu được liệt kê trong Bảng 5.18. Bên cạnh đó, thuật toán chu trình nước cải tiến cũng được đồng thời sử dụng. Thuật toán chu trình nước dựa trên tốc độ bốc hơi (Evaporation rate-water cycle algorithm - ERWCA) được phát triển dựa trên thuật toán chu kỳ nước nhằm tăng tốc độ hội tụ [117].

Bảng 5.18: Kết quả tối ưu hóa

Stt.	WCA		ERWCA	
	Năng lượng (mJ)	Thời gian (x10 ³ s)	Năng lượng (mJ)	Thời gian (x10 ³ s)
1	0,011509	2,62	0,011509	3,05
2	0,011509	2,59	0,011509	3,08
3	0,010654	2,63	0,010654	2,84
4	0,010654	2,63	0,010654	2,90
5	0,011127	2,62	0,011127	2,96
6	0,011314	2,63	0,011314	3,61
7	0,011364	2,63	0,011364	3,56
8	0,011509	2,62	0,011509	3,57
9	0,010717	2,63	0,010717	3,17
10	0,011509	2,63	0,011509	3,07
11	0,010675	2,65	0,010675	3,03
12	0,011509	2,33	0,011509	2,90
13	0,011509	2,67	0,011509	2,98
14	0,011509	2,67	0,011509	3,05
15	0,011509	2,90	0,011509	3,02
16	0,010716	2,68	0,010716	3,05
17	0,011509	2,68	0,011509	2,89
18	0,011509	2,72	0,011509	2,85
19	0,011509	2,85	0,011509	2,94
20	0,011509	2,80	0,011509	2,85
21	0,011257	2,95	0,011257	2,86
22	0,010708	2,69	0,010708	2,93
23	0,010656	2,94	0,010656	3,02
24	0,011509	2,94	0,011509	3,06
25	0,011509	2,96	0,011509	3,09
26	0,010675	2,63	0,010675	3,19
27	0,011509	2,65	0,011509	3,05
28	0,011509	2,68	0,011509	3,05
29	0,011509	2,95	0,011509	3,05
30	0,010716	2,96	0,010716	2,84
Trung bình	0,01123	2,717	0,01119	3,057
Sai lệch chuẩn	0,000373	0,149	0,000568	0,202

Kết quả trong Bảng 5.18 cho thấy năng lượng trung bình tối ưu là 0,01123 mJ khi được tối ưu hóa bằng WCA cao hơn giá trị tối ưu do ER-WCA đề xuất là 0,00119 mJ. Độ lệch chuẩn của năng lượng khi tối ưu bằng WCA có giá trị 0,000373 mJ nhỏ hơn sai lệch chuẩn do thuật toán ER – WCA (0,000568 mJ). Thời gian tìm kiếm cũng cho thấy WCA có thời gian tìm kiếm ngắn hơn ERWCA. Độ lệch chuẩn về thời gian tìm kiếm của WCA cũng nhỏ hơn ERWCA. Như vậy, mặc dù thuật toán ER-WCA được phát triển dựa trên thuật toán WCA nhằm tăng tốc độ hội tụ. Nhưng với các ứng xử của lò xo phẳng thì hiệu quả của thuật toán WCA vẫn tốt hơn. Kết quả tối ưu cho thấy các kích thước tối ưu của lò xo phẳng là $t=1,029$ mm, $L=45$ mm, $w=9$ mm và $r=0,3$ mm. Biến dạng đạt được bằng 33,666 mm. Biến dạng này đảm bảo độ cứng khi tất cả các lò xo lá làm việc là 0,27 N/mm.

5.3.5.4 Xác nhận kết quả tối ưu

Kích thước tối ưu được dùng để vẽ mô hình 3D. Mô hình sau đó được dùng để FEA. Kết quả FEA được thể hiện trong Bảng 5.19 cho thấy biến dạng, năng lượng, ứng suất và tuổi thọ lần lượt là 34,236 mm, $11,02 \times 10^{-3}$ mJ, 81,475 MPa và 299 triệu chu kỳ. So sánh giữa kết quả dự đoán tối ưu với FEA cho thấy sai số năng lượng biến dạng là 1,87%, sai số biến dạng là 1,69% và sai số ứng suất là 3,06%. Với giá trị sai số này chứng minh quy trình thiết kế, tối ưu đề xuất có độ tin cậy cao. Kết quả FEA cũng được thể hiện trong Hình A5 (Phụ lục A). Trong đề mục này, một cách tiếp cận mới để thiết kế và tối ưu hóa lò xo phẳng đã được đề xuất. Phương pháp là sự kết hợp của FEM, DFNN và WCA. Sau đó lò xo phẳng được thiết kế, phân tích và tối ưu bằng quy trình này.

Bảng 5.19: Đánh giá kết quả tối ưu

	Năng lượng (mJ)	Biến dạng (mm)	Ứng suất (MPa)	Độ bền mỏi (10^6 chu kỳ)
Dự đoán	0,01123	33,666	79,050	
FEA	0,01102	34,236	81,475	299
Sai số (%)	1,87	1,69	3,06	

5.4 Kết luận

Trong chương 5, nghiên cứu sinh đã đề xuất hai phương pháp tiếp cận mới để thiết kế, phân tích và tối ưu hóa cho lò xo phẳng. Phương pháp thứ nhất thứ nhất là sự kết hợp giữa RSM tích hợp trong FEM, mô hình Kriging và MOGA. Phương pháp thứ hai là sự kết hợp FEM, DFNN và WCA.

Dựa trên hai phương pháp đề xuất, hai lò xo phẳng mới đã được thiết kế, phân tích và tối ưu hóa để có tính chất nhỏ gọn, nhẹ, cho phép điều chỉnh độ cứng phi năng lượng.

Cả hai lò xo được phát triển đều đáp ứng được yêu cầu sử dụng cho cơ cấu cân bằng trọng lực định hướng sử dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động cho người yếu cơ chi trên.

So sánh giữa hai lò xo, lò xo thứ hai có độ cứng vững cao hơn lò xo thứ nhất. Do đó, lò xo thứ hai được lựa chọn để chế tạo mô hình cơ cấu cân bằng trọng lực.

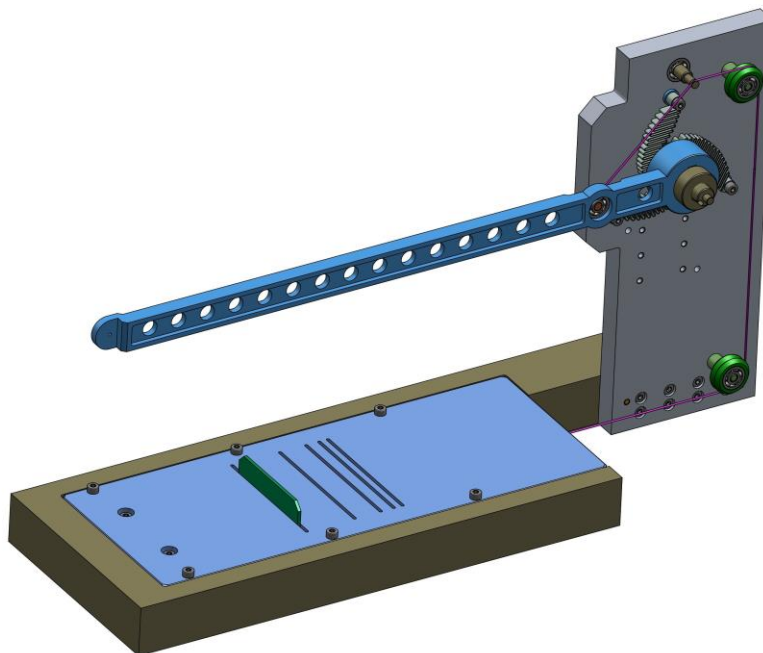
Phương pháp luận để thiết kế và tối ưu cho hai lò xo phẳng trong chương 5 này đã được tác giả công bố trên 2 tạp chí SCIE năm 2019 [102] và năm 2021 [109].

Chương 6 THỰC NGHIỆM KIỂM CHỨNG

Trong chương này trình bày việc chế tạo và thiết lập mô hình để đo lực đàn hồi do lò xo phẳng tạo ra và mô men xoắn do khớp xoay mềm sinh ra khi làm việc, cũng như đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực.

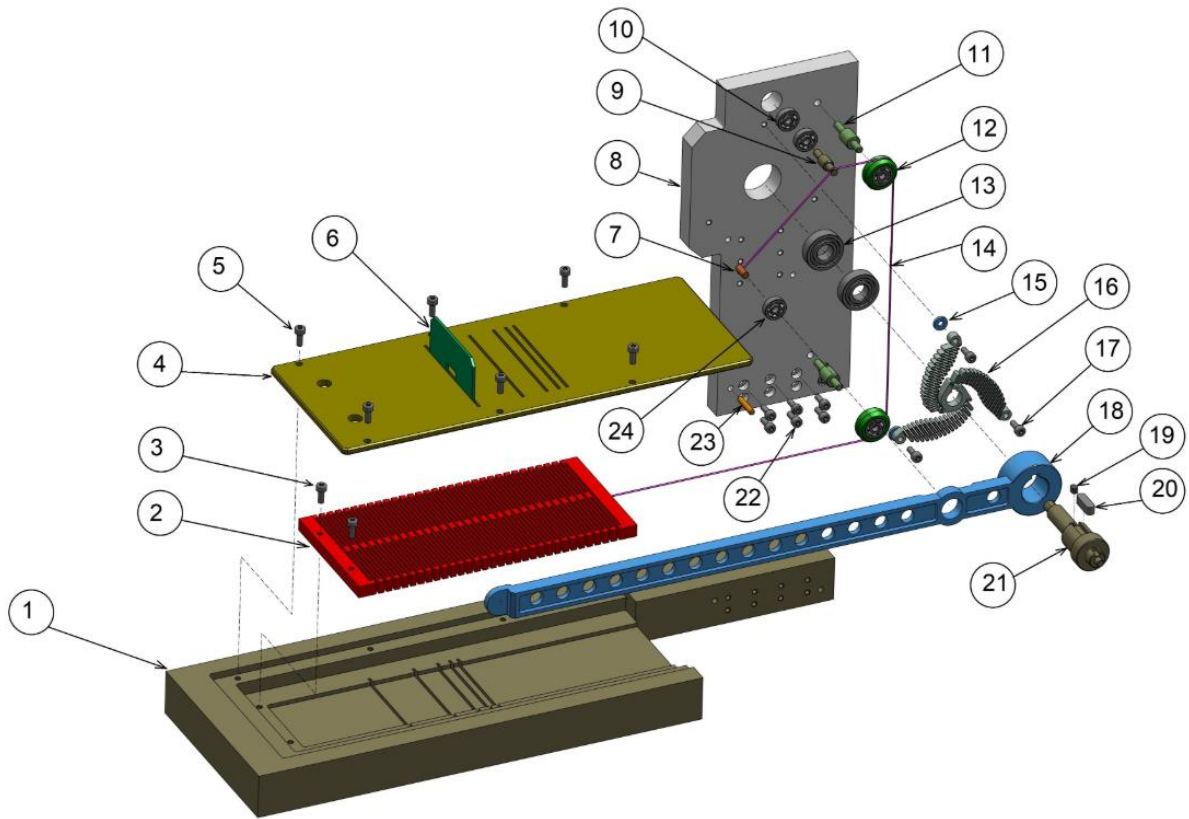
6.1 Mô hình cơ cấu cân bằng trọng lực

Dựa trên thiết kế nguyên lý của cơ cấu cân bằng được tính toán, thiết kế ở chương 3 và kết quả thiết kế, phân tích, tối ưu cho khớp xoay mềm và lò xo phẳng trong chương 4 và 5. Mô hình 3D của cơ cấu cân bằng trọng lực được xây dựng như Hình 6.1.



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

Mô hình phân rã của cơ cấu cân bằng trọng lực đề xuất được thể hiện như Hình 6.2.



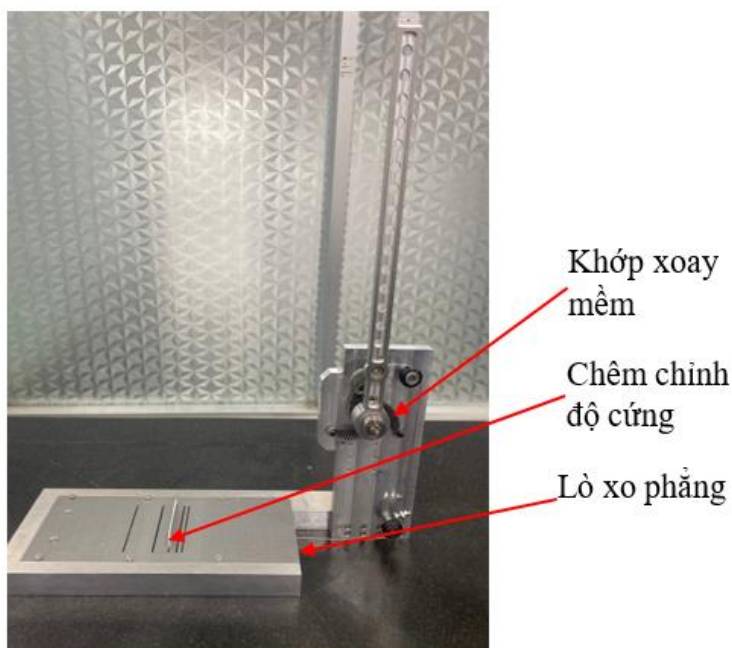
Hình 6.2: Mô hình phân rã của cơ cấu cân bằng trọng lực

Cấu tạo của cơ cấu cân bằng trọng lực gồm: Đế (1) được lắp với thân (8) bằng 6 vít M4 (22) và được định vị bằng 2 chốt định vị (23). Trục của cơ cấu cân bằng trọng lực (21) được nối với thân (8) bằng hai ổ lăn (13). Khớp xoay mềm (16) được cố định với thân (8) bằng 3 vít M4 và được lắp với trục (21) thông qua then (19). Ba vòng đệm (15) được dùng để tạo khoảng cách giữa khớp xoay mềm và thân. Thanh liên kết (18) được lắp với trục (21) thông qua then (20). Thanh liên kết được nối với sợi dây cáp (14) thông qua chốt xoay (7). Dây cáp được lắp với các puli (9) và 2 puli (12) có công dụng làm đổi hướng của dây cáp. Puli (9) được lắp với thân (8) bằng hai ổ lăn (10). Hai puli (12) lắp với thân bằng chốt (11). Chốt (11) được lắp cố định với thân (8) bằng mối ghép có độ dôi. Đầu còn lại của dây cáp (14) được nối với lò xo phẳng (2). Lò xo phẳng (2)

được lắp cố định với đế (1) bằng 2 vít (3). Tấm áp (4) và miếng chêm (6) có công dụng để điều chỉnh độ cứng của lò xo phẳng (2). Trên tấm áp (4) gia công các rãnh trùng với vị trí của các phân đoạn cần làm việc để điều chỉnh độ cứng của lò xo. Tấm áp (4) cố định với đế thông qua 6 vít M4.

6.2 Chế tạo và lắp ráp cơ cấu cân bằng trọng lực

Các chi tiết của cơ cấu cân bằng trọng lực được gia công bằng công nghệ cắt dây và CNC. Sau đó được lắp ráp như Hình 6.3.

