

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

BÙI QUỐC DUY

**THIẾT KẾ, MÔ HÌNH HÓA VÀ ĐIỀU KHIỂN
HỆ THỐNG GIẢM CHẤN CHO MÁY GIẶT CỬA TRƯỚC
SỬ DỤNG VẬT LIỆU THÔNG MINH**

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

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 03/2022

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

BÙI QUỐC DUY

**THIẾT KẾ, MÔ HÌNH HÓA VÀ ĐIỀU KHIỂN
HỆ THỐNG GIẢM CHẤN CHO MÁY GIẶT CỬA TRƯỚC
SỬ DỤNG VẬT LIỆU THÔNG MINH
NGÀNH: CƠ KỸ THUẬT - 9520101**

Người hướng dẫn khoa học 1: PGS. TS. Nguyễn Quốc Hưng

Người hướng dẫn khoa học 2: TS. Mai Đức Đài

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 03/2022

QUYẾT ĐỊNH

VỀ VIỆC ĐỔI TÊN LUẬN ÁN VÀ NGƯỜI HƯỚNG DẪN NGHIÊN CỨU SINH KHÓA 2015 HIỆU TRƯỞNG TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

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

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

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

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

Xét nhu cầu công tác và khả năng cán bộ;

Xét đề nghị của Trường phòng Đào tạo,

QUYẾT ĐỊNH

Điều 1: Đổi tên đề tài luận án tiến sĩ cho:

Nghiên cứu sinh : *Bùi Quốc Duy*

Ngành : Cơ kỹ thuật

Khoá: 2015 - 2018

Tên luận án mới : *Thiết kế, mô hình hóa và điều khiển hệ thống giảm chấn cho máy giặt cửa trước sử dụng vật liệu thông minh*

Người HD thứ nhất (HD chính): *PGS.TS Nguyễn Quốc Hưng*

Người HD thứ hai : *TS. Mai Đức Dãi*

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

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

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

Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký.

Nơi nhận:

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



LÝ LỊCH KHOA HỌC

I. LÝ LỊCH SƠ LƯỢC:

Họ & tên: Bùi Quốc Duy

Giới tính: Nam

Ngày, tháng, năm sinh: 07/03/1985

Nơi sinh: Thành phố Hồ Chí Minh

Quê quán: Tp. Hồ Chí Minh

Dân tộc: Kinh

Chức vụ, đơn vị công tác trước khi học tập, nghiên cứu: Giảng viên Trường Đại học Công nghiệp Tp.HCM

Chỗ ở riêng hoặc địa chỉ liên lạc: 166/5/5 đường Lê Lợi, phường 3, quận Gò Vấp, Thành phố Hồ Chí Minh

Điện thoại cơ quan: 0283 894 0390

Điện thoại nhà riêng: 098 429 7286

Fax: Không

E-mail: buiquocduy@iuh.edu.vn

II. QUÁ TRÌNH ĐÀO TẠO:

1. Đại học:

Hệ đào tạo: Chính quy

Thời gian đào tạo: từ 09/2003 đến 01/2008

Nơi học (trường, thành phố): Trường Đại học Bách khoa Tp.HCM, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Ngành học: Kỹ thuật chế tạo

Tên đề án, luận án hoặc môn thi tốt nghiệp: Thiết kế hệ thống sản xuất ván ép dùng trong xây dựng

Ngày & nơi bảo vệ đề án, luận án hoặc thi tốt nghiệp: 01/2008, Trường Đại học Bách khoa Tp.HCM

Người hướng dẫn: TS. Trần Anh Sơn

2. Thạc sĩ:

Hệ đào tạo: Chính quy

Thời gian đào tạo: từ 09/2008 đến 11/2011

Nơi học (trường, thành phố): Trường Đại học Bách khoa Tp.HCM, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Ngành học: Công nghệ chế tạo máy

Tên luận văn: Thiết kế các cơ cấu và chi tiết máy theo độ tin cậy

Ngày & nơi bảo vệ luận văn: 27/08/2010, Trường Đại học Bách khoa Tp.HCM

Người hướng dẫn: PGS. TS. Nguyễn Hữu Lộc

3. Tiến sĩ:

Hệ đào tạo: Chính quy

Thời gian đào tạo: từ 10/2015 đến 04/2021

Tại (trường, viện, nước): Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Tên luận án: Thiết kế, mô hình hóa và điều khiển hệ thống giám chấn cho máy giặt cửa trước sử dụng vật liệu thông minh

Người hướng dẫn: PGS. TS. Nguyễn Quốc Hưng, TS. Mai Đức Dãi

Ngày & nơi bảo vệ: 2022, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

4. Trình độ ngoại ngữ: Tiếng Anh, TOEFL ITP 553

5. Học vị, học hàm, chức vụ kỹ thuật được chính thức cấp; số bằng, ngày & nơi cấp:

Kỹ sư cơ khí ngành Kỹ thuật chế tạo; số bằng BB07178/20KH2/2005, cấp ngày 24 tháng 03 năm 2008 tại Trường Đại học Bách khoa Tp.HCM

Thạc sĩ kỹ thuật ngành Công nghệ chế tạo máy; số bằng BM00066/27KH2/2011, cấp ngày 27 tháng 10 năm 2011 tại Trường Đại học Bách khoa Tp.HCM

III. QUÁ TRÌNH CÔNG TÁC CHUYÊN MÔN KỂ TỪ KHI TỐT NGHIỆP ĐẠI HỌC:

| Thời gian | Nơi công tác | Công việc đảm nhiệm |
|-----------------|--|---------------------|
| 10/2009 đến nay | Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Tp.HCM | Giảng viên |

IV. CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ:

Tạp chí ISI

1. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, T. T. Nguyen and D. D. Mai. Development of a magnetorheological damper with self-powered ability for washing machines. *Applied Sciences*, Vol. 10, Issue 12, 4099, 2020.
2. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, L. V. Hoang and D. D. Mai. A new self-adaptive magneto-rheological damper for washing machines. *Smart Materials and Structures*, Vol. 30, Issue 3, 037001, 2021.
3. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, X. X. Bai and D. D. Mai. A new hysteresis model for magneto-rheological dampers based on Magic Formula. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 235, Issue 13, pp. 2437–2451, 2021.

4. Q. D. Bui, X. X. Bai and Q. H. Nguyen. Dynamic modeling of MR dampers based on quasi–static model and Magic Formula hysteresis multiplier. *Engineering Structures*, Vol. 245, 112855, 2021.

 **Tap chí Scopus**

5. Q. H. Nguyen, D. H. Le, Q. D. Bui and S. B. Choi. Development of a new clutch featuring MR fluid with two separated mutual coils. *Lecture Notes in Electrical Engineering*, Vol. 371, pp. 835–844, 2016.

6. D. Q. Bui, V. L. Hoang, H. D. Le and H. Q. Nguyen. Design and evaluation of a shear–mode MR damper for suspension system of front–loading washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 1061–1072, 2018.

7. Q. D. Bui, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and testing of a new shear–mode magneto–rheological damper with self–power component for front–loaded washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 860–866, 2021.

8. Q. D. Bui, Q. D. Do, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and experimental evaluation of a novel damper for front–loaded washing machines featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 873–878, 2021.

9. D. Q. Bui, H. Q. Nguyen, V. L. Hoang and D. D. Mai. Design and hysteresis modeling of a new damper featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp.125–136, 2021.

10. Q. D. Bui and Q. H. Nguyen. A new approach for dynamic modeling of magneto–rheological dampers based on quasi–static model and hysteresis multiplication factor. *Mechanisms and Machine Science*, Vol. 113, pp. 733–743, 2021.

11. Q. D. Bui and Q. H. Nguyen. Development of a novel self–adaptive shear–mode magneto–rheological shock absorber for motorcycles. *Mechanisms and Machine Science*, Vol. 113, pp. 744–754, 2021.

 **Tap chí khác**

12. B. T. Diep, D. H. Le, Q. D. Bui, Q. K. Tran, M. H. Huynh and Q. H. Nguyen. Designing, manufacturing and testing the cycling training system featuring magnetorheological brake. *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 889, pp. 346–354, 2019.

13. D. Q. Bui, T. B. Diep, H. D. Le, V. L. Hoang and H. Q. Nguyen. Hysteresis investigation of shear-mode MR damper for front-loaded washing machine. *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 889, pp. 361–370, 2019.

14. Q. D. Bui and Q. H. Nguyen. Design and simulation of a new self-adaptive MR damper for washing machines featuring shear-mode and radial permanent magnets. *Science and Technology Development Journal*, Vol. 4, Issue 3, pp. 1–13, 2021.

 **Hội nghị khoa học**

15. B. T. Diep, D. H. Le, Q. D. Bui and Q. H. Nguyen. Design and evaluation of a bidirectional magnetorheological actuator for haptic application. *The 2016 International Conference on Advanced Technology and Sustainable Development*, Ho Chi Minh City, Vietnam, 2016, pp. 269–277.

16. D. Q. Bui, T. B. Diep, V. L. Hoang, D. D. Mai and H. Q. Nguyen. Design of a self-power magneto-rheological damper in shear mode for front-loaded washing machine. *Hội nghị khoa học toàn quốc lần thứ nhất về Động lực học và Điều khiển*, Da Nang City, Vietnam, 2019, pp. 297–303.

17. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen and L. V. Hoang. A control system for MR damper-based suspension of front-loaded washing machines featuring magnetic induction coils and phase-lead compensator. *The 1st International Conference on Advanced Smart Materials and Structures*, Ho Chi Minh City, Vietnam, 2021, pp. 79–88.

Ngày 18 tháng 03 năm 2022

Người khai ký tên

(Đã ký)

Bùi Quốc Duy

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 18 tháng 03 năm 2022

(Ký tên và ghi rõ họ tên)

(Đã ký)

Bùi Quốc Duy

CẢM TẠ

Với tình cảm chân thành, trước tiên cho phép tôi gửi lời cảm ơn đến Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, các thầy cô trong Ban Giám hiệu và các phòng ban chức năng đã tạo mọi điều kiện thuận lợi cho tôi trong suốt quá trình nghiên cứu.

Tôi xin gửi lời cảm ơn sâu sắc đến Ban lãnh đạo và các thầy cô trong Khoa Kỹ thuật Xây dựng đã truyền đạt những kiến thức quý báu, giúp đỡ tôi trong quá trình học tập, nghiên cứu và hoàn thành luận án.

Đặc biệt, tôi không bao giờ quên công ơn to lớn của hai thầy hướng dẫn khoa học, PGS. TS. Nguyễn Quốc Hưng và TS. Mai Đức Đãi, những người đã luôn đồng hành cùng tôi, tận tình hướng dẫn, chỉ bảo và khích lệ tôi trong suốt thời gian học tập và nghiên cứu.

Xin cho phép tôi bày tỏ lòng kính trọng và biết ơn đến các thầy cô phản biện khoa học và các thầy cô trong Hội đồng bảo vệ luận án đã dành thời gian đọc, góp ý và hướng dẫn chỉnh sửa để đề tài nghiên cứu được hoàn thiện tốt hơn.

Cảm ơn các đồng nghiệp, bạn bè, gia đình đã luôn đồng hành, giúp đỡ và động viên tôi trong quá trình thực hiện luận án.

Mặc dù đã cố gắng rất nhiều, luận án không tránh khỏi những thiếu sót và hạn chế. Tôi rất mong nhận được sự thông cảm, chỉ dẫn và ý kiến đóng góp của các chuyên gia, nhà khoa học, của quý thầy cô và các bạn đồng nghiệp.

Một lần nữa tôi xin chân thành cảm ơn!

TÓM TẮT

Luận án nghiên cứu và phát triển hệ thống giảm chấn bán chủ động sử dụng vật liệu thông minh (hợp kim nhớ hình và lưu chất từ biến) để có thể hạn chế tốt rung động của máy giặt cửa trước. Nhờ khả năng điều chỉnh linh hoạt đặc tính hoạt động theo kích thích ngoài, hiệu quả và độ tin cậy của hệ thống giảm chấn vật liệu thông minh được cải thiện đáng kể. Hướng nghiên cứu của luận án bao gồm các nội dung chính sau:

- Nghiên cứu một giảm chấn mới dùng hợp kim nhớ hình (SMA): thiết kế và mô hình hóa hiện tượng trễ phi tuyến của giảm chấn.
- Nghiên cứu một giảm chấn mới dùng lưu chất từ biến (MRF): thiết kế, nhận dạng hiện tượng trễ và xây dựng một mô hình động lực học tham số mới dự đoán ứng xử của giảm chấn.
- Thiết kế hệ thống điều khiển bán chủ động cho giảm chấn.
- Phát triển hai giảm chấn MRF tự đáp ứng với kích thích ngoài: giảm chấn MRF tự cấp năng lượng và tự kích hoạt bằng hành trình.
- Đánh giá thực nghiệm các giảm chấn trên máy giặt cửa trước mẫu.

Sự đóng góp sáng tạo của đề tài nghiên cứu gồm có:

1. Các giảm chấn mới kiểu trượt sử dụng vật liệu thông minh SMA và MRF;
2. Mô hình động lực học tham số mới có thể dự đoán chính xác hiện tượng trễ phi tuyến của các giảm chấn;
3. Hệ thống điều khiển giảm chấn với kết cấu đơn giản và chi phí thấp;
4. Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng có khả năng tự đáp ứng với kích thích ngoài để điều chỉnh mức giảm chấn hợp lý mà không cần bất kỳ sự điều khiển nào;
5. Sự phát triển của một giảm chấn MRF tự đáp ứng mới với khả năng kích hoạt bằng hành trình, có chi phí thấp và sở hữu đặc tính giảm chấn phụ thuộc chuyển vị rất phù hợp với điều kiện vận hành của máy giặt.

Trước tiên, luận án trình bày tổng quan về hệ thống treo của máy giặt cửa trước và các loại giảm chấn vật liệu thông minh. Dựa trên mô hình giả tĩnh và phương trình

động lực học của khối lồng giặt, các giảm chấn vật liệu thông minh được mô hình hóa. Vật liệu thông minh thứ nhất được nghiên cứu là SMA. SMA có khả năng ghi nhớ hình dạng gốc và trở về hình dạng này khi được cấp nhiệt, qua đó tạo ra một lực phát động lớn. Giảm chấn SMA được thiết kế, chế tạo mẫu và thử nghiệm trên một hệ thống kiểm tra đặc tính. Ba mô hình, gồm mô hình Bingham, Bouc–Wen và mô hình đề xuất trong công bố khoa học [3] của tác giả được sử dụng để dự đoán ứng xử trễ phi tuyến của giảm chấn.

MRF là vật liệu thông minh thứ hai được nghiên cứu trong luận án. Khi chịu tác dụng của từ trường ngoài, MRF hóa rắn ngăn cản chuyển động tương đối, từ đó sinh ra lực giảm chấn. Để đạt được hiệu năng tốt nhất, thiết kế của giảm chấn MRF được tối ưu hóa xét đến các yếu tố như lực giảm chấn kích hoạt, lực không tải, kích cỡ, không gian lắp đặt và chi phí. Từ lời giải tối ưu, giảm chấn MRF được thiết kế, chế tạo mẫu và thí nghiệm. Một mô hình động lực học mới được xây dựng để dự đoán hiện tượng trễ của giảm chấn. Mô hình được so sánh với mô hình Spencer phổ biến và mô hình Pan gốc. Sau đó, một hệ thống điều khiển bán chủ động đơn giản và chi phí thấp cho máy giặt lắp giảm chấn MRF được thiết kế, mô phỏng và đánh giá.

Từ quan điểm đơn giản hóa kết cấu và giảm chi phí, hai loại giảm chấn MRF tự đáp ứng được phát triển trong phần kế tiếp của luận án. Các giảm chấn này có khả năng tự điều chỉnh lực giảm chấn theo kích thích ngoài để dập tắt rung động mà không cần bất kỳ sự điều khiển nào. Loại đầu tiên là giảm chấn MRF tự cấp năng lượng, xuất phát từ ý tưởng chuyển hóa dao động bị lãng phí của hệ thống thành năng lượng điện tự cấp cho giảm chấn. Loại thứ hai là giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình sở hữu đặc tính giảm chấn phụ thuộc chuyển vị. Cả hai loại giảm chấn đều được tối ưu hóa để đạt hiệu quả tốt nhất. Mẫu thử của cả hai cũng được chế tạo và kiểm tra trên hệ thống thí nghiệm.

Tất cả các giảm chấn được lắp đặt và thử nghiệm trên máy giặt cửa trước mẫu để đánh giá hiệu quả hoạt động. Kết quả thực nghiệm cho thấy rung động của máy giặt lắp giảm chấn vật liệu thông minh được giảm đáng kể so với giảm chấn bị động thương mại, qua đó chứng minh tính khả thi của các giảm chấn đề xuất.

ABSTRACT

This thesis investigates and develops new semi-active suspension systems featuring smart materials (shape memory alloy and magneto-rheological fluid) to effectively control vibrations of front-loaded washing machines. Relying on the ability of tuning characteristics flexibly to external excitations, the performance and reliability of the smart materials-based suspension systems are significantly improved. The overall aims of the thesis are:

- Investigation of a new damper using shape memory alloy (SMA): design and modeling of the damper nonlinear hysteresis phenomenon.
- Investigation of a new damper using magneto-rheological fluid (MRF): design, identification of the hysteresis phenomenon and proposal of a new parametric dynamic model to predict the damper behavior.
- Design of a semi-active control system for the dampers.
- Development of two self-adaptive MRF dampers: self-powered and stroke-by-activated MRF dampers.
- Experimental validation of the dampers on a prototype washing machine.

The novel contributions of this thesis can be listed as follows:

1. New dampers in shear-mode featuring smart materials, SMA and MRF;
2. A new parametric dynamic model that can predict accurately the nonlinear hysteresis behavior of the dampers;
3. A control system for the dampers with simple structure and low cost;
4. A MRF damper with self-powered ability that can adapt itself to external excitations to produce appropriate damping levels without any control;
5. Development of a novel self-adaptive MRF damper with stroke-by-activated ability that has low cost and possesses displacement-dependent damping characteristic consisting well with operation of washing machines.

Firstly, an overview of front-loaded washing machine suspensions and smart material dampers is introduced. Based on the quasi-static model and dynamic

modeling of the tube assembly, the smart material dampers are configured. The first researched smart material is SMA. SMA can remember its original shape and return to this shape when heated, thereby producing a large actuating force. A prototype SMA damper is designed, manufactured and experimentally evaluated on a test rig. Three models, including Bingham, Bouc–Wen models and the proposed model in the author’s published paper [3], are employed to predict the nonlinear hysteresis behavior of the damper.

MRF is the second studied smart material. When subjected to external magnetic field, MRF solidifies and resists relative movement, thereby generating damping force. To achieve best performance, the MRF damper design is optimized considering active damping force, off–state force, size, installability and cost. Based on the optimal solution, a MRF damper prototype is designed, manufactured and tested. A new dynamic model is proposed to predict the damper hysteresis phenomenon. The proposed model is compared with the general Spencer’s model and the original Pan’s model. A simple and economical semi–active control system for the washing machines installed with the MRF dampers is then designed, simulated and assessed.

From the aspects of compact structure and low cost, two self–adaptive MRF dampers are developed in the subsequent part of the thesis. These dampers can adjust damping force itself to external excitations to suppress vibration without any control. The first type is the self–powered MRF damper that comes from the idea of converting wasted system vibration into electrical energy to power the damper. The second type is the stroke–by–activated MRF damper that possesses displacement–based damping characteristic. Both are optimized to obtain best performance. Prototypes of the dampers are also fabricated and assessed on the test rig.

All the dampers are installed and tested on a prototype front–loaded washing machine to evaluate their operating efficiency. The experimental results show that the vibrations of the washing machine featuring the smart material dampers are considerably reduced as compared with those using commercial passive dampers, thereby certificating the feasibility of the proposed dampers.

MỤC LỤC

| TRANG TỰA | TRANG |
|---|--------------|
| Quyết định giao đề tài | |
| Lý lịch khoa học..... | i |
| Lời cam đoan..... | v |
| Cảm tạ | vi |
| Tóm tắt | vii |
| Mục lục..... | xi |
| Danh sách các ký hiệu khoa học và chữ viết tắt | xv |
| Danh sách các hình..... | xxiii |
| Danh sách các bảng..... | xxviii |
| MỞ ĐẦU | xxix |
| 1. Lý do chọn đề tài..... | xxix |
| 2. Mục đích nghiên cứu..... | xxix |
| 3. Nhiệm vụ nghiên cứu | xxix |
| 4. Phạm vi nghiên cứu..... | xxx |
| 5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu | xxx |
| 6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài nghiên cứu | xxx |
| 7. Cấu trúc của luận án..... | xxxix |
| Chương 1. TỔNG QUAN | 1 |
| 1.1 Giới thiệu | 1 |
| 1.2 Các công trình nghiên cứu khoa học..... | 3 |
| 1.2.1 Các nghiên cứu về kiểm soát rung động của máy giặt..... | 3 |
| a) Phương pháp thứ nhất: kiểm soát sự cân bằng của khối lồng giặt để triệt tiêu nguồn gốc gây ra rung động | 4 |

| | |
|--|-----------|
| b) Phương pháp thứ hai: rung động của máy giặt được loại bỏ nhờ vào hệ thống giảm chấn | 4 |
| 1.2.2 Các nghiên cứu về mô hình của giảm chấn | 10 |
| a) Nhóm thứ nhất: các mô hình giả tĩnh..... | 10 |
| b) Nhóm thứ hai: các mô hình động lực học | 10 |
| 1.2.3 Các nghiên cứu về hệ thống điều khiển giảm chấn | 11 |
| 1.3 Tính cấp thiết của đề tài | 12 |
| 1.4 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài | 13 |
| 1.5 Mục đích và đối tượng nghiên cứu | 14 |
| 1.6 Nhiệm vụ và phạm vi nghiên cứu | 14 |
| 1.7 Phương pháp nghiên cứu | 15 |
| Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT | 16 |
| 2.1 Hợp kim nhớ hình (SMA)..... | 16 |
| 2.1.1 Giới thiệu | 16 |
| 2.1.2 Hiệu quả nhớ hình (SME) | 18 |
| 2.1.3 Đặc tính giả đàn hồi..... | 20 |
| 2.1.4 Ứng xử của bộ phát động lò xo SMA..... | 21 |
| 2.2 Lưu chất từ biến (MRF) | 23 |
| 2.2.1 Giới thiệu | 23 |
| 2.2.2 Đặc tính lưu biến của MRF | 24 |
| 2.2.3 Phân tích dòng chảy MRF trong khe hở và tính toán lực giảm chấn..... | 28 |
| 2.2.4 Tính toán từ trường cho các thiết bị MRF | 30 |
| a) Phương pháp giải tích | 30 |
| b) Phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) | 31 |
| 2.2.5 Phương pháp tối ưu hóa thiết kế của giảm chấn MRF..... | 32 |
| 2.3 Mô hình động lực học của máy giặt..... | 35 |
| 2.4 Sự truyền dẫn lực từ khối lồng giặt sang khung máy | 38 |
| 2.5 Tính toán lực giảm chấn cần thiết cho máy giặt | 39 |

| | | |
|------------------|---|-----------|
| 2.6 | Tổng kết | 40 |
| Chương 3. | GIẢM CHẤN HỢP KIM NHỚ HÌNH..... | 41 |
| 3.1 | Giới thiệu | 41 |
| 3.2 | Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn SMA | 42 |
| 3.3 | Mô hình hóa giảm chấn SMA..... | 42 |
| 3.3.1 | Đặc tính lò xo SMA..... | 42 |
| 3.3.2 | Thiết kế giảm chấn SMA..... | 44 |
| 3.4 | Đánh giá thực nghiệm giảm chấn SMA..... | 46 |
| 3.5 | Mô hình trễ phi tuyến của giảm chấn SMA | 49 |
| 3.6 | Thử nghiệm trên máy giặt cửa trước..... | 53 |
| 3.7 | Tổng kết | 56 |
| Chương 4. | GIẢM CHẤN LƯU CHẤT TỪ BIẾN..... | 58 |
| 4.1 | Giới thiệu | 58 |
| 4.2 | Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn MRF | 58 |
| 4.3 | Mô hình hóa giảm chấn MRF | 59 |
| 4.4 | Đánh giá thực nghiệm giảm chấn MRF | 65 |
| 4.5 | Mô hình trễ phi tuyến của giảm chấn MRF | 67 |
| 4.5.1 | Thiết lập mô hình..... | 67 |
| 4.5.2 | Kết quả và nhận xét | 77 |
| 4.6 | Hệ thống kiểm soát rung động của máy giặt lắp giảm chấn MRF..... | 83 |
| 4.6.1 | Thiết kế hệ thống..... | 83 |
| 4.6.2 | Kết quả và nhận xét | 86 |
| 4.7 | Tổng kết | 89 |
| Chương 5. | GIẢM CHẤN LƯU CHẤT TỪ BIẾN TỰ ĐÁP ỨNG | 92 |
| 5.1 | Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng..... | 92 |
| 5.1.1 | Giới thiệu | 92 |
| 5.1.2 | Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn MRF tự cấp năng lượng | 93 |

| | | |
|---|---|------------|
| 5.1.3 | Mô hình hóa giảm chấn MRF tự cấp năng lượng..... | 94 |
| a) | Bộ phận thu thập năng lượng (EH) | 94 |
| b) | Bộ phận giảm chấn MR | 97 |
| 5.1.4 | Đánh giá thực nghiệm giảm chấn MRF tự cấp năng lượng | 98 |
| a) | Hiệu năng bộ phận thu thập năng lượng | 99 |
| b) | Hiệu năng giảm chấn dưới từ trường không đổi..... | 99 |
| c) | Khả năng tự đáp ứng lực giảm chấn | 100 |
| 5.1.5 | Cải tiến giảm chấn MRF tự cấp năng lượng với 4 cuộn dây cảm ứng | 102 |
| 5.2 | Giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 106 |
| 5.2.1 | Giới thiệu | 106 |
| 5.2.2 | Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 108 |
| 5.2.3 | Mô hình hóa giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 109 |
| 5.2.4 | Đánh giá thực nghiệm giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình..... | 114 |
| 5.3 | Tổng kết | 118 |
| Chương 6. | KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN..... | 120 |
| 6.1 | Kết luận | 120 |
| 6.2 | Hướng phát triển | 125 |
| TÀI LIỆU THAM KHẢO | | 128 |
| DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ | | 142 |

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU KHOA HỌC VÀ CHỮ VIẾT TẮT

KÝ HIỆU KHOA HỌC

| | |
|---|---|
| A | Tham số trẻ |
| A_0 | Hệ số đặc tả hình dạng đường cong trẻ |
| A_c | Tiết diện mặt cắt ngang của cuộn dây |
| A_f | Nhiệt độ kết thúc chuyển pha Austenite |
| A_{gm} | Diện tích bề mặt trụ của khe hở không khí |
| A_k, A_i | Tiết diện mặt cắt ngang của đoạn thứ k, i |
| A_l | Diện tích của toàn bộ phần trực tiếp xúc với MRF trong khe hở |
| $A_{l.off}$ | Diện tích của phần trực tiếp xúc với MRF không kích hoạt |
| $A_{l.on}$ | Diện tích của phần trực tiếp xúc với MRF kích hoạt |
| A_m | Tiết diện mặt cắt ngang của nam châm |
| A_{MR} | Tiết diện mặt cắt ngang của đoạn MRF kích hoạt |
| A_r | Tiết diện ngang của O-ring |
| A_s | Nhiệt độ bắt đầu chuyển pha Austenite |
| B | Tham số độ cứng |
| B_k | Mật độ từ thông trong đoạn thứ k |
| B_m | Mật độ từ thông trung bình |
| B_{MR} | Mật độ từ thông trong vùng MRF kích hoạt |
| B_{rem} | Mật độ từ thông dư |
| c | Hệ số giảm chấn của mỗi giảm chấn |
| c_0 | Hệ số giảm chấn |
| c_{eq} | Hệ số giảm chấn tương đương |
| $c_i, k_i, S_{a,i}, S_{b,i}, B_i, C_i, D_i, E_i, H_i$ | Các hệ số xác định các tham số của mô hình đề xuất |
| c_{pass} | Hệ số giảm chấn bị động tương đương |
| C | Tham số hình dạng |

| | |
|-----------------|--|
| C_s, C_{sky} | Các hệ số điều khiển |
| $d^{(j)}$ | Vector chỉ phương |
| d_w | Đường kính dây đồng |
| D | Tham số lực đỉnh |
| D_m | Hệ số động |
| E | Tham số độ cong |
| E_{emf} | Điện áp cảm ứng của cuộn dây cảm ứng |
| E_i | Điện áp cảm ứng trong cuộn dây hoạt động thứ i |
| E_t | Sai số chuẩn hóa giữa lực mô phỏng và thực nghiệm theo thời gian |
| E_u | Sai số chuẩn hóa giữa lực mô phỏng và thực nghiệm theo chuyển vị |
| $E_{\dot{u}}$ | Sai số chuẩn hóa giữa lực mô phỏng và thực nghiệm theo vận tốc |
| f | Tần số |
| f_0 | Lực chênh lệch ban đầu |
| f_1, f_2, f_3 | Các hệ số xác định lực giảm chấn kích hoạt |
| f_c | Lực ma sát trên một đơn vị chiều dài gây bởi sự nén chặt O-ring |
| f_d | Lực truyền dẫn qua giảm chấn |
| f_f | Lực ma sát gây bởi ứng suất chảy |
| f_h | Lực ma sát do áp suất lưu chất tác động lên một đơn vị tiết diện ngang |
| f_k | Lực truyền dẫn qua lò xo |
| f_u | Lực kích thích gây bởi khối lượng mất cân bằng theo phương u |
| F_0 | Lực không tải |
| F_c | Lực giảm chấn điều khiển mong muốn |
| F_d | Lực giảm chấn kích hoạt |
| F_{eq} | Lực giảm chấn tương đương |
| F_{exp} | Lực đo đạc thực nghiệm |
| F_f | Lực ma sát giữa các bộ phận chuyển động tương đối với nhau |
| F_m | Lực mô phỏng |
| F_{MR} | Lực giảm chấn kích hoạt được điều khiển |
| F_N | Phản lực do vỏ hộp tác động ngược lại bốn miếng nêm |

| | |
|------------|---|
| F_{or} | Lực ma sát Coulomb giữa trục và mỗi O-ring |
| F_{pass} | Lực giảm chấn bị động |
| F_r | Lực giảm chấn cần thiết cho máy giặt |
| F_{spr} | Lực lò xo hồi phục |
| F_{SMA} | Lực phát động của các lò xo SMA |
| F_t | Biên độ của tổng lực truyền dẫn |
| F_u | Biên độ lực kích thích |
| F_w | Lực do bốn miếng nệm tác động lên bộ phát động |
| F_η | Lực giảm chấn nhớt |
| F_τ | Lực giảm chấn gây bởi ứng suất chảy |
| g_i | Biến trạng thái (ràng buộc) |
| G_c | Bộ điều khiển sớm pha |
| h | Hệ số đặc tả hình dạng đường cong trễ |
| h_c | Chiều cao của cuộn dây từ tính |
| h_{cm} | Chiều cao của cuộn dây cảm ứng |
| h_{ch} | Chiều cao vát của cuộn dây từ tính |
| H | Tham số độ sắc |
| H_{coe} | Độ kháng từ của nam châm |
| H_k | Cường độ từ trường trong đoạn thứ k của mạch từ |
| H_{MR} | Cường độ từ trường trong vùng MRF kích hoạt |
| I | Cường độ dòng điện |
| I_c | Cường độ dòng điện điều khiển |
| j | Vòng lặp |
| k | Độ cứng của mỗi lò xo |
| k_0 | Hệ số độ cứng |
| k_{spr} | Độ cứng của lò xo hồi phục |
| K | Tham số của lưu chất |
| K_c | Hệ số điều khiển |
| l_k, l_i | Chiều dài hiệu quả của đoạn thứ k, i |

| | |
|-------------|--|
| l_m | Chiều dài của nam châm |
| l_{MR} | Chiều dài của đoạn MRF kích hoạt |
| l_p | Chiều dài cực từ |
| L | Chiều dài của toàn bộ khe hở MRF |
| L_{off} | Chiều dài của MRF không kích hoạt |
| L_{on} | Chiều dài của MRF kích hoạt |
| L_r | Chiều dài của bề mặt cao su làm kín |
| L_s | Chiều dài của đoạn trục cuối |
| m | Khối lượng của khối lồng giặt |
| m_u | Khối lượng mất cân bằng |
| M_f | Nhiệt độ kết thúc chuyển pha Martensite |
| M_s | Nhiệt độ bắt đầu chuyển pha Martensite |
| n | Số điểm dữ liệu |
| N | Số vòng quấn của cuộn dây cảm ứng |
| N_{turns} | Số vòng quấn dây |
| OBJ | Hàm mục tiêu |
| OBJ_0 | Hàm mục tiêu tham chiếu |
| p | Tham số của lưu chất |
| p_c | Bước của rãnh cuộn dây cảm ứng |
| p_m | Bước của cặp cực từ |
| P | Công suất |
| P_1, P_2 | Công suất của cuộn dây 1 và 2 |
| P_g | Hàm phạt mở rộng cho biến trạng thái g_i |
| P_x | Hàm phạt cho biến thiết kế x_i |
| q | Tham số bề mặt đáp ứng kiểm soát sự thỏa mãn ràng buộc |
| Q | Hàm mục tiêu không thứ nguyên, không ràng buộc |
| r_i | Bán kính trong của nam châm |
| r_j | Tham số thuật toán |
| r_j^{FR} | Tham số thuật toán theo công thức Fletcher–Reeves |

| | |
|------------|--|
| r_j^{PR} | Tham số thuật toán theo công thức Polak–Ribiere |
| r_o | Bán kính ngoài của nam châm |
| r_s | Bán kính của trục |
| r_ω | Tỉ lệ tần số góc |
| R | Bán kính của giảm chấn |
| R_c | Điện trở của mỗi cuộn dây |
| R_u | Bán kính tính từ trục xoay của khối lượng mất cân bằng |
| s | Biến Laplace |
| s_j | Tham số tìm kiếm đường thẳng |
| S | Hàm dòng điện xác định hình dạng “S” trong miền trước khi chảy |
| S_a, S_b | Các tham số trễ |
| t | Thời gian |
| t_g | Bề dày của khe hở MRF |
| t_{gm} | Bề dày của khe hở không khí |
| t_o | Bề dày của vỏ trượt của bộ phận giảm chấn MR |
| t_{om} | Bề dày của vỏ trượt của bộ phận EH |
| t_w | Bề dày thành mỏng của bộ phận giảm chấn MR |
| t_{wm} | Bề dày thành mỏng của bộ phận EH |
| T | Chu kỳ |
| T_c | Hệ số điều khiển |
| T_f | Khả năng truyền lực từ khối lồng giặt sang khung máy |
| u | Chuyển vị |
| w_c | Chiều rộng của cuộn dây từ tính |
| w_{cm} | Chiều rộng của cuộn dây cảm ứng |
| w_{ch} | Chiều rộng vát của cuộn dây từ tính |
| W_d | Công trong một chu kỳ sinh ra bởi giảm chấn |
| x_i | Biến thiết kế |
| X | Biên độ dao động của khối lồng giặt |
| Y | Một trong các thuộc tính lưu biến của MRF (ứng suất chảy, độ nhớt) |

| | |
|----------------------|---|
| Y_0 | Giá trị khi không có từ trường |
| Y_∞ | Giá trị bão hòa |
| z | Biến độc lập |
| z_{BW} | Biến tiến hóa Bouc–Wen |
| Z | Một trong các tham số cơ bản của mô hình đề xuất |
| $Z_{exp,i}$ | Giá trị thực nghiệm thứ i |
| $Z_{m,i}$ | Giá trị mô phỏng thứ i |
| α | Góc côn của miếng nêm |
| α_0 | Hệ số đặc tả hình dạng đường cong trề |
| α_1, α_2 | Các góc giữa phương của lò xo và phương y |
| α_c | Hệ số điều khiển |
| α_{SY} | Chỉ số moment bão hòa của thông số Y |
| β | Hệ số đặc tả hình dạng đường cong trề |
| β_1, β_2 | Các góc giữa phương của giảm chấn và phương y |
| γ | Biến dạng trượt |
| δ | Hệ số đặc tả hình dạng đường cong trề |
| Δ_{spr} | Chuyển vị của lò xo hồi phục |
| Δ_w | Chuyển vị của các miếng nêm |
| η | Độ nhớt của MRF |
| θ | Góc pha |
| λ | Hiệu suất từ thông |
| μ | Hệ số ma sát giữa vật liệu làm miếng nêm và vật liệu làm vỏ hộp |
| μ_0 | Độ từ thẩm của không khí |
| μ_d | Độ từ thẩm tương đối của vật liệu thiết bị MRF |
| μ_{exp} | Lực đo đặc thực nghiệm trung bình |
| μ_k, μ_i | Độ từ thẩm tương đối của vật liệu đoạn thứ k, i |
| μ_{MR} | Độ từ thẩm tương đối của MRF |
| ζ | Tỉ số cản |
| σ^{Af} | Ứng suất kết thúc chuyển pha Austenite |

| | |
|---------------|--|
| σ^{As} | Ứng suất bắt đầu chuyển pha Austenite |
| σ^{Mf} | Ứng suất kết thúc chuyển pha Martensite |
| σ^{Ms} | Ứng suất bắt đầu chuyển pha Martensite |
| σ_f | Ứng suất kết thúc tái định hướng detwinning |
| σ_s | Ứng suất bắt đầu tái định hướng detwinning |
| τ | Ứng suất trượt |
| τ_{xy} | Ứng suất trượt nhớt của MRF |
| τ_y | Ứng suất chảy của MRF |
| φ | Góc giữa phương bất kỳ u đang xét dao động và phương x |
| φ_0 | Góc pha ban đầu của cuộn dây cảm ứng |
| Φ | Từ thông |
| Φ_g | Từ thông xuyên qua khe hở giữa các nam châm và lõi stator |
| ω | Tần số góc kích thích |
| ω_d | Tần số góc giảm chấn |
| ω_n | Tần số góc tự nhiên |

CHỮ VIẾT TẮT

| | |
|------|---|
| 2D | Không gian hai chiều (two-dimensional space) |
| 3D | Không gian ba chiều (three-dimensional space) |
| DAQ | Thu thập dữ liệu (Data acquisition) |
| DV | Biến thiết kế (Design variable) |
| EH | Thu thập năng lượng (Energy-harvesting) |
| ERF | Lưu chất điện biến (Electro-rheological fluid) |
| FE | Phần tử hữu hạn (Finite element) |
| FEA | Phân tích phần tử hữu hạn (Finite element analysis) |
| FEM | Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite element method) |
| FR | Fletcher-Reeves |
| LVDT | Cảm biến chuyển vị (Linear variable differential transformer) |
| MR | Từ biến (Magneto-rheological) |

| | |
|------|--|
| MRF | Lưu chất từ biến (Magneto–rheological fluid) |
| MSMA | Hợp kim nhớ hình từ biến (Magnetic shape memory alloy) |
| OBJ | Hàm mục tiêu (Objective function) |
| PR | Polak–Ribiere |
| SMA | Hợp kim nhớ hình (Shape memory alloy) |
| SME | Hiệu quả nhớ hình (Shape memory effect) |

DANH SÁCH CÁC HÌNH

| HÌNH | TRANG |
|---|-------|
| Hình 1.1: Mô hình 3D của máy giặt cửa trước | 1 |
| Hình 1.2: Sự truyền dẫn lực với các mức độ giảm chấn khác nhau | 2 |
| Hình 1.3: Máy giặt lắp bộ cân bằng thủy lực | 3 |
| Hình 1.4: Hệ thống cân bằng hai khối lượng..... | 4 |
| Hình 1.5: Giảm chấn SMA (Zuo và các cộng sự) | 5 |
| Hình 1.6: Giảm chấn SMA (Qian và các cộng sự)..... | 6 |
| Hình 1.7: Giảm chấn MRF ống xoắn | 7 |
| Hình 1.8: Giảm chấn MRF kiểu dòng chảy..... | 8 |
| Hình 1.9: Giảm chấn MRF kiểu trượt | 9 |
| Hình 2.1: Sự chuyển pha gây ra bởi nhiệt độ của SMA..... | 17 |
| Hình 2.2: Hiệu quả nhớ hình của SMA biểu thị quá trình detwinning khi chịu tải cơ học | 18 |
| Hình 2.3: Hiệu quả nhớ hình của SMA biểu thị quá trình dỡ tải và sau đó cấp nhiệt chuyển thành Austenite..... | 19 |
| Hình 2.4: Dữ liệu ứng suất – biến dạng – nhiệt độ thể hiện hiệu quả nhớ hình của NiTi SMA | 19 |
| Hình 2.5: Đường tải cơ nhiệt thể hiện đặc tính giả đàn hồi của SMA | 20 |
| Hình 2.6: Chu trình tải giả đàn hồi điển hình của SMA..... | 21 |
| Hình 2.7: Ứng xử của lò xo phát động SMA..... | 22 |
| Hình 2.8: Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của MRF | 23 |
| Hình 2.9: Các kiểu hoạt động của MRF | 24 |
| Hình 2.10: Biến thiên ứng suất trượt và độ nhớt biểu kiến theo biến dạng trượt của MRF dưới tác dụng của các từ trường khác nhau..... | 25 |
| Hình 2.11: Các mô hình nhót dẻo thường sử dụng để đặc tả MRF..... | 26 |
| Hình 2.12: Mô hình từ hóa của Zubietta và các cộng sự..... | 27 |

| | |
|--|----|
| Hình 2.13: Đặc tính dòng chảy của MRF trong khe hở | 29 |
| Hình 2.14: Các thành phần của lực giảm chấn MRF..... | 29 |
| Hình 2.15: Lưu đồ tối ưu thiết kế của giảm chấn MRF..... | 33 |
| Hình 2.16: Mô hình 2D đơn giản của máy giặt cửa trước..... | 35 |
| Hình 2.17: Khả năng truyền lực từ khối lồng giặt sang khung máy | 39 |
| Hình 3.1: Thiết kế 2D của giảm chấn SMA | 42 |
| Hình 3.2: Hệ thống thí nghiệm xác định đặc tính lò xo SMA..... | 43 |
| Hình 3.3: Ứng xử thực nghiệm của ba mẫu lò xo SMA..... | 44 |
| Hình 3.4: Hệ lực cân bằng của giảm chấn SMA | 45 |
| Hình 3.5: Giảm chấn SMA mẫu và các bộ phận của giảm chấn | 46 |
| Hình 3.6: Sơ đồ thí nghiệm kiểm tra đặc tính kỹ thuật của giảm chấn kiểu trượt | 47 |
| Hình 3.7: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn SMA ở tần số 2 Hz..... | 48 |
| Hình 3.8: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn SMA ở các tần số khác | 48 |
| Hình 3.9: Các mô hình trễ phi tuyến cho giảm chấn SMA | 50 |
| Hình 3.10: So sánh ứng xử của ba mô hình và thực nghiệm ở tần số 2 Hz | 51 |
| Hình 3.11: So sánh ứng xử của ba mô hình và thực nghiệm ở các tần số khác..... | 52 |
| Hình 3.12: Hệ thống đánh giá thực nghiệm trên máy giặt mẫu | 53 |
| Hình 3.13: Quá trình vắt – sấy của máy giặt | 53 |
| Hình 3.14: Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn SMA | 54 |
| Hình 3.15: Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn SMA | 55 |
| Hình 4.1: Thiết kế 2D của giảm chấn MRF kiểu trượt..... | 59 |
| Hình 4.2: Kích thước hình học cơ bản của giảm chấn MRF..... | 60 |
| Hình 4.3: Lực ma sát gây bởi sự nén chặt O–ring..... | 61 |
| Hình 4.4: Mô hình hóa giảm chấn MRF trên ANSYS | 62 |
| Hình 4.5: Thiết kế của giảm chấn MRF tối ưu | 64 |
| Hình 4.6: Giảm chấn MRF mẫu và các bộ phận của giảm chấn | 65 |

| | | |
|-------------------|--|----|
| Hình 4.7: | Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các dòng điện khác nhau | 66 |
| Hình 4.8: | Sơ đồ mô hình trễ của Pan..... | 68 |
| Hình 4.9: | Sơ đồ mô hình trễ đề xuất..... | 68 |
| Hình 4.10: | Đường cong trên xây dựng từ hàm sin gốc của Magic Formula..... | 69 |
| Hình 4.11: | Ảnh hưởng của tham số C và E đến hình dạng đường cong | 70 |
| Hình 4.12: | (a) Độ sắc của đường cong tăng tương ứng với tham số H và (b) Ảnh hưởng của số mũ hàm “arctan” theo sau H | 71 |
| Hình 4.13: | Biến thiên của các tham số $c_0, k_0, S_a, S_b, B, C, D, E$ và H theo cường độ dòng điện và tần số kích thích | 72 |
| Hình 4.14: | So sánh ứng xử của mô hình đề xuất với thực nghiệm ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau | 75 |
| Hình 4.15: | So sánh ứng xử của ba mô hình với thực nghiệm ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau | 76 |
| Hình 4.16: | Ảnh hưởng của tham số H đến đường cong trễ trong miền lực – vận tốc ở cường độ dòng điện 1 A | 77 |
| Hình 4.17: | So sánh ứng xử của ba mô hình với thực nghiệm ở các điều kiện kích thích khác..... | 78 |
| Hình 4.18: | Sai số của ba mô hình với thực nghiệm ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau | 79 |
| Hình 4.19: | Sai số của ba mô hình với thực nghiệm ở tần số 8 Hz, biên độ 11,7 mm với các kích thích dòng điện khác nhau | 80 |
| Hình 4.20: | Sơ đồ khối hệ thống điều khiển lực giảm chấn | 81 |
| Hình 4.21: | Ứng xử lực giảm chấn của ba mô hình so với lực mục tiêu ở tần số 2 Hz và biên độ 20 mm | 82 |
| Hình 4.22: | Mô hình đơn giản của máy giặt lắp giảm chấn MRF | 83 |
| Hình 4.23: | Sơ đồ khối hệ thống điều khiển rung động của máy giặt sử dụng giảm chấn MRF | 84 |
| Hình 4.24: | Thành phần cảm biến tích hợp vào giảm chấn MRF | 85 |

| | |
|--|-----|
| Hình 4.25: Ứng xử mô phỏng của hệ thống trong miền thời gian và tốc độ quay | 87 |
| Hình 4.26: Ứng xử mô phỏng của hệ thống trong miền tần số | 87 |
| Hình 4.27: Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF | 88 |
| Hình 4.28: Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF..... | 89 |
| Hình 5.1: Thiết kế 2D của giảm chấn MRF tự cấp năng lượng | 93 |
| Hình 5.2: Kích thước hình học cơ bản của bộ phận EH..... | 94 |
| Hình 5.3: Mô hình hóa bộ phận EH..... | 97 |
| Hình 5.4: Mô hình hóa bộ phận giảm chấn MR | 98 |
| Hình 5.5: Giảm chấn mẫu và các bộ phận của giảm chấn..... | 99 |
| Hình 5.6: Điện áp cảm ứng của các cuộn dây ở tần số 2,4 Hz | 100 |
| Hình 5.7: Công suất của bộ phận EH ở tần số 2,4 Hz | 100 |
| Hình 5.8: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF không có bộ phận EH ở tần số 2,4 Hz với các dòng điện không đổi 0, 0,2, 0,34 (nét liền từ trong ra ngoài) và 0,4 A (nét đứt) | 101 |
| Hình 5.9: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF kết nối với bộ phận EH ở tần số 2,4 Hz..... | 101 |
| Hình 5.10: Giảm chấn mẫu 4 cuộn dây và các bộ phận của giảm chấn | 103 |
| Hình 5.11: So sánh ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF 7 cuộn dây và 4 cuộn dây cảm ứng..... | 103 |
| Hình 5.12: Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây cảm ứng..... | 104 |
| Hình 5.13: Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây cảm ứng | 105 |
| Hình 5.14: Kết cấu và nguyên lý hoạt động của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 107 |
| Hình 5.15: Kích thước hình học cơ bản của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 108 |

| | | |
|-------------------|--|-----|
| Hình 5.16: | Mô hình FE của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình..... | 109 |
| Hình 5.17: | Tối ưu hóa giảm chấn bằng phương pháp sub–problem | 111 |
| Hình 5.18: | Tối ưu hóa giảm chấn bằng phương pháp first–order | 112 |
| Hình 5.19: | Mô hình hóa giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 113 |
| Hình 5.20: | Thiết kế của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình..... | 113 |
| Hình 5.21: | Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình ở tần số 2 Hz..... | 114 |
| Hình 5.22: | Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình ở các tần số cao | 115 |
| Hình 5.23: | Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 116 |
| Hình 5.24: | Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 117 |

DANH SÁCH CÁC BẢNG

| BẢNG | TRANG |
|--|--------------|
| Bảng 2.1: Thuộc tính lưu biến của các MRF..... | 28 |
| Bảng 2.2: Thông số thực nghiệm với máy giặt mẫu Samsung WF8690NGW..... | 36 |
| Bảng 3.1: Kích thước hình học của các mẫu thử lò xo SMA | 43 |
| Bảng 3.2: Các tham số ước lượng của ba mô hình ở tần số kích thích 2 Hz.... | 51 |
| Bảng 3.3: Sai số chuẩn hóa giữa ứng xử thực nghiệm và ứng xử dự đoán bởi ba mô hình | 52 |
| Bảng 3.4: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn SMA | 56 |
| Bảng 4.1: Các thông số tối ưu của giảm chấn MRF | 63 |
| Bảng 4.2: Giá trị các hệ số trong phương trình (4.7 – 4.15)..... | 74 |
| Bảng 4.3: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF..... | 90 |
| Bảng 5.1: Các thông số tối ưu của bộ phận EH | 96 |
| Bảng 5.2: Các thông số tối ưu của bộ phận giảm chấn MR..... | 98 |
| Bảng 5.3: Các thông số tối ưu của bộ phận EH 4 cuộn dây cảm ứng..... | 102 |
| Bảng 5.4: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây cảm ứng | 106 |
| Bảng 5.5: Kết quả tối ưu của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình..... | 110 |
| Bảng 5.6: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình..... | 118 |
| Bảng 6.1: So sánh các loại giảm chấn vật liệu thông minh | 123 |

MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

Rung động của máy giặt luôn là thách thức lớn với các nhà khoa học. Đặc biệt trong máy giặt cửa trước, rung động càng khó kiểm soát do tác dụng trọng lực của khối quần áo giặt mất cân bằng. Rung động khiến máy giặt dịch chuyển trên nền nhà gây ra tiếng ồn và cảm giác khó chịu cho người sử dụng, đồng thời làm giảm tuổi thọ của máy. Các giảm chấn bị động đang dùng trong máy giặt có thể hạn chế được cộng hưởng của máy giặt ở tần số thấp, nhưng lại gây ra sự truyền dẫn lực từ trống giặt sang khung máy ở tần số cao do không thể thay đổi được hệ số giảm chấn. Vì thế, để hạn chế hiệu quả rung động của máy giặt trong suốt quá trình hoạt động, cần phát triển một hệ thống giảm chấn với hệ số giảm chấn có thể kiểm soát được. Cùng với sự phát triển của khoa học công nghệ, các vật liệu thông minh đã ra đời. Vật liệu thông minh cho phép hiệu chỉnh linh hoạt đặc tính của thiết bị sử dụng và là chìa khóa cho hệ thống giảm chấn bán chủ động nêu trên.

2. Mục đích nghiên cứu

Phát triển hệ thống giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh có thể kiểm soát hiệu quả rung động của máy giặt cửa trước trong suốt quá trình hoạt động.

3. Nhiệm vụ nghiên cứu

- Thiết kế hệ thống giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh.
- Xây dựng mô hình ứng xử của giảm chấn.
- Thiết kế hệ thống kiểm soát rung động của máy giặt cửa trước lắp giảm chấn vật liệu thông minh.
- Phát triển hệ thống giảm chấn tự đáp ứng với kích thích ngoài.
- Thử nghiệm giảm chấn vật liệu thông minh trên máy giặt cửa trước mẫu và so sánh hiệu quả giảm rung động với giảm chấn bị động.

4. Phạm vi nghiên cứu

- Hệ thống giảm chấn cho máy giặt cửa trước.
- Hai loại vật liệu thông minh được nghiên cứu ứng dụng vào giảm chấn là hợp kim nhớ hình (SMA) và lưu chất từ biến (MRF).
- Nghiên cứu mô hình giả tĩnh cho bài toán thiết kế và mô hình động lực học tham số để dự đoán ứng xử của giảm chấn ở trạng thái ổn định, không nghiên cứu mô hình động lực học phi tham số.
- Điều khiển thông qua giao tiếp máy tính.

5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu

Hướng tiếp cận:

- Trước tiên phân tích sự ứng dụng của SMA và MRF vào hệ thống giảm chấn, từ đó tìm ra các ưu điểm, khuyết điểm và đề xuất khả năng cải tiến để phù hợp hơn cho việc áp dụng giải quyết vấn đề rung động của máy giặt cửa trước.
- Từ việc xây dựng mô hình toán học, bài toán thiết kế được phân tích, mô phỏng số và tối ưu hóa. Kết quả được kiểm chứng bằng các thực nghiệm.
- So sánh với hệ thống giảm chấn bị động thương mại đang được lắp trong máy giặt và đánh giá kết quả đạt được.


Các phương pháp nghiên cứu được sử dụng:

- Phương pháp kế thừa và tham kiến chuyên gia.
- Phương pháp phân tích, phản biện.
- Phương pháp mô hình hóa dùng giải tích và tính toán số.
- Phương pháp thống kê kinh nghiệm, thử sai.
- Phương pháp thực nghiệm.

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

Ý nghĩa khoa học:

- Sự phát triển của hai loại giảm chấn vật liệu thông minh (SMA và MRF) trong luận án góp phần giải quyết bài toán rung động của máy giặt cửa trước.
- Luận án đóng góp một mô hình ứng xử trễ với độ chính xác cao cho các bài toán thiết kế điều khiển, phản hồi hay nhận dạng hệ thống.
- Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng được nghiên cứu trong đề tài giúp giải quyết vấn đề về năng lượng, kết cấu và chi phí.
- Đặc biệt, sự phát triển của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình không chỉ đưa ra lời giải tối ưu về kết cấu và chi phí mà còn cung cấp khả năng vận hành hiệu quả cho máy giặt.
- Tính khả thi của các giảm chấn trong đề tài nghiên cứu được kiểm chứng bằng các thực nghiệm trên máy giặt mẫu.

 Ý nghĩa thực tiễn:

- Mô hình trễ được đề xuất trong luận án có thể được áp dụng để điều khiển chính xác các cơ cấu phản hồi lực hay cánh tay máy robot.
- Các giảm chấn MRF tự đáp ứng với giá thành khá rẻ sẽ có nhiều khả năng được sử dụng trong thực tế, không chỉ cho máy giặt mà còn có thể ứng dụng trong hệ thống giảm chấn của xe máy, xe ô tô, càn đáp máy bay hay các công trình xây dựng.

7. Cấu trúc của luận án

Mở đầu

Chương 1: Tổng quan

Chương 2: Cơ sở lý thuyết

Chương 3: Giảm chấn hợp kim nhớ hình

Chương 4: Giảm chấn lưu chất từ biến

Chương 5: Giảm chấn lưu chất từ biến tự đáp ứng

Chương 6: Kết luận và hướng phát triển

Tài liệu tham khảo

Danh mục các công trình đã công bố

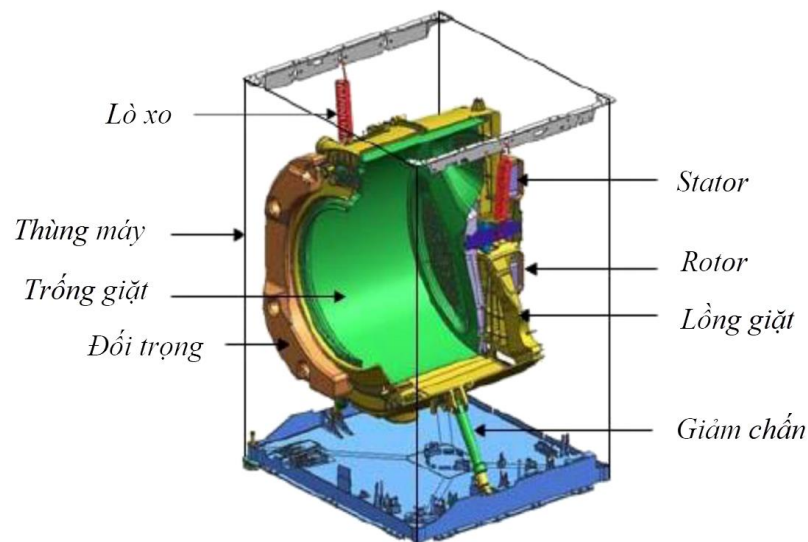
Chương 1

TỔNG QUAN

Chương 1 của đề tài trình bày tổng quan về hệ thống giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh của máy giặt cửa trước. Đầu tiên, vấn đề rung động của máy giặt và các phương pháp kiểm soát rung động sẽ được nghiên cứu. Tiếp theo, hai loại vật liệu thông minh (hợp kim nhớ hình và lưu chất từ biến) được giới thiệu, đồng thời các công trình nghiên cứu trước đây về hệ thống giảm chấn vật liệu thông minh, mô hình trễ và hệ thống điều khiển cũng được xem xét kỹ. Dựa trên sự phân tích, định hướng nghiên cứu của đề tài được trình bày, song song đó là sự nêu bật tính cấp thiết, ý nghĩa khoa học và thực tiễn. Cuối cùng, mục đích, đối tượng, nhiệm vụ, phạm vi và phương pháp nghiên cứu được làm rõ.

