

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN**

**BÁO CÁO TỔNG KẾT  
ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP BỘ**

**NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ CƠ CẤU TỰ DI CHUYỂN  
CÓ XÉT CÁC YẾU TỐ NGẪU NHIÊN  
Mã số: B2019-TNA-04**

**Chủ nhiệm đề tài: PGS.TS. Nguyễn Khắc Tuấn**

**THÁI NGUYÊN, 06/2021**

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN**

**BÁO CÁO TỔNG KẾT**

**ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP BỘ**

**NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ CƠ CẤU TỰ DI CHUYỂN  
CÓ XÉT CÁC YẾU TỐ NGẪU NHIÊN**

**Mã số: B2019-TNA-04**

**Xác nhận của cơ quan chủ trì đề tài**  
*(ký, họ tên, đóng dấu)*

**Chủ nhiệm đề tài**  
*(ký, họ tên)*

**THÁI NGUYÊN, 06/2021**

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO**  
**ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN**

**THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU**

**1. Thông tin chung:**

- Tên đề tài: Nghiên cứu thiết kế cơ cấu tự di chuyển có xét các yếu tố ngẫu nhiên
- Mã số: B2019-TNA-04
- Chủ nhiệm đề tài: PGS.TS. Nguyễn Khắc Tuấn
- Tổ chức chủ trì: Đại học Thái Nguyên
- Thời gian thực hiện: **1/2019 – 12/2020**

**2. Mục tiêu:**

- Đề xuất cơ cấu tự di chuyển mới hoặc kế thừa cơ cấu có sẵn để nhận được cơ cấu có cấu tạo đơn giản hơn, và/ hoặc làm việc có hiệu quả hơn các mô hình hiện thời;
- Nghiên cứu đánh giá các yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích động thiết bị tự di chuyển), phân tích động lực học nhằm cải thiện kết cấu, nâng cao hiệu quả hoạt động của cơ cấu tự di chuyển.

**3. Tính mới và sáng tạo:**

- Trên cơ sở phát triển các mô hình lý thuyết và thực nghiệm đã được công bố trước đây, đề tài đã đề xuất, thiết kế và hoàn thiện được một mô hình thí nghiệm nghiên cứu thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập, cấu tạo đơn giản, dễ dàng vận hành và triển khai.
- Trên cơ sở lý luận cơ hệ hai khối lượng - một lò xo đã được công bố, đề tài đã xây dựng được mô hình vật lý, kiểm chứng mô hình và từ đó xây dựng được hệ phương trình không thứ nguyên để phân tích ứng xử động lực học cơ cấu tự di chuyển. Việc sử dụng mô hình không thứ nguyên để phân tích cho phép mở rộng phạm vi nghiên cứu và nâng cao khả năng ứng dụng trong thực tế khi kích cỡ thực của cơ cấu nhỏ hơn nhiều so với kích cỡ thí nghiệm.
- Đề tài đã triển khai nghiên cứu trường hợp cơ cấu tự di chuyển dưới điều kiện ma sát dị hướng, trong đó cường độ lực ma sát theo chiều tiến lớn hơn cường độ lực ma sát theo chiều lùi. Kết quả cho thấy, khi tỉ lệ giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát được lựa chọn hợp lý, cơ cấu hoàn toàn có thể di chuyển nhanh theo chiều tiến. Đây là kết quả nghiên cứu hoàn toàn mới, trên phạm vi toàn thế giới.

**4. Kết quả nghiên cứu:**

- Đã xây dựng được một cơ cấu tự di chuyển mới nhờ rung động - va đập mới trên cơ sở kế thừa và phát triển cơ cấu có sẵn. Cơ cấu tự di chuyển mới có cấu tạo đơn giản, làm việc hiệu quả hơn các mô hình hiện thời.
- Cơ cấu có khả năng chuyển động theo chiều mong muốn dưới điều kiện ma sát đẳng hướng (nghĩa là khi lực ma sát cản trở chuyển động theo chiều tiến và chiều lùi như nhau) bằng cách chỉ cần thay đổi tần số lực kích thích, không cần giải thuật điều khiển nào.

- Cơ cấu có khả năng di chuyển nhanh theo cả chiều tiến và chiều lùi trong điều kiện ma sát dị hướng, trong đó cường độ lực ma sát cản trở chuyển động theo chiều tiến lớn hơn cường độ lực ma sát cản trở chuyển động theo chiều lùi.

- Đã nghiên cứu, đánh giá các yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích động thiết bị tự di chuyển). Kết quả phân tích động lực học cho thấy, cơ cấu có ứng xử động lực học đơn giản (theo chu kỳ đơn) hoặc phức tạp (chuyển động thứ điều hòa  $\frac{1}{2}$ ), thậm chí hỗn loạn. Tuy nhiên, kỹ thuật phân tích tập hút đã cho thấy, ứng xử động lực học này là ổn định.

## **5. Sản phẩm:**

### **5.1. Sản phẩm khoa học:**

- 01 bài báo khoa học đăng trên tạp chí ISI (*hoàn thành đúng với đăng ký*):

+ Khắc-Tuan Nguyen, Ngoc-Tuan La, Ky-Thanh Ho, Quoc-Huy Ngo, Ngoc-Hung Chu and Van-Du Nguyen, "The effect of friction on the vibro-impact locomotion system: modeling and dynamic response", *Meccanica*, Vol. 56(5), 2021, DOI: 10.1007/s11012-021-01348-w (ISI-Q2)

- 04 bài báo khoa học có chỉ mục SCOPUS:

+ Khắc-Tuan Nguyen, Van-Du Nguyen, Ky-Thanh Ho and Ngoc-Tuan La, "Modelling of a vibration-driven module for capsule locomotion systems", *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 10(3), pp. 837-850, 2020, DOI: 10.24247/ijmpredjun202075 (Scopus-Q3);

+ Ngoc-Tuan La, Quoc-Huy Ngo, Ky-Thanh Ho, and Khắc-Tuan Nguyen, "An experimental study on vibration-driven locomotion systems under different levels of isotropic friction", in *Advances in Engineering Research and Application, ICERA 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 178. pp. 181-191, 2021, DOI: 10.1007/978-3-030-64719-3\_21 (Scopus);

+ Van-Du Nguyen, Ky-Thanh Ho, Ngoc-Tuan La, Quoc-Huy Ngo and Khắc-Tuan Nguyen, "An experimental study on the self-propelled locomotion system with anisotropic friction", *International Conference on Modern Mechanics and Applications (ICOMMA)*, HCM City, Vietnam, 12/2020 (Scopus, Accepted).

+ Quoc-Huy Ngo, Ky-Thanh Ho, and Khắc-Tuan Nguyen, "Experimentally investigating the resonance of the vibration of two masses one spring system under different friction condition", *International Conference on Modern Mechanics and Applications (ICOMMA)*, HCM City, Vietnam, 12/2020 (Scopus, Accepted).

- 01 Bài báo khoa học đăng trên tạp chí trong nước (*hoàn thành đúng với đăng ký*)

+ Nguyễn Khắc Tuấn, La Ngọc Tuấn, Hồ Ký Thanh, Nguyễn Văn Dự, "Đánh giá độ ổn định của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập trong điều kiện ngẫu nhiên tiền định", *Tạp chí Khoa học và công nghệ - Đại học Thái Nguyên*, tập 226(11), trang 10 - 19.

### **5.2. Sản phẩm đào tạo:**

- Hỗ trợ đào tạo 02 chuyên đề Tiến sĩ (*vượt 01 chuyên đề so với đăng ký*)

+ Nghiên cứu thực nghiệm thiết bị tự di chuyển, NCS: La Ngọc Tuấn;

+ Phân tích động lực học thiết bị tự di chuyển, NCS: La Ngọc Tuấn

### **5.3. Sản phẩm ứng dụng:**

+ Mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển.

### **6. Phương thức chuyển giao, địa chỉ ứng dụng, tác động và lợi ích mang lại của kết quả nghiên cứu:**

- Chuyển giao sản phẩm ứng dụng cho Viện Nghiên cứu và Phát triển Công nghệ cao về Kỹ thuật Công nghiệp, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp - Đại học Thái Nguyên khai thác và tiếp tục nghiên cứu, phát triển mô hình.

- Góp phần hình thành, phát triển nhóm nghiên cứu mạnh về nghiên cứu khoa học, công bố quốc tế có thứ hạng cao của Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp - Đại học Thái Nguyên.

*Ngày      tháng      năm*

**Tổ chức chủ trì**  
*(ký, họ và tên, đóng dấu)*

**Chủ nhiệm đề tài**  
*(ký, họ và tên)*

**PGS.TS. Nguyễn Khắc Tuấn**

## INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

### 1. General information:

Project title: Study on design of self-propelled locomotion system with random initial conditions

Code number: B2019-TNA-04

Coordinator: Assoc. Prof. Dr. Nguyen Khac-Tuan

Implementing institution: Thai Nguyen University

Duration: from 01/2019 to 12/2020

### 2. Objective(s):

- Proposing a new self-propelled locomotion system or developing an existing one to receive a simpler structure, and/or to operate more effectively than current models;
- Researching and evaluating random conditions under the interaction with the environment (friction force, interaction between masses and driving force of self-propelled locomotion system); dynamic analysis to improve the structure, improve the operating efficiency of the self-propelled locomotion system.

### 3. Creativeness and innovativeness:

- On the basis of developing previously published theoretical and experimental models, the project has proposed, designed and completed an experimental model for research on self-propelled devices thanks to vibration – impact, having simple structure, easy to operate and deploy.
- On the basis of the published theoretical basis of the two-mass - one-spring system, the project has built a physical model, verified the model and thereby built a dimensionless system of equations for analyzing dynamic behavior of self-propelled devices. The use of dimensionless models for analysis allows expanding the scope of research and improving the applicability in practice when the actual size of the mechanism is much smaller than the experimental size.
- The project has researched the case of the mechanism moving by itself under the condition of anisotropic friction, in which the amplitude of the friction force in the forward direction is greater than that of the friction force in the reverse direction. The results show that, when the ratio between the amplitude of the excitation force and the intensity of the friction force is selected reasonably, the mechanism can completely move rapidly in the forward direction. This is the result of a completely new, worldwide study.

### 4. Research results:

- Built a new self-propelled device thanks to vibration - impact on the basis of inheritance and development of the existing models. The new self-propelled device has a simpler structure and works more efficiently than current models.

- The system is capable of moving in the desired direction under the condition of isotropic friction (i.e. when the friction force impedes forward and backward motion equally) by only varying the frequency of the excitation force, and control algorithm is not required.
- The system is capable of moving quickly in both forward and backward direction under anisotropic friction conditions, in which the amplitude of friction impeding forward motion is greater than that in backward motion.
- Researched and evaluated random initial condition under the interaction with the environment (friction force, interaction between masses and force that provokes the device to move itself). The results of dynamic analysis show that the mechanism has simple (period-1 motion) or complex (period-2 motion) dynamic behavior, even chaotic motion. However, the basin of attraction analysis technique has shown that this dynamic behavior is stable.

## **5. Products:**

### **5.1. Scientific products:**

- 01 scientific article published in the journal ISI:
  - + Khac-Tuan Nguyen, Ngoc-Tuan La, Ky-Thanh Ho, Quoc-Huy Ngo, Ngoc-Hung Chu and Van-Du Nguyen, "The effect of friction on the vibro-impact locomotion system: modeling and dynamic response", *Meccanica*, Vol. 56(5), 2021, DOI: 10.1007/s11012-021-01348-w (ISI-Q2)
- 04 scientific articles with index SCOPUS:
  - + Khac-Tuan Nguyen, Van-Du Nguyen, Ky-Thanh Ho and Ngoc-Tuan La, "Modelling of a vibration-driven module for capsule locomotion systems", *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 10(3), pp. 837-850, 2020, DOI: 10.24247/ijmperdjun202075 (Scopus-Q3);
  - + Ngoc-Tuan La, Quoc-Huy Ngo, Ky-Thanh Ho, and Khac-Tuan Nguyen, "An experimental study on vibration-driven locomotion systems under different levels of isotropic friction", in *Advances in Engineering Research and Application, ICERA 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 178. pp. 181-191, 2021, DOI: 10.1007/978-3-030-64719-3\_21 (Scopus);
  - + Van-Du Nguyen, Ky-Thanh Ho, Ngoc-Tuan La, Quoc-Huy Ngo and Khac-Tuan Nguyen, "An experimental study on the self-propelled locomotion system with anisotropic friction", *International Conference on Modern Mechanics and Applications (ICOMMA)*, HCM City, Vietnam, 12/2020 (Scopus, Accepted).
  - + Quoc-Huy Ngo, Ky-Thanh Ho, and Khac-Tuan Nguyen, "Experimentally investigating the resonance of the vibration of two masses one spring system under different friction condition", *International Conference on Modern Mechanics and Applications (ICOMMA)*, HCM City, Vietnam, 12/2020 (Scopus, Accepted).
- 01 scientific article published in a domestic journal:
  - + Nguyen Khac Tuan, La Ngoc Tuan, Ho Ky Thanh, Nguyen Van Du, "Stability of vibro - impact driven locomotion system with random initial consitions", *TNU Journal of Science*

and Technology, Vol. 226(11), pp. 10 - 19.

**5.2. Training product:**

- Support for training 02 PhD topic:
- + Experimental research on self-propelled locomotion system, PhD student: La Ngoc Tuan;
- + Dynamic analysis of self-propelled locomotion system, PhD student: La Ngoc Tuan

**5.3. Application products:**

- + Experimental model vibro - impact driven locomotion system.

**6. Transfer alternatives, application institutions, impacts and benefits of research results:**

- Application product is transferred to the RIAT, Thai Nguyen University of Technology - Thai Nguyen University to exploit and continue to research and develop models.
  
- Contributing to the formation and development of a strong research group on scientific research and high-ranking international publications of Thai Nguyen University of Technology - Thai Nguyen University.



### DANH SÁCH CÁC THÀNH VIÊN THỰC HIỆN ĐỀ TÀI

STT	Học hàm, học vị, họ và tên	Đơn vị công tác
1	PGS.TS. Nguyễn Khắc Tuấn*	Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN
2	PGS.TS. Nguyễn Văn Dự	Tạp chí Khoa học Công nghệ, ĐHTN
3	TS. Dương Thế Hùng	Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN
4	ThS. Lại Ngọc Hùng	Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN
5	ThS. La Ngọc Tuấn	Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật Vinh
6	ThS. Nguyễn Thế Thịnh	Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN
7	ThS. Nguyễn Văn Luân	Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN
8	ThS. Ngô Quốc Huy	Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN
9	ThS. Mạc Duy Hưng	Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN

\* Chủ nhiệm đề tài.