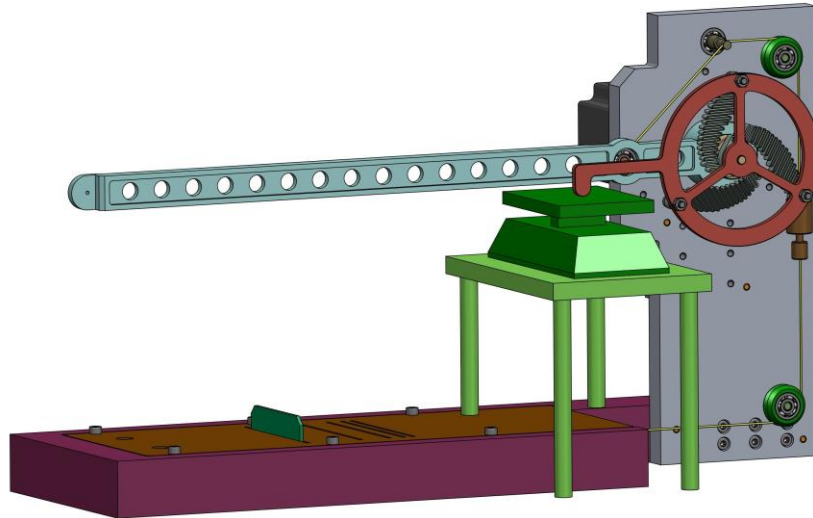


Hình 6.3: Cơ cấu cân bằng trọng lực

6.3 Thiết lập thực nghiệm

Để đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu cân bằng trọng lực. Thực nghiệm được thiết lập để đo mô men xoắn do lò xo phẳng và khớp xoay mềm tạo ra. Tuy nhiên, do hạn chế thiết bị. Vì vậy, thực nghiệm được thiết lập để đo lực đàn hồi do lò xo phẳng và lực tiếp tuyến được tạo ra bởi khớp xoay mềm. Sơ đồ thực nghiệm được thể hiện trong

Hình 6.4, mô hình phân rã của mô hình thực nghiệm được mô tả như Hình 6.5.



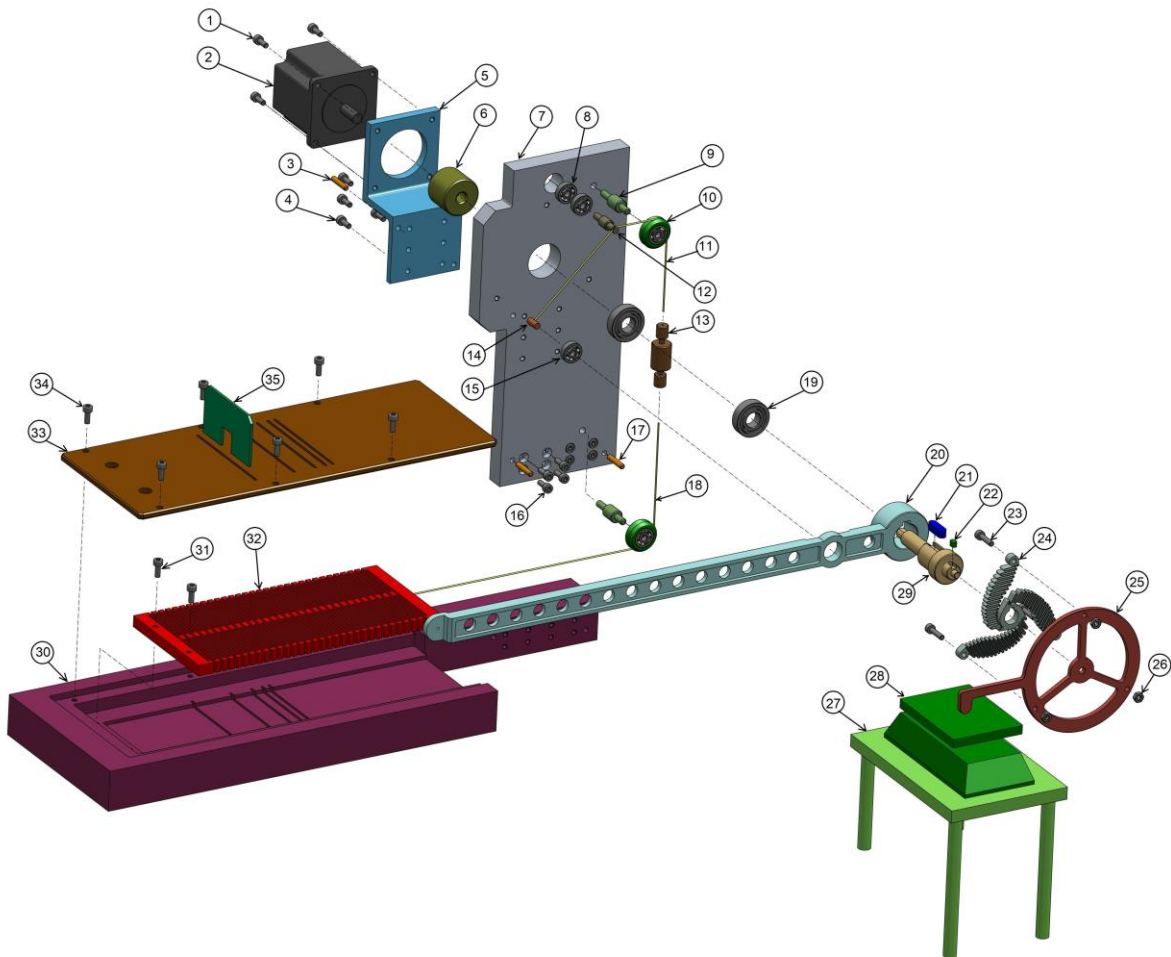
Hình 6.4: Sơ đồ thực nghiệm

Trong sơ đồ thực nghiệm này loadcell (13) có công dụng đo lực biến dạng đàn hồi do lò xo phẳng tạo ra. Loadcell (28) đo lực tiếp tuyến do khớp xoay mềm tạo ra. Bàn (27) dùng để gá loadcell (28), động cơ bước (2) dùng để tạo ra chuyển động xoay mô tả cho quá trình làm việc và cũng được dùng để xác định góc xoay.

Nguyên lý đo như sau: Khi động cơ quay 1 góc θ (với độ phân giải từng bước là 0,9 độ). Tay quay (20) sẽ quay một góc tương tự. Khi này lò xo phẳng sẽ bị biến dạng một lượng Δl tạo ra lực đàn hồi F_2 , lực đàn hồi F_2 sẽ được loadcell ghi nhận và được đọc bởi chương trình Labview. Bên cạnh đó, khớp xoay cũng xoay một góc tương ứng với góc quay của động cơ. Khi đó, cánh tay (25) sẽ cùng quay với khớp xoay và tác dụng lên loadcell (28) một F_1 . Lực này sẽ được ghi nhận và đọc bởi chương trình Labview.

Loadcell dùng để đo lực đàn hồi của lò xo phẳng là CSBA-L10 như Hình 6.6 và loadcell dùng để đo lực tiếp tuyến của khớp xoay là YZC – 133 như Hình 6.7. Thông số

của hai loadcell được cho như Bảng 6.1. Mô hình thực nghiệm để đo lực đàn hồi của lò xo phẳng và lực tiếp tuyến của khớp xoay được thiết lập như Hình 6.8.



Hình 6.5: Mô hình phân rã của mô hình thiết lập thực nghiệm

Bảng 6.1: Thông số của loadcell

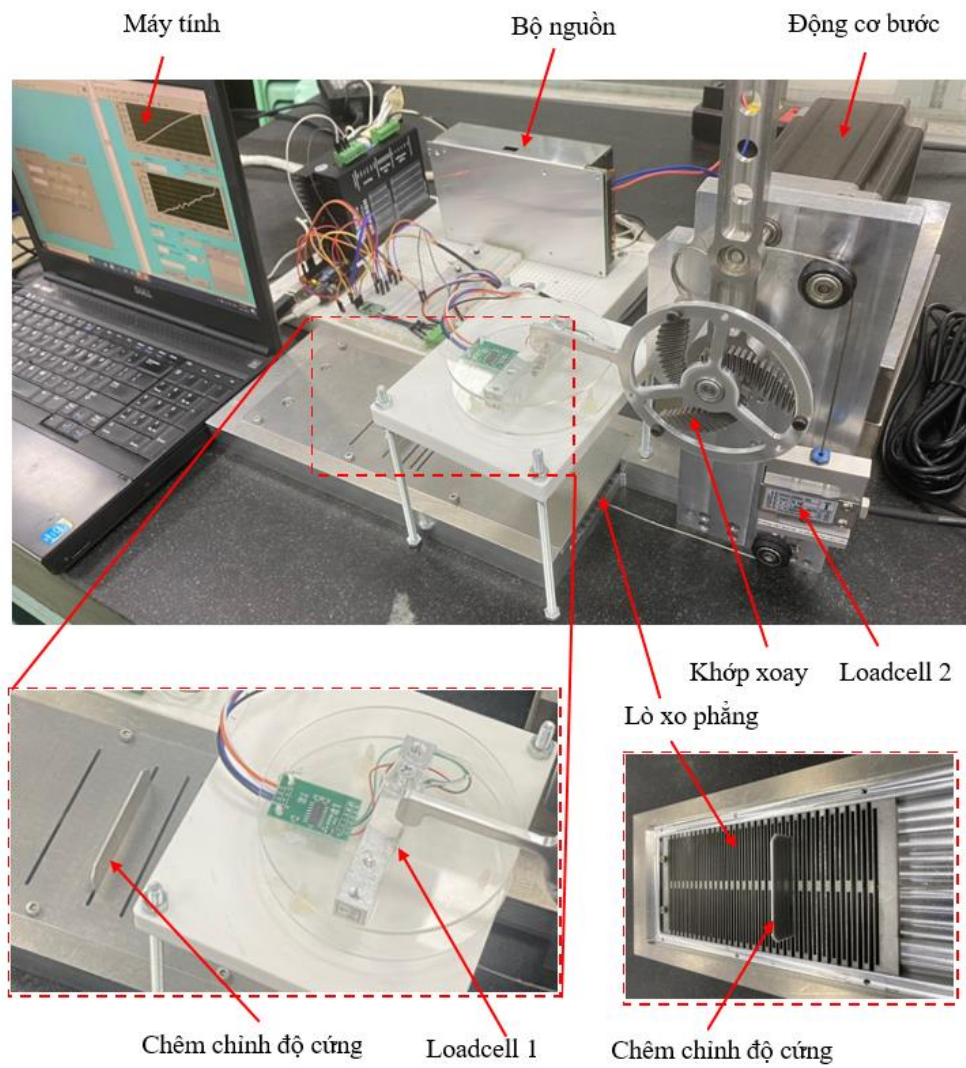
Thông số	Loadcell 2	Loadcell 1
Model:	CSBA-L10.	YZC – 133
Phạm vi đo: Kéo, nén	: 0 – 100 N	0 – 50 N
Khả năng quá tải	150% RO	120% RO
Điện trở:	$2,0 \pm 0,02$ mV/V	$1,0 \pm 0,15$ mV/V
Độ tuyến tính	0,03 %.	0,03 %.



Hình 6.6: Loadcell CSBA-L10



Hình 6.7: Loadcell YZC-113



Hình 6.8: Mô hình thực nghiệm

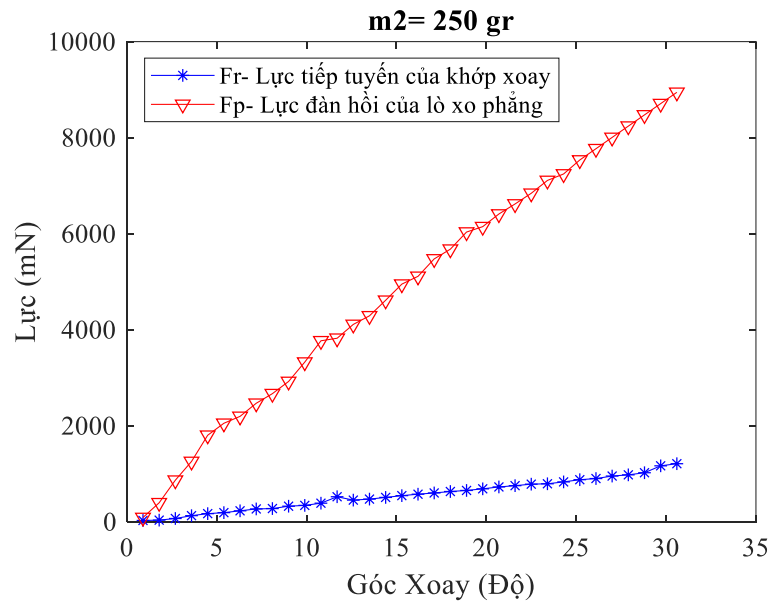
Lực tiếp tuyến sau khi đo sẽ được qui đổi thành mô men xoắn theo công thức:

$$T_r = F_l \cdot L \quad (6.1)$$

Trong đó: F_l là lực tiếp tuyến, L là chiều dài cánh tay đòn (100 mm).

6.4 Kết quả thực nghiệm

Thí nghiệm được thực hiện với các độ cứng của lò xo phẳng tương ứng với các mức tải trọng 250 gr, 400 gr, 600 gr, 800 gr, 900 gr và 1000 gr. Vì quá trình thực nghiệm bị ảnh hưởng độ nhiễu của một số yếu tố không kiểm soát được và có tính ngẫu nhiên. Do đó, Mỗi một thí nghiệm được thực hiện 10 lần sau đó tính giá trị trung bình nhằm loại bỏ bớt các yếu tố nhiễu [118]. Kết quả đo lực tiếp tuyến và lực đàn hồi của lò xo phẳng được trình bày trong Bảng C5, C6 (Phụ lục C).

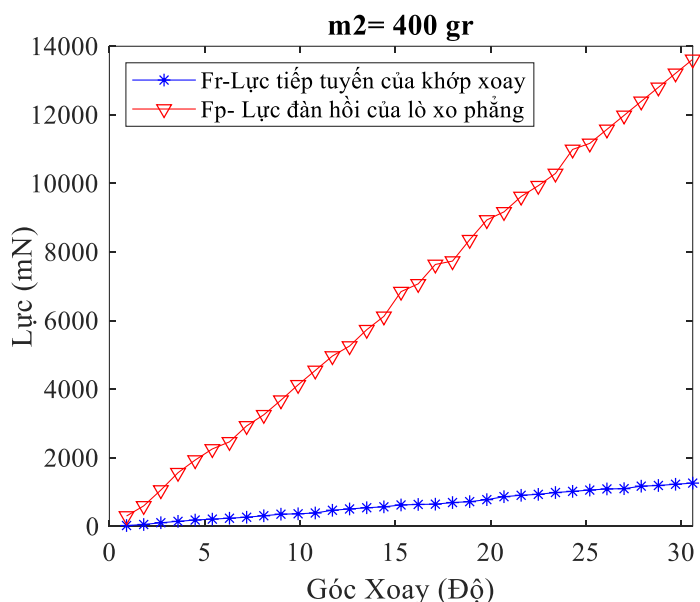


Hình 6.9: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 250 gr

Hình 6.9 là kết quả đo lực đàn hồi của lò xo phẳng và lực tiếp tuyến do khớp xoay tạo ra khi cơ cấu làm việc với tải trọng 250 gr, tương ứng với tất cả các phân đoạn trên

lò xo phẳng được sử dụng. Độ cứng của lò xo phẳng lúc này được điều chỉnh ở 0,27 N/mm. Vì độ cứng của lò xo thấp, lực đàn hồi trên lò xo nhỏ. Vì vậy, trong quá trình đo, lực quán tính của loadcell cũng có ảnh hưởng nhiều đến kết quả đo. Giá trị lực đàn hồi của lò xo phẳng và khớp xoay mềm khi thanh liên kết xoay 30,6 độ đạt 8944 mN và 1237 mN.