1.1 Giới thiệu

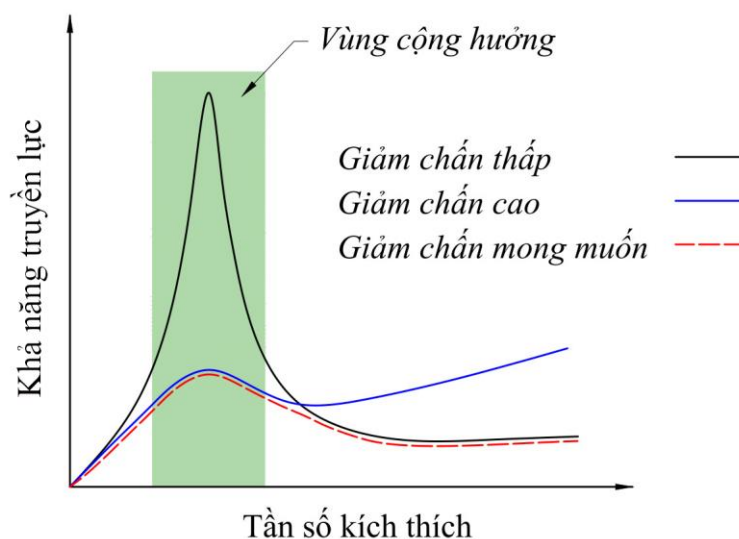
Ngày nay, máy móc đã thay thế con người trong rất nhiều lĩnh vực, từ những việc nội trợ cho đến các hoạt động kỹ thuật phức tạp. Một trong những sản phẩm đã đồng hành và hỗ trợ nhiều nhất cho con người là máy giặt. Tuy nhiên, vấn đề rung động



Hình 1.1: Mô hình 3D của máy giặt cửa trước [1].

trong quá trình giặt luôn là thách thức lớn với các nhà khoa học và ngành công nghiệp sản xuất. Sự thay đổi về môi trường và phong cách sống hiện đại đã làm tăng nhu cầu khách hàng và sự cạnh tranh giữa các nhà sản xuất thiết bị gia đình, theo đó máy giặt có khuynh hướng gia tăng tốc độ quay của trống giặt nhằm giảm thời gian vận hành, đồng thời vật liệu nhựa composite được sử dụng để giảm chi phí và thu hút người tiêu dùng. Điều này dẫn đến việc giảm khối lượng máy giặt và có thể khiến máy giặt hoạt động không ổn định, rung lắc và di chuyển khi quay ở tốc độ cao. Rung động truyền sang nền nhà gây ra tiếng ồn, khiến người sử dụng cảm thấy khó chịu và máy giặt nhanh hỏng.

Hình 1.1 biểu diễn mô hình ba chiều (3D) của máy giặt cửa trước. Trong máy giặt, một lồng giặt treo lơ lửng dùng để chứa nước và quần áo giặt liên kết với khung máy bởi hai lò xo và hai giảm chấn. Một rotor kết nối trực tiếp với trống giặt xoay trong khi một stator được lắp cố định phía sau lồng giặt. Khối lắp ráp lồng giặt gồm có trống giặt, quần áo, trục xoay, đối trọng, rotor và stator. Nhiều nghiên cứu đã chỉ ra rằng trong quá trình vắt – sấy, máy giặt thường chịu cộng hưởng ở tần số khá thấp, khoảng 100 – 200 vòng/phút [1–3]. Khi tốc độ quay của trống giặt tăng cao, khoảng trên 900 vòng/phút, lực kích thích được truyền từ khối lồng giặt qua hệ thống giảm chấn sang khung vỏ của máy và nền nhà, gây ra rung động và tiếng ồn. Các giảm



Hình 1.2: Sự truyền dẫn lực với các mức độ giảm chấn khác nhau.

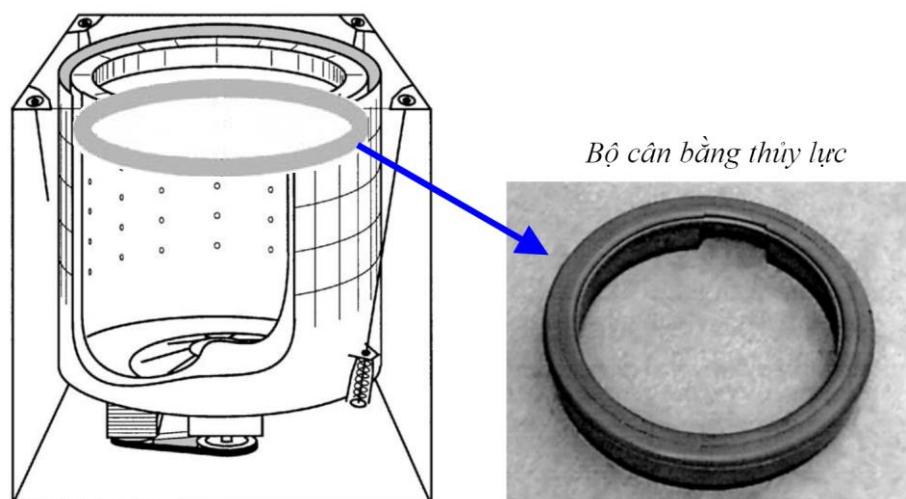
chấn thương mại bị động với hệ số giảm chấn không đổi có thể hạn chế được cộng hưởng của máy giặt ở tần số thấp, nhưng lại gây ra sự truyền dẫn lực từ trống giặt sang khung máy ở tần số cao do không thể thay đổi được hệ số giảm chấn. Vì thế, để hạn chế hiệu quả cộng hưởng của máy giặt ở tần số thấp trong khi rung động ở tần số cao vẫn được cách ly tốt, cần phát triển một hệ thống giảm chấn với hệ số giảm chấn có thể kiểm soát được. Hình 1.2 mô tả sự truyền dẫn lực của máy giặt với các mức độ giảm chấn khác nhau.

Cùng với sự phát triển vượt bậc của khoa học công nghệ, nhiều loại vật liệu thông minh đã ra đời và đánh dấu một kỷ nguyên mới trong việc giải quyết linh hoạt các bài toán kỹ thuật. Trong luận án này, vật liệu thông minh sẽ được nghiên cứu và ứng dụng vào hệ thống giảm chấn để kiểm soát hiệu quả rung động của máy giặt trong suốt quá trình vận hành.

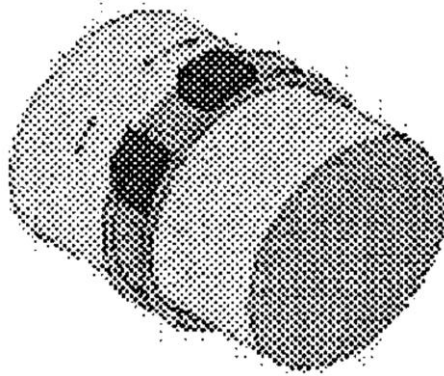
1.2 Các công trình nghiên cứu khoa học

1.2.1 Các nghiên cứu về kiểm soát rung động của máy giặt

Trước đây đã có nhiều công trình nghiên cứu về việc kiểm soát rung động của máy giặt và có thể chia thành hai nhóm phương pháp tiếp cận chủ yếu:



Hình 1.3: Máy giặt lắp bộ cân bằng thủy lực [2].



Hình 1.4: Hệ thống cân bằng hai khối lượng [3].

a) *Phương pháp thứ nhất: kiểm soát sự cân bằng của khối lồng giặt để triệt tiêu nguồn gốc gây ra rung động*

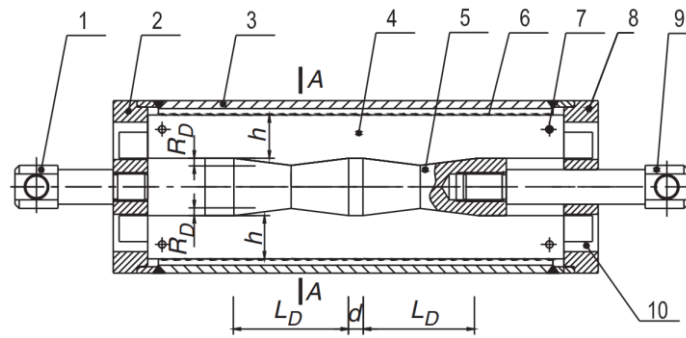
– Bae và các cộng sự [2] đã thiết kế một bộ cân bằng thủy lực để tự cân bằng khối lồng giặt (Hình 1.3). Bộ cân bằng chứa nước muối được gắn vào vành trên của khối lồng giặt và đóng vai trò như một đối trọng. Do bản chất tự nhiên, chất lỏng di chuyển về phía đối diện của khối lượng mất cân bằng, từ đó làm giảm độ lệch tâm của khối lồng giặt.

– Một bộ cân bằng động lực học khác để chống lại rung động đã được phát triển bởi Papadopoulos và Papadimitriou [3] (Hình 1.4). Trong nghiên cứu này, hai khối lượng cân bằng di chuyển dọc theo vành khối lồng giặt. Mặt phẳng xoay của các khối lượng cân bằng dễ dàng được xác định để phù hợp với một vị trí bất kỳ và luôn hướng đến việc hạn chế moment gây rung động.

Những kết quả nghiên cứu trên cho thấy rung động của máy giặt có thể được giảm đáng kể khi sử dụng bộ cân bằng động lực học. Tuy nhiên, kết cấu trống giặt phức tạp, chi phí sản xuất và bảo trì cao là những trở ngại lớn cho việc ứng dụng rộng rãi phương pháp này [4].

b) *Phương pháp thứ hai: rung động của máy giặt được loại bỏ nhờ vào hệ thống giảm chấn*

Như đã phân tích ở trên, hệ thống giảm chấn tích hợp vật liệu thông minh là một trong những giải pháp sáng tạo và tiềm năng đang nhận được nhiều sự quan tâm của



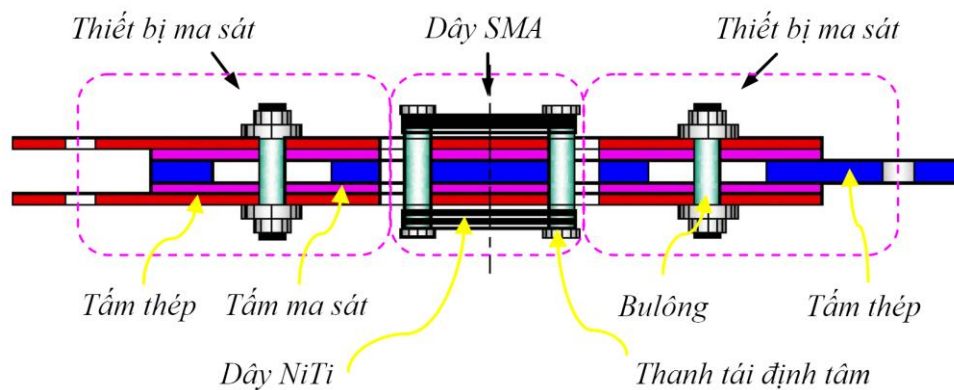
Hình 1.5: Giảm chấn SMA (Zuo và các cộng sự [17]): (1) khớp nối trái, (2) nắp trái, (3) vỏ, (4) khối trượt ngoài, (5) khối trượt trong, (6) dây SMA, (7) chốt khóa, (8) nắp phải, (9) khớp nối phải, (10) lỗ hình chữ nhật.

giới khoa học. Vật liệu thông minh là một dạng vật liệu đặc biệt sở hữu một hoặc vài đặc tính có thể thay đổi và kiểm soát được theo các kích thích ngoài như ánh sáng, nhiệt độ, điện trường, từ trường, ứng suất, độ ẩm. Trong luận án này, hai loại vật liệu thông minh là lưu chất từ biến (MRF) và hợp kim nhớ hình (SMA) sẽ được nghiên cứu và ứng dụng cho hệ thống giảm chấn của máy giặt.

✚ Hợp kim nhớ hình (SMA)

SMA là một dạng hợp kim thông minh có thể nhớ được hình dạng gốc của nó. Nhờ đặc tính siêu đàn hồi, SMA quay trở về hình dạng đó khi được cấp nhiệt và tạo ra một lực phát động. Nhiều nghiên cứu về vật liệu SMA đã được thực hiện nhằm khai thác hiệu quả độc đáo này [5–11].

Hiện nay đã có một số tác giả nghiên cứu ứng dụng lực phát động của SMA để thiết kế giảm chấn, chẳng hạn như Graesser và Cozzareli [12], Clark và các cộng sự [13], Wilde và các cộng sự [14], Han và các cộng sự [15], Zuo và các cộng sự [16, 17] (Hình 1.5), Sharabash và Andrawes [18], Mishra và các cộng sự [19], Parulekar và các cộng sự [20], Qian và các cộng sự [21] (Hình 1.6), Huang và Chang [22]. Các kết quả nghiên cứu đã cho thấy triển vọng và khả năng tiềm tàng của loại giảm chấn này. Tuy nhiên, hầu hết các nghiên cứu tập trung vào kết cấu công trình xây dựng với các thiết kế khá phức tạp, kích cỡ và khối lượng lớn, đồng thời lực giảm chấn tối đa và lực không tải (lực khi không kích hoạt SMA) cũng khá lớn, không phù hợp cho hệ



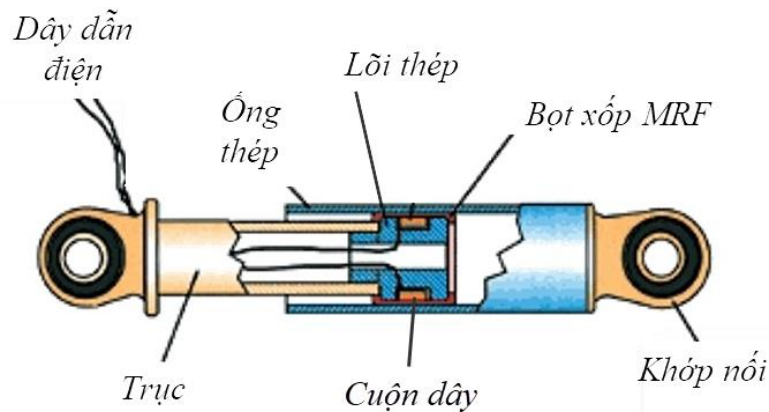
Hình 1.6: Giảm chấn SMA (Qian và các cộng sự [21]).

thống giảm chấn của máy giặt. Ở phạm vi trong nước, các nghiên cứu về giảm chấn SMA chưa được tìm thấy.

Như vậy, việc nghiên cứu và ứng dụng SMA vào hệ thống giảm chấn cho máy giặt chưa được thực hiện, khi mà các ràng buộc về không gian lắp đặt, lực giảm chấn cần thiết và lực không tải là những yếu tố quan trọng cần được xem xét trọn vẹn. Giảm chấn SMA có lợi thế về sự đơn giản kết cấu và sở hữu lực không tải nhỏ do chỉ đơn thuần là ma sát Coulomb, nhưng việc phát động bằng nguồn nhiệt sẽ gây nhiều khó khăn trong quá trình điều khiển giảm chấn.

✚ Lưu chất từ biến (MRF)

MRF là một dạng lưu chất thông minh chứa các phân tử từ tính cực nhỏ lơ lửng trong một dung môi vận chuyển, thường là dầu. Khi chịu tác dụng của từ trường ngoài, MRF hóa rắn tạo ra sự cản trở chuyển động tương đối, từ đó sinh ra lực giảm chấn. Bằng cách thay đổi cường độ từ trường áp đặt, lực giảm chấn này có thể được điều khiển một cách nhanh chóng, chính xác và hiệu quả. So với lưu chất điện biến (ERF), một loại lưu chất thông minh với nguyên lý hoạt động tương tự đã được nghiên cứu gần đây, MRF yêu cầu công suất gần như tương đương nhưng có thể vận hành ở mức điện áp thấp thông thường (ERF 2000 – 5000 V, 1 – 10 mA, MRF 12 – 25 V, 1 – 2 A). MRF cũng ít nhạy cảm với tạp chất hơn ERF. Tuy nhiên, điểm nổi bật hơn hết là sức mạnh vượt trội của MRF so với ERF (ứng suất chảy của ERF chỉ khoảng 2 – 5 kPa, trong khi MRF có thể đạt 50 – 100 kPa). Nhờ đặc tính độc đáo và mạnh



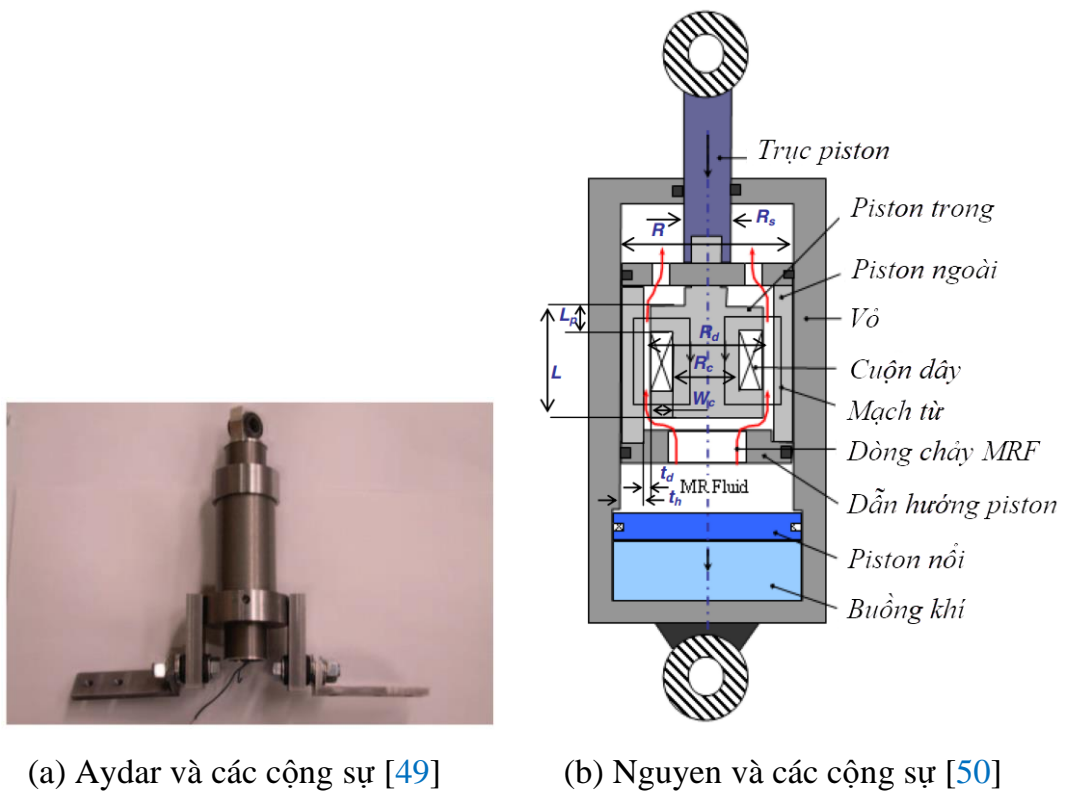
Hình 1.7: Giảm chấn MRF ống xốp [45].

mẽ này, các thiết bị MRF đang được nghiên cứu và ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực công nghiệp khác nhau như hệ thống cách chấn công trình [23–25], hệ thống giảm chấn cho xe [26–31], tàu hỏa [32–34], càn đáp máy bay [35–37], phanh [38–41], hệ thống phản hồi lực [42–44]. Với máy giặt, trên thế giới đã có một số nghiên cứu về hệ thống giảm chấn sử dụng MRF, còn ở phạm vi trong nước thì vẫn chưa được tìm thấy.

– Carlson [45], Chrzan và Carlson [46] đã nghiên cứu một loại giảm chấn bán chủ động có lực giảm chấn thấp cho máy giặt (Hình 1.7). Một ống xốp hút nước chứa MRF được sử dụng để thay đổi lực giảm chấn. Loại giảm chấn này có khả năng giảm rung khá tốt cho máy giặt cửa trước [47, 48], nhưng nghiên cứu cũng đã cho thấy độ bền và độ mài mòn của ống xốp MRF giảm dần theo số chu kỳ hoạt động khiến cho việc kiểm soát lực giảm chấn trở nên khó khăn.

– Aydar và các cộng sự [49] đã đề xuất một giảm chấn MRF kiểu dòng chảy để kiểm soát rung động của máy giặt (Hình 1.8a). Tuy nhiên thiết kế chưa được tối ưu hóa, lực không tải (lực khi không kích hoạt từ trường đặt vào MRF) lớn đến 50 N sẽ không thể cách ly hiệu quả rung động của máy giặt ở tần số cao.

– Một giảm chấn MRF kiểu dòng chảy khác đã được phát triển bởi Nguyen và các cộng sự [50] (Hình 1.8b). Được tối ưu hóa về kết cấu, lực giảm chấn tối đa có thể đạt 150 N, đủ lớn để loại bỏ hầu hết rung động của các máy giặt. Tuy nhiên, lực không



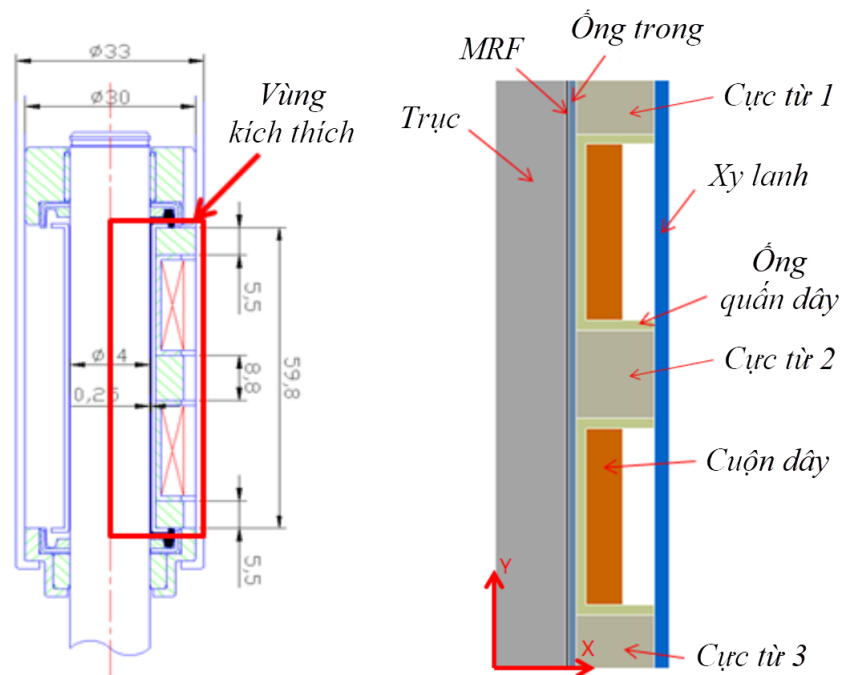
(a) Aydar và các cộng sự [49]

(b) Nguyen và các cộng sự [50]

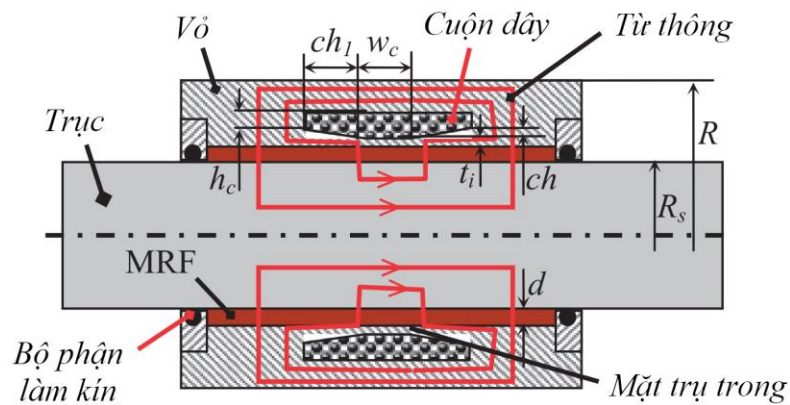
Hình 1.8: Giảm chấn MRF kiểu dòng chảy.

tải vẫn còn khá cao, khoảng 25 N, kết cấu giảm chấn khá phức tạp và khó chế tạo. Lượng MRF sử dụng cho thiết kế kiểu dòng chảy cũng khá nhiều dẫn đến chi phí cao. Việc thực nghiệm trên máy giặt để kiểm chứng tính khả thi của giảm chấn cũng chưa được tiến hành.

– Cần lưu ý rằng lực giảm chấn cần thiết để giảm cộng hưởng của máy giặt không quá lớn, chỉ khoảng 80 đến 120 N cho máy giặt 7 đến 10 kg (sẽ được phân tích kỹ trong Chương 2 tiếp theo). Trong khi đó, lực không tải cần nhỏ nhất có thể để hạn chế lực truyền dẫn và tiếng ồn ở tần số cao, như đã phân tích ở Mục 1.1. Vì vậy, các giảm chấn MRF kiểu trượt [51, 52] sẽ phù hợp hơn kiểu dòng chảy khi ứng dụng vào máy giặt. Từ các nhận định trên, một thiết kế mới của giảm chấn MRF sử dụng kiểu trượt đã được Cha và Baek [53] đề xuất cho máy giặt cửa trước (Hình 1.9a). Kết quả tối ưu cho thấy lực không tải đã được giảm đáng kể, tuy nhiên thiết kế rãnh quần dây hình chữ nhật hạn chế chiều dài kích hoạt của MRF trong khe hở, đồng thời việc sử



(a) Cha và Baek [53]



(b) Nguyen và các cộng sự [54]

Hình 1.9: Giảm chấn MRF kiểu trượt.

dụng các ống nhựa quấn dây phần nào làm suy yếu từ trường và gây phức tạp cho việc gia công lắp ráp.

– Với kết cấu không cần ống quấn dây và thêm các cạnh vát vào rãnh quấn dây, Nguyen và các cộng sự [54] đã cải thiện hiệu quả của giảm chấn MRF kiểu trượt cho máy giặt cửa trước (Hình 1.9b). Kết quả tối ưu cho thấy giảm chấn có thể tạo ra lực tối đa khoảng 110 N và lực không tải khá thấp, lên đến 16 N. Tuy nhiên, giảm chấn

chưa được thử nghiệm trên một máy giặt thực, khi mà các đánh giá về khả năng làm kín MRF, hiệu quả hoạt động và khả năng giảm chi phí tiến đến thương mại hóa cần được thực hiện đầy đủ và kỹ lưỡng.

Mặc dù tiềm năng của hệ thống giảm chấn sử dụng MRF đã được thể hiện khá rõ, việc nghiên cứu chúng một cách đầy đủ và hệ thống vẫn còn rất hạn chế. Việc khảo sát và xây dựng mô hình ứng xử của giảm chấn chưa được phát triển hiệu quả, đặc biệt đối với các giảm chấn thường chịu kích thích dữ dội như trong máy giặt. Đặc biệt hơn nữa, giảm chấn MRF cần sự đột phá và sáng tạo để thoát khỏi lối mòn vận hành phụ thuộc vào hệ thống điều khiển, một trong những trở ngại chính cho mục tiêu giảm chi phí, tăng khả năng chuyên giao công nghệ và cạnh tranh thương mại.

1.2.2 Các nghiên cứu về mô hình của giảm chấn

Song song với sự phát triển các hệ thống giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh, mô hình ứng xử của giảm chấn cũng cần được nghiên cứu cụ thể để có thể kiểm soát tốt hệ thống. Đã có nhiều công trình nghiên cứu về lĩnh vực này và có thể phân loại thành hai nhóm chủ yếu:

a) Nhóm thứ nhất: các mô hình giả tĩnh

- Trong một số nghiên cứu [55–57], mô hình Bingham đã được sử dụng để phát triển các mô hình giả tĩnh cho việc phân tích giảm chấn MRF.
- Để xem xét ứng xử của MRF có độ nhớt thay đổi theo tốc độ biến dạng trượt, vài tác giả [58–60] đã phân tích dòng chảy của lưu chất trong giảm chấn dựa trên mô hình Herschel–Bulkley.

Các mô hình giả tĩnh rất phù hợp để thiết kế giảm chấn MRF, tuy nhiên chúng không mô tả đầy đủ ứng xử phi tuyến của giảm chấn dưới tác dụng của tải trọng động, đặc biệt trong mối quan hệ lực – vận tốc. Để khắc phục điều này, các mô hình động lực học đã ra đời.

b) Nhóm thứ hai: các mô hình động lực học

- Một số mô hình động lực học phi tham số cho giảm chấn MRF đã được đề xuất dựa trên các phân tích dữ liệu thực nghiệm và nguyên lý hoạt động của thiết bị, chẳng

hạn như mô hình đa thức [61], mô hình đa hàm [62], mô hình mạng neuron [63], mô hình fuzzy [64]. Tuy rằng các mô hình này có thể mô tả linh hoạt ứng xử trễ của giảm chấn, chúng khá phức tạp và không thể hiện được ý nghĩa vật lý trong các tham số.

– Ngược lại, các mô hình động lực học tham số thích ứng và được quan tâm nhiều hơn nhờ ý nghĩa vật lý rõ ràng. Tuy nhiên, chúng cần các giả thiết ban đầu và ràng buộc phù hợp để lời giải có thể hội tụ. Có thể liệt kê một số mô hình như Bingham [65, 66], biviscous [67], Bouc–Wen [68, 69], Preisach [70].

Dựa trên mô hình Bouc–Wen, Spencer và các cộng sự [71] đã phát triển một mô hình hiện tượng mới. Mô hình của Spencer được nghiên cứu khá rộng rãi bởi dự đoán tốt ứng xử phi tuyến của giảm chấn MRF trong vài điều kiện vận hành khác nhau bằng cách xây dựng ba tham số dưới dạng hàm điện áp. Tuy nhiên mô hình gồm 2 phương trình vi phân với 12 tham số nên việc thiết lập và giải bài toán mô hình ngược cho thiết kế điều khiển tương đối khó. Thêm vào đó, Dominguez và các cộng sự [72, 73] đã chứng minh rằng các tham số còn phụ thuộc vào các biến kích thích khác như biên độ và tần số. Vì vậy mô hình này không thể biểu diễn trọn vẹn ứng xử của giảm chấn khi điều kiện kích thích thay đổi liên tục.

Giảm chấn MRF trong các trường hợp vận hành khác nghiệt như máy giặt thường sở hữu đặc tính trễ lực – vận tốc không đối xứng, biểu thị qua hai nhánh đường cong trễ bất đối xứng trong hai chiều vận hành. Hơn nữa, sự chuyển trạng thái của giảm chấn MRF trong máy giặt, thể hiện qua độ sắc của đường cong mô hình (độ cong tại các góc lượn nơi mối quan hệ lực – vận tốc tăng/giảm đột ngột), cũng thường không giống nhau trong suốt quá trình vận hành. Từ các nhận định trên, cần phát triển một mô hình trễ với độ chính xác cao có thể dự đoán tốt ứng xử của giảm chấn MRF cho máy giặt cửa trước.

1.2.3 Các nghiên cứu về hệ thống điều khiển giảm chấn

Một yếu tố quan trọng đảm bảo tính hiệu quả của hệ thống giảm chấn bán chủ động vật liệu thông minh là việc xây dựng hệ thống điều khiển phù hợp. Đã có nhiều

bộ điều khiển được đề xuất cho các thiết bị MRF và có thể chia thành ba hướng tiếp cận như sau:

- Các bộ điều khiển cổ điển, chẳng hạn như bộ điều khiển sky-hook [74, 75] và bộ điều khiển vi tích phân tỉ lệ (PID) [76, 77], có thể cung cấp hiệu quả đầu ra khá tốt, nhưng thiếu ổn định dưới các nguồn nhiễu bên ngoài và sự bất định thông số. Mặc dù vậy, các phương pháp cổ điển vẫn được ưa chuộng trong những hệ thống điều khiển bán chủ động sử dụng MRF bởi sự đơn giản và chi phí tính toán thấp.

- Nhược điểm này của các bộ điều khiển cổ điển được khắc phục bởi các kỹ thuật điều khiển hiện đại. Bộ điều khiển hiện đại có thể đảm bảo sự ổn định thiết thực cũng như giải quyết được các nhiễu loạn và sự phi tuyến của hệ thống, tuy nhiên chúng khá phức tạp và tốn kém. Có thể kể một số bộ điều khiển trong nhóm này như bộ điều khiển sliding mode [78, 79], bộ điều khiển fuzzy [80, 81], bộ điều khiển thích nghi [82, 83].

- Các phương pháp điều khiển kết hợp, chẳng hạn như bộ điều khiển fuzzy neural network [84, 85], bộ điều khiển fuzzy PID [86] và bộ điều khiển sky-hook sliding mode [87], tích hợp hai hoặc nhiều bộ điều khiển truyền thống với nhau để cải thiện hiệu quả toàn hệ thống. Các bộ điều khiển này phù hợp cho những hệ thống kỹ thuật phức tạp đòi hỏi sự sắp xếp và quản lý điều khiển hiệu quả.


Máy giặt là một thiết bị gia đình có chi phí sản xuất không quá cao. Vì vậy, nhằm mục tiêu cạnh tranh và định hướng thương mại hóa, một hệ thống điều khiển rung động với cấu hình đơn giản và chi phí thấp cần được nghiên cứu cho máy giặt cửa trước lắp giảm chấn vật liệu thông minh.

1.3 Tính cấp thiết của đề tài


Máy giặt hầu như là người bạn không thể thiếu của mọi nhà. Máy giặt giải phóng con người khỏi việc giặt giũ hàng ngày và có thêm nhiều thời gian cho những hoạt động khác. Tuy nhiên rung động trong quá trình giặt thường gây ra tiếng ồn khiến người sử dụng cảm thấy khó chịu và làm giảm tuổi thọ của máy. Giải quyết vấn đề rung động là bài toán khó cho các nhà khoa học và ngành công nghiệp thiết bị gia

đình. Trong các hệ thống giảm chấn thông thường của máy giặt với hệ số giảm chấn không đổi, rung động chỉ được cách ly ở tần số thấp (khoảng 100 – 200 vòng/phút), trong khi lực truyền từ trống giặt qua giảm chấn sang khung máy lại gây ra tiếng ồn ở tần số cao (khoảng 900 vòng/phút hoặc hơn), làm cho máy giặt rung lắc mạnh và di chuyển. Do vậy, đề tài nghiên cứu và phát triển hệ thống giảm chấn có thể thay đổi được hệ số giảm chấn để kiểm soát hiệu quả rung động của máy giặt trong suốt quá trình hoạt động, góp phần cải thiện chất lượng cuộc sống của người tiêu dùng.

1.4 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

 Ý nghĩa khoa học:

- Sự phát triển của hai loại giảm chấn vật liệu thông minh (SMA và MRF) trong luận án góp phần giải quyết bài toán rung động của máy giặt cửa trước.
- Luận án đóng góp một mô hình ứng xử trễ với độ chính xác cao cho các bài toán thiết kế điều khiển, phản hồi hay nhận dạng hệ thống.
- Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng được nghiên cứu trong đề tài giúp giải quyết vấn đề về năng lượng, kết cấu và chi phí.
- Đặc biệt, sự phát triển của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình không chỉ đưa ra lời giải tối ưu về kết cấu và chi phí mà còn cung cấp khả năng vận hành hiệu quả cho máy giặt.
- Tính khả thi của các giảm chấn trong đề tài nghiên cứu được kiểm chứng bằng các thực nghiệm trên máy giặt mẫu.

 Ý nghĩa thực tiễn:

- Mô hình trễ được đề xuất trong luận án có thể được áp dụng để điều khiển chính xác các cơ cấu phản hồi lực hay cánh tay máy robot.
- Các giảm chấn MRF tự đáp ứng với giá thành khá rẻ sẽ có nhiều khả năng được sử dụng trong thực tế, không chỉ cho máy giặt mà còn có thể ứng dụng trong hệ thống giảm chấn của xe máy, xe ô tô, càn đáp máy bay hay các công trình xây dựng.

1.5 Mục đích và đối tượng nghiên cứu

Mục đích nghiên cứu:

Phát triển hệ thống giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh có thể kiểm soát hiệu quả rung động của máy giặt cửa trước trong suốt quá trình hoạt động.

Đối tượng nghiên cứu:

- Hệ thống giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh cho máy giặt cửa trước.
- Mô hình ứng xử của giảm chấn dưới tác dụng của tải trọng động.
- Hệ thống điều khiển giảm chấn.
- Hệ thống giảm chấn tự đáp ứng.

1.6 Nhiệm vụ và phạm vi nghiên cứu

Nhiệm vụ nghiên cứu:

- Thiết kế hệ thống giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh.
- Xây dựng mô hình ứng xử của giảm chấn.
- Thiết kế hệ thống kiểm soát rung động của máy giặt cửa trước lắp giảm chấn vật liệu thông minh.
- Phát triển hệ thống giảm chấn tự đáp ứng với kích thích ngoài.
- Thử nghiệm giảm chấn vật liệu thông minh trên máy giặt cửa trước mẫu và so sánh hiệu quả giảm rung động với giảm chấn bị động.

Phạm vi nghiên cứu:

- Hệ thống giảm chấn cho máy giặt cửa trước.
- Hai loại vật liệu thông minh được nghiên cứu ứng dụng vào giảm chấn là lưu chất từ biến (MRF) và hợp kim nhớ hình (SMA).
- Nghiên cứu mô hình giả tĩnh cho bài toán thiết kế và mô hình động lực học tham số để dự đoán ứng xử của giảm chấn ở trạng thái ổn định, không nghiên cứu mô hình động lực học phi tham số.
- Điều khiển thông qua giao tiếp máy tính.

1.7 Phương pháp nghiên cứu

- Phương pháp kế thừa và tham kiến chuyên gia.
- Phương pháp phân tích, phản biện.
- Phương pháp mô hình hóa dùng giải tích và tính toán số.
- Phương pháp thống kê kinh nghiệm, thử sai.
- Phương pháp thực nghiệm.

Chương 2

CƠ SỞ LÝ THUYẾT

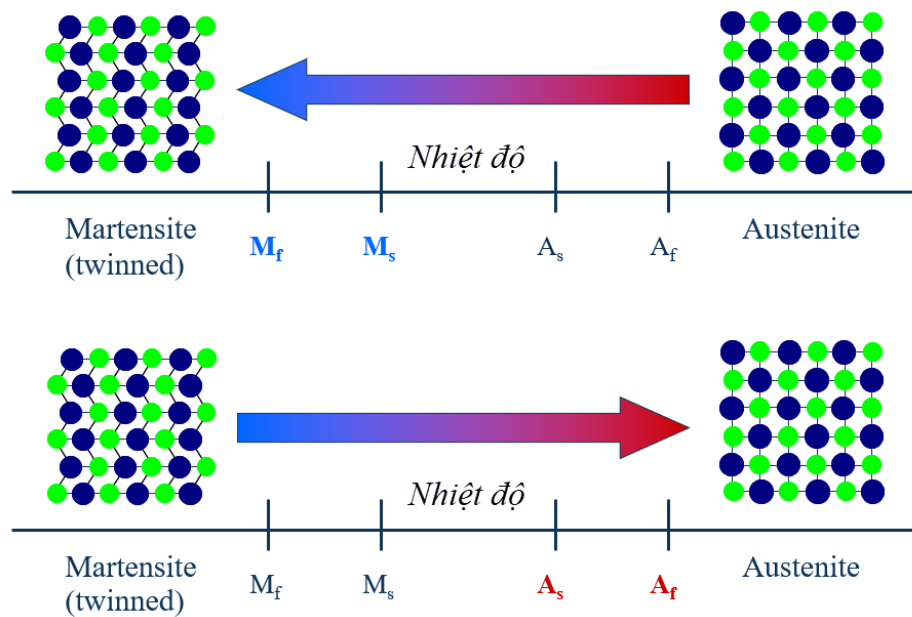
Chương 2 của đề tài trình bày cơ sở lý thuyết làm nền tảng cho việc thực hiện mục đích, nhiệm vụ và định hướng nghiên cứu đã được giới thiệu trong Chương 1. Trước tiên, ứng xử hoạt động của hai loại vật liệu thông minh (hợp kim nhớ hình và lưu chất từ biến) sẽ được nghiên cứu kỹ. Tiếp theo đó là quá trình tính toán và thiết kế tối ưu giảm chấn sử dụng vật liệu thông minh. Cuối cùng, mô hình động lực học của máy giặt cửa trước lắp giảm chấn vật liệu thông minh được xây dựng và lực giảm chấn cần thiết được xác định dựa trên phương trình truyền lực của khối lồng giặt.

2.1 Hợp kim nhớ hình (SMA)

2.1.1 Giới thiệu

SMA là một dạng vật liệu nhớ hình độc đáo với khả năng phục hồi lại hình dạng gốc khi tăng nhiệt độ, nhờ vậy tạo ra một năng lượng phát động lớn [88]. Thêm vào đó, trong các điều kiện đặc biệt, SMA có thể hấp thụ và phát tán năng lượng thông qua quá trình biến đổi hình dạng thuận nghịch dưới tác dụng của kích thích tuần hoàn. Do đặc tính độc đáo này, SMA được nghiên cứu tích hợp vào các thiết bị cảm biến, phát động, hấp thụ va chạm và giảm rung động. Ngày nay, SMA được ứng dụng rộng rãi trong các lĩnh vực công nghiệp như hàng không, ô tô, y sinh, máy móc...

Sự phát hiện ra Martensite trong thép bởi Adolf Martens từ thập niên 1890 đã làm tiền đề cho sự phát triển SMA sau này. Những năm sau đó hiện tượng biến đổi Martensite được nghiên cứu rộng rãi và đến năm 1949, Kurdjumov và Khandros [89] đã xây dựng khái niệm về sự chuyển biến Martensite đàn nhiệt. Tuy nhiên, sự khám phá hợp kim NiTi cũng như các đặc tính cơ học vượt trội so với kim loại thông thường vào năm 1963 bởi Buehler và các cộng sự [90] mới thực sự thu hút sự quan tâm của các nhà khoa học. Thuật ngữ “NiTiNOL” cũng được đặt tên cho hợp kim NiTi từ đó để ghi nhận sự ra đời tại Naval Ordnance Laboratory (NOL). Ngày này, SMA được



Hình 2.1: Sự chuyển pha gây ra bởi nhiệt độ của SMA.

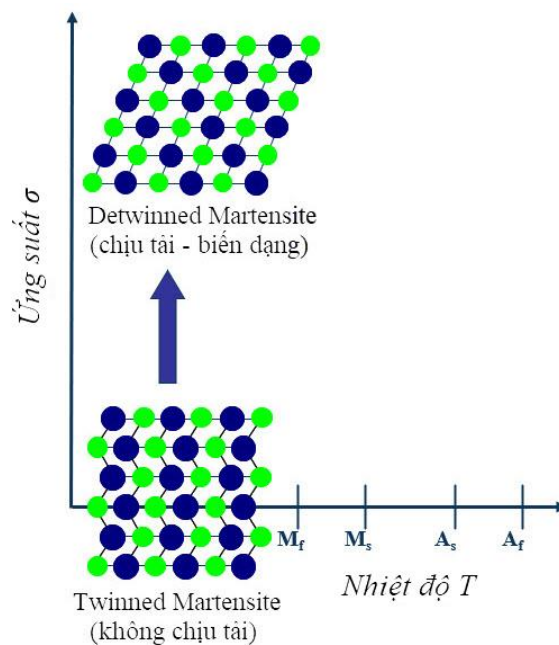
biết đến với một số dạng phổ biến như Cu–Al–Ni, Ni–Ti, Fe–Mn–Si, Cu–Zn–Al... Mặc dù hợp kim Ni–Ti đắt tiền nhưng lại được ưa chuộng hơn do độ ổn định, khả năng ứng dụng và biểu hiện cơ nhiệt vượt trội.

Thông thường, SMA sở hữu hai pha với cấu trúc tinh thể và đặc tính khác nhau: pha Austenite A cấu trúc lập phương ở nhiệt độ cao và pha Martensite M cấu trúc tứ giác, trục giao hoặc ba trục không đều ở nhiệt độ thấp [88]. Mỗi tinh thể Martensite có thể có một biến thể định hướng khác. Sự kết hợp các biến thể Martensite có thể hình thành hai dạng: Twinned Martensite của các biến thể tự điều chỉnh, và Detwinned Martensite của các biến thể đặc biệt tái định hướng. Hình 2.1 mô tả cấu trúc tinh thể và sự chuyển pha gây ra bởi nhiệt độ giữa Twinned Martensite và Austenite. Có 4 điểm nhiệt độ đặc tính liên quan đến quá trình chuyển pha của SMA. Trong quá trình chuyển pha thuận, Austenite bắt đầu chuyển sang Twinned Martensite ở *nhiệt độ bắt đầu Martensite* (M_s) và kết thúc chuyển pha ở *nhiệt độ kết thúc Martensite* (M_f). Tương tự, trong quá trình đốt nóng, sự chuyển pha nghịch khởi đầu ở *nhiệt độ bắt đầu Austenite* (A_s) và hoàn tất ở *nhiệt độ kết thúc Austenite* (A_f). Quá trình chuyển pha thuận nghịch giữa Austenite (pha gốc) và Martensite (pha sản phẩm) tạo nên ứng xử độ dẻo của SMA.

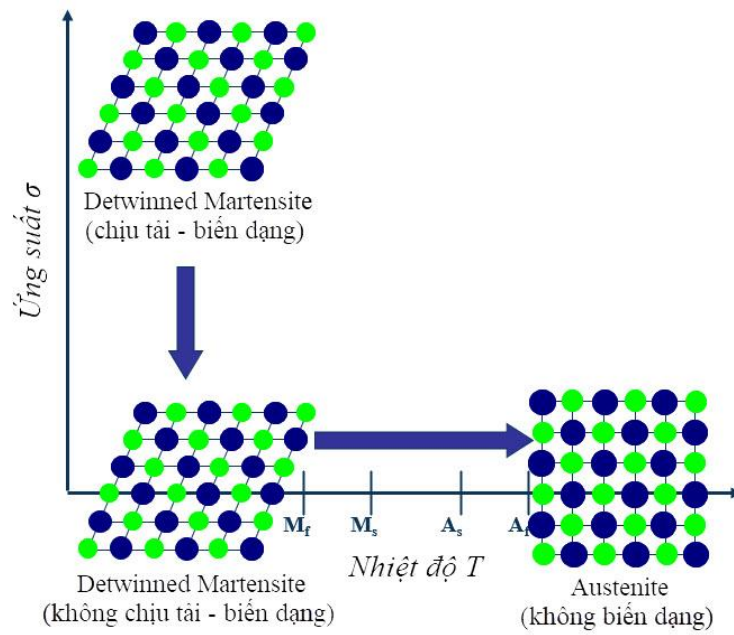
2.1.2 Hiệu quả nhớ hình (SME)

Nếu đặt tải cơ học vào SMA ở trạng thái Twinned Martensite (nhiệt độ thấp), quá trình detwinning (tái định hướng) xảy ra và SMA chuyển sang trạng thái Detwinned Martensite chịu tải và biến dạng (Hình 2.2). Biến dạng này được giữ nguyên kể cả khi tải được giải phóng từ từ về 0. Sau đó, đốt nóng SMA đến hơn nhiệt độ A_f sẽ kích hoạt sự chuyển pha nghịch từ Detwinned Martensite trở về Austenite và hình dạng SMA được phục hồi hoàn toàn (Hình 2.3). Làm nguội xuống dưới nhiệt độ M_f thì sự chuyển pha thuận xảy ra với kết quả là Twinned Martensite lại được hình thành mà không có thêm bất kỳ sự thay đổi hình dạng nào. Quá trình mô tả ở trên được gọi là hiệu quả nhớ hình (SME).

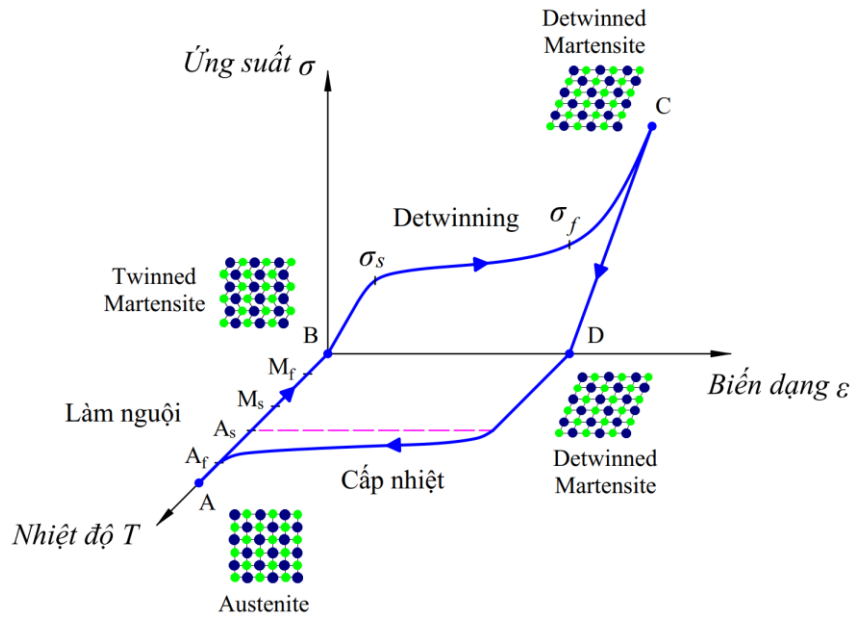
Bản chất của SME có thể được hiểu rõ hơn thông qua việc phân tích đường tải cơ nhiệt trong không gian ứng suất – biến dạng – nhiệt độ. Hình 2.4 mô tả hiệu quả nhớ hình của NiTi SMA [88]. Từ pha gốc Austenite A, làm nguội SMA xuống dưới nhiệt độ M_f gây ra sự chuyển biến về Twinned Martensite B. Đặt vào một ứng suất vượt quá σ_s , quá trình detwinning bắt đầu và kết thúc tại σ_f . Sau đó vật liệu dỡ tải đàn



Hình 2.2: Hiệu quả nhớ hình của SMA biểu thị quá trình detwinning khi chịu tải cơ học.



Hình 2.3: Hiệu quả nhớ hình của SMA biểu thị quá trình dỡ tải và sau đó cấp nhiệt chuyển thành Austenite.



Hình 2.4: Dữ liệu ứng suất – biến dạng – nhiệt độ thể hiện hiệu quả nhớ hình của NiTi SMA [88].

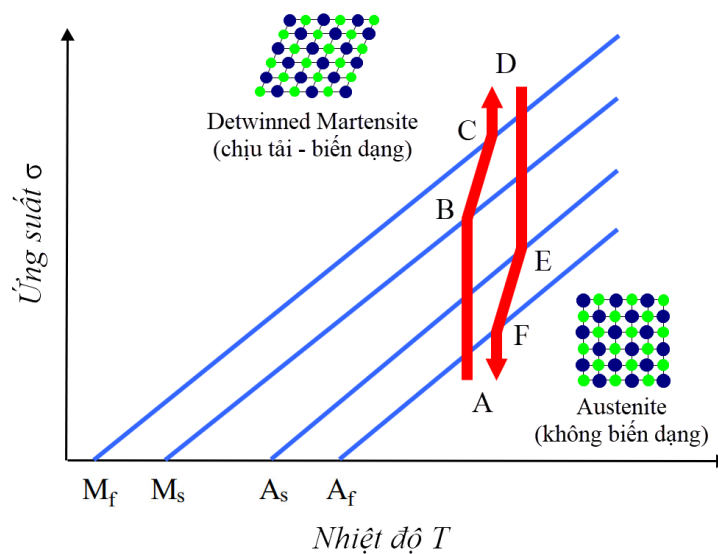
hồi $C \rightarrow D$ và giữ ở trạng thái Detwinned Martensite. Dưới tác dụng của nguồn nhiệt mà không có ứng suất, quá trình chuyển pha nghịch bắt đầu khi nhiệt độ đạt mức A_s

tại E và kết thúc ở A_f tại F, nơi chỉ có pha gốc Austenite tồn tại. Biến dạng dẻo không sinh ra trong quá trình detwinning, hình dạng gốc của SMA được phục hồi tại A. Hiện tượng này được gọi là hiệu quả nhớ hình một chiều, hay đơn giản là SME bởi vì sự phục hồi hình dạng chỉ đạt được trong quá trình cấp nhiệt.

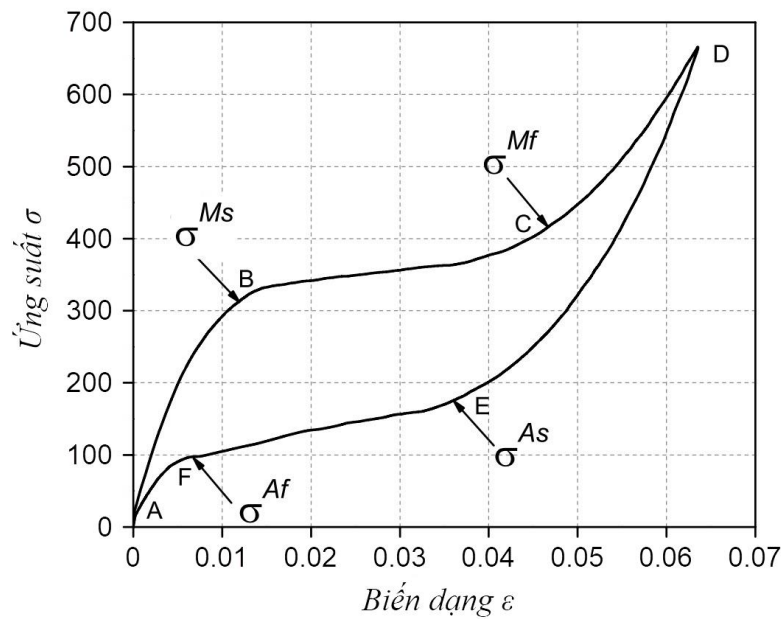
2.1.3 Đặc tính giả đàn hồi

Ngoài phương pháp thay đổi nhiệt độ, sự chuyển pha của SMA cũng có thể xảy ra bằng cách đặt một tải cơ học đủ lớn vào vật liệu ở trạng thái pha Austenite, với kết quả là pha Detwinned Martensite được hình thành từ pha Austenite. Nếu nhiệt độ của SMA cao hơn A_f , vật liệu sẽ trở về pha gốc Austenite và phục hồi hình dạng hoàn toàn khi tải được giải phóng. Ứng xử này mô tả đặc tính giả đàn hồi của SMA. Một đường tải cơ nhiệt giả đàn hồi thường bắt đầu ở nhiệt độ đủ cao nơi Austenite tồn tại, sau đó phát triển dưới một tải trọng áp đặt đến trạng thái Detwinned Martensite và cuối cùng quay trở về pha Austenite khi ứng suất giảm về 0.

Hầu hết các thí nghiệm giả đàn hồi được thực hiện ở một nhiệt độ hằng số danh nghĩa cao hơn A_f [88]. Hình 2.5 minh họa một đường tải cơ nhiệt giả đàn hồi của SMA bắt đầu ở ứng suất bằng 0 và nhiệt độ trên A_f . Khi tải cơ học được áp đặt, pha gốc Austenite đàn hồi $A \rightarrow B$. Đến một mức độ ứng suất nhất định σ^{Ms} , sự chuyển



Hình 2.5: Đường tải cơ nhiệt thể hiện đặc tính giả đàn hồi của SMA [88].

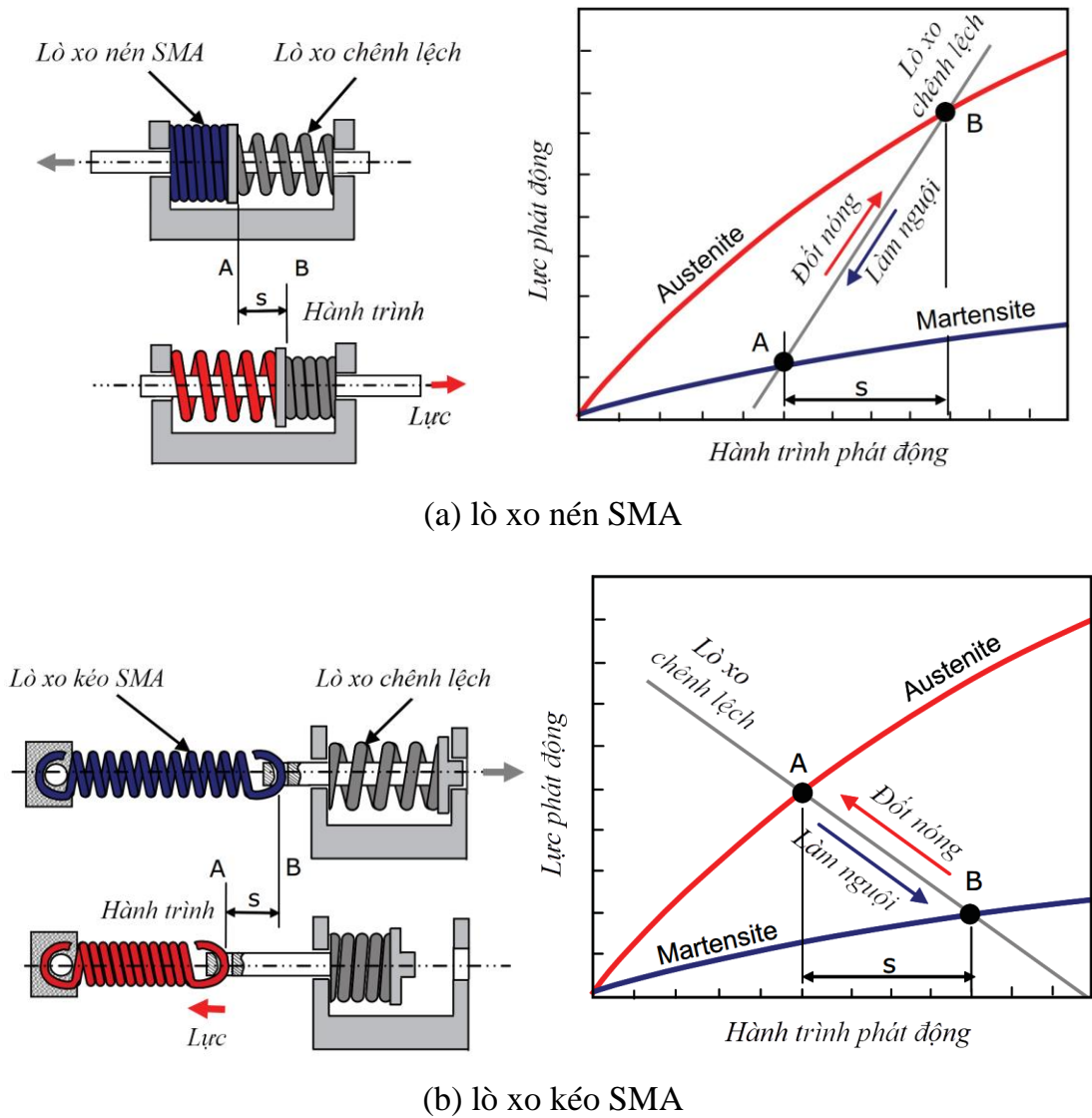


Hình 2.6: Chu trình tải giả đàn hồi điển hình của SMA [88].

pha Martensite bắt đầu. Lưu ý rằng sự chuyển pha gây bởi ứng suất từ Austenite sang Martensite đi kèm với sự hình thành của các biến dạng không đàn hồi, như được mô tả trong biểu đồ ứng suất – biến dạng Hình 2.6. Quá trình chuyển pha diễn ra B \rightarrow C đến mức ứng suất σ^{Mf} , kết thúc chuyển pha. Tăng ứng suất tiếp tục sau đó không gây ra thêm sự chuyển pha mà chỉ hình thành biến dạng đàn hồi của Martensite Detwinned C \rightarrow D. Khi ứng suất giảm dần, Martensite dỡ tải đàn hồi D \rightarrow E. Tại E với ứng suất σ^{As} , Martensite trở lại Austenite, đi kèm với sự phục hồi biến dạng do chuyển pha. Kết thúc sự chuyển pha nghịch về Austenite được xác định tại điểm F, tương ứng với ứng suất σ^{Af} , khi đường cong kết nối trở lại vùng đàn hồi của Austenite. Vật liệu sau đó dỡ tải đàn hồi về A. Chu trình chuyển pha thuận nghịch này mô tả ứng xử siêu đàn hồi, được gọi bằng thuật ngữ giả đàn hồi của SMA.