## MỤC LỤC

DANH SÁCH CÁC THÀNH VIÊN THỰC HIỆN ĐỀ TÀI .....	i
MỤC LỤC .....	ii
CÁC CHỮ VIẾT TẮT TRONG BÁO CÁO .....	v
DANH MỤC HÌNH VẼ .....	vi
DANH MỤC BẢNG BIỂU .....	xi
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU .....	xii
MỞ ĐẦU .....	1
I. Tính cấp thiết của đề tài.....	1
II. Mục tiêu, nội dung và phạm vi nghiên cứu.....	2
II.1. Mục tiêu nghiên cứu .....	2
II.2. Nội dung nghiên cứu.....	2
II.3. Phạm vi nghiên cứu.....	2
III. Cách tiếp cận và phương pháp nghiên cứu.....	3
V. Cấu trúc của báo cáo.....	3
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN CÁC NGHIÊN CỨU VỀ THIẾT BỊ TỰ DI CHUYỂN.....	4
1.1. Thiết bị tự di chuyển - nguyên tắc làm việc.....	4
1.2. Tổng quan các nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động không có va đập .....	5
1.3. Tổng quan các nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có khai thác va đập .....	14
1.4. Kết luận Chương 1.....	25
CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU.....	27
2.1. Mô hình nghiên cứu.....	27
2.1.1. Mô hình vật lý.....	27
2.1.2. Mô hình toán học .....	28
2.2. Các công cụ phân tích động lực học bằng giải tích số.....	31

2.2.1. Phần mềm XPPAUTO .....	32
2.2.2. Phần mềm Dynamics .....	32
2.2.3. Phần mềm OriginLab.....	32
2.3. Các phương pháp phân tích động lực học.....	32
2.3.1. Đồ thị time history .....	32
2.3.2. Đồ thị pha và bản đồ Poincaré.....	33
2.3.3. Đồ thị rẽ nhánh (Bifurcation diagram) .....	35
2.4. Kết luận Chương 2.....	37
<b>CHƯƠNG 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH THÍ NGHIỆM thiết bị tự di chuyển.....</b>	<b>39</b>
3.1. Yêu cầu của hệ thống thí nghiệm.....	39
3.2. Xây dựng kết cấu cơ khí cho hệ thống thí nghiệm .....	39
3.2.1. Lựa chọn bộ tạo rung.....	40
3.2.2. Thiết kế bộ phận thay đổi lực ma sát.....	42
3.3. Lựa chọn, lắp đặt thiết bị đo .....	44
3.3.1. Các thông số và yêu cầu đo .....	44
3.3.2. Lựa chọn thiết bị đo và thu thập dữ liệu .....	46
3.4. Chế tạo, lắp đặt hệ thống và vận hành thử nghiệm.....	52
3.4.1. Thực nghiệm xác định thông số kết cấu, thông số vận hành.....	52
3.4.2. Lắp đặt và vận hành hệ thống thí nghiệm.....	56
3.5. Kết luận Chương 3.....	57
<b>CHƯƠNG 4. THỰC NGHIỆM KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA Một số thông số đến khả năng chuyển động của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập</b>	<b>58</b>
4.1. Ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đến khả năng chuyển động .....	58
4.1.1. Cơ sở nghiên cứu .....	58
4.1.2. Thiết lập thông số thực nghiệm .....	59
4.1.3. Kết quả và thảo luận .....	60
4.2. Ảnh hưởng của ma sát dị hướng đến khả năng chuyển động .....	63
4.2.1. Cơ sở nghiên cứu .....	63
4.2.2. Thiết lập thông số thực nghiệm .....	65

4.2.2. Kết quả và thảo luận .....	66
4.3. Kết luận Chương 4.....	69
CHƯƠNG 5. NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC THIẾT BỊ TỰ DI CHUYỂN NHỜ RUNG ĐỘNG - VA ĐẬP MỚI.....	71
5.1. Mô hình hóa hệ thống.....	71
5.1.1. Mô hình vật lý và mô hình ma sát .....	71
5.1.2. Mô hình hóa hệ thống tự di chuyển nhờ rung động - va đập.....	72
5.2. Thí nghiệm kiểm chứng mô hình .....	74
5.2.1. Thiết lập thí nghiệm.....	74
5.2.2. Kết quả kiểm chứng mô hình.....	75
5.3. Phân tích ứng xử động lực học thiết bị tự di chuyển nhờ rung động và va đập mới.....	81
5.4. Kết luận Chương 5.....	88
KẾT LUẬN CHUNG .....	90
CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ CỦA ĐỀ TÀI .....	91
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	92

## CÁC CHỮ VIẾT TẮT TRONG BÁO CÁO

Thứ tự	Chữ viết tắt	Giải nghĩa
1.	DAQ	Data Acquisition System - hệ thống thu thập dữ liệu
2.	DC	Direct Current - Nguồn điện một chiều
3.	LVDT	Linear Variable Displacement Transformer - Cảm biến dịch chuyển
4.	RLC	Mạch điện gồm điện trở (R), cuộn cảm (L) và tụ điện (C), mắc nối tiếp tạo thành một dao động điều hòa cho dòng điện và cộng hưởng
5.	PZT	Lead Zirconate Titanate ( $\text{Pb}[\text{Zr}_x\text{Ti}_{(1-x)}]\text{O}_3$ ) - Gốm áp điện
6.	SMA	Shape memory alloy - Hợp kim nhớ hình
7.	TNUT	Thai Nguyen University of Technology - Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên

## DANH MỤC HÌNH VẼ

Hình 1.1. Mô hình mô tả quá trình làm việc của máy đào ngầm ngang.....	4
<i>Hình 1.2. Các nguyên tắc hình thành dịch chuyển của cơ hệ nhờ tương tác giữa các khối lượng.....</i>	5
Hình 1.3. Mô hình mô tả nguyên tắc của hệ tự di chuyển gồm hai khối lượng .....	6
Hình 1.4. Mô hình thiết bị tự di chuyển (dạng capsobot) của Chernous'ko và cộng sự: (a) Ảnh chụp mô hình thực nghiệm; (b) Nguyên lý cấu tạo; (c) Sơ đồ điều khiển tốc độ khối lượng quán tính.....	7
<i>Hình 1.5. Ảnh chụp (a) và mô hình nguyên lý làm việc (b) thiết bị tự di chuyển nhờ rung động dùng động cơ tuyến tính; kết quả mô phỏng điều khiển chuyển động (c); so sánh kết quả thực nghiệm và mô phỏng gia tốc của động cơ tuyến tính (d).....</i>	8
<i>Hình 1.6. Mô hình thiết bị tự di chuyển của R. Carta và cộng sự, sử dụng khối lượng lệch tâm kích thích capsobot.....</i>	9
<i>Hình 1.7. Thí nghiệm di chuyển capsobot của R. Carta và cộng sự: (a) trên cát; (b) trên nước; (c) trên xốp; (d) trên chất dẻo .....</i>	10
<i>Hình 1.8. Mô hình thiết bị tự di chuyển dùng một (a) và hai (b) khối lượng quán tính quay tròn gắn trên xe. ....</i>	10
<i>Hình 1.9. Mô hình vật lý (a) và mô hình điều khiển vận tốc góc (b) của thiết bị tự di chuyển dùng khối lượng lệch tâm.....</i>	11
<i>Hình 1.10. Mô hình hệ khối lượng - lò xo kích thích bằng xung lực điện từ .....</i>	12
<i>Hình 1.11. Mô hình tạo lực kích thích bởi thanh PZT dẫn động cơ cấu tự di chuyển ..</i>	13
Hình 1.12. Mô hình điều chỉnh và xác định lực ma sát (dị hướng) của thiết bị tự di chuyển trên mặt phẳng nghiêng.....	13
<i>Hình 1.13. Mô hình vật lý của máy khoan và đập của Krivstov và cộng sự (a); mô hình máy khoan và đập do Pavlovskaja cùng cộng sự đề xuất và phát triển (b). .....</i>	15
<i>Hình 1.14. Mô hình thí nghiệm hệ thống tự di chuyển theo phương ngang dựa trên nguyên lý rung động - va đập .....</i>	16

<i>Hình 1.15. Mạch RLC (a); mô hình vật lý (b); ảnh chụp mô hình thực nghiệm cơ cấu tự di chuyển RLC (c) và đồ thị lượng dịch chuyển theo thời gian (b).</i> .....	16
<i>Hình 1.16. Sơ đồ nguyên lý làm việc (a) và sơ đồ khối thí nghiệm (b) của cơ cấu tự di chuyển RLC09</i> .....	17
<i>Hình 1.17. Mô hình vật lý capsobot sử dụng nguyên tắc rung động và va đập</i> .....	18
<i>Hình 1.19. Mô hình tạo chuyển động của thiết bị tự di chuyển khai thác nguyên tắc rung động và va đập</i> .....	18
<i>Hình 1.19. Mô hình thí nghiệm thiết bị tự di chuyển sử dụng động cơ tuyến tính (a) và sơ đồ khối đo các tham số của hệ thống (b)</i> .....	20
<i>Hình 1.20. Mô hình vật lý (a) và ảnh chụp mô hình thực (b) của hệ thống thí nghiệm dùng thiết bị phát rung động lực học</i> .....	21
<i>Hình 1.21. Mô hình vật lý thiết bị tự di chuyển dùng hệ lò xo Duffing (a) và đường cong thể hiện đặc tính phi tuyến của lò xo trong cơ hệ (b)</i> .....	22
<i>Hình 1.22. Mô hình vật lý capsobot khai thác rung động - va đập theo hai phía</i> .....	23
<i>Hình 1.23. Mô hình vật lý thiết bị tự di chuyển khai thác va đập hai phía (a) và ảnh chụp hệ thống thiết bị thí nghiệm (b)</i> .....	23
<i>Hình 1.24. Mô hình vật lý (a); ảnh chụp (b); sơ đồ khối thí nghiệm (c) và sơ đồ mạch động lực (d) capsobot mini tự di chuyển nhờ rung động và va đập hai phía</i> ....	25
<i>Hình 1.25. Đồ thị lượng dịch chuyển theo thời gian ứng với: chuyển động lùi (bên trái); chuyển động tiến (bên phải)</i> .....	25
<i>Hình 2.1. Mô hình vật lý cơ cấu rung-va đập có lực kích thích điều hòa</i> .....	27
<i>Hình 2.2. Đồ thị pha theo thời gian trong không gian ba chiều (a) và quỹ đạo pha - nét liền màu xám, kèm bản đồ Poincaré - chấm tròn màu đỏ, của chuyển động (b)</i> 34	
<i>Hình 2.3. Đồ thị rẽ nhánh Logistic map</i> .....	36
<i>Hình 3.1. Sơ đồ kết cấu mini shaker</i> .....	41
<i>Hình 3.2. Thân thiết bị tự di chuyển</i> .....	42
<i>Hình 3.3. Sơ đồ (a) và ảnh chụp (b) kết cấu bộ phận thay đổi lực ma sát</i> .....	42

<i>Hình 3.4. Sơ đồ xác định lực ma sát theo điện áp cấp cho nam châm điện</i> .....	43
<i>Hình 3.5. Nguyên tắc thu thập dữ liệu trong một sơ đồ đo thông dụng</i> .....	45
<i>Hình 3.6. Sơ đồ nguyên lý làm việc của LVDT (a), nguyên lý cấu tạo (b), thông số kỹ thuật (c) và ảnh chụp cảm biến LVDT LHC-25E (d)</i> .....	47
<i>Hình 3.7. Dữ liệu kiểm chuẩn LVDT Holzman LHC-25E</i> .....	48
<i>Hình 3.8. Đầu đo (a), bộ chuyển đổi tín hiệu (b) và thông số kỹ thuật (c) của cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306</i> .....	49
<i>Hình 3.9. Dữ liệu calib cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 (Exp- dữ liệu thực nghiệm; Fitted Linear- đường hồi quy)</i> .....	49
<i>Hình 3.10. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo của Loadcell đo lực tĩnh (a) và ảnh chụp Loadcell MDB-5 được sử dụng trong nghiên cứu (b)</i> .....	50
<i>Hình 3.11. Dữ liệu calib Loadcell MDB-5 (Exp- dữ liệu thực nghiệm; Fitted Linear- đường hồi quy)</i> .....	51
<i>Hình 3.12. Lò xo tấm và mô hình thực nghiệm xác định độ cứng của lò xo</i> .....	52
<i>Hình 3.13. Kết quả xử lý dữ liệu xác định độ cứng của lò xo (Experimental data- dữ liệu thực nghiệm; Fitted Curve- đường hồi quy)</i> .....	53
<i>Hình 3.14. Mô hình đo kiểm hệ số cản nhớt <math>c</math> (bên trái) và kết quả xử lý dữ liệu xác định hệ số cản nhớt <math>c</math> của lò xo (bên phải)</i> .....	54
<i>Hình 3.15. Mô hình thực nghiệm xác định biên độ lực kích thích</i> .....	55
<i>Hình 3.16. Ảnh chụp ảnh chụp hệ thống đã triển khai (a) và sơ đồ nguyên lý hệ thống thí nghiệm (b)</i> .....	56
<i>Hình 3.17. Một số phương án bố trí và vận hành thiết bị tự di chuyển: (a) khai thác va đập khi di chuyển trên đường trượt nghiêng; (b) khai thác rung động thuần túy</i> .57	
<i>Hình 4.1. Sơ đồ thí nghiệm (a) và mô hình vật lý (b)</i> .....	60
<i>Hình 4.2. Vận tốc dịch chuyển trung bình của thiết bị sau 3s kích thích tương ứng với các giá trị <math>\alpha</math> và <math>F_f</math> khác nhau</i> .....	61
<i>Hình 4.3. Ảnh hưởng của <math>\alpha</math> đến vận tốc chuyển động trung bình của cơ cấu khi lực cản</i>	



- chuyển động  $F_f = 2.3 \text{ N}$  (a) và khi  $F_f = 13.6 \text{ N}$  (b) ..... 62
- Hình 4.4. Đồ thị time history của  $X_1$  (đường đậm, nét đứt) và  $X_2$  (đường liền, nét mảnh, màu xanh) khi cơ cấu được vận hành ở  $f_{exc} = 17 \text{ Hz}$  với tỉ số  $\alpha = 1.19$  tương ứng với các trường hợp lực cản nhỏ  $F_f = 2.3 \text{ N}$  (a) và lực cản lớn  $F_f = 13.6 \text{ N}$  (b)..... 63
- Hình 4.5. Mô hình khảo sát thiết bị tự di chuyển dưới điều kiện ma sát dị hướng: mô hình trước đây (a) và mô hình do đề tài đề xuất (b) ..... 65
- Hình 4.6. Sơ đồ thí nghiệm (a) và ảnh chụp cơ cấu khi khảo sát khả năng chuyển động dưới điều kiện ma sát dị hướng (b) ..... 65
- Hình 4.7. Vận tốc di chuyển trung bình của thiết bị tự di chuyển dưới điều kiện ma sát dị hướng: với góc nghiêng  $\theta = 2.5^\circ$  (a) và góc nghiêng  $\theta = 5.0^\circ$  (b) ..... 67
- Hình 4.8. Đồ thị time history của khối lượng quán tính  $X_1$  (đường đậm, nét đứt) và của thân thiết bị  $X_2$  (đường liền, màu xanh) khi cơ cấu di chuyển trên mặt nghiêng với góc  $\theta = 5.0^\circ$ : (a)  $F_{f0} = 13.6 \text{ N}$ ;  $f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ ; and (b)  $F_{f0} = 6.8 \text{ N}$ ;  $f_{exc} = 19 \text{ Hz}$  68
- Hình 5.1. Mô hình vật lý (a) và mô hình ma sát Coulomb-Stribeck đẳng hướng (b) ... 71
- Hình 5.2. Đồ thị time history lượng dịch chuyển của khối lượng quán tính ( $X_1$ ) và thân thiết bị ( $X_2$ ) nhận được từ kết quả mô phỏng (a,c) và kết quả thực nghiệm (b,d) tại tần số kích thích  $f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ , tỉ số  $\alpha = 0.79$ , cường độ lực ma sát lần lượt là  $F_s = 2.3 \text{ N}$  (a,b) và  $13.6 \text{ N}$  (c,d)..... 76
- Hình 5.3. Đồ thị time history lượng dịch chuyển của khối lượng quán tính ( $X_1$ ) và thân thiết bị ( $X_2$ ) nhận được từ kết quả mô phỏng (a,c) và kết quả thực nghiệm (b,d) tại tần số kích thích  $f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ , tỉ số  $\alpha = 1.19$ , cường độ lực ma sát lần lượt là  $F_s = 2.3 \text{ N}$  (a,b) và  $13.6 \text{ N}$  (c,d)..... 77
- Hình 5.4. Đồ thị contour của tốc độ di chuyển trung bình nhận được từ thực nghiệm (thể hiện bởi dấu sao) và từ mô phỏng (diện tích được đổ màu), tương ứng với các mức cường độ lực ma sát  $F_s$  và tỉ số  $\alpha$  khác nhau..... 79
- Hình 5.5. Đồ thị contour thể hiện các giá trị thực của đồng thời cường độ lực ma sát  $F_s$

và cường độ lực kích thích $A$ .....	79
Hình 5.6. Đường cong hồi quy cho các đường biên phân biệt các khu vực cơ hệ chuyển động tiến-lùi (a) và tiến-tiến nhanh (b) .....	80
Hình 5.7. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối $V^*$ (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên $x_2$ (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát, $f_r \in [0, 2]$ . Các thông số tính toán khác không đổi: $\chi = 0.5$ ; $\omega = 1.56$ . .....	83
Hình 5.8. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối $V^*$ (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên $x_2$ (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát, $f_r \in [0, 2]$ . Các thông số tính toán khác không đổi: $\chi = 0.5$ ; $\omega = 1.0$ . .....	83
Hình 5.9. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối $V^*$ (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên $x_2$ (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát, $f_r \in [0, 2]$ . Các thông số tính toán khác không đổi: $\chi = 1.0$ ; $\omega = 1.0$ . .....	84
Hình 5.10. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối $V^*$ (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên $x_2$ (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát, $f_r \in [0, 2]$ . Các thông số tính toán khác không đổi: $\chi = 1.5$ ; $\omega = 1.0$ . .....	85
Hình 5.11. Basin of attraction (a) và quỹ đạo pha kèm bản đồ Poincaré (b,c) của cơ hệ. Các thông số tính toán khác không đổi: $\chi = 1.0$ ; $\omega = 1.0$ ; $f_r = 0.1$ .....	86
Hình 5.12. Basin of attraction (a) và quỹ đạo pha kèm bản đồ Poincaré (b,c) của cơ hệ. Các thông số tính toán khác không đổi: $\chi = 1.5$ ; $\omega = 1.0$ ; $f_r = 0.95$ .....	87
Hình 5.13. Basin of attraction (a) và quỹ đạo pha kèm bản đồ Poincaré (b,c) của cơ hệ. Các thông số tính toán khác không đổi: $\chi = 1.5$ ; $\omega = 1.0$ ; $f_r = 1.8$ .....	88

**DANH MỤC BẢNG BIỂU**

Bảng 3.1. Thông số kỹ thuật bộ DAQ NI USB-6210 .....	52
Bảng 3.2. Thông số kết cấu của hệ thống thực nghiệm.....	57
Bảng 4.1. Thông số thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của cường độ lực ma sát .....	60
Bảng 4.2. Thông số thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của ma sát dị hướng .....	66

## DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU

Ký hiệu	Tên thông số	Đơn vị
$A$	Biên độ lực kích thích	N
$B$	Cường độ từ trường	T
$c$	Cản nhớt (mô hình mát mát năng lượng)	Ns/m
$c_0$	Tổn thất năng lượng do va chạm	Ns/m
$f$	Tần số lực kích thích	Hz
$F_f$	Ma sát hay lực cản chuyển động của cơ hệ	N
$f_s$	Tần suất lấy mẫu	Hz
$f_N$	Tần số Nyquist	Hz
$F_c$	Lực cản nhớt	N
$F_e$	Lực kích thích	N
$F_f$	Lực ma sát (hoặc lực cản) của môi trường lên cơ cấu	N
$F_{spr}$	Lực đàn hồi của lò xo	N
$G$	Khoảng cách va đập	mm
$H$	Hàm bước (Heaviside function)	
$I$	Dòng điện	A
$i$	Dòng điện tức thời	A
$k$	Độ cứng lò xo	N/m
$k_0$	Mô hình độ cứng va chạm	N/m
$k_1$	Thành phần tuyến tính của độ cứng lò xo	N/m
$k_2$	Thành phần bậc ba của độ cứng lò xo	N/m <sup>3</sup>
$L$	Chiều dài ống dây	m
$m_1$	Khối lượng dao động (khối lượng quán tính)	kg
$m_2$	Khối lượng thân cơ cấu	kg

Ký hiệu	Tên thông số	Đơn vị
$R$	Điện trở	$\Omega$
$\varphi$	Góc pha	rad
$\Omega$	Tần số góc	rad/s
$\Omega_0$	Tần số góc dao động tự nhiên	rad/s
$p$	Đại lượng dịch chuyển không thứ nguyên $x_2$ của cơ cấu tại thời điểm sau khi kích thích $\tau = 500$	-
$v_1$	Giá trị không thứ nguyên của vận tốc của khối lượng $m_1$	-
$v_2$	Giá trị không thứ nguyên của vận tốc của khối lượng $m_2$	-
$v_1'$	Giá trị không thứ nguyên của gia tốc của khối lượng $m_1$	-
$v_2'$	Giá trị không thứ nguyên của gia tốc của khối lượng $m_2$	-
$x_1$	Giá trị không thứ nguyên của lượng dịch chuyển của khối lượng $m_1$	-
$x_2$	Giá trị không thứ nguyên của lượng dịch chuyển của khối lượng $m_2$	-
$X_1$	Lượng dịch chuyển tuyệt đối của khối lượng $m_1$	m
$X_2$	Lượng dịch chuyển tuyệt đối của khối lượng $m_2$	m
$\beta$	Đại lượng không thứ nguyên thành phần bậc 3 của độ cứng của lò xo	-
$\mu$	Tỷ lệ khối lượng giữa $m_1$ và $m_2$	-
$\zeta$	Hệ số cản nhớt không thứ nguyên	-
$\alpha$	Tỉ số giữa biên độ lực kích thích và lực ma sát	-
$\omega$	Tỉ số giữa tần số kích thích và tần số dao động tự nhiên	-
$\gamma$	Giá trị không thứ nguyên của khoảng cách va đập	-
$\sigma$	Giá trị không thứ nguyên của độ cứng va đập	-
$\tau$	Giá trị không thứ nguyên của thời gian	-
$\chi$	Giá trị không thứ nguyên của cường độ lực kích thích	-

## MỞ ĐẦU

### I. Tính cấp thiết của đề tài

Các thiết bị tự di chuyển, hay còn gọi là thiết bị tự hành (autogenous mobile systems hoặc locomotion systems) là loại thiết bị có thể di chuyển chỉ nhờ lực tác động tương tác giữa thân thiết bị với chuyển động tuần hoàn của một khối lượng bên trong hệ thống. Nhiều ưu việt của dạng thiết bị này đã được khẳng định, bao gồm tính đơn giản trong thiết kế, không cần các kết cấu dẫn động bên ngoài (external driving mechanisms) như bánh xe, xích, chân hay mái chèo... Kết cấu không có thiết bị dẫn động ngoài cho phép tạo ra hệ tự hành có thể dễ dàng đóng gói trong hình dạng tròn nhẵn, kích thước nhỏ gọn, có thể di chuyển trên nhiều dạng bề mặt hoặc trong các môi trường có mật độ cản khác nhau.

Các thiết bị tự di chuyển được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp nhằm đáp ứng yêu cầu hoạt động trong môi trường khó khăn cho việc can thiệp trực tiếp của con người, hoặc trong các điều kiện khắc nghiệt, chẳng hạn trong công tác cứu hộ, kiểm tra hầm lò, chẩn đoán các đường ống ngầm...[1],[2]. Trong cơ y sinh (Biomechanics), các hệ thống tự di chuyển hứa hẹn cải thiện khả năng điều khiển viên nang nội soi (capsule endoscopy) đáp ứng yêu cầu di chuyển, tiến/ lui hay tránh kẹt trong mao mạch [3].

Trong quá trình thực hiện đề tài trước cũng như phân tích các nghiên cứu đã công bố, nhóm nghiên cứu nhận thấy một hướng nghiên cứu mới về phân tích và đánh giá mô hình thiết bị tự di chuyển là vấn đề tác động của môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích thích) đóng vai trò quan trọng khi cơ cấu di chuyển tối ưu. Việc kể đến yếu tố ngẫu nhiên của lực ma sát và lực kích thích đóng vai trò quan trọng và phải được mô hình hóa vào cơ cấu tự di chuyển – đây là vấn đề mới mà đề tài sẽ giải quyết. Việc mô hình hóa một cơ cấu tự di chuyển có kể đến yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tác động của môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích thích thiết bị tự di chuyển) phản ánh sự làm việc phù hợp với thực tế hơn.

Chính vì vậy, đề tài này sẽ là hướng nghiên cứu mới của nhóm tác giả, vì đây là hướng vừa kế thừa kết quả của các đề tài trước đồng thời **triển khai theo hướng mới nghiên cứu cơ cấu tự di chuyển theo mô hình ngẫu nhiên**. Lĩnh vực nghiên cứu này đang được quan tâm giải quyết ở trong và ngoài nước, khi đó sẽ **giải quyết vấn đề mới là phân tích và đề xuất cơ cấu tự di chuyển khi kể đến yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường** (lực ma sát, tác động giữa các khối lượng và lực kích động thiết bị tự di chuyển).

## **II. Mục tiêu, nội dung và phạm vi nghiên cứu**

### ***II.1. Mục tiêu nghiên cứu***

- Đề xuất thiết bị tự di chuyển mới hoặc phát triển trên cơ sở cơ cấu sẵn có để nhận được thiết bị có cấu tạo đơn giản hơn hoặc/và làm việc có hiệu quả hơn so với các mô hình hiện thời.

- Nghiên cứu đánh giá các yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích thích thiết bị tự di chuyển), phân tích động lực học nhằm cải thiện kết cấu, nâng cao hiệu quả hoạt động của cơ cấu tự di chuyển.

### ***II.2. Nội dung nghiên cứu***

- Tổng quan một số mô hình cơ cấu tự di chuyển, những ưu nhược điểm của mô hình cơ cấu tự di chuyển đã có;

- Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, lực cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng.

- Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiền định hoặc ngẫu nhiên;

- Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học;

- Phát triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm và kiểm chứng kết quả điều khiển;

- Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu.

### ***II.3. Phạm vi nghiên cứu***

- Nghiên cứu mô hình cơ cấu tự di chuyển có cấu tạo đơn giản và di chuyển hiệu quả. Đây là nghiên cứu bước đầu trong giai đoạn thiết kế, chế tạo thiết bị tự di chuyển được ứng dụng vào trong thực tế như máy móc trong lĩnh vực Cơ khí, Xây dựng, Y sinh,...

### **III. Cách tiếp cận và phương pháp nghiên cứu**

- Nghiên cứu lý thuyết từ các công trình đã công bố về cơ cấu tự di chuyển. Sử dụng các nguyên lý cơ bản của cơ học, toán học và vật lý học ... để phát triển các mô hình toán học mô tả động lực học cơ hệ.

- Nghiên cứu mô phỏng: Mô phỏng tính toán trên phần mềm máy tính.

- Nghiên cứu thực nghiệm, sử dụng các phương pháp thiết kế thí nghiệm, quy hoạch và xử lý số liệu thực nghiệm. Xác định các tham số thực nghiệm cần thiết. Tiến hành kiểm chứng, đánh giá và hoàn chỉnh mô hình lý thuyết.

### **V. Cấu trúc của báo cáo**

Báo cáo được trình bày theo kết cấu gồm phần Mở đầu và năm chương. Phần Mở đầu giới thiệu tóm tắt về tính cấp thiết của đề tài; mục tiêu, nội dung và phạm vi nghiên cứu cũng như cách tiếp cận và phương pháp nghiên cứu.

Chương 1 trình bày thông tin tổng quan tài liệu từ các công bố khoa học liên quan đến thiết bị tự di chuyển, qua đó làm rõ hơn bối cảnh thực tế, các khoảng trống trong khoa học và tính cấp thiết của đề tài. Chương 2 trình bày các cơ sở lý thuyết và các kỹ thuật phân tích sẽ được sử dụng trong quá trình nghiên cứu đề tài. Chương 3 mô tả tiến trình thiết kế, triển khai xây dựng và thử nghiệm hệ thống thí nghiệm dùng cho nghiên cứu thực nghiệm. Tiếp theo, Chương 4 trình bày một số kết quả khảo sát thực nghiệm với các điều kiện vận hành khác nhau của thiết bị. Chương 5 trình bày những kết quả phát triển mô hình toán mô tả hệ thống mới được đề xuất, kết quả thực nghiệm kiểm chứng, phân tích động lực học và đánh giá tính ổn định của hệ thống. Cuối cùng là phần Kết luận về các kết quả nghiên cứu đã đạt được theo đăng ký ban đầu.



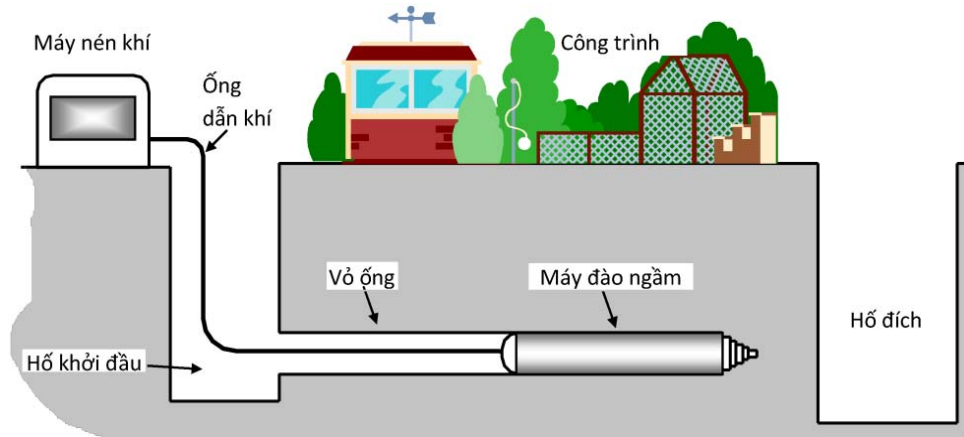
## CHƯƠNG 1.

### TỔNG QUAN CÁC NGHIÊN CỨU VỀ THIẾT BỊ TỰ DI CHUYỂN

#### 1.1. Thiết bị tự di chuyển - nguyên tắc làm việc

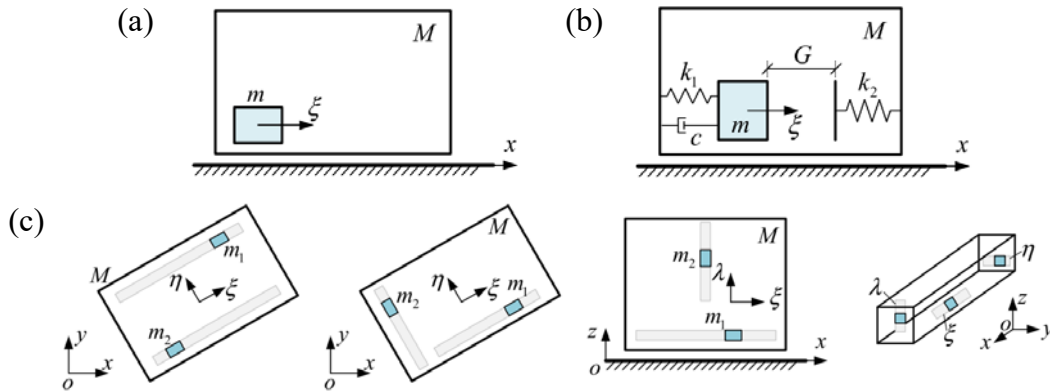
Thiết bị tự di chuyển khai thác tương tác lực giữa thân (vỏ) và môi trường để tạo chuyển động mà không cần có cơ cấu dẫn động ngoài. Nguyên lý hoạt động của thiết bị dạng này là tạo lực quán tính tác động lên vỏ rô-bốt nhờ một khối lượng dao động bên trong. Do không cần cơ cấu dẫn động bên ngoài nên có thể đóng gói toàn bộ hệ thống trong lớp vỏ ngoài trơn nhẵn, dẫn đến khả năng ứng dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau, trải rộng từ công nghiệp xây dựng đến các rô-bốt nội soi.

Trong công nghiệp xây dựng, máy đào ngầm ngang Moling (xem minh họa trên Hình 1.1 [4]) được dùng để tạo các đường ngầm nằm ngang mà không cần đào-lấp (Trenchless). Theo định nghĩa trong [5], kỹ thuật này "là một phương pháp không đào-lấp" dùng để lắp đặt các đường ống dẫn cáp tín hiệu, ống dẫn nước và các dạng ống khác có kích thước nhỏ.



Hình 1.1. Mô hình mô tả quá trình làm việc của máy đào ngầm ngang

Với khả năng tự di chuyển mà không cần cơ cấu dẫn động ngoài, nguyên tắc khai thác lực quán tính sinh ra bên trong cơ hệ được rất nhiều nhà khoa học quan tâm, đặc biệt là để chế tạo các robot được đóng gói (thường được gọi là capsobot) ứng dụng trong lĩnh vực Cơ y sinh. Hình 1.2 [6] minh họa tóm tắt hai nguyên tắc hoạt động chính của thiết bị tự di chuyển đã và đang nhận được nhiều quan tâm nghiên cứu của các nhà khoa học.



Hình 1.2. Các nguyên tắc hình thành dịch chuyển của cơ hệ nhờ tương tác giữa các khối lượng

Nguyên tắc thứ nhất là tự di chuyển nhờ rung động. Với nguyên tắc thứ nhất, khối lượng  $m$  chuyển động trong lòng khối lượng  $M$ , lực quán tính phát sinh khi  $m$  chuyển động có tác dụng làm cho khối lượng  $M$  (mang theo cả khối lượng  $m$ ) chuyển động, như mô tả trên Hình 1.2a. Nhằm nâng cao hiệu quả hoặc thay đổi hướng chuyển động, nguyên tắc này có thêm các biến thể phát triển thêm (như trên Hình 1.2c), trong đó sử dụng hai hoặc ba khối lượng dao động. Nguyên tắc thứ hai kết hợp rung động với va đập (Hình 1.2b), như đã giới thiệu ở trên. Dễ dàng nhận thấy sự khác biệt chủ yếu giữa hai nguyên tắc là ở chỗ có khai thác va đập hay không: nguyên tắc thứ nhất chỉ khai thác dao động thuần túy của khối lượng bên trong; nguyên tắc thứ hai khai thác cả dao động và va đập giữa hai khối lượng.

Một số kết quả nghiên cứu nổi bật của hai nhóm này sẽ được lần lượt trình bày trong các phần dưới đây.

## 1.2. Tổng quan các nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động không có va đập

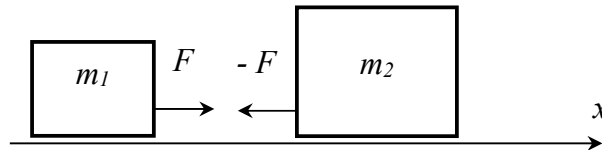
Có thể coi mô hình do Chernous'ko đề xuất năm 2002 [7] là khởi thủy của các thiết bị tự hành nhờ dao động tuần hoàn của khối lượng quán tính. Nguyên tắc hoạt động của mô hình tự di chuyển này được mô tả như trên Hình 1.3.