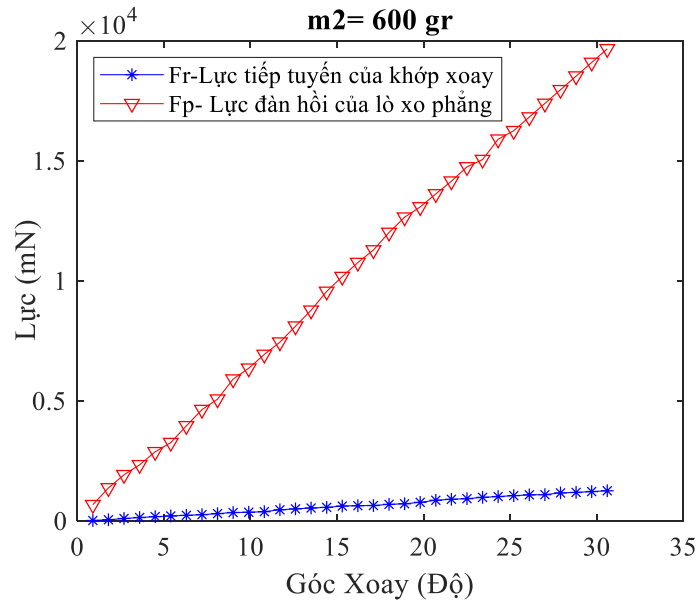
Hình 6.10 là kết quả đo lực đàn hồi của lò xo phẳng và lực tiếp của khớp xoay khi cơ cấu làm việc với tải trọng 400 gr. Khi này miếng chêm được điều chỉnh ở khe hở thứ nhất của tấm áp. Độ cứng của lò xo phẳng được điều chỉnh ở 0,41 N/mm. Lúc này, độ cứng của lò xo phẳng tăng lên giúp cho ảnh hưởng của lực quán tính giảm đi. Đường cong của lực tuyến tính hơn. Giá trị lớn nhất của lực đàn hồi và lực tiếp tuyến tương ứng với góc xoay đạt 30,6 độ là 13619 mN và 1210 mN.



Hình 6.10: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 400 gr

Hình 6.11 là kết quả đo lực khi cơ cấu làm việc với tải 600 gr. Miếng chêm điều chỉnh độ cứng của lò xo phẳng được lắp ở khe thứ 2. Giá trị độ cứng của lò xo phẳng là 0,6 N/mm. Khi độ cứng tăng, lực đàn hồi do lò xo phẳng sinh ra tăng, ảnh hưởng của lực

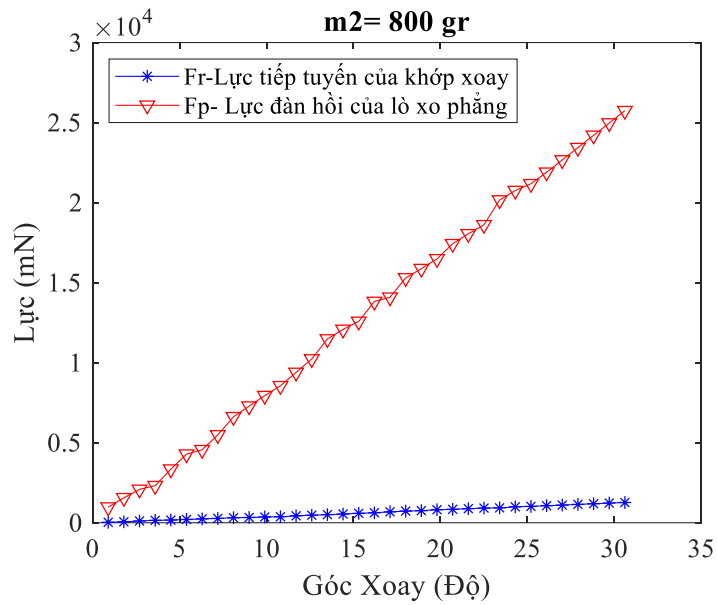
quán tính do khối lượng của loadcell tạo ra giảm. Vì vậy đường cong lực trơn hơn. Lực đàn hồi của lò xo phẳng và lực tiếp tuyến của khớp xoay mềm khi thanh liên kết ở 30,6 độ là 19671 mN và 1264 mN.



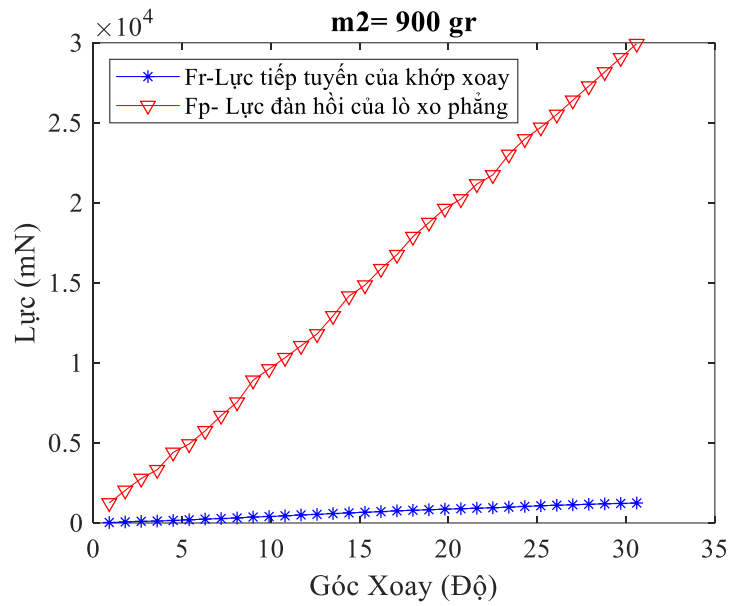
Hình 6.11: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 600 gr

Trong tự Hình 6.12 và 6.13, 6.14 là kết quả đo lực khi tải trọng làm việc là 800 gr, 900 gr và 1000 gr. Khi độ cứng tăng lên thì lực đàn hồi cũng tăng. Khi tải trọng tăng thì độ cứng của lò xo cũng được điều chỉnh tăng tương ứng 0,79 N/mm, 0,88 N/mm và 0,97 N/mm. Khi độ cứng tăng thì lực đàn hồi cũng tăng. Khi đó ảnh hưởng của lực quán tính do khối lượng của loadcell cũng giảm. Kết quả đo ít bị dao động hơn.

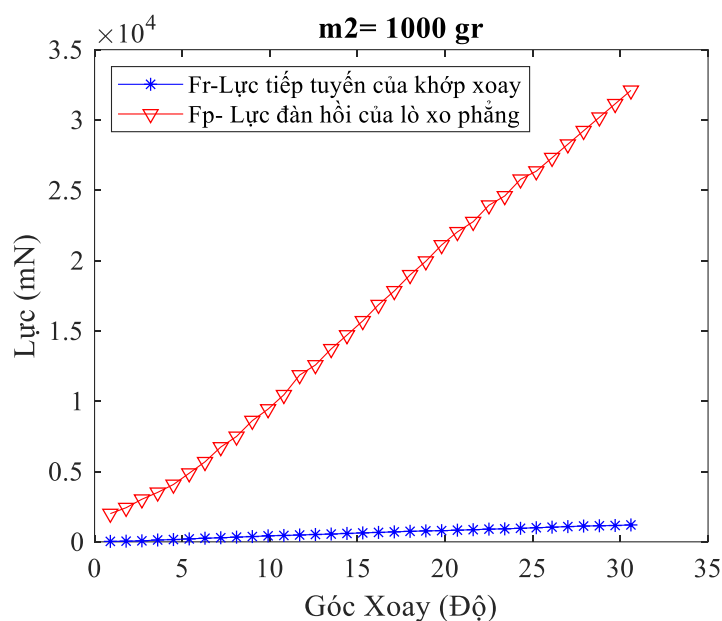
Dựa trên kết quả đo lực tiếp tuyến của khớp xoay với sáu mức tải trọng khác nhau cho thấy lực tiếp tuyến không giống nhau mà giá trị lực tiếp tuyến ở mỗi lần đo có sự sai khác. Giá trị sai khác này dao động trong phạm vi từ 1202 mN đến 1264 mN (khoảng 5,1%). Có sự sai lệch này có thể do quá trình đo có một số yếu tố nhiễu, cũng có thể do sai số của dụng cụ đo. Kết quả đo lực biến dạng đàn hồi của lò xo phẳng phù hợp với lý thuyết tính toán. Khi độ cứng của lò xo phẳng được điều chỉnh tăng thì giá trị lực tăng.



Hình 6.12: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 800 gr



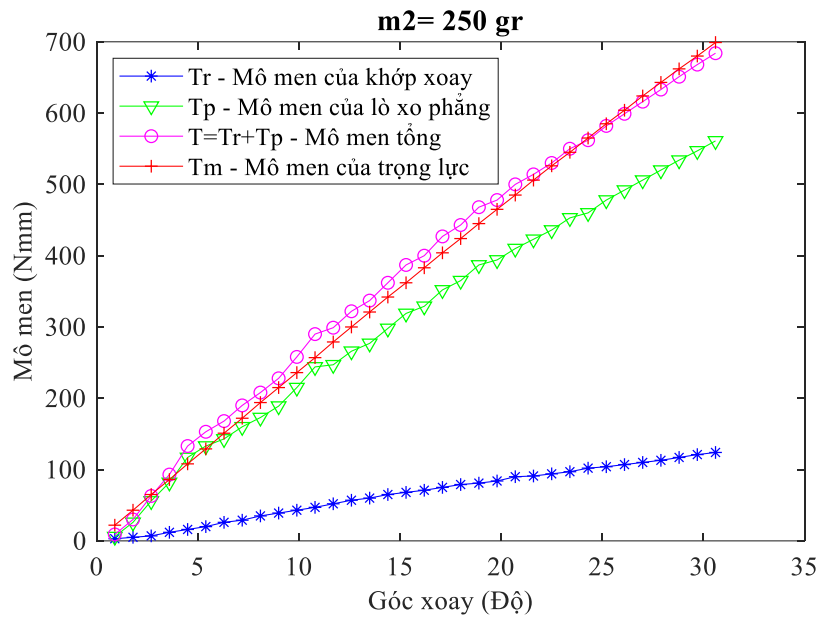
Hình 6.13: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 900 gr



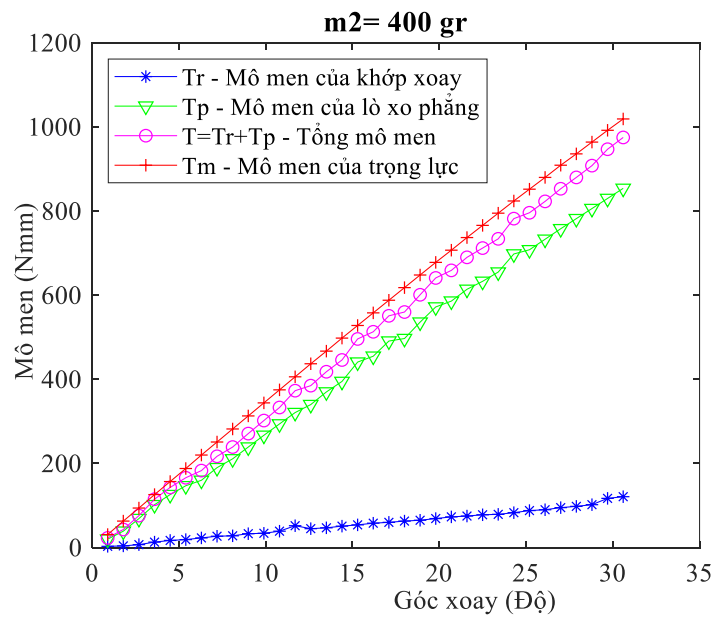
Hình 6.14: Lực tiếp tuyến và đàn hồi ứng với tải 1000 gr

Kết quả đo lực tiếp tuyến của khớp xoay mềm và lò xo phẳng sau đó được dùng để tính mô men xoắn tác dụng lên trục của cơ cấu cân bằng. Kết quả mô men xoắn tác dụng lên trục của cơ cấu cân bằng được thể hiện trên các Hình 6.15 đến 6.21

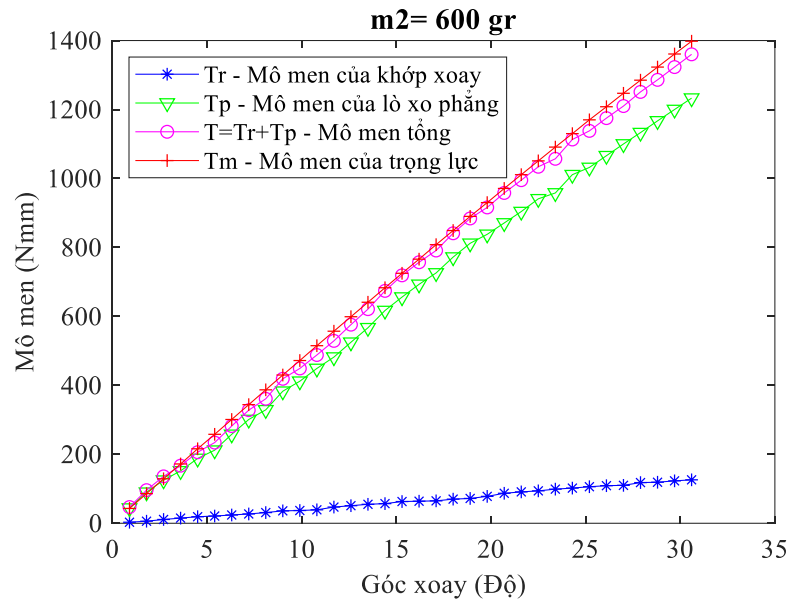
Trên Hình 6.15 cho thấy khi cơ cấu làm việc với khối lượng $m_2 = 250$ gr, Mô men do khối lượng và tổng mô men xoắn do lò xo phẳng và khớp xoay mềm tác dụng lên trục tiệm cận nhau. Hai đường cong T và T_m gần như đan xen vào nhau. Có sự đan xen này là do khi thực nghiệm với độ cứng của lò xo phẳng thấp, lực căng trên sợi cáp nhỏ. Lúc này, loadcell đo lực quán tính được treo như con lắc đơn. Vì vậy, dao động xảy ra do khối lượng của loadcell ảnh hưởng đến kết quả của quá trình đo. Tuy nhiên, sai lệch tương đối nhỏ chứng tỏ rằng cơ cấu có thể đạt được cân bằng tốt khi làm việc với tải trọng 250 gr. Khi cơ cấu làm việc ở vị trí 30,6 độ sai số giữa giá trị T và T_m là 15 Nmm (2,19%).