2.1.4 Ứng xử của bộ phát động lò xo SMA

Lò xo SMA có thể được sử dụng như bộ phát động kích hoạt bằng nguồn nhiệt thu nhỏ. Lò xo SMA thường có hai dạng: nén hoặc kéo. Ở nhiệt độ bình thường (pha Martensite), lò xo nén duy trì trạng thái nén thu gọn trong khi lò xo kéo giữ ở trạng thái kéo giãn. Khi được đốt nóng vượt qua mức A_s (nhiệt độ bắt đầu chuyển pha



Hình 2.7: Ứng xử của lò xo phát động SMA.

Austenite), lò xo nén bắt đầu giãn dài ra còn lò xo kéo thu ngắn lại, qua đó hình thành một lực phát động lớn.

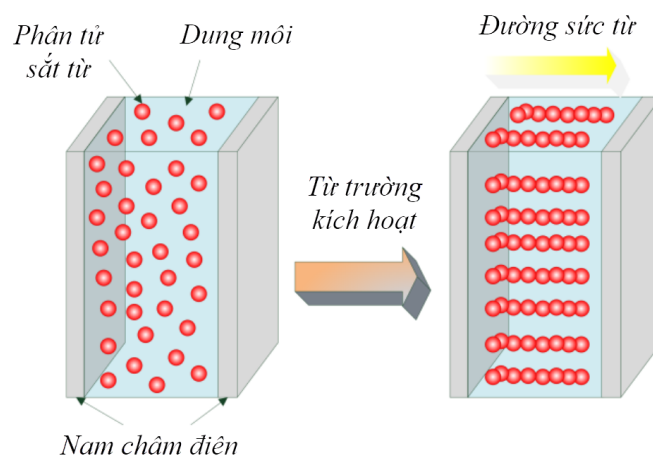
Ứng xử điển hình của hai dạng lò xo SMA được mô tả trong Hình 2.7. Một lò xo chênh lệch được sử dụng để xác định các đặc tính của lò xo SMA. Khi lò xo SMA được đốt nóng, sự chuyển pha từ Martensite (xanh) sang Austenite (đỏ) xảy ra, từ đó hành trình phát động và lực phát động được tạo ra ($A \rightarrow B$ với lò xo nén và $B \rightarrow A$ với lò xo kéo). Quá trình làm nguội lò xo diễn ra ngược lại.

2.2 Lưu chất từ biến (MRF)

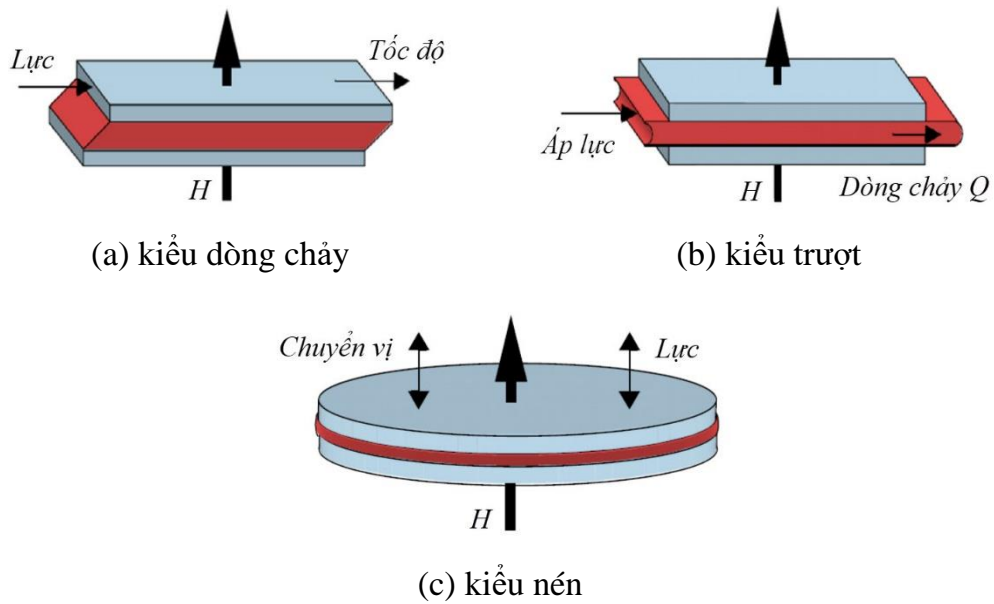
2.2.1 Giới thiệu

MRF là một dạng chất lỏng không dính chứa các phân tử sắt từ có đường kính khoảng $1 - 10 \mu\text{m}$ [91]. MRF gồm ba thành phần cơ bản: các hạt sắt từ phân tán trong một dung môi cách điện, thường là dầu khoáng hoặc dầu silicon, và một chất ổn định giúp duy trì trạng thái lơ lửng của các phân tử. Khi chưa kích hoạt, các hạt chuyển động tự do và MRF biểu thị thuộc tính Newton. Dưới tác dụng của từ trường, các hạt sắt từ sắp xếp dọc theo đường sức từ, độ nhớt biểu kiến tăng đến điểm tới hạn và MRF trở thành một chất rắn đàn nhớt. Ứng suất chảy ở trạng thái kích hoạt thay đổi phụ thuộc vào cường độ từ trường và có thể xuất hiện chỉ trong vài mili giây [92]. Hình 2.8 mô tả cấu tạo và nguyên lý hoạt động của MRF.

Lưu chất này đã được tìm ra bởi Jacob Rabinow [94] tại Cục Tiêu chuẩn Quốc gia Hoa Kỳ vào những năm cuối của thập niên 1940. Vài năm sau đó, một làn sóng phấn khích về MRF đã rộ lên nhưng cũng nhanh chóng biến mất. Chỉ đến đầu thập niên 1990, phong trào nghiên cứu về MRF mới tiếp tục trở dậy, dẫn đầu bởi Lord Corporation. So với lưu chất điện biến (ERF) và lưu chất sắt (FF), MRF thể hiện sức mạnh hơn hẳn khi được kích hoạt. Chính vì thế, MRF được ứng dụng rộng rãi trong nhiều thiết bị như giảm chấn, phanh, ly hợp, van...



Hình 2.8: Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của MRF [93].



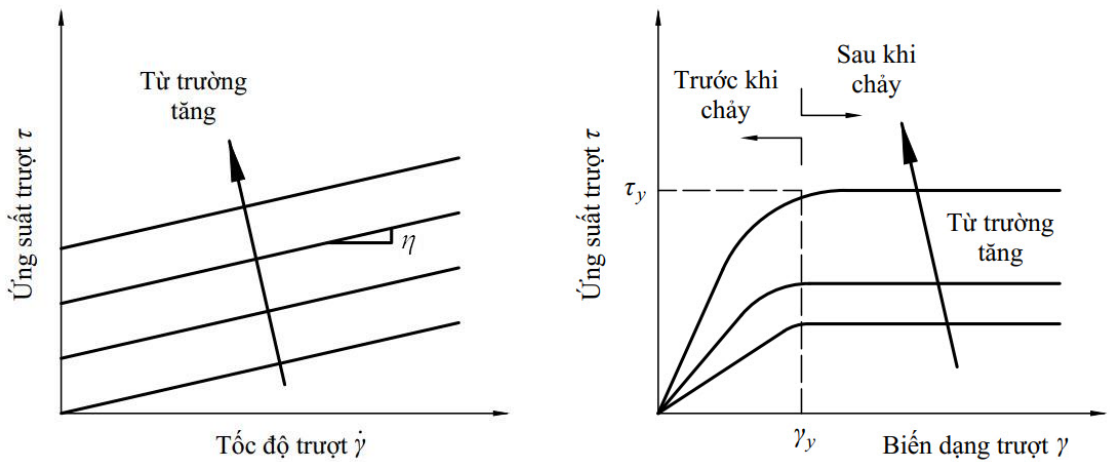
Hình 2.9: Các kiểu hoạt động của MRF [95].

Hình 2.9 minh họa ba kiểu vận hành của thiết bị sử dụng MRF: kiểu dòng chảy, kiểu trượt và kiểu nén. Kiểu dòng chảy, kiểu trượt và sự kết hợp hai kiểu này được áp dụng cho các giảm chấn MRF trượt tuyến tính hoặc xoay, trong khi kiểu nén thường chỉ thấy trong các giảm chấn MRF trượt tuyến tính với hành trình giới hạn.

2.2.2 Đặc tính lưu biến của MRF

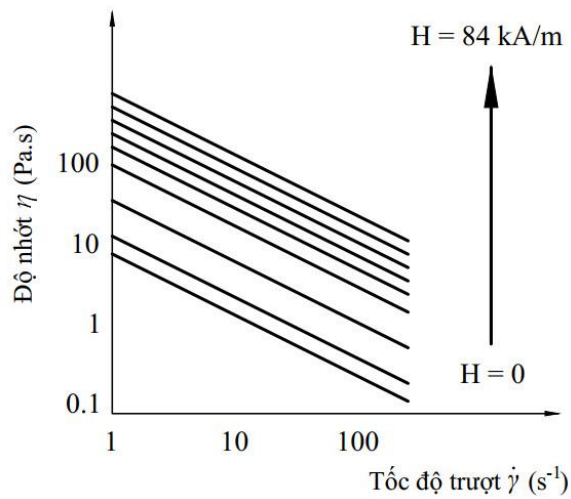
Hình 2.10 thể hiện ứng xử liên tục của MRF dạng trượt, trong đó hình (a–b) lần lượt biểu thị ứng suất trượt dưới dạng hàm số của biến dạng trượt và tốc độ trượt, hình (c) là mối quan hệ giữa độ nhớt biểu kiến và tốc độ trượt [91]. Từ Hình 2.10(a), có thể nhận thấy ứng xử của MRF được chia thành hai miền: trước (pre–yield) và sau khi chảy (post–yield), phụ thuộc vào ứng suất của MRF thấp hoặc cao hơn giá trị ứng suất chảy tới hạn τ_y . Ứng xử của MRF sau khi chảy là phi Newton được mô tả trong Hình 2.10(b). Hình 2.10(c) chỉ ra rằng độ nhớt biểu kiến của MRF tăng do ứng suất chảy tăng theo cường độ từ trường ngoài.

Đóng vai trò quan trọng đối với sự phát triển các thiết bị sử dụng MRF là các mô hình cho lưu chất. Hai mô hình thường được sử dụng để mô tả đặc tính của MRF là



(a) miền trước và sau khi chảy

(b) ứng xử phi Newton sau khi chảy



(c) độ nhớt biểu kiến

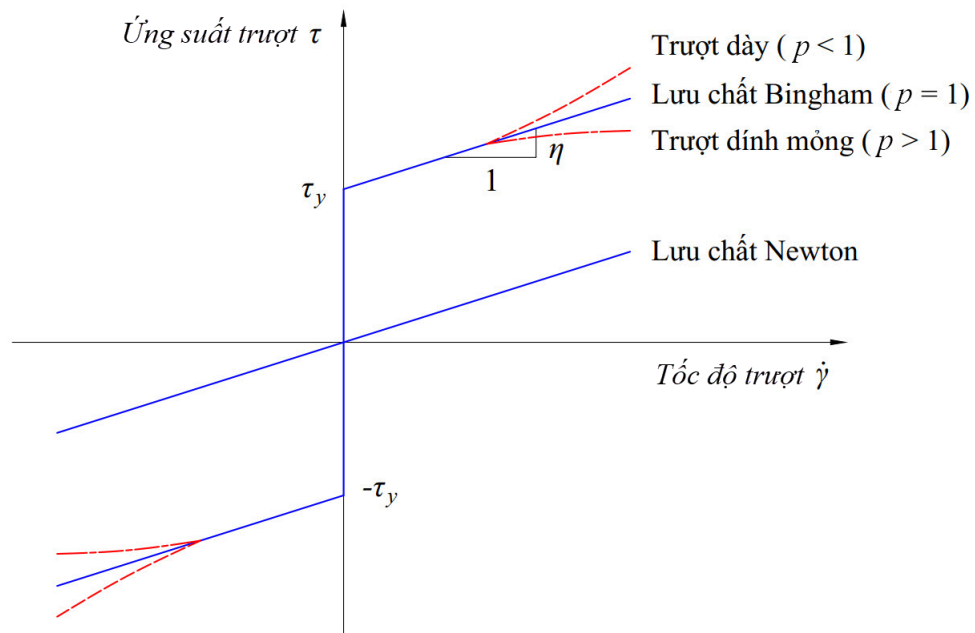
Hình 2.10: Biến thiên ứng suất trượt và độ nhớt biểu kiến theo biến dạng trượt của MRF dưới tác dụng của các từ trường khác nhau [91].

mô hình Bingham plastic và mô hình Herchel–Bulkley. Ứng xử của MRF dự đoán bởi hai mô hình này được minh họa trong Hình 2.11.

+ Mô hình Bingham plastic

Mô hình gồm một thành phần plastic biến thiên liên kết với một thành phần nhớt Newton, biểu thị mối quan hệ cơ bản ứng suất – biến dạng [55, 95]

$$\tau = \tau_y(H) \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta \dot{\gamma} \quad (2.1)$$



Hình 2.11: Các mô hình nhớt dẻo thường sử dụng để đặc tả MRF [96].

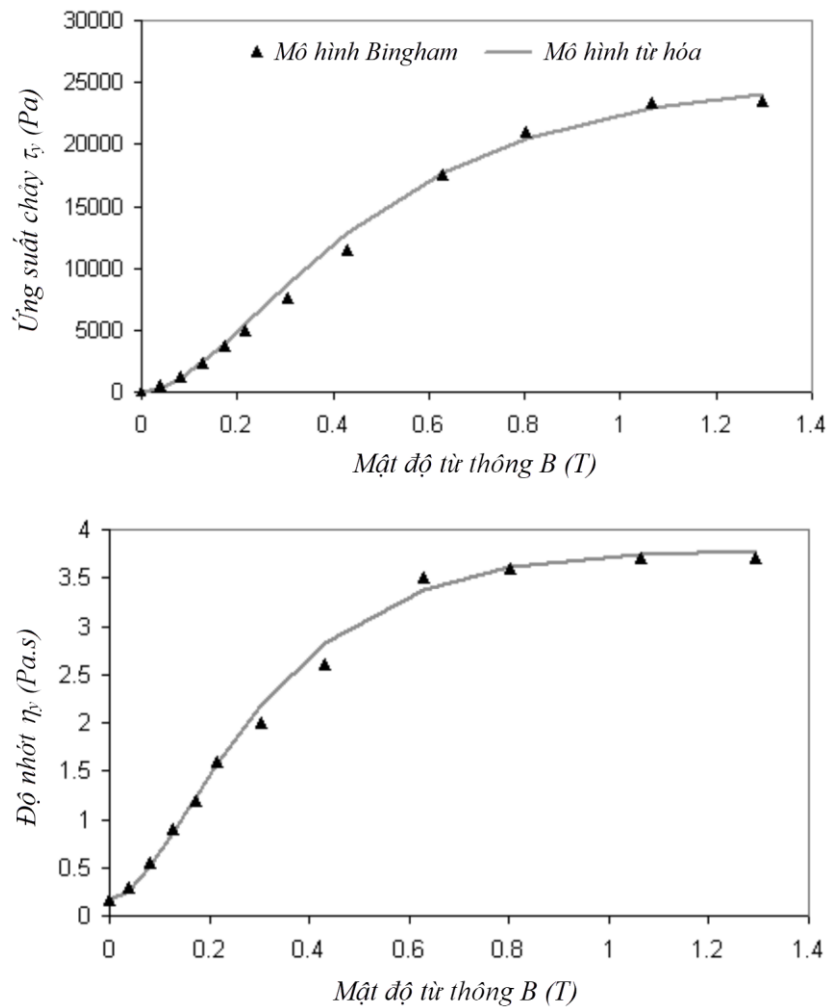
trong đó τ là ứng suất trượt trong lưu chất, τ_y là ứng suất trượt chảy dẻo phụ thuộc vào từ trường H , η là độ nhớt Newton không phụ thuộc vào từ trường và $\dot{\gamma}$ là tốc độ biến dạng trượt. Lưu chất ở trạng thái nghỉ và ứng xử đàn nhớt cho đến khi ứng suất trượt thấp hơn giá trị tới hạn τ_y . Khi vượt quá giá trị này, lưu chất ứng xử như lưu chất Newton.

✚ Mô hình Herchel–Bulkley

Ở tốc độ trượt lớn, hiện tượng trượt dính mỏng (shear thinning) và trượt dày (shear thickening) được ghi nhận, lần lượt liên quan đến sự giảm và tăng độ nhớt biểu kiến của MRF. Để tính đến ứng xử trượt dính mỏng hoặc trượt dày sau khi chảy của MRF, mô hình Herchel–Bulkley [97, 98] có thể được sử dụng thay thế cho mô hình Bingham plastic và được biểu thị

$$\tau = \left[\tau_y(H) + K \left| \dot{\gamma} \right|^{\frac{1}{p}} \right] \text{sgn}(\dot{\gamma}) \quad (2.2)$$

trong đó K và p là các tham số của lưu chất. Mô hình đặc trưng cho lưu chất trượt dính mỏng khi $p > 1$ và mô tả lưu chất trượt dày khi $p < 1$. Với trường hợp $p = 1$, mô hình Herchel–Bulkley trở thành mô hình Bingham plastic.



Hình 2.12: Mô hình từ hóa của Zubieta và các cộng sự [99].

✚ *Mô hình từ hóa của Zubieta và các cộng sự*

Trên thực tế, các tham số của MRF còn chịu ảnh hưởng bởi từ trường. Zubieta và các cộng sự [99] đã đề xuất các mô hình plastic phụ thuộc từ trường cho MRF dựa trên mô hình Bingham và Herchel–Bulkley gốc (Hình 2.12). Trong mô hình, đặc tính lưu biến của MRF phụ thuộc từ trường được ước lượng bởi phương trình

$$Y = Y_{\infty} + (Y_0 - Y_{\infty})(2e^{-B_m \alpha_{SY}} - e^{-2B_m \alpha_{SY}}) \quad (2.3)$$

trong đó Y biểu thị một trong các thuộc tính lưu biến của MRF (ứng suất chảy, độ nhớt), Y biến thiên từ giá trị Y_0 khi không có từ trường đến giá trị bão hòa Y_{∞} , α_{SY} là chỉ số moment bão hòa của thông số Y và B_m là mật độ từ thông. Các giá trị của Y_0 ,

Bảng 2.1: Thuộc tính lưu biến của các MRF [54].

| MRF | Các thông số | | |
|---------|---|--------------------------------------|---|
| 122–2ED | $\eta_0 = 0,075 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ | $\tau_{y0} = 12 \text{ Pa}$ | $\alpha_{s\mu} = 4,5 \text{ T}^{-1}$ |
| | $\eta_\infty = 2,8 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ | $\tau_{y\infty} = 25.200 \text{ Pa}$ | $\alpha_{s\tau y} = 2,9 \text{ T}^{-1}$ |
| 132–DG | $\eta_0 = 0,1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ | $\tau_{y0} = 15 \text{ Pa}$ | $\alpha_{s\mu} = 4,5 \text{ T}^{-1}$ |
| | $\eta_\infty = 3,8 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ | $\tau_{y\infty} = 40.000 \text{ Pa}$ | $\alpha_{s\tau y} = 2,9 \text{ T}^{-1}$ |
| 140–CG | $\eta_0 = 0,29 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ | $\tau_{y0} = 25 \text{ Pa}$ | $\alpha_{s\mu} = 5 \text{ T}^{-1}$ |
| | $\eta_\infty = 4,4 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ | $\tau_{y\infty} = 52.000 \text{ Pa}$ | $\alpha_{s\tau y} = 3 \text{ T}^{-1}$ |

Y_∞ và α_{sY} được xác định từ thực nghiệm bằng phương pháp curve fitting và kết quả được trình bày trong Bảng 2.1 [54].

2.2.3 Phân tích dòng chảy MRF trong khe hở và tính toán lực giảm chấn

Hình 2.13 mô tả đặc tính dòng chảy của MRF trong khe hở giữa trục và thành trong của vỏ giảm chấn. Trục và vỏ chuyển động trượt tương đối với vận tốc \dot{u} . Bởi vì khe hở MRF thường được thiết kế rất nhỏ, profile (biên dạng) vận tốc của MRF có thể được giả định là tuyến tính như trong hình vẽ. Biểu thức vận tốc và tốc độ trượt theo phương y vuông góc với chuyển động lần lượt được cho bởi

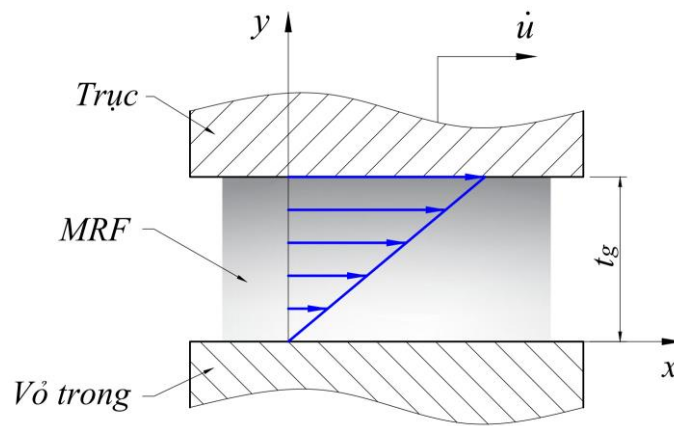
$$\dot{u}(y) = \frac{\dot{u}}{t_g} y \quad (2.4)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{d\dot{u}(y)}{dy} = \frac{\dot{u}}{t_g} \quad (2.5)$$

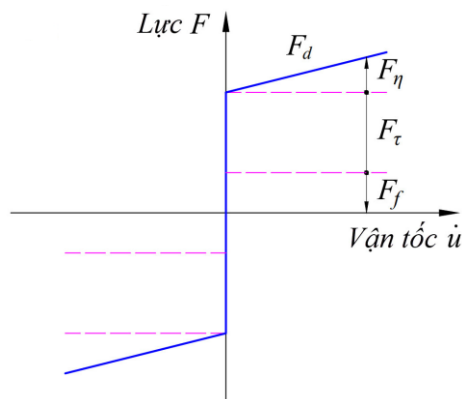
trong đó t_g là bề dày khe hở MRF. Ứng suất trượt nhớt của MRF được xác định

$$\tau_{xy} = \eta \dot{\gamma} = \eta \frac{\dot{u}}{t_g} \quad (2.6)$$

Trong quá trình thiết kế, các giảm chấn MRF thường được mô hình hóa dựa trên mô hình Bingham. Lực giảm chấn trong trường hợp này có thể được chia thành ba thành phần, như được minh họa trong Hình 2.14



Hình 2.13: Đặc tính dòng chảy của MRF trong khe hở.



Hình 2.14: Các thành phần của lực giảm chấn MRF.

$$F_d = F_\tau + F_\eta + F_f \quad (2.7)$$

trong đó F_τ là lực giảm chấn gây bởi ứng suất chảy của MRF, F_η là lực giảm chấn nhớt và F_f là lực ma sát giữa các bộ phận chuyển động tương đối với nhau. Lực giảm chấn gây bởi ứng suất chảy F_τ được tính bởi

$$F_\tau = A_l \tau_y \quad (2.8)$$

trong đó A_l là diện tích chịu lực. Đây là thành phần lực giảm chấn chủ đạo có giá trị lớn nhất, đồng thời cũng là thành phần có thể được điều khiển liên tục bởi từ trường. Từ phương trình (2.6), lực giảm chấn nhớt F_η được xác định

$$F_\eta = A_l \tau_{xy} = A_l \eta \frac{\dot{u}}{t_g} \quad (2.9)$$

2.2.4 Tính toán từ trường cho các thiết bị MRF

Bài toán mô hình hóa thiết bị MRF bao gồm hai phần cơ bản: phân tích điện từ và phân tích hệ thống lưu chất. Mục tiêu của bài toán là xác định mối liên hệ giữa năng lượng điện đầu vào và năng lượng cơ học đầu ra. Để giải quyết bài toán mô hình hóa, trước tiên mạch từ của thiết bị MRF cần được giải. Thông thường có hai phương pháp để tính toán từ trường cho thiết bị MRF: phương pháp giải tích và phương pháp phần tử hữu hạn. Các phương pháp này đã được phát triển bởi Nguyen và các cộng sự [100, 101].

a) Phương pháp giải tích

Tổng quát, mạch từ có thể được phân tích theo định luật Kirchoff như sau

$$\sum H_k l_k = N_{turns} I \quad (2.10)$$

trong đó H_k là cường độ từ trường trong đoạn thứ k của mạch, l_k là chiều dài hiệu quả của đoạn, N_{turns} là số vòng quấn dây và I là cường độ dòng điện đặt vào. Định luật bảo toàn từ thông Φ trong mạch được cho bởi

$$\Phi = B_k A_k \quad (2.11)$$

với A_k và B_k lần lượt là tiết diện mặt cắt ngang và mật độ từ thông của đoạn thứ k . Cần lưu ý là càng nhiều đoạn trong mạch được sử dụng, kết quả càng chính xác. Khi từ trường thấp, mật độ từ thông B_k tăng tỉ lệ với cường độ từ trường H_k

$$B_k = \mu_0 \mu_k H_k \quad (2.12)$$

trong đó μ_0 là độ từ thẩm của không khí và μ_k là độ từ thẩm tương đối của vật liệu đoạn thứ k . Khi từ trường lớn lên, khả năng phân cực vật liệu từ tính bị giảm đi và vật liệu hầu như ở trạng thái bão hòa từ. Thông thường, đường cong phi tuyến $B - H$ được sử dụng để biểu thị đặc tính từ của vật liệu. Xét mối quan hệ tuyến tính trong phương trình (2.12), mật độ từ thông và cường độ từ trường của đoạn thứ k khi từ trường thấp có thể được xấp xỉ

$$B_k = \frac{\mu_0 N_{turns} I}{\frac{l_k}{\mu_k} + \sum_{i=1, i \neq k}^n \frac{l_i A_k}{\mu_i A_i}} \quad (2.13)$$

$$H_k = \frac{N_{turns} I}{l_k + \sum_{i=1, i \neq k}^n \frac{\mu_k A_k}{\mu_i A_i} l_i} \quad (2.14)$$

Giả định đặc tính từ của vật liệu thiết bị MRF tương tự nhau ($\mu_1 = \mu_2 = \dots = \mu_n = \mu_d$), mật độ từ thông và cường độ từ trường trong vùng MRF kích hoạt trở thành

$$B_{MR} = \frac{\mu_0 N_{turns} I}{\frac{l_{MR}}{\mu_{MR}} + \frac{1}{\mu_d} \sum_i \frac{l_i A_{MR}}{A_i}} \quad (2.15)$$

$$H_{MR} = \frac{N_{turns} I}{l_{MR} + \frac{\mu_{MR} A_{MR}}{\mu_d} \sum_i \frac{l_i}{A_i}} \quad (2.16)$$

trong đó l_{MR} và A_{MR} lần lượt là chiều dài và tiết diện mặt cắt ngang của đoạn MRF kích hoạt, μ_{MR} và μ_d lần lượt là độ từ thẩm tương đối của MRF và của vật liệu thiết bị MRF.

b) Phương pháp phần tử hữu hạn (FEM)

Phương pháp giải tích trên chỉ hiệu quả với các thiết kế hình học đơn giản. Trong trường hợp hình học phức tạp hoặc nhiều cuộn dây, sự phân tích toán học trở nên rất khó khăn. Chính vì thế, mạch từ của thiết bị MRF trên thực tế thường được giải bằng FEM. Trong luận án này, mạch từ của giảm chấn MRF sẽ được giải bằng FEM tích hợp trong phần mềm ANSYS thương mại. Phần tử đối xứng trục hai chiều (PLANE 13) được sử dụng để mô hình hóa các bộ phận của giảm chấn. Cần lưu ý là kích thước hình học của giảm chấn MRF thay đổi liên tục trong quá trình tối ưu hóa, vì vậy kích thước lưới được xác định bởi số phần tử trên đường thẳng sẽ phù hợp hơn là bởi kích thước phần tử. Bởi vì mật độ từ thông không phải là hằng số dọc theo chiều dài khe hở MRF, giá trị trung bình cần được sử dụng. Mật độ từ thông trung bình xuyên qua khe hở MRF B_m được tính bằng cách tích phân mật độ từ thông dọc theo đoạn khe hở MRF kích hoạt, sau đó chia cho chiều dài đoạn

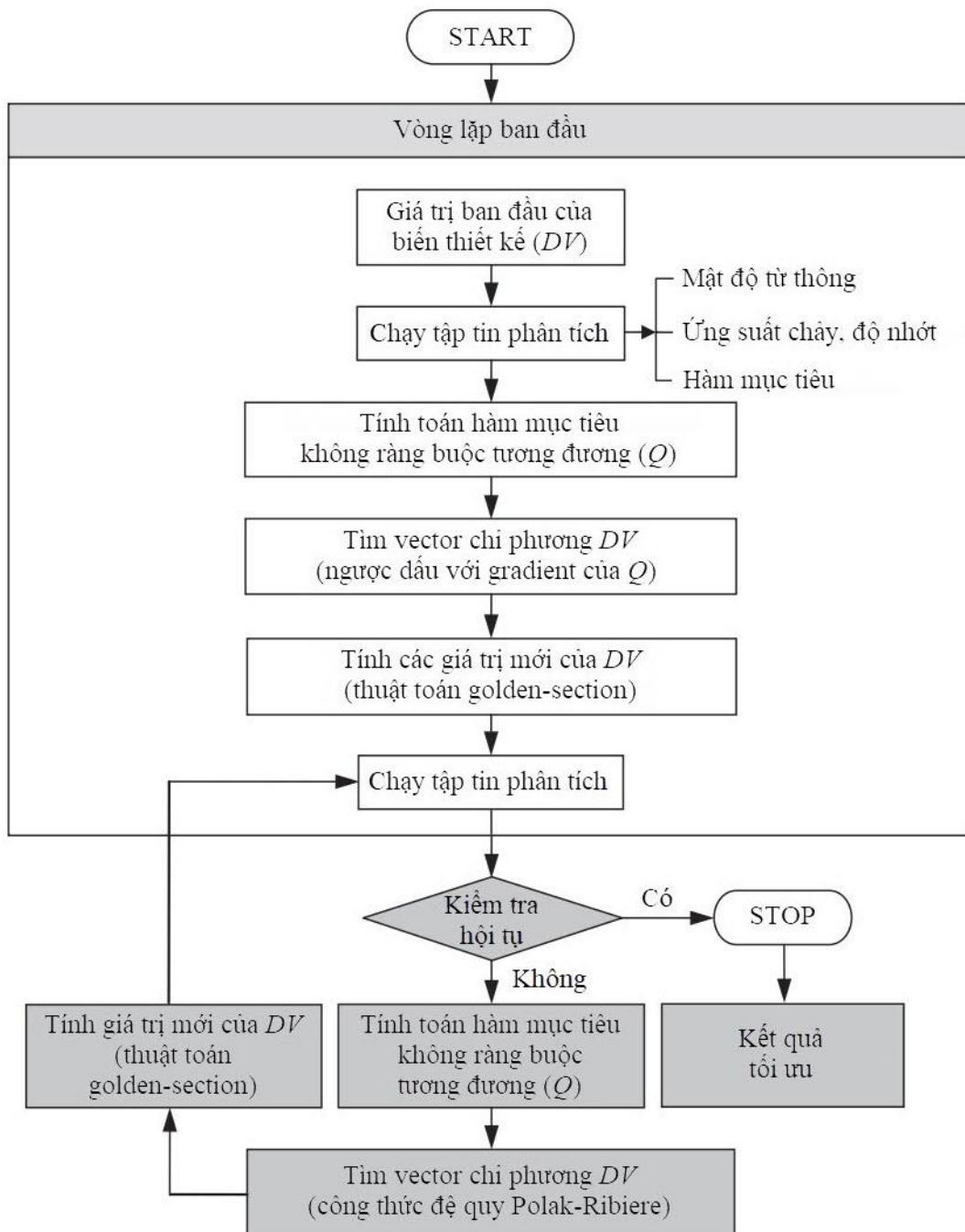
$$B_m = \frac{1}{L_{on}} \int_0^{L_{on}} B_m(s) ds \quad (2.17)$$

trong đó L_{on} là chiều dài khe hở MRF kích hoạt, $B_m(s)$ là mật độ từ thông tại mỗi điểm nút trên đoạn khe hở. Sau khi thu được lời giải mạch từ, mật độ từ thông trong vùng MRF kích hoạt sẽ được tính toán. Đặc tính lưu biến của MRF kích hoạt như ứng suất chảy và độ nhớt sau đó có thể được ước lượng dựa trên các mô hình ứng xử của MRF. Từ đó, lực giảm chấn kích hoạt và lực không tải được xác định thông qua phương trình cơ bản của giảm chấn MRF.

2.2.5 Phương pháp tối ưu hóa thiết kế của giảm chấn MRF

Trong phần này, quá trình tối ưu hóa thiết kế của giảm chấn MRF được thực hiện dựa trên phân tích phần tử hữu hạn (FEA) tích hợp trong ANSYS [100, 101]. Trước tiên, hàm mục tiêu (OBJ) cần được thiết lập từ mục đích thiết kế tối ưu và ứng dụng của thiết bị. Lưu ý là hàm mục tiêu luôn được cực tiểu hóa. Vì vậy, nếu mục đích tối ưu là cực đại hóa một thông số chức năng của thiết bị, hàm mục tiêu đó cần được chuyển sang một hàm tương đương sao cho khi hàm này đạt cực tiểu thì hàm chức năng gốc ban đầu đạt cực đại. Sau khi xây dựng hàm mục tiêu, các biến thiết kế (DV) và ràng buộc của bài toán tối ưu cần được xác định. Bước kế tiếp là chọn thuật toán tối ưu. Phương pháp tối ưu non-derivative (không đạo hàm) khá dễ thực hiện nhưng thường không được áp dụng cho các thiết bị MRF do đặc tính hội tụ kém. Các phương pháp tối ưu global (toàn cục), multi-object (đa mục tiêu) hay second-order (đạo hàm bậc hai) có độ hội tụ nhanh, tuy nhiên chúng phức tạp và tốn kém chi phí. Phương pháp tối ưu phổ biến nhất thường dùng cho các hệ thống MRF là first-order (đạo hàm bậc nhất). Mặc dù đặc tính hội tụ phần nào không bằng các phương pháp trên, phương pháp first-order vẫn được ưa chuộng bởi tính kinh tế và không tốn quá nhiều thời gian lập trình, tính toán. Trong nghiên cứu này, phương pháp first-order kết hợp với thuật toán tối ưu golden-section trong công cụ tối ưu hóa ANSYS sẽ được sử dụng.

Hình 2.15 mô tả lưu đồ tối ưu thiết kế của giảm chấn MRF. Quá trình tối ưu hóa bắt đầu với các giá trị ban đầu của biến thiết kế. Bằng cách chạy tập tin phân tích, mật độ từ thông B_m và sau đó là ứng suất chảy, độ nhớt sau khi chảy, lực giảm chấn, hàm mục tiêu lần lượt được tính toán. Tiếp theo, công cụ tối ưu hóa ANSYS chuyển



Hình 2.15: Lưu đồ tối ưu thiết kế của giảm chấn MRF.

bài toán tối ưu có ràng buộc thành bài toán không ràng buộc thông qua các hàm phạt. Hàm mục tiêu không thứ nguyên, không ràng buộc Q được định nghĩa

$$Q(x, q) = \frac{OBJ}{OBJ_0} + \sum_{i=1}^n P_x(x_i) + q \sum_{i=1}^m P_g(g_i) \quad (2.18)$$

trong đó OBJ_0 là giá trị hàm mục tiêu tham chiếu được chọn từ bộ thông số thiết kế hiện tại, q là tham số bề mặt đáp ứng kiểm soát sự thỏa mãn ràng buộc, P_x là hàm phạt cho biến thiết kế x_i và P_g là hàm phạt mở rộng cho biến trạng thái (ràng buộc) g_i . Ở vòng lặp ban đầu ($j = 0$), phương tìm kiếm của DV được giả định ngược dấu với gradient của hàm mục tiêu không ràng buộc. Do vậy, vector chỉ phương được tính toán với $q = 1$

$$d^{(0)} = -\nabla Q(x^{(0)}, 1) \quad (2.19)$$

Giá trị DV trong vòng lặp kế tiếp ($j + 1$) thu được từ phương trình sau

$$x^{(j+1)} = x^{(j)} + s_j d^{(j)} \quad (2.20)$$

trong đó tham số tìm kiếm đường thẳng s_j được xác định từ $x^{(j)}$ tương ứng với giá trị tối thiểu của Q theo phương $d^{(j)}$. Tham số này được tính toán bằng cách kết hợp thuật toán golden-section với kỹ thuật local quadratic fitting. Tập tin phân tích sau đó được chạy với các giá trị DV mới và sự hội tụ của hàm mục tiêu được kiểm tra. Nếu hội tụ xảy ra, giá trị DV ở vòng lặp này là tối ưu. Ngược lại, các vòng lặp tiếp tục được thực hiện tương tự như vòng lặp ban đầu, ngoại trừ việc các vector chỉ phương được xác định bằng công thức đệ quy dựa trên thuật toán gradient liên hợp phi tuyến

$$d^{(j)} = -\nabla Q(x^{(j)}, q_k) + r_{j-1} d^{(j-1)} \quad (2.21)$$

Đây là một thuật toán khá phổ biến cho các bài toán tối ưu quy mô lớn. Hai công thức cơ bản thường dùng để định nghĩa tham số r_{j-1} là Fletcher-Reeves (FR) [102] và Polak-Ribiere (PR) [103, 104], lần lượt được biểu diễn bởi

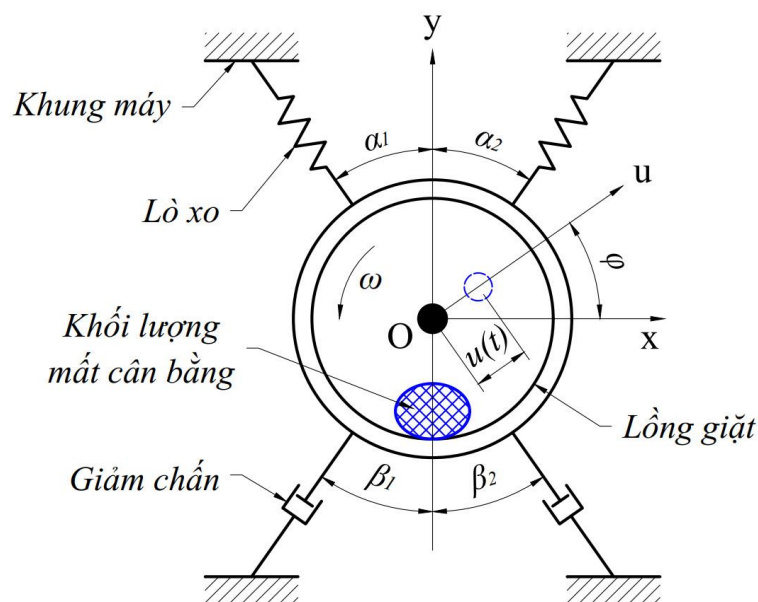
$$r_{j-1}^{FR} = \frac{|\nabla Q(x^{(j)}, q)|^2}{|\nabla Q(x^{(j-1)}, q)|^2} \quad (2.22)$$

$$r_{j-1}^{PR} = \frac{[\nabla Q(x^{(j)}, q) - \nabla Q(x^{(j-1)}, q)]^T \nabla Q(x^{(j)}, q)}{|\nabla Q(x^{(j-1)}, q)|^2} \quad (2.23)$$

Hai biến thể này tương đương nhau khi hàm mục tiêu là bậc hai. Tuy nhiên khi một phương tìm kiếm không tốt (gần như trực giao với gradient) được tạo ra thì $\nabla Q(x^{(j)}, q) \approx \nabla Q(x^{(j-1)}, q)$ và $r_{j-1}^{PR} \approx 0$, phương pháp PR sẽ bắt đầu lại với $r_{j-1} = 0$. Các mô phỏng số đã cho thấy phương pháp PR có khuynh hướng hiệu quả hơn phương pháp FR. Vì vậy, phương pháp PR được sử dụng trong công cụ tối ưu hóa của ANSYS. Mỗi vòng lặp bao gồm một số các vòng lặp phụ với những tính toán phương tìm kiếm và gradient.

2.3 Mô hình động lực học của máy giặt

Rung động và tiếng ồn thường xuất hiện trong quá trình vắt – sấy của máy giặt. Khi đó, trống giặt quay với tốc độ khá cao khiến cho quần áo giặt bị ép sát vào thành trong của trống giặt, hình thành một khối lượng mất cân bằng cho đến hết quá trình. Khối lượng mất cân bằng này gây ra lực ly tâm và kích thích rung động. Đặc biệt trong máy giặt cửa trước với trục xoay của trống giặt nằm ngang, quần áo được đảo lên xuống liên tục khiến cho khối lượng mất cân bằng rất dễ xuất hiện, gây ra rung động nghiêm trọng do hiệu quả tăng thêm từ trọng lực. Để kiểm soát rung động của



Hình 2.16: Mô hình 2D đơn giản của máy giặt cửa trước.

Bảng 2.2: Thông số thực nghiệm với máy giặt mẫu Samsung WF8690NGW.

| Thông số | | |
|---|--|---------|
| Kích thước (mm) | 600 x 550 x 850 | |
| Công suất giặt tối đa (kg) | 7 | |
| Tổng khối lượng thô (kg) | 58 | |
| Khối lượng khối lồng giặt (kg) | 40 | |
| Khối lượng mất cân bằng thí nghiệm (kg) | 7 | |
| Bán kính đặt khối lượng mất cân bằng (mm) | 125 | |
| Hệ thống treo | Độ cứng lò xo (kN/m) | 10 |
| | Khoảng cách giữa hai đầu chốt kết nối của giảm chấn (mm) | 200 |
| Quá trình vắt – sấy | Tốc độ trục chính (vòng/phút) | 0 – 900 |
| | Thời gian (s) | 180 |

máy giặt cửa trước, cần phân tích mô hình động lực học của máy giặt. Trong nghiên cứu này, máy giặt cửa trước mẫu làm mục tiêu để thiết kế hệ thống giảm chấn là máy giặt Samsung WF8690NGW. Thông số thực nghiệm với máy giặt mẫu được cho trong Bảng 2.2.

Hình 2.16 biểu diễn sơ đồ hai chiều (2D) đơn giản để phân tích động lực học của máy giặt. Từ hình vẽ, phương trình dao động được thiết lập

$$\begin{aligned}
 m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) \left[\sin^2(\varphi + \beta_2) + \sin^2(\varphi - \beta_1) \right]^{1/2} \\
 + ku(t) \left[\sin^2(\varphi + \alpha_1) + \sin^2(\varphi - \alpha_2) \right]^{1/2} = f_u(t)
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

trong đó $f_u(t)$ là lực kích thích gây ra chuyển vị $u(t)$ theo phương u bất kỳ cho tâm lồng giặt, m là khối lượng của khối lồng giặt, c là hệ số giảm chấn của mỗi giảm chấn, k là độ cứng của mỗi lò xo, φ là góc giữa phương u đang xét dao động và phương x , α_i và β_i ($i = 1, 2$) lần lượt là các góc so với phương y của lò xo và giảm chấn. Tỉ số cản ζ , tần số góc tự nhiên ω_n và tần số góc giảm chấn ω_d được xác định

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \frac{[\sin^2(\varphi + \beta_2) + \sin^2(\varphi - \beta_1)]^{1/2}}{[\sin^2(\varphi + \alpha_1) + \sin^2(\varphi - \alpha_2)]^{1/4}} \quad (2.25)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} [\sin^2(\varphi + \alpha_1) + \sin^2(\varphi - \alpha_2)]^{1/4} \quad (2.26)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.27)$$

Từ các phương trình trên, có thể thấy các thông số động học là hàm của góc bất kỳ φ . Điều này chỉ ra rằng sự cộng hưởng xảy ra ở các phương dao động khác nhau và rất khó để kiểm soát. Mục tiêu của bài toán thiết kế là hạn chế tối đa sự cộng hưởng ở tất cả các phương. Như vậy cần phải có các ràng buộc ban đầu về hình học thiết kế. Trên thực tế, khi xem xét các vấn đề về chế tạo và không gian lắp đặt, các lò xo và giảm chấn thường được thiết kế đối xứng theo từng cặp qua mặt phẳng thẳng đứng. Dễ dàng nhận ra rằng, trong trường hợp tối ưu với $\alpha_1 = \alpha_2 = \beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$, phương trình (2.24) sẽ được đơn giản hóa thành

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = f_u(t) \quad (2.28)$$

và khi đó tỉ số cản, tần số góc tự nhiên cũng như tần số góc giảm chấn không phụ thuộc vào phương dao động

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.29)$$

Trong quá trình hoạt động của máy giặt, lực kích thích do khối lượng mất cân bằng gây ra có thể được biểu diễn như một tải trọng điều hòa với tần số kích thích ω và biên độ F_u

$$f_u(t) = F_u \cos(\omega t) \quad (2.30)$$

Từ các phương trình (2.28) và (2.30), ứng xử chuyển vị trạng thái ổn định của khối lồng giặt thu được bởi

$$u(t) = \frac{F_u}{k} D \sin(\omega t - \theta) \quad (2.31)$$

trong đó θ là góc pha và D_m là hệ số động

$$\theta = \arctan\left(\frac{2\xi r_\omega}{1-r_\omega^2}\right); \quad D_m = \frac{1}{\sqrt{(1-r_\omega^2)^2 + (2\xi r_\omega)^2}} \quad (2.32)$$

với r_ω là tỉ lệ giữa tần số kích thích và tần số tự nhiên, $r_\omega = \omega/\omega_n$.

2.4 Sự truyền lực từ khối lồng giặt sang khung máy

Sử dụng phương trình (2.31) và đạo hàm bậc nhất của nó, lực truyền dẫn từ khối lồng giặt sang khung máy qua các lò xo và giảm chấn lần lượt được xác định

$$f_k(t) = ku(t) = F_u D_m \sin(\omega t - \theta) \quad (2.33)$$

$$f_d(t) = c\dot{u}(t) = 2\xi r_\omega F_u D_m \cos(\omega t - \theta) \quad (2.34)$$

Bởi vì góc pha giữa hai lực này là $\pi/2$, biên độ của tổng lực truyền dẫn là

$$F_t = \sqrt{f_{k,\max}(t)^2 + f_{d,\max}(t)^2} = F_u D_m \sqrt{1 + (2\xi r_\omega)^2} \quad (2.35)$$

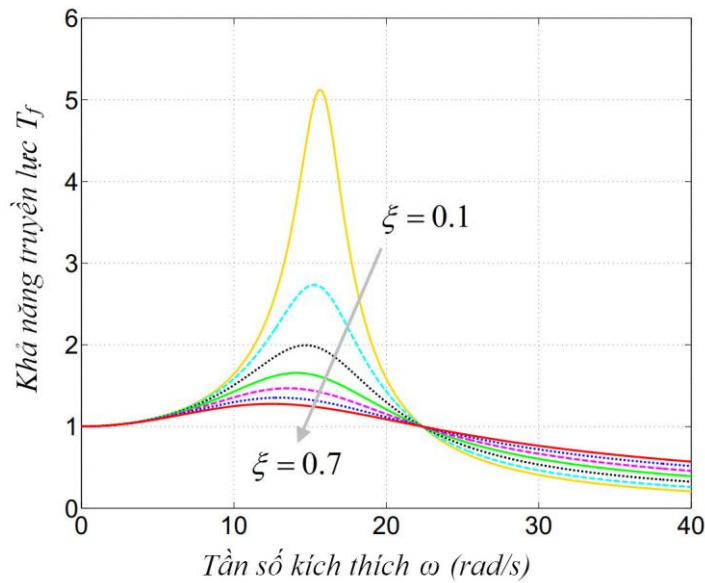
Gọi m_u và R_u lần lượt là khối lượng và bán kính tính từ trục xoay của khối lượng mất cân bằng, F_u được tính bởi $F_u = m_u \omega^2 R_u$. Phương trình (2.35) sau đó được viết lại như sau

$$F_t = m_u \omega^2 R_u D_m \sqrt{1 + (2\xi r_\omega)^2} \quad (2.36)$$

Khả năng truyền lực của khối lồng giặt được định nghĩa

$$T_f = \frac{F_t}{F_u} = D_m \sqrt{1 + (2\xi r_\omega)^2} \quad (2.37)$$

Mối quan hệ giữa khả năng truyền lực và tần số kích thích với các tỉ số cản khác nhau được thể hiện trong Hình 2.17. Có thể thấy khi mức giảm chấn thấp (tỉ số cản ζ thấp), khả năng truyền lực cộng hưởng tương đối lớn nhưng ở tần số cao thì sự truyền lực lại khá ít. Khi tăng mức giảm chấn (tăng tỉ số cản ζ), đỉnh cộng hưởng được giảm bớt nhưng khả năng cách ly rung động ở tần số cao bị mất. Điều này minh chứng cho sự trao đổi được – mất giữa khả năng kiểm soát cộng hưởng và khử rung động ở tần số cao trong các hệ giảm chấn bị động. Bên cạnh đó, hình vẽ cho thấy khi tỉ số cản ζ



Hình 2.17: Khả năng truyền lực từ khối lồng giặt sang khung máy.

đạt 0,7, đỉnh cộng hưởng gần như đã thoải thoải và không có sự thay đổi đáng kể nếu tăng hơn nữa. Do vậy, tỉ số cản 0,7 được chọn để thiết kế trong nghiên cứu này.

2.5 Tính toán lực giảm chấn cần thiết cho máy giặt

Lưu chất sử dụng trong giảm chấn MRF kiểu trượt không nhiều, do vậy có thể bỏ qua lực ma sát do độ nhớt của MRF. Khi đó, ứng xử của giảm chấn MRF kiểu trượt gần giống với giảm chấn ma sát Coulomb. Để tính toán lực giảm chấn cần thiết cho máy giặt, hệ số giảm chấn tương đương c_{eq} được sử dụng. Công trong một chu kỳ sinh ra bởi giảm chấn tương đương này là [105]

$$W_d = \oint F_{eq} du = \int_{\theta/\omega}^{(2\pi+\theta)/\omega} F_{eq} \dot{u}(t) dt = \int_{\theta/\omega}^{(2\pi+\theta)/\omega} c_{eq} \dot{u}^2(t) dt \quad (2.38)$$

trong đó F_{eq} là lực giảm chấn tương đương, $F_{eq} = c_{eq} \dot{u}(t)$. Sử dụng đạo hàm bậc nhất của phương trình (2.31), biểu thức trở thành

$$W_d = \omega^2 X^2 c_{eq} \int_{\theta/\omega}^{(2\pi+\theta)/\omega} \cos^2(\omega t - \theta) dt = \omega X^2 \pi c_{eq} \quad (2.39)$$

với X là biên độ dao động của khối lồng giặt

$$X = \frac{F_u}{k} D_m = \frac{m_u r_\omega^2 R_u}{m} D_m \quad (2.40)$$

Bằng cách cho công này bằng với công do lực giảm chấn MRF gây ra trong một chu kỳ

$$W_d = \omega X^2 \pi c_{eq} = 4 |F_r| X \quad (2.41)$$

lực giảm chấn cần thiết F_r có thể được tính toán bởi

$$|F_r| = \frac{\omega X \pi c_{eq}}{4} = \frac{\omega X \pi \xi \sqrt{mk}}{2} = \frac{k X \pi \xi r_\omega}{2} \quad (2.42)$$

Trong nghiên cứu này, độ cứng lò xo k là 10 kN/m, khối lượng của khối lồng giặt m là 40 kg, khối lượng mất cân bằng tương đương m_u là 7 kg đặt ở bán kính R_u 0,125 m. Để đạt tỉ số cản $\xi = 0,7$ khi cộng hưởng $r_\omega = \sqrt{1 - \xi^2}$, lực giảm chấn cần thiết được tính toán từ phương trình (2.42) là 78,7 N. Do vậy, lực giảm chấn mục tiêu được thiết lập là 80 N.

2.6 Tổng kết

Trong chương này, cơ sở khoa học làm nền tảng để phát triển nội dung luận án ở các chương tiếp theo đã được trình bày. SMA là vật liệu thông minh thứ nhất đã được giới thiệu với các ứng xử điển hình bao gồm: quá trình chuyển pha thuận nghịch giữa Austenite và Martensite gây ra bởi nhiệt độ, hiệu quả nhớ hình và giả đàn hồi. Vật liệu thông minh thứ hai đã được nghiên cứu là MRF, sở hữu đặc tính lưu biến phụ thuộc từ trường và được dự đoán bởi các mô hình ứng xử. Kế tiếp, phương pháp giải bài toán mạch từ và quá trình thiết kế tối ưu giảm chấn MRF được mô tả. Cuối cùng, mô hình động lực học của máy giặt cửa trước lắp giảm chấn vật liệu thông minh đã được xây dựng, đồng thời lực giảm chấn mục tiêu cho bài toán thiết kế cũng được tính toán dựa trên phương trình truyền lực của khối lồng giặt.

Chương 3

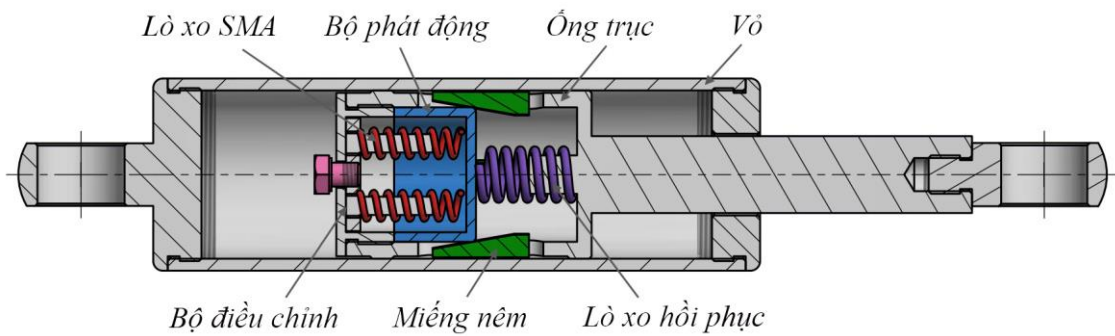
GIẢM CHẤN HỢP KIM NHỚ HÌNH

Nội dung Chương 3 là phiên bản được sắp xếp và định dạng lại từ công bố khoa học [7, 8] của tác giả:

- [7] Q. D. Bui, Q. D. Do, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and experimental evaluation of a novel damper for front-loaded washing machines featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 873–878, 2021.
- [8] D. Q. Bui, H. Q. Nguyen, V. L. Hoang and D. D. Mai. Design and hysteresis modeling of a new damper featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 125–136, 2021.

3.1 Giới thiệu

Một số nghiên cứu về hợp kim nhớ hình SMA đã được các nhà khoa học thực hiện, nhưng các ý tưởng khai thác và ứng dụng vào hệ thống giảm chấn cho máy giặt cửa trước chưa được phát triển đầy đủ. Từ việc phân tích các ưu điểm của SMA, Chương 3 của đề tài hướng đến đề xuất một loại giảm chấn mới sử dụng bộ phát động lò xo SMA. Giảm chấn SMA có thể tạo ra lực giảm chấn cần thiết đủ lớn để triệt tiêu rung động của hầu hết các máy giặt ở tần số cộng hưởng thấp trong khi vẫn duy trì lực không tải nhỏ để ngăn cản sự truyền dẫn lực ở tần số cao. Trước tiên, đặc tính của lò xo SMA sẽ được khảo sát qua thực nghiệm, sau đó giảm chấn được tính toán thiết kế và chế tạo với kết cấu nhỏ gọn nhằm thỏa mãn không gian lắp đặt trong máy giặt. Một hệ thống thí nghiệm được thiết lập để đánh giá đặc tính giảm chấn, đồng thời ứng xử của giảm chấn được phân tích và dự đoán bởi các mô hình trễ. Giảm chấn SMA sau đó được lắp vào một máy giặt mẫu và tiến hành thử nghiệm để đánh giá hiệu quả hoạt động thực tế.



Hình 3.1: Thiết kế 2D của giảm chấn SMA.

3.2 Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn SMA

Hình 3.1 biểu diễn kết cấu 2D của giảm chấn SMA. Thiết kế gồm một ống trượt trượt dọc theo vỏ hộp hình trụ. Bên trong ống trượt, một cơ cấu nệm được sử dụng, gồm một bộ phát động trượt tiếp xúc với bốn miếng nệm để tạo ra lực ma sát trên bề mặt trong của vỏ hộp. Khi được cấp nhiệt, lò xo SMA giãn dài ra và đẩy bộ phát động trượt về phía phải ép bốn miếng nệm di chuyển ra phía ngoài tiếp xúc với mặt trong của vỏ hộp. Ma sát giữa bốn miếng nệm và vỏ hộp sinh ra lực giảm chấn. Lò xo SMA có thể cung cấp hành trình phát động dài, tuy nhiên lực phát động lại thấp. Nghiên cứu này sử dụng cơ cấu nệm để khuếch đại lực phát động nhằm đạt được lực giảm chấn mong muốn. Trong quá trình nguội đi, lò xo SMA co lại hình dạng gốc và một lò xo hồi phục được sử dụng để đẩy bộ phát động về vị trí ban đầu. Bốn miếng nệm sau đó di chuyển vào phía trong và như vậy ma sát giữa chúng với mặt trong của vỏ hộp giảm xuống. Lực giảm chấn cực đại và lực ma sát không tải (khi SMA ở nhiệt độ phòng) của giảm chấn SMA có thể được điều chỉnh bằng bộ điều chỉnh và số lượng lò xo SMA lắp đặt.

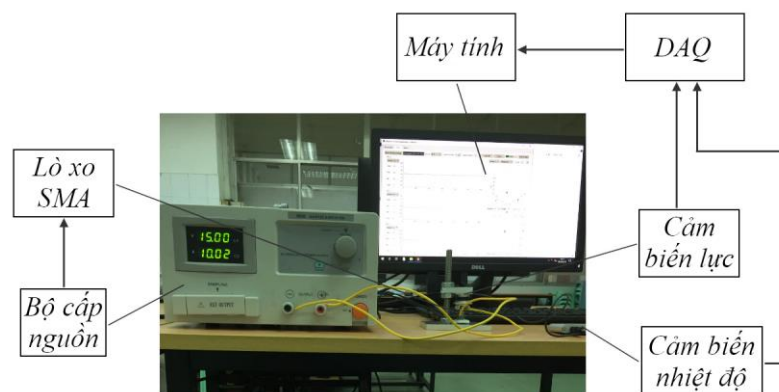
3.3 Mô hình hóa giảm chấn SMA

3.3.1 Đặc tính lò xo SMA

Hình 3.2 mô tả hệ thống thí nghiệm xác định đặc tính của lò xo SMA. Hai miếng lót cách nhiệt được sử dụng để ngăn sự tiếp xúc trực tiếp giữa lò xo SMA và các bộ

Bảng 3.1: Kích thước hình học của các mẫu thử lò xo SMA.