Trên Hình 1.3,  $m_2$  được coi là khối lượng chính (primary mass),  $m_1$  là khối lượng dao động hay khối lượng quán tính, thường được giả định nhỏ hơn khối lượng chính ( $m_1 < m_2$ ). Chernous'ko giả định rằng, nếu tác dụng một lực  $F$  tương

tác giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  sẽ làm phát sinh chuyển động tương đối giữa chúng. Giả thiết rằng ma sát sinh ra khi  $m_2$  chuyển động lớn hơn so với ma sát sinh ra khi  $m_1$  chuyển động. Dịch chuyển của hệ thống có thể được tạo ra khi lực quán tính lớn hơn lực ma sát giữa  $m_2$  và môi trường. Để nhận được chuyển động của hệ theo chiều dương của trục  $x$  (quy ước gọi là "phía trước"), cần điều khiển sao cho chuyển động tương đối giữa  $m_1$  và  $m_2$  tuân theo một tiến trình bốn bước như sau:

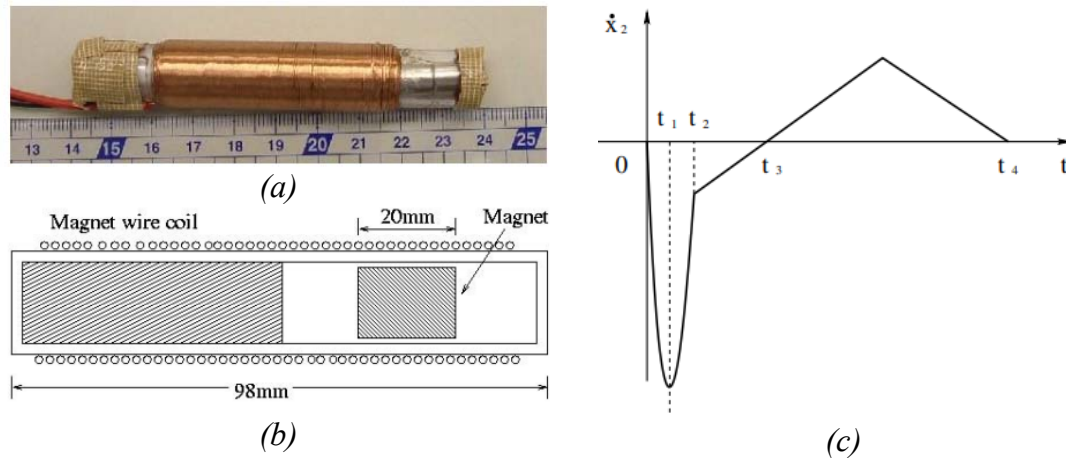
- ✓ Bước 1:  $m_1$  chuyển động nhanh dần về phía trước,  $m_2$  vẫn đứng nguyên;
- ✓ Bước 2: Sau khi đạt tốc độ cực đại  $m_1$  chuyển động chậm dần về phía trước, vì gia tốc thay đổi  $\rightarrow$  lực quán tính thay đổi, ràng buộc giữa hai khối lượng sẽ có thể làm  $m_2$  bắt đầu chuyển động nhanh dần về phía trước;
- ✓ Bước 3. Sau khi đi hết hành trình  $m_1$  đảo chiều và chuyển động nhanh dần theo hướng ngược lại, theo quán tính  $m_2$  có thể chuyển động chậm dần về phía trước;
- ✓ Bước 4. Sau khi đạt tốc độ cực đại  $m_1$  sẽ chuyển động chậm dần ngược lại,  $m_2$  có thể vẫn chuyển động chậm dần về phía trước.

Tiến trình bốn bước nói trên nếu lặp lại liên tục sẽ tạo được các chuyển động rời rạc, liên tiếp nhau và tiến về phía trước của hệ thống.



Hình 1.3. Mô hình mô tả nguyên tắc của hệ tự di chuyển gồm hai khối lượng

Chernous'ko và cộng sự [8] ứng dụng nguyên tắc chuyển động như mô tả trên Hình 1.3 để thiết kế một mô hình thực thiết bị tự di chuyển dạng capsobot. Hình 1.4 là ảnh chụp (a) và mô tả về kết cấu (b) cũng như sơ đồ điều khiển tốc độ của khối lượng bên trong nhằm nhận được chuyển động mong muốn của capsobot (c). Từ sơ đồ điều khiển này, mạch điều khiển cũng được nhóm nghiên cứu xây dựng. Tuy vậy, công bố này chưa chỉ rõ được khả năng chuyển động thực sự của capsobot với điều kiện môi trường xác định hoặc thay đổi.



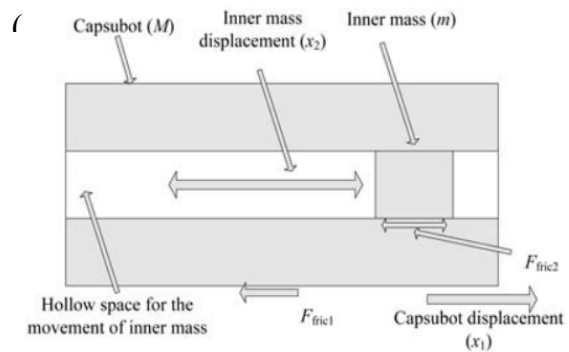
Hình 1.4. Mô hình thiết bị tự di chuyển (dạng capsobot) của Chernous'ko và cộng sự: (a) Ảnh chụp mô hình thực nghiệm; (b) Nguyên lý cấu tạo; (c) Sơ đồ điều khiển tốc độ khối lượng quán tính

Nhiều nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động không va đập với các mục tiêu khác nhau dựa trên mô hình Chernous'ko đã được thực hiện. Chẳng hạn, các nghiên cứu tiếp tục phát triển mô hình toán học thuần túy nhằm mô tả chính xác chuyển động của cơ hệ đồng thời điều khiển chuyển động cho cơ hệ có hai khối lượng [9-12] và cơ hệ có nhiều khối lượng [13, 14].

Điều khiển cơ cấu chấp hành (chuyển động của khối lượng quán tính) tạo ra chuyển động tương đối giữa các khối lượng để hệ thống tự di chuyển được coi là vấn đề quan trọng nhất với cơ cấu tự di chuyển nhờ rung động không có va đập. Các nghiên cứu cả ở dạng mô hình lý thuyết, mô phỏng cũng như thực nghiệm kiểm chứng đã được triển khai. Dưới đây tóm tắt một số kết quả nghiên cứu về cơ cấu tự di chuyển nhờ rung động.

M. Nazmul Huda và các cộng sự [15] đề xuất mô hình capsobot tự di chuyển sử dụng động cơ tuyến tính chuyển động thẳng đóng vai trò là khối lượng quán tính. Trên mô hình lý thuyết và mô hình thực nghiệm (Hình 1.5a), động cơ tuyến tính trượt trên thân capsobot có ma sát khô theo mô hình Coulomb. Để nâng cao hiệu quả làm việc, trên hai đầu trục của động cơ được gắn thêm hai quả nặng. Quá trình tự di chuyển của capsobot ứng với mỗi chu kỳ dao động gồm bốn bước, được điều khiển qua gia tốc của động cơ tuyến tính (Hình 1.5b). Bước (1), động cơ lùi về phía

sau với tốc độ lớn và cơ cấu tiến về phía trước. Bước (2), động cơ tiếp tục lùi nhưng giảm tốc và dừng hẳn sau đó đảo chiều chuyển động; ở cuối bước này, do lực ma sát lớn hơn lực tương tác nên capsobot dừng lại. Bước (3), động cơ tiến chậm về phía trước với gia tốc nhỏ, do ma sát lớn hơn lực tương tác nên capsobot vẫn đứng yên. Bước (4), động cơ tiến về phía trước với gia tốc lớn và capsobot cũng tiến về phía trước.



Các chữ/ký hiệu tiếng Anh trong hình: capsobot ( $M$ )- thân thiết bị; inner mass displacement ( $x_2$ )- chuyển động của động cơ tuyến tính; inner mass ( $m$ )- khối lượng động cơ tuyến tính; capsobot displacement ( $x_1$ )- chuyển động của capsobot.

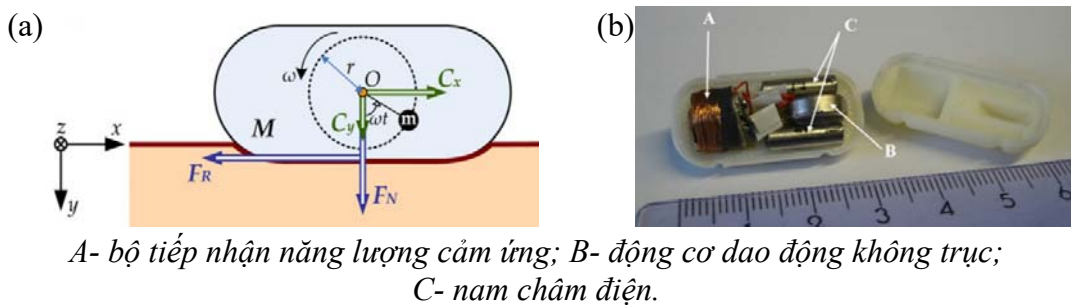
Hình 1.5. Ảnh chụp (a) và mô hình nguyên lý làm việc (b) thiết bị tự di chuyển nhờ rung động dùng động cơ tuyến tính; kết quả mô phỏng điều khiển chuyển động (c); so sánh kết quả thực nghiệm và mô phỏng gia tốc của động cơ tuyến tính (d).

Các tác giả đã đề xuất và áp dụng giải thuật điều khiển gia tốc cho trục động cơ, thực hiện mô phỏng chuyển động và kiểm chứng thực nghiệm. Kết quả kiểm chứng bằng thực nghiệm cho thấy, gia tốc của động cơ có sự sai khác rất lớn so với mô phỏng số. Mô hình này tiếp tục được M. Nazmul Huda và cộng sự phát triển bằng cách đóng gói trong chai nhựa để nghiên cứu khả năng bám quỹ đạo định trước và điều khiển chính xác chuyển động [16]. Ưu điểm chính của mô hình thiết bị tự di chuyển này là có thể di chuyển mà không dùng chân hoặc bánh xe. Tuy vậy, dễ dàng nhận thấy với mô hình này, để nhận được dịch chuyển của hệ thống cần áp dụng giải thuật điều khiển gia tốc của khối lượng dao động khá phức tạp. Các tác giả cũng chỉ mới quan tâm đến khả năng tiến của thiết bị. Các phân tích động lực học chi tiết chưa

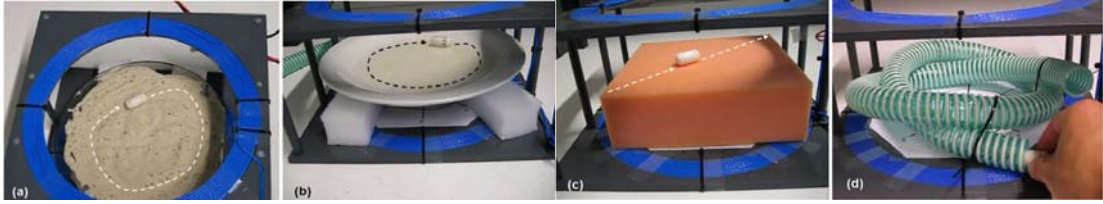
được thực hiện. Thêm nữa, mô hình này không khai thác được đặc tính cộng hưởng của các hệ dao động.

Nhiều nghiên cứu khác đã triển khai theo hướng khai thác các cơ cấu dao động tuần hoàn dựa trên nguyên tắc của hệ khối lượng-lò xo (mass-spring). Lò xo làm nhiệm vụ tích trữ năng lượng của một giai đoạn, sau đó giải phóng năng lượng trong giai đoạn kế tiếp, qua đó tạo ra chuyển động tuần hoàn của khối lượng. Một mô hình khá phổ biến khi nghiên cứu dao động trong thực nghiệm là sử dụng khối lượng lệch tâm quay đều trong thiết kế, chế tạo các capsobot tự dịch chuyển mà không cần chân hoặc bánh xe. Chu trình tích trữ năng lượng dưới dạng thế năng (khi quả nặng quay lên trên) rồi giải phóng dưới dạng động năng (khi quả nặng đi xuống) đóng vai trò như của một lò xo.

Trong đó, R. Carta và cộng sự [17] đã thiết kế và chế tạo mô hình thực nghiệm capsobot (Hình 1.6) sử dụng bánh lệch tâm quay tròn và các cuộn cảm ứng để kích thích dao động. Lực li tâm phát sinh khi khối lượng  $m$  quay sẽ có phương thay đổi liên tục. Bằng cách điều khiển tốc độ quay  $\omega$  của trục mang bánh lệch tâm theo các thông số kết cấu của cơ hệ, có thể nhận được các tốc độ dịch chuyển khác nhau của capsobot. Kết quả thực nghiệm cho thấy, capsobot có thể chuyển động trên bề mặt cát, trong môi trường chất lỏng, trên xốp và trong ống cao su (Hình 1.7). Tốc độ chuyển động của capsobot trên các môi trường cũng đã được ghi lại và so sánh với nhau. Tuy vậy, các phân tích về mô hình toán mô tả chuyển động và ứng xử động lực học chưa được triển khai trong nghiên cứu này. Ngoài ra, để capsobot chuyển động cần có nguồn cảm ứng kèm theo.



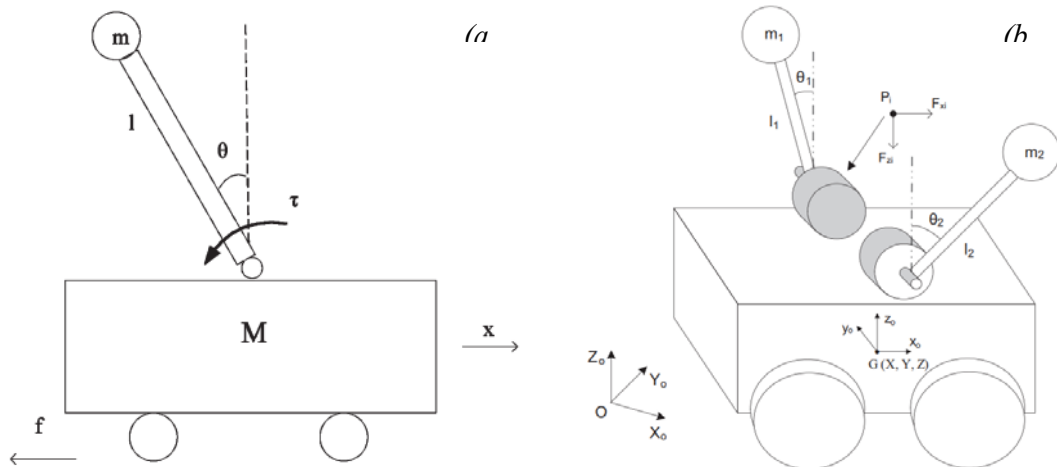
Hình 1.6. Mô hình thiết bị tự di chuyển của R. Carta và cộng sự, sử dụng khối lượng lệch tâm kích thích capsobot



Hình 1.7. Thí nghiệm di chuyển capsobot của R. Carta và cộng sự:

(a) trên cát; (b) trên nước; (c) trên dốc; (d) trên chất dẻo

H. Yu và cộng sự [18] nghiên cứu mô hình thiết bị di chuyển nhờ khối lượng lệch tâm dạng con lắc quay tròn gắn trên xe (Hình 1.8a). Từ mô hình động lực học, các tác giả đề xuất điều khiển chuyển động của thiết bị theo sáu bước. Các tham số khối lượng dao động, khối lượng xe, bán kính lệch tâm và ma sát Coulomb được sử dụng để thiết lập chương trình điều khiển nhằm xác định tốc độ dịch chuyển lớn nhất. Mô hình này sau đó tiếp tục được H. Yu và cộng sự [19] nghiên cứu phát triển để mở rộng khả năng điều khiển chuyển động bằng cách sử dụng hai khối lượng lệch tâm quay tròn (Hình 1.8b). Kết quả mô phỏng số cho thấy, thiết bị có thể di chuyển thẳng hoặc theo đường cong xác định.

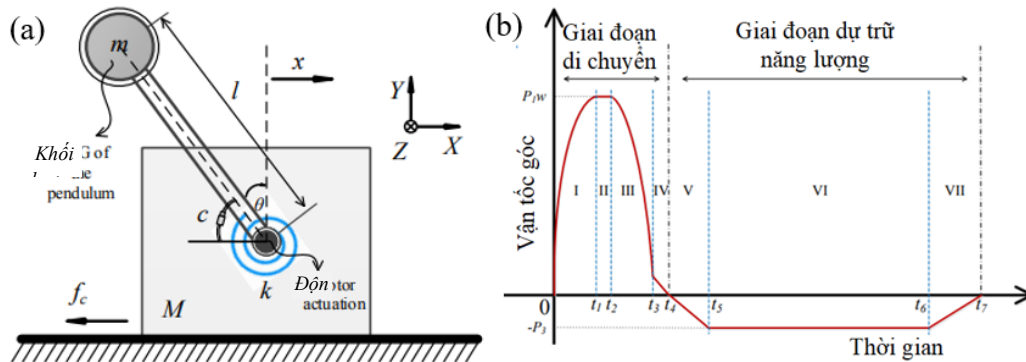


Hình 1.8. Mô hình thiết bị tự di chuyển dùng một (a) và hai (b) khối lượng quán tính quay tròn gắn trên xe.