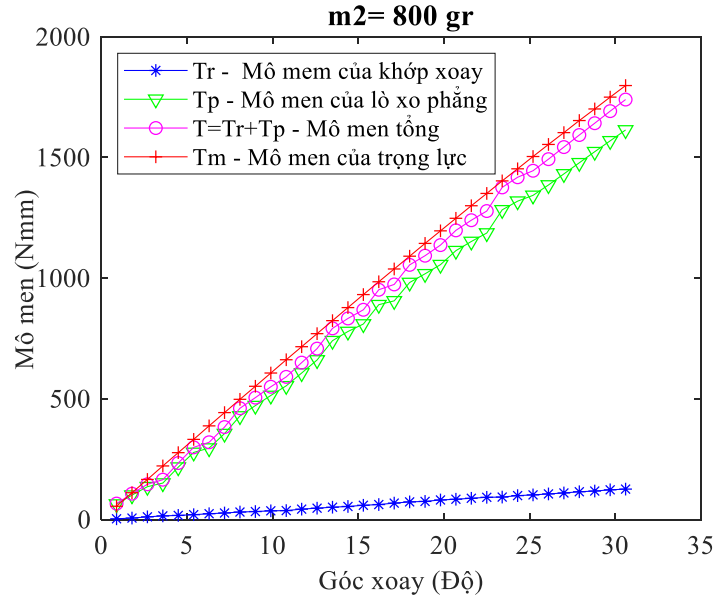
Hình 6.15: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 250 gr



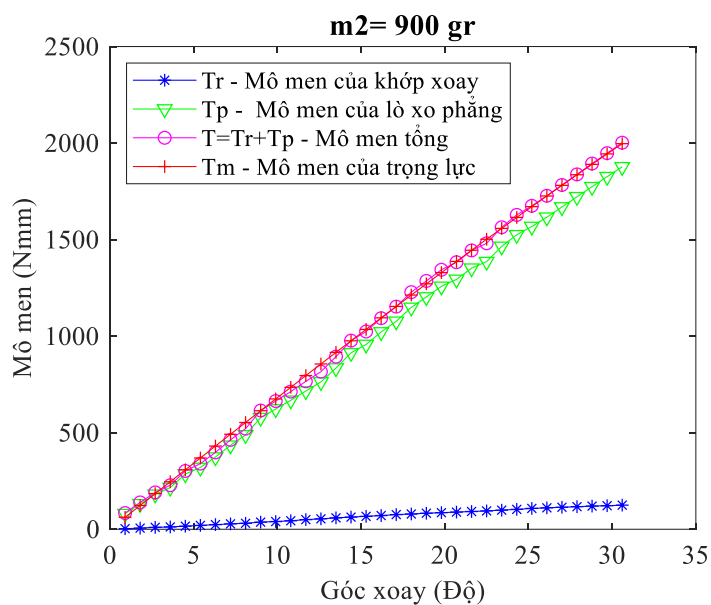
Hình 6.16: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 400 gr



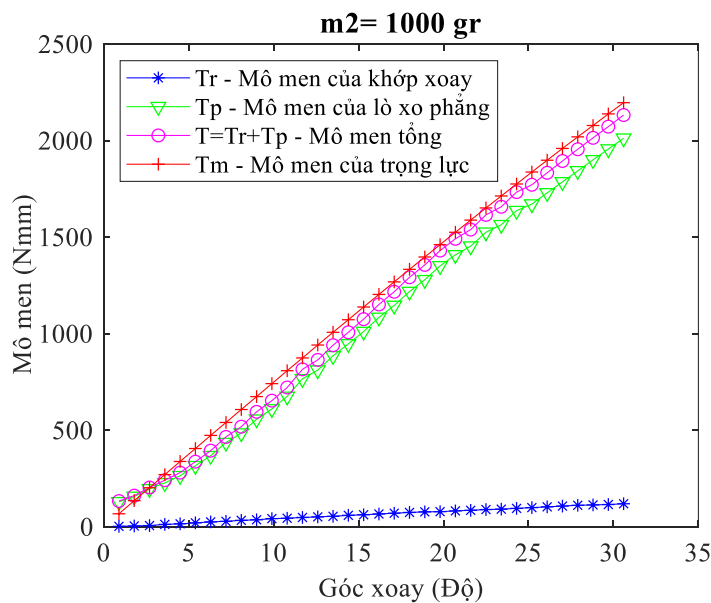
Hình 6.17: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 600 gr



Hình 6.18: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 800 gr



Hình 6.19: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 900 gr

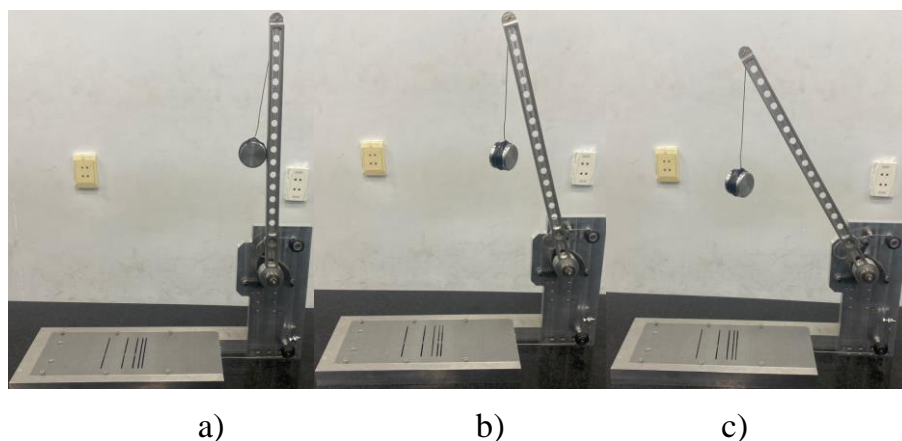


Hình 6.20: Đồ thị biểu diễn mô men cân bằng với tải 1000 gr

Tương tự trên các Hình 6.16, 6.17, 6.18, 6.19 và 6.20 cũng cho thấy đường cong mô men xoắn do khối lượng tạo ra (T_m) cũng phù hợp với đường cong mô men do tổng

mô men của lò xo phẳng và khớp xoay mềm tạo ra (T) tương ứng với các tải 400 gr, 600 gr, 800 gr, 900 gr và 1000 gr. Trên các đồ thị này đường cong T và T_m không còn đan xen vào nhau và chúng dường như tuyến tính hơn. Có kết quả này là do độ cứng của lò xo phẳng đã được điều chỉnh tăng lên. Vì vậy, ảnh hưởng của lực quán tính lên lực đàn hồi đã giảm đi rất nhiều. Điều này chứng minh cơ cấu có thể làm việc tốt khi điều chỉnh tải trọng trong phạm vi từ 250 gr đến 1000 gr. Trong các biểu đồ trên, đường cong T và T_m có một lượng sai lệch, có sai số này là do sai số trong quá trình đo cũng như sai số trong quá trình chế tạo mô hình. 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.

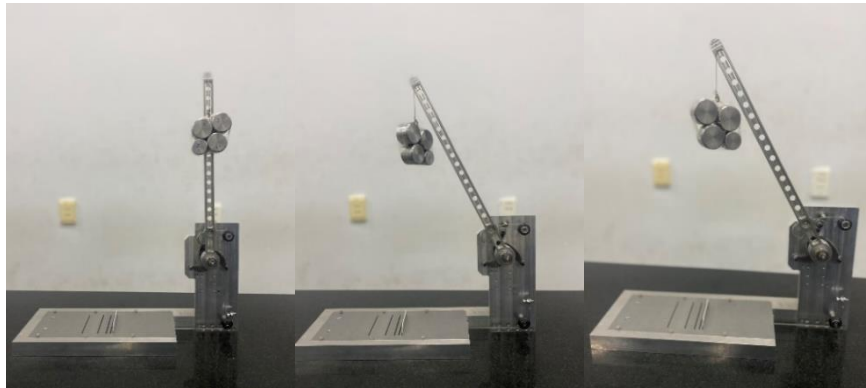
Ngoài thí nghiệm đo lực tiếp tuyến và đàn hồi, nghiên cứu còn tiến hành kiểm tra khả năng đạt được trạng thái cân bằng khi làm việc. Khi gắn tải trọng $m = 250$ gr. Thanh liên kết được điều chỉnh ở các vị trí thẳng đứng, 15 độ và 30 độ. Ở các trạng thái này, thanh liên kết ổn định, không bị dịch chuyển. Hình 6.21 cho thấy với tải trọng 250 gr, cơ cấu ổn định ở mọi vị trí làm việc trong phạm vi thiết kế. Điều này chứng minh nguyên lý cân bằng đề xuất đạt được cân bằng trong phạm vi thiết kế.



Hình 6.21: Cơ cấu cân bằng với tải 250 gr: a) thẳng đứng, b) 15°, c) 30°

Tương tự, Hình 6.22 cũng cho thấy rằng cơ cấu cân bằng vẫn giữ được trạng thái

cân bằng ở mọi vị trí khi tải trọng bằng 1000 gr. Điều này cho thấy cơ cấu cân bằng trọng lực được phát triển có khả năng thay đổi tải trọng trong phạm vi từ 250 – 1000 gr.



a)

b)

c)

Hình 6.22: Cơ cấu cân bằng với tải 1000 gr a) thẳng đứng, b) 15°, c) 30°

6.5 Kết luận

Trong chương 6, tác giả đã tiến hành thí nghiệm để đo mô men của khớp xoay mềm và lực đàn hồi do lò xo phẳng tạo ra. Các kết quả đạt được như sau:

Lực đàn hồi lớn nhất khi cơ cấu làm việc với tải trọng 250 gr tại vị trí 30,6 độ có giá trị 8944 mN, khi làm việc với tải trọng lớn nhất 1000 gr lực đàn hồi có giá trị 32105 mN. Mô men của khớp xoay mềm tạo ra khi cơ cấu cân bằng trọng lực làm việc ở vị trí 30,6 độ là 120 Nmm đến 126 Nmm. Mức độ dao động khoảng 5 % này cho thấy kết quả đo đáng tin cậy.

Kết quả thực nghiệm đo mô men do khớp xoay mềm và lò xo phẳng đã chứng minh cơ cấu cân bằng trọng lực đạt được khả năng cân bằng khi thay đổi tải trọng. Khi cần thay đổi tải trọng, chỉ cần thay đổi vị trí của miếng chêm ở các khe khác nhau tương ứng. Việc thay đổi vị trí miếng chêm ở các khe khác nhau được thực hiện một cách dễ dàng, không cần lực tác dụng lớn. Cơ cấu có tiềm năng ứng dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động chi trên.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

1. Kết luận

Trong luận án này, một cơ cấu cân bằng trọng lực mới sử dụng cơ cấu mềm đã được phát triển. Cơ cấu cân bằng được thiết kế bằng cách sử dụng lò xo phẳng kết hợp với khớp xoay mềm nhằm đạt được tính nhỏ gọn, nhẹ. Khi tải trọng tải trọng thay đổi, cơ cấu cân bằng này có khả năng duy trì trạng thái cân bằng thông qua việc điều chỉnh độ cứng của lò xo phẳng.

Đầu tiên, nguyên lý cân bằng với tổng mô men tác dụng lên cơ cấu bằng không được sử dụng. Tính toán thiết kế nguyên lý của cơ cấu cân bằng được thực hiện với sự kết hợp giữa lò xo phẳng và khớp xoay mềm. Bằng cách sử dụng phương pháp giải tích, phương trình cân bằng tĩnh được xây dựng. Bên cạnh đó, độ cứng của khớp xoay mềm và độ cứng của lò xo phẳng được tính toán để đảm bảo cho quá trình cân bằng với trọng lực 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 mềm 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 nơ ron 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 đã 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 khối lượng nhỏ hơn 0,001%, sai số của ứng suất là 5,78% và sai số của biến dạng là 1,65 %. 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 đã 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 gr. 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 %.

Từ kết quả thực nghiệm cho thấy cơ cấu cân bằng trọng lực được phát triển có kết

cấu nhỏ gọn, có thể điều chỉnh để duy trì trạng thái cân bằng mà không cần sử dụng năng lượng khi tải trọng thay đổi từ 250 đến 1000 gram. Khi làm việc trong phạm vi từ 0 đến 30 độ, cơ cấu đạt được trạng thái cân bằng tốt. Cơ cấu có thể sử dụng cho thiết bị hỗ trợ vận động chi trên. 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

Sau khi hoàn thành luận án này, nghiên cứu sinh tiếp tục thực hiện các nghiên cứu liên quan đến đề tài để nâng cao chất lượng và khả năng ứng dụng của cơ cấu mềm cũng như cơ cấu cân bằng trọng lực cho các ứng dụng cụ thể. Các công việc tiếp theo của nghiên cứu này được định hướng sẽ làm trong tương lai như sau.

- Phát triển cơ cấu cân bằng có phạm vi cân bằng 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 đề xuất 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 để nâng cao độ chính xác các đặc tính của 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. O. Owolabi, A. G. Thrift, A. Mahal, M. Ishida, S. Martins, W. D. Johnson, *et al.*, "Primary stroke prevention worldwide: translating evidence into action," *The Lancet Public Health*, vol. 7, pp. e74-e85, 2022.
- [2] A. Budhota, K. S. Chua, A. Hussain, S. Kager, A. Cherpin, S. Contu, *et al.*, "Robotic assisted upper limb training post stroke: a randomized control trial using combinatory approach toward reducing workforce demands," *Frontiers in Neurology*, vol. 12, p. 622014, 2021.
- [3] M. Cirstea and M. F. Levin, "Compensatory strategies for reaching in stroke," *Brain*, vol. 123, pp. 940-953, 2000.
- [4] 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.
- [5] Y. Huang, W. P. Lai, Q. Qian, X. Hu, E. W. Tam, and Y. Zheng, "Translation of robot-assisted rehabilitation to clinical service in upper limb rehabilitation," in *Intelligent Biomechatronics in Neurorehabilitation*, ed: Elsevier, 2020, pp. 225-238.
- [6] H. M. Qassim and W. Wan Hasan, "A review on upper limb rehabilitation robots," *Applied Sciences*, vol. 10, p. 6976, 2020.
- [7] E. Ailing and J. Re Que, "Dental bracket," *US218210*, 1879.
- [8] 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.
- [9] S. J. Housman, V. Le, T. Rahman, R. J. Sanchez, and D. J. Reinkensmeyer, "Arm-training with T-WREX after chronic stroke: preliminary results of a randomized controlled trial," in *2007 IEEE 10th International Conference on Rehabilitation Robotics*, 2007, pp. 562-568.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] L. L. Howell, "Compliant mechanisms," in *21st century kinematics*, ed: Springer,

- 2013, pp. 189-216.
- [13] N. Lobontiu, *Compliant mechanisms: design of flexure hinges*: CRC press, 2002.
 - [14] J. Hetrick and S. Kota, "An energy formulation for parametric size and shape optimization of compliant mechanisms," 1999.
 - [15] 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.
 - [16] L. Howell, "Compliant Mechanisms. John Wiley & Sons," Inc, New York, 2001.
 - [17] S. Jagtap, B. Deshmukh, and S. Pardeshi, "Applications of compliant mechanism in today's world—A review," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, p. 012013.
 - [18] L. L. Howell and A. Midha, "A method for the design of compliant mechanisms with small-length flexural pivots," 1994.
 - [19] G. K. Ananthasuresh and L. Seggere, "A one-piece compliant stapler," 1995.
 - [20] A. H. Ahmad Fuzi and S. M. Sh Ahmad, "The design of reusable endosurgical grasper using compliant mechanism/Solehuddin Shuib...[et al.]," *Journal of Mechanical Engineering (JMechE)*, vol. 16, pp. 211-220, 2019.
 - [21] A. Ibrahim, A. A. Warsame, and S. Pervaiz, "Finite element (FE) assisted investigation of a compliant mechanism made of various polymeric materials," *Materials Today: Proceedings*, vol. 28, pp. 1181-1187, 2020.
 - [22] S. Shuib, A. H. B. A. Fuzi, and S. M. S. Ahmad, "The Design of Reusable Endosurgical Grasper using Compliant Mechanism," *Journal of Mechanical Engineering (JMechE)*, vol. 16, pp. 211-220, 2021.
 - [23] 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.
 - [24] N. L. Ho, T.-P. Dao, N. Le Chau, and S.-C. Huang, "Multi-objective optimization design of a compliant micrograsper based on hybrid teaching learning-based optimization algorithm," *Microsystem Technologies*, vol. 25, pp. 2067-2083, 2019.
 - [25] 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.
- [26] 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.
- [27] G. Radaelli and J. Herder, "A monolithic compliant large-range gravity balancer," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 102, pp. 55-67, 2016.
- [28] G. Radaelli and J. Herder, "Gravity balanced compliant shell mechanisms," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 118, pp. 78-88, 2017.
- [29] 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.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] 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.
- [33] 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.
- [34] H.-T. Nguyen, H.-T. Pham, and D.-A. Wang, "A Switching Scheme for a Compliant Bistable Mechanism Using Harmonic Forcing."
- [35] 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.
- [36] 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.
- [37] H. Van Tran, T.-H. Ngo, P.-L. Chang, I.-T. Chi, N. D. K. Tran, and D.-A. Wang, "A threshold gyroscope based on a bistable mechanism," *Mechatronics*, vol. 63,

- p. 102280, 2019.
- [38] N. D. K. Tran and D.-A. Wang, "Design of a crab-like bistable mechanism for nearly equal switching forces in forward and backward directions," *Mechanism and machine Theory*, vol. 115, pp. 114-129, 2017.
 - [39] 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.
 - [40] 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.
 - [41] 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.
 - [42] M. P. Dang, T.-P. Dao, N. L. Chau, and H. G. Le, "Effective hybrid algorithm of Taguchi method, FEM, RSM, and teaching learning-based optimization for multiobjective optimization design of a compliant rotary positioning stage for nanoindentation tester," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2019, 2019.
 - [43] T.-P. Dao and S.-C. Huang, "Optimization of a two degrees of freedom compliant mechanism using Taguchi method-based grey relational analysis," *Microsystem Technologies*, vol. 23, pp. 4815-4830, 2017.
 - [44] N. Le Chau, N. T. Tran, and T.-P. Dao, "A multi-response optimal design of bistable compliant mechanism using efficient approach of desirability, fuzzy logic, ANFIS and LAPO algorithm," *Applied Soft Computing*, vol. 94, p. 106486, 2020.
 - [45] N. Le Chau, N. T. Tran, and T.-P. Dao, "A hybrid computational method for optimization design of bistable compliant mechanism," *Engineering Computations*, 2020.
 - [46] D. N. Nguyen, N. L. Ho, T.-P. Dao, and N. Le Chau, "Multi-objective optimization design for a sand crab-inspired compliant microgripper," *Microsystem Technologies*, vol. 25, pp. 3991-4009, 2019.
 - [47] N. L. Chau, T.-P. Dao, and V. T. T. Nguyen, "Optimal design of a dragonfly-inspired compliant joint for camera positioning system of nanoindentation tester based on a hybrid integration of Jaya-ANFIS," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2018, 2018.