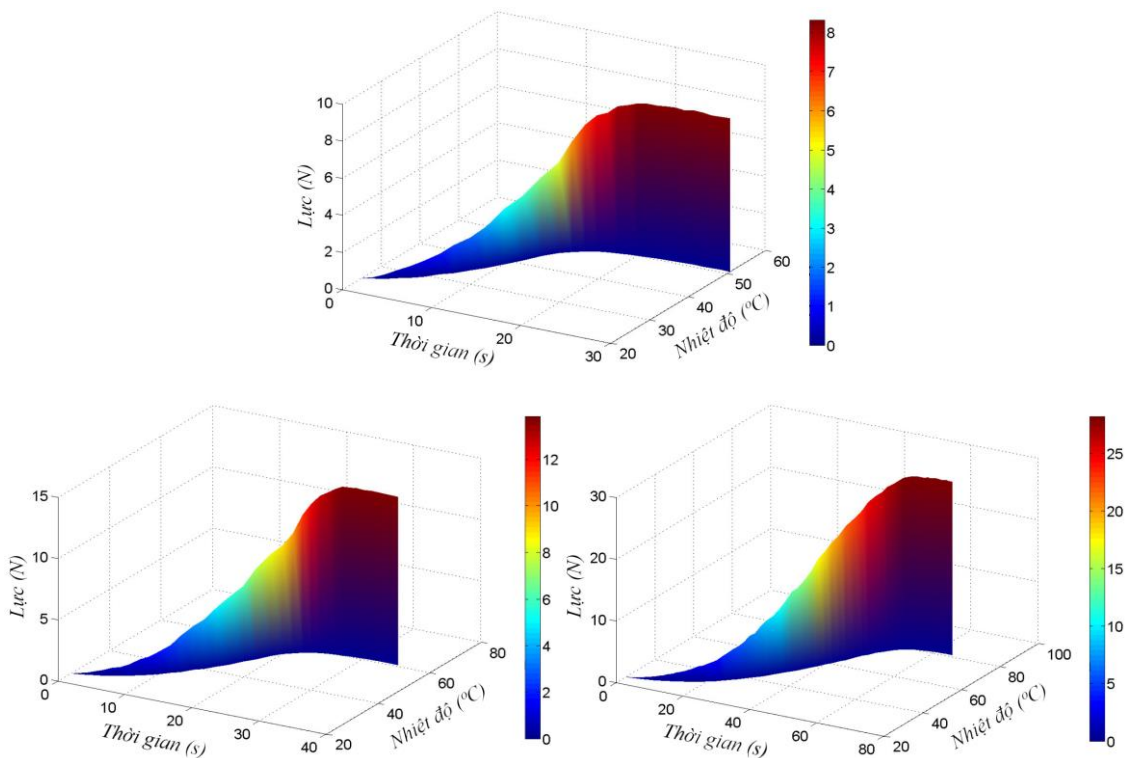
| Lò xo | Đường kính danh nghĩa | Đường kính dây | Chiều dài |
|-------|-----------------------|----------------|-----------|
| 1 | 9 | 0,8 | 15 |
| 2 | 6 | 1,2 | 20 |
| 3 | 10 | 2 | 25 |



Hình 3.2: Hệ thống thí nghiệm xác định đặc tính lò xo SMA.

phận kế cận. Bộ cấp nguồn một chiều cung cấp cho lò xo một dòng điện đủ lớn để quá trình chuyển pha Austenite xảy ra hoàn toàn. Dữ liệu lực và nhiệt độ được đo bởi cảm biến lực và cảm biến nhiệt độ, sau đó gửi đến máy tính thông qua hệ thống DAQ. Trong nghiên cứu này, ba mẫu lò xo SMA sản xuất bởi SAES® Getters Group (SmartFlex® SMA spring) được tiến hành thử nghiệm. Kích thước hình học của các lò xo được cho trong Bảng 3.1.

Ứng xử thực nghiệm lực – nhiệt độ – thời gian của ba mẫu lò xo SMA được trình bày trong Hình 3.3. Từ hình vẽ, có thể thấy lực phát động của lò xo SMA tăng theo nhiệt độ kích thích và nhiệt độ này là một đáp ứng nhất thời theo thời gian. Ở trạng thái ổn định, lực phát động cực đại của ba lò xo lần lượt xấp xỉ 8,3, 13,8 và 28,1 N. Ba lò xo hầu như đạt trạng thái bão hòa lực tại các thời điểm đáp ứng 20, 26 và 53 giây, cho thấy nhiệt độ kết thúc chuyển pha Austenite tương ứng của ba lò xo là khoảng 50, 60 và 80°C. Từ các kết quả, có thể nhận thấy đáp ứng của lò xo phát động



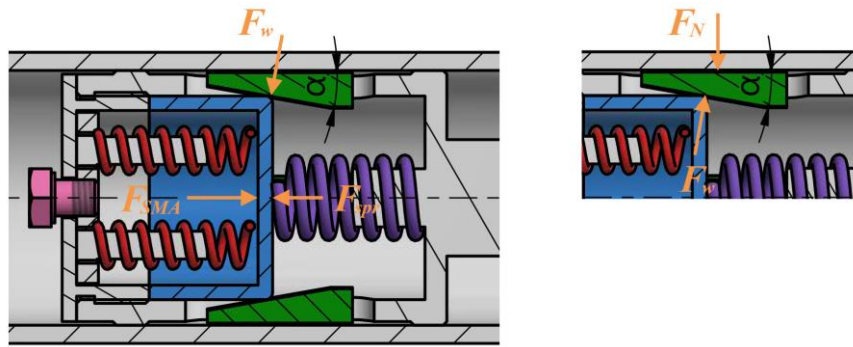
Hình 3.3: Ứng xử thực nghiệm của ba mẫu lò xo SMA.

SMA khá chậm, chủ yếu do thời gian chuyển pha của vật liệu SMA và đáp ứng nhất thời theo thời gian của nhiệt độ kích thích. Lò xo 1 thể hiện khả năng đáp ứng nhanh nhất nhưng lực phát động thấp nhất, còn lò xo 3 thì ngược lại. Xét về yếu tố kích cỡ giảm chấn, lò xo 2 là sự lựa chọn tốt nhất. Từ các dữ liệu phân tích, quá trình thiết kế giảm chấn SMA được tiến hành.

3.3.2 Thiết kế giảm chấn SMA

Trong phần này, giảm chấn SMA được thiết kế dựa trên mô hình cân bằng lực và phương trình động lực học của khối lỏng giặt đã trình bày ở Mục 2.3 (Chương 2). Hình 3.4 minh họa hệ lực cân bằng tác động lên các bộ phận của giảm chấn khi lò xo SMA được kích hoạt.

Lò xo SMA được cấp nhiệt sẽ tạo ra lực F_{SMA} đẩy bộ phát động sang phải làm cho bốn miếng nệm dịch chuyển ra ngoài. Với thiết kế ống trục được bôi trơn ở bề mặt trụ trong, lực ma sát giữa bộ phát động và ống trục rất bé nên có thể bỏ qua. Tại



Hình 3.4: Hệ lực cân bằng của giảm chấn SMA.

vị trí tiếp xúc giữa bốn miếng nêm và bộ phát động, lực F_{SMA} cân bằng với lực F_{spr} của lò xo hồi phục và tổng lực do bốn miếng nêm tác động lên bộ phát động F_w . Phương trình cân bằng theo phương dọc trục

$$F_{SMA} - F_{spr} - F_w \sin \alpha = 0 \quad (3.1)$$

trong đó α là góc côn của miếng nêm. Lực F_{spr} của lò xo hồi phục được tính bởi

$$F_{spr} = k_{spr} \Delta_{spr} = k_{spr} \frac{\Delta_w}{\text{tg} \alpha} \quad (3.2)$$

với k_{spr} và Δ_{spr} lần lượt là độ cứng và chuyển vị của lò xo hồi phục, Δ_w là chuyển vị của các miếng nêm. Khi bốn miếng nêm dịch chuyển ra ngoài và ép sát vào mặt trong của vỏ hộp, phản lực F_N được sinh ra tác động ngược lại bốn miếng nêm. Bỏ qua lực ma sát rất bé giữa bốn miếng nêm và ống trục, phương trình cân bằng tại vị trí tiếp xúc giữa bốn miếng nêm và vỏ hộp theo phương hướng kính được thiết lập

$$F_N - F_w \cos \alpha = 0 \quad (3.3)$$

Lực ma sát giữa bốn miếng nêm và vỏ hộp được xác định

$$F_f = \mu F_N \quad (3.4)$$

với μ là hệ số ma sát giữa vật liệu làm miếng nêm và vật liệu làm vỏ hộp. Lực ma sát này cũng chính là lực giảm chấn kích hoạt của giảm chấn SMA. Kết hợp các phương trình (3.1 – 3.4), lực giảm chấn F_d được tính toán

$$F_d = \mu \left(F_{SMA} - k_{spr} \frac{\Delta_w}{\text{tg} \alpha} \right) \text{ctg} \alpha \quad (3.5)$$

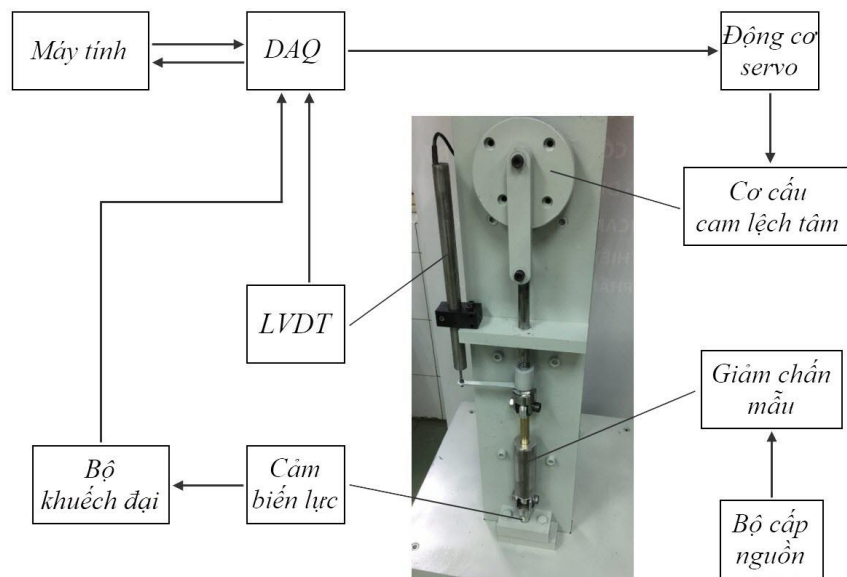
Trong nghiên cứu này, bốn miếng nêm và vỏ hộp được làm bằng thép C45 thương mại có hệ số ma sát μ là 0,65, góc côn của miếng nêm α là 10° , độ cứng lò xo hồi phục k_{spr} là 5 N/mm và khe hở ban đầu giữa các miếng nêm và vỏ hộp có bề dày 0,2 mm. Từ quan điểm cân bằng giữa các yếu tố lực phát động, thời gian chuyển trạng thái và kích cỡ giảm chấn, lò xo SMA 2 được chọn cho thiết kế. Để đạt được lực giảm chấn cần thiết F_r là 80 N ở tần số cộng hưởng (Mục 2.5, Chương 2), cần sử dụng hai lò xo SMA. Khi đó lực giảm chấn kích hoạt có thể đạt đến 80,8 N.

3.4 Đánh giá thực nghiệm giảm chấn SMA

Dựa trên các kết quả tính toán, giảm chấn SMA mẫu được chế tạo như Hình 3.5. Hình 3.6 mô tả sơ đồ thí nghiệm đánh giá hiệu quả hoạt động của giảm chấn. Trong hệ thống này, một động cơ servo (MSMD022S1T, Panasonic) với hộp tốc độ 15:1 được sử dụng để tạo chuyển động quay cho trục khuỷu. Chuyển động quay của động cơ được biến đổi thành chuyển động tịnh tiến của trục giảm chấn nhờ vào cơ cấu cam lệch tâm. Lực giảm chấn được đo bởi một cảm biến lực hai chiều (FFG-200N, lực đo tối đa: 200 N) sản xuất bởi Forsentek Co., Limited, Thâm Quyên, Trung Quốc. Chuyển vị tức thời được đo bởi một cảm biến chuyển vị LVDT (linear variable differential transformer – ACT1000A, phạm vi đo: ± 25 mm) sản xuất bởi RPD Electrosense. Khi thí nghiệm bắt đầu, dòng điện 4 A được đặt vào các lò xo SMA của giảm chấn từ bộ nguồn cấp điện lập trình (PPW-8011, TWINTEX). Các tín hiệu điều



Hình 3.5: Giảm chấn SMA mẫu và các bộ phận của giảm chấn.

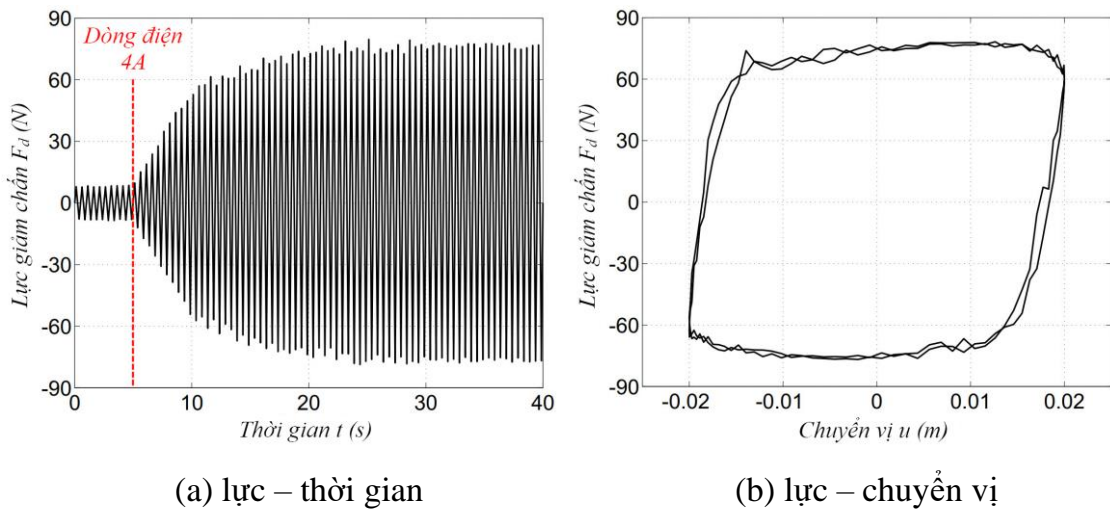


Hình 3.6: Sơ đồ thí nghiệm kiểm tra đặc tính kỹ thuật của giảm chấn kiểu trượt.

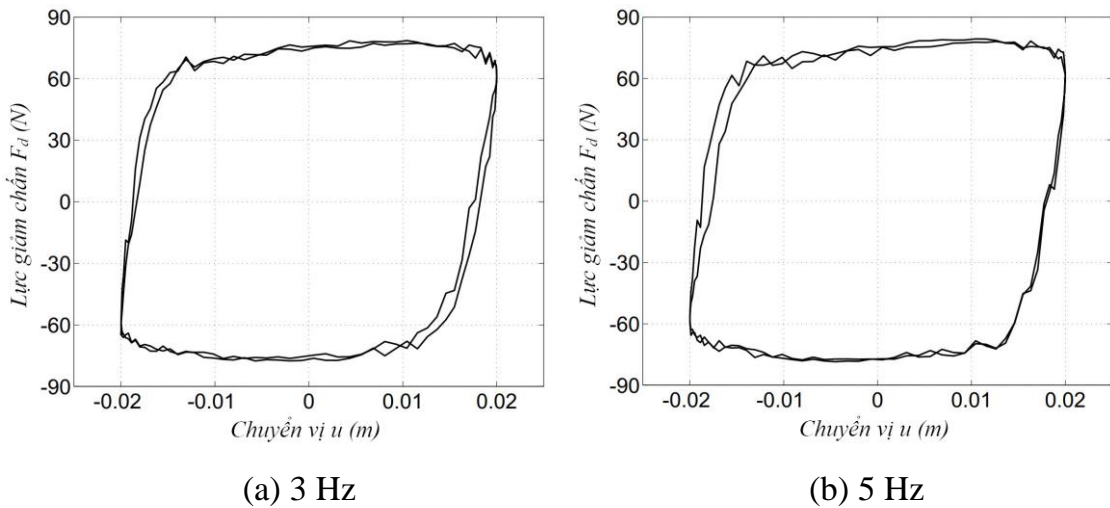
kiến bộ nguồn và tín hiệu đầu ra từ các cảm biến được liên kết với máy tính thông qua bộ thu thập dữ liệu DAQ (data acquisition – myRIO 1900, National Instruments).

Hình 3.7(a) biểu thị ứng xử thực nghiệm của giảm chấn mẫu SMA trong miền lực – thời gian ở vận tốc góc kích thích 4π rad/s (2 Hz). Đây cũng là tần số thường xảy ra cộng hưởng. Hình vẽ cho thấy khi giảm chấn SMA không được cấp nhiệt (không có dòng điện đặt vào lò xo), lực không tải khoảng 8 N. Lực này chủ yếu do ma sát giữa vỏ và các vai trục. Khi dòng điện 4 A được cấp vào lò xo SMA, ở trạng thái ổn định, lực giảm chấn cực đại có thể đạt xấp xỉ 76,5 N (khoảng 95% so với lý thuyết tính toán là 80,8 N), đủ lớn để loại bỏ rung động của hầu hết máy giặt ở tần số cộng hưởng. Kết quả này khá phù hợp với mô hình tính toán lý thuyết. Hình vẽ cũng chỉ ra rằng thời gian chuyển đổi từ lực không tải sang giá trị ổn định cực đại khoảng 25 giây, tương đồng với dữ liệu đo đạc thực nghiệm của lò xo 2.

Để đặc tả rõ hơn ứng xử của giảm chấn SMA ở trạng thái ổn định (nhiệt độ khoảng 60°C), mối quan hệ giữa lực giảm chấn và chuyển vị của trục giảm chấn trong hai chu kỳ hành trình được trình bày trong Hình 3.7(b). Từ hình vẽ, có thể thấy rõ hiện tượng trễ của giảm chấn SMA, đặc biệt ở cuối hành trình. Khi chuyển động của trục đảo chiều, lực giảm chấn đột ngột thay đổi. Điều này là hiển nhiên bởi vì lực



Hình 3.7: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn SMA ở tần số 2 Hz.



Hình 3.8: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn SMA ở các tần số khác.

giảm chấn được hình thành bởi ma sát Coulomb giữa các miếng nệm và mặt trụ trong của vỏ giảm chấn.

Các phân tích tương tự có thể được rút ra từ Hình 3.8 khi thử nghiệm giảm chấn SMA ở các tần số cao hơn, 3 và 5 Hz. Vài khác biệt nhỏ được ghi nhận ở lực giảm chấn cực đại và lực không tải khi chúng có khuynh hướng tăng nhẹ theo tốc độ quay của động cơ, về cơ bản có thể giải thích do hiệu quả quán tính của trục giảm chấn.

3.5 Mô hình trễ phi tuyến của giảm chấn SMA

Trong phần này, ứng xử trễ phi tuyến ở trạng thái ổn định của giảm chấn SMA (khi lò xo SMA hoàn toàn kích hoạt) được dự đoán bởi mô hình động lực học tham số đề xuất trong [106] (công bố khoa học [3] của tác giả). Hai mô hình phổ biến khác là Bingham [65] và Bouc–Wen [68, 69] cũng được đưa vào để so sánh. Sơ đồ hệ thống của ba mô hình được minh họa trong Hình 3.9. Mô hình Bingham (Hình 3.9a) gồm một thành phần cản nhớt liên kết với một thành phần ma sát Coulomb. Mô hình được biểu diễn toán học bởi

$$F_d = c_0 \dot{u} + f_f \operatorname{sgn}(\dot{u}) + f_0 \quad (3.6)$$

Mô hình Bouc–Wen (Hình 3.9b) và mô hình đề xuất (Hình 3.9c) về cơ bản đều bao gồm một thành phần cản nhớt, một thành phần đàn hồi và một thành phần trễ biểu thị sự phi tuyến ở đầu và cuối hành trình (vùng vận tốc giảm dần về 0 và đảo chiều). Tuy nhiên mô hình Bouc–Wen sử dụng toán tử trễ tiến hóa Bouc–Wen, còn mô hình đề xuất có thành phần trễ dựa trên mô hình Magic Formula [107] với hai nhánh đường cong trễ được kiểm soát độc lập. Mô hình đề xuất này sẽ được nghiên cứu và phân tích kỹ trong Chương 4 tiếp theo. Biểu thức toán học của hai mô hình được cho bởi Mô hình Bouc–Wen:

$$F_d = c_0 \dot{u} + k_0 u + \alpha_0 z_{BW} \quad (3.7a)$$

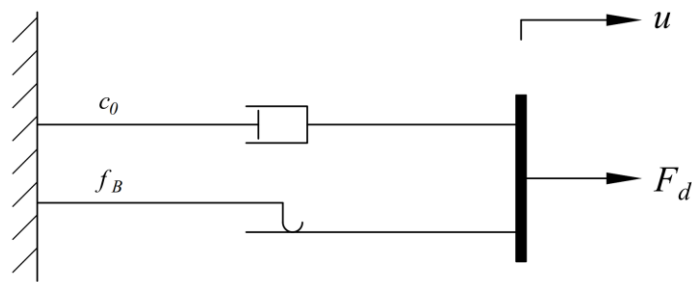
$$\dot{z}_{BW} = -\delta |\dot{u}| z_{BW} |z_{BW}|^{(h-1)} - \beta \dot{u} |z_{BW}|^h + A_0 \dot{u} \quad (3.7b)$$

Mô hình đề xuất:

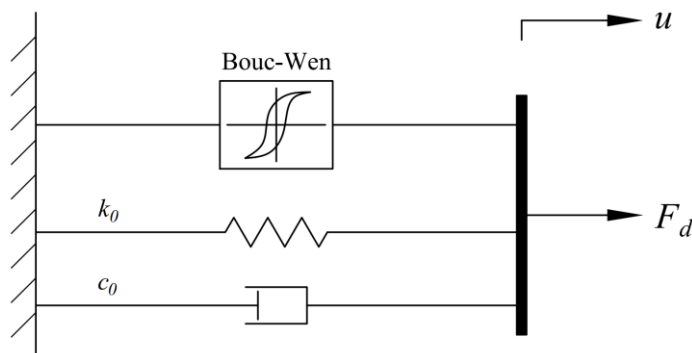
$$F_d = c_0 \dot{u} + k_0 u + D \sin \left\{ C \arctan \left[\begin{array}{l} B(1-E)z \\ +E \arctan(Bz) \\ +H \arctan^7(Bz) \end{array} \right] \right\} + f_0 \quad (3.8a)$$

$$z = \begin{cases} \dot{u} + S_a u, & \ddot{u} \geq 0 \\ \dot{u} + S_b u, & \ddot{u} < 0 \end{cases} \quad (3.8b)$$

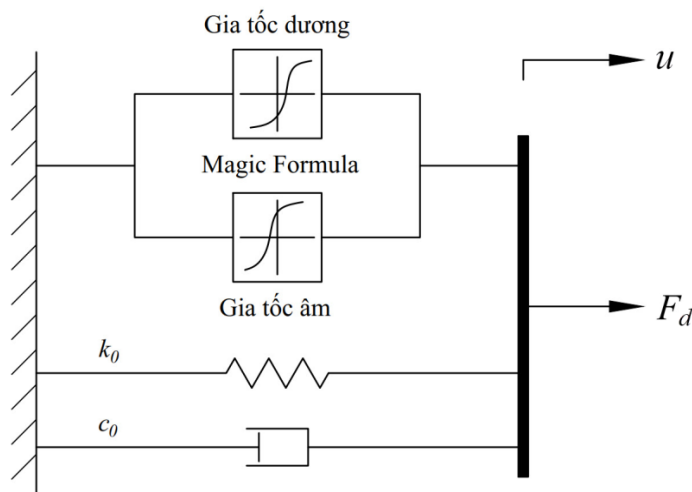
Trong ba mô hình trên, u là chuyển vị, \dot{u} là vận tốc, c_0 là hệ số giảm chấn, k_0 là hệ số độ cứng, f_f là lực ma sát gây bởi ứng suất chảy, f_0 là lực chênh lệch ban đầu, z_{BW} là



(a) mô hình Bingham [65]



(b) mô hình Bouc-Wen [68, 69]



(c) mô hình đề xuất [106]

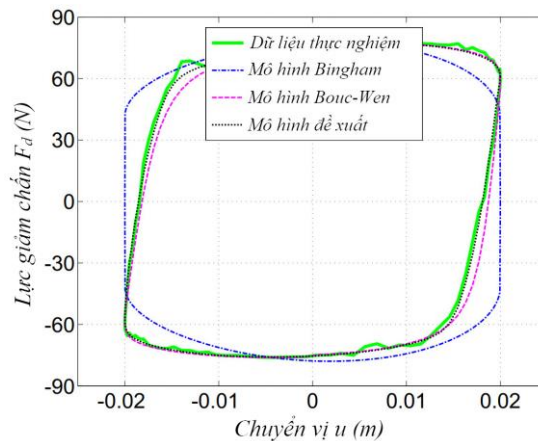
Hình 3.9: Các mô hình trễ phi tuyến cho giảm chấn SMA.

biến tiến hóa Bouc-Wen, z là biến độc lập và $\alpha_0, \beta, \delta, h, A_0, S_a, S_b, B, C, D, E, H$ là các hệ số đặc tả hình dạng đường cong trễ.

Từ dữ liệu thực nghiệm, các tham số ước lượng của ba mô hình ở tần số kích thích 2 Hz được liệt kê trong Bảng 3.2. Sử dụng các tham số tối ưu này, ứng xử dự

Bảng 3.2: Các tham số ước lượng của ba mô hình ở tần số kích thích 2 Hz.

| Mô hình | Các tham số |
|----------|--|
| Bingham | $c_0 = 142,1 \text{ N.s/m}$, $f_B = 41,5 \text{ N}$, $f_0 = 0 \text{ N}$ |
| Bouc–Wen | $c_0 = 67,6 \text{ N.s/m}$, $k_0 = 277,6 \text{ N/m}$, $\alpha_0 = 1041,5 \text{ N/m}$, $\beta = 0 \text{ m}^{-2}$, $\gamma = 278,7 \text{ m}^{-2}$, $q = 2$, $A = 0,88$ |
| Đề xuất | $c_0 = 74,7 \text{ N.s/m}$, $k_0 = 308,2 \text{ N/m}$, $S_a = 4,63 \text{ s}^{-1}$, $S_b = 6,64 \text{ s}^{-1}$, $B = 13,7 \text{ s/m}$, $C = 0,93$, $D = 57,1 \text{ N}$, $E = -0,6$, $H = 2,11$ |

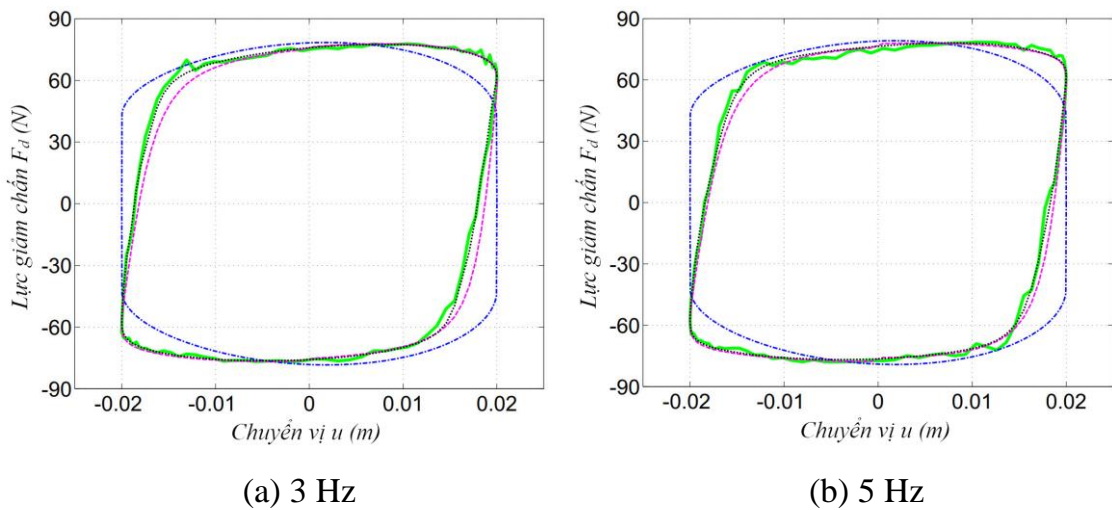


Hình 3.10: So sánh ứng xử của ba mô hình và thực nghiệm ở tần số 2 Hz.

đoán bởi ba mô hình được so sánh với dữ liệu đo đạc thực nghiệm. Hình 3.10 trình bày kết quả so sánh lực giảm chấn trong miền chuyển vị ở tần số 2 Hz. Có thể thấy cả ba mô hình đều đáp ứng tốt dữ liệu thực nghiệm. So với hai mô hình kia, mô hình Bingham không thể hoàn toàn đặc tả được ứng xử trễ phi tuyến của giảm chấn SMA ở hai điểm đầu và cuối hành trình. Tuy nhiên mô hình Bingham có cấu trúc đơn giản, rất có lợi trong các trường hợp cần mô hình hóa nhanh với độ chính xác tương đối, chẳng hạn như quá trình tính toán thiết kế hoặc ước lượng ban đầu đặc tính giảm chấn. Ngược lại, mô hình Bouc–Wen và mô hình đề xuất có thể phản ánh sự biến thiên của lực giảm chấn tốt hơn, nhưng đồng thời cũng phức tạp hơn. Vì vậy, chúng phù hợp cho các bài toán thiết kế điều khiển, phản hồi hay nhận dạng hệ thống. Nhận

Bảng 3.3: Sai số chuẩn hóa giữa ứng xử của ba mô hình và thực nghiệm.

| Mô hình | 2 Hz | 3 Hz | 5 Hz |
|----------|-------|-------|-------|
| Bingham | 0,262 | 0,268 | 0,261 |
| Bouc–Wen | 0,074 | 0,086 | 0,06 |
| Đề xuất | 0,03 | 0,029 | 0,034 |



Hình 3.11: So sánh ứng xử của ba mô hình và thực nghiệm ở các tần số khác.

xét tương tự cũng được rút ra từ Hình 3.11 cho các trường hợp tần số kích thích cao hơn, 3 và 5 Hz.

Độ chính xác của ba mô hình được thể hiện qua sai số chuẩn hóa trong miền chuyển vị giữa lực giảm chấn thực nghiệm và được dự đoán bởi ba mô hình

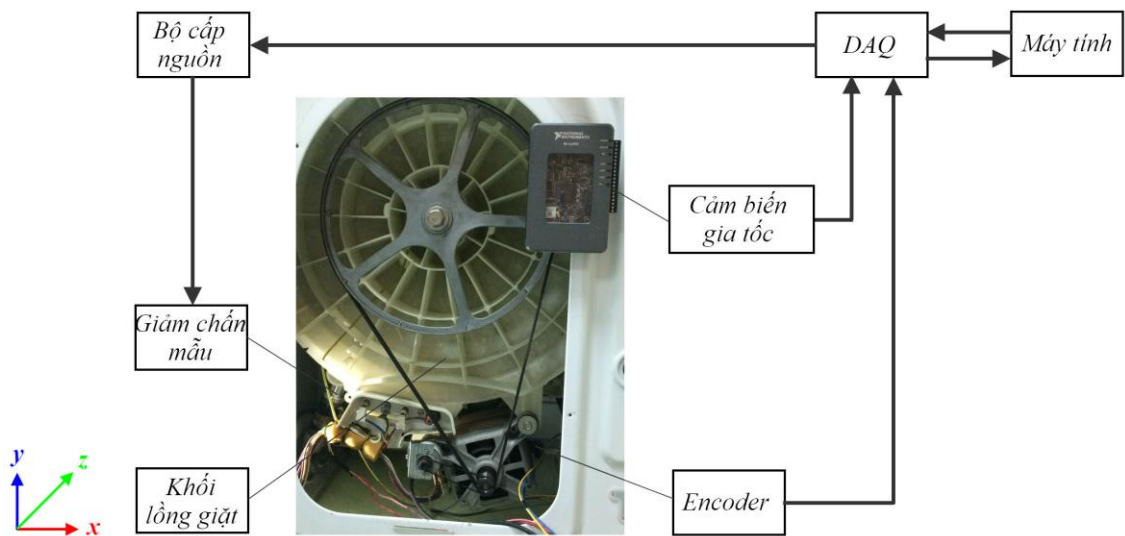
$$E_u = \frac{\int_0^T (F_{\text{exp}} - F_m)^2 \left| \frac{du}{dt} \right| dt}{\int_0^T (F_{\text{exp}} - \mu_{\text{exp}})^2 \left| \frac{du}{dt} \right| dt} \quad (3.9)$$

trong đó F_m là lực mô phỏng, F_{exp} là lực đo đạc thực nghiệm và μ_{exp} là lực thực nghiệm trung bình trong chu kỳ T . Kết quả so sánh được trình bày trong Bảng 3.3. Có thể nhận thấy mô hình Bouc–Wen và mô hình đề xuất dự đoán hiện tượng trễ của giảm

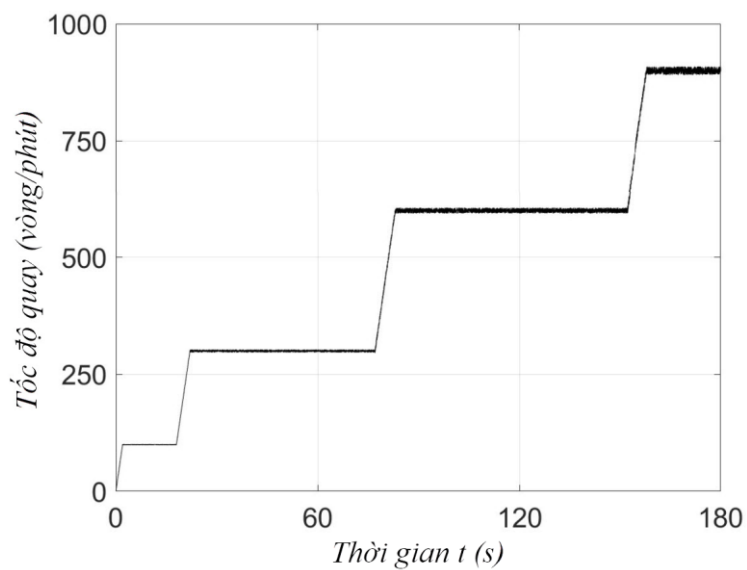
chấn SMA với độ chính xác cao nhờ vào sự kiểm soát chặt chẽ và hiệu quả các tham số vật lý của mô hình.

3.6 Thử nghiệm trên máy giặt cửa trước

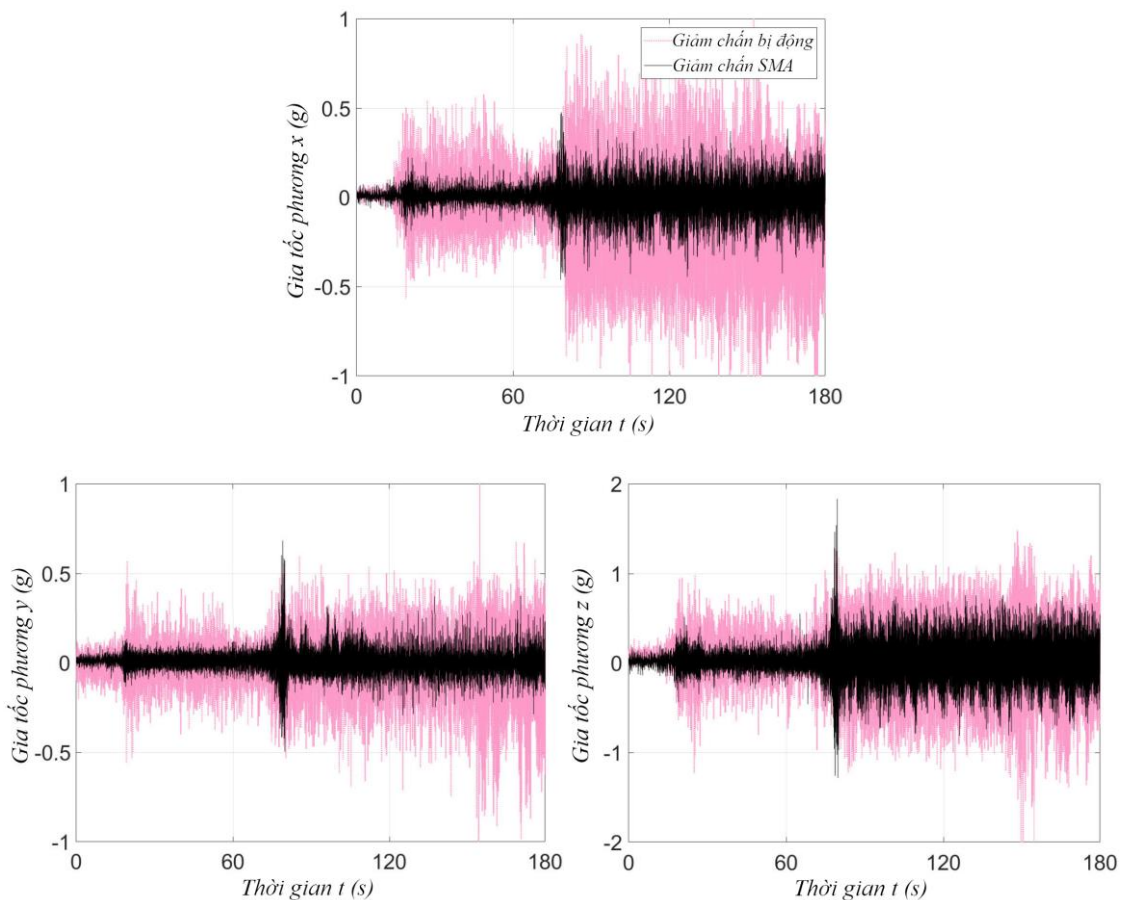
Để đánh giá hiệu quả hoạt động, giảm chấn SMA được lắp vào máy giặt cửa trước mẫu Samsung WF8690NGW và tiến hành thử nghiệm. Hình 3.12 mô tả sơ đồ hệ



Hình 3.12: Hệ thống đánh giá thực nghiệm trên máy giặt mẫu.



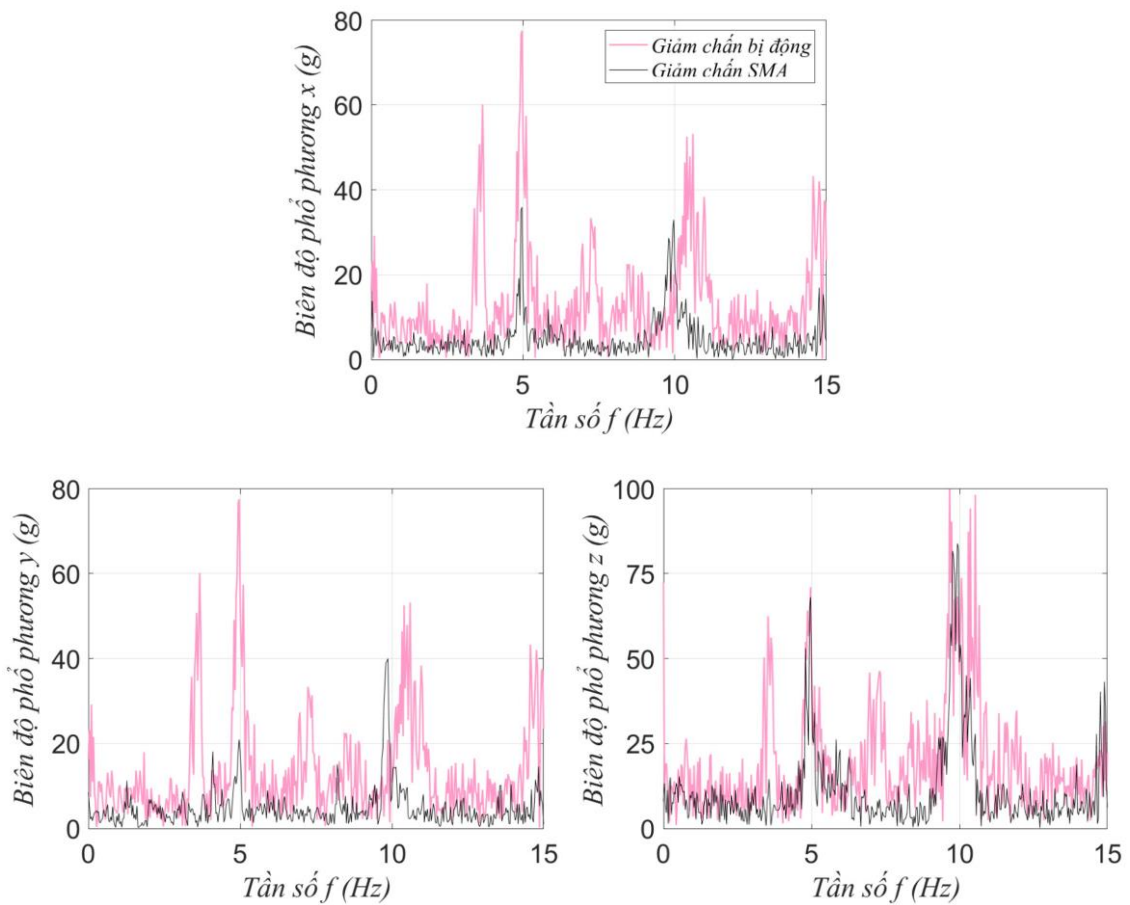
Hình 3.13: Quá trình vắt – sấy của máy giặt.



Hình 3.14: Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn SMA.

thống đánh giá thực nghiệm trên máy giặt mẫu. Một khối lượng 7 kg được đặt cố định vào trống giặt để tạo kích thích và một encoder dùng để đo tốc độ quay. Khung máy lắp một cảm biến gia tốc để đánh giá khả năng truyền dẫn lực. Quá trình vắt – sấy được minh họa trong Hình 3.13. Dữ liệu ứng xử được thu thập trong 3 phút khi tốc độ quay của trống giặt tăng từ 0 đến 900 vòng/phút cho hai trường hợp: lắp giảm chấn bị động thương mại và lắp giảm chấn SMA.

Ứng xử dao động thực nghiệm theo ba phương x , y , z của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn SMA được biểu thị trong Hình 3.14. Có thể thấy ở các tần số thấp với số vòng quay trực chính dưới 300 vòng/phút (khoảng 77 giây đầu tiên), giảm chấn SMA ở trạng thái kích hoạt giúp máy giặt hạn chế rung lắc hơn so với giảm chấn bị động thương mại. Điều này chủ yếu do lực giảm chấn của bộ giảm chấn SMA lớn hơn. Ở các tần số cao, khi tốc độ trống giặt bắt đầu tăng lên 600 vòng/phút và hơn (từ



Hình 3.15: Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn SMA.

giây 77 trở đi), giảm chấn SMA duy trì ở trạng thái nghỉ giúp rung động của máy giặt sử dụng giảm chấn SMA vẫn được cách ly tốt. Hình 3.15 minh họa phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và SMA với những nhận xét tương tự. Kết quả giảm rung được thể hiện rõ hơn qua các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt trong Bảng 3.4. Trong ba phương dao động, kết quả phương z thì không được giảm nhiều so với hai phương còn lại. Nguyên nhân chính là do các giảm chấn chỉ được lắp đặt trong cùng mặt phẳng x - y .

Nhìn chung, thực nghiệm đã cho thấy tính khả thi của giảm chấn SMA trong việc kiểm soát rung động của máy giặt. Tuy nhiên thời gian chuyển đổi trạng thái của lò xo SMA khá lâu (khoảng 25 giây) khiến cho giảm chấn bước đầu chỉ phù hợp để điều khiển on-off. Các nghiên cứu sau này có thể hướng đến thử nghiệm nhiều loại vật

Bảng 3.4: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn SMA.

| Giá trị cực đại của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
|--|-------------|-------|-------|------------|-------|-------|
| Giảm chấn | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Bị động | 0,577 | 0,57 | 1,229 | 1,276 | 1,5 | 2,262 |
| SMA | 0,25 | 0,218 | 0,557 | 0,478 | 0,683 | 1,831 |
| Giá trị trung bình của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
| Giảm chấn | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Bị động | 0,105 | 0,081 | 0,179 | 0,321 | 0,17 | 0,419 |
| SMA | 0,03 | 0,033 | 0,082 | 0,09 | 0,064 | 0,231 |

liệu SMA và các phương pháp gia nhiệt hiệu quả hơn để giảm thời gian kích hoạt của giảm chấn.

3.7 Tổng kết

Trong chương này, một giảm chấn mới sử dụng hợp kim nhớ hình (SMA) đã được phát triển cho hệ thống treo của máy giặt cửa trước. Đầu tiên, cấu hình của giảm chấn được đề xuất và ba loại lò xo SMA được thí nghiệm để xác định đặc tính. Từ dữ liệu thí nghiệm, giảm chấn SMA đã được mô hình hóa, chế tạo mẫu và kiểm tra. Kết quả đo đạc của giảm chấn cho thấy sự tương đồng với mô hình hóa.

Ba mô hình trễ, bao gồm mô hình Bingham, Bouc–Wen và mô hình đề xuất bởi tác giả [106], đã được sử dụng để dự đoán ứng xử phi tuyến của giảm chấn SMA. Mô hình Bingham có cấu trúc đơn giản nên thường được sử dụng để thiết kế. Ngược lại, mô hình Bouc–Wen và mô hình đề xuất phản ánh sự biến thiên của lực giảm chấn chính xác hơn nhưng đồng thời cũng phức tạp hơn, vì vậy phù hợp cho các bài toán điều khiển, phản hồi hay nhận dạng hệ thống.

Giảm chấn SMA sau đó đã được lắp đặt vào máy giặt cửa trước mẫu để thử nghiệm. Dữ liệu cho thấy giảm chấn SMA thể hiện khả năng giảm rung hiệu quả hơn giảm chấn bị động. Tuy nhiên với thời gian kích hoạt khá lớn, giảm chấn SMA bước đầu chỉ phù hợp cho điều khiển on-off. Các nội dung tiếp theo của đề tài chỉ tập trung nghiên cứu và khai thác về giảm chấn lưu chất từ biến.

Kết quả nghiên cứu trong Chương 3 của luận án đã được tác giả công bố trên 2 tạp chí Scopus [108, 109].

Chương 4

GIẢM CHẤN LƯU CHẤT TỪ BIẾN

Nội dung Mục 4.1 – 4.4 là phiên bản được sắp xếp và định dạng lại từ công bố khoa học [5] của tác giả:

D. Q. Bui, V. L. Hoang, H. D. Le and H. Q. Nguyen. Design and evaluation of a shear-mode MR damper for suspension system of front-loading washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 1061–1072, 2018.

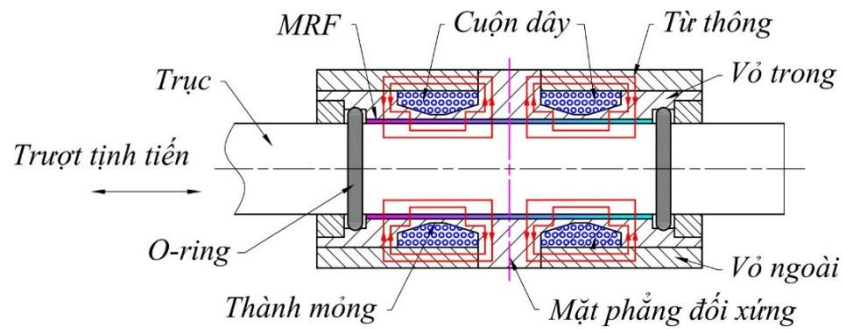
4.1 Giới thiệu

Giảm chấn lưu chất từ biến (MRF) đã và đang được nghiên cứu rộng rãi. Tuy nhiên kết cấu phức tạp, lực giảm chấn cực đại lớn hơn lực cần thiết cho máy giặt (khoảng 80 – 120 N) và lực không tải khá cao là những nhược điểm vẫn còn tồn tại. Thêm vào đó, các giảm chấn cũng chưa được thử nghiệm trên máy giặt để đánh giá hiệu quả hoạt động.

Chương 4 của đề tài tập trung vào phát triển một loại giảm chấn MRF kiểu mới có thể đạt đến lực giảm chấn cần thiết để loại bỏ rung động ở tần số cộng hưởng trong khi vẫn giữ lực không tải nhỏ để hạn chế sự truyền dẫn lực ở tần số cao, giúp máy giặt hoạt động ổn định hơn. Giảm chấn được đề xuất có thiết kế tối ưu về hình học để đảm bảo các yêu cầu về lực giảm chấn, không gian lắp đặt trong máy giặt và kết cấu đơn giản nhằm giảm thiểu chi phí sản xuất. Mô hình ứng xử của giảm chấn sẽ được phân tích và một bộ điều khiển hệ thống bán chủ động được thiết kế. Thử nghiệm trên máy giặt mẫu cũng sẽ được tiến hành để đánh giá hiệu quả vận hành của hệ thống.

4.2 Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn MRF

Như đã phân tích ở Mục 2.2.1 (Chương 2), giảm chấn MRF có ba kiểu hoạt động phổ biến: kiểu trượt, kiểu dòng chảy (hoặc kết hợp hai loại này) và kiểu nén. Kiểu nén chỉ phù hợp cho giảm chấn với hành trình giới hạn, còn kiểu dòng chảy hoặc kết hợp có thể tạo ra lực giảm chấn lớn, tuy nhiên chúng có kết cấu phức tạp, lực không



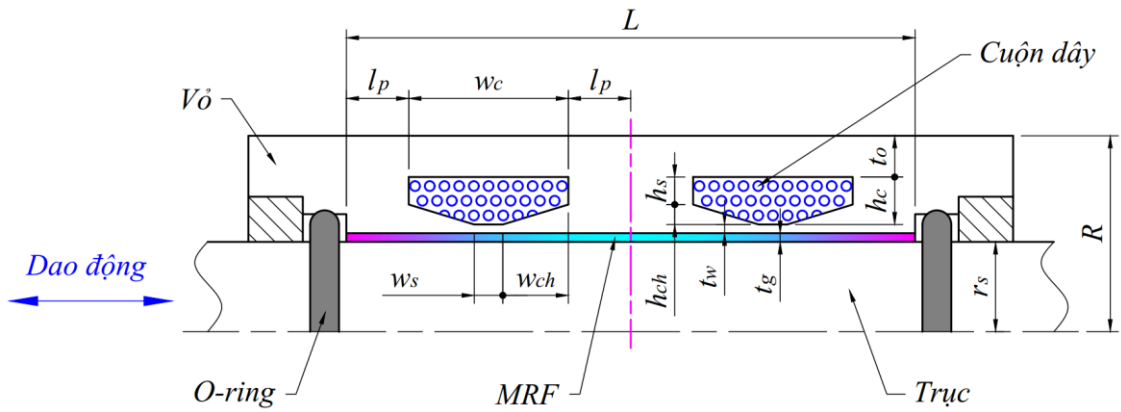
Hình 4.1: Thiết kế 2D của giảm chấn MRF kiểu trượt.

tải lớn và chi phí cao do cần sử dụng một lượng lớn MRF. Bởi vì lực giảm chấn cần thiết cho máy giặt không quá lớn trong khi lực ma sát không tải cần nhỏ nhất có thể để cách ly rung động và tiếng ồn ở tần số cao, kiểu vận hành trượt được đề xuất cho giảm chấn MRF trong nghiên cứu này. Hình 4.1 biểu diễn cấu hình 2D của giảm chấn MRF kiểu trượt. Rung động của máy giặt gây nên chuyển động tịnh tiến của trục giảm chấn và từ đó lực giảm chấn được sinh ra thông qua sự trượt trực tiếp với MRF.

Trong thiết kế này, hai cuộn dây được quấn trực tiếp trên các rãnh của vỏ trong. MRF được đổ đầy vào khe hở giữa trục và thành trong. Tiết diện mặt cắt ngang của phần thành mỏng giữa rãnh quấn dây và khe hở MRF được thiết kế đủ nhỏ sao cho từ thông đi qua nó nhanh chóng đạt đến trạng thái bão hòa và do vậy buộc phải đi xuyên qua khe hở MRF. Các cạnh vát được thêm vào mặt cắt ngang rãnh quấn dây để tối đa chiều dài hiệu quả của khe hở MRF. Dưới tác dụng của từ trường ngoài, MRF hóa rắn ngăn cản chuyển động tương đối giữa trục và vỏ, sinh ra lực giảm chấn. Vài nghiên cứu sử dụng kết cấu giảm chấn với nhiều hơn hai cuộn dây để tăng mật độ từ thông xuyên qua khe hở MRF, tuy nhiên lại gây nhiều khó khăn và làm tăng chi phí cho việc gia công, lắp ráp và bảo trì. Hơn nữa, nhiều cuộn dây nghĩa là cần nhiều nguồn cấp, dẫn đến chi phí vận hành tăng lên và nhiệt tỏa ra lớn hơn. Xem xét toàn bộ các yếu tố trên, cấu hình hai cuộn dây được đề xuất trong nghiên cứu này.

4.3 Mô hình hóa giảm chấn MRF

Hình 4.2 minh họa các kích thước hình học cơ bản của giảm chấn MRF. Trong phần này, thiết kế của giảm chấn MRF được thực hiện dựa trên mô hình giả tĩnh và



Hình 4.2: Kích thước hình học cơ bản của giảm chấn MRF.

phương trình động lực học của khối lỏng giặt đã trình bày ở Mục 2.3 (Chương 2). Từ các phương trình (2.7 – 2.9), lực giảm chấn kích hoạt F_d và lực không tải F_0 được xác định

$$F_d = A_{l.on} \left(\tau_y + \eta \frac{\dot{u}}{t_g} \right) + A_{l.off} \left(\tau_{y0} + \eta_0 \frac{\dot{u}}{t_g} \right) + 2F_{or} \quad (4.1)$$

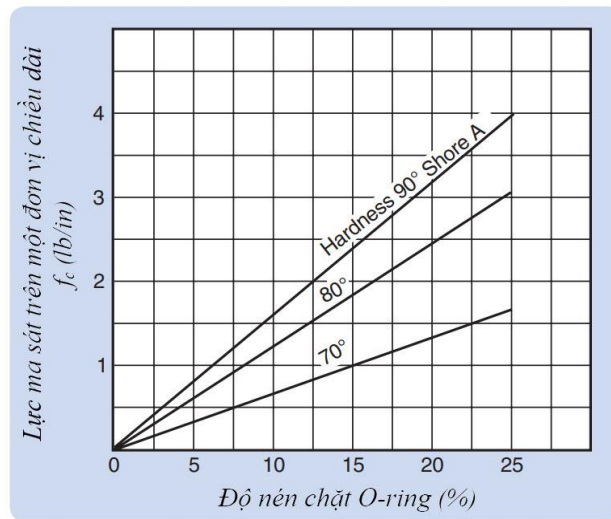
$$F_0 = A_l \left(\tau_{y0} + \eta_0 \frac{\dot{u}}{t_g} \right) + 2F_{or} \quad (4.2)$$

trong đó τ_y và η lần lượt là ứng suất chảy và độ nhớt của MRF, ký hiệu 0 dưới dòng tương ứng với trạng thái không kích hoạt, \dot{u} là vận tốc tương đối giữa trục và vỏ, t_g là bề dày khe hở MRF, A_l là diện tích của toàn bộ phần trục tiếp xúc với MRF trong khe hở, $A_{l.on}$ và $A_{l.off}$ lần lượt là diện tích của phần trục tiếp xúc với MRF kích hoạt và không kích hoạt. A_l , $A_{l.on}$ và $A_{l.off}$ được tính toán bởi

$$A_l = 2\pi r_s L; \quad A_{l.on} = 2\pi r_s L_{on}; \quad A_{l.off} = 2\pi r_s L_{off} \quad (4.3)$$

với L_{on} và L_{off} lần lượt là chiều dài của MRF kích hoạt và không kích hoạt. Tổng hai thông số này là chiều dài của toàn bộ khe hở L . Với cấu hình thiết kế đã đề xuất, $L_{off} \cong 0$ và do vậy $L_{on} \cong L$. F_{or} là lực ma sát Coulomb giữa trục và mỗi O-ring, được tính toán bởi [110]

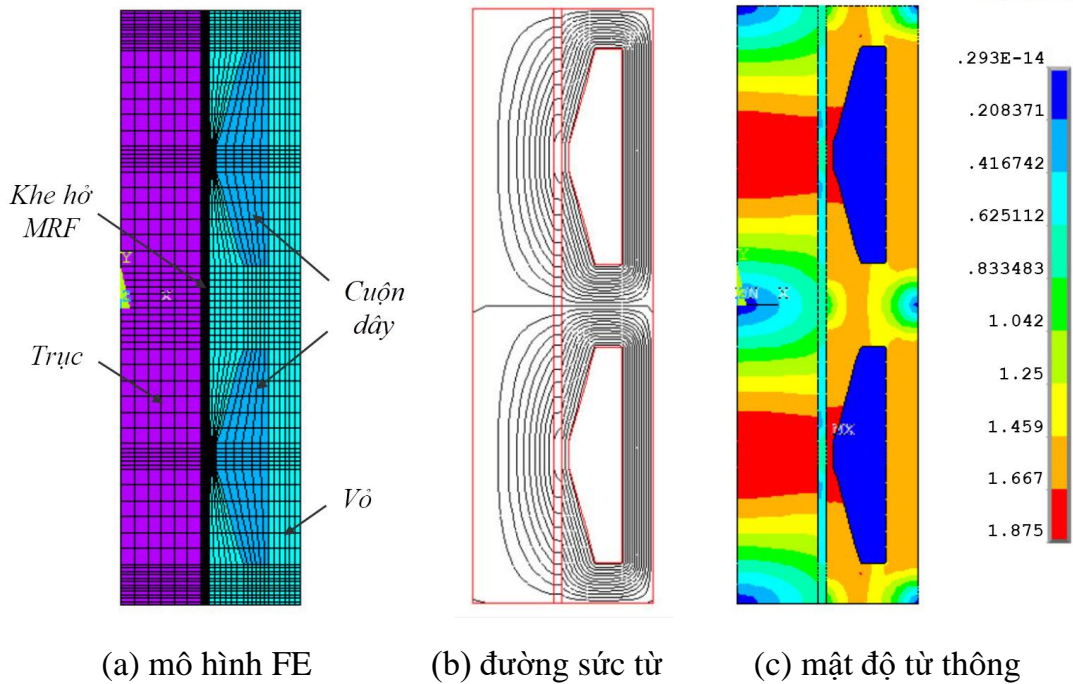
$$F_{or} = f_h A_r + f_c L_r \quad (4.4)$$



Hình 4.3: Lực ma sát gây bởi sự nén chặt O–ring [110].

trong đó L_r là chiều dài của bề mặt cao su làm kín (bằng chu vi trục), f_c là lực ma sát trên một đơn vị chiều dài gây bởi sự nén chặt O–ring và được xác định từ Hình 4.3, A_r là tiết diện ngang của O–ring và f_h là lực ma sát do áp suất lưu chất tác động lên một đơn vị tiết diện ngang. Cần lưu ý với thiết kế giảm chấn MRF kiểu trượt, áp suất này rất nhỏ và vì vậy có thể bỏ qua, $f_h \cong 0$. Thêm vào đó, độ nén chặt O–ring cần được thiết lập ở mức độ vừa phải để lực ma sát không tải không quá lớn nhưng vẫn đảm bảo sự làm kín trong quá trình máy giặt vận hành. Trong nghiên cứu này, các O–ring NBR 70–durometer với độ nén chặt 15% được sử dụng để chặn kín MRF và f_c thu được từ hình vẽ là $175,1 \text{ N/m}$.