Cũng sử dụng một khối lượng lệch tâm dạng con lắc quay tròn, tương tự mô hình trên Hình 1.8a, M. V. Golitsyna [20] lại đề xuất giải thuật điều khiển gồm bảy giai đoạn cho mỗi chu kỳ dao động của khối lượng bên trong. Mô phỏng số được sử dụng để xác định điều kiện nhận được tốc độ di chuyển lớn nhất của thiết bị. Tuy

nhiên, dễ dàng nhận thấy, các nghiên cứu [18-20] mới chỉ dừng ở nghiên cứu lý thuyết và mô phỏng số, chưa có các thí nghiệm kiểm chứng. Ngoài ra, phân tích ứng xử động lực cũng chưa được thực hiện để nhận diện được các tham số ảnh hưởng đến tính ổn định của thiết bị. Các điều kiện ma sát, lực cản cũng chưa được quan tâm, đánh giá.

Một số tác giả khác khai thác khối lượng lệch tâm theo nguyên lý con lắc dao động tuần hoàn. Chẳng hạn, Pengcheng Liu và cộng sự [21] đã thiết kế và chế tạo mô hình thực nghiệm sử dụng khối lượng lệch tâm, trong đó con lắc được gắn với thân thiết bị tự di chuyển thông qua một lò xo xoắn có độ cứng  $k$ , được kích thích tuần hoàn nhờ một động cơ bước, như trên Hình 1.9a. Các tác giả đề xuất mô hình điều khiển vận tốc góc của khối lượng lệch tâm theo bảy giai đoạn, như trên Hình 1.9b. Lượng dịch chuyển của robot cũng được mô phỏng và kiểm chứng bằng thực nghiệm theo mô hình vận tốc góc đã đề xuất (Hình 1.9b). Thuật toán điều khiển có phản hồi bám quỹ đạo của robot cũng đã được các tác giả xây dựng. Hạn chế của mô hình này là rô-bốt chỉ chuyển động theo một chiều (chiều tiến). Các phân tích sâu về ứng xử động lực học của hệ thống dao động cũng chưa được thực hiện.



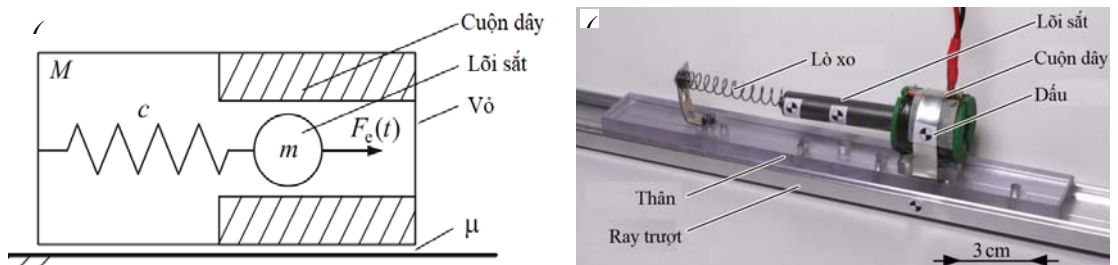
Hình 1.9. Mô hình vật lý (a) và mô hình điều khiển vận tốc góc (b) của thiết bị tự di chuyển dùng khối lượng lệch tâm

Pengcheng Liu và cộng sự dựa trên mô hình đã đề xuất trong [21] đã phát triển các nghiên cứu như: tối ưu hóa điều khiển thích nghi quỹ đạo và đề xuất bộ mã chương trình điều khiển mới [22]; mô phỏng và phân tích chi tiết tương tác ma sát động lực học [23] theo mô hình dính – trượt; phân tích chi tiết sự tạo thành chuyển



động và động lực học thiết bị tự di chuyển với sự tồn tại của cản nhớt [24]... Tuy vậy, hạn chế rất lớn trong các trình này là mô hình chưa được kiểm chứng bằng các kết quả thực nghiệm.

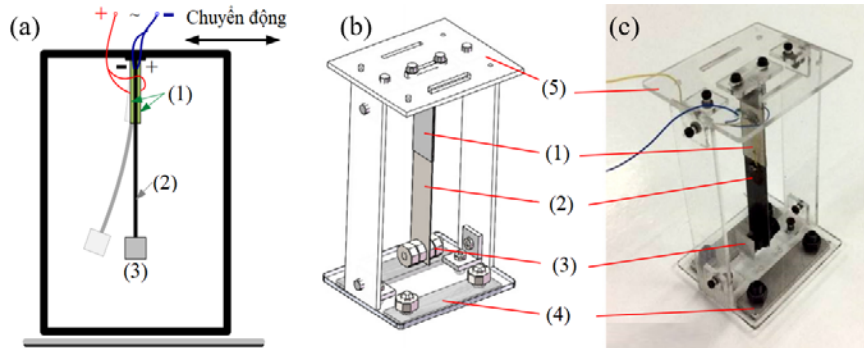
Ở một hướng nghiên cứu khác, Armen Nunuparov và cộng sự [25, 26] đã khai thác chuyển động tịnh tiến khứ hồi của hệ khối lượng - lò xo đặt nằm ngang như mô tả trên Hình 1.10a. Khối lượng dao động  $m$  là một lõi sắt được kích thích tuần hoàn bằng lực điện từ dạng xung vuông. Dòng điện một chiều được cấp gián đoạn cho cuộn dây của nam châm điện, qua đó phát sinh lực hút lõi sắt (khối lượng dao động) về phía cuộn dây. Thông số điều khiển chính là tỷ lệ giữa thời gian đóng điện  $T$  và thời gian chu kỳ của các xung  $\tau$  (duty cycle). Kết quả mô phỏng cho thấy, tốc độ dịch chuyển trung bình của hệ thống phụ thuộc mạnh vào các thông số điều khiển. Hiện tượng cộng hưởng xảy ra ở gần với tần số dao động tự nhiên của cơ hệ gây nên sự đảo chiều vận tốc. Kết quả mô phỏng cũng cho thấy tính chất đối xứng của vận tốc trung bình đối với chu kỳ cấp xung. Mô hình thí nghiệm đã được xây dựng, như trên Hình 1.10b, để kiểm chứng ảnh hưởng của cộng hưởng và đặc tính đối xứng của tốc độ trung bình. Các kết quả thực nghiệm đã xác nhận sự đối xứng vận tốc trung bình theo thời gian chu kỳ cấp xung. Hạn chế của nghiên cứu này là chưa phân tích sâu các đặc tính động lực học của hệ thống.



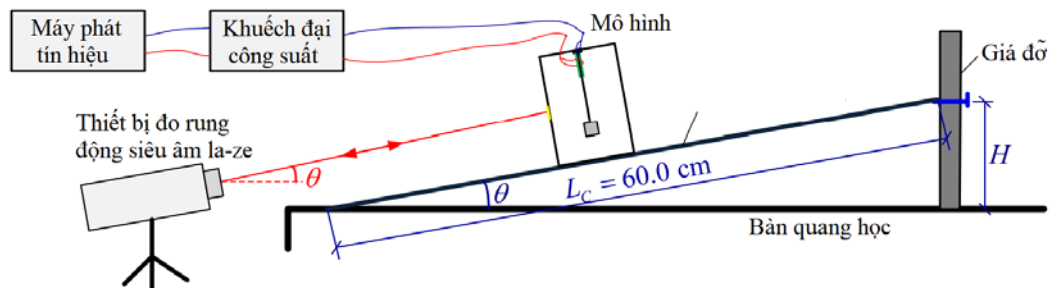
Hình 1.10. Mô hình hệ khối lượng - lò xo kích thích bằng xung lực điện từ

Một số nghiên cứu khác [6, 27, 28] khai thác đặc tính tương tác thuận nghịch của gốm áp điện PZT để tạo dao động cho khối lượng quán tính gắn trên đầu mút của một dầm công-xôn mỏng, như mô tả trên Hình 1.11 [27]. Các tác giả sử dụng mô hình ma sát dị hướng, ở đó lực ma sát theo chiều lùi về phía sau được giả thiết lớn hơn ma sát theo chiều tiến về phía trước. Thiết bị thí nghiệm được đặt trên mặt

phẳng nghiêng để phù hợp giả thiết này (xem Hình 1.12 [27]). Như vậy, hệ thống này mới chỉ có khả năng di chuyển xuống dốc (chuyển động theo một chiều), không có khả năng lên dốc.



1- Thanh PZT; 2- Dầm; 3- Khối lượng dao động; 4- Bàn trượt thép; 5- Khung nhựa  
Hình 1.11. Mô hình tạo lực kích thích bởi thanh PZT dẫn động cơ cấu tự di chuyển



Hình 1.12. Mô hình điều chỉnh và xác định lực ma sát (dị hướng) của thiết bị tự di chuyển trên mặt phẳng nghiêng

Có thể nhận thấy, nghiên cứu phát triển mô hình thiết bị tự di chuyển nhờ rung động không thuần túy, không khai thác và đập đã được triển khai theo nhiều khía cạnh khác nhau: phát triển mô hình vật lý tạo rung động và mô hình toán để mô tả chuyển động và điều khiển; phân tích ứng xử động lực học của hệ thống; đề xuất và phát triển các giải thuật điều khiển chuyển động và quỹ đạo di chuyển. Đặc biệt, xu hướng nghiên cứu thực nghiệm để kiểm chứng mô hình ngày càng được quan tâm. Trong thiết bị tự di chuyển nhờ rung động, chuyển động của khối lượng bên trong có thể được thực thi dựa trên các nguyên lý khác nhau, chẳng hạn sử dụng khối lượng lệch tâm, sử dụng động cơ tuyến tính, sử dụng hệ khối lượng - lò xo.... Yêu cầu chung là cần điều khiển được quy luật chuyển động của khối lượng quán tính

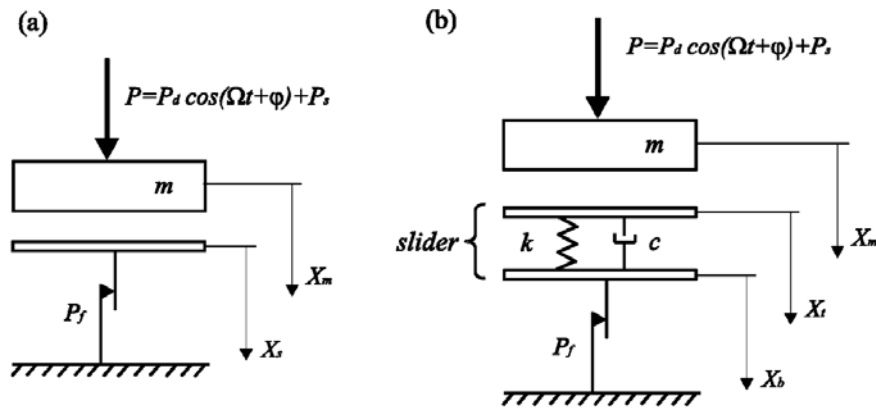
bên trong để nhận được chuyển động (tiến hoặc lùi) mong muốn của toàn hệ thống với vận tốc lớn nhất.

Các mô hình thực nghiệm hệ thống tự di chuyển nhờ rung động thuần túy có kết cấu khá đơn giản. Chiều chuyển động của thiết bị cũng có thể điều khiển được thông qua việc lựa chọn các thông số kết cấu và vận hành hợp lý. Tuy nhiên, để điều khiển được chiều chuyển động, các mô hình này đòi hỏi giải thuật điều khiển khá phức tạp [15, 16, 18-21, 24]. Trong nhiều trường hợp, kết cấu của hệ thống khá cồng kềnh, gây khó khăn cho việc thu gọn kích thước, chẳng hạn các mô hình sử dụng khối lượng lệch tâm dạng con lắc [15, 16, 18-20]. Hiệu ứng cộng hưởng cũng chưa thực sự được khai thác triệt để trong các mô hình này, đặc biệt là các mô hình sử dụng khối lượng lệch tâm. Ngoài ra, nhiều mô hình lý thuyết đã định tính nhận diện được vai trò của ma sát (lực cản) đối với quá trình chuyển động. Tuy vậy, ảnh hưởng của ma sát đến ứng xử động lực học của hệ thống vẫn chưa được đánh giá và kiểm chứng bằng thực nghiệm đầy đủ.

### **1.3. Tổng quan các nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có khai thác va đập**

Mô hình khai thác va đập kết hợp với trọng lực của hệ thống để tạo chuyển động đi xuống phía dưới theo phương thẳng đứng đã được áp dụng trong thực tế trên các máy đóng cọc từ những năm cuối thế kỷ 19 [29]. Tuy vậy, phải đến những năm đầu thế kỷ 20, việc mô hình hóa (như trên Hình 1.13a) và nghiên cứu động lực học mới được triển khai thực hiện bởi Krivstov và cộng sự [30, 31]. Trong mô hình động lực học, nhóm tác giả lần đầu tiên quan tâm đến ảnh hưởng của thành phần lực ma sát trượt  $P_f$ .

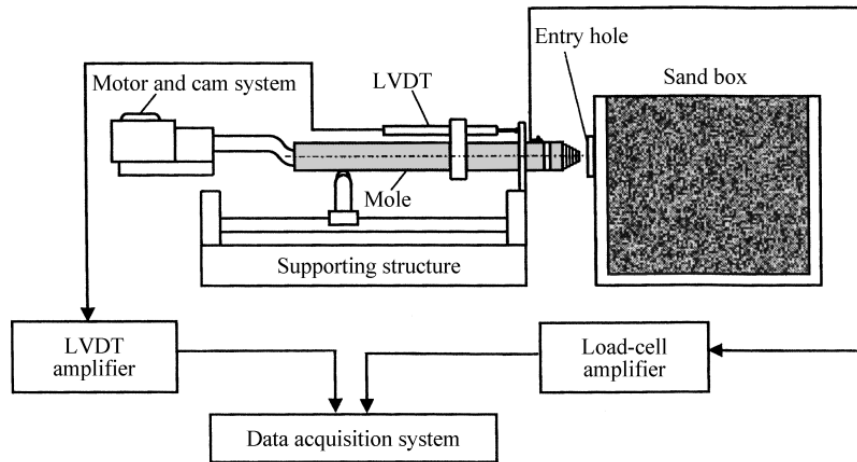
Năm 2001, Pavlovskaia và cộng sự [32] đề xuất một mô hình mới mô tả thiết bị tự dịch chuyển dựa trên nguyên tắc rung động kết hợp va đập (mô tả trên Hình 1.13b). Nhóm tác giả lần đầu tiên quan tâm đến đặc tính đàn hồi nhớt - đặc trưng bởi lò xo có độ cứng  $k$  và giảm chấn có hệ số cản  $c$ - tại bề mặt tiếp xúc giữa các khối lượng va đập. Nghiên cứu này có thể coi là khởi thủy của các thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có khai thác va đập.



Hình 1.13. Mô hình vật lý của máy khoan và đập của Krivstov và cộng sự (a); mô hình máy khoan và đập do Pavlovskaja cùng cộng sự đề xuất và phát triển (b).

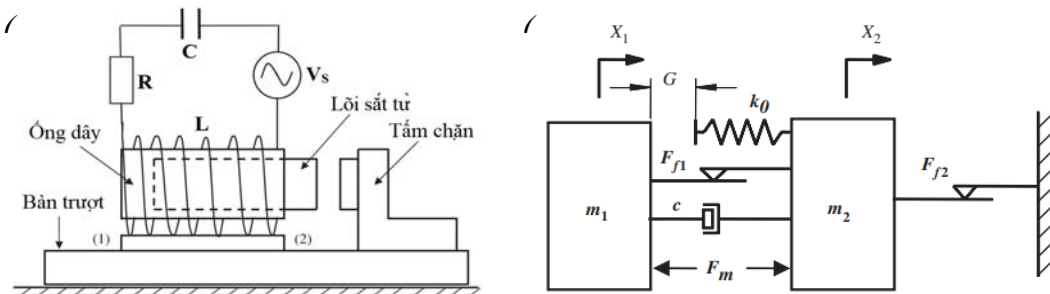
Dựa trên mô hình toán học đã công bố [32], mô hình thí nghiệm đầu tiên về thiết bị tự di chuyển của Pavlovskaja và cộng sự đã được xây dựng vào năm 2003 [33] với định hướng ứng dụng cho máy đào hàm ngang (moling), như mô tả trên Hình 1.14. Các tác giả sử dụng cơ cấu cam tạo chuyển động tuần hoàn cho khối lượng quán tính, tần số kích thích thay đổi bằng cách thay đổi tốc độ động cơ dẫn động cam. Ứng xử động lực học của thiết bị tự di chuyển này đã được nghiên cứu. Tuy vậy, mô hình thực nghiệm này đòi hỏi phải tác dụng một lực ép tĩnh xác định lên cơ cấu nên khó triển khai trong thực tế. Ngoài ra, nghiên cứu mới chỉ quan tâm đến khả năng di chuyển về một phía, cùng chiều với lực ép tĩnh. Bên cạnh đó, ảnh hưởng của lực ma sát đến quá trình chuyển động cũng chưa được xem xét, khảo sát một cách chi tiết.