- [48] T.-P. Dao and N. L. Chau, "Passive Prosthetic Ankle and Foot with Glass Fiber Reinforced Plastic: Biomechanical Design, Simulation, and Optimization," in *Biomaterials in Orthopaedics and Bone Regeneration*, ed: Springer, 2019, pp. 73-89.
- [49] Y. Chen, J. Fan, Y. Zhu, J. Zhao, and H. Cai, "A passively safe cable driven upper limb rehabilitation exoskeleton," *Technology and Health Care*, vol. 23, pp. S197-S202, 2015.
- [50] C. Cho, W. Lee, J. Lee, and S. Kang, "A 2-dof gravity compensator with bevel gears," *Journal of mechanical science and technology*, vol. 26, pp. 2913-2919, 2012.
- [51] N. Takesue, T. Ikematsu, H. Murayama, and H. Fujimoto, "Design and prototype of variable gravity compensation mechanism (VGCM)," *Journal of robotics and mechatronics*, 2011.
- [52] N. Takesue, Y. Komoda, H. Murayama, K. Fujiwara, and H. Fujimoto, "Scissor lift with real-time self-adjustment ability based on variable gravity compensation mechanism," *Advanced Robotics*, vol. 30, pp. 1014-1026, 2016.
- [53] V. Van Der Wijk and J. L. Herder, "Force balancing of variable payload by active force-balanced reconfiguration of the mechanism," in *2009 ASME/IFTOMM International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots*, 2009, pp. 323-330.
- [54] B. M. Wisse, W. D. Van Dorsser, R. Barents, and J. L. Herder, "Energy-free adjustment of gravity equilibrators using the virtual spring concept," in *2007 IEEE 10th International Conference on Rehabilitation Robotics*, 2007, pp. 742-750.
- [55] R. Barents, M. Schenk, W. D. van Dorsser, B. M. Wisse, and J. L. Herder, "Spring-to-spring balancing as energy-free adjustment method in gravity equilibrators," 2011.
- [56] W. Van Dorsser, R. Barents, B. Wisse, M. Schenk, and J. Herder, "Energy-free adjustment of gravity equilibrators by adjusting the spring stiffness," *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 222, pp. 1839-1846, 2008.
- [57] 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.
- [58] D. Franchetti, G. Boschetti, and B. Lenzo, "Passive Gravity Balancing with a Self-Regulating Mechanism for Variable Payload," *Machines*, vol. 9, p. 145,

2021.

- [59] 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.
- [60] 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.
- [61] 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.
- [62] 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.
- [63] 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.
- [64] 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.
- [65] C. N. Wang and T. D.-M. Le, "Optimization Parameter for Micro-Gripper Based on Triple-Stair Compliant Mechanism Using GTs-TOPSIS," 2021.
- [66] A. Zolfagharian, S. Gharaie, J. Gregory, M. Bodaghi, A. Kaynak, and S. Nahavandi, "A Bioinspired Compliant 3D-Printed Soft Gripper," *Soft Robotics*, 2021.
- [67] S. K. Banala, S. K. Agrawal, A. Fattah, K. Rudolph, and J. P. Scholz, "A gravity balancing leg orthosis for robotic rehabilitation," in *IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2004. Proceedings. ICRA'04. 2004*, 2004, pp. 2474-2479.
- [68] W. D. Van Dorsser, R. Barents, B. M. Wisse, and J. L. Herder, "Gravity-balanced arm support with energy-free adjustment," 2007.
- [69] S. Oimoen, "Classical Designs: Full Factorial Designs," 2019.
- [70] B. Ait-Amir, P. Pougnet, and A. El Hami, "Meta-model development," in *Embedded mechatronic systems 2*, ed: Elsevier, 2020, pp. 157-187.
- [71] S. K. Karna and R. Sahai, "An overview on Taguchi method," *International journal of engineering and mathematical sciences*, vol. 1, pp. 1-7, 2012.

- [72] M. Ling, J. Cao, M. Zeng, J. Lin, and D. J. Inman, "Enhanced mathematical modeling of the displacement amplification ratio for piezoelectric compliant mechanisms," *Smart Materials and Structures*, vol. 25, p. 075022, 2016.
- [73] S. Noveanu, N. Lobontiu, J. Lazaro, and D. Mandru, "Substructure compliance matrix model of planar branched flexure-hinge mechanisms: Design, testing and characterization of a gripper," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 91, pp. 1-20, 2015.
- [74] X. Zhu, X. Xu, Z. Wen, J. Ren, and P. Liu, "A novel flexure-based vertical nanopositioning stage with large travel range," *Review of Scientific Instruments*, vol. 86, p. 105112, 2015.
- [75] H. Kim and D.-G. Gweon, "Development of a compact and long range XYθz nano-positioning stage," *Review of scientific instruments*, vol. 83, p. 085102, 2012.
- [76] R. Xiao, S. Shao, M. Xu, and Z. Jing, "Design and analysis of a novel piezo-actuated XYθz micropositioning mechanism with large travel and kinematic decoupling," *Advances in Materials Science and Engineering*, vol. 2019, 2019.
- [77] N. Fatchurrohman and S. Chia, "Performance of hybrid nano-micro reinforced mg metal matrix composites brake calliper: simulation approach," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, p. 012060.
- [78] L. O. Orimoloye, M.-C. Sung, T. Ma, and J. E. Johnson, "Comparing the effectiveness of deep feedforward neural networks and shallow architectures for predicting stock price indices," *Expert Systems with Applications*, vol. 139, p. 112828, 2020.
- [79] K. M. Carley, N. Y. Kamneva, and J. Reminga, "Response surface methodology," Carnegie-Mellon Univ Pittsburgh Pa School of Computer Science 2004.
- [80] J. Zhou, C. Li, C. A. Arslan, M. Hasanipanah, and H. Bakhshandeh Amnieh, "Performance evaluation of hybrid FFA-ANFIS and GA-ANFIS models to predict particle size distribution of a muck-pile after blasting," *Engineering with computers*, vol. 37, pp. 265-274, 2021.
- [81] W. Chen, X. Chen, J. Peng, M. Panahi, and S. Lee, "Landslide susceptibility modeling based on ANFIS with teaching-learning-based optimization and Satin bowerbird optimizer," *Geoscience Frontiers*, vol. 12, pp. 93-107, 2021.
- [82] T. Murata and H. Ishibuchi, "MOGA: multi-objective genetic algorithms," in *IEEE international conference on evolutionary computation*, 1995, pp. 289-294.
- [83] H. Eskandar, A. Sadollah, A. Bahreininejad, and M. Hamdi, "Water cycle algorithm—A novel metaheuristic optimization method for solving constrained

- engineering optimization problems," *Computers & Structures*, vol. 110, pp. 151-166, 2012.
- [84] A. Korashy, S. Kamel, A.-R. Youssef, and F. Jurado, "Modified water cycle algorithm for optimal direction overcurrent relays coordination," *Applied Soft Computing*, vol. 74, pp. 10-25, 2019.
- [85] E. Osaba, J. Del Ser, A. Sadollah, M. N. Bilbao, and D. Camacho, "A discrete water cycle algorithm for solving the symmetric and asymmetric traveling salesman problem," *Applied Soft Computing*, vol. 71, pp. 277-290, 2018.
- [86] R. Eberhart and J. Kennedy, "Particle swarm optimization," in *Proceedings of the IEEE international conference on neural networks*, 1995, pp. 1942-1948.
- [87] C. Yang and D. Simon, "A new particle swarm optimization technique," in *18th International Conference on Systems Engineering (ICSEng'05)*, 2005, pp. 164-169.
- [88] L. Zhang, Y. Tang, C. Hua, and X. Guan, "A new particle swarm optimization algorithm with adaptive inertia weight based on Bayesian techniques," *Applied Soft Computing*, vol. 28, pp. 138-149, 2015.
- [89] S. Mirjalili, "Moth-flame optimization algorithm: A novel nature-inspired heuristic paradigm," *Knowledge-based systems*, vol. 89, pp. 228-249, 2015.
- [90] R. Ben Messaoud, "Parameters determination of proton exchange membrane fuel cell stack electrical model by employing the hybrid water cycle moth-flame optimization algorithm," *International Journal of Energy Research*, vol. 45, pp. 4694-4708, 2021.
- [91] L. L. Howell, *Compliant Mechanisms*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2001.
- [92] A. Brown, "Engineering Design Guides (Mechanical Springs) 42," 1981.
- [93] N. Le Chau, S.-C. Huang, T.-P. Dao, and H. G. Le, "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)*, 2017, pp. 40-45.
- [94] 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.
- [95] T.-P. Dao and S.-C. Huang, "Design, fabrication, and predictive model of a 1-DOF translational flexible bearing for high precision mechanism," *Transactions*

- of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 39, pp. 419-429, 2015.
- [96] J. Kennedy and R. Eberhart, "Particle swarm optimization (PSO)," in *Proc. IEEE International Conference on Neural Networks, Perth, Australia*, 1995, pp. 1942-1948.
- [97] S. Khalilpourazari and S. Khalilpourazary, "An efficient hybrid algorithm based on Water Cycle and Moth-Flame Optimization algorithms for solving numerical and constrained engineering optimization problems," *Soft Computing*, vol. 23, pp. 1699-1722, 2019.
- [98] 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.
- [99] G. Kazakis, I. Kanellopoulos, S. Sotiropoulos, and N. D. Lagaros, "Topology optimization aided structural design: Interpretation, computational aspects and 3D printing," *Heliyon*, vol. 3, p. e00431, 2017.
- [100] X.-J. Wu, X.-J. Zhu, G.-Y. Cao, and H.-Y. Tu, "Nonlinear modeling of a SOFC stack based on ANFIS identification," *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 16, pp. 399-409, 2008.
- [101] K. Hoetmer, G. Woo, C. Kim, and J. Herder, "Negative stiffness building blocks for statically balanced compliant mechanisms: design and testing," 2010.
- [102] 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.
- [103] G. Hao, H. Li, A. Nayak, and S. Caro, "Design of a compliant gripper with multimode jaws," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 10, 2018.
- [104] A. Hassanat, K. Almohammadi, E. a. Alkafaween, E. Abunawas, A. Hammouri, and V. S. Prasath, "Choosing mutation and crossover ratios for genetic algorithms—a review with a new dynamic approach," *Information*, vol. 10, p. 390, 2019.
- [105] K. J. Bathe, "Finite element method," *Wiley encyclopedia of computer science and engineering*, pp. 1-12, 2007.
- [106] N. Le Chau, T.-P. Dao, and V. A. Dang, "An efficient hybrid approach of improved adaptive neural fuzzy inference system and teaching learning-based optimization for design optimization of a jet pump-based thermoacoustic-Stirling heat engine," *Neural Computing and Applications*, vol. 32, pp. 7259-7273, 2020.

- [107] J. Seo, J. Lee, and K. Kim, "Decoding of polar code by using deep feed-forward neural networks," in *2018 international conference on computing, networking and communications (ICNC)*, 2018, pp. 238-242.
- [108] O. B. Haddad, M. Moravej, and H. A. Loáiciga, "Application of the water cycle algorithm to the optimal operation of reservoir systems," *Journal of Irrigation and Drainage Engineering*, vol. 141, p. 04014064, 2015.
- [109] 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.
- [110] S. Pandey, D. Hindoliya, and R. Mod, "Artificial neural networks for predicting indoor temperature using roof passive cooling techniques in buildings in different climatic conditions," *Applied Soft Computing*, vol. 12, pp. 1214-1226, 2012.
- [111] W.-C. Chen, A. H. Lee, W.-J. Deng, and K.-Y. Liu, "The implementation of neural network for semiconductor PECVD process," *Expert Systems with Applications*, vol. 32, pp. 1148-1153, 2007.
- [112] R. Manohara and M. A. Harinath, "Application of Taguchi Method for Optimization of Process Parameters in Drilling Operation," 2019.
- [113] G. Sun, J. Fang, X. Tian, G. Li, and Q. Li, "Discrete robust optimization algorithm based on Taguchi method for structural crashworthiness design," *Expert Systems with Applications*, vol. 42, pp. 4482-4492, 2015.
- [114] W. Lin and Z. Ma, "Using Taguchi-Fibonacci search method to optimize phase change materials enhanced buildings with integrated solar photovoltaic thermal collectors," *Energy*, vol. 106, pp. 23-37, 2016.
- [115] A. Sadollah, H. Eskandar, and J. H. Kim, "Water cycle algorithm for solving constrained multi-objective optimization problems," *Applied Soft Computing*, vol. 27, pp. 279-298, 2015.
- [116] A. A. Heidari, R. Ali Abbaspour, and A. Rezaee Jordehi, "An efficient chaotic water cycle algorithm for optimization tasks," *Neural Computing and Applications*, vol. 28, pp. 57-85, 2017.
- [117] A. Sadollah, H. Eskandar, A. Bahreininejad, and J. H. Kim, "Water cycle algorithm with evaporation rate for solving constrained and unconstrained optimization problems," *Applied Soft Computing*, vol. 30, pp. 58-71, 2015.
- [118] R. Nagai, M. Fukamachi, and T. Nagatani, "Experiment and simulation for counterflow of people going on all fours," *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 358, pp. 516-528, 2005.