Lưu chất MR 132–DG sản xuất bởi Lord Corporation và mô hình Bingham plastic được sử dụng cho thiết kế của giảm chấn. Mặc dù không dự đoán tốt ứng xử của MRF ở tốc độ trượt thấp cũng như không mô tả hiện tượng trượt dính mỏng hay trượt dày ở tốc độ trượt cao, mô hình Bingham vẫn được sử dụng rộng rãi khi thiết kế các thiết bị MRF nhờ tính đơn giản và khả năng mô hình hóa nhanh. Dựa trên mô hình Bingham, các đặc tính lưu biến MRF (ứng suất chảy τ_y và độ nhớt η) phụ thuộc vào từ trường ngoài được ước lượng bởi mô hình từ hóa của Zubieta và các cộng sự [99] đã trình bày ở Mục 2.2.2 (Chương 2).



Hình 4.4: Mô hình hóa giảm chấn MRF trên ANSYS.

Để đạt được hiệu quả hoạt động tốt nhất, thiết kế của giảm chấn MRF cần được tối ưu hóa. Chú ý rằng lực giảm chấn cực đại F_d trong phương trình (4.1) và lực không tải F_0 trong phương trình (4.2) xung đột với nhau trong mục tiêu thiết kế. Giảm kích cỡ của giảm chấn sẽ giúp giảm lực không tải và qua đó giảm sự truyền dẫn lực ở tần số cao, tuy nhiên lực giảm chấn cực đại đồng thời cũng sẽ giảm theo và có thể không đủ lớn để hạn chế rung động ở tần số cộng hưởng. Vì vậy, mục tiêu thiết kế tối ưu trong nghiên cứu này là tối thiểu hóa lực không tải F_0 trong khi lực giảm chấn cực đại đạt đến lực cần thiết F_r là 80 N ở tần số cộng hưởng (Mục 2.5, Chương 2). Trong bài toán tối ưu này, các biến thiết kế là bán kính trục r_s , chiều cao cuộn dây h_c , chiều rộng cuộn dây w_c , kích thước vát h_{ch} và w_{ch} , chiều dài cực từ l_p và bề dày vỏ t_o . Vật liệu chế tạo trục và vỏ của giảm chấn là thép C45 thương mại. Dây đồng trong các cuộn dây từ tính có đường kính 0,34 mm. Hệ số điền đầy vòng dây trong rãnh quấn dây được thiết lập là 85% và sự mất mát từ tính được giả định là 15% theo kinh nghiệm thực tế. Để thỏa mãn không gian lắp đặt trong máy giặt, ràng buộc về chiều dài giảm chấn cần được thiết lập. Với hành trình tối đa của giảm chấn là 40 mm và

Bảng 4.1: Các thông số tối ưu của giảm chấn MRF.

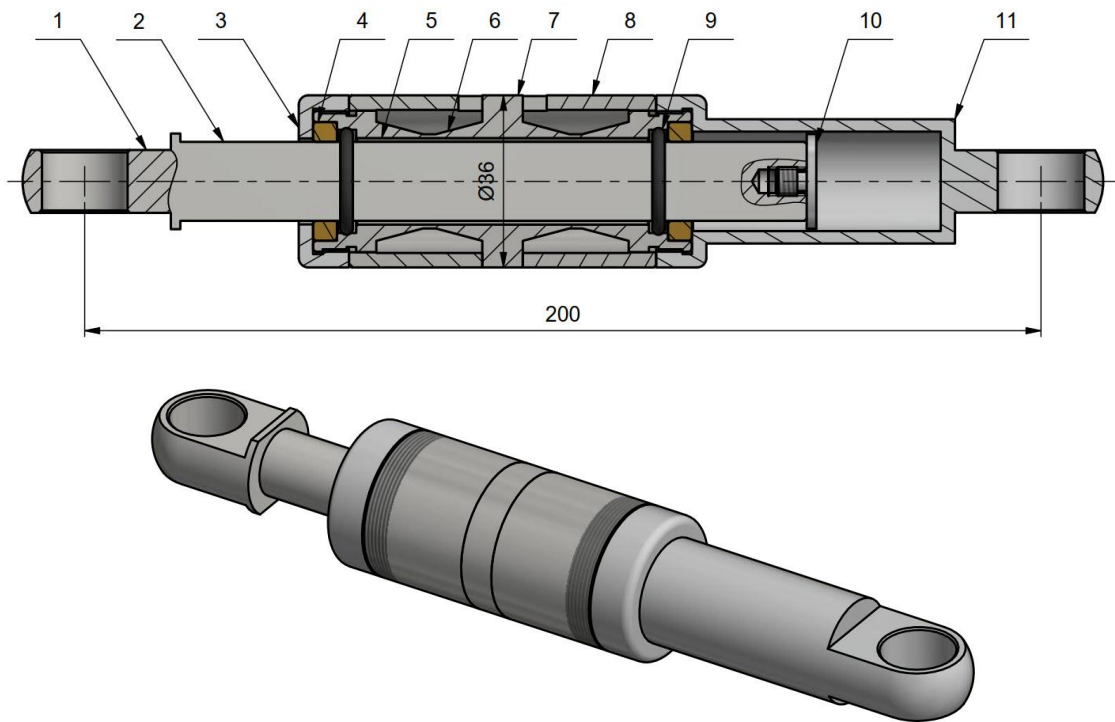
| Thông số thiết kế | | | |
|------------------------------|-------|---------------------------------|-------|
| Chiều cao rãnh h_c (mm) | 5,11 | Bề dày thành mỏng t_w (mm) | 0,8 |
| Chiều rộng rãnh w_c (mm) | 22,16 | Bề dày vỏ trượt t_o (mm) | 3 |
| Chiều cao vát h_{ch} (mm) | 2,58 | Bán kính trục r_s (mm) | 8,25 |
| Chiều rộng vát w_{ch} (mm) | 9,77 | Bán kính ngoài R (mm) | 17,96 |
| Chiều dài cực từ l_p (mm) | 4,23 | Cường độ dòng điện I (A) | 1 |
| Chiều dài khe MRF L (mm) | 61,24 | Lực giảm chấn cực đại F_d (N) | 80 |
| Bề dày khe MRF t_g (mm) | 0,8 | Lực ma sát không tải F_0 (N) | 18,4 |

tổng chiều dài giữa hai đầu chốt kết nối của giảm chấn khoảng 200 mm, chiều dài hoạt động của khe hở MRF được tính toán xấp xỉ không quá 80 mm. Mặc dù không có các ràng buộc về bán kính ngoài của giảm chấn MRF nhưng nó cần được thiết kế nhỏ nhất có thể để giảm chi phí và khối lượng. Bán kính ngoài của các giảm chấn truyền thống khoảng 20 mm, do vậy bán kính của giảm chấn MRF được giới hạn nhỏ hơn giá trị này. Bên cạnh đó, để gia công được vỏ trượt xylanh mà không bị cong vênh, chiều cao của rãnh quấn dây không nên quá bé, và trong trường hợp này, nó được thiết lập lớn hơn 4,65 mm. Tổng quát, bài toán tối ưu hóa thiết kế của giảm chấn MRF cho máy giặt cửa trước được phát biểu như sau:

Tìm các giá trị kích thước hình học cơ bản của giảm chấn MRF để tối thiểu hóa lực ma sát không tải F_0 , với các ràng buộc:

- lực giảm chấn cực đại $F_d > 80$ N,
- chiều dài của khe hở MRF $L < 80$ mm,
- bán kính ngoài của giảm chấn $R < 20$ mm,
- chiều cao của rãnh quấn dây $h_c > 4,65$ mm.

Trong nghiên cứu này, mô hình phần tử hữu hạn (FE) của giảm chấn MRF được xây dựng trên phần mềm ANSYS (Hình 4.4a). Để thu được kết quả tối ưu, phương



Hình 4.5: Thiết kế của giảm chấn MRF tối ưu: (1) khớp nối, (2) trục, (3) nắp đầu, (4) bạc dẫn hướng, (5) MRF, (6) cuộn dây, (7) vỏ trong, (8) vỏ ngoài, (9) O-ring, (10) chặn hành trình, (11) nắp cuối.

pháp first-order kết hợp với thuật toán golden-section trong công cụ tối ưu hóa ANSYS được sử dụng. Trình tự chi tiết đã được đề cập đến ở Mục 2.2.4 và 2.2.5 (Chương 2).

Kết quả tối ưu được tổng hợp trong Bảng 4.1. Chú ý rằng bề dày khe hở MRF t_g càng nhỏ thì lực giảm chấn càng lớn, đồng thời giảm chi phí lượng MRF cần đổ vào. Kích cỡ thành mỏng t_w cũng cần nhỏ nhất có thể để đẩy nhanh sự bão hòa từ thông tại đây và dẫn hướng từ thông xuyên qua khe hở MRF. Tuy nhiên, giá trị nhỏ của hai thông số này làm tăng độ khó và chi phí chế tạo. Vì thế, trong nghiên cứu này, cả hai không được xem là biến thiết kế mà được thiết lập là 0,8 mm theo kinh nghiệm. Dòng điện áp vào các cuộn dây cũng được giới hạn ở cường độ 1 A để giảm tiêu thụ điện năng và sinh nhiệt.

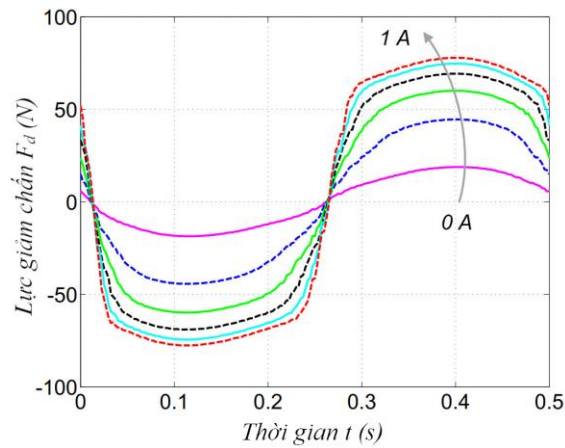
Hình 4.4(b–c) minh họa sự phân bố và mật độ từ thông của giảm chấn MRF. Từ Hình 4.4(b), có thể thấy chiều dài hiệu quả của MRF hầu như chiếm toàn bộ khe hở sau khi tối ưu, nhờ vậy lực giảm chấn được sinh ra lớn hơn. Hình 4.4(c) cũng cho thấy từ thông qua phần thành mỏng, vỏ và trục hầu như đạt trạng thái bão hòa, chứng tỏ lực giảm chấn cũng đã bão hòa với cường độ dòng điện 1 A. Dựa trên các kích thước hình học tối ưu, giảm chấn MRF được thiết kế chi tiết. Bản vẽ lắp và mô hình 3D của giảm chấn được thể hiện trong Hình 4.5.

4.4 Đánh giá thực nghiệm giảm chấn MRF

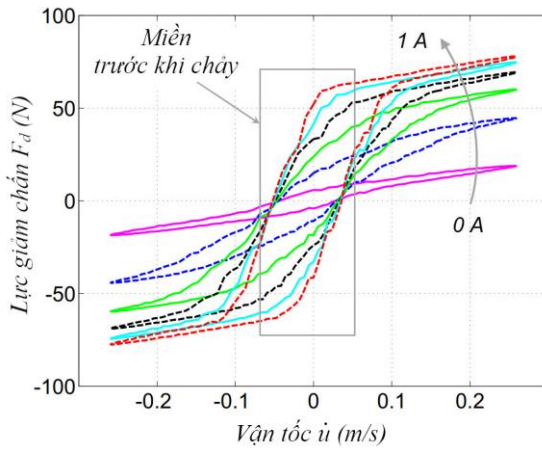
Dựa trên các kết quả tối ưu, giảm chấn MRF mẫu được chế tạo như Hình 4.6. Hệ thống thí nghiệm trong Hình 3.6 (Chương 3) được sử dụng để đánh giá hiệu quả hoạt động của giảm chấn. Động cơ được thiết lập quay với các vận tốc góc hằng số khác nhau. Tổng cộng 30 thử nghiệm dựa trên sự kết hợp lẫn nhau giữa cường độ dòng điện (0, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8 và 1 A) và tần số (2, 4, 6, 8 và 10 Hz) được thực hiện. Biên độ hành trình tương ứng với mỗi tần số được xác định từ thực nghiệm là 20, 16,5, 13,8, 11,7 và 10 mm. Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các dòng điện khác nhau được thể hiện trong Hình 4.7. Có thể thấy lực giảm chấn phụ thuộc nhiều vào từ trường ngoài. Khi không cấp điện cho các cuộn dây ($I = 0$), đường cong lực – chuyển vị hầu như giống hình ellipse và mối quan hệ



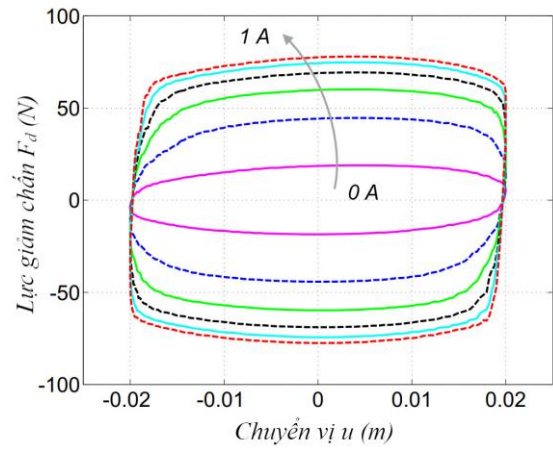
Hình 4.6: Giảm chấn MRF mẫu và các bộ phận của giảm chấn.



(a) lực – thời gian



(b) lực – vận tốc



(c) lực – chuyển vị

Hình 4.7: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các dòng điện khác nhau.

lực – vận tốc gần như tuyến tính, chứng tỏ giảm chấn giống như giảm chấn nhớt thuần túy. Tuy nhiên lực giảm chấn trong trường hợp này không tập trung lân cận gốc tọa độ do sự hiện diện của lực ma sát giữa trục và O-ring. Lực không tải thực nghiệm có chút khác biệt so với tính toán, với giá trị trung bình tại vị trí ổn định (tương đối xa điểm đầu và cuối hành trình) là 19,1 N, đạt khoảng 104% giá trị lý thuyết (18,4 N). Nguyên nhân có thể đến từ sự ước lượng chưa chính xác lực ma sát O-ring. Khi tăng dòng điện ($I > 0$), diện tích vùng lực – chuyển vị được mở rộng đáng kể cho thấy lực giảm chấn đã được sinh ra thêm. Ở cường độ 1 A, lực giảm chấn cực đại đạt đến 76,6

N, khoảng 96% giá trị tính toán (80 N). Sự chênh lệch chủ yếu do mất mát từ tính ra môi trường xung quanh và tại vị trí tiếp xúc giữa các bộ phận. Như vậy, kết quả thực nghiệm khá phù hợp với lý thuyết tính toán và mô hình hóa.

Ngoài ra, Hình 4.7(b) cho thấy ứng xử lực – vận tốc của giảm chấn MRF được chia thành hai miền lưu biến: miền trước khi chảy (vùng hình chữ nhật) và sau khi chảy. Miền trước khi chảy là miền lân cận gốc tọa độ khi lực và vận tốc đảo chiều, biểu thị hiện tượng trễ mạnh. Miền sau khi chảy là phần còn lại của đường cong, hầu như thể hiện mối quan hệ tuyến tính. Trong miền trước khi chảy, lực giảm chấn tăng/giảm đột ngột khi vận tốc nhỏ. Hiện tượng trễ phi tuyến này sẽ được nghiên cứu kỹ ở phần tiếp theo.

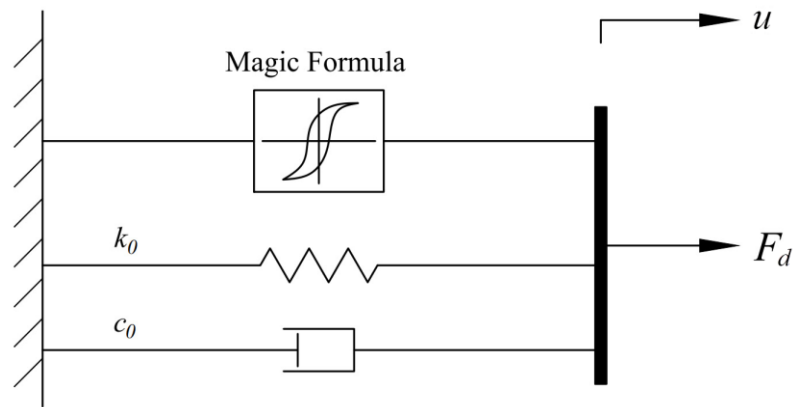
4.5 Mô hình trễ phi tuyến của giảm chấn MRF

Nội dung Mục 4.5 là phiên bản được sắp xếp và định dạng lại từ công bố khoa học [3, 4] của tác giả:

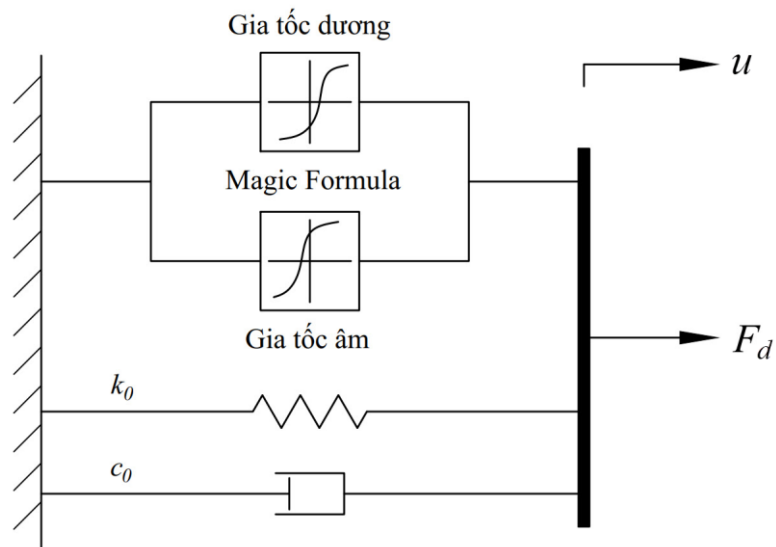
- [3] Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, X. X. Bai and D. D. Mai. A new hysteresis model for magneto–rheological dampers based on Magic Formula. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 235, Issue 13, pp. 2437–2451, 2021.
- [4] Q. D. Bui, X. X. Bai and Q. H. Nguyen. Dynamic modeling of MR dampers based on quasi–static model and Magic Formula hysteresis multiplier. *Engineering Structures*, Vol. 245, 112855, 2021.

4.5.1 Thiết lập mô hình

Để phân tích động lực học ứng xử của giảm chấn MRF, mô hình trễ phi tuyến của giảm chấn cần được nghiên cứu. Gần đây, Pan và các cộng sự [111] đã đề xuất một mô hình tham số dựa trên mô hình lớp xe Magic Formula của Pacejka [107]. Mô hình đã thể hiện khả năng tiềm tàng trong việc dự đoán chính xác ứng xử trễ của giảm chấn MRF. Hình 4.8 mô tả sơ đồ hệ thống của mô hình Pan. Biểu thức lực giảm chấn được cho bởi



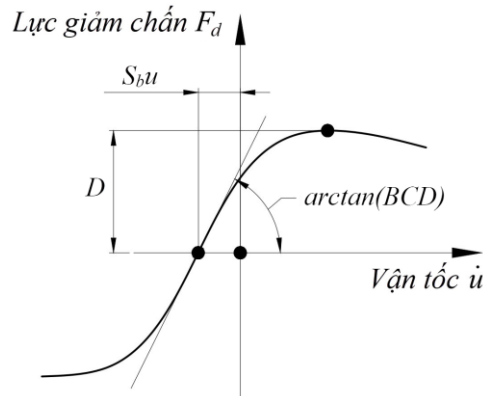
Hình 4.8: Sơ đồ mô hình trễ của Pan [111].



Hình 4.9: Sơ đồ mô hình trễ đề xuất [106].

$$F_d = c_0 \dot{u} + k_0 u + D \sin \left\{ C \arctan \left[\frac{B(1-E)(\dot{u} + A|u|)}{+E \arctan(B(\dot{u} + A|u|))} \right] \right\} + f_0 \quad (4.5)$$

trong đó u là chuyển vị, \dot{u} là vận tốc, c_0 là hệ số giảm chấn, k_0 là hệ số độ cứng, f_0 là lực chênh lệch ban đầu và A, B, C, D, E là các tham số kiểm soát hình dạng đường cong. Mô hình này dễ tiếp cận và khai thác nhờ cấu trúc đơn giản, ý nghĩa vật lý rõ ràng và dễ xác định các tham số. Tuy nhiên mô hình chỉ sử dụng một tham số A để biểu diễn nửa bề rộng thành phần trễ cho cả nhánh trên (gia tốc âm) và nhánh dưới



Hình 4.10: Đường cong trên xây dựng từ hàm sin gốc của Magic Formula [107].

(gia tốc dương), dẫn đến mặc định hai nhánh này luôn đối xứng nhau. Do vậy mối quan hệ lực – vận tốc của mô hình không hoàn toàn khớp với dữ liệu thực nghiệm của các giảm chấn có hai nhánh đường cong trễ bất đối xứng cao trong vùng lân cận vận tốc 0. Thêm vào đó, độ sắc của mô hình tại các góc lượn không được kiểm soát linh hoạt cho các trường hợp vận hành khắc nghiệt của giảm chấn.

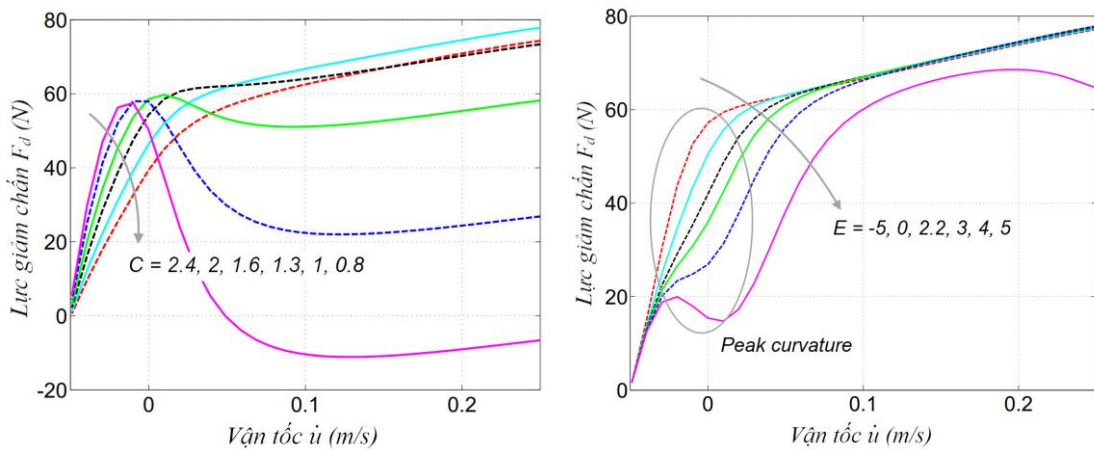
Trong nghiên cứu này, một mô hình trễ mới [106] được tác giả đề xuất dựa trên mô hình Magic Formula và mô hình Pan. Hình 4.9 mô tả sơ đồ hệ thống của mô hình mới. Hai tham số độc lập mới S_a và S_b được thêm vào hệ thống để dự đoán chính xác hơn mỗi nhánh đường cong trễ. Dựa trên nhận định của Pacejka [107] về khả năng kiểm soát những dạng đường cong phức tạp, tham số mới H được giới thiệu để điều chỉnh linh hoạt hơn độ sắc của mô hình. Lực giảm chấn khi đó được biểu diễn

$$F_d = c_0 \dot{u} + k_0 u + D \sin \left\{ C \arctan \left[\begin{array}{l} B(1-E)z \\ +E \arctan(Bz) \\ +H \arctan^7(Bz) \end{array} \right] \right\} + f_0 \quad (4.6a)$$

trong đó z là biến độc lập xác định bởi

$$z = \begin{cases} \dot{u} + S_a u, & \ddot{u} \geq 0 \\ \dot{u} + S_b u, & \ddot{u} < 0 \end{cases} \quad (4.6b)$$

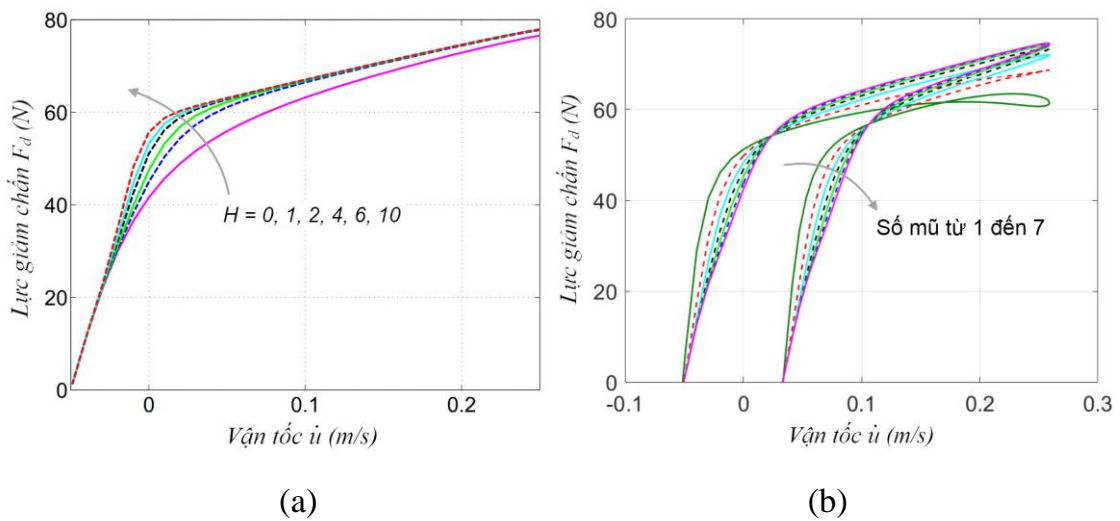
Trong mô hình, hệ số giảm chấn c_0 đặc trưng cho lực cản nhớt và hệ số độ cứng k_0 minh họa cho hiệu quả đàn hồi do sự trượt trực tiếp của MRF. Hình 4.10 biểu diễn



Hình 4.11: Ảnh hưởng của tham số C và E đến hình dạng đường cong.

một nhánh cong trên được xây dựng từ hàm sin gốc của Magic Formula. Ý nghĩa của các tham số cơ bản cũng được thể hiện rõ trong hình vẽ. S_{bu} là đoạn dịch chuyển ngang cho phép đường cong dịch chuyển song song với góc tọa độ (tương tự với S_{du} cho nhánh dưới), cho biết đoạn đường trễ của lực giảm chấn trễ so với vận tốc 0. Tham số độ cứng B định nghĩa độ dốc tại gốc tọa độ, đặc trưng cho khoảng thời gian chuyển đổi trạng thái giảm chấn tại các điểm đầu và cuối hành trình. Giá trị B càng lớn, trạng thái lực không tải xảy ra càng nhanh. D là lực đỉnh trong vùng trễ chữ “S” của đường cong, đồng thời biểu thị sự bão hòa từ của lực giảm chấn. C là tham số hình dạng kiểm soát hình chữ “S” và E xác định độ cong tại đỉnh. Ảnh hưởng của tham số C và E đến hình dạng đường cong trễ được minh họa trong Hình 4.11. Từ hình vẽ, có thể thấy sự xuất hiện của nhiều đỉnh hơn khi thay đổi giá trị của chúng. Hiệu quả này có thể hữu ích khi mô hình hóa các giảm chấn có lực dao động bất thường, chẳng hạn như giảm chấn MRF tự cấp năng lượng.

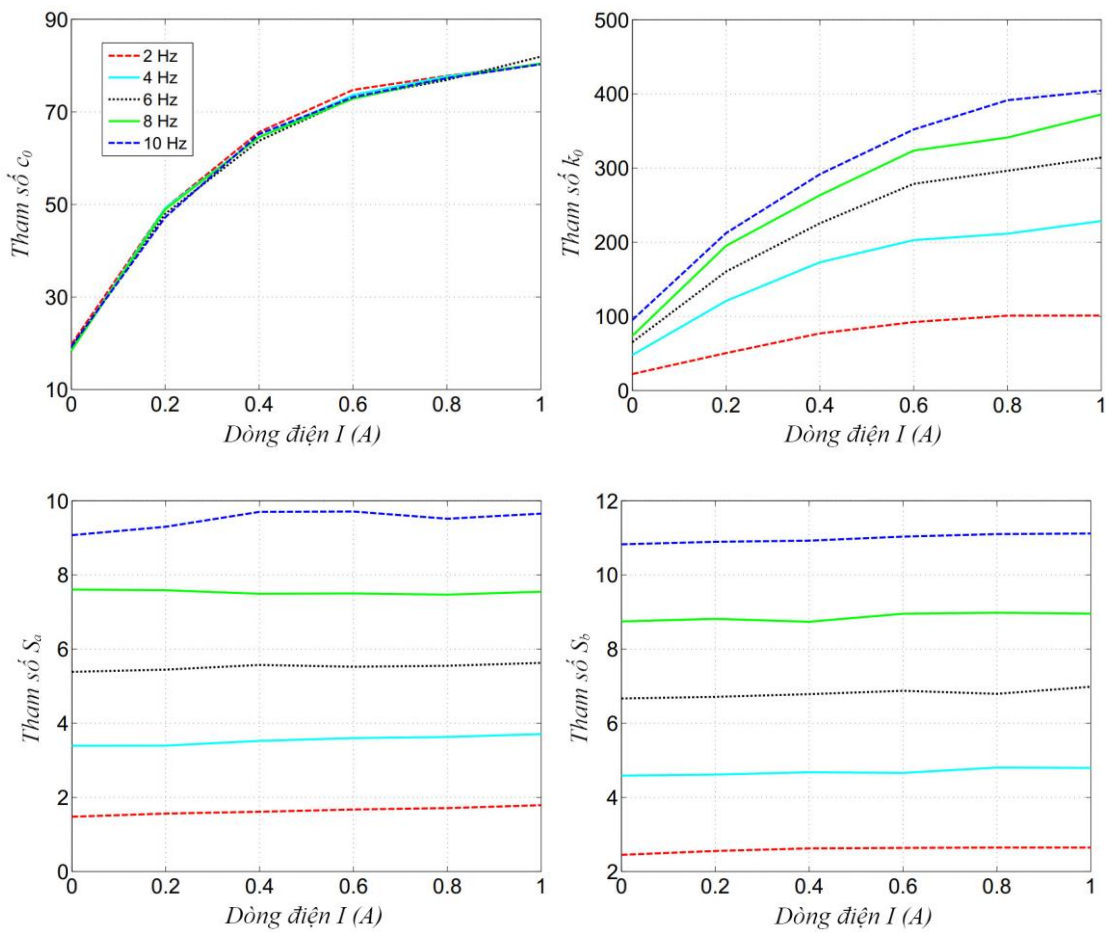
Trong mô hình đề xuất, sự phân tách ra hai tham số mới S_a và S_b từ một tham số gốc A của mô hình Pan giúp tăng độ chính xác đáp ứng cho các đường cong trễ bất đối xứng bởi vì nửa bề rộng mỗi nhánh cong giờ có thể được mô phỏng tách biệt nhau. Hơn nữa, tham số mới H có thể kiểm soát hợp lý độ sắc của đường cong trong miền trước khi chảy. Mặc dù C và E cũng có thể kiểm soát được phần nào (Hình 4.11), tác động của chúng không hoàn toàn rõ ràng khi các vùng khác của đường cong



Hình 4.12: (a) Độ sắc của đường cong tăng tương ứng với tham số H và (b) Ảnh hưởng của số mũ hàm “arctan” theo sau H .

có thể bị biến dạng theo, như trong trường hợp $C = 1,6; 2; 2,4$ và $E = 3; 4; 5$. Điều này không xảy ra với tham số H . Tăng giá trị của H có thể làm tăng độ sắc của đường cong gần gốc tọa độ mà không làm lệch lạc phần còn lại. Để nghiên cứu kỹ ảnh hưởng của tham số H , độ cong tăng dần tại các giá trị H khác nhau được giải thích trong Hình 4.12(a). Có thể thấy H đặc trưng cho mức độ mượt mà chuyển trạng thái giảm chấn tại các điểm đầu và cuối hành trình. Lực giảm chấn có thể đột ngột tăng hoặc giảm khi vận tốc nhỏ, đặc biệt khi giảm chấn hoạt động ở dòng điện và tần số kích thích lớn (quán tính lớn). Vì vậy, sự bổ sung của tham số H rất cần thiết để dự đoán hiệu quả hiện tượng trễ của giảm chấn trong những trường hợp này. Hình 4.12(b) minh họa ảnh hưởng của số mũ hàm “arctan” theo sau H . Số mũ này giúp kiểm soát tốt hơn độ uốn lượn của đường cong mô hình. Dựa trên hình dạng đường cong trích xuất từ dữ liệu thực nghiệm và sự đề xuất của Pacejka [107], số mũ 7 được chọn cho mô hình.

Trong quá trình máy giặt vận hành, tần số kích thích luôn biến thiên liên tục. Để đạt được hiệu quả điều khiển tốt nhất, từ trường áp vào giảm chấn MRF cần thay đổi hợp lý theo phản ứng của hệ thống. Chính vì thế, mô hình trễ đề xuất trong phương trình (4.6) cần được mở rộng để thích ứng với kích thích dòng điện và tần số khác



Hình 4.13: Biến thiên của các tham số c_0 , k_0 , S_a , S_b , B , C , D , E và H theo cường độ dòng điện và tần số kích thích.

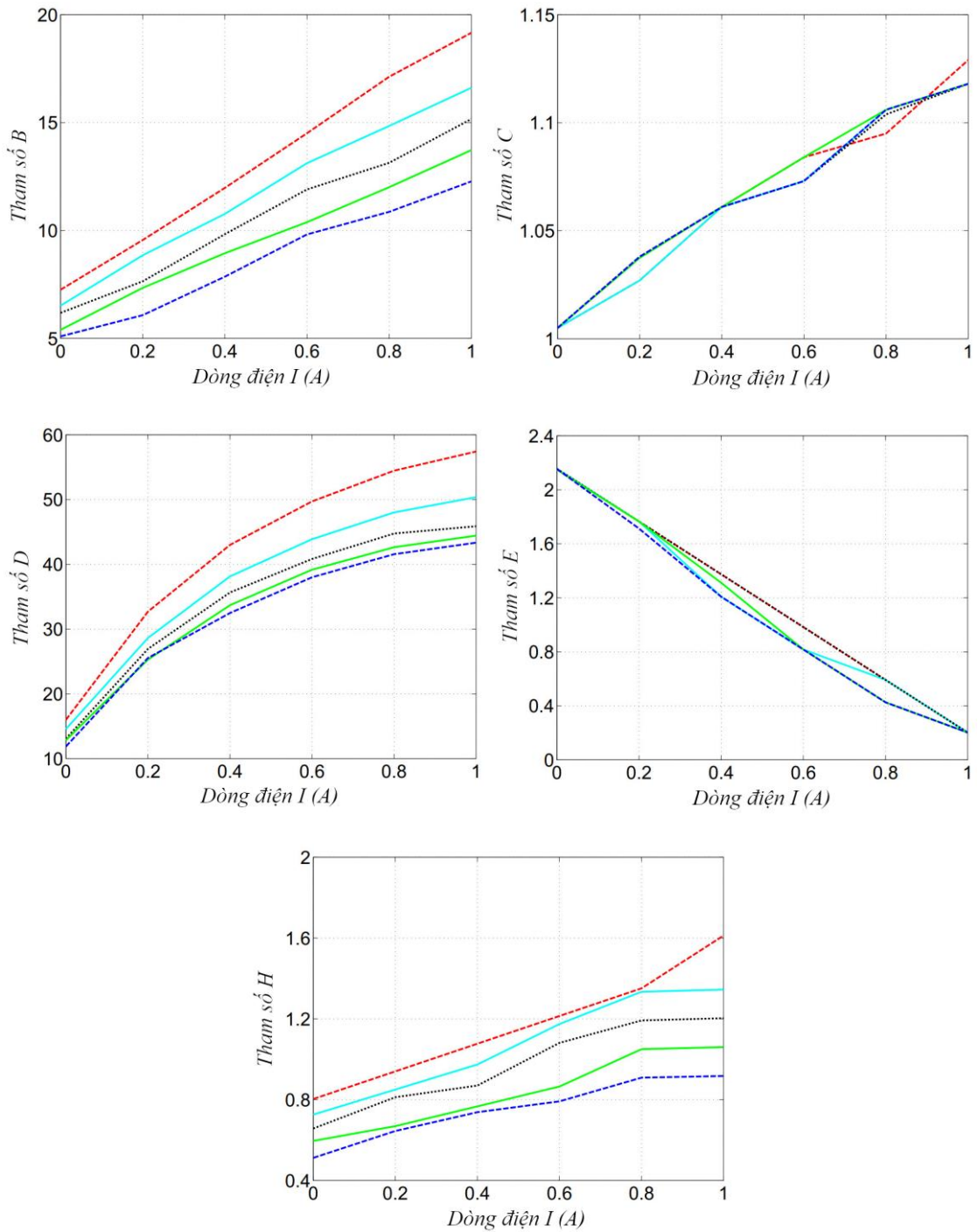
nhau. Theo đó, các tham số của mô hình được xây dựng là các hàm dòng điện và tần số. Tham số f_0 biểu thị lực chênh lệch ban đầu nhận giá trị 0 bởi vì giảm chấn MRF ở dạng trượt. Sự biến thiên của các tham số còn lại được thể hiện trong Hình 4.13 với các mối quan hệ được đề xuất như sau

$$c_0 = c_1 - c_2 e^{(-c_3 I)} \quad (4.7)$$

$$k_0 = \left[k_1 - k_2 e^{(-k_3 I)} \right] \left[k_4 - k_5 e^{(-k_6 f)} \right] \quad (4.8)$$

$$S_a = (S_{a1} + S_{a2} I) (-S_{a3} + S_{a4} f) \quad (4.9)$$

$$S_b = (S_{b1} + S_{b2} I) (S_{b3} + S_{b4} f) \quad (4.10)$$



Hình 4.13: Biến thiên của các tham số c_0 , k_0 , S_a , S_b , B , C , D , E và H theo cường độ dòng điện và tần số kích thích (tiếp theo).

$$B = (B_1 + B_2 I)(B_3 - B_4 f) \quad (4.11)$$

$$C = C_1 + C_2 I \quad (4.12)$$

Bảng 4.2: Giá trị các hệ số trong phương trình (4.7 – 4.15).

| Hệ số | Giá trị | Hệ số | Giá trị | Hệ số | Giá trị |
|-----------------------------|------------------|------------------------------|---------|---------------------------|---------|
| c_1 (N.s/m) | 83,4 | S_{a4} (Hz ⁻¹) | 355,7 | D_2 (N) | 7,09 |
| c_2 (N.s/m) | 64,4 | S_{b1} (s ⁻¹) | 20,6 | D_3 (A ⁻¹) | 2,24 |
| c_3 (A ⁻¹) | 3,09 | S_{b2} (A ⁻¹) | 0,7 | D_4 | 4,77 |
| k_1 (N/m) | 1,97 | S_{b3} | 0,024 | D_5 | 3,09 |
| k_2 (N/m) | 1,59 | S_{b4} (Hz ⁻¹) | 0,05 | D_6 (Hz ⁻¹) | 0,3 |
| k_3 (A ⁻¹) | 2,14 | B_1 (s/m) | 1,21 | E_1 | 2,13 |
| k_4 | 270,3 | B_2 (A ⁻¹) | 1,87 | E_2 (A ⁻¹) | 1,98 |
| k_5 | 317,6 | B_3 | 6,63 | H_1 | 1,23 |
| k_6 (Hz ⁻¹) | 0,2 | B_4 (Hz ⁻¹) | 0,267 | H_2 (A ⁻¹) | 1,11 |
| S_{a1} (s ⁻¹) | 0,0027 | C_1 | 1,01 | H_3 | 0,718 |
| S_{a2} (A ⁻¹) | 10 ⁻⁴ | C_2 (A ⁻¹) | 0,115 | H_4 (Hz ⁻¹) | 0,03 |
| S_{a3} | 132,1 | D_1 (N) | 9,58 | | |

$$D = \left[D_1 - D_2 e^{(-D_3 I)} \right] \left[D_4 + D_5 e^{(-D_6 f)} \right] \quad (4.13)$$

$$E = E_1 - E_2 I \quad (4.14)$$

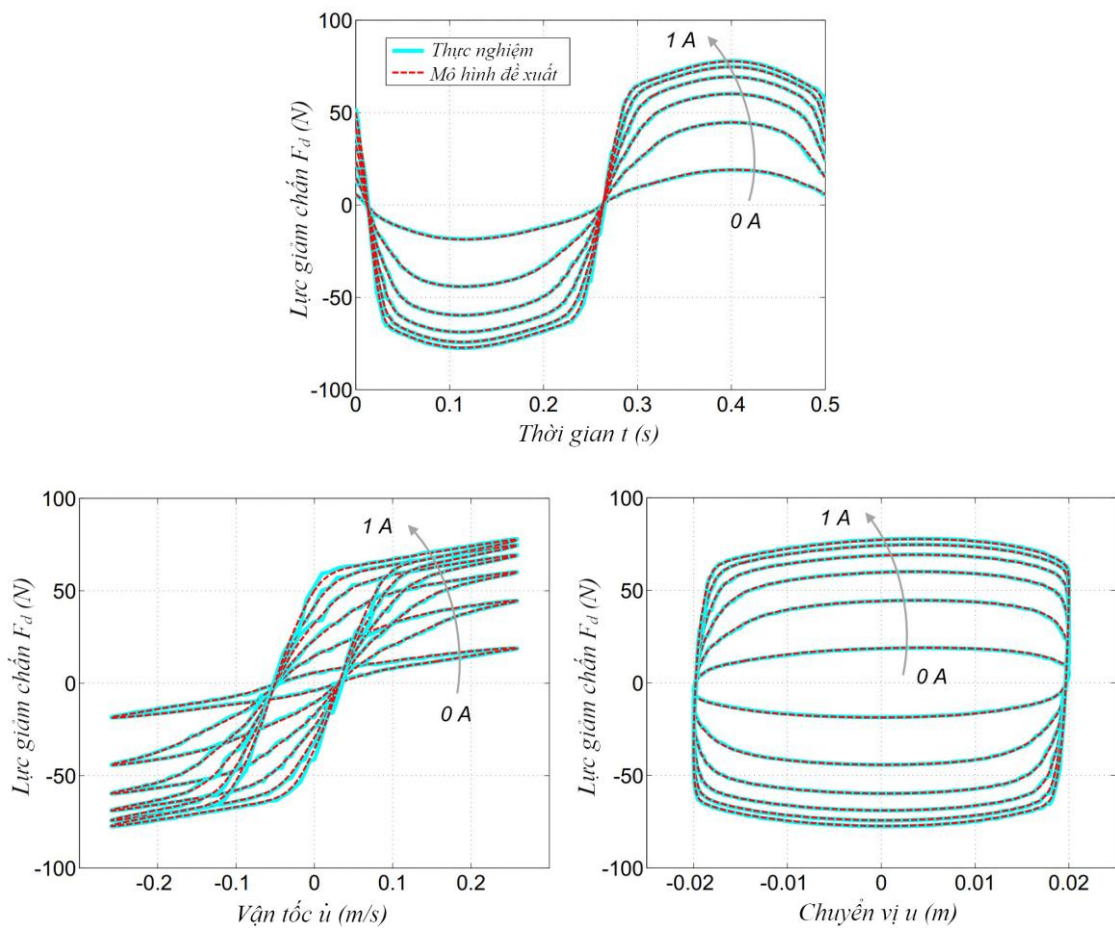
$$H = (H_1 + H_2 I)(H_3 - H_4 f) \quad (4.15)$$

Phương pháp curve-fitting kết hợp với bình phương bé nhất được thực hiện trên MATLAB để xác định các hệ số trong các phương trình trên. Tổng sai số bình phương giữa giá trị thực nghiệm và mô phỏng được định nghĩa là hàm mục tiêu *OBJ*

$$OBJ = \sum_{i=1}^n (Z_{exp,i} - Z_{m,i})^2 \quad (4.16)$$

trong đó n là số điểm dữ liệu, Z đại diện cho một trong các tham số cơ bản của mô hình, $Z_{exp,i}$ và $Z_{m,i}$ lần lượt là các giá trị thực nghiệm và mô phỏng thứ i . Trước tiên, phạm vi biến thiên của mỗi tham số cơ bản được xác định dựa vào ý nghĩa hình học của chúng trên đường cong trễ:

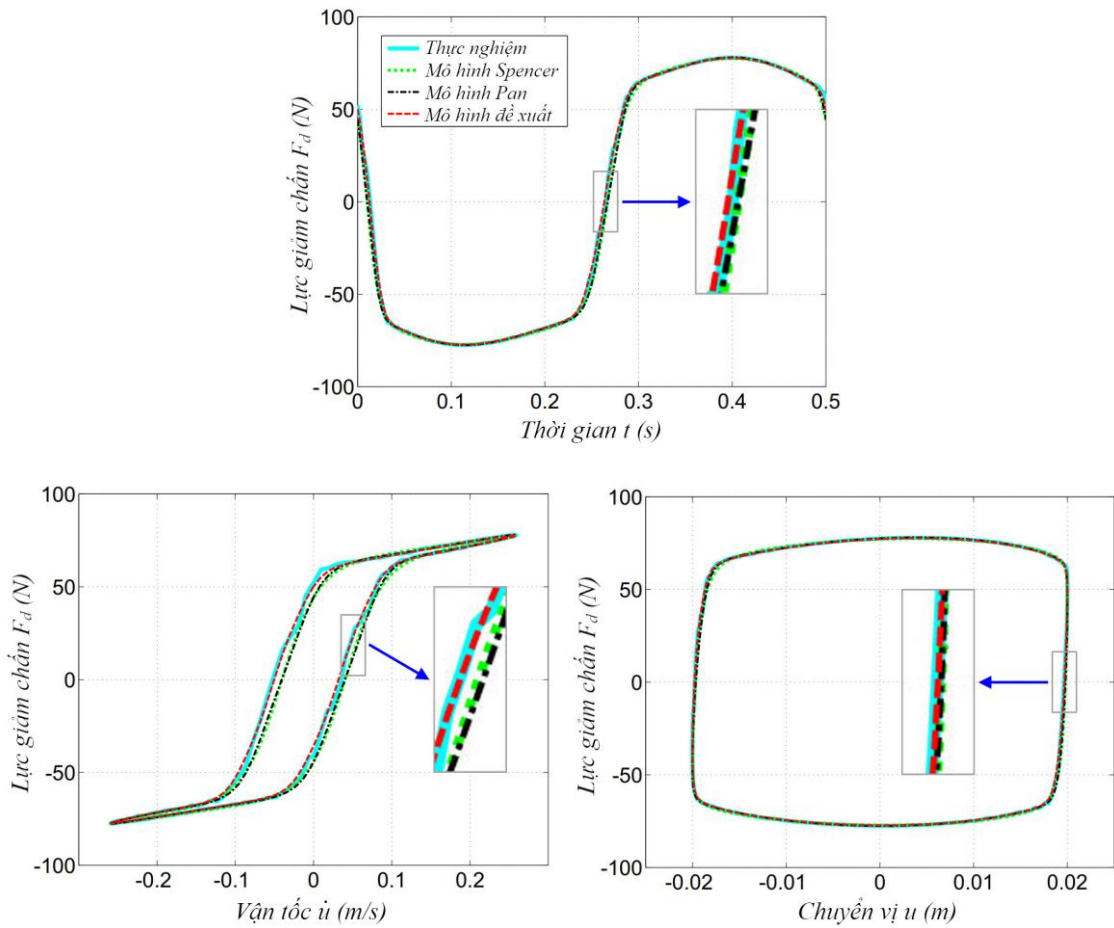
- c_0 và k_0 lần lượt biểu thị độ dốc của đường tâm và độ mở ellipse của đường cong trong miền sau khi chảy, vì vậy có phạm vi biến thiên xác định từ hình học tương ứng trên đường cong trễ;
- tương tự, phạm vi của tham số B được thiết lập từ độ dốc thực nghiệm của đường cong trong miền trước khi chảy;
- phạm vi của các tham số S_a và S_b được xác định bởi vị trí giao điểm của đường cong với trục hoành;
- tham số C xác định hình chữ “S” của đường cong và thường không quá lớn hơn 1 [107, 111];



Hình 4.14: So sánh ứng xử của mô hình đề xuất với thực nghiệm ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau.

- tham số D đặc trưng lực bão hòa của đoạn “S” và vì vậy nhận khoảng biến thiên từ lực đỉnh đo đặc trong miền trước khi chảy;
- Hình 4.11 chỉ ra rằng giá trị E cần nhỏ hơn 2,2 để duy trì hình dạng thực của đường cong;
- và cuối cùng, giá trị dương của tham số H được đề xuất cho mô hình để tránh vài kết quả không hội tụ.

Các khoảng biến thiên này sau đó được sử dụng trong phương pháp phi tuyến bình phương bé nhất để tìm giá trị các hệ số trong phương trình (4.7 – 4.15). Kết quả được liệt kê trong Bảng 4.2.

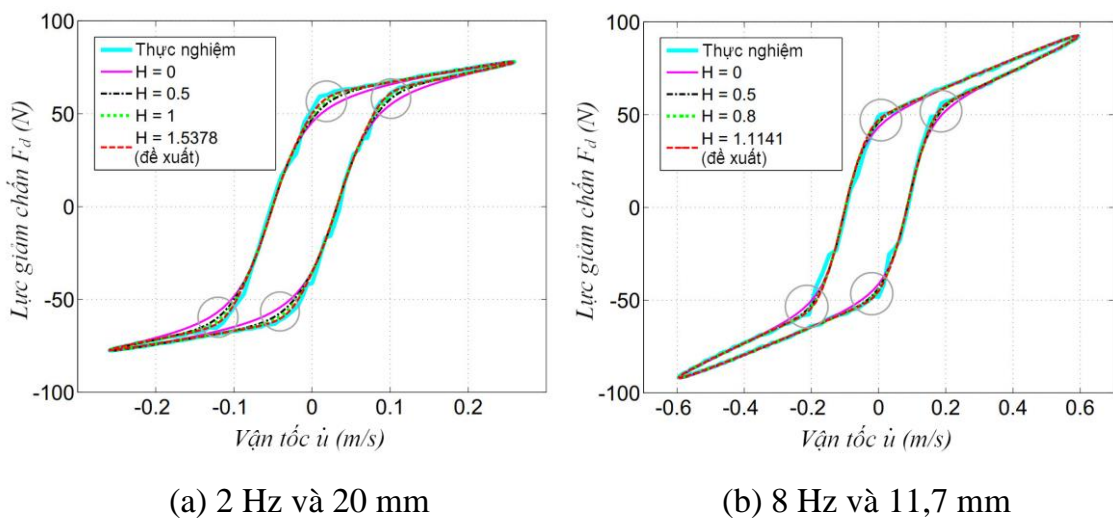


Hình 4.15: So sánh ứng xử của ba mô hình với thực nghiệm ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau.

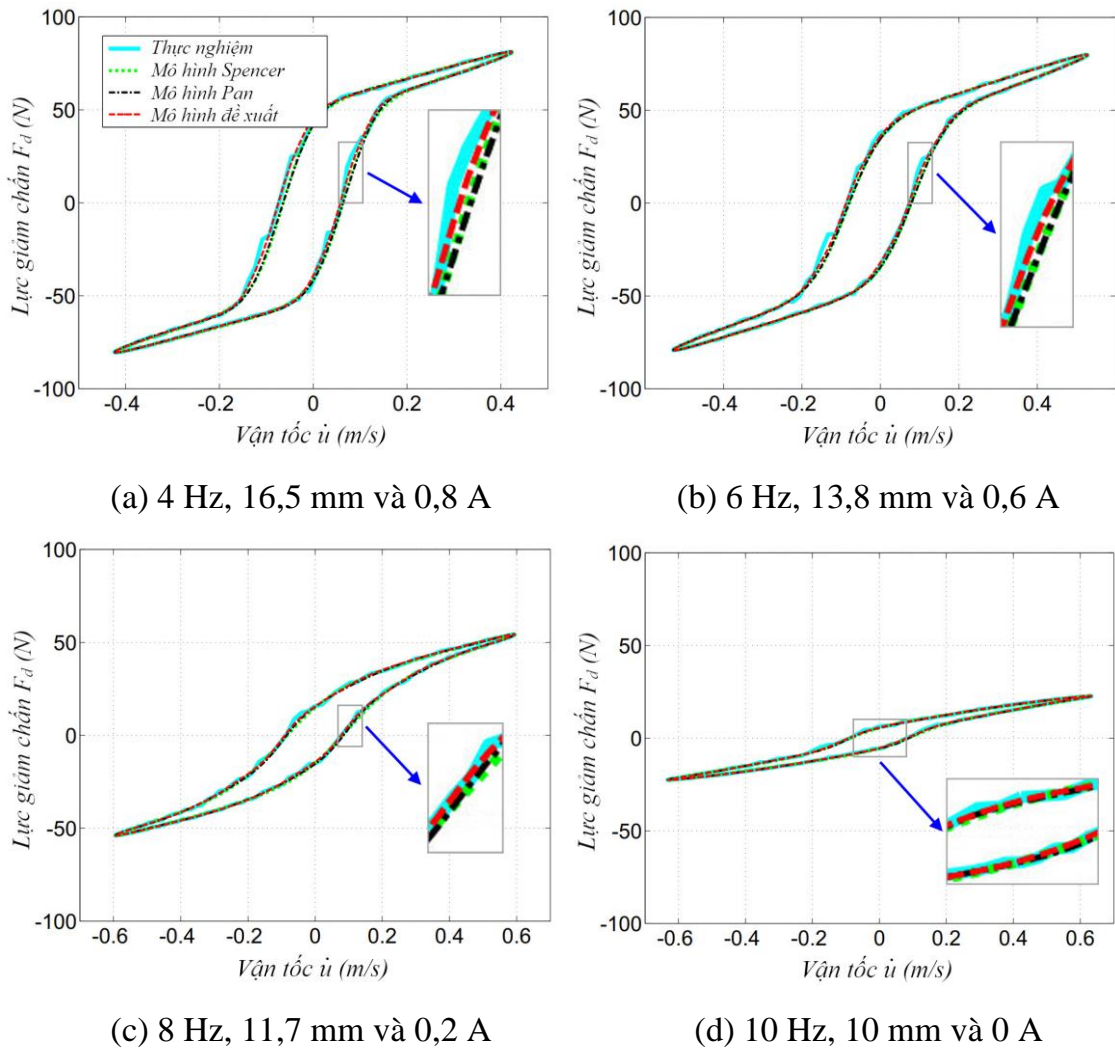
4.5.2 Kết quả và nhận xét

Để đánh giá mô hình trễ đề xuất, ứng xử của giảm chấn dự đoán bởi mô hình sử dụng các hệ số trong Bảng 4.2 được so sánh với dữ liệu thực nghiệm. Hình 4.14 trình bày kết quả so sánh ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau. Có thể thấy đường cong trễ mô phỏng bởi mô hình rất khớp với ứng xử đo đạc thực nghiệm, chứng tỏ mô hình đề xuất có thể dự đoán hiệu quả hiện tượng trễ phi tuyến của giảm chấn MRF. Hình 4.15 so sánh độ chính xác của mô hình đề xuất với mô hình Spencer và Pan ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau. Cả ba mô hình đều tương thích với dữ liệu thực nghiệm. Tuy nhiên ứng xử lực – vận tốc trong hình vẽ chỉ ra rằng mô hình đề xuất có độ chính xác cao hơn, nhất là trong miền trước khi chảy khi lực – vận tốc đảo chiều nhờ hai tham số độc lập mới S_a và S_b .

Khả năng kiểm soát độ sắc đường cong của tham số mới H được thể hiện trong Hình 4.16. Tăng giá trị H khiến đường cong tiến gần đến đường thực nghiệm. Với kích thích thay đổi liên tục, tham số H cung cấp sự linh hoạt, độ chính xác và tin cậy cho mô hình.

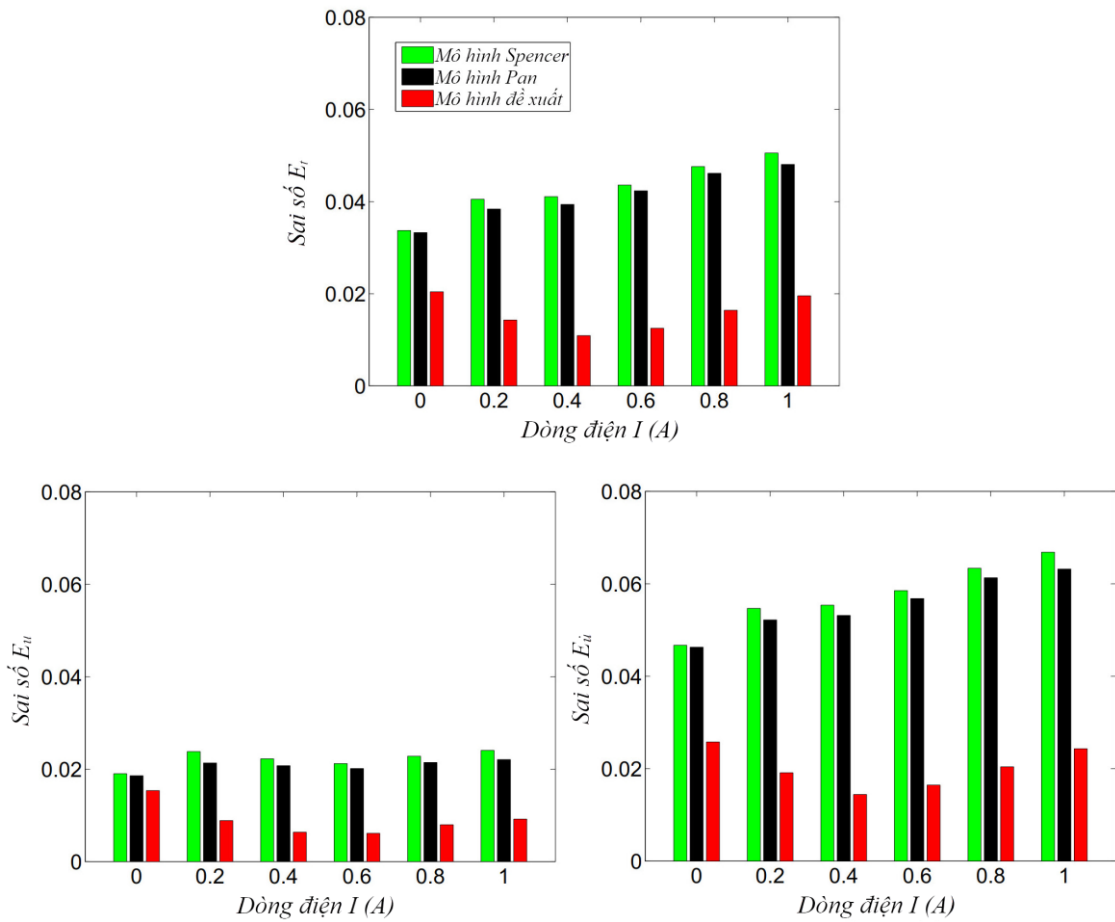


Hình 4.16: Ảnh hưởng của tham số H đến đường cong trễ trong miền lực – vận tốc ở cường độ dòng điện 1 A.