Năm 2007, một mô hình thực nghiệm thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập mới sử dụng dao động của lõi sắt trong lòng ống dây của mạch cộng hưởng RLC đã được triển khai [34]. Lực điện từ được nhóm nghiên cứu tạo ra trong lòng ống dây (Hình 1.15a) đóng vai trò như một lò xo điện từ phi tuyến, nhờ đó tạo ra cơ chế rung động - va đập giúp thiết bị di chuyển. Mô hình vật lý của thiết bị và mạch cộng hưởng RLC tạo nên dao động tuần hoàn cho khối lượng quán tính được mô tả trên Hình 1.15b. Tốc độ di chuyển của thiết bị dưới tác dụng của một số cấp độ lực ma sát đã được khảo sát. Tuy vậy, ma sát cản trở chuyển động cũng mới chỉ được khảo sát định tính với hai mức cường độ, lớn và nhỏ.



Các từ/thuật ngữ tiếng Anh: motor and cam system- hệ thống động cơ và cam; LVDT- cảm biến dịch chuyển; mole- mũi khoan; supporting structure- kết cấu dẫn đỡ; Load-cell- cảm biến lực tĩnh; amplifier- bộ khuếch đại; sand box- hộp cát; entry hole: lỗ đào.

Hình 1.14. Mô hình thí nghiệm hệ thống tự di chuyển theo phương ngang dựa trên nguyên lý rung động - va đập

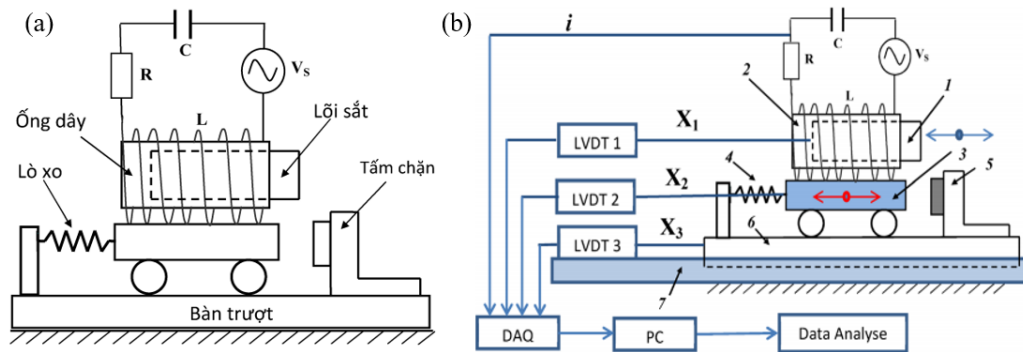


Hình 1.15. Mạch RLC (a); mô hình vật lý (b); ảnh chụp mô hình thực nghiệm cơ cấu tự di chuyển RLC (c) và đồ thị lượng dịch chuyển theo thời gian (b).

Dao động tuần hoàn của khối lượng bên trong được kích thích bởi mạch cộng hưởng RLC tiếp tục khai thác và phát triển trong nhiều nghiên cứu sau đó. Trong các công bố sau đó [35-37], nhóm nghiên cứu đã bổ sung ro-le trạng thái mắc nối tiếp với mạch RLC để biến đổi nguồn kích thích được thành dạng xung, mỗi xung chứa một số chu kỳ sóng sin tần số 50 Hz. Để khai thác thêm đặc tính cộng hưởng, giữa khối lượng quán tính và thân thiết bị được kết nối bằng một lò xo (hệ khối lượng - lò xo). Nhờ vậy, cường độ lực va đập và tốc độ di chuyển của thiết bị đã

được cải thiện đáng kể.

Năm 2017, trên cơ sở phát triển mô hình thiết bị tự di chuyển sử dụng cuộn RLC kích thích, nhóm nghiên cứu tại Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp (TNUT) - Đại học Thái Nguyên tiếp tục cải tiến và có thêm những công bố mới [38]. Mô hình này được nhóm đặt tên là RCL09. Sơ đồ mạch RLC và sơ đồ khối thí nghiệm của thiết bị tự di chuyển RCL09 được minh họa trên Hình 1.16. Trong mô hình này, ống dây (2) của mạch RLC không đặt trực tiếp lên bàn trượt - thân thiết bị (6) mà đặt lên một xe con (3), xe con này đóng vai là khối lượng dao động. Lò xo (4) được sử dụng để kết nối xe con và thân thiết bị. Khi ống dây được cấp điện, lõi sắt (1) dao động sẽ làm cho xe con dao động và va đập với thân thiết bị (bàn trượt) thông qua tấm chặn (5), nhờ đó thiết bị sẽ được đẩy về phía trước. Mô hình thực nghiệm đã được nhóm nghiên cứu xây dựng và kiểm chứng kết quả lý thuyết. Những cải tiến của mô hình này so với mô hình trước đây đã mang lại hiệu quả rất rõ rệt. Cùng với một điện áp cấp, tốc độ dịch chuyển của thiết bị tăng lên sáu lần so với kết quả công bố trong [34]. Tuy vậy, hệ thống này cũng tồn tại nhược điểm lớn là kết cấu cồng kềnh, phức tạp. Việc lựa chọn hệ số ma sát giữa thân thiết bị và môi trường lớn chỉ để so sánh với các kết quả công bố trong [34] mà không có những khảo sát ở trường hợp ma sát khác.



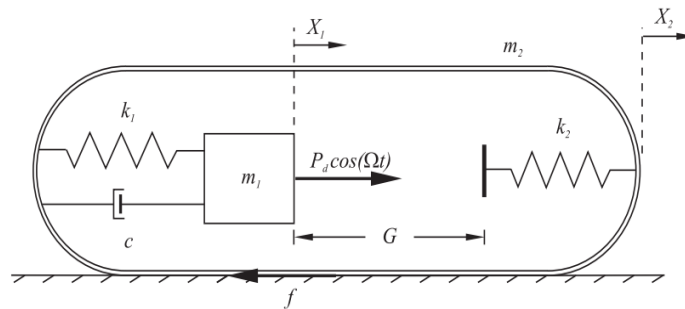
Hình 1.16. Sơ đồ nguyên lý làm việc (a)

và sơ đồ khối thí nghiệm (b) của cơ cấu tự di chuyển RCL09

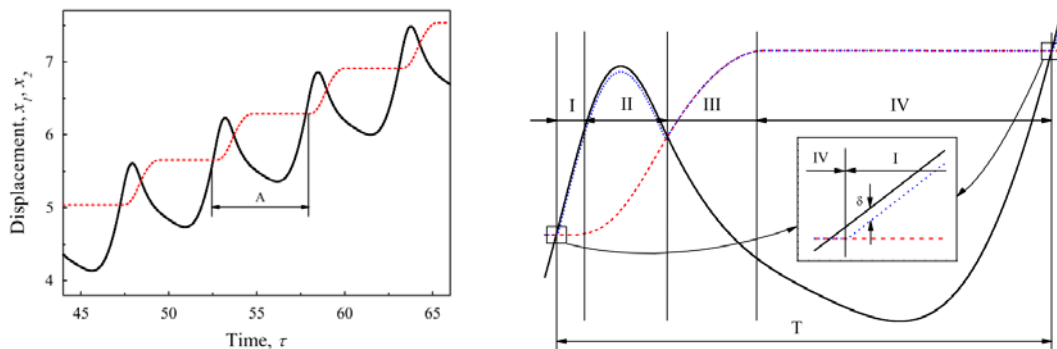
Mô hình cơ cấu tự di chuyển khai thác rung động và va đập sử dụng mạch cộng hưởng RLC có những ưu điểm lớn như có thể tạo nên lực va đập lớn, dễ dàng sử dụng điện áp kích thích có tần số 50 Hz thông thường... Tuy vậy, kết cấu thiết bị

phức tạp nên để thu nhỏ kích thước nhằm mở rộng khả năng ứng dụng sang kích cỡ mini gặp nhiều khó khăn. Ngoài ra, việc dùng nguồn điện xoay chiều thông thường cũng là một trở ngại khi muốn thay đổi tần số kích thích nhằm nghiên cứu sâu hơn các đáp ứng động lực học và điều khiển chiều chuyển động của hệ thống ở các dải tần số kích thích khác. Vì vậy, nhiều mô hình kích thích dao động khác đã được triển khai nghiên cứu đồng thời với mô hình RLC nhằm mục tiêu ứng dụng cho các capsbot, chẳng hạn sử dụng động cơ tuyến tính hoặc sử dụng các bộ phát rung chuyên dụng...

Mô hình thiết bị tự di chuyển khai thác và đập mang tính khái quát được mô tả trên Hình 1.17 và đã được triển khai trong một số nghiên cứu lý thuyết [39-41]. Trong mô hình trên Hình 1.17, khối lượng quán tính  $m_1$  được kích thích bằng một lực điều hòa và dao động trong lòng khối lượng  $m_2$  (thân thiết bị), một lò xo tuyến tính có độ cứng  $k_1$  liên kết hai khối lượng. Bộ phận tiếp nhận lực va đập cũng được mô hình hóa như một lò xo tuyến tính với độ cứng  $k_2$ .



Hình 1.17. Mô hình vật lý capsbot sử dụng nguyên tắc rung động và va đập



Hình 1.18. Mô hình tạo chuyển động của thiết bị tự di chuyển khai thác nguyên tắc rung động và va đập

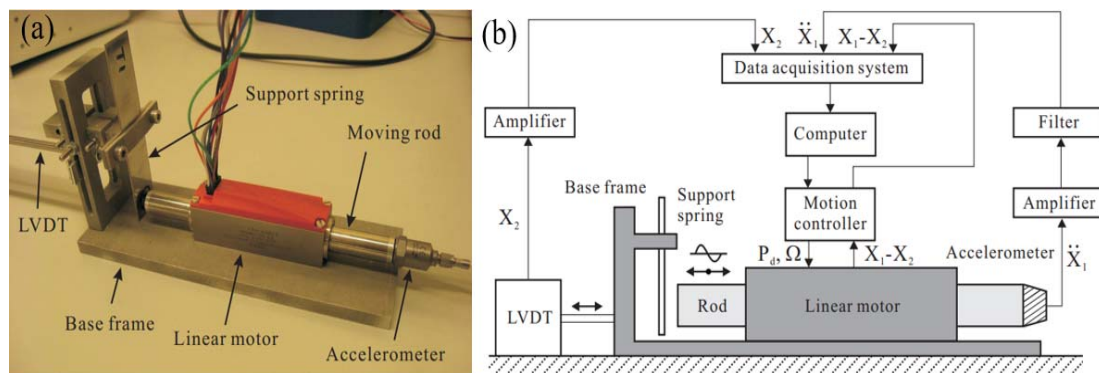
Trong nghiên cứu [39], mô hình ma sát Coulomb đã được sử dụng để mô phỏng chuyển động, phân tích ứng xử động lực học của cơ hệ cũng như năng lượng tiêu hao. Ảnh hưởng của các thông số kết cấu như độ cứng lò xo, độ cứng va đập, hệ số giảm chấn, tỉ lệ giữa các khối lượng... và các thông số vận hành như tần số kích thích, biên độ lực kích thích được khảo sát. Về nguyên lý di chuyển, ứng với mỗi chu kỳ kích thích, khối lượng quán tính cũng trải qua bốn giai đoạn (như mô tả trên Hình 1.18) mà không cần áp dụng bất kỳ giải thuật điều khiển phức tạp nào. Kết quả phân tích ứng xử động lực học theo các thông số khảo sát cho thấy, hệ thống hầu như chỉ có chuyển động ổn định với chu kỳ đơn (Period-1 motion), không xuất hiện chuyển động hỗn loạn. Tuy vậy, kết quả phân tích chuyển động cũng chưa cho thấy khả năng chuyển động theo chiều lùi của thiết bị, hoặc có thể chuyển động theo chiều lùi nhưng tốc độ rất nhỏ so với theo chiều tiến.

Ứng xử động lực học của mô hình capsbot này tiếp tục được nghiên cứu phát triển và so sánh, sử dụng các mô hình ma sát khác nhau [40], gồm: ma sát Coulomb, ma sát Coulomb nhớt, ma sát Coulomb - Stribeck, ma sát bảy thông số. Trong nghiên cứu này, tỉ lệ khối lượng  $m_2/m_1$  được các tác giả khảo sát trong khoảng 0.1-0.6. Kết quả nghiên cứu [40] cho thấy, ứng xử động lực học của hệ thống hầu như không thay đổi, dạng chu kỳ đơn, với các mô hình ma sát Coulomb và Coulomb nhớt. Với hai mô hình ma sát này, chiều chuyển động có thể nhận được thông qua việc thay đổi của biến điều khiển là độ cứng lò xo. Ngoài ra, cơ chế ma sát ít bị ảnh hưởng đến ứng xử động lực học của hệ thống khi khối lượng quán tính  $m_1$  nhỏ hơn khối lượng thiết bị  $m_2$ . Ngoài ra, mô hình ma sát Coulomb phù hợp nhất và có thể được sử dụng trong nghiên cứu thực nghiệm khi tỉ lệ khối lượng  $m_2/m_1$  đủ lớn. Nhóm nghiên cứu tiếp tục phát triển mô hình lý thuyết nhằm nhận dạng và lựa chọn biến điều khiển để nhận được chuyển động tiến lùi với tốc độ mong muốn [41]. Trong công bố [41], biến điều khiển  $k_p$  được xác định qua các thông số vận hành và thông số kết cấu. Kết quả cho thấy, cường độ lực kích thích nhỏ hơn ngưỡng lực ma sát thì hệ thống chủ yếu thể hiện ứng xử động lực học hỗn loạn. Khi cường độ lực kích thích lớn hơn ngưỡng ma sát, hệ thống làm việc ở chế độ chuyển động điều



hòa ổn định. Ứng xử động lực học của hệ thống tương tự nhau khi biên độ của lực kích thích gần bằng lực ma sát trong cả bốn mô hình ma sát đã được khảo sát trước đây trong. Ngoài ra, cường độ lực ma sát càng lớn thì ứng xử động lực học càng trở nên ổn định và tốc độ di chuyển của cơ hệ lớn hơn.

Nghiên cứu thực nghiệm kiểm chứng các kết quả phân tích lý thuyết của công bố [39],[40] nói trên đã được triển khai năm 2015 trong [42]. Mô hình thí nghiệm thiết bị tự di chuyển sử dụng một động cơ tuyến tính chuyển động thẳng và sơ đồ thu thập dữ liệu thí nghiệm được mô tả trên Hình 1.19. Trong mô hình thực nghiệm này, động cơ tuyến tính được kích thích bằng một dòng điện hình sin, tạo nên chuyển động tuần hoàn của lõi (trục) động cơ theo phương ngang. Va đập của trục động cơ với tấm chặn đàn hồi tạo nên dịch chuyển cho hệ thống.



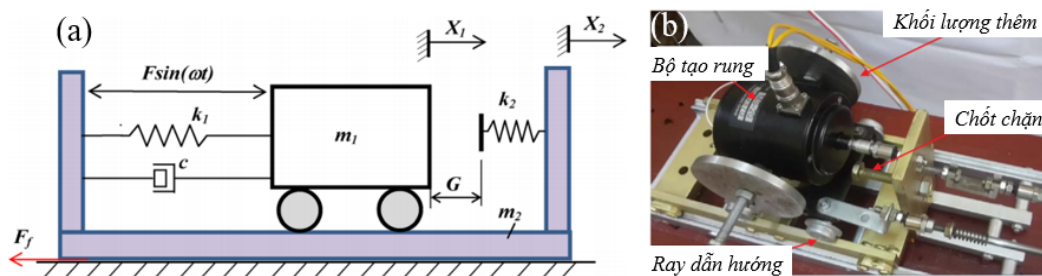
Các ký hiệu tiếng Anh: base frame- khung; linear motor- động cơ tuyến tính; rod- trục động cơ; support spring- lò xo chịu va chạm; amplifier- bộ khuếch đại; filter- lọc nhiễu; motion controller- điều khiển tốc độ động cơ; computer- máy tính; data acquisition system- bộ thu thập dữ liệu; accelerometer- gia tốc kế.

Hình 1.19. Mô hình thí nghiệm thiết bị tự di chuyển sử dụng động cơ tuyến tính (a) và sơ đồ khối đo các tham số của hệ thống (b)

Bài toán phân tích động lực học đã được kiểm nghiệm và phát triển nhằm đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu  $k_2$ , các thông số vận hành  $f$  và  $P_d$  đến ứng xử động lực học của cơ hệ. Kết quả thực nghiệm [42] cho thấy, biên độ lực kích thích lớn có thể không cải thiện được tốc độ dịch chuyển của capsobot và tồn tại chế độ làm việc tối ưu tương ứng với các bộ tham số kết cấu, tham số vận hành khác

nhau. Mô hình thực nghiệm này đã được tiếp tục phát triển và tối ưu hóa tham số lực kích thích (gồm tần số và biên độ), hình dáng hình học của capsbot để lực cản nhỏ nhất và nhận được tốc độ di chuyển nhanh nhất cho cơ hệ [43]. Tuy vậy, trong các nghiên cứu [39-43], do khối lượng dao động (trục động cơ) không được kết nối với hệ thống (thân thiết bị) bởi lò xo thực cho nên đặc tính dao động của hệ khối lượng - lò xo cũng chưa được khai thác hết. Bài toán điều khiển chiều chuyển động của thiết bị vẫn cần phải các tham số kết cấu nên việc ứng dụng vào thực tế gặp nhiều khó khăn và không được giải quyết triệt để.