DANH MỤC CÁC 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 – 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)

Hội nghị khoa học:

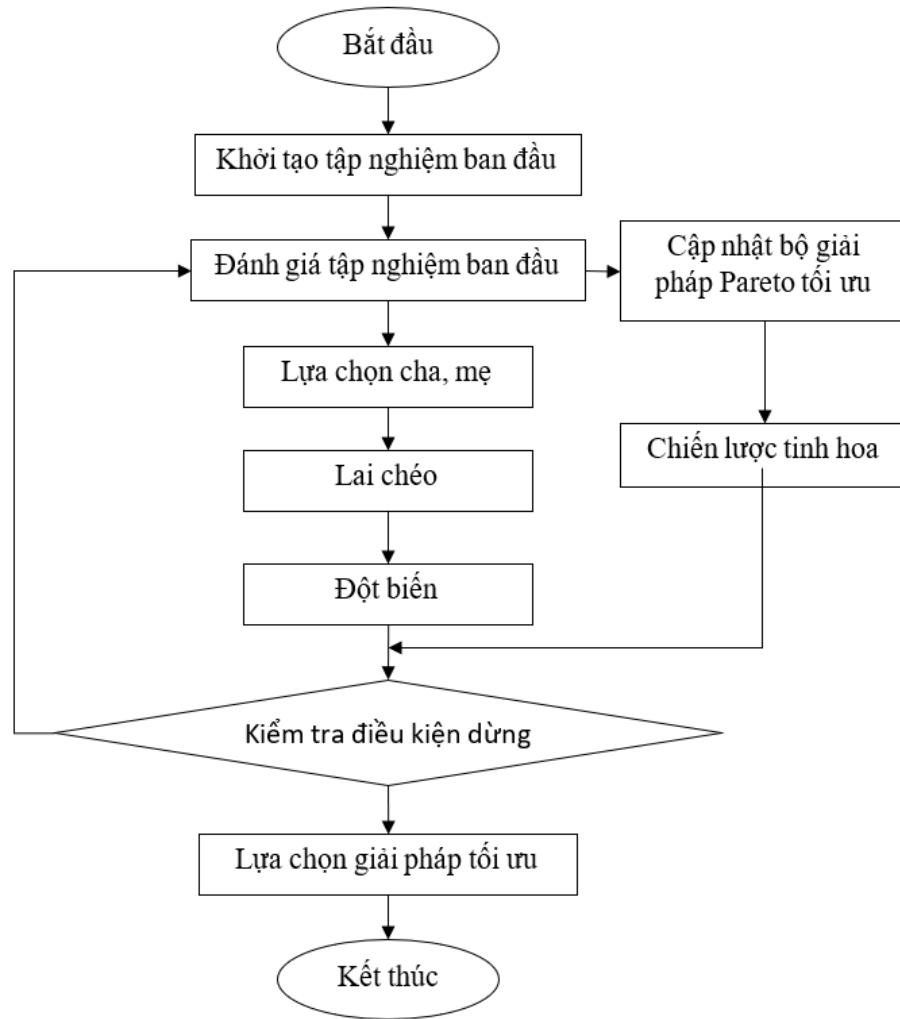
1. **Ngoc Le Chau**, Shyh-Chour Huang, Dao, Thanh-Phong Dao, Hieu Giang Le (2017, October). Design and analysis of a new gear-driven compliant torsional spring for upper-limb biomedical rehabilitation device. In *2017 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC)* (pp. 40-45). 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.

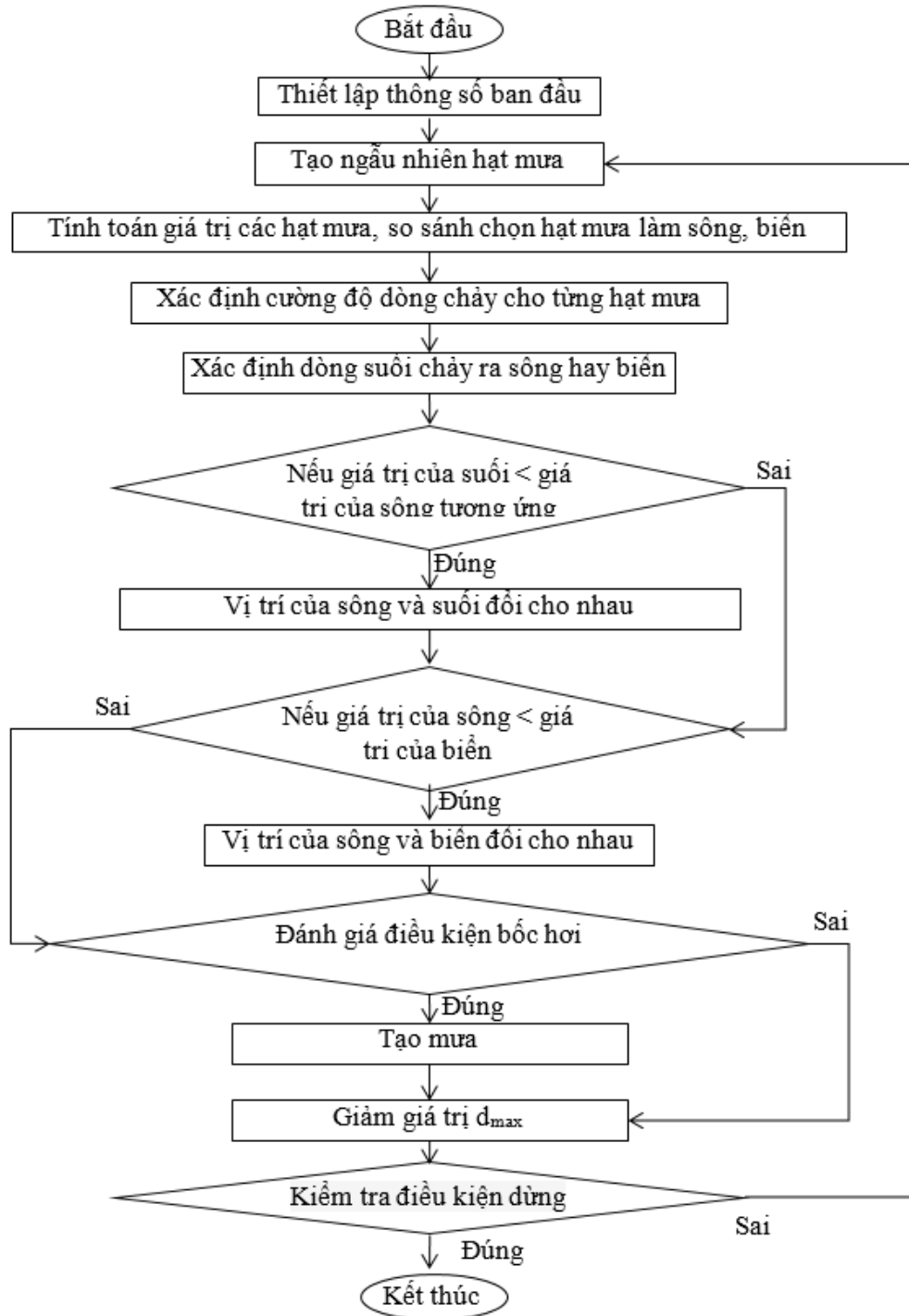
3. **Ngoc Le Chau, Ho**, Nhat Linh Ho, Minh Phung Dang, Dao, Thanh-Phong Dao, Hieu Giang Le. (2017) Optimal design of a new compliant planar spring for the upper limb movement support device with free energy adjustment. *Tuyển tập công trình khoa học Hội nghị cơ học toàn quốc lần thứ X.* (pp. 859-867)

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).

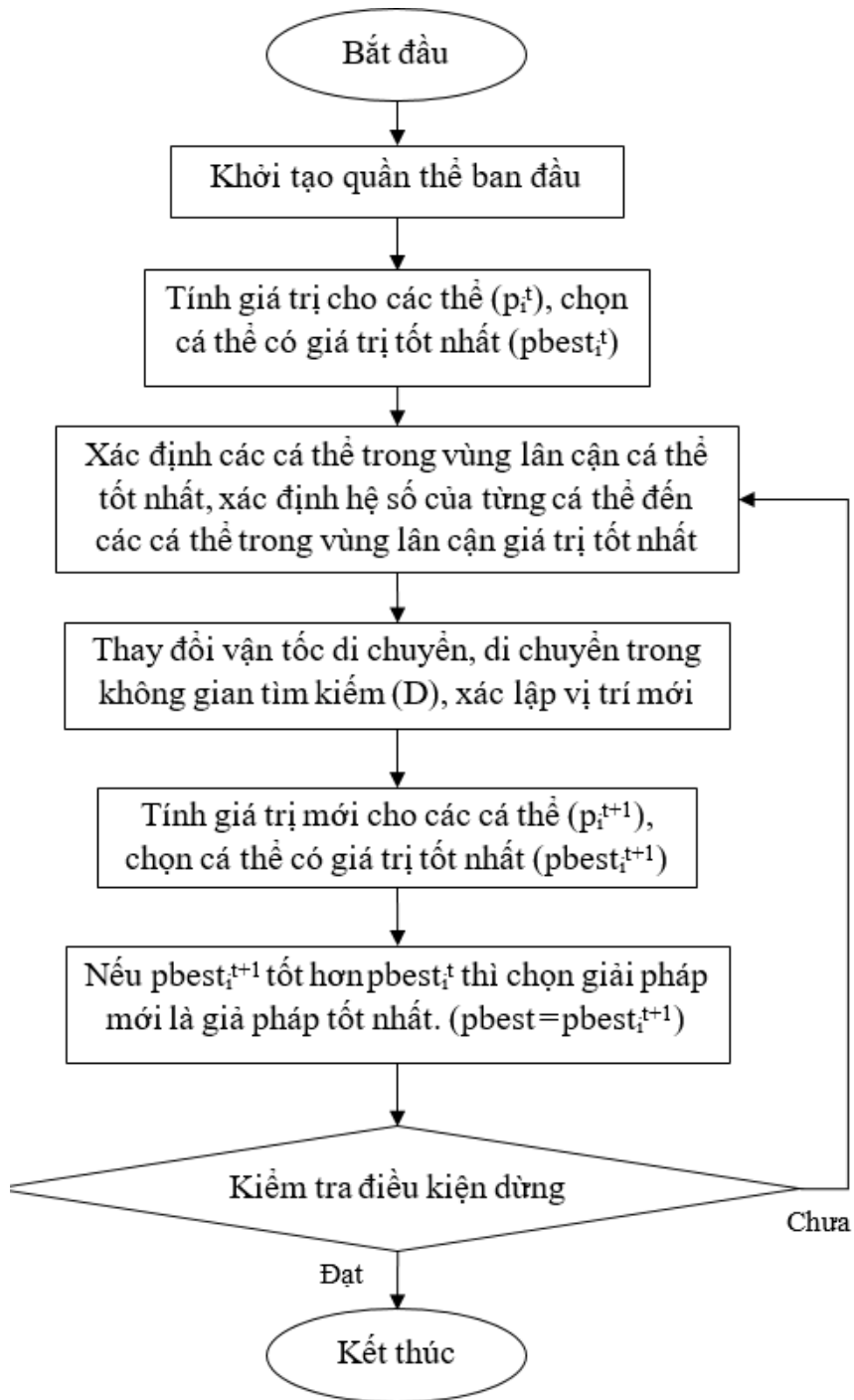
PHỤ LỤC A



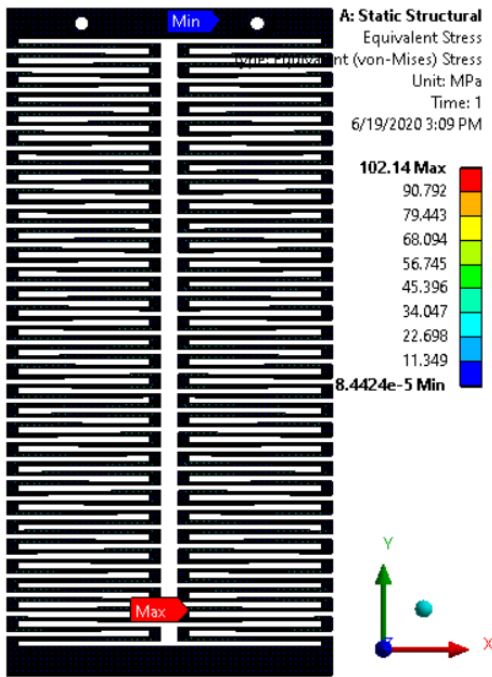
Hình A1 – Lưu đồ thuật toán MOGA



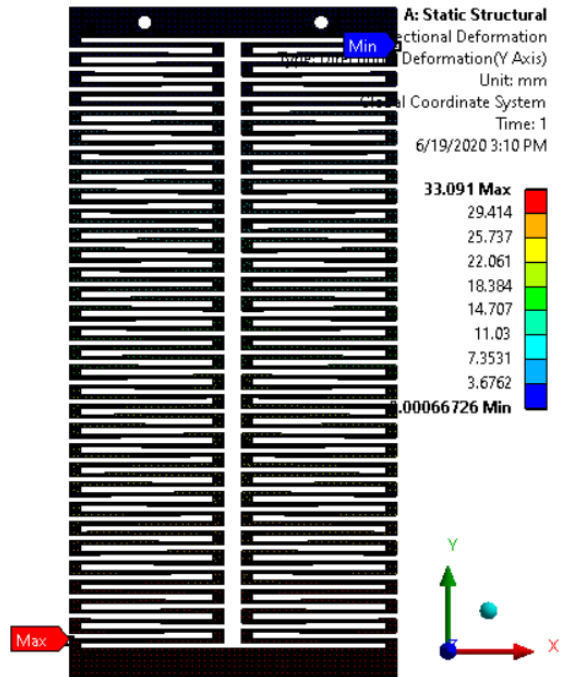
Hình A2 – Lưu đồ của thuật toán WCA



Hình A3 – Lưu đồ của thuật toán PSO

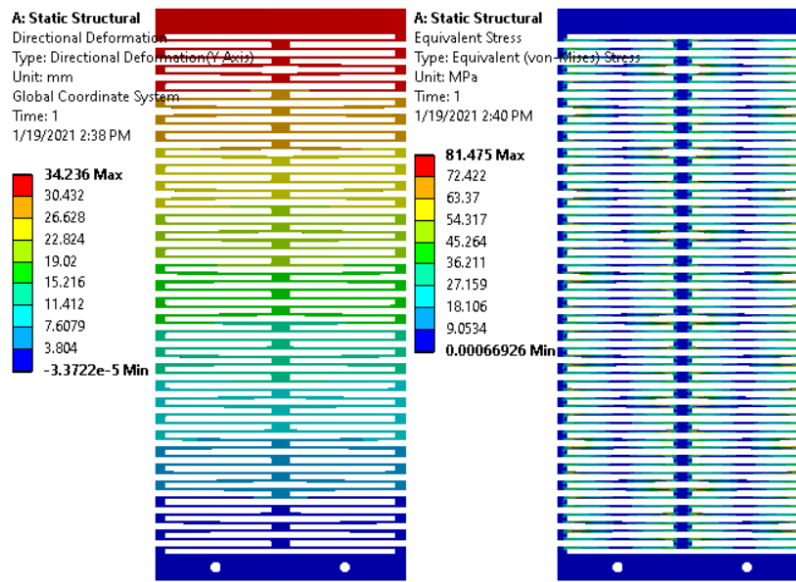


Kết quả FEA cho ứng suất



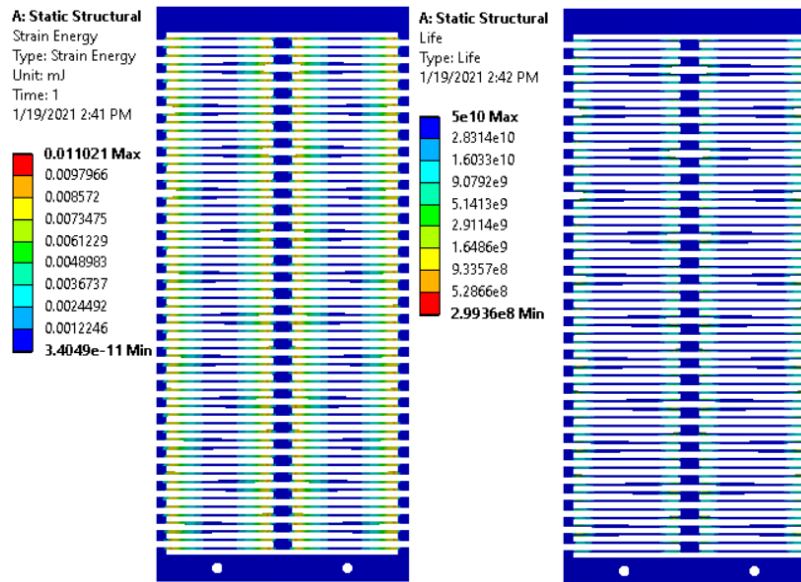
Kết quả FEA cho biến dạng

Hình A4 - Kết quả FEA của mô hình tối ưu (Lò xo số 1)



a)

b)



b)

d)

a) biến dạng b) ứng suất c) năng lượng d) độ bền mỏi

Hình A5 – Kết quả FEA cho mô hình tối ưu (Lò xo phẳng thứ 2)

PHỤ LỤC B

Code giả định của thuật toán WCMFO

set the parameters of WCMFO (Npop, Nsr, a, and maximum number of iterations)

for $i=1:Npop$

Create a random stream

Compute the cost of the stream

end for

Sort the streams from best to worst based on their cost

The first stream is chosen as the sea.