Hình 4.17: So sánh ứng xử của ba mô hình với thực nghiệm ở các điều kiện kích thích khác.

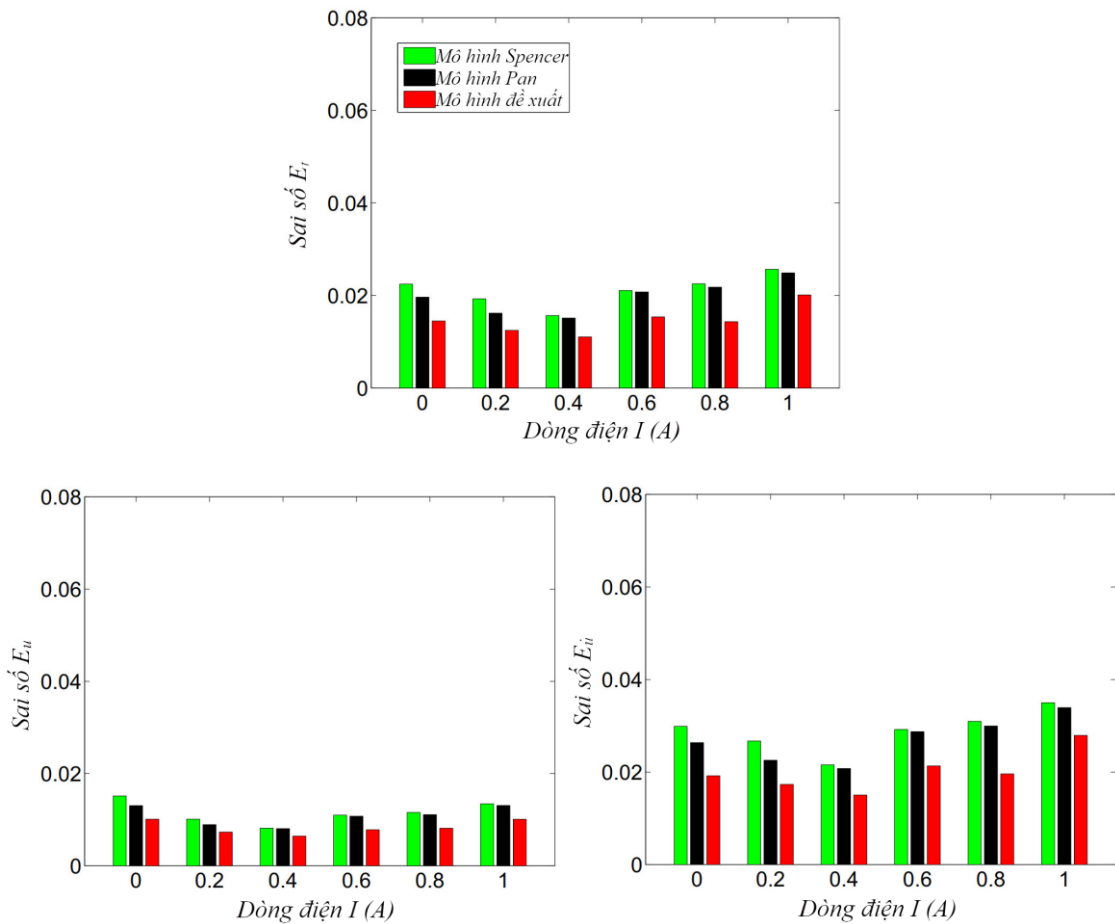
Hình 4.17 so sánh ứng xử của ba mô hình ở các tần số và biên độ khác. Từ các hình vẽ, có thể thấy ưu điểm của mô hình đề xuất so với hai mô hình kia chỉ được thể hiện rõ trong mối quan hệ lực – vận tốc Hình 4.15 và 4.17(a–b) khi giảm chấn MRF trải qua cộng hưởng ở tần số thấp và vận hành ở trạng thái kích hoạt. Ở tần số cao hơn, giảm chấn hầu như ở trạng thái nghỉ và biểu thị thuộc tính như một giảm chấn nhớt thuần túy nên độ chính xác của mô hình đề xuất không hơn hai mô hình kia nhiều, như trong Hình 4.17(c–d).



Hình 4.18: Sai số của ba mô hình với thực nghiệm ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau.

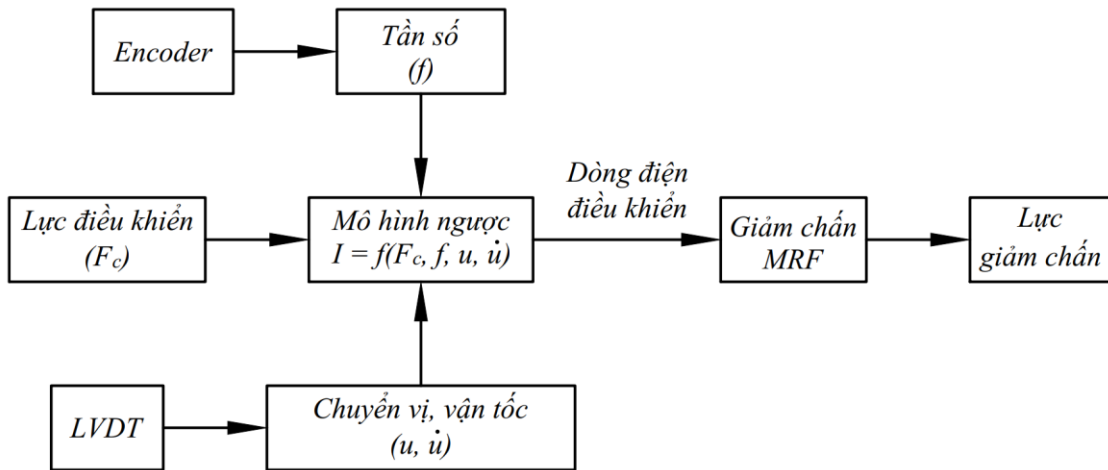
Để đánh giá rõ hơn độ chính xác của mô hình đề xuất, sai số của mỗi mô hình so với ứng xử thực nghiệm được tính toán và phân tích. Đại lượng sai số chuẩn hóa giữa lực giảm chấn mô phỏng và thực nghiệm trong miền thời gian, chuyển vị và vận tốc lần lượt được biểu thị như sau

$$E_t = \sqrt{\frac{\int_0^T (F_{\text{exp}} - F_m)^2 dt}{\int_0^T (F_{\text{exp}} - \mu_{\text{exp}})^2 dt}}; E_u = \sqrt{\frac{\int_0^T (F_{\text{exp}} - F_m)^2 \left| \frac{du}{dt} \right| dt}{\int_0^T (F_{\text{exp}} - \mu_{\text{exp}})^2 \left| \frac{du}{dt} \right| dt}}; E_{\dot{u}} = \sqrt{\frac{\int_0^T (F_{\text{exp}} - F_m)^2 \left| \frac{d\dot{u}}{dt} \right| dt}{\int_0^T (F_{\text{exp}} - \mu_{\text{exp}})^2 \left| \frac{d\dot{u}}{dt} \right| dt}} \quad (4.17)$$



Hình 4.19: Sai số của ba mô hình với thực nghiệm ở tần số 8 Hz, biên độ 11,7 mm với các kích thích dòng điện khác nhau.

trong đó F_m là lực mô phỏng, F_{exp} là lực đo đạc thực nghiệm và μ_{exp} là lực thực nghiệm trung bình trong chu kỳ T . Sai số của ba mô hình so với thực nghiệm ở tần số 2 Hz, biên độ 20 mm với các kích thích dòng điện khác nhau được biểu thị trong Hình 4.18. Hình vẽ cho thấy mô hình Pan chính xác hơn mô hình Spencer một ít, còn mô hình đề xuất vượt trội so với cả hai mô hình kia, đặc biệt trong miền lực – vận tốc. Kết quả tương tự với trường hợp tần số 8 Hz, biên độ 11,7 mm trong Hình 4.19. Tuy nhiên ở đây độ chính xác của mô hình đề xuất không hơn nhiều và rõ rệt như Hình 4.18. Nguyên nhân chủ yếu do quán tính của giảm chấn tại các điểm đầu và cuối hành trình. Như đã giải thích ở trên, giảm chấn MRF chủ yếu trong trạng thái nghỉ ở tần số cao; do vậy sự khác biệt này đủ để thể hiện tính hiệu quả của mô hình đề xuất. Trong tất



Hình 4.20: Sơ đồ khối hệ thống điều khiển lực giảm chấn.

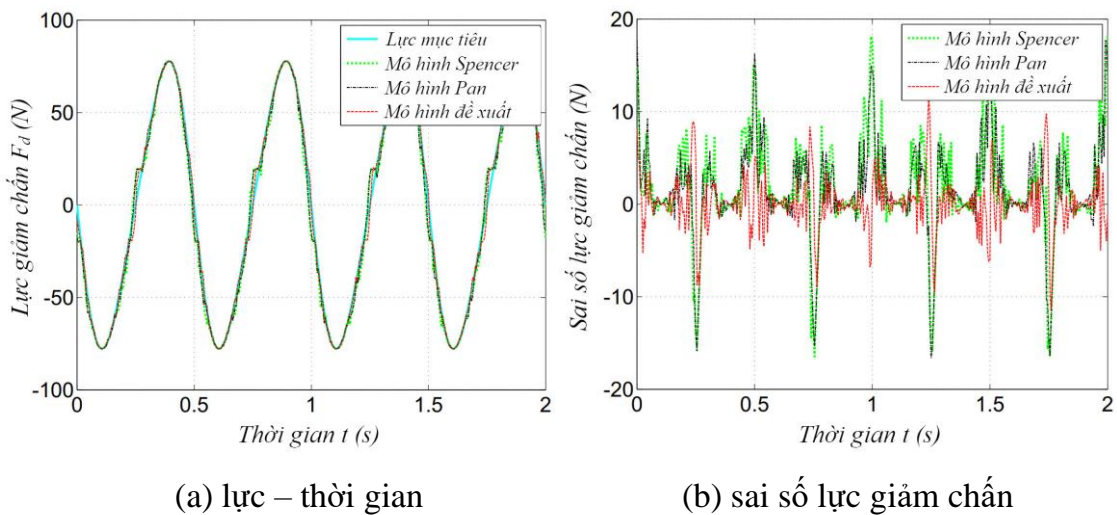
cả các trường hợp, sai số lớn nhất của lực giảm chấn trong miền thời gian, chuyển vị và vận tốc lần lượt là 0,0228; 0,0154 và 0,0321; sai số trung bình là 0,0151; 0,0085 và 0,0203.

Để thấy rõ hơn hiệu quả của mô hình trễ đề xuất và đánh giá khả năng kiểm soát lực giảm chấn của bộ giảm chấn MRF tối ưu, một hệ thống điều khiển vòng lặp hở phản ánh lực giảm chấn mục tiêu được thiết lập. Hình 4.20 mô tả sơ đồ khối của hệ thống. Lực giảm chấn mong muốn được thiết lập dựa trên điều khiển sky-hook có dạng $F_c = C_{sky} \dot{u}$ với C_{sky} là hệ số điều khiển, trong nghiên cứu này $C_{sky} = 300$. Từ mô hình trễ đề xuất, dòng điện điều khiển cấp vào giảm chấn MRF được tính toán thông qua mô hình ngược

$$-c_2 \dot{u} e^{-c_3 I} - k_2 (k_4 - k_5 e^{-k_6 f}) u e^{-k_3 I} + S(I) + c_1 \dot{u} + k_1 (k_4 - k_5 e^{-k_6 f}) u - F_c = 0 \quad (4.18a)$$

trong đó $S(I)$ là hàm dòng điện xác định hình dạng “S” trong miền trước khi chảy

$$S(I) = (D_1 - D_2 e^{-D_3 I}) (D_4 + D_5 e^{-D_6 f}) * \sin \left\{ (C_1 + C_2 I) \arctan \left[\begin{array}{l} (B_1 + B_2 I)(B_3 - B_4 f) [1 - (E_1 - E_2 I)] z \\ + (E_1 - E_2 I) \arctan [(B_1 + B_2 I)(B_3 - B_4 f) z] \\ + (H_1 + H_2 I)(H_3 - H_4 f) \arctan^7 ((B_1 + B_2 I)(B_3 - B_4 f) z) \end{array} \right] \right\} \quad (4.18b)$$



Hình 4.21: Ứng xử lực giảm chấn của ba mô hình so với lực mục tiêu ở tần số 2 Hz và biên độ 20 mm.

Dựa trên dữ liệu của LVDT, lực giảm chấn mục tiêu được xác định và cài đặt trong bộ xử lý. Từ đó dòng điện điều khiển I có thể được tính toán dễ dàng với các thông tin đã biết như lực mục tiêu, tần số kích thích, chuyển vị và vận tốc tức thời.

Hình 4.21 thể hiện khả năng kiểm soát lực giảm chấn của bộ điều khiển sử dụng mô hình Spencer, Pan và mô hình đề xuất khi giảm chấn mẫu MRF hoạt động ở tần số 2 Hz và biên độ 20 mm. Cả ba mô hình đều kiểm soát tốt lực giảm chấn theo lực mục tiêu. Hình 4.21(a) chỉ ra rằng lực giảm chấn hầu như không nhỏ hơn 18,8 N và vì vậy không thể hoàn toàn khớp với đường cong lực mục tiêu trong vùng lân cận gốc tọa độ. Dễ thấy nguyên nhân là từ sự hiện diện của lực ma sát giữa trục và O-ring kể cả khi không cấp điện cho giảm chấn. Từ Hình 4.21(b), cũng có thể nhận thấy sai số lực điều khiển của mô hình đề xuất thấp hơn nhiều so với hai mô hình kia. Điều này bởi vì hai mô hình kia không thể dự đoán hiệu quả ứng xử của giảm chấn trong miền trước khi chảy với đường cong trễ có sự bất đối xứng cao. Qua đó chúng tỏ mô hình trễ đề xuất có độ chính xác cao hơn khi phân tích động lực học hệ thống, rất phù hợp cho các bài toán nhận dạng hệ thống phức tạp sử dụng giảm chấn MRF đòi hỏi sự kiểm soát và độ tin cậy nghiêm ngặt.

4.6 Hệ thống kiểm soát rung động của máy giặt lắp giảm chấn MRF

Nội dung Mục 4.6 là phiên bản được sắp xếp và định dạng lại từ công bố khoa học [13] của tác giả:

Q. D. Bui, Q. H. Nguyen and L. V. Hoang. A control system for MR damper-based suspension of front-loaded washing machines featuring magnetic induction coils and phase-lead compensator. *The 1st International Conference on Advanced Smart Materials and Structures*, Ho Chi Minh City, Vietnam, 2021, pp. 79–88.

4.6.1 Thiết kế hệ thống

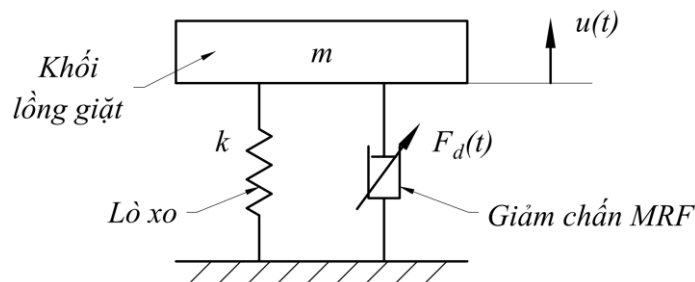
Trong phần này, một hệ thống điều khiển bán chủ động vòng lặp kín cho máy giặt lắp giảm chấn MRF được phát triển dựa trên mô hình động lực học của khối lồng giặt đã trình bày ở Mục 2.3 (Chương 2). Mô hình đơn giản của máy giặt lắp giảm chấn MRF được minh họa trong Hình 4.22. Từ hình vẽ, phương trình (2.28) được viết lại như sau

$$m\ddot{u}(t) + F_d + ku(t) = f_u(t) \quad (4.19)$$

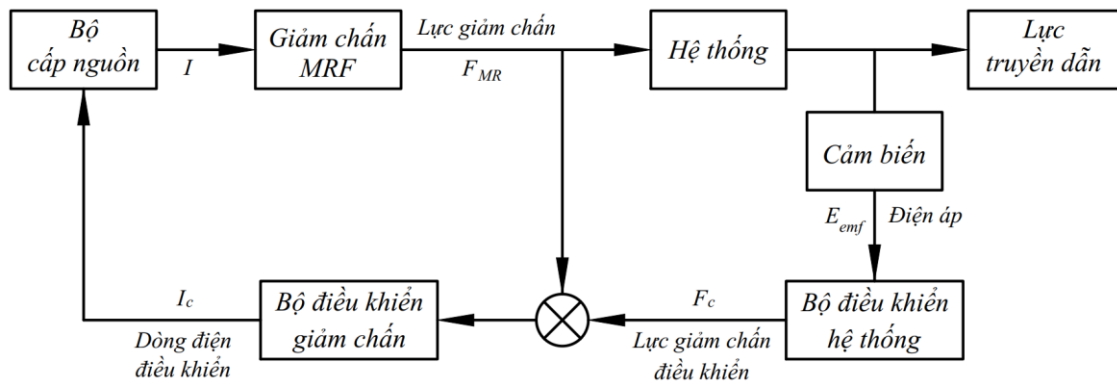
Lực giảm chấn F_d của hệ thống gồm hai thành phần: lực giảm chấn bị động F_{pass} và lực giảm chấn kích hoạt F_{MR} được điều khiển. Lực giảm chấn bị động được cho bởi

$$F_{pass} = c_{pass}\dot{u}(t) \quad (4.20)$$

trong đó c_{pass} là hệ số giảm chấn bị động tương đương của mỗi giảm chấn, gồm thành phần cản nhớt của MRF ở trạng thái nghỉ và thành phần ma sát với O-ring.



Hình 4.22: Mô hình đơn giản của máy giặt lắp giảm chấn MRF.



Hình 4.23: : Sơ đồ khối hệ thống điều khiển rung động của máy giặt sử dụng giảm chấn MRF.

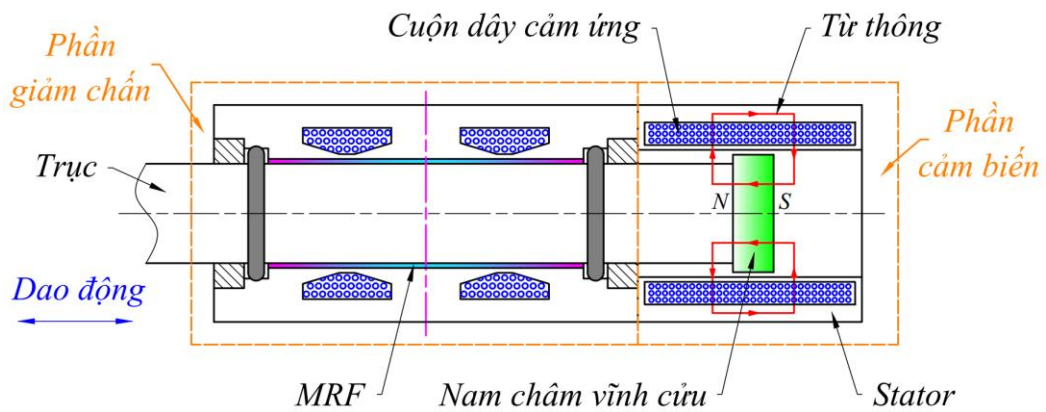
Như đã phân tích ở Mục 4.4, lực giảm chấn kích hoạt F_{MR} biến thiên theo cường độ dòng điện I cấp vào các cuộn dây kích thích của giảm chấn MRF. Bởi vì MRF biểu thị hiện tượng trễ khi chuyển đổi trạng thái hoạt động, một thành phần trễ theo thời gian cần được thêm vào biểu thức tính lực này. Từ dữ liệu thực nghiệm, lực giảm chấn kích hoạt F_{MR} được thiết lập như sau

$$F_{MR} = f_1 \left[1 - e^{(-f_2 I)} \right] \left[1 - e^{(-f_3 t)} \right] \quad (4.21)$$

với f_1 , f_2 và f_3 là các hệ số được xác định bằng phương pháp curve-fitting trong MATLAB, lần lượt nhận giá trị là 64,28 N, 2,65 A⁻¹ và 12,5 s⁻¹.

Sơ đồ khối hệ thống kiểm soát rung động của máy giặt lắp giảm chấn MRF được minh họa trong Hình 4.23. Hệ thống gồm một bộ điều khiển hệ thống và một bộ điều khiển giảm chấn. Bộ điều khiển hệ thống có nhiệm vụ nhận dữ liệu từ cảm biến và tính toán lực giảm chấn điều khiển mong muốn F_c . Lực giảm chấn F_{MR} của giảm chấn MRF không thể được điều khiển, chỉ có dòng điện I đặt vào các cuộn dây của giảm chấn có thể được trực tiếp điều chỉnh. Vì vậy, bộ điều khiển giảm chấn được sử dụng để gửi lệnh điều khiển dòng điện I_c cho bộ cấp nguồn, từ đó tạo ra lực giảm chấn F_{MR} xấp xỉ theo lực điều khiển mong muốn F_c .

Trong thiết kế này, thành phần cảm biến của hệ thống điều khiển được tích hợp vào phía sau của giảm chấn, như mô tả trong Hình 4.24. Một nam châm vĩnh cửu



Hình 4.24: Thành phần cảm biến tích hợp vào giảm chấn MRF.

được lắp vào đoạn cuối trục giảm chấn và một cuộn dây cảm ứng quấn trên lõi stator phía ngoài. Rung động của máy giặt gây ra chuyển động tịnh tiến tương đối giữa nam châm và cuộn dây cảm ứng, từ đó sinh ra điện áp cảm ứng. Giá trị điện áp này sau đó được gửi đến bộ điều khiển hệ thống. Cấu hình này cho phép giảm chi phí của hệ thống, một yếu tố rất quan trọng của quá trình thiết kế sản phẩm.

Điện áp cảm ứng E_{emf} tạo ra bởi chuyển động của nam châm trong cuộn dây cảm ứng được cho bởi [112]

$$E_{emf} = -N \frac{d\Phi}{dt} = -2\pi\lambda NB_{rem} r_o \dot{u} \quad (4.22)$$

trong đó Φ là từ thông, λ là hiệu suất từ thông, B_{rem} là mật độ từ thông dư của nam châm, r_o là bán kính ngoài của nam châm và N là số vòng quấn của cuộn dây cảm ứng, được xác định bởi [113]

$$N = \frac{2A_c}{\sqrt{3}d_w^2} \quad (4.23)$$

với d_w là đường kính dây đồng và A_c là tiết diện mặt cắt ngang của cuộn dây.

Điện áp cảm ứng E_{emf} đóng vai trò là tín hiệu đầu vào gửi đến bộ điều khiển hệ thống. Lực giảm chấn mong muốn F_c của bộ điều khiển hệ thống được thiết lập dựa trên thuật toán điều khiển sky-hook có dạng

$$F_c = C_s E_{emf} \quad (4.24)$$

với C_s là hệ số điều khiển, trong nghiên cứu này $C_s = 0,1265$.

Dựa trên dữ liệu lực mong muốn F_c , bộ điều khiển giảm chấn tính toán cường độ dòng điện điều khiển cần thiết I_c để cấp vào giảm chấn MRF. Từ phương trình (4.21), mô hình ngược của bộ điều khiển giảm chấn được xây dựng

$$I_c = -\frac{1}{f_2} \ln \left\{ 1 - \frac{F_c}{f_1 [1 - e^{(-f_3 t)}]} \right\} \quad (4.25)$$

Để bù hiện tượng trễ của MRF, thành phần hiệu chỉnh sớm pha được sử dụng trong bộ điều khiển giảm chấn, có dạng

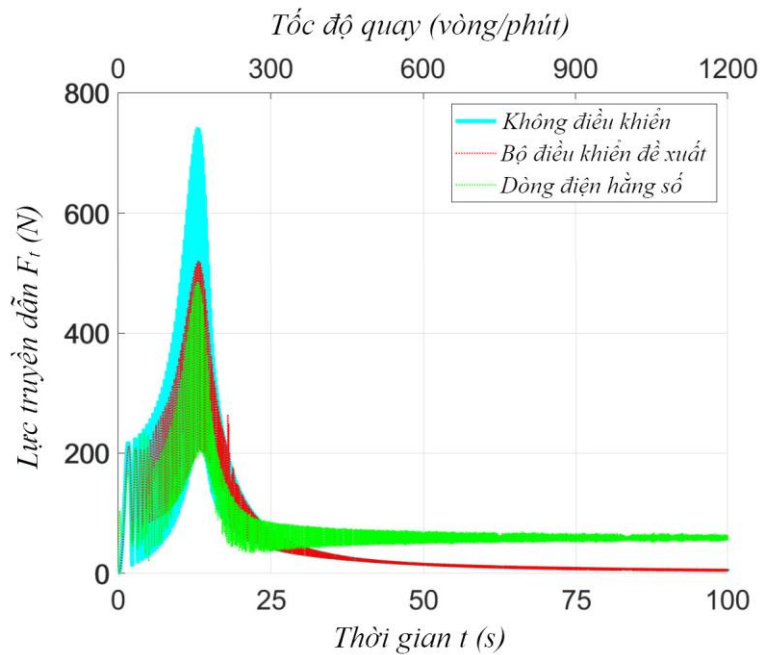
$$G_c(s) = K_c \frac{s + T_c^{-1}}{s + (\alpha_c T_c)^{-1}}, \quad (\alpha_c < 1) \quad (4.26)$$

trong đó s là biến Laplace và K_c , T_c , α_c là các hệ số điều khiển. Trong nghiên cứu này $K_c = 6,425$, $T_c = 0,0258$ và $\alpha_c = 0,4181$. So với điều khiển truyền thống, điều khiển sớm pha cải thiện mức giảm chấn hệ thống, giảm độ vọt lố, thời gian tăng trưởng và thiết lập, qua đó cải thiện đáp ứng nhất thời. Với băng thông tăng lên, hệ thống sử dụng bộ điều khiển sớm pha cũng có thời gian đáp ứng nhanh hơn. Tuy nhiên, điều khiển sớm pha cũng có một số nhược điểm như hệ thống đôi khi chỉ ổn định tùy theo điều kiện và dễ bị ảnh hưởng bởi nhiễu.

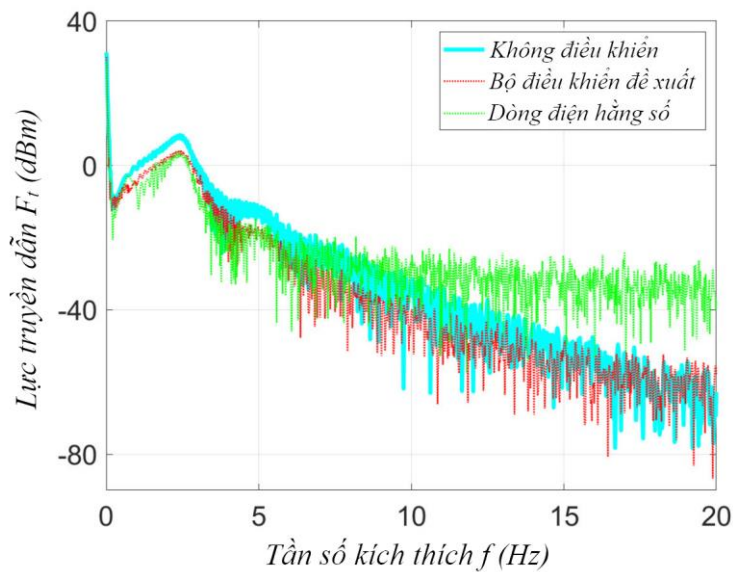
4.6.2 Kết quả và nhận xét

Ứng xử của hệ thống được mô phỏng trên Matlab Simulink với một kích thích hàm sin có tần số thay đổi tuyến tính trong khoảng thời gian 100 giây, tương ứng với tốc độ quay của trống giặt 0 – 1200 vòng/phút. Trong mô hình, các tham số được xác định từ hệ thống giảm chấn của máy giặt mẫu như sau: $m = 40$ kg, $c_{pass} = 180$ N.s/m, $k = 10$ kN/m, $m_u = 7$ kg, $R_u = 0,125$ m, $\lambda = 0,85$, $A_c = 40$ mm², $d_w = 0,34$ mm, $B_{rem} = 1,17$ T, $r_o = 14$ mm. Để so sánh hiệu quả hoạt động, trạng thái không điều khiển và điều khiển với dòng điện hằng số 1 A cấp liên tục cho giảm chấn MRF cũng được đưa vào mô phỏng.

Hình 4.25 mô tả sự truyền dẫn lực của hệ thống trong mối quan hệ với thời gian và tốc độ quay ở các trạng thái điều khiển khác nhau. Từ hình vẽ, có thể thấy trong

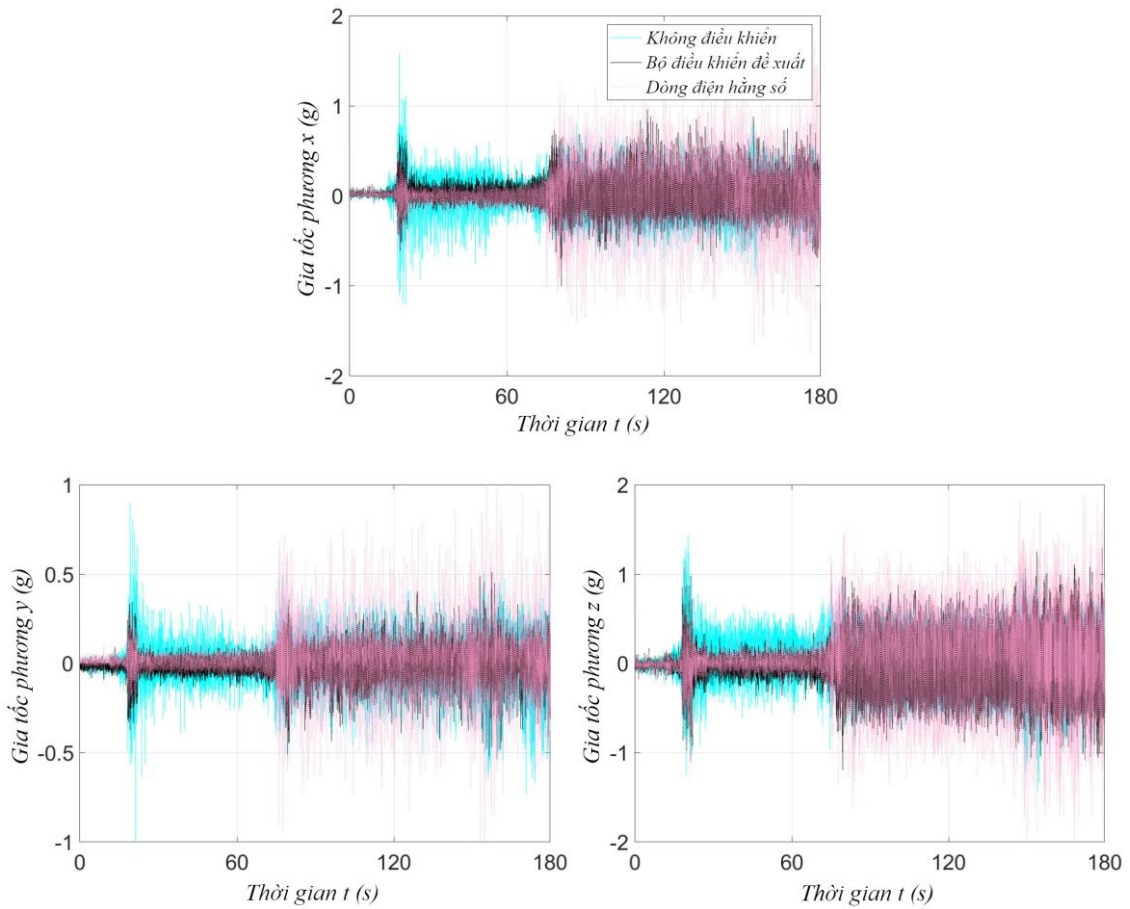


Hình 4.25: Ứng xử mô phỏng của hệ thống trong miền thời gian và tốc độ quay.



Hình 4.26: Ứng xử mô phỏng của hệ thống trong miền tần số.

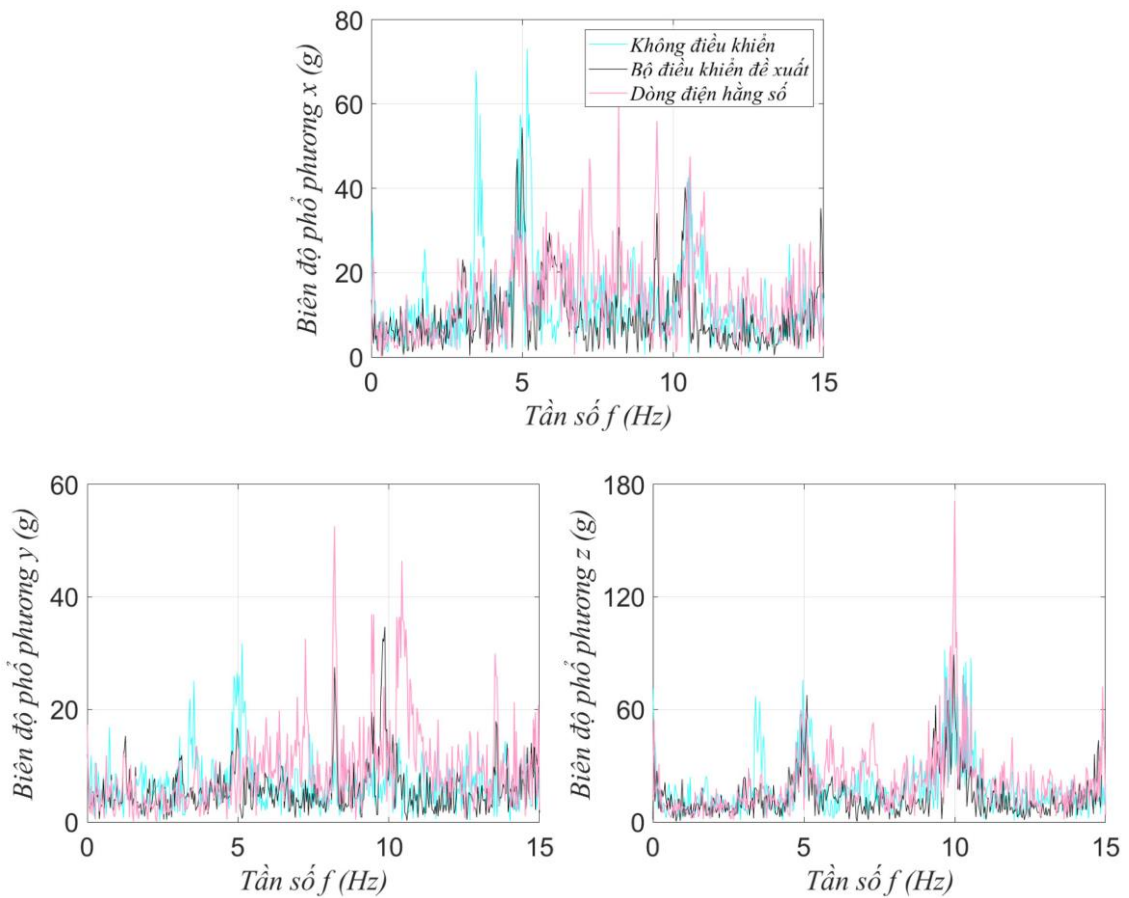
vùng cộng hưởng ở tần số thấp (tốc độ quay khoảng 100 – 200 vòng/phút), lực truyền dẫn từ khối lồng giặt sang khung máy và nền nhà của hệ thống điều khiển đề xuất và dòng điện hằng số được giảm đáng kể so với khi không điều khiển. Ngược lại ở các tần số cao, bộ điều khiển đề xuất và trạng thái không điều khiển thể hiện khả năng



Hình 4.27: Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF.

cách ly dao động tốt hơn trường hợp điều khiển dòng điện hằng số. Như vậy, so với hai chế độ điều khiển còn lại, rung động của máy giặt sử dụng hệ thống điều khiển đề xuất được kiểm soát tốt trong suốt quá trình hoạt động. Bằng công cụ phân tích phổ tần số Spectrum Analyzer của Matlab Simulink, ứng xử của hệ thống trong miền tần số ở các trạng thái điều khiển khác nhau được thể hiện trong Hình 4.26 với các nhận xét tương tự ở trên.

Để đánh giá hiệu quả hoạt động của giảm chấn MRF và hệ thống kiểm soát rung động đã đề xuất, giảm chấn MRF được lắp vào máy giặt cửa trước mẫu Samsung WF8690NGW trong Hình 3.12 (Chương 3). Hình 4.27 biểu thị ứng xử dao động đo đạc thực nghiệm theo ba phương x , y và z của máy giặt lắp giảm chấn MRF với các chế độ điều khiển khác nhau. Ở các tần số thấp, bộ điều khiển dòng điện hằng số hạn



Hình 4.28: Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF.

chế đáng kể rung động của máy giặt, nhất là trong vùng cộng hưởng (khoảng 18 – 22 giây), tuy nhiên khả năng cách ly rung động ở tần số cao hầu như không đạt được. Trạng thái không điều khiển có đặc điểm ngược lại. Với hệ thống điều khiển bán chủ động đề xuất, hiệu quả giảm rung động được cải thiện trong suốt quá trình hoạt động. Hình 4.28 minh họa phổ tần số ứng xử thực nghiệm và Bảng 4.3 trình bày kết quả so sánh các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF ở ba chế độ điều khiển. Có thể thấy bộ điều khiển đề xuất chính là sự kết hợp thể mạnh của hai bộ điều khiển kia.

4.7 Tổng kết

Trong chương này, một giảm chấn mới kiểu trượt sử dụng lưu chất từ biến (MRF) đã được phát triển cho hệ thống treo của máy giặt cửa trước. Đầu tiên, cấu hình của

Bảng 4.3: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF.

| Giá trị cực đại của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
|--|-------------|-------|-------|------------|-------|-------|
| Trạng thái điều khiển | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Không điều khiển | 1,577 | 1,105 | 1,434 | 0,895 | 0,733 | 1,444 |
| Bộ điều khiển đề xuất | 0,687 | 0,374 | 1,103 | 1,002 | 0,537 | 1,3 |
| Dòng điện hằng số | 0,685 | 0,36 | 1,171 | 1,744 | 1,201 | 2,026 |
| Giá trị trung bình của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
| Trạng thái điều khiển | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Không điều khiển | 0,116 | 0,065 | 0,181 | 0,189 | 0,115 | 0,294 |
| Bộ điều khiển đề xuất | 0,061 | 0,036 | 0,087 | 0,172 | 0,085 | 0,304 |
| Dòng điện hằng số | 0,057 | 0,035 | 0,084 | 0,329 | 0,164 | 0,461 |

giảm chấn được đề xuất và giảm chấn được thiết kế dựa trên mô hình giả tĩnh và phương trình động lực học của khối lồng giặt. Để đạt hiệu năng tốt nhất, giảm chấn MRF đã được tối ưu hóa xét đến các yếu tố về lực giảm chấn, kích cỡ, không gian lắp đặt và chi phí. Từ lời giải tối ưu, giảm chấn MRF được thiết kế chi tiết, chế tạo mẫu và kiểm tra. Kết quả đã cho thấy sự tương đồng giữa ứng xử đo đạc thực nghiệm và mô phỏng.

Dựa trên mô hình Magic Formula và Pan, một mô hình động lực học tham số mới đã được xây dựng để dự đoán hiện tượng trễ phi tuyến của giảm chấn MRF. Kết quả mô phỏng cho thấy, so với mô hình Spencer và Pan, mô hình đề xuất không chỉ dự đoán chính xác hơn đặc tính trễ bất đối xứng và độ sắc tại các góc lượn của đường cong trong miền trước khi chảy mà còn tương thích hơn với các điều kiện vận hành khác nhau.

Một hệ thống kiểm soát rung động bán chủ động đã được phát triển cho máy giặt lắp giảm chấn MRF. Thành phần cảm biến được tích hợp vào phía sau giảm chấn giúp đơn giản hóa kết cấu và giảm chi phí. Dữ liệu mô phỏng và thực nghiệm đã cho thấy hệ thống điều khiển đề xuất kiểm soát hiệu quả rung động của máy giặt trong suốt quá trình vận hành bởi kế thừa ưu điểm của trạng thái không điều khiển và điều khiển dòng điện hằng số.

Kết quả nghiên cứu trong Chương 4 của luận án đã được tác giả công bố trên 2 tạp chí ISI [106, 114], 1 tạp chí Scopus [115] và 1 Kỷ yếu hội nghị khoa học [116].

Chương 5

GIẢM CHẤN LƯU CHẤT TỪ BIẾN TỰ ĐÁP ỨNG

Trong Chương 4, hệ thống giảm chấn bán chủ động sử dụng lưu chất từ biến đã được phát triển và cho thấy tính khả thi trong việc kiểm soát rung động của máy giặt. Tuy nhiên, hệ thống này cần những thiết bị phụ đi kèm như cảm biến, bộ điều khiển và bộ cấp nguồn để có thể hoạt động. Điều đó làm tăng sự phức tạp của hệ thống, gây khó khăn cho việc sản xuất và bảo trì. Vì vậy, Chương 5 của đề tài hướng đến phát triển loại giảm chấn MRF có thể tự đáp ứng với kích thích rung động mà không cần bất kỳ cảm biến hay bộ điều khiển nào, từ đó giảm chi phí sản xuất và tăng khả năng thương mại hóa.

5.1 Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng

Nội dung Mục 5.1.1 – 5.1.4 là phiên bản được sắp xếp và định dạng lại từ công bố khoa học [1, 12] của tác giả:

- [1] Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, T. T. Nguyen and D. D. Mai. Development of a magnetorheological damper with self-powered ability for washing machines. *Applied Sciences*, Vol. 10, Issue 12, 4099, 2020.
- [12] D. Q. Bui, T. B. Diep, V. L. Hoang, D. D. Mai and H. Q. Nguyen. Design of a self-power magneto-rheological damper in shear mode for front-loaded washing machine. *Hội nghị khoa học toàn quốc lần thứ nhất về Động lực học và Điều khiển*, Da Nang City, Vietnam, 2019, pp. 297–303.

5.1.1 Giới thiệu

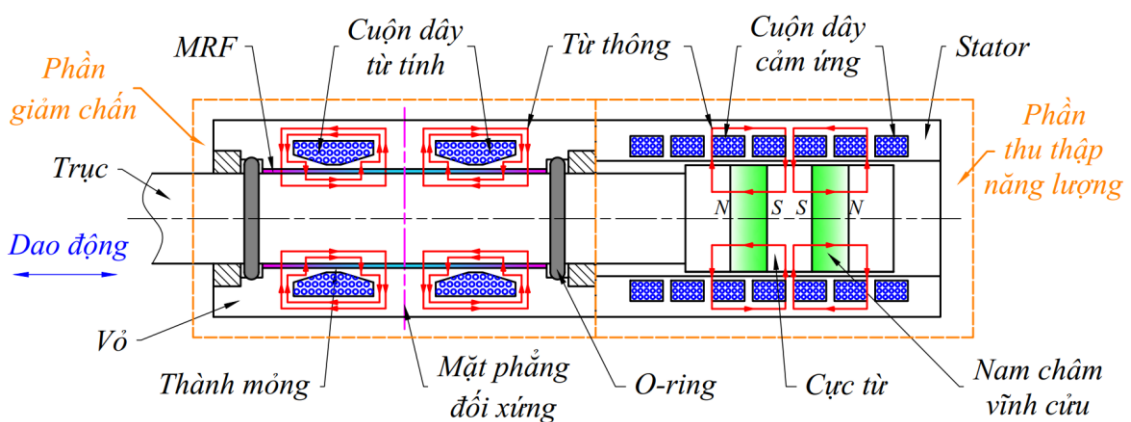
Ngoài kết cấu hệ thống phức tạp và chi phí cao, một nhược điểm khác của giảm chấn MRF truyền thống là năng lượng dao động cơ học của máy giặt bị lãng phí vào sự mài mòn và nung nóng các bộ phận hơn là được tái sử dụng cho giảm chấn. Từ sự phân tích này, đề tài mở rộng việc nghiên cứu giảm chấn MRF vào lĩnh vực thu thập năng lượng và phát triển một loại giảm chấn MRF tự cấp năng lượng, tích hợp công

nghe giảm chấn MR và thu thập năng lượng vào một thiết bị duy nhất để có thể tái sử dụng năng lượng dao động dư thừa cho nguồn cấp giảm chấn đồng thời vẫn đảm bảo khả năng lắp đặt trong máy giặt. Dao động càng mạnh, năng lượng tái tạo càng lớn và mức độ giảm chấn tương ứng được tự động hình thành. Kết quả là hệ thống giảm chấn có thể tự đáp ứng thông minh theo các kích thích ngoài mà không cần bất kỳ thiết bị phụ nào khác.

5.1.2 Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn MRF tự cấp năng lượng

Giảm chấn MRF kiểu trượt tự cấp năng lượng bao gồm hai bộ phận chính: bộ phận giảm chấn MR và bộ phận thu thập năng lượng (EH). Cấu hình của giảm chấn MRF tự cấp năng lượng được mô tả trong Hình 5.1. Với thiết kế này, sự giao thoa từ trường giữa bộ phận giảm chấn và thu thập năng lượng được hạn chế tối thiểu.

Bộ phận giảm chấn MR có thiết kế hai cuộn dây từ tính giống như thiết kế của giảm chấn MRF truyền thống ở Chương 4. Bộ phận EH gồm các nam châm vĩnh cửu lắp xen kẽ với các miếng cực từ vào đoạn cuối trục, phía ngoài là một lõi stator được xẻ các rãnh quấn dây. Mỗi nam châm và cực từ được nhóm thành một cặp cực từ. Các nam châm có dạng hình nhẫn và có hướng từ tính dọc trục, vì vậy chúng được đặt đối cực với nhau để buộc từ thông đi xuyên qua các cực từ và băng ngang khe hở giữa các nam châm với lõi stator. Các cuộn dây cảm ứng được quấn trực tiếp trên các rãnh của lõi stator. Dao động từ lồng giặt khiến cho trục giảm chấn chuyển động và



Hình 5.1: Thiết kế 2D của giảm chấn MRF tự cấp năng lượng.

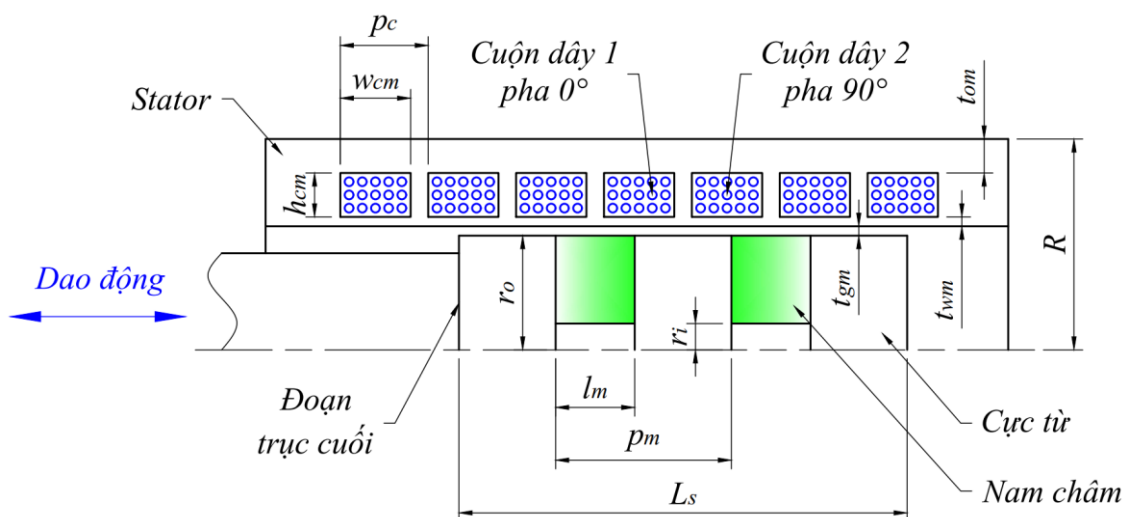
dòng điện cảm ứng được sinh ra trong các cuộn dây. Năng lượng điện này được cấp vào các cuộn dây từ tính của bộ phận giảm chấn MR để tạo ra lực giảm chấn tương ứng chống lại rung động.

5.1.3 Mô hình hóa giảm chấn MRF tự cấp năng lượng

Trong phần này, hai bộ phận chính của giảm chấn MRF tự cấp năng lượng – bộ phận EH và bộ phận giảm chấn MR sẽ được mô hình hóa. Bởi vì hai bộ phận được tích hợp với nhau, dữ liệu đầu ra của bộ phận EH (điện áp, công suất, kích thước hình học) sẽ đóng vai trò là dữ liệu đầu vào để thiết kế bộ phận giảm chấn MR nhằm thỏa mãn lực giảm chấn mục tiêu và kích cỡ không gian lắp đặt trong máy giặt.

a) Bộ phận thu thập năng lượng (EH)

Hình 5.2 biểu diễn thiết kế 2D với các kích thước hình học cơ bản của bộ phận EH. Các cực từ và lõi stator được chế tạo bằng thép C45, loại thép thông dụng có độ từ thẩm cao. Các nam châm hình nhẫn NdFeB loại N35 được lắp vào một đoạn trục nhôm xen kẽ với các cực từ. Nam châm có đường kính ngoài 28 mm, đường kính trong 6 mm và chiều dài 7 mm. Dựa vào khoảng trống lắp đặt giảm chấn trong máy giặt, số lượng nam châm và cuộn dây cảm ứng được chọn lần lượt là 2 và 7. Như vậy, số cuộn dây tối đa nằm trong vùng làm việc từ tính là 4.



Hình 5.2: Kích thước hình học cơ bản của bộ phận EH.

Từ thông xuyên qua khe hở không khí hình trụ giữa các nam châm và lõi stator được cho bởi [113, 117]

$$\Phi_g = \lambda \frac{B_{rem} l_m \mu_0 H_{coe} A_{gm}}{2t_{gm} B_{rem} + l_m \mu_0 H_{coe} (A_{gm}/A_m)} \quad (5.1)$$

trong đó λ là hiệu suất từ thông, B_{rem} là mật độ từ thông dư, H_{coe} là độ kháng từ của nam châm, μ_0 là độ từ thẩm tương đối có giá trị $4\pi \cdot 10^{-7} \text{ N/A}^2$, l_m là chiều dài của nam châm, t_{gm} là bề dày của khe hở không khí, A_{gm} là diện tích bề mặt trụ của khe hở không khí và A_m là tiết diện mặt cắt ngang của nam châm. A_{gm} và A_m được xác định

$$A_{gm} = 2\pi \left(r_o + \frac{t_{gm}}{2} \right) \left(\frac{p_m - l_m}{2} \right) \quad (5.2)$$

$$A_m = \pi (r_o^2 - r_i^2) \quad (5.3)$$

với p_m là bước của cặp cực từ, r_i và r_o lần lượt là bán kính trong và ngoài của nam châm. Điện áp cảm ứng E_i trong cuộn dây hoạt động thứ i được tính toán [118]

$$E_i = -N\Phi_g \frac{\pi}{p_m} \sin\left(\frac{\pi}{p_m} u + \varphi_0\right) \frac{du}{dt} \quad (5.4)$$

trong đó u và du/dt lần lượt là chuyển vị và vận tốc tương đối giữa trục và vỏ, φ_0 là góc pha ban đầu của cuộn dây và N là số vòng quấn của cuộn dây cảm ứng được xác định từ phương trình (4.23). Trong thiết kế này, bước của cặp cực từ p_m gấp đôi bước của rãnh cuộn dây p_c , do đó góc pha giữa hai cuộn dây kế cận là $\pi/2$. Điện áp cảm ứng trong bốn cuộn dây hoạt động là

$$E_1 = -N\Phi_g \frac{\pi}{p_m} \sin\left(\frac{\pi}{p_m} u\right) \frac{du}{dt} \quad (5.5)$$

$$E_2 = -N\Phi_g \frac{\pi}{p_m} \cos\left(\frac{\pi}{p_m} u\right) \frac{du}{dt} \quad (5.6)$$

$$E_3 = -E_1 \quad (5.7)$$

$$E_4 = -E_2 \quad (5.8)$$

Bảng 5.1: Các thông số tối ưu của bộ phận EH.

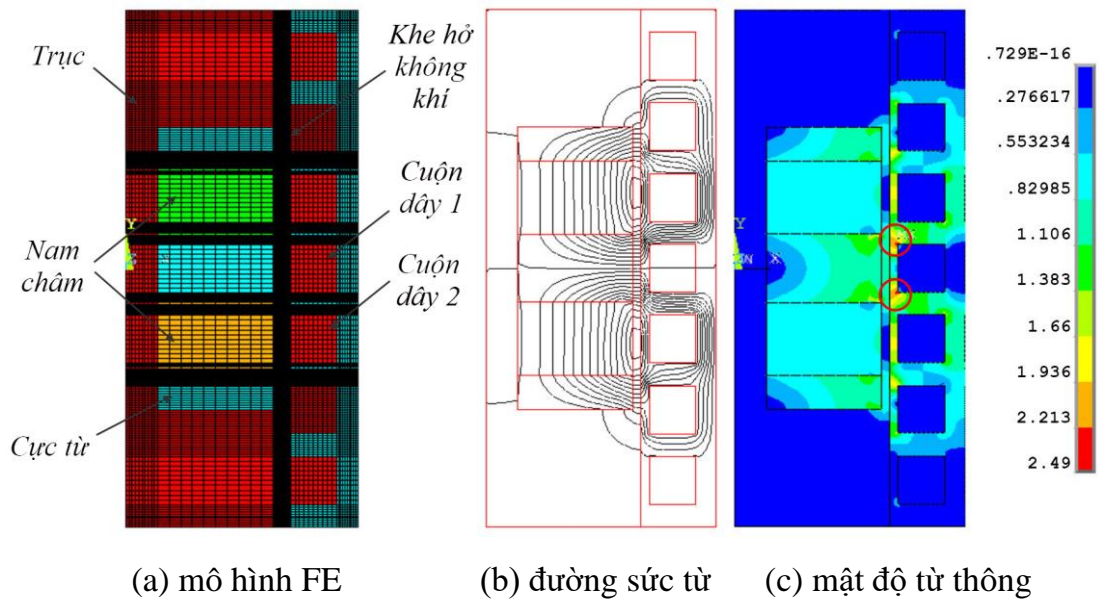
| Thông số thiết kế | | | |
|-------------------------------|-------|---------------------------------|------|
| Chiều cao rãnh h_{cm} (mm) | 4,4 | Bề dày khe hở t_{gm} (mm) | 0,8 |
| Chiều rộng rãnh w_{cm} (mm) | 4,56 | Bề dày thành mỏng t_{wm} (mm) | 0,8 |
| Bước cuộn dây p_c (mm) | 6,74 | Bề dày vỏ trượt t_{om} (mm) | 2 |
| Chiều dài nam châm l_m (mm) | 7 | Bán kính ngoài R (mm) | 22 |
| Bước cặp cực từ p_m (mm) | 13,48 | Công suất P (W) | 19,3 |

Bỏ qua độ tự cảm của cuộn dây trong trường hợp tần số kích thích thấp, cuộn dây được xem như một điện trở thuần. Công suất của bốn cuộn dây hoạt động P là

$$P = 2(P_1 + P_2) = 2 \left(\frac{E_1^2}{R_c} + \frac{E_2^2}{R_c} \right) = 2 \frac{\left(N \Phi_g \frac{\pi}{p_m} \right)^2}{R_c} \left(\frac{du}{dt} \right)^2 \quad (5.9)$$

trong đó R_c là điện trở của mỗi cuộn dây, P_1 và P_2 lần lượt là công suất của cuộn 1 và 2. Phương trình (5.9) biểu diễn công suất của bốn cuộn dây làm việc dưới dạng hàm bậc hai của vận tốc kích thích. Phương trình cũng cho thấy ảnh hưởng của các kích thước hình học đến công suất. Chính vì vậy, để đạt được hiệu năng tốt nhất, thiết kế của bộ phận EH cần được tối ưu hóa.

Trong cấu hình này, chiều cao cuộn dây h_{cm} , chiều rộng cuộn dây w_{cm} , bước cuộn dây p_c , bước cặp cực từ p_m và bề dày vỏ trượt t_{om} là các kích thước hình học cơ bản được thiết lập biến thiết kế. Với tổng chiều dài giảm chấn ở vị trí cân bằng khoảng 230 mm, chiều dài của đoạn trục cuối mang các cặp cực từ L_s được giới hạn tối đa là 30 mm. Về lý thuyết, tăng kích cỡ bộ phận EH sẽ có thể tăng năng lượng điện tái tạo, tuy nhiên sẽ làm tăng khối lượng, chi phí và không đảm bảo khả năng lắp đặt trong máy giặt. Vì vậy, giá trị 22 mm được chọn là giới hạn trên của bán kính bộ phận EH R để không quá lớn hơn các giảm chấn bị động thương mại và giảm chấn MRF truyền thống. Tổng quát, bài toán tối ưu thiết kế bộ phận EH được phát biểu:



Hình 5.3: Mô hình hóa bộ phận EH.

Tìm các giá trị kích thước hình học cơ bản của bộ phận EH để tối đa công suất, với các ràng buộc chiều dài của đoạn trục cuối L_s nhỏ hơn 30 mm và bán kính ngoài R nhỏ hơn 22 mm.