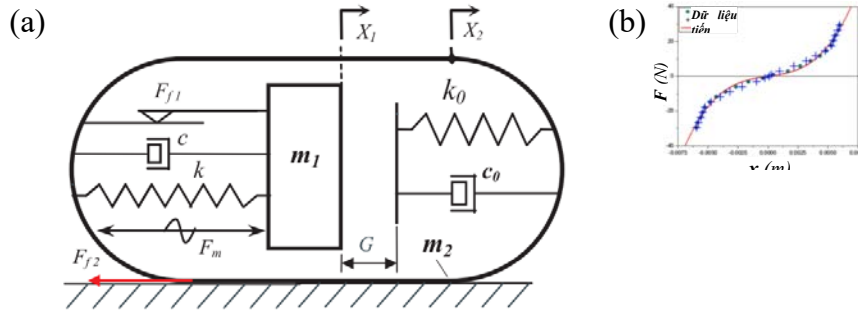
Nhằm khai thác đặc tính dao động và cộng hưởng của hệ khối lượng - lò xo, nhóm nghiên cứu tại TNUT cũng đã phát triển hệ thống thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có va đập [44, 45],.. Trong đó, nhóm sử dụng thiết bị tạo rung điện động lực học cỡ nhỏ (mini electro-dynamic shaker). Mô hình vật lý và ảnh chụp mô hình thí nghiệm thực của hệ thống tự di chuyển trong nghiên cứu [44] được thể hiện như trên Hình 1.20. Trong công bố này, các tác giả coi như lò xo nối giữa hai khối lượng là tuyến tính với độ cứng  $k_1$ . Bộ phận tiếp nhận va đập giữa khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  được mô hình hóa bằng một lò xo tuyến tính với độ cứng  $k_2$ . Khối lượng dao động  $m_1$  có thể thay đổi bằng cách bổ sung thêm các quả nặng. Ảnh hưởng đồng thời của khối lượng dao động  $m_1$  và tần số kích thích đã được khảo sát. Kết quả nghiên cứu cho thấy, tần số kích thích tối ưu (để nhận được vận tốc di chuyển lớn nhất) giảm khi khối lượng dao động  $m_1$  tăng.



Hình 1.20. Mô hình vật lý (a) và ảnh chụp mô hình thực (b) của hệ thống thí nghiệm dùng thiết bị phát rung động lực học

Những nghiên cứu thực nghiệm và lý thuyết sâu hơn về đặc tính động lực học của thiết bị tự di chuyển tiếp tục được nhóm nghiên cứu TNUT triển khai và công

bổ trong [45]. Trong đó, đặc tính phi tuyến của lò xo được mô hình hóa ở dạng bậc ba lẻ, tương tự như hệ dao động Duffing. Do các lò xo trong thực tế đều có tính phi tuyến, nên nghiên cứu ứng xử cơ học của hệ Duffing mang lại tính thực tế cao hơn so với các mô hình sử dụng lò xo tuyến tính. Hình 1.21 mô tả mô hình vật lý và đường cong thể hiện đặc tính phi tuyến của lò xo trong cơ hệ này. Kết quả thực nghiệm và mô phỏng cho thấy sự tương đồng cao trong kết quả, do đó mô hình này có thể sử dụng để phân tích ứng xử động lực học và dự đoán tốc độ di chuyển của hệ thống. Bên cạnh đó, thiết bị tự di chuyển này cũng thể hiện khả năng chuyển động theo tiến hoặc theo lùi theo mong muốn thông qua việc lựa chọn cẩn thận các tham số kết cấu và vận hành của cơ hệ.

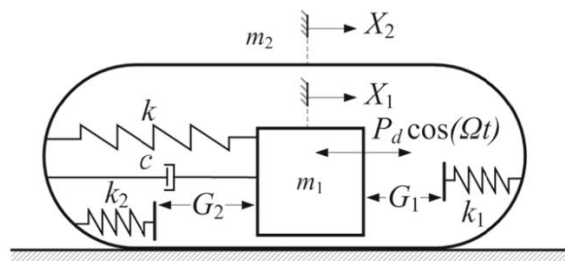


Hình 1.21. Mô hình vật lý thiết bị tự di chuyển dùng hệ lò xo Duffing (a) và đường cong thể hiện đặc tính phi tuyến của lò xo trong cơ hệ (b)

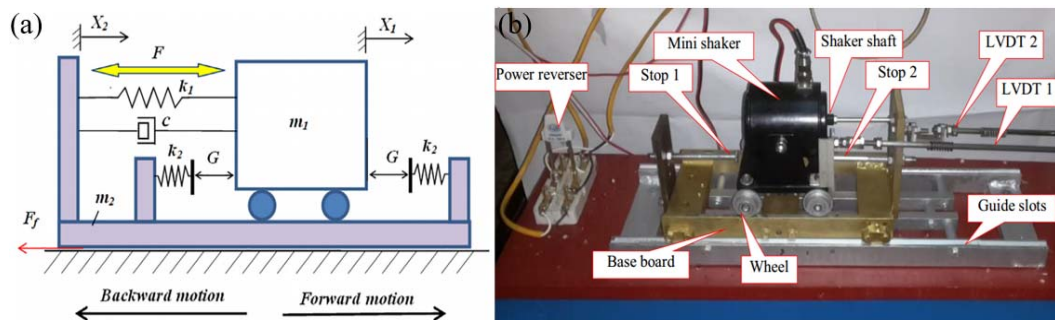
Như đã phân tích ở trên, một trong những yêu cầu của hệ thống tự di chuyển dạng capsbot là khả năng đổi hướng chuyển động, nghĩa là thiết bị có thể tiến về phía trước hoặc lùi lại theo yêu cầu. Đối với thiết bị tự di chuyển nhờ rung động và va đập, khi chỉ xảy ra va đập về phía trước, các nghiên cứu lý thuyết cho thấy có thể điều khiển hướng chuyển động của hệ thống lựa chọn giải pháp thay đổi thông số kết cấu hoặc thông số vận hành [39-41]. Một số nghiên cứu thực nghiệm áp dụng giải pháp lựa chọn thông số vận hành như thay đổi biên độ lực kích thích [42, 43] hoặc thay đổi tần số kích thích [44, 45]; hoặc thông số kết cấu như tỉ lệ khối lượng  $m_2/m_1$  [42, 45]. Tuy nhiên, việc thay đổi thông số kết cấu đối với mô hình thực khi thiết bị đang làm việc là không thể. Trong khi đó, để tiếp tục khai thác ảnh hưởng tích cực của va đập, gần đây một số nghiên cứu đã đề xuất và thử nghiệm mô hình

rung động và tạo ra va đập ở cả hai phía [46-48].

Năm 2017, Yang Liu và cộng sự [46] đã công bố một số kết quả nghiên cứu lý thuyết so sánh ứng xử động lực học và tốc độ di chuyển giữa hai mô hình rung động kết hợp va đập theo cả một phía và hai phía. Trong mô hình vật lý của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động và va đập theo hai phía (xem Hình 1.22 [46]), chốt va đập trên thân cơ cấu (khối lượng  $m_2$ ) được mô hình hóa bằng các lò xo tuyến tính, độ cứng lần lượt theo chiều tiến là  $k_1$  và theo chiều lùi là  $k_2$ . Hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  được liên kết với nhau bằng lò xo tuyến tính có độ cứng  $k$ . Kết quả mô phỏng số cho thấy, chiều chuyển động của thiết bị có thể thay đổi bằng cách thay đổi tỉ lệ khối lượng  $m_1/m_2$ ; thay đổi tần số và biên độ lực kích thích; thay đổi khoảng cách va đập  $G_1$  và  $G_2$  giữa hai khối lượng.



Hình 1.22. Mô hình vật lý capsuobot khai thác rung động - va đập theo hai phía



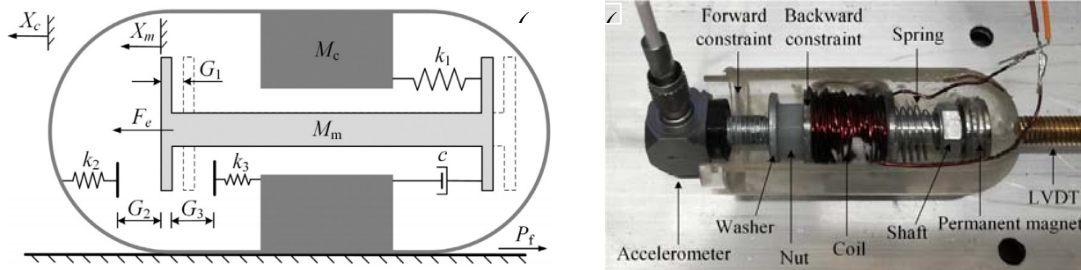
Các ký hiệu tiếng Anh: base board- thân cơ cấu; wheel- bánh xe; guide slots- dẫn hướng; stop- chốt va chạm; mini shaker- thân bộ tạo rung; shaker shaft- trục bộ tạo rung; power reverser- cầu dao đảo chiều; forward- tiến; backward- lùi.

Hình 1.23. Mô hình vật lý thiết bị tự di chuyển khai thác va đập hai phía (a) và ảnh chụp hệ thống thiết bị thí nghiệm (b)

Mô hình thực nghiệm đầu tiên về hệ thống tự di chuyển nhờ rung động và va đập theo cả hai phía, có thể đảo chiều đơn giản bằng cách đảo chiều dòng điện kích thích, đã được nhóm nghiên cứu của TNUT phát triển năm 2018 [47]. Hệ thống thực nghiệm có mô hình vật lý như trên Hình 1.23a và ảnh chụp như trên Hình 1.23b. Hệ thống này được kích thích bởi nguồn phát xung dạng chữ nhật có tần số điều khiển được nhờ một máy phát hàm và rơ-le trạng thái. Trong [47], ảnh hưởng của các thông số vận hành như tần số và biên độ lực kích thích và của các thông số kết cấu như khoảng cách va chạm và tỉ lệ khối lượng  $m_2/m_1$  đến ứng xử động lực học và tốc độ chuyển động của hệ thống đã được nghiên cứu chi tiết, cả ở góc độ mô phỏng và thực nghiệm. Kết quả cho thấy, ứng xử động lực học của hệ thống có thể ở chế độ hỗn loạn hoặc ổn định, tùy thuộc vào giá trị các tham số. Cơ cấu sẽ chuyển động với tốc độ lớn nhất khi khối lượng bên trong có dao động ổn định.

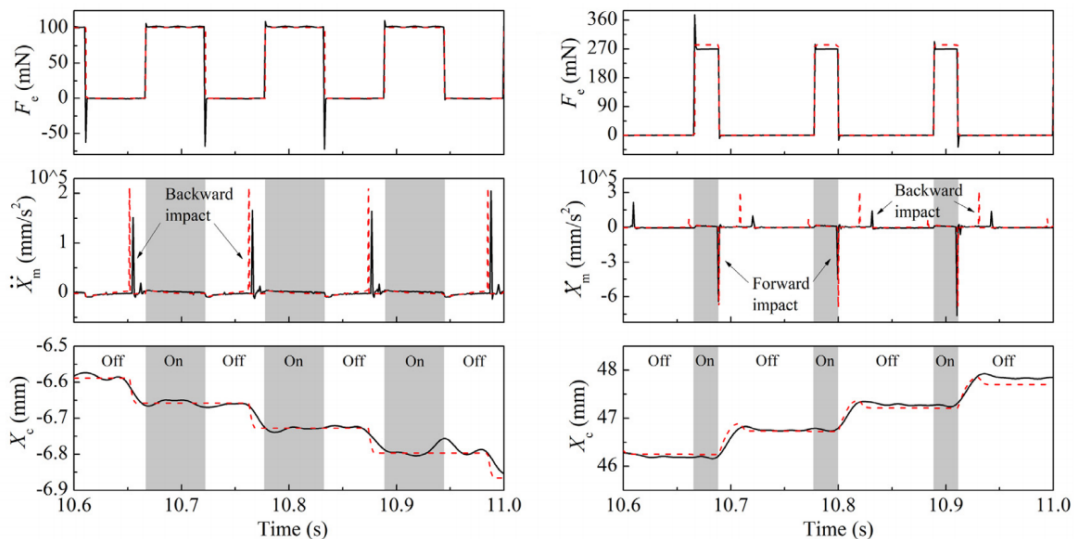
Năm 2020, trên cơ sở mô hình toán cơ cấu tự di chuyển nhờ rung động và va đập hai phía đã đề xuất trong [46], Yang Liu và cộng sự [48, 49], triển khai nghiên cứu chi tiết về ứng xử động lực học của hệ thống. Mô hình vật lý, mô hình thực và sơ đồ kết khối thí nghiệm đã được các tác giả xây dựng, như mô tả trên Hình 1.24. Khối lượng quán tính  $M_m$ , được kích thích bằng lực điện từ tạo bởi điện áp biến thiên dạng xung chữ nhật và do đó, dao động trong lòng capsbot  $M_c$ . Tốc độ chuyển động của capsbot và tiêu hao năng lượng được khảo sát bằng cách thay đổi tần số kích thích, biên độ lực kích thích và tỉ lệ chu kỳ cấp xung (xem Hình 1.25). Hai bề mặt tiếp xúc khác nhau, một bề mặt là tấm nhôm phẳng, một là nửa ống có ma sát nhỏ hơn, đã được thử nghiệm để xem xét ứng xử của cơ hệ trong hai mức ma sát. Kết quả cũng cho thấy, ma sát giữa vỏ capsbot và môi trường đóng vai trò đặc biệt quan trọng đối với chuyển động của thiết bị. Ngoài ra, để đảm bảo hiệu quả, ma sát phải đủ lớn, nếu ma sát quá nhỏ thì capsbot sẽ không thể di chuyển được hoặc di chuyển lùi. Phân tích động lực học cho thấy, capsbot làm việc ở chế độ ổn định chu kỳ đơn hoặc chu kỳ đôi. Ngoài ra, va chạm hai phía có thể tạo lực va đập đủ lớn để thắng lực cản môi trường làm cho capsbot chuyển động theo chiều tiến hoặc chiều lùi. Tuy nhiên, hai mức cường độ ma sát cũng chỉ được đánh giá định tính,

chưa được khảo sát định lượng như một tham số ảnh hưởng.



Các ký hiệu/thuật ngữ tiếng Anh: backward constraint- giới hạn và chạm phía sau; forward constraint- giới hạn và chạm phía trước; spring- lò xo; accelerometer- gia tốc kế; washer- vòng đệm; nut- đai ốc; coil- cuộn dây; shaft- trục capsbot; permanent magnet- nam châm vĩnh cửu; LVDT- cảm biến dịch chuyển.

Hình 1.24. Mô hình vật lý (a); ảnh chụp (b); sơ đồ khối thí nghiệm (c) và sơ đồ mạch động lực (d) capsbot mini tự di chuyển nhờ rung động và va đập hai phía



Hình 1.25. Đồ thị lượng dịch chuyển theo thời gian ứng với: chuyển động lùi (bên trái); chuyển động tiến (bên phải)

#### 1.4. Kết luận Chương 1

Qua phân tích các công bố khoa học gần đây, các đề tài gần đây trong cùng lĩnh vực, có thể nhận thấy, nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động (không hoặc có khai thác va đập) đã và đang tiếp tục là một hướng nhận được rất nhiều sự quan tâm của các nhà khoa học. Các nghiên cứu đã tiếp cận theo nhiều góc

độ khác nhau như: đề xuất thiết kế mới và/hoặc cải tiến thiết kế hiện có, chế tạo thử nghiệm mô hình thực nghiệm, phát triển mô hình và giải thuật điều khiển, cải tiến cơ cấu tạo rung động và khai thác va đập, phân tích ứng xử động lực học của hệ thống... Một số vấn đề còn đang là bài toán mở, cần tiếp tục nghiên cứu, có thể rút ra như sau:

- Thiết bị tự di chuyển nhờ rung động thuần túy (không khai thác va đập) có kết cấu cơ khí đơn giản, khi làm việc không phát sinh tiếng ồn. Tuy vậy, dạng thiết bị này đòi hỏi giải thuật điều khiển dao động của khối lượng quán tính khá phức tạp; việc đảm bảo cơ cấu chấp hành thực thi chính xác sự biến thiên gia tốc (hoặc vận tốc) như mong muốn là không dễ dàng.

- Thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có khai thác va đập tuy có kết cấu cơ khí và ứng xử động lực học phức tạp hơn, đồng thời sẽ phát sinh tiếng ồn khi hoạt động nhưng không đòi hỏi giải thuật điều khiển phức tạp đang ngày càng thu hút được nhiều sự quan tâm nghiên cứu. Đây sẽ là dạng nguyên lý cơ bản được đề tài tập trung khai thác, phát triển thiết bị thực nghiệm cũng như nghiên cứu sâu về động lực học.