The streams from second to n_{sr} are selected as the rivers.

The rest are called streams.

Determine the intensity of flow for rivers and sea

$i=0$;

While $i <$ maximum number of iterations

$i=i+1$;

for streams

The position of stream is updated based on the moth's flight path

Stream_cost=cost of the new stream

if $stream_cost <$ river_cost

Stream_position= the new river

if $stream_cost <$ sea_cost

stream_position= the new sea

end if

end if

if $river_cost <$ sea_cost

River_position =the new Sea

end if

end for

for rivers

The location of the river is updated based on the moth's flight path.

river_cost =cost of the new river

if $river_cost <$ sea_cost

River_position = the new Sea

end if

end for

for streams

The location of the stream is updated based on the Levy flight

end for
for Rivers and streams
d is the distance between each river or stream and the sea
if $d < d_{max}$
raining process
end if
end for
Linearly decrease the parameter d_{max}
Linearly decrease the parameter a
end while

PHỤ LỤC C

Bảng C1 – Kết quả mô phỏng số với 8 biên (Khớp xoay số 2)

Stt.	Biên thiết kế (đơn vị: mm)								Kết quả mô phỏng		
	r_1	r_2	r_3	r_4	t_1	t_2	l_1	l_2	Mô men (Nmm)	Ứng suất (MPa)	Năng lượng (10^{-3} mJ)
1	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	11	15	159,91	244,46	2,181
2	0,5	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	11	15	170,59	251,11	2,285
3	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	11	15	155,74	241,14	2,114
4	0,6	0,5	0,5	0,5	0,4	0,5	11	15	163,96	251,50	2,257
5	0,6	0,7	0,5	0,5	0,4	0,5	11	15	157,30	243,20	2,123
6	0,6	0,6	0,4	0,5	0,4	0,5	11	15	160,16	249,67	2,215
7	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,5	11	15	158,67	244,74	2,139
8	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,5	11	15	160,17	247,78	2,183
9	0,6	0,6	0,5	0,6	0,4	0,5	11	15	159,73	247,60	2,205
10	0,6	0,6	0,5	0,5	0,3	0,5	11	15	93,59	158,21	1,352
11	0,6	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	11	15	230,49	329,85	3,931
12	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	11	15	122,95	258,74	2,027
13	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,6	11	15	193,45	219,14	2,287
14	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	10	15	169,65	261,70	2,451
15	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	12	15	149,98	232,15	1,954
16	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	11	14	169,33	256,84	2,366
17	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	11	16	150,75	235,14	1,985
18	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,4	10	16	79,44	196,09	1,008
19	0,7	0,5	0,4	0,4	0,3	0,4	10	14	86,00	195,68	1,215
20	0,5	0,7	0,4	0,4	0,3	0,4	12	16	68,41	167,96	0,741
21	0,7	0,7	0,4	0,4	0,3	0,4	12	14	71,51	164,51	0,866
22	0,5	0,5	0,6	0,4	0,3	0,4	12	16	69,63	162,15	0,791
23	0,7	0,5	0,6	0,4	0,3	0,4	12	14	72,88	166,38	1,123
24	0,5	0,7	0,6	0,4	0,3	0,4	10	16	75,61	176,67	0,940
25	0,7	0,7	0,6	0,4	0,3	0,4	10	14	81,67	192,95	1,489
26	0,5	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	12	14	78,01	177,95	1,002
27	0,7	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	12	16	66,83	166,50	0,693
28	0,5	0,7	0,4	0,6	0,3	0,4	10	14	87,60	197,98	1,153
29	0,7	0,7	0,4	0,6	0,3	0,4	10	16	72,63	176,17	0,875
30	0,5	0,5	0,6	0,6	0,3	0,4	10	14	96,30	200,40	1,182
31	0,7	0,5	0,6	0,6	0,3	0,4	10	16	71,90	172,38	0,928

32	0,5	0,7	0,6	0,6	0,3	0,4	12	14	74,28	168,89	0,907
33	0,7	0,7	0,6	0,6	0,3	0,4	12	16	63,83	153,37	0,957
34	0,5	0,5	0,4	0,4	0,5	0,4	12	14	189,35	372,60	3,655
35	0,7	0,5	0,4	0,4	0,5	0,4	12	16	157,74	329,64	3,030
36	0,5	0,7	0,4	0,4	0,5	0,4	10	14	200,86	399,55	4,156
37	0,7	0,7	0,4	0,4	0,5	0,4	10	16	164,53	332,33	3,334
38	0,5	0,5	0,6	0,4	0,5	0,4	10	14	203,16	377,28	4,138
39	0,7	0,5	0,6	0,4	0,5	0,4	10	16	163,81	328,96	3,186
40	0,5	0,7	0,6	0,4	0,5	0,4	12	14	178,75	335,65	3,290
41	0,7	0,7	0,6	0,4	0,5	0,4	12	16	149,86	298,62	2,623
42	0,5	0,5	0,4	0,6	0,5	0,4	10	16	175,04	344,56	3,734
43	0,7	0,5	0,4	0,6	0,5	0,4	10	14	199,78	398,59	3,982
44	0,5	0,7	0,4	0,6	0,5	0,4	12	16	158,80	311,65	2,878
45	0,7	0,7	0,4	0,6	0,5	0,4	12	14	173,54	335,89	3,418
46	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	12	16	160,06	310,73	2,851
47	0,7	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	12	14	175,54	334,88	4,149
48	0,5	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	10	16	165,43	329,85	3,199
49	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	10	14	187,88	361,10	3,791
50	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,6	12	14	107,94	187,71	1,806
51	0,7	0,5	0,4	0,4	0,3	0,6	12	16	93,94	169,54	1,591
52	0,5	0,7	0,4	0,4	0,3	0,6	10	14	125,52	210,39	2,300
53	0,7	0,7	0,4	0,4	0,3	0,6	10	16	104,83	186,24	1,948
54	0,5	0,5	0,6	0,4	0,3	0,6	10	14	129,21	213,03	2,333
55	0,7	0,5	0,6	0,4	0,3	0,6	10	16	107,82	184,90	1,978
56	0,5	0,7	0,6	0,4	0,3	0,6	12	14	103,43	182,24	1,724
57	0,7	0,7	0,6	0,4	0,3	0,6	12	16	89,61	161,40	1,525
58	0,5	0,5	0,4	0,6	0,3	0,6	10	16	116,28	204,42	2,149
59	0,7	0,5	0,4	0,6	0,3	0,6	10	14	124,11	193,04	2,185
60	0,5	0,7	0,4	0,6	0,3	0,6	12	16	95,44	178,27	1,650
61	0,7	0,7	0,4	0,6	0,3	0,6	12	14	96,90	165,15	1,623
62	0,5	0,5	0,6	0,6	0,3	0,6	12	16	95,87	180,58	1,677
63	0,7	0,5	0,6	0,6	0,3	0,6	12	14	99,64	168,87	1,652
64	0,5	0,7	0,6	0,6	0,3	0,6	10	16	111,04	198,29	2,044
65	0,7	0,7	0,6	0,6	0,3	0,6	10	14	115,37	188,49	2,087
66	0,5	0,5	0,4	0,4	0,5	0,6	10	16	297,09	322,82	4,829
67	0,7	0,5	0,4	0,4	0,5	0,6	10	14	322,97	340,18	5,281
68	0,5	0,7	0,4	0,4	0,5	0,6	12	16	259,61	284,73	3,519
69	0,7	0,7	0,4	0,4	0,5	0,6	12	14	274,60	292,77	3,890

70	0,5	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	12	16	263,79	287,48	3,737
71	0,7	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	12	14	277,83	298,13	3,929
72	0,5	0,7	0,6	0,4	0,5	0,6	10	16	283,02	308,56	3,940
73	0,7	0,7	0,6	0,4	0,5	0,6	10	14	306,97	329,39	4,820
74	0,5	0,5	0,4	0,6	0,5	0,6	12	14	296,47	304,67	4,342
75	0,7	0,5	0,4	0,6	0,5	0,6	12	16	254,71	292,63	3,470
76	0,5	0,7	0,4	0,6	0,5	0,6	10	14	328,05	348,52	5,498
77	0,7	0,7	0,4	0,6	0,5	0,6	10	16	274,05	306,71	3,991
78	0,5	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	10	14	334,12	346,24	5,379
79	0,7	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	10	16	277,69	311,99	4,327
80	0,5	0,7	0,6	0,6	0,5	0,6	12	14	282,46	301,65	4,070
81	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,6	12	16	243,26	277,80	3,360

Bảng C2 - Kết quả mô phỏng số với 5 biến và chuẩn hóa dữ liệu (Khớp xoay thứ 2)

Stt.	Biến thiết kế (đơn vị: mm)					Kết quả mô phỏng			Kết quả chuẩn hóa		
	r_1	t_1	t_2	l_1	l_2	Mô men (Nmm)	Ứng suất (MPa)	Năng lượng (10^{-3} mJ)	Mô men	Ứng suất	Năng lượng
1	0,6	0,4	0,5	11	15	159,98	245,88	2,21	0,379	0,414	0,323
2	0,5	0,4	0,5	11	15	164,15	251,43	2,29	0,396	0,439	0,340
3	0,7	0,4	0,5	11	15	155,74	241,4	2,12	0,362	0,394	0,304
4	0,6	0,3	0,5	11	15	95,348	158,21	1,35	0,120	0,024	0,135
5	0,6	0,5	0,5	11	15	233,6	329,43	3,91	0,675	0,787	0,695
6	0,6	0,4	0,4	11	15	122,96	258,74	2,03	0,231	0,472	0,283
7	0,6	0,4	0,6	11	15	193,44	219,1	2,29	0,514	0,295	0,340
8	0,6	0,4	0,5	10	15	168,76	260,34	2,45	0,415	0,479	0,375
9	0,6	0,4	0,5	12	15	148,06	233,15	1,92	0,332	0,358	0,260
10	0,6	0,4	0,5	11	14	170,53	255,61	2,38	0,422	0,458	0,360
11	0,6	0,4	0,5	11	16	150,5	234,38	1,99	0,341	0,363	0,276
12	0,5	0,3	0,4	10	16	77,383	179,96	1,01	0,048	0,121	0,060
13	0,7	0,3	0,4	10	14	83,417	190,65	1,12	0,072	0,168	0,085
14	0,5	0,5	0,4	10	14	201,36	377,27	4,20	0,545	1,000	0,757
15	0,7	0,5	0,4	10	16	165	330,59	3,33	0,400	0,792	0,569
16	0,5	0,3	0,6	10	14	127,3	211,34	2,31	0,248	0,260	0,345
17	0,7	0,3	0,6	10	16	104,1	183,46	1,96	0,155	0,136	0,268
18	0,5	0,5	0,6	10	16	291,57	315,41	4,31	0,907	0,724	0,783
19	0,7	0,5	0,6	10	14	314,7	335,93	5,31	1,000	0,816	1,000
20	0,5	0,3	0,4	12	14	75,384	172,64	0,97	0,040	0,088	0,051
21	0,7	0,3	0,4	12	16	65,365	152,9	0,73	0,000	0,000	0,000
22	0,5	0,5	0,4	12	16	161,28	312,61	2,87	0,385	0,712	0,467
23	0,7	0,5	0,4	12	14	174,73	332,91	3,42	0,439	0,802	0,587
24	0,5	0,3	0,6	12	16	97,498	179,8	1,67	0,129	0,120	0,205
25	0,7	0,3	0,6	12	14	98,302	168,09	1,65	0,132	0,068	0,200
26	0,5	0,5	0,6	12	14	289,81	308,06	4,33	0,900	0,692	0,786
27	0,7	0,5	0,6	12	16	249,18	275,1	3,37	0,737	0,545	0,575

Bảng C3 - Kết quả mô phỏng (lò xo phẳng thứ 2)

Stt.	t (mm)	L (mm)	w (mm)	r (mm)	Y_1 (mm)	Y_2 (MPa)	Y_3 ($\times 10^{-3}$ mJ)
1	1,0	45,0	9,0	0,1	37,648	143,88	11,36
2	1,0	45,0	9,0	0,2	37,359	126,56	11,93
3	1,0	45,0	9,0	0,3	37,181	91,52	12,08
4	1,0	45,0	11,5	0,1	29,158	110,50	7,53
5	1,0	45,0	11,5	0,2	28,933	97,47	7,33
6	1,0	45,0	11,5	0,3	28,794	70,28	7,42
7	1,0	45,0	14,0	0,1	23,743	89,13	4,96
8	1,0	45,0	14,0	0,2	23,559	78,90	5,23
9	1,0	45,0	14,0	0,3	23,445	56,80	5,29
10	1,0	50,0	9,0	0,1	52,955	135,96	15,28
11	1,0	50,0	9,0	0,2	52,482	183,47	15,19
12	1,0	50,0	9,0	0,3	52,271	103,04	15,34
13	1,0	50,0	11,5	0,1	41,035	105,25	10,16
14	1,0	50,0	11,5	0,2	40,666	141,99	10,11
15	1,0	50,0	11,5	0,3	40,502	79,32	10,20
16	1,0	50,0	14,0	0,1	33,423	85,45	6,72
17	1,0	50,0	14,0	0,2	33,121	115,14	6,69
18	1,0	50,0	14,0	0,3	32,987	64,15	6,75
19	1,0	55,0	9,0	0,1	72,04	175,37	18,83
20	1,0	55,0	9,0	0,2	71,362	203,90	18,84
21	1,0	55,0	9,0	0,3	71,012	114,56	19,01
22	1,0	55,0	11,5	0,1	55,856	135,11	12,55
23	1,0	55,0	11,5	0,2	55,326	158,02	12,56
24	1,0	55,0	11,5	0,3	55,053	88,31	12,68
25	1,0	55,0	14	0,1	45,508	109,33	8,33
26	1,0	55,0	14	0,2	45,075	128,30	8,34
27	1,0	55,0	14	0,3	44,852	71,51	8,41
28	1,2	45,0	9,0	0,1	22,220	96,94	6,51
29	1,2	45,0	9,0	0,2	22,130	66,22	6,33
30	1,2	45,0	9,0	0,3	21,933	65,47	6,21
31	1,2	45,0	11,5	0,1	17,205	74,77	4,01
32	1,2	45,0	11,5	0,2	17,135	51,13	3,90
33	1,2	45,0	11,5	0,3	16,981	50,32	3,82
34	1,2	45,0	14,0	0,1	14,007	60,58	2,87