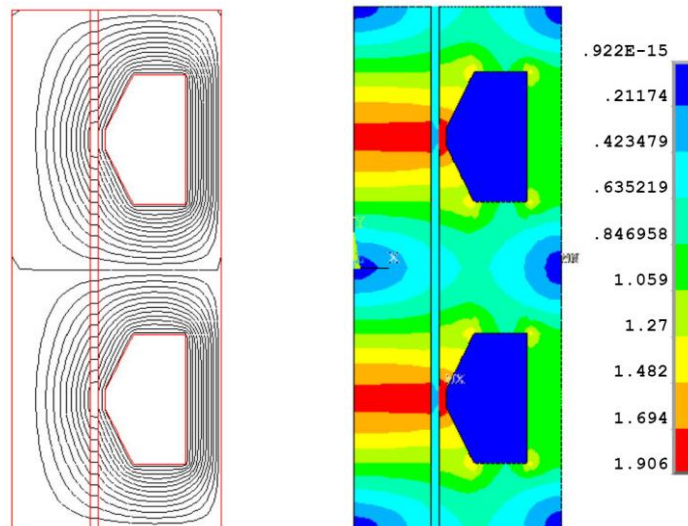
Kết quả tối ưu được tổng hợp trong Bảng 5.1. Mô hình phần tử hữu hạn, sự phân bố và mật độ từ thông được thể hiện trong Hình 5.3. Từ Hình 5.3(b), có thể thấy các đường sức từ đi xuyên qua khe hở không khí và điện áp cảm ứng sẽ được sinh ra trong các cuộn dây của bộ phận EH. Ngoài ra, từ thông cũng hầu như bão hòa trên đường quay về cực nam của nam châm, như vị trí đánh dấu trên Hình 5.3(c). Qua đó chứng tỏ hiệu năng của bộ phận EH đã được cải thiện đáng kể sau khi tối ưu hóa.

b) Bộ phận giảm chấn MR

Các giá trị điện áp và công suất của bộ phận EH sau đó đóng vai trò là dữ liệu đầu vào cho bài toán mô hình hóa bộ phận giảm chấn MR. Kích thước hình học của bộ phận EH được sử dụng để xác định các ràng buộc về bán kính và chiều dài trong bài toán tối ưu hóa bộ phận giảm chấn MR. Quá trình thiết kế được thực hiện tương tự như giảm chấn MRF truyền thống ở Chương 4. Kết quả tối ưu bộ phận giảm chấn MR được trình bày trong Bảng 5.2 và Hình 5.4.

Bảng 5.2: Các thông số tối ưu của bộ phận giảm chấn MR.

| Thông số thiết kế | | | |
|------------------------------|-------|---------------------------------|------|
| Chiều cao rãnh h_c (mm) | 8,57 | Bề dày thành mỏng t_w (mm) | 0,8 |
| Chiều rộng rãnh w_c (mm) | 13,81 | Bề dày vỏ trượt t_o (mm) | 3,58 |
| Chiều cao vát h_{ch} (mm) | 3,05 | Bán kính trục r_s (mm) | 8,25 |
| Chiều rộng vát w_{ch} (mm) | 5,9 | Bán kính ngoài R (mm) | 22 |
| Chiều dài cực từ l_p (mm) | 6,88 | Dòng điện cực đại I (A) | 0,34 |
| Chiều dài khe MRF L (mm) | 55,13 | Lực giảm chấn cực đại F_d (N) | 80,2 |
| Bề dày khe MRF t_g (mm) | 0,8 | Lực ma sát không tải F_0 (N) | 18,4 |



(a) đường sức từ

(b) mật độ từ thông

Hình 5.4: Mô hình hóa bộ phận giảm chấn MR.

5.1.4 Đánh giá thực nghiệm giảm chấn MRF tự cấp năng lượng

Dựa trên các kết quả tối ưu, giảm chấn mẫu MRF tự cấp năng lượng được chế tạo như Hình 5.5 và được đánh giá trên hệ thống thí nghiệm Hình 3.6 (Chương 3).



Hình 5.5: Giảm chấn mẫu và các bộ phận của giảm chấn.

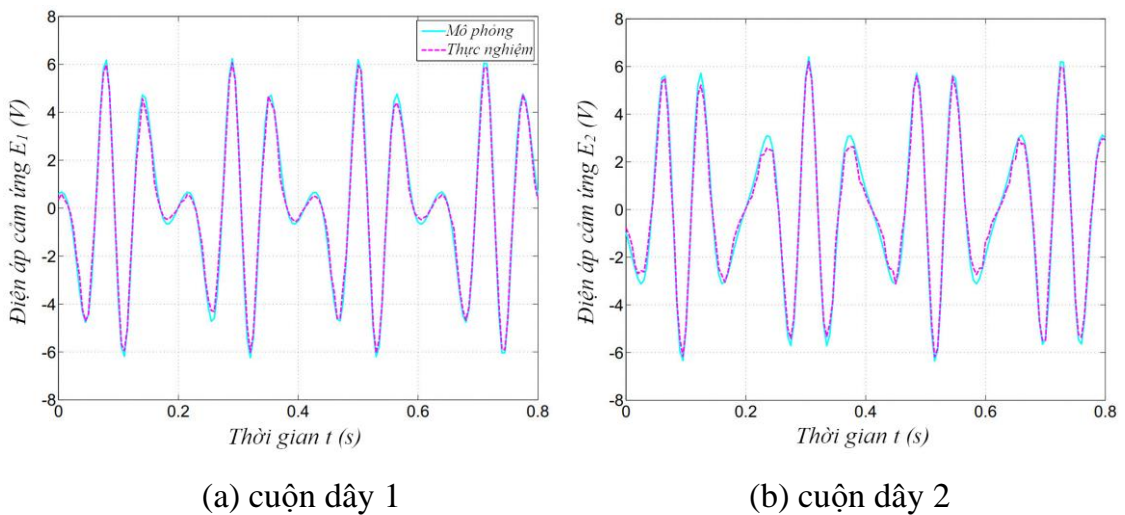
a) Hiệu năng bộ phận thu thập năng lượng

Phương trình (5.5 – 5.8) cho thấy điện áp cảm ứng của hai cuộn dây liền kề biểu thị thuộc tính của bộ phận EH. Để đánh giá hiệu năng tạo điện, một kích thích điều hòa tần số 2,4 Hz được đặt vào giảm chấn MRF tự cấp năng lượng mẫu. Hình 5.6 so sánh điện áp cảm ứng tính toán lý thuyết và đo đạc thực nghiệm của cuộn dây 1 và 2. Hình vẽ cho thấy điện áp trung bình của các cuộn dây đạt khoảng 94% giá trị mô phỏng. Sự khác biệt chủ yếu do hiện tượng nhiễu và sự rò rỉ từ thông. Ngoài ra, trong một chu kỳ điện áp xuất hiện khá nhiều đỉnh. Đây là hiệu quả nhân tần số điện áp cảm ứng [113]. Hiệu quả này làm tăng năng lượng thu thập tổng thể nên rất có lợi cho bộ phận EH.

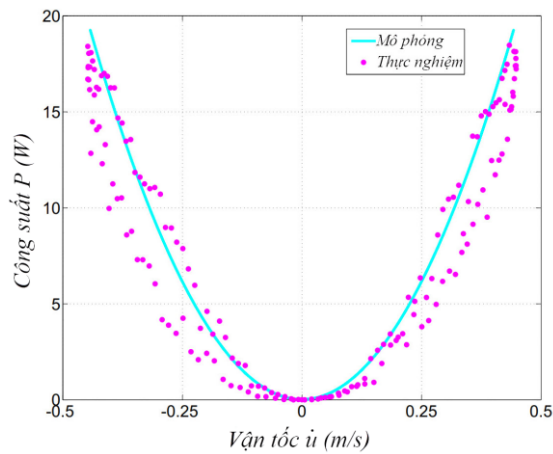
Hình 5.7 so sánh kết quả mô phỏng và đo đạc thực nghiệm của công suất trong mối quan hệ với vận tốc kích thích. Từ hình vẽ, có thể thấy công suất của bộ phận EH phân bố bậc hai theo vận tốc. Sai số trung bình giữa mô phỏng và thực nghiệm khoảng 8,4%. Như vậy dữ liệu thực nghiệm khá tương đồng với phân tích mô phỏng.

b) Hiệu năng giảm chấn dưới từ trường không đổi

Hiệu năng của bộ phận giảm chấn MR được thử nghiệm khi không kết nối với bộ phận EH và dưới các từ trường không đổi tạo ra từ bộ cấp nguồn ngoài. Hình 5.8 biểu thị ứng xử lực – vận tốc và lực – chuyển vị của giảm chấn ở tần số 2,4 Hz với các dòng điện hằng số 0, 0,2, 0,34 (giá trị cực đại mô phỏng trong Bảng 5.2) và 0,4 A.



Hình 5.6: Điện áp cảm ứng của các cuộn dây ở tần số 2,4 Hz.

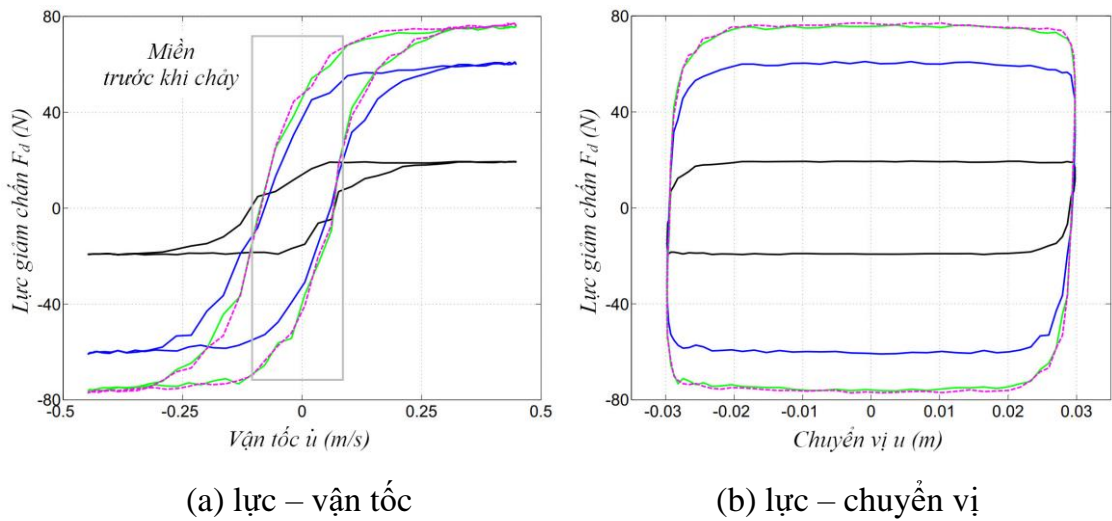


Hình 5.7: Công suất của bộ phận EH ở tần số 2,4 Hz.

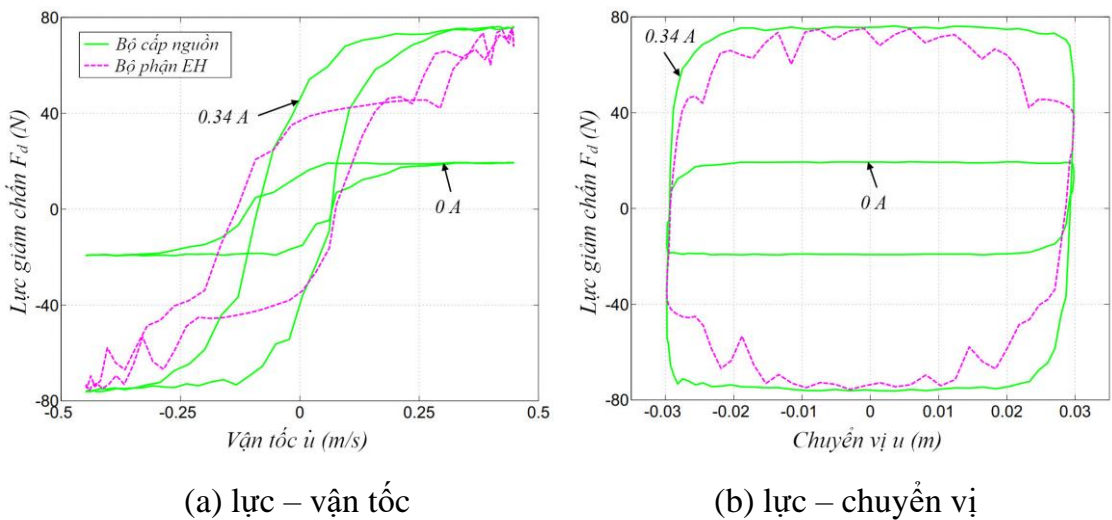
Cần lưu ý là thiết kế của bộ phận giảm chấn MR tương tự như giảm chấn MRF truyền thống ở Chương 4, do đó kết quả ứng xử thực nghiệm của chúng cũng giống nhau. Từ hình vẽ, có thể thấy lực giảm chấn hầu như bão hòa ở dòng điện kích thích 0,34 A bởi vì khi tăng lên 0,4 A lực giảm chấn không thay đổi đáng kể.

c) *Khả năng tự đáp ứng lực giảm chấn*

Bộ phận EH được kết nối vào giảm chấn mẫu để đánh giá khả năng tự đáp ứng lực giảm chấn. Ứng xử thực nghiệm ở tần số 2,4 Hz được trình bày trong Hình 5.9.



Hình 5.8: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF không có bộ phận EH ở tần số 2,4 Hz với các dòng điện không đổi 0, 0,2, 0,34 (nét liền từ trong ra ngoài) và 0,4 A (nét đứt).



Hình 5.9: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF kết nối với bộ phận EH ở tần số 2,4 Hz.

Hình vẽ cho thấy lực giảm chấn trong trường hợp này biến thiên giữa mức dòng điện 0 và 0,34 A. Lực giảm chấn cực đại đạt 75,1 N, hầu như tương đương với trường hợp cấp dòng điện không đổi 0,34 A (76,2 N) với sai số khoảng 1,4%. Từ Hình 5.9(a), có thể thấy đường cong lực – vận tốc biểu thị hiện tượng trễ trong miền trước khi

chảy nhưng lại không tuyến tính trong miền sau khi chảy. Để thấy nguyên nhân là do điện áp cảm ứng trong các cuộn dây của bộ phận EH biến thiên liên tục. Hình vẽ cũng chỉ ra rằng vùng diện tích lực – chuyển vị nhỏ hơn so với trường hợp dòng điện không đổi. Giảm chấn MRF được cấp nguồn ngoài sinh công khoảng 8,7 J trong khi với bộ phận EH chỉ khoảng 7,4 J. Nói cách khác, giảm chấn MRF tự cấp năng lượng tiêu tán năng lượng ít hơn giảm chấn MRF truyền thống. Điều này giúp giảm công suất tiêu thụ và sinh nhiệt trong quá trình vận hành.

5.1.5 Cải tiến giảm chấn MRF tự cấp năng lượng với 4 cuộn dây cảm ứng

Nội dung Mục 5.1.5 là phiên bản được sắp xếp và định dạng lại từ công bố khoa học [6] của tác giả:

Q. D. Bui, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and testing of a new shear-mode magneto-rheological damper with self-power component for front-loaded washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 860–866, 2021.

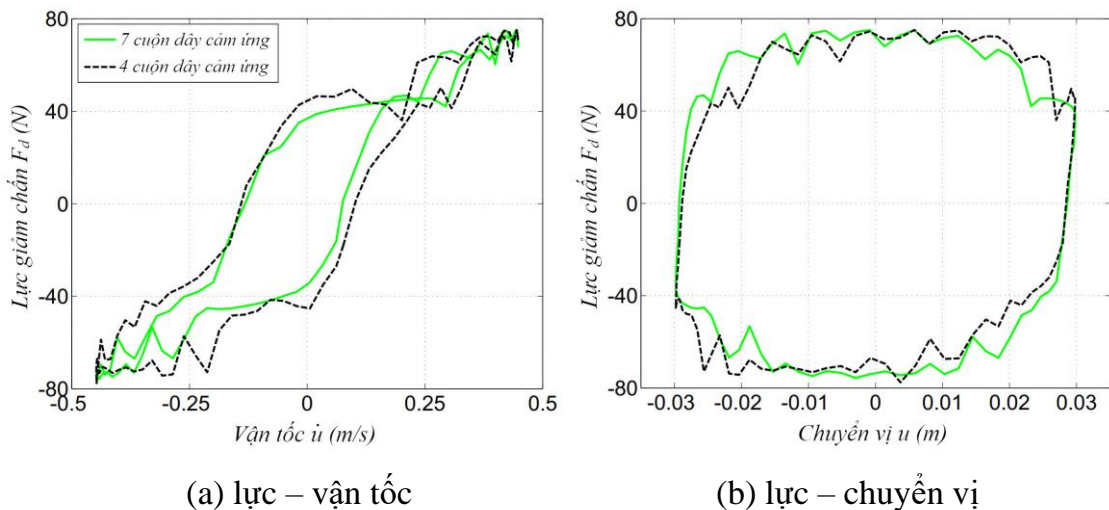
Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng đã trình bày ở trên có thể giải quyết được vấn đề kết cấu phức tạp và chi phí cao của giảm chấn MRF truyền thống. Tuy nhiên số cuộn dây cảm ứng khá cao (7 cuộn) vẫn gây một số khó khăn cho việc chế tạo và bảo dưỡng. Số cuộn dây lớn cũng khiến chúng khó kết nối với nhau và có thể cần kỹ thuật chỉnh lưu để đảm bảo kiểm soát hiệu quả chiều dòng điện. Điều này sẽ làm tăng độ

Bảng 5.3: Các thông số tối ưu của bộ phận EH 4 cuộn dây cảm ứng.

| Thông số thiết kế | | | |
|-------------------------------|-------|---------------------------------|------|
| Chiều cao rãnh h_{cm} (mm) | 3,91 | Bề dày khe hở t_{gm} (mm) | 0,8 |
| Chiều rộng rãnh w_{cm} (mm) | 11,52 | Bề dày thành mỏng t_{wm} (mm) | 0,8 |
| Bước cuộn dây p_c (mm) | 13,84 | Bề dày vỏ trượt t_{om} (mm) | 2 |
| Chiều dài nam châm l_m (mm) | 5 | Bán kính ngoài R (mm) | 20 |
| Bước cặp cực từ p_m (mm) | 13,84 | Công suất P (W) | 19,3 |



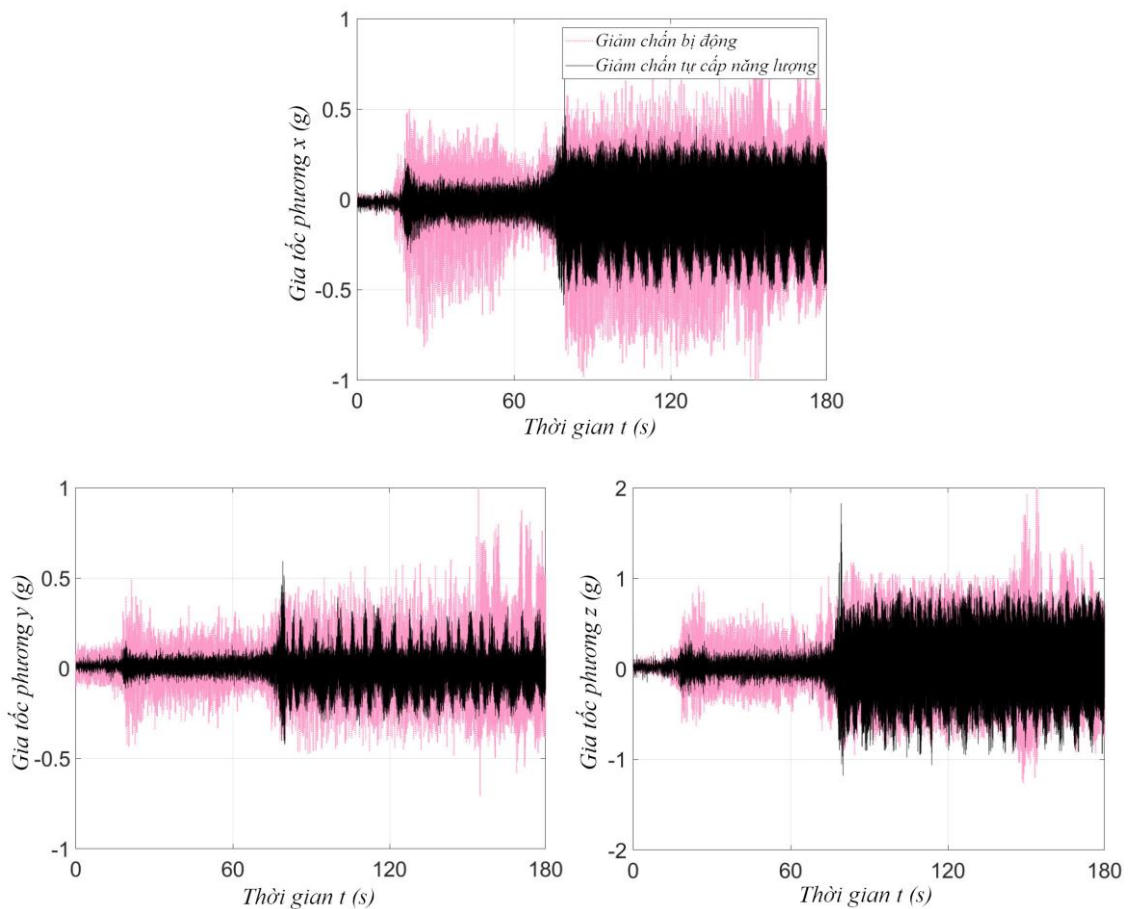
Hình 5.10: Giảm chấn mẫu 4 cuộn dây và các bộ phận của giảm chấn.



Hình 5.11: So sánh ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF 7 cuộn dây và 4 cuộn dây cảm ứng.

phức tạp và chi phí hệ thống, dẫn đến khó kiểm chứng thực nghiệm trên máy giặt. Chính vì vậy, giảm chấn MRF tự cấp năng lượng cần được nghiên cứu thêm với số cuộn dây cảm ứng tối ưu hợp lý.

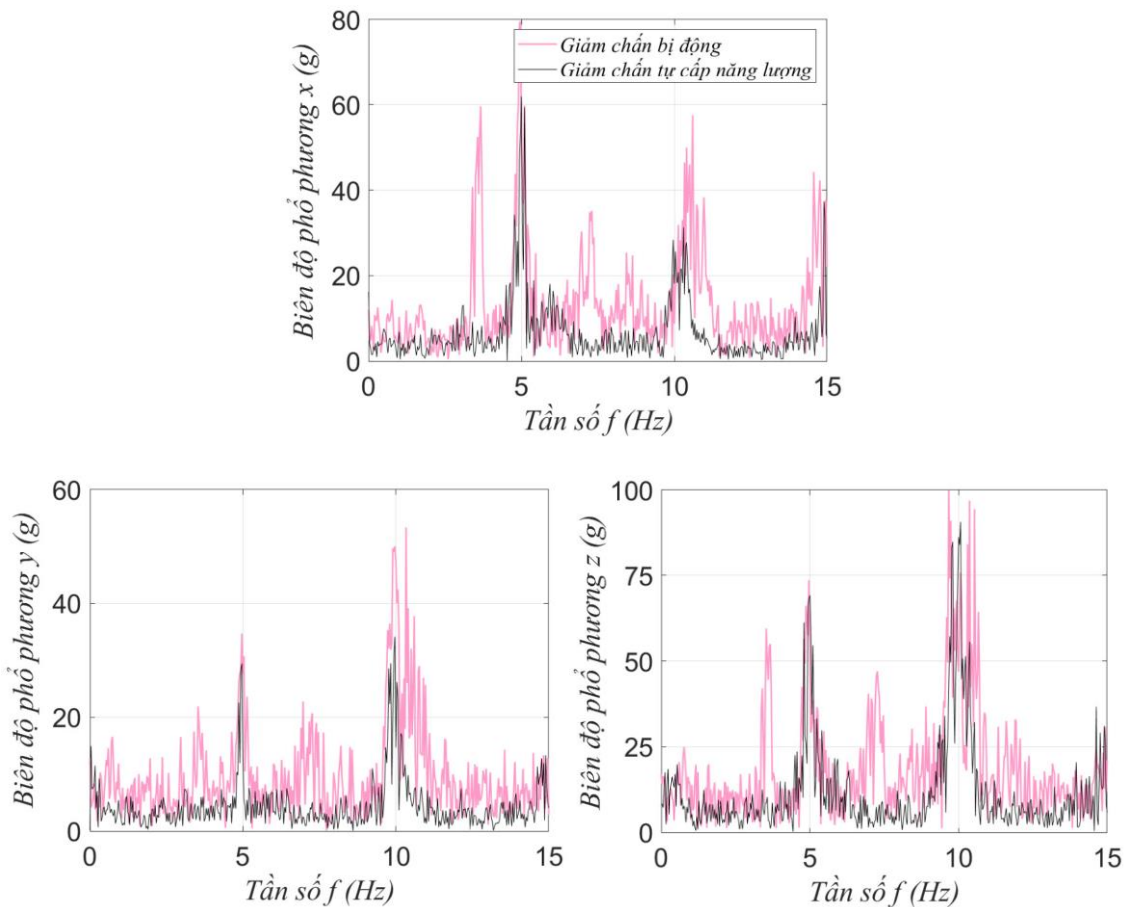
Xem xét các yếu tố về hiệu năng tạo điện, sự đơn giản kết cấu, dễ dàng kết nối và không gian lắp đặt trong máy giặt, số nam châm và cuộn dây cảm ứng được xác định tối ưu lần lượt là 2 và 4 bằng phương pháp thử sai. Khi đó, điện áp cảm ứng trong hai cuộn dây liền kề sẽ ngược dấu nhau. Lưu ý là hai cuộn dây từ tính của bộ



Hình 5.12: Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây cảm ứng.

phận giảm chấn MR phải đối cực để đảm bảo từ thông di chuyển đúng hướng. Do vậy, thiết kế mới này có điểm thuận lợi là các cuộn dây cảm ứng rất dễ kết nối với nhau và được cấp trực tiếp cho giảm chấn mà không cần bất kỳ sự chỉnh lưu nào. Điều này đồng nghĩa không có tổn thất điện áp trên các diode và hiệu năng được cải thiện, giảm kích thước và khối lượng của giảm chấn. Cụ thể, bán kính ngoài của giảm chấn giảm đi 2 mm so với thiết kế cũ 7 cuộn dây (Bảng 5.3).

Giảm chấn mẫu được chế tạo trong Hình 5.10 và ứng xử thực nghiệm của lực giảm chấn được so sánh với giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 7 cuộn dây trong Hình 5.11. Hình vẽ cho thấy hiệu năng giảm chấn trong trường hợp 4 cuộn dây gần như tương đương với 7 cuộn dây, mặc dù bộ phận EH sở hữu ít cuộn dây hơn. Như



Hình 5.13: Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây cảm ứng.

vậy, so với giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 7 cuộn dây, thiết kế mới 4 cuộn dây có chi phí thấp hơn và dễ dàng hơn khi sản xuất, bảo trì cũng như đánh giá thực nghiệm trên máy giặt trong khi vẫn đảm bảo hiệu quả vận hành.

Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây được lắp đặt vào máy giặt để thử nghiệm khả năng hoạt động. Kết quả ứng xử thực nghiệm trên miền thời gian và tần số lần lượt được thể hiện trong Hình 5.12 và 5.13. Có thể thấy dao động theo các phương của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự cấp năng lượng được hạn chế khá tốt so với giảm chấn bị động thương mại. Bảng 5.4 trình bày sự so sánh các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây. Tương tự như giảm chấn SMA và giảm chấn MRF truyền thống ở

Bảng 5.4: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây cảm ứng.

| Giá trị cực đại của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
|--|-------------|-------|-------|------------|-------|-------|
| Giảm chấn | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Bị động | 0,816 | 0,494 | 1,026 | 1,186 | 1,166 | 2,268 |
| MRF tự cấp năng lượng | 0,438 | 0,211 | 0,432 | 0,801 | 0,594 | 1,828 |
| Giá trị trung bình của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
| Giảm chấn | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Bị động | 0,111 | 0,081 | 0,157 | 0,267 | 0,17 | 0,405 |
| MRF tự cấp năng lượng | 0,057 | 0,033 | 0,074 | 0,2 | 0,099 | 0,369 |

các chương trước, dao động phương z không được giảm nhiều do vị trí lắp đặt giảm chấn nằm trong mặt phẳng $x-y$.

5.2 Giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình

Nội dung Mục 5.2 là phiên bản được sắp xếp và định dạng lại từ công bố khoa học [2] của tác giả:

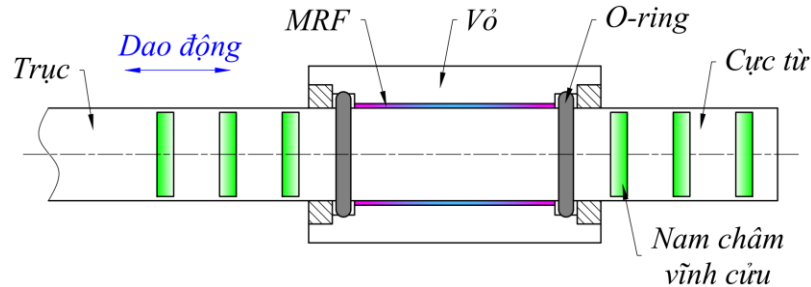
Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, L. V. Hoang and D. D. Mai. A new self-adaptive magneto-rheological damper for washing machines. *Smart Materials and Structures*, Vol. 30, Issue 3, 037001, 2021.

5.2.1 Giới thiệu

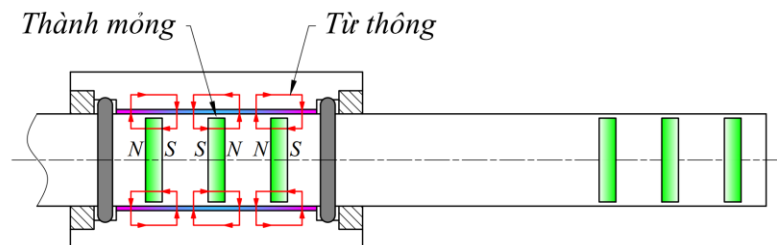
So với giảm chấn MRF truyền thống, giảm chấn MRF tự cấp năng lượng đã thể hiện tiềm năng trong việc kiểm soát rung động của máy giặt với khả năng tự điều chỉnh mức độ giảm chấn phù hợp với kích thích dao động ngoài. Tuy nhiên, sự phức

tạp về kết cấu chưa được giải quyết triệt để khi các cuộn dây quấn phần nào vẫn gây khó khăn cho việc sản xuất và bảo trì. Một vấn đề khác là các giảm chấn MRF tự cấp năng lượng sử dụng kích thích vận tốc như dữ liệu đầu vào để tạo ra lực giảm chấn tương ứng. Thông thường, vận tốc và chuyển vị của trống giặt đều lớn trong vùng cộng hưởng ở tần số thấp, do vậy một mức độ giảm chấn lớn là hợp lý. Tuy nhiên ở các tần số cao, vận tốc có giá trị lớn nhưng chuyển vị có thể lại không, dẫn đến trạng thái kích hoạt lực giảm chấn và sự truyền dẫn lực không mong muốn từ các giảm chấn tự cấp năng lượng.

Từ các phân tích trên, đề tài phát triển một loại giảm chấn MRF kiểu trượt mới với khả năng tự kích hoạt bằng hành trình cho máy giặt cửa trước. Giảm chấn mới này thay thế các cuộn dây từ tính thường thấy trong giảm chấn MRF truyền thống bằng các nam châm vĩnh cửu ở hai đầu trục để tạo ra lực giảm chấn khi các nam châm đi vào vùng lưu chất. Với thiết kế này, biên độ dao động càng lớn, mức giảm chấn càng lớn. Một điểm đáng chú ý là giảm chấn đề xuất có đặc tính giảm chấn phụ thuộc



(a) trạng thái nghỉ



(b) trạng thái kích hoạt

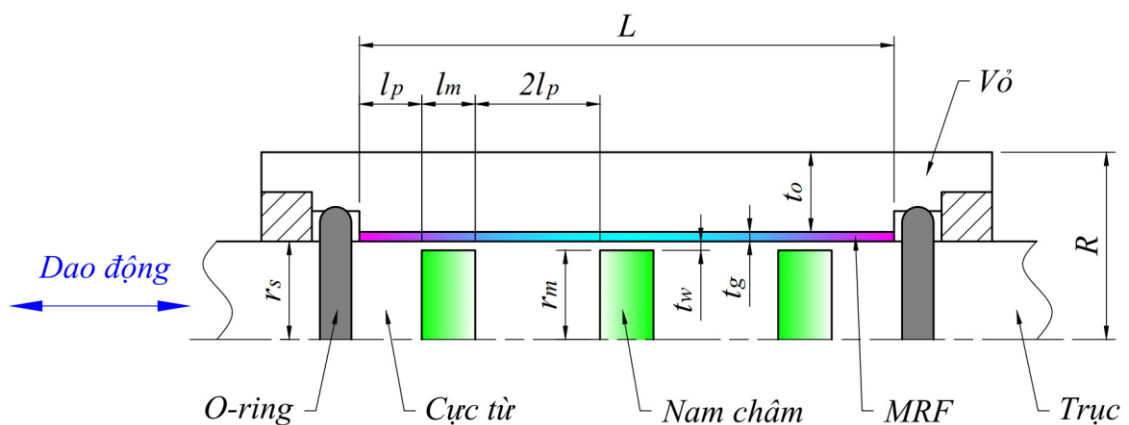
Hình 5.14: Kết cấu và nguyên lý hoạt động của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.

chuyển vị, rất phù hợp với điều kiện vận hành của máy giặt. So với các giảm chấn MRF khác, giảm chấn đề xuất có kết cấu đơn giản và chi phí thấp hơn bởi vì không cần bất cứ nguồn cấp, cảm biến hay bộ điều khiển nào. Đây là một tiêu chí then chốt thu hút các nhà sản xuất thiết bị dụng cụ gia đình.

5.2.2 Cấu hình và nguyên lý hoạt động giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình

Hình 5.14 mô tả kết cấu và nguyên lý làm việc của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình. Giảm chấn gồm một trục chứa các nam châm vĩnh cửu và cực từ lắp xen kẽ nhau và một vỏ ngoài để bao phủ và đóng kín mạch từ. Các nam châm được phân bố trên hai đoạn đầu trục, chứa một đoạn trục trơn ở giữa. MRF được đổ đầy vào khe hở giữa trục và mặt trụ trong của vỏ.

Từ Hình 5.14(a), có thể thấy khi kích thích dao động nhỏ, chưa có nam châm nào tương tác với MRF và vì vậy giảm chấn ở trạng thái nghỉ. Dưới các biên độ dao động lớn hơn, các nam châm bắt đầu di chuyển vào vùng MRF và từ trường được hình thành xuyên qua lưu chất, như Hình 5.14(b). Với từ tính dọc trục, hai nam châm kế tiếp nhau được sắp xếp đối cực sao cho từ thông được dẫn xuyên qua các cực từ và khe hở MRF, đi đến vỏ ngoài và sau đó quay trở về cực nam. Từ thông ưu tiên đi qua thành mỏng giữa lưu chất và nam châm trước, vì vậy bề dày thành mỏng được thiết



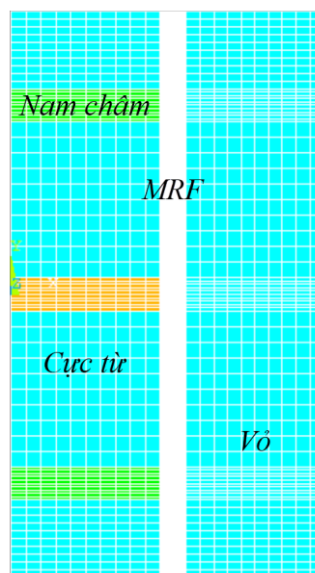
Hình 5.15: Kích thước hình học cơ bản của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.

ké nhỏ nhất có thể để nhanh chóng đạt trạng thái bão hòa từ và buộc từ thông băng qua khe hở lưu chất. Với cấu hình này, biên độ kích thích càng lớn, càng nhiều MRF được kích hoạt và lực giảm chấn càng lớn được sinh ra. Ở tần số tự nhiên của dạng thức dao động cứng (100 – 200 vòng/phút), biên độ dao động của máy giặt lớn và một lực giảm chấn đủ lớn được hình thành để giảm dao động. Tuy nhiên ở các tần số cao (900 vòng/phút hoặc hơn), lực giảm chấn được giảm xuống bởi biên độ kích thích nhỏ và lực truyền dẫn sang nền nhà cũng sẽ được hạn chế. Kết quả là giảm chấn có thể tự đáp ứng với kích thích dao động ngoài mà không cần bất kỳ sự điều khiển nào.

5.2.3 Mô hình hóa giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình

Hình 5.15 mô tả các kích thước hình học cơ bản của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình. Xem xét khả năng lắp đặt trong máy giặt, lực giảm chấn cần thiết và lực không tải, số nam châm được xác định là 3. Trong thiết kế này, trục, vỏ và cực từ được làm từ thép C45 thương mại. Các nam châm dạng đĩa tròn có vật liệu là NdFeB loại N35. MRF trong khe hở được bịt kín bằng các O-ring cao su NBR 70 durometer.

Tương tự như giảm chấn MRF truyền thống ở Chương 4, lực giảm chấn kích hoạt F_d và lực không tải F_0 của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình được tính



Hình 5.16: Mô hình FE của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.

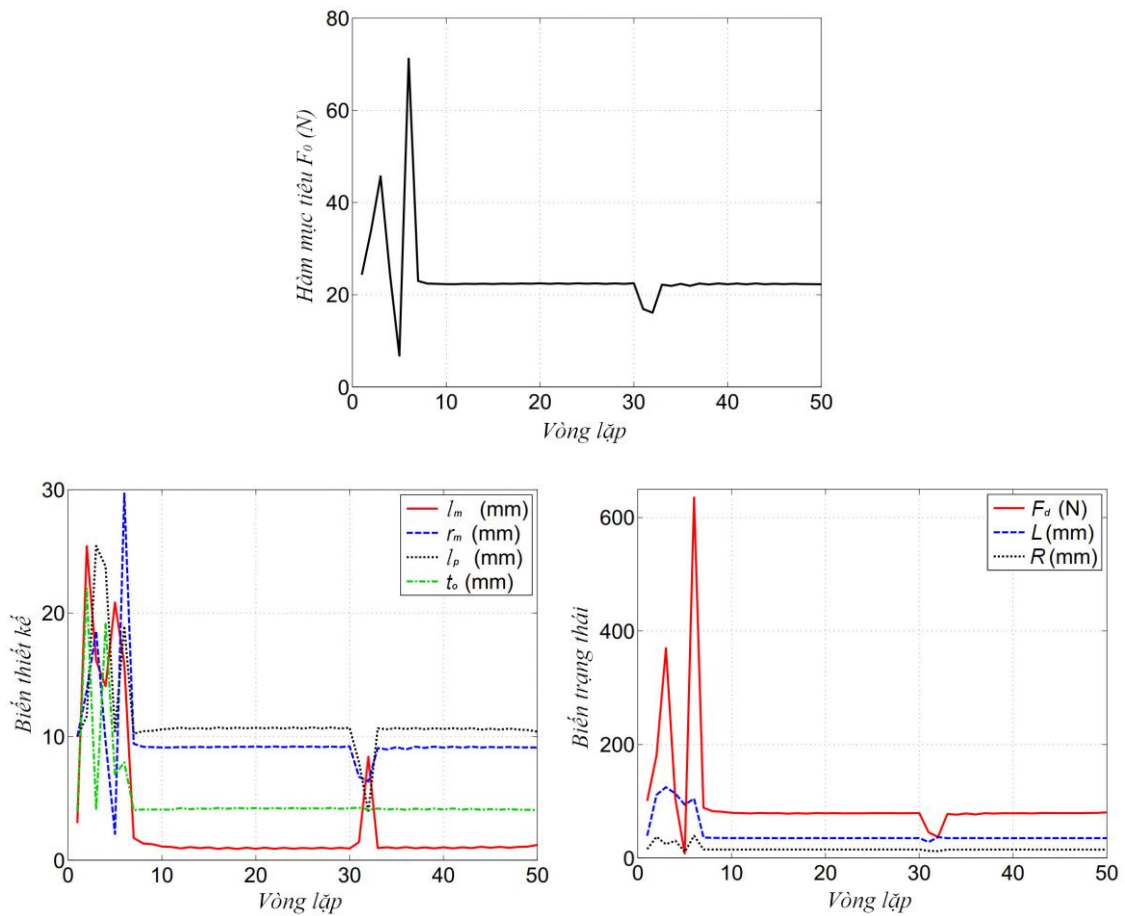
toán bởi các phương trình (4.1 – 4.4). Trong thiết kế này, chiều dài của MRF kích hoạt $L_{on} \cong 6l_p$ và không kích hoạt $L_{off} \cong 3l_m$, với l_p và l_m lần lượt là chiều dài của mỗi cực từ và nam châm. Ba loại MRF thương mại (sản xuất bởi Lord Corporation) được xem xét để tính toán là 122–2ED, 132–DG và 140–CG. Đặc tính lưu biến (ứng suất chảy và độ nhớt) của ba loại này tăng dần theo thứ tự sắp xếp và được cho trong Bảng 2.1 (Chương 2).

Quá trình tối ưu hóa thiết kế của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình được thực hiện tương tự như giảm chấn MRF ở các chương trước. Bài toán tối ưu được phát biểu:

Tìm các giá trị kích thước hình học cơ bản của giảm chấn để tối thiểu hóa lực không tải F_0 , với các ràng buộc lực giảm chấn cực đại lớn hơn 80 N, chiều dài khe hở MRF nhỏ hơn 35 mm và bán kính ngoài R nhỏ hơn 20 mm.

Bảng 5.5: Kết quả tối ưu của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.

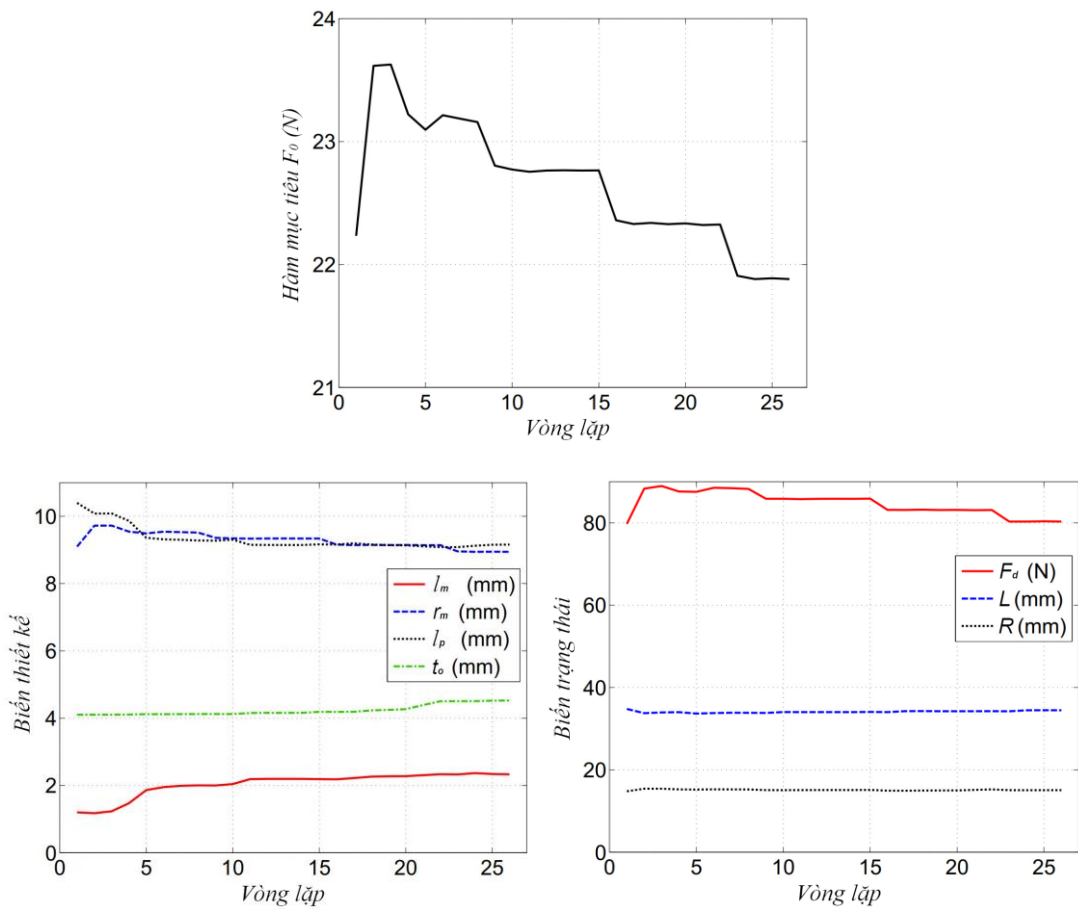
| Các thông số (mm) | | 122–2ED | 132–DG | 140–CG |
|-------------------|---------------------------------|---------|--------|--------|
| Nam châm | Chiều dài l_m | 2,4 | 2,4 | 2 |
| | Bán kính r_m | 13,5 | 10,2 | 9 |
| | Cực từ l_p | 9,1 | 9,1 | 9,1 |
| Trục | Thành mỏng t_w | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| | Bán kính r_s | 14,3 | 11 | 9,8 |
| Khe hở MRF | Chiều dài L | 34,6 | 34,5 | 33,3 |
| | Bề dày t_g | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| Vỏ | Bề dày t_o | 5 | 4,2 | 4,5 |
| | Bán kính ngoài R | 20 | 16 | 15,1 |
| Hiệu năng | Lực giảm chấn cực đại F_d (N) | 80,1 | 80,1 | 80,1 |
| | Lực không tải F_0 (N) | 31,7 | 24,4 | 22 |



Hình 5.17: Tối ưu hóa giảm chấn bằng phương pháp sub–problem.

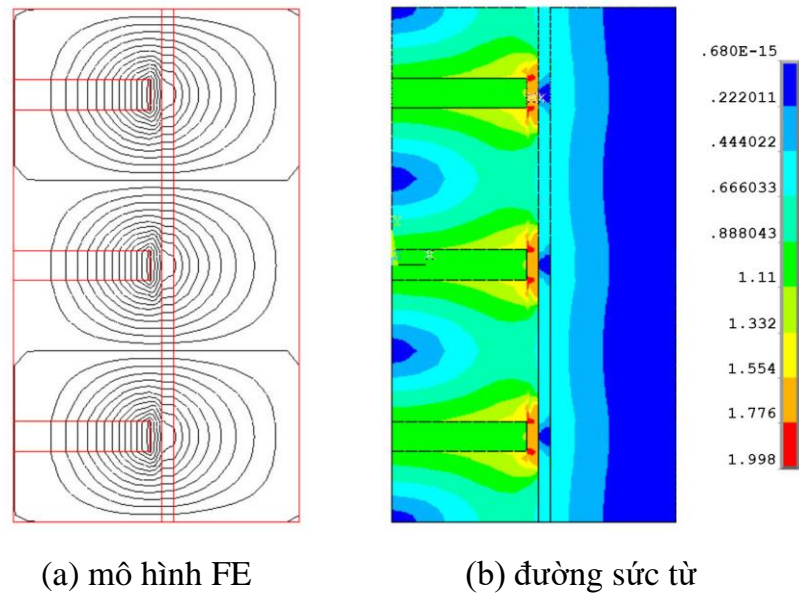
Mô hình phần tử hữu hạn (FE) được thể hiện trong Hình 5.16. Kết quả tối ưu của giảm chấn sử dụng ba loại MRF được tổng hợp trong Bảng 5.5. Có thể thấy rõ hiệu quả hoạt động của giảm chấn MRF 140–CG tốt hơn hai loại kia với tất cả các thông số. Vì vậy MRF 140–CG được lựa chọn cho nghiên cứu này. Từ bảng kết quả, cũng cần chú ý rằng bán kính ngoài, một trong những tiêu chí thương mại quan trọng, của giảm chấn MRF 140–CG (15,1 mm) được giảm đáng kể so với giảm chấn MRF truyền thống (18 mm) và giảm chấn MRF tự cấp năng lượng (20 mm).

Quá trình tối ưu hóa thiết kế cho trường hợp giảm chấn MRF 140–CG được mô tả chi tiết như sau. Trước tiên, từ các giá trị biến ban đầu bất kỳ (thường dựa trên kinh nghiệm), phương pháp tối ưu hóa sub–problem tích hợp trong công cụ tối ưu hóa ANSYS được sử dụng để xác định sơ bộ các thông số thiết kế tối ưu của giảm chấn.

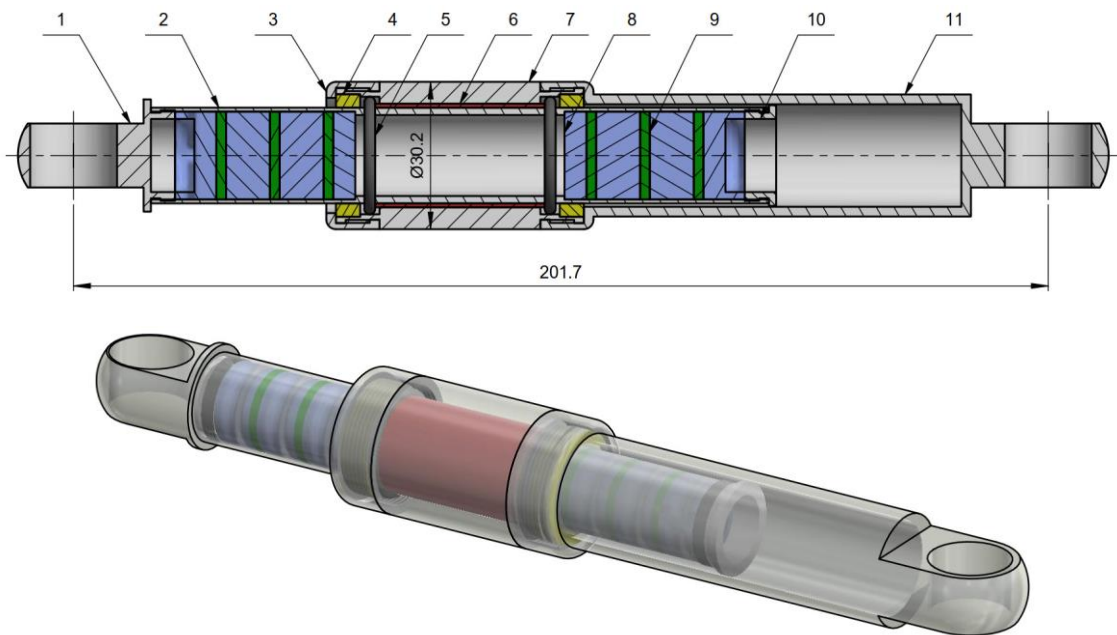


Hình 5.18: Tối ưu hóa giảm chấn bằng phương pháp first-order.

Mục tiêu của bước này là xác định phạm vi tối ưu toàn cục. Hình 5.17 mô tả sự tối ưu hóa giảm chấn bằng phương pháp sub-problem. Từ hình vẽ, có thể thấy lời giải hội tụ sau 50 vòng lặp với giá trị nhỏ nhất của hàm mục tiêu F_0 là 22,3 N. Các biến thiết kế có giá trị: $l_m = 1,2$ mm, $r_m = 9,1$ mm, $l_p = 10,4$ mm, $t_o = 4,1$ mm và các biến trạng thái có giá trị: $F_d = 80,3$ N, $L = 34,9$ mm, $R = 14,8$ mm. Các giá trị biến thiết kế này được gán cho dữ liệu đầu vào của bước tối ưu chính xác kế tiếp, trong đó phương pháp first-order kết hợp với thuật toán golden-section của ANSYS được sử dụng (Mục 2.2.4 và 2.2.5, Chương 2). Lời giải tối ưu của giảm chấn được minh họa trong Hình 5.18. Kết quả hội tụ sau 26 vòng lặp với hàm mục tiêu tối thiểu F_0 là 21,9 N. Lưu ý là chiều dài và bán kính của nam châm vĩnh cửu cần được làm tròn đến giá trị tiêu chuẩn gần nhất để thuận tiện cho việc sản xuất. Vì vậy, bằng cách cố định hai



Hình 5.19: Mô hình hóa giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.



Hình 5.20: Thiết kế của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình: (1) khớp nối, (2) trục, (3) nắp đầu, (4) bạc dẫn hướng, (5) O-ring, (6) MRF, (7) vỏ, (8) cực từ, (9) nam châm vĩnh cửu, (10) chặn hành trình, (11) nắp cuối.

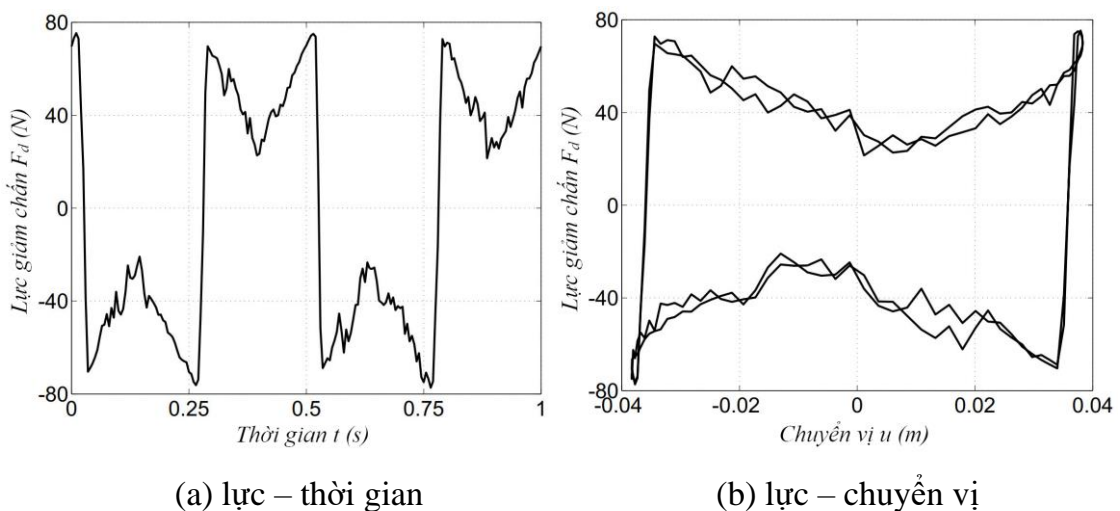
thông số này theo tiêu chuẩn, bước tối ưu cuối cùng được thực hiện để tính toán lại các thông số khác. Lời giải tối ưu cuối cùng được trình bày trong Bảng 5.5 và Hình

5.19. Dựa trên các kết quả tối ưu, giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình sử dụng MRF 140–CG được thiết kế chi tiết như Hình 5.20.

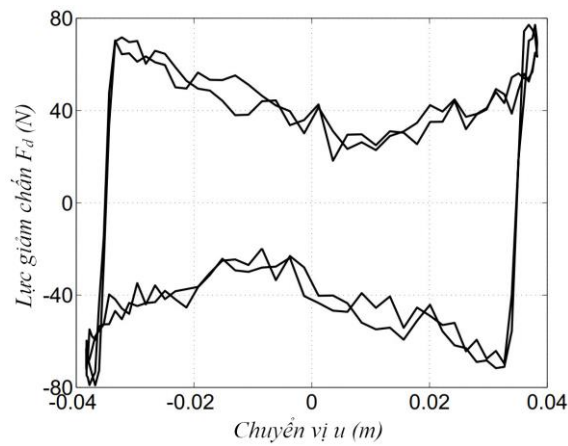
5.2.4 Đánh giá thực nghiệm giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình

Từ thiết kế tối ưu, giảm chấn mẫu MRF tự kích hoạt bằng hành trình được chế tạo và đánh giá đặc tính hoạt động trên hệ thống thí nghiệm Hình 3.6 (Chương 3).

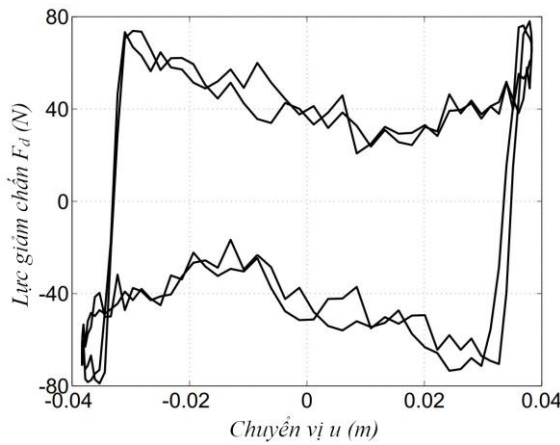
Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn tự đáp ứng ở tần số 2 Hz trong hai chu kỳ hành trình được mô tả trong Hình 5.21. Biểu đồ cho thấy lực giảm chấn đo đạc thực nghiệm tăng theo chuyển vị, phù hợp với phân tích lý thuyết. Lực giảm chấn thực nghiệm nhỏ hơn một ít so với giá trị mô phỏng từ FEA. Lực giảm chấn kích hoạt hoàn toàn ở các vị trí cuối hành trình đạt khoảng 74,6 N (93% giá trị tính toán). Sự chênh lệch chủ yếu do mất mát từ thông tại nơi tiếp xúc giữa các bộ phận và rò rỉ ra môi trường xung quanh. Trong vùng lân cận chuyển vị 0, sự khác biệt lớn hơn được ghi nhận. Giảm chấn tại các vị trí này hầu như ở trạng thái nghỉ với lực giảm chấn trung bình khoảng 26,6 N (121% giá trị lý thuyết). Nguyên nhân cơ bản là do một phần từ trường của nam châm vẫn tác động lên MRF và tạo ra lực giảm chấn cho dù các nam châm chưa đi vào vùng lưu chất.



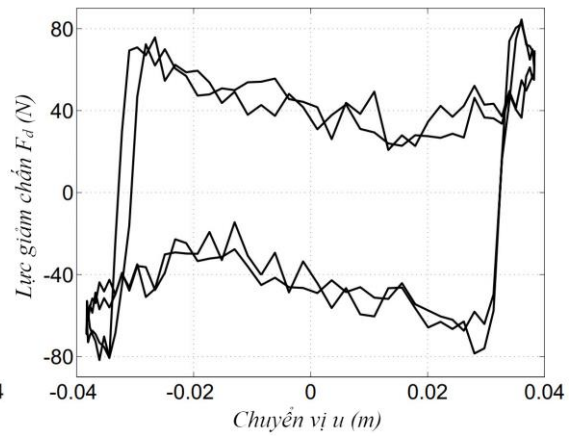
Hình 5.21: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình ở tần số 2 Hz.



(a) 5 Hz



(b) 10 Hz

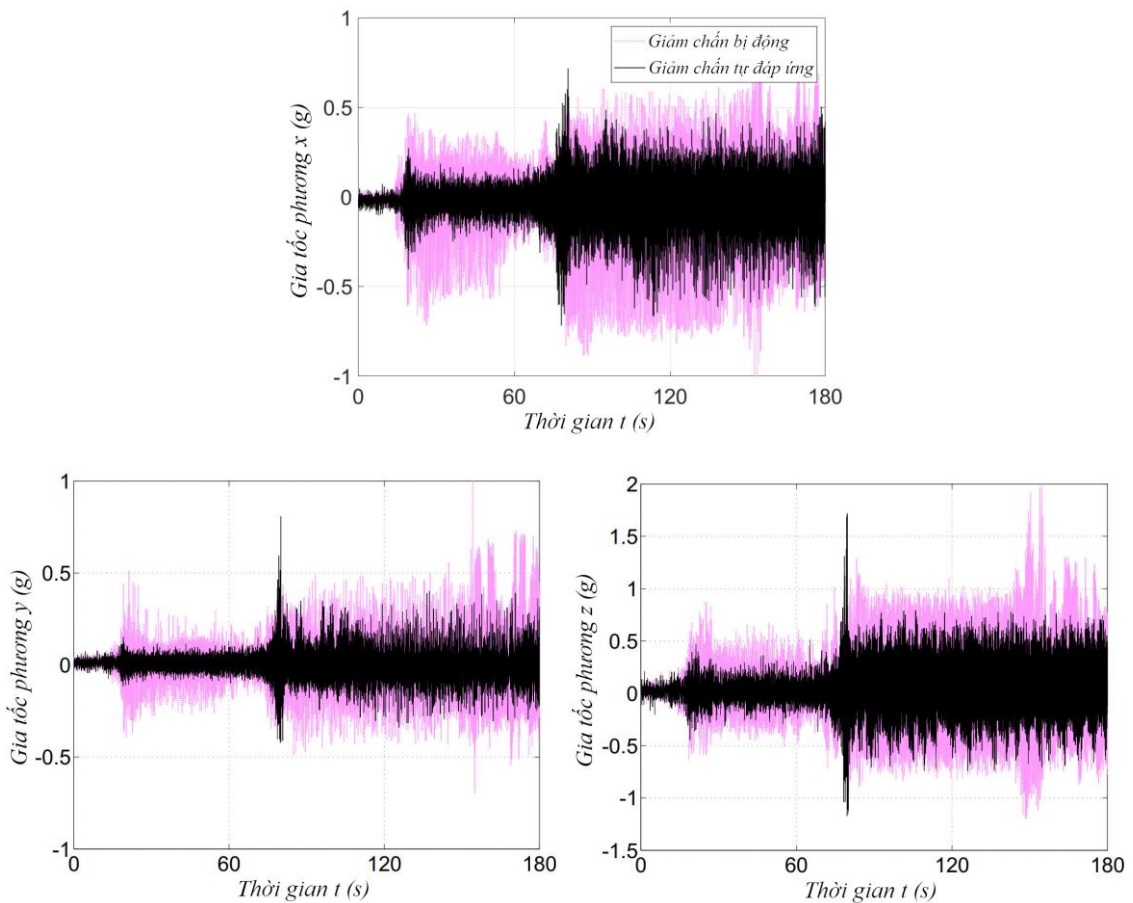


(c) 15 Hz

Hình 5.22: Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình ở các tần số cao.

Hình 5.21(b) biểu thị rõ hiện tượng trễ theo chiều kim đồng hồ với thời gian, đặc biệt ở đầu và cuối hành trình. Hiện tượng này đã được nghiên cứu kỹ ở Chương 4. Khi trực giảm chấn di chuyển đến đoạn giữa hành trình và lực giảm chấn giảm dần về trạng thái nghỉ, một sự trễ nhẹ cũng xuất hiện và có thể được quan sát bởi sự dịch chuyển về phía phải của những điểm thấp nhất so với trục chuyển vị 0 ở nhánh đường cong trên (dịch chuyển về phía trái đối với nhánh dưới).

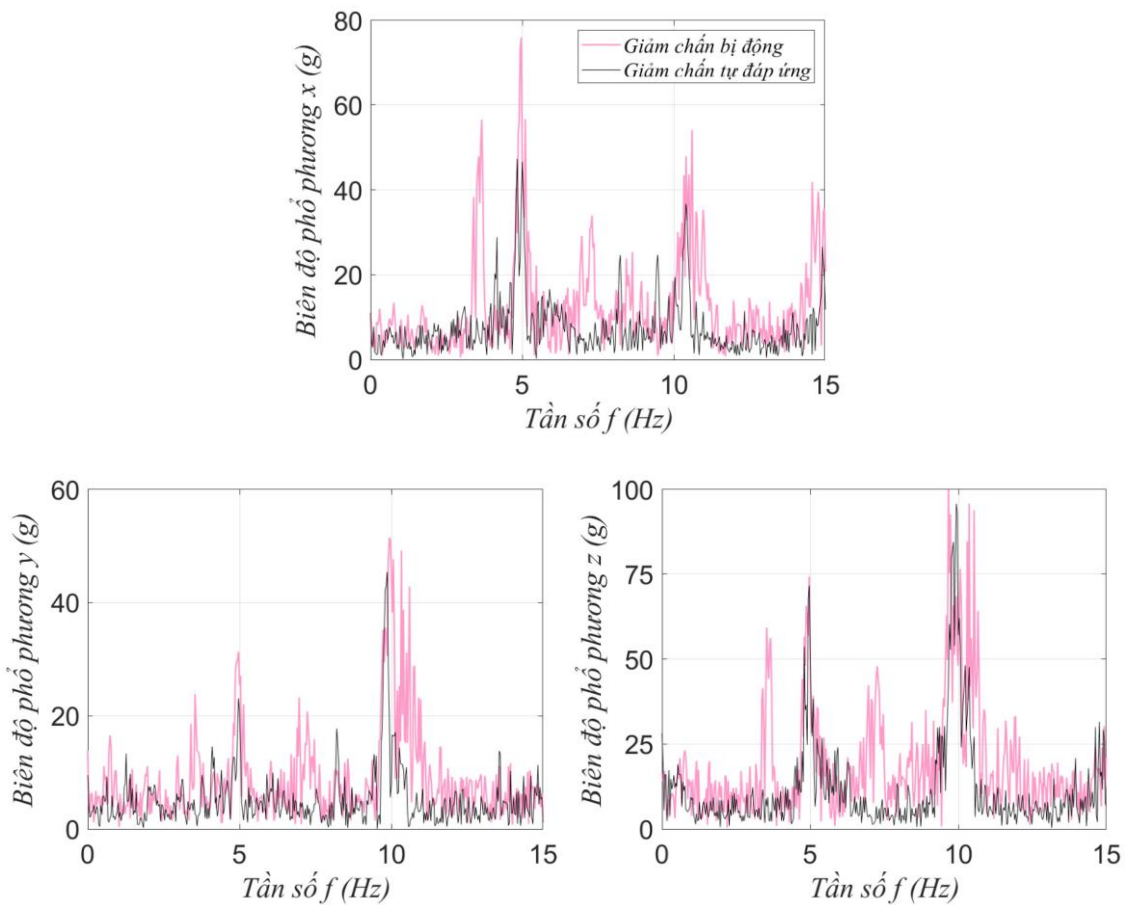
Hình 5.22 mô tả ứng xử của giảm chấn tự đáp ứng khi thử nghiệm ở các tần số cao hơn, 5, 10 và 15 Hz với các phân tích tương tự. Cũng như các giảm chấn MRF



Hình 5.23: Ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.

khác đã phát triển trong đề tài, hiệu quả quán tính của trục giảm chấn khiến cho lực giảm chấn có khuynh hướng tăng nhẹ với tốc độ quay của trống giặt.

Giảm chấn mẫu MRF tự kích hoạt bằng hành trình được thử nghiệm và đánh giá hiệu quả hoạt động trên máy giặt mẫu Samsung WF8690NGW. Kết quả ứng xử thực nghiệm trên miền thời gian và tần số lần lượt được thể hiện trong Hình 5.23 và 5.24. Có thể thấy rung động của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự đáp ứng được cải thiện đáng kể so với giảm chấn bị động thương mại. Để phân tích đầy đủ hơn, các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn tự đáp ứng được so sánh trong Bảng 5.6. Dữ liệu cho thấy giảm chấn đề xuất gần như giảm một nửa dao động so với giảm chấn bị động ở cả tần số thấp và cao. Nguyên nhân cơ bản là do lực giảm chấn của giảm chấn tự đáp ứng lớn hơn giảm chấn bị động và đồng



Hình 5.24: Phổ tần số ứng xử thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.

thời được kiểm soát rất hiệu quả theo biên độ dao động hành trình. Tương tự như các giảm chấn đã phát triển, rung động phương z được giảm không nhiều so với phương x và y . Điều này có thể được cải thiện khi hiệu chỉnh lại kết cấu treo của hệ thống giảm chấn. Một điểm quan trọng nhất đáng chú ý của giảm chấn đề xuất là chi phí thấp hơn các giảm chấn MRF khác và hoàn toàn có khả năng sản xuất thương mại hóa. Như vậy, giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình đã chứng tỏ tính khả thi thương mại cho máy giặt cửa trước nói riêng và các thiết bị sử dụng hệ thống kiểm soát rung động nói chung.

Bảng 5.6: Các chỉ số gia tốc thực nghiệm của máy giặt lắp giảm chấn bị động và giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình.

| Giá trị cực đại của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
|--|-------------|-------|-------|------------|-------|-------|
| Giảm chấn | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Bị động | 0,719 | 0,512 | 1,016 | 1,145 | 1,039 | 2,109 |
| MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 0,603 | 0,211 | 0,599 | 0,718 | 0,808 | 1,718 |
| Giá trị trung bình của trị tuyệt đối gia tốc (g) | | | | | | |
| Giảm chấn | Tần số thấp | | | Tần số cao | | |
| | x | y | z | x | y | z |
| Bị động | 0,105 | 0,062 | 0,157 | 0,254 | 0,162 | 0,406 |
| MRF tự kích hoạt bằng hành trình | 0,057 | 0,033 | 0,086 | 0,143 | 0,084 | 0,257 |

5.3 Tổng kết

Trong chương này, hai loại giảm chấn MRF kiểu trượt tự đáp ứng đã được phát triển cho hệ thống treo của máy giặt cửa trước. Các giảm chấn này có khả năng tự điều chỉnh lực giảm chấn theo kích thích ngoài để dập tắt rung động mà không cần bất kỳ sự điều khiển nào, nhờ vậy giảm đáng kể chi phí sản xuất. Loại đầu tiên là giảm chấn MRF tự cấp năng lượng, xuất phát từ ý tưởng chuyển hóa dao động bị lãng phí của hệ thống thành năng lượng điện để tự cấp nguồn. Hai cấu hình với 7 và 4 cuộn dây cảm ứng đã được nghiên cứu, thiết kế tối ưu và chế tạo mẫu. Kết quả thí nghiệm cho thấy lực giảm chấn cực đại của cả hai gần như tương đương với giảm chấn MRF truyền thống, trong đó cấu hình 4 cuộn dây có ưu thế hơn về kích cỡ, khả năng kết nối và chi phí.

Loại thứ hai là giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình, sở hữu đặc tính giảm chấn phụ thuộc chuyển vị rất phù hợp với sự vận hành của máy giặt. Giảm chấn cũng đã được thiết kế tối ưu, chế tạo mẫu và kiểm tra trên hệ thống thí nghiệm với kết quả khá tương đồng với mô phỏng tính toán.

Cả hai loại giảm chấn MRF tự đáp ứng đều đã được lắp đặt và thử nghiệm trên máy giặt cửa trước mẫu để đánh giá hiệu quả hoạt động. Dữ liệu thực nghiệm cho thấy rung động của máy giặt lắp các giảm chấn MRF tự đáp ứng được giảm đáng kể so với giảm chấn bị động thương mại.

Kết quả nghiên cứu trong Chương 5 của luận án đã được tác giả công bố trên 2 tạp chí ISI [119, 120], 1 tạp chí Scopus [121] và 1 Kỷ yếu hội nghị khoa học [122].

Chương 6

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

6.1 Kết luận

Luận án đã cung cấp tầm nhìn và sự hiểu biết sâu sắc về hệ thống giảm chấn tích hợp vật liệu thông minh để kiểm soát hiệu quả rung động của máy giặt, vốn là một trong những vấn đề thách thức của giới khoa học. Với khả năng điều chỉnh và kiểm soát linh hoạt đặc tính hoạt động theo kích thích ngoài, các hệ thống giảm chấn bán chủ động sử dụng vật liệu thông minh được phát triển trong luận án đã đánh dấu bước tiến mới cho ngành công nghiệp tự động hóa. Kết quả nghiên cứu từ luận án đã làm sáng tỏ những điểm chính sau:

1. Vật liệu thông minh thứ nhất đã được nghiên cứu và ứng dụng vào hệ thống giảm chấn của máy giặt cửa trước là SMA. Ứng xử thực nghiệm của giảm chấn SMA khá phù hợp với sự mô hình hóa, khi lực kích hoạt có thể đạt 76,5 N (95% giá trị tính toán), đủ lớn để loại bỏ rung động của hầu hết máy giặt. So với giảm chấn MRF, giảm chấn SMA có kết cấu đơn giản hơn, chi phí thấp hơn và sở hữu lực không tải nhỏ hơn (chỉ khoảng 8 N), qua đó cho thấy tiềm năng của loại giảm chấn này. Kết quả thực nghiệm trên máy giặt cũng đã thể hiện khả năng giảm rung hiệu quả của giảm chấn SMA so với giảm chấn bị động. Tuy nhiên với thời gian chuyển đổi trạng thái khá lớn (khoảng 25 giây), giảm chấn SMA bước đầu chỉ phù hợp cho điều khiển on-off.
2. Dữ liệu thực nghiệm cho thấy giảm chấn SMA biểu thị hiện tượng trễ, đặc biệt ở đầu và cuối hành trình. Mô hình trễ đề xuất trong [106] (công bố khoa học [3] của tác giả) và hai mô hình phổ biến Bingham, Bouc–Wen đã được sử dụng để dự đoán ứng xử phi tuyến của giảm chấn. Kết quả mô phỏng cho thấy, so với hai mô hình kia, mô hình Bingham không thể hoàn toàn đặc tả chính xác được ứng xử trễ phi tuyến của giảm chấn SMA, nhất là trong vùng vận tốc nhỏ, tuy nhiên với cấu trúc đơn giản, mô hình có lợi cho các trường hợp thiết kế và ước lượng ban đầu. Ngược lại, mô hình Bouc–Wen và mô hình đề xuất phản ánh sự biến thiên của lực giảm chấn tốt hơn

nhưng đồng thời cũng phức tạp hơn, vì vậy phù hợp cho các bài toán thiết kế điều khiển, phản hồi hay nhận dạng hệ thống.

3. Loại vật liệu thông minh thứ hai đã được nghiên cứu trong luận án là MRF. Giảm chấn MRF kiểu trượt đã được tối ưu về thiết kế để đạt hiệu năng hoạt động tốt nhất trong khi vẫn đảm bảo các tiêu chí về lực giảm chấn, kích cỡ, không gian lắp đặt trong máy giặt và chi phí sản xuất thấp. Kết quả thực nghiệm và mô hình hóa khá tương đồng nhau khi lực giảm chấn cực đại đạt 76,6 N (khoảng 96% giá trị mô phỏng) và lực không tải là 19,1 N – lớn hơn một ít so với tính toán lý thuyết (khoảng 104%).

4. Dữ liệu ứng xử lực – vận tốc và lực – chuyển vị của giảm chấn MRF ghi nhận một sự trễ mạnh trong miền trước khi chảy lân cận gốc tọa độ. Dựa trên mô hình Magic Formula và Pan, một mô hình ứng xử mới đã được xây dựng để biểu thị hiện tượng trễ phi tuyến này, trong đó lực giảm chấn được định nghĩa như một hàm của biến chuyển vị, vận tốc, cường độ dòng điện và tần số kích thích. Kết quả mô phỏng cho thấy, so với mô hình Spencer và Pan, mô hình đề xuất không chỉ dự đoán chính xác hơn đặc tính trễ bất đối xứng và độ sắc tại các góc lượn của đường cong trong miền trước khi chảy mà còn tương thích hơn với các điều kiện vận hành khác nhau. Các tham số của mô hình có ý nghĩa vật lý rõ ràng, tạo thuận lợi cho việc tiếp cận nghiên cứu và hoàn toàn có thể ứng dụng mô hình cho các hệ thống kiểm soát bán chủ động khác.

5. Một hệ thống điều khiển vòng lặp hở dựa trên thuật toán sky-hook đã được thiết kế để đánh giá hiệu quả của mô hình đề xuất. Kết quả thực nghiệm cho thấy mô hình đề xuất kiểm soát lực giảm chấn tương ứng theo lực điều khiển mong muốn tốt hơn so với mô hình Spencer và Pan.

6. Một hệ thống kiểm soát rung động bán chủ động đã được phát triển cho máy giặt lắp giảm chấn MRF, gồm một bộ điều khiển hệ thống và một bộ điều khiển giảm chấn sớm pha. Thành phần cảm biến của hệ thống sử dụng một cuộn dây cảm ứng tích hợp vào phía sau giảm chấn giúp đơn giản hóa kết cấu và giảm chi phí. Từ các kết quả mô phỏng và thực nghiệm, có thể thấy hệ thống điều khiển đề xuất là sự kết hợp thế mạnh của trạng thái không điều khiển và điều khiển dòng điện hằng số. Bộ

điều khiển đề xuất đã thể hiện khả năng giảm dao động hiệu quả ở tần số thấp, đặc biệt trong vùng cộng hưởng, trong khi vẫn đảm bảo hạn chế sự truyền dẫn lực ở tần số cao.

7. Mặc dù giảm chấn MRF đã chứng tỏ khả năng giải quyết vấn đề rung động của máy giặt, nhưng kết cấu phức tạp và chi phí cao đến từ các thiết bị phụ đi kèm lại là những rào cản cho sự thương mại hóa. Vì vậy, đề tài đã phát triển loại giảm chấn MRF tự cấp năng lượng, xuất phát từ ý tưởng tận dụng năng lượng dao động cơ học dư thừa của máy giặt để tự cấp nguồn. Hai kiểu kết cấu, 7 và 4 cuộn dây cảm ứng, của bộ phận EH được nghiên cứu và thiết kế tối ưu để đảm bảo khả năng tích hợp trong máy giặt. Kết quả thực nghiệm cho thấy lực giảm chấn cực đại của cả hai gần như tương đương với giảm chấn MRF truyền thống, trong đó thiết kế 4 cuộn dây nhỏ gọn, kết nối dễ dàng và ít tốn kém hơn trong việc chế tạo và bảo dưỡng. Điểm nhấn là giảm chấn MRF tự cấp năng lượng có thể tự đáp ứng với kích thích ngoài và tạo ra mức giảm chấn tương thích mà không cần bất kỳ sự điều khiển nào, qua đó giảm đáng kể chi phí sản xuất. Đây là yếu tố rất quan trọng cho sự phát triển thương mại hóa. Kết quả thực nghiệm trên máy giặt cũng cho thấy giảm chấn tự cấp năng lượng 4 cuộn dây hạn chế rung động khá tốt ở các tần số so với giảm chấn bị động.

8. Sở hữu các cuộn dây quán từ tính, giảm chấn MRF tự cấp năng lượng phần nào mang dấu ấn truyền thống khi chưa thể giải quyết hoàn toàn sự phức tạp kết cấu. Vẫn khơi nguồn cảm hứng từ ý tưởng tự đáp ứng, một loại giảm chấn MRF kiểu trượt mới với khả năng tự kích hoạt bằng hành trình đã được phát triển. Dữ liệu thực nghiệm cho thấy lực giảm chấn tăng theo biên độ dao động kích thích, tương đồng với sự phân tích lý thuyết. So với giảm chấn MRF truyền thống và tự cấp năng lượng, đặc tính giảm chấn phụ thuộc chuyển vị này rất phù hợp với điều kiện vận hành của máy giặt. Thêm vào đó, giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình có kết cấu rất đơn giản và chi phí thấp hơn các giảm chấn MRF khác, có thể tạo bước đột phá cho quá trình thương mại hóa. Các kết quả thử nghiệm giảm rung động trên máy giặt cũng đã cho thấy hiệu quả của giảm chấn này so với giảm chấn bị động, qua đó chứng minh tính khả thi và tiềm năng trong việc ứng dụng thực tiễn.

Bảng 6.1: So sánh các loại giảm chấn vật liệu thông minh.

| Giảm chấn | SMA | MRF truyền thống | MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây | MRF tự kích hoạt bằng hành trình |
|--|-------------|-----------------------|--|----------------------------------|
| Kích cỡ | | | | |
| Chiều dài giữa hai đầu chốt kết nối (mm) | 200 | 200 | 202 | 201,7 |
| Bán kính (mm) | 20 | 18 | 20 | 15,1 |
| Vật liệu và thiết bị hỗ trợ | | | | |
| Vật liệu thông minh | 2 lò xo SMA | 2,7 ml MRF | 2,5 ml MRF | 1,8 ml MRF |
| Làm kín vật liệu | Không | 2 O-ring | 2 O-ring | 2 O-ring |
| Bộ phận tạo từ trường | Không | 2 cuộn dây kích thích | 2 cuộn dây kích thích + 4 cuộn dây cảm ứng | 6 nam châm vĩnh cửu |
| Bộ cấp nguồn | Có | Có | Không | Không |
| Hệ thống điều khiển | Có | Có | Không | Không |

9. Bảng 6.1 so sánh các đặc tính cơ bản của bốn loại giảm chấn đã được phát triển trong luận án với những nhận xét như sau:

- Chiều dài giữa hai đầu chốt kết nối của bốn giảm chấn tương đương nhau (xấp xỉ 200 mm) nhằm đảm bảo không gian lắp đặt trong máy giặt. Tuy nhiên, giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình có bán kính nhỏ gọn nhất.

- Các vật liệu thông minh sử dụng trong bốn giảm chấn đều được nhập từ nước ngoài với chi phí cho một giảm chấn không chênh lệch đáng kể. Về kết cấu, ba giảm chấn MRF cần O-ring để làm kín lưu chất và cần bộ phận tạo từ trường, còn giảm chấn SMA thì không, do vậy thiết kế có phần đơn giản hơn. Tuy nhiên, giảm chấn

Bảng 6.1: So sánh các loại giảm chấn vật liệu thông minh (tiếp theo).

| Giảm chấn | SMA | MRF truyền thống | MRF tự cấp năng lượng 4 cuộn dây | MRF tự kích hoạt bằng hành trình | | |
|--|-------------|------------------|----------------------------------|----------------------------------|-------|-------|
| Hiệu năng hoạt động | | | | | | |
| Lực giảm chấn cực đại (N) | 76,5 | 76,6 | 75,5 | 74,6 | | |
| Lực ma sát không tải (N) | 8 | 19,1 | 19,5 | 26,6 | | |
| Thời gian kích hoạt (s) | 25 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | | |
| Thử nghiệm trên máy giặt | | | | | | |
| Giá trị cực đại của trị tuyệt đối gia tốc (g) | Tần số thấp | x | 0,25 | 0,687 | 0,438 | 0,603 |
| | | y | 0,218 | 0,374 | 0,211 | 0,211 |
| | | z | 0,557 | 1,103 | 0,432 | 0,599 |
| | Tần số cao | x | 0,478 | 1,002 | 0,801 | 0,718 |
| | | y | 0,683 | 0,537 | 0,594 | 0,808 |
| | | z | 1,831 | 1,3 | 1,828 | 1,718 |
| Giá trị trung bình của trị tuyệt đối gia tốc (g) | Tần số thấp | x | 0,03 | 0,061 | 0,057 | 0,057 |
| | | y | 0,033 | 0,036 | 0,033 | 0,033 |
| | | z | 0,082 | 0,087 | 0,074 | 0,086 |
| | Tần số cao | x | 0,09 | 0,172 | 0,2 | 0,143 |
| | | y | 0,064 | 0,085 | 0,099 | 0,084 |
| | | z | 0,231 | 0,304 | 0,369 | 0,257 |

SMA và giảm chấn MRF truyền thống yêu cầu bộ cấp nguồn và điều khiển nên kết cấu hệ thống phức tạp và tốn kém hơn. Giảm chấn MRF tự cấp năng lượng và tự kích hoạt bằng hành trình đều là dạng tự thích nghi, trong đó kiểu tự kích hoạt bằng hành trình có ưu điểm hơn về sự đơn giản, khả năng chế tạo, lắp ráp, bảo dưỡng và chi phí

sản xuất nhờ sử dụng nam châm thay cho cuộn dây, đồng thời sở hữu đặc tính giảm chấn theo chuyên vị phù hợp hơn với hoạt động của máy giặt.

– Bốn giảm chấn đều có lực giảm chấn cực đại khá tương đồng với tính toán lý thuyết. Lực không tải của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình có phần lớn hơn hai giảm chấn MRF kia do ảnh hưởng từ của nam châm, còn của giảm chấn SMA là thấp nhất. Tuy nhiên thời gian kích hoạt khá lâu của giảm chấn SMA là một vấn đề cần được nghiên cứu thêm.

– Khả năng giảm rung khi thử nghiệm trên máy giặt mẫu của bốn giảm chấn đều tốt hơn so với giảm chấn bị động. Trong đó, dao động ở phương z không được giảm nhiều như hai phương x và y do sự thiết kế lắp đặt các giảm chấn trong cùng mặt phẳng $x-y$. Các kết quả có thể được cải thiện khi thay đổi lại cấu trúc bộ khung của hệ thống treo.

Như vậy, mỗi loại giảm chấn vật liệu thông minh trong luận án có những ưu và nhược điểm riêng. Bảng so sánh 6.1 mang tính chất tổng hợp và định hướng cho việc lựa chọn loại giảm chấn phù hợp với từng ứng dụng cụ thể. Cho dù sử dụng loại giảm chấn nào, sự nghiên cứu và cải tiến hơn nữa đều cần được thực hiện.

6.2 Hướng phát triển

Các nghiên cứu trong luận án đã đóng góp đáng kể cho bài toán kiểm soát rung động của máy giặt cửa trước. Tuy nhiên, đề tài vẫn còn một số hạn chế nhất định. Thứ nhất, giảm chấn SMA có thời gian kích hoạt khá lâu nên việc nghiên cứu chỉ dừng lại ở thiết kế và điều khiển dạng on-off. Giảm đại lượng này sẽ cải thiện chất lượng của giảm chấn SMA và cho phép trạng thái điều khiển vòng lặp kín. Thứ hai, mô hình trễ của các giảm chấn chỉ được xây dựng trong trạng thái ổn định, chưa xét đến trạng thái quá độ từ không tải sang kích hoạt, đồng thời chưa kết nối rõ ràng phần thiết kế và mô hình hóa. Việc nghiên cứu một mô hình ứng xử phản ánh bản chất vật lý của giảm chấn cũng như dự đoán cả hai trạng thái sẽ giúp hoàn thiện sự phân tích động lực học của hệ thống. Thứ ba, các nam châm từ tính dọc trục của giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình không thể tạo đường sức từ phủ kín toàn bộ chiều

dài khe hở MRF. Sự thay thế bằng nam châm từ tính hướng kính sẽ là một lựa chọn tối ưu hơn. Thứ tư, các giảm chấn vật liệu thông minh được bố trí lắp đặt trong cùng mặt phẳng $x-y$, do vậy khả năng giảm rung động theo phương z bị hạn chế. Hiệu chỉnh lại kết cấu lắp đặt sẽ có thể cải thiện được vấn đề. Thứ năm, để đơn giản hóa quá trình thiết kế, mô hình động lực học của máy giặt cửa trước được xây dựng trên mặt phẳng hai chiều chứa khối lượng mất cân bằng và cũng là mặt phẳng chứa hệ thống giảm chấn, do vậy các ảnh hưởng rung lắc, dịch chuyển và xoay tròn liên quan đến chiều không gian thứ ba đã được bỏ qua. Định lượng các yếu tố này, tuy rằng phức tạp hơn nhiều, nhưng sẽ giúp đánh giá ứng xử của máy giặt chặt chẽ và chính xác hơn. Từ các phân tích trên, luận án có thể được phát triển theo các hướng sau:

1. Nghiên cứu các phương pháp gia nhiệt hoặc xử lý nhiệt ban đầu cho SMA để cải thiện thời gian đáp ứng.
2. Nghiên cứu thiết kế giảm chấn SMA dựa trên đặc tính giả đàn hồi của vật liệu.
3. Nghiên cứu ứng dụng vật liệu hợp kim nhớ hình từ biến (Magnetic shape memory alloy – MSMA) vào hệ thống giảm chấn để tận dụng khả năng đáp ứng nhanh của từ trường.
4. Mô hình hóa giảm chấn kết hợp bộ khung mô hình giả tĩnh với các toán tử trễ khác nhau.
5. Nghiên cứu mô hình ứng xử của giảm chấn cho cả trạng thái quá độ và ổn định.
6. Cải tiến giảm chấn MRF tự kích hoạt bằng hành trình sử dụng nam châm từ tính hướng kính.
7. Nghiên cứu hiệu chỉnh cấu trúc lắp đặt của hệ thống treo để cải thiện hiệu quả giảm rung động của các giảm chấn ở cả ba phương.
8. Giải bài toán thiết kế, mô hình hóa và kiểm soát rung động của máy giặt dựa trên phân tích mô hình động lực học ba chiều của khối lồng giặt.

Hiện nay các giảm chấn MRF vẫn chưa được áp dụng trong máy giặt thương mại. Nguyên nhân là do các giảm chấn MRF truyền thống trước đây có cấu hình kiểu dòng chảy, cần lượng lớn MRF nên làm tăng chi phí. Thêm vào đó, hệ thống cũng cần các cuộn dây quấn, bộ điều khiển, cảm biến và bộ cấp nguồn để vận hành khiến cho giá

thành tăng cao. Khả năng kiểm soát rung động của máy giặt sử dụng giảm chấn MRF chưa thể bù đắp cho các nhược điểm kể trên. Thông qua những nghiên cứu đầy đủ, rõ ràng và cụ thể, luận án đã đưa ra một bức tranh tổng thể về hệ thống giảm chấn của máy giặt sử dụng vật liệu thông minh, trong đó cấu hình kiểu trượt nâng cao hiệu quả hoạt động và giảm chi phí vật liệu MRF. Kết quả nghiên cứu của đề tài, đặc biệt là giảm chấn MRF tự cấp năng lượng và tự kích hoạt bằng hành trình (vận hành không cần điều khiển giúp giảm mạnh giá thành), cho thấy triển vọng thương mại hóa to lớn cho máy giặt nói riêng và các hệ thống kiểm soát dao động nói chung.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] H. T. Lim, W. B. Jeong and K. J. Kim. Dynamic modeling and analysis of drum-type washing machine. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol. 11, Issue 3, pp. 407–417, 2010.
- [2] S. Bae, J. M. Lee, Y. J. Kang, J. S. Kang and J. R. Yun. Dynamic analysis of an automatic washing machine with a hydraulic balancer. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 257, Issue 1, pp. 3–18, 2002.
- [3] E. Papadopoulos and I. Papadimitriou. Modeling, design and control of a portable washing machine during the spinning cycle. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Como, Italy, 2001, pp. 899–904.
- [4] A. Ulasyar and I. Lazoglu. Design and analysis of a new magneto rheological damper for washing machine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 32, Issue 4, pp. 1549–1561, 2018.
- [5] M. M. Khan, D. C. Lagoudas, J. J. Mayes and B. K. Henderson. Pseudoelastic SMA spring elements for passive vibration isolation: Part I – Modeling. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 15, Issue 6, pp. 415–441, 2004.
- [6] D. C. Lagoudas, M. M. Khan, J. J. Mayes and B. K. Henderson. Pseudoelastic SMA spring elements for passive vibration isolation: Part II – Simulations and experimental correlations. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 15, Issue 6, pp. 443–470, 2004.
- [7] V. Novak, P. Sittner, G. N. Dayananda, F. M. B. Fernandes and K. K. Mahesh. Electric resistance variation of NiTi shape memory alloy wires in thermomechanical tests: Experiments and simulation. *Materials Science and Engineering A*, Vol. 481–482, pp. 127–133, 2008.

- [8] I. Spinella, E. Dragoni and F. Stortiero. Modeling, prototyping, and testing of helical shape memory compression springs with hollow cross section. *Journal of Mechanical Design*, Vol. 132, Issue 6, 061008, 2010.
- [9] G. Attanasi, F. Auricchio and M. Urbano. Theoretical and experimental investigation on SMA superelastic springs. *Journal of Materials Engineering and Performance*, Vol. 20, Issue 4, pp. 706–711, 2011.
- [10] B. Heidari, M. Kadkhodaei, M. Barati and F. Karimzadeh. Fabrication and modeling of shape memory alloy springs. *Smart Material and Structure*, Vol. 25, Issue 12, 125003, 2016.
- [11] S. Enemark, I. F. Santos and M. A. Savi. Modelling, characterisation and uncertainties of stabilised pseudoelastic shape memory alloy helical springs. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 27, Issue 20, pp. 2721–2743, 2016.
- [12] E. J. Graesser and F. A. Cozzarelli. Shape memory alloys as new materials for seismic isolation. *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 117, Issue 11, pp. 2590–2608, 1991.
- [13] P. W. Clark, I. D. Aiken, J. M. Kelly, M. Higashino and R. Krumme. Experimental and analytical studies of shape–memory alloy dampers for structural control. *Proceedings of SPIE 2445*, San Diego, CA, USA, 1995, pp. 241–251.
- [14] K. Wilde, P. Gardoni and Y. Fujino. Base isolation system with shape memory alloy device for elevated highway bridges. *Engineering Structures*, Vol. 22, Issue 3, pp. 222–229, 2000.
- [15] Y. L. Han, Q. S. Li, A. Q. Li, A. Y. T. Leung and P. H. Lin. Structural vibration control by shape memory alloy damper. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 32, Issue 3, pp. 483–494, 2003.
- [16] X. B. Zuo, W. Chang, A. Q. Li and Q. F. Chen. Design and experimental investigation of a superelastic SMA damper. *Materials Science and Engineering A*, Vol. 438–440, pp. 1150–1153, 2006.

- [17] X. B. Zuo, A. Q. Li and Q. F. Chen. Design and Analysis of a Superelastic SMA Damper. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 19, Issue 6, pp. 631–639, 2008.
- [18] A. M. Sharabash and B. O. Andrawes. Application of shape memory alloy dampers in the seismic control of cable–stayed bridges. *Engineering Structures*, Vol. 31, Issue 2, pp. 607–616, 2009.
- [19] S. K. Mishra, S. Gur and S. Chakraborty. An improved tuned mass damper (SMA–TMD) assisted by a shape memory alloy spring. *Smart Material and Structure*, Vol. 22, Issue 9, 095016, 2013.
- [20] Y. M. Parulekar, A. R. Kiran, G. R. Reddy, R. K. Singh and K. K. Vaze. Shake table tests and analytical simulations of a steel structure with shape memory alloy dampers. *Smart Material and Structure*, Vol. 23, Issue 12, 125002, 2014.
- [21] H. Qian, H. Li and G. Song. Experimental investigations of building structure with a superelastic shape memory alloy friction damper subject to seismic loads. *Smart Material and Structure*, Vol. 25, Issue 12, 125026, 2016.
- [22] H. Huang and W. S. Chang. Application of pre–stressed SMA–based tuned mass damper to a timber floor system. *Engineering Structures*, Vol. 167, pp. 143–150, 2018.
- [23] S. J. Dyke, B. F. Spencer, M. K. Sain and J. D. Carlson. An experimental study of MR dampers for seismic protection. *Smart Material and Structure*, Vol. 7, Issue 5, pp. 693–703, 1998.
- [24] G. Yang, B. F. Spencer, J. D. Carlson and M. K. Sain. Large–scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations. *Engineering Structures*, Vol. 24, Issue 3, pp. 309–323, 2002.
- [25] F. Weber. Semi–active vibration absorber based on real–time controlled MR damper. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 46, Issue 2, pp. 272–288, 2014.

- [26] S. B. Choi, M H. Nam and B. K. Lee. Vibration control of a MR seat damper for commercial vehicles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, Issue 12, pp. 936–944, 2000.
- [27] G. Yao, F. F. Yap, G. Chen, W. H. Li and S. H. Yeo. MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. *Mechatronics*, Vol. 12, Issue 7, pp. 963–973, 2002.
- [28] H. Du, K. Y. Sze and J. Lam. Semi-active H_∞ control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 283, Issue 3–5, pp. 981–996, 2005.
- [29] Q. H. Nguyen and S. B. Choi. Optimal design of MR shock absorber and application to vehicle suspension. *Smart Material and Structure*, Vol. 18, Issue 3, 035012, 2009.
- [30] X. X. Bai, W. Hu and N. M. Wereley. Magnetorheological damper utilizing an inner bypass for ground vehicle suspensions. *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 49, Issue 7, pp. 3422–3425, 2013.
- [31] S. S. Sun, D. H. Ning, J. Yang, H. Du, S. W. Zhang and W. H. Li. A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy duty vehicles. *Smart Material and Structure*, Vol. 25, Issue 10, 105032, 2016.
- [32] D. H. Wang and W. H. Liao. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part I: system integration and modelling. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, Issue 11, pp. 1305–1325, 2009.
- [33] D. H. Wang and W. H. Liao. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part II: simulation and analysis. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, Issue 12, pp. 1439–1471, 2009.
- [34] C. Guo, X. Gong, L. Zong, C. Peng and S. Xuan. Twin-tube- and bypass-containing magneto-rheological damper for use in railway vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 229, Issue 1, 2015.

-
- [35] C. Han, B. G. Kim, B. H. Kang and S. B. Choi. Effects of magnetic core parameters on landing stability and efficiency of magnetorheological damper-based landing gear system. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 31, Issue 2, pp. 198–208, 2020.
- [36] Q. V. Luong, D. S. Jang and J. H. Hwang. Robust adaptive control for an aircraft landing gear equipped with a magnetorheological damper. *Applied Sciences*, Vol. 10, Issue 4, 1459, 2020.
- [37] B. H. Kang, J. Y. Yoon, G. W. Kim and S. B. Choi. Landing efficiency control of a six-degree-of-freedom aircraft model with magnetorheological dampers: Part 1—Modeling. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 32, Issue 12, pp. 1290–1302, 2021.
- [38] W. H. Li and H. Du. Design and experimental evaluation of a magnetorheological brake. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 21, pp. 508–515, 2003.
- [39] P. B. Nguyen, X. P. Do, J. Jeon, S. B. Choi, Y. D. Liu and H. J. Choi. Brake performance of core-shell structured carbonyl iron/silica based magnetorheological suspension. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 367, pp. 69–74, 2014.
- [40] Q. H. Nguyen, N. D. Nguyen and S. B. Choi. Design and evaluation of a novel magnetorheological brake with coils placed on the side housings. *Smart Material and Structure*, Vol. 24, Issue 4, 047001, 2015.
- [41] N. D. Nguyen, T. T. Nguyen, D. H. Le and Q. H. Nguyen. Design and investigation of a novel magnetorheological brake with coils directly placed on side housings using a separating thin wall. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 32, Issue 14, pp. 1565–1579, 2021.
- [42] S. H. Winter and M. Bouzit. Use of magnetorheological fluid in a force feedback glove. *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, Vol. 15, Issue 1, pp. 2–8, 2007.
-

-
- [43] S. Ryu, J. H. Koo, T. H. Yang, D. Pyo, K. U. Kyung and D. S. Kwon. Design, simulation, and testing of a magnetorheological fluid–based haptic actuator for mobile applications. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 26, Issue 13, pp. 1670–1678, 2015.
- [44] B. T. Diep, N. D. Nguyen, T. T. Tran and Q. H. Nguyen. Design and experimental validation of a 3–DOF force feedback system featuring spherical manipulator and magnetorheological actuators. *Actuators*, Vol. 9, Issue 1, 19, 2020.
- [45] J. D. Carlson. Low–cost MR fluid sponge devices. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 10, Issue 8, pp. 589–594, 1999.
- [46] M. J. Chrzan and J. D. Carlson. MR fluid sponge devices and their use in vibration control of washing machines. *Proceedings of SPIE 4331*, Newport Beach, CA, USA, 2001, pp. 370–378.
- [47] C. Spelta, F. Previdi, S. M. Savaresi, G. Fraternali and N. Gaudiano. Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine. *Mechatronics*, Vol. 19, Issue 3, pp. 410–421, 2009.
- [48] F. Tyan, C. T. Chao and S. H. Tu. Modeling and vibration control of a drum–type washing machine via MR fluid dampers. *Proceedings of 2009 CACS International Automatic Control Conference*, Taipei, Taiwan, 2009, pp. 1–5.
- [49] G. Aydar, C. A. Evrensel, F. Gordaninejad and A. Fuchs. A low force magneto–rheological (MR) fluid damper: design, fabrication and characterization. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 18, Issue 12, pp. 1155–1160, 2007.
- [50] Q. H. Nguyen, N. D. Nguyen and S. B. Choi. Optimal design and performance evaluation of a flow–mode MR damper for front–loaded washing machines. *Asia Pacific Journal on Computational Engineering*, Vol. 1, 3, 2014.
- [51] N. M. Wereley, J. U. Cho, Y. T. Choi and S. B. Choi. Magnetorheological dampers in shear mode. *Smart Material and Structure*, Vol. 17, Issue 1, 015022, 2007.
-

- [52] B. K. Song, Q. H. Nguyen, S. B. Choi and J. K. Woo. The impact of bobbin material and design on magnetorheological brake performance. *Smart Material and Structure*, Vol. 22, Issue 10, 105030, 2013.
- [53] S. T. Cha and W. K. Baek. Vibration attenuation of a drum-typed washing machine using magneto-rheological dampers. *Journal of the Korea Society for Power System Engineering*, Vol. 17, Issue 2, pp. 63–69, 2013.
- [54] Q. H. Nguyen, S. B. Choi and J. K. Woo. Optimal design of magnetorheological fluid-based dampers for front-loaded washing machines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 228, Issue 2, pp. 294–306, 2014.
- [55] R. W. Phillips. Engineering applications of fluids with a variable yield stress. *PhD Thesis*, University of California Berkeley, CA, USA, 1969.
- [56] G. M. Kamath, M. K. Hurt and N. M. Wereley. Analysis and testing of Bingham plastic behavior in semi-active electrorheological fluid dampers. *Smart Materials and Structures*, Vol. 5, Issue 5, pp. 576–590, 1996.
- [57] N. M. Wereley and L. Pang. Nondimensional analysis of semi-active electrorheological and magnetorheological dampers using approximate parallel plate models. *Smart Materials and Structures*, Vol. 7, Issue 5, pp. 732–743, 1998.
- [58] D. Y. Lee and N. M. Wereley. Quasi-steady Herschel-Bulkley analysis of electro- and magneto-rheological flow mode dampers. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 10, Issue 10, pp. 761–769, 1999.
- [59] D. Y. Lee, Y. T. Choi and N. M. Wereley. Performance analysis of ER/MR impact damper systems using Herschel-Bulkley model. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 13, Issue 7–8, pp. 525–531, 2002.
- [60] W. W. Chooi and S. O. Oyadiji. Design, modelling and testing of magnetorheological (MR) dampers using analytical flow solutions. *Computers & Structures*, Vol. 86, Issue 3–5, pp. 473–482, 2008.

- [61] S. B. Choi, S. K. Lee and Y. P. Park. A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 245, Issue 2, pp. 375–383, 2001.
- [62] X. B. Song, M. Ahmadian and S. C. Southward. Modeling magnetorheological dampers with application of nonparametric approach. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 16, Issue 5, pp. 421–432, 2005.
- [63] D. H. Wang and W. H. Liao. Modeling and control of magnetorheological fluid dampers using neural networks. *Smart Materials and Structures*, Vol. 14, Issue 1, pp. 111–126, 2005.
- [64] H. S. Kim and P. N. Roschke. Fuzzy control of base-isolation system using multi-objective genetic algorithm. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, Vol. 21, Issue 6, pp. 436–449, 2006.
- [65] R. Stanway, J. L. Sproston and N. G. Stivens. Non-linear modeling of an electrorheological vibration damper. *Journal of Electrostatics*, Vol. 20, Issue 2, pp. 167–184, 1987.
- [66] S. B. Choi, M. H. Nam and B. K. Lee. Vibration control of a MR seat damper for commercial vehicles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, Issue 12, pp. 936–944, 2000.
- [67] N. M. Wereley, L. G. Pang and M. Kamath. Idealized hysteresis modeling of electrorheological and magnetorheological dampers. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 9, Issue 8, pp. 642–649, 1998.
- [68] R. Bouc. Modele mathematique d’hysteresis. *Acustica*, Vol. 24, pp. 16–25, 1971.
- [69] Y. K. Wen. Method of random vibration of hysteretic systems. *Journal of the Engineering Mechanics Division*, Vol. 102, Issue 2, pp. 249–263, 1976.
- [70] P. B. Nguyen, S. B. Choi and B. K. Song. Development of a novel diagonal-weighted Preisach model for rate-independent hysteresis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 231, Issue 5, pp. 961–976, 2016.

- [71] B. F. Spencer, S. J. Dyke, M. K. Sain and J. D. Carlson. Phenomenological model of a magnetorheological damper. *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 123, Issue 3, pp. 230–238, 1997.
- [72] A. Dominguez, R. Sedaghati and I. Stiharu. A new dynamic hysteresis model for magnetorheological dampers. *Smart Materials and Structures*, Vol. 15, Issue 5, pp. 1179–1189, 2006.
- [73] A. Dominguez, I. Stiharu and R. Sedaghati. Practical hysteresis model for magnetorheological dampers. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 25, Issue 8, pp. 967–979, 2013.
- [74] M. S. Seong, S. B. Choi and C. H. Kim. Design and performance evaluation of MR damper for integrated isolation mount. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 22, Issue 15, pp. 1729 – 1738, 2011.
- [75] M. K. Kwak, J. H. Lee, D. H. Yang and W. H. You. Hardware in–the–loop simulation experiment for semi–active vibration control of lateral vibrations of railway vehicle by magneto–rheological fluid damper. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 52, Issue 7, pp. 891–908, 2014.
- [76] O. Erol, B. Gonenc, D. Senkal, S. Alkan and H. Gurocak. Magnetic induction control with embedded sensor for elimination of hysteresis in magnetorheological brakes. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 23, Issue 4, pp. 427–440, 2012.
- [77] J. S. Oh, S. H. Choi and S. B. Choi. Design of a 4–DOF MR haptic master for application to robot surgery: virtual environment work. *Smart Materials and Structures*, Vol. 23, Issue 9, 095032, 2014.
- [78] J. L. Yao, W. K. Shi, J. Q. Zheng and H. P. Zhou. Development of a sliding mode controller for semi–active vehicle suspensions. *Journal of Vibration and Control*, Vol. 19, Issue 8, pp. 1152–1160, 2013.
- [79] H. D. Chae and S. B. Choi. A new vibration isolation bed stage with magnetorheological dampers for ambulance vehicles. *Smart Materials and Structures*, Vol. 24, Issue 1, 017001, 2014.

- [80] S. F. Ali and A. Ramaswamy. Optimal fuzzy logic control for MDOF structural systems using evolutionary algorithms. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, Vol. 22, Issue 3, pp. 407–419, 2009.
- [81] M. Bitaraf, O. E. Ozbulut, S. Hurlebaus and L. Barroso. Application of semi-active control strategies for seismic protection of buildings with MR dampers. *Engineering Structures*, Vol. 32, Issue 10, pp. 3040–3047, 2010.
- [82] J. Z. Chen and W. H. Liao. Design, testing and control of a magnetorheological actuator for assistive knee braces. *Smart Materials and Structures*, Vol. 19, Issue 3, pp. 035029, 2010.
- [83] X. Dong, M. Yu and Z. Guan. Adaptive sliding mode fault-tolerant control for semi-active suspension using magnetorheological dampers. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 22, Issue 15, pp. 1653–1660, 2011.
- [84] N. Eslaminasab, M. Biglarbegan, W. W. Melek and M. F. Golnaraghi. A neural network based fuzzy control approach to improve ride comfort and road handling of heavy vehicles using semi-active dampers. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, Vol. 14, Issue 2, pp. 135–157, 2007.
- [85] M. Yu, S. B. Choi, X. Dong and C.R. Liao. Fuzzy neural network control for vehicle stability utilizing magnetorheological suspension system. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 20, Issue 4, pp. 457–466, 2009.
- [86] M. M. Rashid, N. A. Rahim, M. A. Hussain and M. A. Rahman. Analysis and experimental study of magnetorheological-based damper for semiactive suspension system using fuzzy hybrids. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 47, Issue 2, pp. 1051–1059, 2011.
- [87] Y. Chen. Skyhook surface sliding mode control on semiactive vehicle suspension system for ride comfort enhancement. *Engineering*, Vol. 1, Issue 1, pp. 23–32, 2009.

-
- [88] D. C. Lagoudas. *Shape memory alloys – Modeling and engineering applications*. Springer, 2008.
- [89] G. V. Kurdjumov and L. G. Khandros. First reports of the thermoelastic behaviour of the martensitic phase of Au–Cd alloys. *Doklady Akademii Nauk SSSR*, Vol. 66, Issue 2, pp. 211–213, 1949.
- [90] W. J. Buehler, J. V. Gilfrich and R. C. Wiley. Effects of low–temperature phase changes on the mechanical properties of alloys near composition TiNi. *Journal of Applied Physics*, Vol. 34, Issue 5, pp. 1475–1477, 1963.
- [91] O. Ashour, C. A. Rogers and W. Kordonsky. Magnetorheological fluids: materials, characterization and devices. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 7, Issue 2, pp. 123–130, 1996.
- [92] D. H. Wang and W. H. Liao. Magnetorheological fluid dampers: a review of parametric modelling. *Smart Materials and Structures*, Vol. 20, Issue 2, 023001.
- [93] S. H. Lim, B. G. Prusty, G. Pearce, D. Kelly and R. Thomson. Directional enhancement of composite structures energy absorption using magnetorheological fluids. *28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, Vol. 3, pp. 1975–1983, 2012.
- [94] J. Rabinow. The magnetic fluid clutch. *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, Vol. 67, Issue 2, pp. 1308–1315.
- [95] J. D. Carlson and M. R. Jolly. MR fluid, foam and elastomer devices. *Mechatronics*, Vol. 10, Issue 4–5, pp. 555–569, 2000.
- [96] F. D. Goncalves, J. H. Koo and M. Ahmadian. A review of the state of the art in magnetorheological fluid technologies—Part I: MR fluid and MR fluid models. *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 38, Issue 3, pp. 203–219, 2006.
- [97] X. Wang and F. Gordaninejad. Flow analysis of field–controllable, electro– and magneto–rheological fluids using Herschel–Bulkley model. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 10, Issue 8, pp. 601–608, 1999.
-

- [98] Y. T. Choi, J. U. Cho, S. B. Choi and N. M. Wereley. Constitutive models of electrorheological and magnetorheological fluids using viscometers. *Smart Materials and Structures*, Vol. 14, Issue 5, pp. 1025–1036, 2005.
- [99] M. Zubieta, S. Eceolaza, M. J. Elejabarrieta and M. M. B. Ali. Magnetorheological fluids: characterization and modeling of magnetization. *Smart Materials and Structures*, Vol. 18, Issue 9, pp. 1–6, 2009.
- [100] Q. H. Nguyen and S. B. Choi. *Optimal design methodology of magnetorheological fluid based mechanisms*. In: *Smart Actuation and Sensing Systems – Recent Advances and Future Challenges*. IntechOpen, 2012, pp. 347–382.
- [101] Q. H. Nguyen, S. B. Choi and N. M. Wereley. Optimal design of magneto–rheological valves via a finite element method considering control energy and a time constant. *Smart Materials and Structures*, Vol. 17, Issue 2, pp. 1–12, 2008.
- [102] R. Fletcher and C. M. Reeves. Function minimization by conjugate gradients. *The Computer Journal*, Vol. 7, Issue 2, pp. 149–154, 1964.
- [103] E. Polak and G. Ribiere. Note sur la convergence de méthodes de directions conjuguées. *Revue française d’informatique et de recherche opérationnelle. Série rouge*, Vol. 3, Issue 16, pp. 35–43, 1969.
- [104] B. T. Polyak. The conjugate gradient method in extremal problems. *USSR Computational Mathematics and Mathematical Physics*, Vol. 9, Issue 4, pp. 94–112, 1969.
- [105] C. W. de Silva. *Vibration: fundamentals and practice*. CRC Press, 2007, pp. 391–392.
- [106] Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, X. X. Bai and D. D. Mai. A new hysteresis model for magneto–rheological dampers based on Magic Formula. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 235, Issue 13, pp. 2437–2451, 2021.

- [107] H. B. Pacejka. *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth–Heinemann, 2006, pp.172–176.
- [108] Q. D. Bui, Q. D. Do, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and experimental evaluation of a novel damper for front–loaded washing machines featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 873–878, 2021.
- [109] D. Q. Bui, H. Q. Nguyen, V. L. Hoang and D. D. Mai. Design and hysteresis modeling of a new damper featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 125–136, 2021.
- [110] Parker’s O–ring Division. *Parker O–ring handbook*. Parker Hannifin Corporation, 2007, pp. 113–114.
- [111] W. Pan, Z. Yan, J. Lou and S. Zhu. Research on MRD parametric model based on Magic Formula. *Shock and Vibration*, Vol. 2018, pp. 1–10, 2018.
- [112] Y. T. Choi and N. M. Wereley. Self–powered magnetorheological dampers. *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 131, Issue 4, 044501, 2009.
- [113] C. Chen and W. H. Liao. A self–sensing magnetorheological damper with power generation. *Smart Materials and Structures*, Vol. 21, Issue 2, 025014, 2012.
- [114] Q. D. Bui, X. X. Bai and Q. H. Nguyen. Dynamic modeling of MR dampers based on quasi–static model and Magic Formula hysteresis multiplier. *Engineering Structures*, Vol. 245, 112855, 2021.
- [115] D. Q. Bui, V. L. Hoang, H. D. Le and H. Q. Nguyen. Design and evaluation of a shear–mode MR damper for suspension system of front–loading washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 1061–1072, 2018.
- [116] Q. D. Bui, Q. H. Nguyen and L. V. Hoang. A control system for MR damper–based suspension of front–loaded washing machines featuring magnetic induction coils and phase–lead compensator. *The 1st International Conference on Advanced Smart Materials and Structures*, Ho Chi Minh City, Vietnam, 2021, pp. 79–88.

- [117] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee and M. F. Golnaraghi. Feasibility study of an electromagnetic shock absorber with position sensing capability. *34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*, Orlando, FL, USA, 2008, pp. 2988–2991.
- [118] K. Rhinefrank, E. B. Agamloh, A. V. Jouanne, A. K. Wallace, J. Prudell, et al. Novel ocean energy permanent magnet linear generator buoy. *Renewable Energy*, Vol. 31, Issue 9, pp. 1279–1298, 2006.
- [119] Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, T. T. Nguyen and D. D. Mai. Development of a magnetorheological damper with self-powered ability for washing machines. *Applied Sciences*, Vol. 10, Issue 12, 4099, 2020.
- [120] Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, L. V. Hoang and D. D. Mai. A new self-adaptive magneto-rheological damper for washing machines. *Smart Materials and Structures*, Vol. 30, Issue 3, 037001, 2021.
- [121] Q. D. Bui, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and testing of a new shear-mode magneto-rheological damper with self-power component for front-loaded washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 860–866, 2021.
- [122] D. Q. Bui, T. B. Diep, V. L. Hoang, D. D. Mai and H. Q. Nguyen. Design of a self-power magneto-rheological damper in shear mode for front-loaded washing machine. *Hội nghị khoa học toàn quốc lần thứ nhất về Động lực học và Điều khiển*, Da Nang City, Vietnam, 2019, pp. 297–303.

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

Tap chí ISI

1. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, T. T. Nguyen and D. D. Mai. Development of a magnetorheological damper with self-powered ability for washing machines. *Applied Sciences*, Vol. 10, Issue 12, 4099, 2020.
2. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, L. V. Hoang and D. D. Mai. A new self-adaptive magneto-rheological damper for washing machines. *Smart Materials and Structures*, Vol. 30, Issue 3, 037001, 2021.
3. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen, X. X. Bai and D. D. Mai. A new hysteresis model for magneto-rheological dampers based on Magic Formula. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 235, Issue 13, pp. 2437–2451, 2021.
4. Q. D. Bui, X. X. Bai and Q. H. Nguyen. Dynamic modeling of MR dampers based on quasi-static model and Magic Formula hysteresis multiplier. *Engineering Structures*, Vol. 245, 112855, 2021.

Tap chí Scopus

5. D. Q. Bui, V. L. Hoang, H. D. Le and H. Q. Nguyen. Design and evaluation of a shear-mode MR damper for suspension system of front-loading washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 1061–1072, 2018.
6. Q. D. Bui, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and testing of a new shear-mode magneto-rheological damper with self-power component for front-loaded washing machines. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 860–866, 2021.
7. Q. D. Bui, Q. D. Do, L. V. Hoang, D. D. Mai and Q. H. Nguyen. Design and experimental evaluation of a novel damper for front-loaded washing machines featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 873–878, 2021.

8. D. Q. Bui, H. Q. Nguyen, V. L. Hoang and D. D. Mai. Design and hysteresis modeling of a new damper featuring shape memory alloy actuator and wedge mechanism. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 125–136, 2021.
9. Q. D. Bui and Q. H. Nguyen. A new approach for dynamic modeling of magneto–rheological dampers based on quasi–static model and hysteresis multiplication factor. *Mechanisms and Machine Science*, Vol. 113, pp. 733–743, 2021.

 **Tạp chí khác**

10. D. Q. Bui, T. B. Diep, H. D. Le, V. L. Hoang and H. Q. Nguyen. Hysteresis investigation of shear–mode MR damper for front–loaded washing machine. *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 889, pp. 361–370, 2019.
11. Q. D. Bui and Q. H. Nguyen. Design and simulation of a new self–adaptive MR damper for washing machines featuring shear–mode and radial permanent magnets. *Science and Technology Development Journal*, Vol. 4, Issue 3, pp. 1–13, 2021.

 **Hội nghị khoa học**

12. D. Q. Bui, T. B. Diep, V. L. Hoang, D. D. Mai and H. Q. Nguyen. Design of a self–power magneto–rheological damper in shear mode for front–loaded washing machine. *Hội nghị khoa học toàn quốc lần thứ nhất về Động lực học và Điều khiển*, Da Nang City, Vietnam, 2019, pp. 297–303.
13. Q. D. Bui, Q. H. Nguyen and L. V. Hoang. A control system for MR damper–based suspension of front–loaded washing machines featuring magnetic induction coils and phase–lead compensator. *The 1st International Conference on Advanced Smart Materials and Structures*, Ho Chi Minh City, Vietnam, 2021, pp. 79–88.