35	1,2	45,0	14,0	0,2	13,950	41,46	2,79
36	1,2	45,0	14,0	0,3	13,824	40,67	2,74
37	1,2	50,0	9,0	0,1	31,178	108,37	8,27
38	1,2	50,0	9,0	0,2	31,011	90,50	8,05
39	1,2	50,0	9,0	0,3	30,784	73,99	7,90
40	1,2	50,0	11,5	0,1	24,156	83,79	5,52
41	1,2	50,0	11,5	0,2	24,025	69,72	5,37
42	1,2	50,0	11,5	0,3	23,848	57,01	5,27
43	1,2	50,0	14,0	0,1	19,671	67,91	3,66
44	1,2	50,0	14,0	0,2	19,565	56,34	3,57
45	1,2	50,0	14,0	0,3	19,419	46,10	3,50
46	1,2	55,0	9,0	0,1	42,206	125,93	10,21
47	1,2	55,0	9,0	0,2	42,035	82,78	10,00
48	1,2	55,0	9,0	0,3	41,738	81,78	9,80
49	1,2	55,0	11,5	0,1	32,717	97,87	6,83
50	1,2	55,0	11,5	0,2	32,584	64,17	6,69
51	1,2	55,0	11,5	0,3	32,353	63,11	6,55
52	1,2	55,0	14,0	0,1	26,652	79,53	4,54
53	1,2	55,0	14,0	0,2	26,543	52,12	4,45
54	1,2	55,0	14,0	0,3	26,354	51,10	4,36
55	1,4	45,0	9,0	0,1	14,310	70,52	2,88
56	1,4	45,0	9,0	0,2	14,210	71,53	2,33
57	1,4	45,0	9,0	0,3	14,106	66,27	2,18
58	1,4	45,0	11,5	0,1	11,078	54,28	1,77
59	1,4	45,0	11,5	0,2	11,000	55,10	1,43
60	1,4	45,0	11,5	0,3	10,919	51,04	1,33
61	1,4	45,0	14,0	0,1	9,0172	43,87	1,27
62	1,4	45,0	14,0	0,2	8,9536	44,56	1,02
63	1,4	45,0	14,0	0,3	8,8876	41,25	0,95
64	1,4	50,0	9,0	0,1	20,005	79,20	3,68
65	1,4	50,0	9,0	0,2	19,885	73,89	2,85
66	1,4	50,0	9,0	0,3	19,747	74,81	2,77
67	1,4	50,0	11,5	0,1	15,496	61,13	2,45
68	1,4	50,0	11,5	0,2	15,403	57,08	1,89
69	1,4	50,0	11,5	0,3	15,295	57,77	1,84
70	1,4	50	14,0	0,1	12,618	49,43	1,62
71	1,4	50	14,0	0,2	12,541	46,18	1,25
72	1,4	50	14,0	0,3	12,453	46,71	1,22

73	1,4	55	9,0	0,1	27,052	88,31	3,81
74	1,4	55	9,0	0,2	26,893	75,67	3,60
75	1,4	55	9,0	0,3	26,726	81,19	3,41
76	1,4	55	11,5	0,1	20,967	68,25	2,53
77	1,4	55	11,5	0,2	20,843	58,45	2,39
78	1,4	55	11,5	0,3	20,713	62,75	2,27
79	1,4	55	14,0	0,1	17,078	55,25	1,68
80	1,4	55	14,0	0,2	16,976	47,32	1,59
81	1,4	55	14,0	0,3	16,870	50,78	1,50

Bảng C4 - Kết quả chuẩn hóa (lò xo phẳng thứ 2)

Stt.	t (mm)	L (mm)	w (mm)	r (mm)	Z_{Y1}	Z_{Y2}	Z_{Y3}
1	1,0	45,0	9,0	0,1	0,4554	0,6323	0,5763
2	1,0	45,0	9,0	0,2	0,4508	0,5262	0,6079
3	1,0	45,0	9,0	0,3	0,4480	0,3116	0,6161
4	1,0	45,0	11,5	0,1	0,3210	0,4278	0,3641
5	1,0	45,0	11,5	0,2	0,3174	0,3480	0,3533
6	1,0	45,0	11,5	0,3	0,3152	0,1814	0,3582
7	1,0	45,0	14,0	0,1	0,2352	0,2969	0,2219
8	1,0	45,0	14,0	0,2	0,2323	0,2342	0,2368
9	1,0	45,0	14,0	0,3	0,2305	0,0988	0,2402
10	1,0	50,0	9,0	0,1	0,6978	0,5838	0,7935
11	1,0	50,0	9,0	0,2	0,6903	0,8748	0,7884
12	1,0	50,0	9,0	0,3	0,6870	0,3821	0,7966
13	1,0	50,0	11,5	0,1	0,5090	0,3956	0,5100
14	1,0	50,0	11,5	0,2	0,5032	0,6207	0,5071
15	1,0	50,0	11,5	0,3	0,5006	0,2368	0,5124
16	1,0	50,0	14,0	0,1	0,3885	0,2744	0,3196
17	1,0	50,0	14,0	0,2	0,3837	0,4562	0,3179
18	1,0	50,0	14,0	0,3	0,3816	0,1439	0,3213
19	1,0	55,0	9,0	0,1	1,0000	0,8252	0,9901
20	1,0	55,0	9,0	0,2	0,9893	1,0000	0,9902
21	1,0	55,0	9,0	0,3	0,9837	0,4527	1,0000
22	1,0	55,0	11,5	0,1	0,7437	0,5786	0,6423
23	1,0	55,0	11,5	0,2	0,7353	0,7189	0,6429
24	1,0	55,0	11,5	0,3	0,7310	0,2919	0,6493
25	1,0	55,0	14	0,1	0,5799	0,4206	0,4083
26	1,0	55,0	14	0,2	0,5730	0,5369	0,4091
27	1,0	55,0	14	0,3	0,5695	0,1890	0,4132
28	1,2	45,0	9,0	0,1	0,2111	0,3447	0,3081
29	1,2	45,0	9,0	0,2	0,2097	0,1565	0,2978
30	1,2	45,0	9,0	0,3	0,2066	0,1519	0,2911
31	1,2	45,0	11,5	0,1	0,1317	0,2089	0,1696
32	1,2	45,0	11,5	0,2	0,1306	0,0641	0,16336
33	1,2	45,0	11,5	0,3	0,1282	0,0591	0,1593
34	1,2	45,0	14,0	0,1	0,0811	0,1220	0,1062

35	1,2	45,0	14,0	0,2	0,0802	0,0048	0,1018
36	1,2	45,0	14,0	0,3	0,0782	0,0000	0,0989
37	1,2	50,0	9,0	0,1	0,3530	0,4148	0,4054
38	1,2	50,0	9,0	0,2	0,3503	0,3053	0,3932
39	1,2	50,0	9,0	0,3	0,3467	0,2041	0,3848
40	1,2	50,0	11,5	0,1	0,2418	0,2641	0,2529
41	1,2	50,0	11,5	0,2	0,2397	0,1780	0,2449
42	1,2	50,0	11,5	0,3	0,2369	0,1001	0,2394
43	1,2	50,0	14,0	0,1	0,1708	0,1669	0,1502
44	1,2	50,0	14,0	0,2	0,1691	0,0960	0,1450
45	1,2	50,0	14,0	0,3	0,1668	0,0332	0,1413
46	1,2	55,0	9,0	0,1	0,5276	0,5223	0,5127
47	1,2	55,0	9,0	0,2	0,5249	0,2580	0,5012
48	1,2	55,0	9,0	0,3	0,5202	0,2519	0,4899
49	1,2	55,0	11,5	0,1	0,3773	0,3504	0,3253
50	1,2	55,0	11,5	0,2	0,3752	0,1440	0,3177
51	1,2	55,0	11,5	0,3	0,3716	0,137	0,3103
52	1,2	55,0	14,0	0,1	0,2813	0,2381	0,1989
53	1,2	55,0	14,0	0,2	0,2796	0,0701	0,1939
54	1,2	55,0	14,0	0,3	0,2766	0,0639	0,1890
55	1,4	45,0	9,0	0,1	0,0859	0,1828	0,1069
56	1,4	45,0	9,0	0,2	0,0843	0,1891	0,0765
57	1,4	45,0	9,0	0,3	0,0826	0,1569	0,0678
58	1,4	45,0	11,5	0,1	0,0347	0,0834	0,0454
59	1,4	45,0	11,5	0,2	0,0334	0,0884	0,0264
60	1,4	45,0	11,5	0,3	0,0322	0,0635	0,0211
61	1,4	45,0	14,0	0,1	0,0021	0,0196	0,0175
62	1,4	45,0	14,0	0,2	0,0010	0,0238	0,0038
63	1,4	45,0	14,0	0,3	0,0000	0,0036	0,0000
64	1,4	50,0	9,0	0,1	0,1760	0,2361	0,1510
65	1,4	50,0	9,0	0,2	0,1741	0,2035	0,1053
66	1,4	50,0	9,0	0,3	0,1720	0,2092	0,1010
67	1,4	50,0	11,5	0,1	0,1046	0,1253	0,0829
68	1,4	50,0	11,5	0,2	0,1032	0,1006	0,0519
69	1,4	50,0	11,5	0,3	0,1015	0,1048	0,0493
70	1,4	50	14,0	0,1	0,059	0,0536	0,0373
71	1,4	50	14,0	0,2	0,0579	0,0338	0,0165
72	1,4	50	14,0	0,3	0,0565	0,0370	0,0149

73	1,4	55	9,0	0,1	0,2876	0,2919	0,1581
74	1,4	55	9,0	0,2	0,2851	0,2144	0,1466
75	1,4	55	9,0	0,3	0,2825	0,2482	0,1364
76	1,4	55	11,5	0,1	0,1913	0,1689	0,0873
77	1,4	55	11,5	0,2	0,1893	0,1089	0,0797
78	1,4	55	11,5	0,3	0,1873	0,1353	0,0728
79	1,4	55	14,0	0,1	0,1297	0,0893	0,0403
80	1,4	55	14,0	0,2	0,1281	0,0408	0,0352
81	1,4	55	14,0	0,3	0,1264	0,0620	0,0307

Bảng C5 - Kết quả thực nghiệm với tải 250 gr, 400 gr và 600 gr

θ (độ)	250 gr				400 gr				600 gr			
	<i>Fr</i>	<i>Fp</i>	<i>Tr</i>	<i>Tp</i>	<i>Fr</i>	<i>Fp</i>	<i>Tr</i>	<i>Tp</i>	<i>Fr</i>	<i>Fp</i>	<i>Tr</i>	<i>Tp</i>
0.9	27	90	3	6	305	3	20	27	684	3	44	90
1.8	46	397	5	26	600	4	39	57	1383	6	90	397
2.7	67	867	7	56	1062	7	69	109	1931	11	125	867
3.6	116	1257	12	82	1567	13	102	149	2345	15	152	1257
4.5	156	1803	16	117	1936	17	126	187	2888	19	188	1803
5.4	201	2052	20	133	2260	19	147	214	3270	21	212	2152
6.3	257	2196	26	143	2467	23	160	240	3969	24	258	2096
7.2	293	2469	29	160	2932	27	190	269	4645	27	301	2469
8.1	345	2669	35	173	3256	28	211	312	5079	31	329	2869
9	388	2923	39	189	3682	33	239	358	5915	36	383	2923
9.9	429	3326	43	215	4130	34	267	369	6367	37	412	3326
10.8	465	3770	47	244	4549	39	294	393	6941	39	449	3770
11.7	516	3823	52	247	4969	52	321	472	7454	47	482	3823
12.6	566	4111	57	266	5260	45	340	510	8119	51	525	4111
13.5	600	4290	60	277	5736	47	370	546	8782	55	567	4290
14.4	646	4614	65	298	6126	51	395	572	9567	57	617	4614
15.3	678	4950	68	319	6847	54	441	627	10185	63	656	4950
16.2	710	5112	71	329	7073	58	455	642	10769	64	693	5112
17.1	750	5475	75	352	7639	60	491	650	11292	65	726	5475
18	788	5678	79	365	7737	63	497	697	12022	70	772	5678
18.9	813	6034	81	387	8360	65	536	723	12659	72	812	6034
19.8	845	6147	84	394	8936	69	572	782	13086	78	838	6147
20.7	897	6410	90	410	9172	73	586	868	13628	87	871	6410
21.6	910	6619	91	423	9620	75	614	909	14158	91	904	6619
22.5	942	6842	94	436	9935	78	633	936	14753	94	941	6842
23.4	971	7109	97	453	10291	79	655	989	15059	99	958	7109
24.3	1016	7244	102	460	10992	83	698	1023	15906	102	1011	7244
25.2	1041	7535	104	478	11168	88	708	1061	16261	106	1032	7535
26.1	1071	7770	107	492	11577	90	733	1094	16829	109	1066	7770
27	1102	8005	110	506	11985	95	758	1102	17398	110	1100	8005
27.9	1133	8240	113	520	12394	98	782	1175	17966	118	1133	8240
28.8	1174	8474	117	534	12802	102	806	1195	18534	119	1167	8474
29.7	1206	8709	121	547	13211	117	830	1230	19103	123	1200	8709
30.6	1237	8944	124	561	13619	121	854	1264	19671	126	1233	8944

Bảng C6 - Kết quả thực nghiệm với tải 800 gr, 900 gr và 1000 gr

θ (độ).	800 gr				900 gr				1000 gr			
	F_r	F_p	T_r	T_p	F_r	F_p	T_r	T_p	F_r	F_p	T_r	T_p
0.9	27	977	3	64	29	1249	3	81	32	2007	3	130
1.8	57	1559	6	101	63	2036	6	132	47	2427	5	158
2.7	109	2085	11	136	102	2779	10	181	71	3028	7	197
3.6	149	2318	15	151	119	3324	12	216	131	3516	13	228
4.5	167	3347	17	217	158	4410	16	286	161	4078	16	265
5.4	204	4284	20	278	197	4933	20	320	208	4880	21	317
6.3	240	4562	24	296	243	5755	24	374	257	5689	26	369
7.2	269	5485	27	356	276	6704	28	435	290	6742	29	437
8.1	312	6621	31	429	314	7546	31	489	335	7494	34	486
9	328	7284	33	472	370	8915	37	578	375	8618	37	558
9.9	359	7943	36	514	405	9622	40	623	427	9441	43	611
10.8	373	8558	37	554	445	10325	44	668	453	10454	45	676
11.7	432	9390	43	607	503	11069	50	716	486	11862	49	767
12.6	470	10231	47	661	535	11807	54	763	522	12575	52	812
13.5	506	11479	51	741	589	12940	59	835	553	13720	55	886
14.4	542	12079	54	779	629	14172	63	914	597	14704	60	948
15.3	587	12578	59	810	668	14859	67	957	635	15710	63	1012
16.2	622	13823	62	890	709	15882	71	1022	670	16861	67	1085
17.1	680	14089	68	906	758	16760	76	1077	708	17841	71	1147
18	727	15294	73	982	792	17891	79	1149	747	18983	75	1219
18.9	753	15878	75	1018	827	18766	83	1203	778	19956	78	1280
19.8	812	16486	81	1056	863	19642	86	1258	795	21110	79	1352
20.7	838	17429	84	1114	890	20240	89	1294	830	22041	83	1409
21.6	879	18049	88	1152	922	21177	92	1352	862	22765	86	1454
22.5	916	18614	92	1187	951	21742	95	1386	904	23937	90	1526
23.4	929	20161	93	1283	990	23024	99	1465	923	24595	92	1565
24.3	993	20753	99	1319	1033	23993	103	1525	963	25780	96	1638
25.2	1021	21177	102	1343	1076	24717	108	1568	1003	26359	100	1672
26.1	1064	21895	106	1386	1107	25522	111	1616	1043	27316	104	1730
27	1102	22664	110	1432	1136	26406	114	1669	1083	28274	108	1787
27.9	1145	23434	115	1478	1167	27291	117	1722	1123	29232	112	1844
28.8	1185	24203	118	1524	1198	28176	120	1774	1142	30190	114	1901
29.7	1230	24973	123	1569	1219	29061	122	1826	1162	31147	116	1957
30.6	1264	25742	126	1614	1248	29946	125	1877	1202	32105	120	2013

Ghi chú: Đơn vị đo lực F_r, F_p : mN
Đơn vị đo mô men T_r, T_p : Nmm