- Hầu hết các nghiên cứu mới chỉ coi ma sát phụ thuộc vào khối lượng hệ thống với các mức hệ số ma sát giả định, ảnh hưởng của cường độ lực ma sát nếu có cũng chỉ dừng ở mức độ định tính cho hai cấp là ma sát lớn và ma sát nhỏ. Ảnh hưởng của ma sát dị hướng gần như chưa có. Bên cạnh đó, việc đánh giá các yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường chưa được quan tâm. Do vậy, đề tài định hướng xây dựng hệ thống điều khiển cường độ lực ma sát một cách độc lập với khối lượng của thiết bị, đồng thời có thể dễ dàng điều chỉnh để đánh giá khả năng làm việc của hệ thống.

## CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

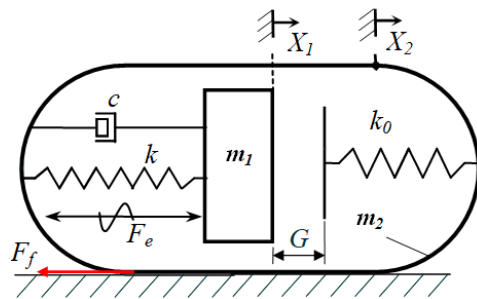
Chương này trình bày cơ sở lý thuyết phục vụ cho mục tiêu xây dựng hệ thống thiết bị tự di chuyển phục vụ nghiên cứu thực nghiệm. Đồng thời, các công cụ và các phương pháp nghiên cứu được sử dụng trong quá trình triển khai đề tài cũng được giới thiệu tóm tắt trong chương này.

### 2.1. Mô hình nghiên cứu

#### 2.1.1. Mô hình vật lý

Qua phân tích các công bố gần đây có thể nhận thấy, mô hình nghiên cứu thiết bị tự di chuyển hệ "khối lượng - lò xo" đang thu hút được nhiều sự quan tâm vì giải thuật điều khiển chuyển động đơn giản, thậm chí không cần giải thuật điều khiển. Các mô hình này đều thuộc loại rung động có khai thác va đập. Do vậy, đề tài lựa chọn mô hình thiết bị tự di chuyển dựa trên hệ "khối lượng - lò xo" khai thác va đập làm cơ sở phát triển nghiên cứu.

Hình 2.1 [45] minh họa mô hình vật lý mô tả nguyên tắc làm việc của một thiết bị tự di chuyển dạng này. Trong mô hình này, khối lượng quán tính  $m_1$  được kết nối với thân thiết bị (có khối lượng)  $m_2$  bằng lò xo có độ cứng  $k$ . Trong các nghiên cứu trước đây, đặc tính của lò xo này có thể là tuyến tính hoặc phi tuyến.



Hình 2.1. Mô hình vật lý cơ cấu rung-va đập có lực kích thích điều hòa

Lực kích thích  $F_e$  tác động tương tác lên cả hai khối lượng ( $m_1$  và  $m_2$ ). Lực kích thích  $F_e$  có thể thay đổi điều hòa theo quy luật hàm số sin [39-42, 44, 45], có biên độ là  $A$  và tần số góc  $\Omega$ . Lực kích thích có thể thay đổi điều hòa theo quy luật xung vuông [47, 49].

Tổn thất năng lượng khi khối lượng quán tính  $m_1$  dao động tương đối so với thân thiết bị  $m_2$  được mô hình hóa bằng phần tử cản nhớt  $c$ . Dịch chuyển tuyệt đối của khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  lần lượt được xác định bằng các tọa độ  $X_1$  và  $X_2$ . Ở trạng



thái cân bằng (khi lực kích thích  $F_e = 0$ ), hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  cách nhau một khoảng  $G$  xác định. Khi được kích thích, khối lượng  $m_1$  dao động và va đập sẽ xảy ra khi lượng dịch chuyển tương đối giữa hai khối lượng lớn hơn hoặc bằng khoảng cách  $G$ , nghĩa là  $X_1 - X_2 \geq G$ . Vị trí va đập của thân thiết bị  $m_2$  với khối lượng quán tính  $m_1$  được mô hình hóa là một lò xo có độ cứng  $k_0$ . Thành phần lực ma sát cản trở chuyển động tương đối giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  thường được bỏ qua. Lực ma sát hay lực cản chuyển động (ký hiệu là  $F_f$ ) của môi trường tác dụng lên thân thiết bị luôn có xu hướng ngược chiều chuyển động của thiết bị. Trong hầu hết các nghiên cứu trước đây, tổn thất năng lượng do va chạm giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ , được đặc trưng bởi hệ số giảm chấn  $c_0$ , thường được bỏ qua.

Như vậy, các thông số cơ bản của thiết bị tự di chuyển dạng "khối lượng - lò xo" có thể được chia thành ba nhóm chính, gồm:

- Các thông số kết cấu: các khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  (thường được xác định bằng tỉ lệ  $m_2/m_1$  hoặc ngược lại); độ cứng và đặc tính của các lò xo  $k$ ,  $k_0$ ; hệ số cản nhớt  $c$ .

- Các thông số vận hành: tần số  $\Omega$  (hoặc  $f$ ) và biên độ lực kích thích  $A$  khi thiết bị được kích thích bằng lực kích thích có dạng hàm số sin; cường độ lực ma sát (hoặc lực cản)  $F_f$  của môi trường tác dụng lên thiết bị và đặc tính của lực ma sát, chẳng hạn như ma sát có thể đẳng hướng hoặc dị hướng...

- Các thông số đánh giá kết quả (hiệu quả) làm việc của hệ thống: tốc độ dịch chuyển (khoảng cách dịch chuyển  $X_2$  trung bình sau một đơn vị thời gian), chiều dịch chuyển của thiết bị...

Hai nhóm thông số đầu được sử dụng để xây dựng mô hình toán học cũng như mô hình thực nghiệm và phân tích đặc tính động lực học của thiết bị. Nhóm thông số thứ ba thường được thu thập trong quá trình vận hành, dùng để đánh giá kết quả làm việc của hệ thống. Cách thức xây dựng mô hình toán học cho mô hình vật lý đã mô tả ở trên (Hình 2.1) sẽ được trình bày trong phần tiếp theo.

### **2.1.2. Mô hình toán học**

Giải phóng liên kết giữa các thành phần khối lượng và áp dụng Định luật II Newton sẽ nhận được mô hình toán học mô tả động lực học của cơ hệ trên Hình 2.1

như sau:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{X}_1 = F_e - F_{spr} - F_c - H[k_0(X_1 - X_2 - G)] \\ m_2 \ddot{X}_2 = -F_e + F_{spr} + F_c + H[k_0(X_1 - X_2 - G)] - F_f \operatorname{sgn}(\dot{X}_2) \end{cases} \quad (2.1)$$

Trong hệ phương trình (2.1),  $m_1$  và  $m_2$  lần lượt là khối lượng quán tính và khối lượng thân thiết bị,  $kg$ ;  $\ddot{X}_1 = \frac{d^2 X_1}{dt^2}$  và  $\ddot{X}_2 = \frac{d^2 X_2}{dt^2}$  lần lượt là gia tốc của khối lượng quán tính và của thân thiết bị,  $m/s^2$ ;  $F_e$  là lực kích thích,  $N$ ;  $F_{spr}$  là lực đàn hồi của lò xo,  $N$ ;  $F_c$  là lực cản nhớt,  $N$ ;  $H$  là hàm Heaviside;  $F_f$  là cường độ lực ma sát (hoặc lực cản chuyển động) của môi trường tác dụng lên thân thiết bị khi di chuyển,  $N$ ; hàm dấu  $\operatorname{sgn}(\dot{X}_2)$  thể hiện chiều lực ma sát hoặc lực cản luôn ngược với chiều chuyển động của thiết bị.

Lực kích thích  $F_e$  dạng hàm sin đầy đủ được xác định theo biểu thức [45]:

$$F_e = A \sin(\Omega t) \quad (2.2)$$

Trong đó, tần số góc  $\Omega = 2\pi f$  (tính bằng  $rad/s$ ) với  $f$  là tần số (tính bằng  $Hz$ ) của lực kích thích.

Hàm Heaviside  $H(.)$  đặc trưng cho va đập giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ , được biểu diễn như sau [45]:

$$\begin{cases} H = 1, (X_1 - X_2 - G) \geq 0 \\ H = 0, (X_1 - X_2 - G) < 0 \end{cases} \quad (2.3)$$

Trong thực tế, hầu hết các lò xo đều có quan hệ lực đàn hồi tỷ lệ phi tuyến với biến dạng. Các công bố trước đây thường sử dụng mô hình *Duffing* để mô tả quan hệ lò xo phi tuyến, có dạng hàm bậc ba khuyết như sau [45]:

$$F_{spr} = k_1(X_1 - X_2) + k_2(X_1 - X_2)^3 \quad (2.4)$$

Lực cản nhớt  $F_c$  là một hàm số, phụ thuộc vào tốc độ chuyển động và hệ số cản  $c$ , được xác định như sau [45]:

$$F_c = c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (2.5)$$

Thay các phương trình (2.2), (2.3), (2.4) và (2.5) vào hệ phương trình (2.1) sẽ nhận được hệ phương trình động lực học của cơ hệ, cụ thể như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \frac{d^2 X_1}{dt^2} = A \sin(\Omega t) - k_1(X_1 - X_2) - k_2(X_1 - X_2)^3 - \\ \quad - c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) - H[k_0(X_1 - X_2 - G)] \\ m_2 \frac{d^2 X_2}{dt^2} = -A \sin(\Omega t) + k_1(X_1 - X_2) + k_2(X_1 - X_2)^3 + \\ \quad + c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) + H[k_0(X_1 - X_2 - G)] - F_f \operatorname{sgn} \left( \frac{dX_2}{dt} \right) \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Đề bài toán có tính khái quát, nghĩa là không chỉ xét một trường hợp có số liệu và đơn vị cụ thể, đồng thời có thể phát triển mô hình, hệ phương trình (2.6) thường được chuyển thành dạng không thứ nguyên bằng các phép đổi biến. Cụ thể như sau:

$$\begin{aligned} \tau = \Omega_0 t; \quad x_1 = \frac{k_1}{F_f} X_1; \quad x_2 = \frac{k_1}{F_f} X_2; \quad \Omega_0 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}; \quad \omega = \frac{\Omega}{\Omega_0}; \\ \zeta = \frac{c}{2m_1\Omega_0}; \quad \alpha = \frac{A}{F_f}; \quad \beta = \frac{k_2}{k_1} \left( \frac{F_f}{k_1} \right)^3; \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}; \quad \sigma = \frac{k_0}{k_1}; \quad \gamma = \frac{k_1}{F_f} G; \end{aligned} \quad (2.7)$$

Xét phương trình chuyển động của khối lượng  $m_1$ , trước hết cần lưu ý rằng vì  $t = \frac{1}{\Omega_0} \tau$  nên:

$$\frac{dX_1}{dt} = \frac{d\tau}{dt} \frac{dX_1}{d\tau} = \Omega_0 \frac{dX_1}{d\tau} = \Omega_0 \frac{F_f}{k_1} \frac{dx_1}{d\tau} \quad (2.8)$$

$$\text{Từ đó: } \frac{d^2 X_1}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left( \frac{dX_1}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left( \Omega_0 \frac{F_f}{k_1} \frac{dx_1}{d\tau} \right) = \frac{d\tau}{dt} \frac{d}{d\tau} \left( \Omega_0 \frac{F_f}{k_1} \frac{dx_1}{d\tau} \right)$$

Cuối cùng nhận được:

$$\frac{d^2 X_1}{dt^2} = \Omega_0^2 \frac{F_f}{k_1} \frac{d^2 x_1}{d\tau^2} \quad (2.9)$$

Thực hiện tương tự, đạo hàm bậc nhất của chuyển động  $X_2$  sẽ nhận được:

$$\frac{dX_2}{dt} = \frac{d\tau}{dt} \frac{dX_2}{d\tau} = \Omega_0 \frac{dX_2}{d\tau} = \Omega_0 \frac{F_f}{k_1} \frac{dx_2}{d\tau} \quad (2.10)$$

Đạo hàm bậc hai của chuyển động  $X_2$  sẽ nhận được:

$$\frac{d^2 X_2}{dt^2} = \Omega_0^2 \frac{F_f}{k_1} \frac{d^2 x_2}{d\tau^2} \quad (2.11)$$

Thay các biểu thức (2.7), (2.8), (2.9) và (2.10) vào phương trình thứ nhất của hệ phương trình (2.6) rồi tiếp tục thực hiện quá trình biến đổi.

$$\Leftrightarrow k_1 \frac{d^2 x_1}{d\tau^2} = \frac{k_1}{F_f} F_f \alpha \sin(\omega\tau) - k_1(x_1 - x_2) - \beta k_1(x_1 - x_2)^3 - 2k_1 \zeta \left( \frac{dx_1}{d\tau} - \frac{dx_2}{d\tau} \right) - \sigma k_1(x_1 - x_2 - \gamma)$$

Cuối cùng, phương trình không thứ nguyên mô tả chuyển động của khối lượng quán tính  $m_I$  (phương trình thứ nhất của (2.6)) có dạng:

$$\frac{d^2 x_1}{d\tau^2} = \alpha \sin(\omega\tau) - (x_1 - x_2) - \beta(x_1 - x_2)^3 - 2\zeta \left( \frac{dx_1}{d\tau} - \frac{dx_2}{d\tau} \right) - \sigma(x_1 - x_2 - \gamma) \quad (2.12)$$

Thực hiện biến đổi tương tự như với phương trình chuyển động của  $m_I$  ở trên sẽ thu được phương trình không thứ nguyên cho thân thiết bị  $m_2$ :

$$\frac{d^2 x_2}{d\tau^2} = \left[ -\alpha \sin(\omega\tau) + (x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2)^3 + 2\zeta \left( \frac{dx_1}{d\tau} - \frac{dx_2}{d\tau} \right) + \sigma(x_1 - x_2 - \gamma) - 1 \right] \frac{1}{\mu} \quad (2.13)$$

Có thể viết lại hệ hai phương trình (2.12) và (2.13) thành hệ bốn phương trình vi phân bậc nhất mô tả động lực học của cơ hệ như sau:

$$\begin{cases} x_1' = v_1 \\ v_1' = \alpha \sin(\omega\tau) - (x_1 - x_2) - \beta(x_1 - x_2)^3 - 2\zeta(v_1 - v_2) - h_0[\sigma(x_1 - x_2 - \gamma)] \\ x_2' = v_2 \\ v_2' = \left[ -\alpha \sin(\omega\tau) + (x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2)^3 + 2\zeta(v_1 - v_2) + h_0[\sigma(x_1 - x_2 - \gamma)] - \text{sgn}(v_2) \right] \frac{1}{\mu} \end{cases} \quad (2.14)$$

Trong đó,  $h_0$  là hàm Heaviside có dạng như sau:

$$\begin{cases} h_0 = 1, & (x_1 - x_2 - \gamma) \geq 0 \\ h_0 = 0, & (x_1 - x_2 - \gamma) < 0 \end{cases} \quad (2.15)$$

Hệ phương trình (2.14) phi tuyến mạnh nên không giải được bằng phương pháp giải tích. Do vậy, để phân tích động lực học cơ hệ thường phải sử dụng một số công cụ giải tích số dưới dạng phần mềm chuyên dụng miễn phí, chẳng hạn phần mềm XPPAuto, phần mềm Dynamics.

## 2.2. Các công cụ phân tích động lực học bằng giải tích số

Phân tích động lực học có thể được thực hiện bằng thực nghiệm. Tuy vậy, số

lượng thực nghiệm thường phải thực hiện rất nhiều. Do đó, các nghiên cứu thường sử dụng mô hình toán học. Các mô hình toán có thứ nguyên (2.6) hoặc không thứ nguyên (2.14) có dạng phi tuyến mạnh, không thể giải được bằng phương pháp giải tích thông thường. Do đó phải sử dụng một số công cụ giải tích số tích hợp trong các phần mềm chuyên dụng. Trong quá trình nghiên cứu đề tài này, các phần mềm XPPAUTO và Dynamics được sử dụng để triển khai các nghiên cứu, phân tích động lực học thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có khai thác va đập.

### **2.2.1. Phần mềm XPPAUTO**

XPPAUTO là một gói phần mềm miễn phí, bao gồm hai phần: XPP và AUTO, trong đó AUTO được tích hợp với XPP [50]. XPP là một công cụ giải tích số dùng cho việc mô phỏng (Simulation), hoạt hình (Animation) và phân tích (Analysis) các hệ thống động lực học. AUTO là mô đun chuyên dụng cho phân tích động lực học bằng đồ thị rẽ nhánh. So với Matlab, XPP cho phép giải các phương trình vi phân phi tuyến mạnh nhanh hơn nhiều.

### **2.2.2. Phần mềm Dynamics**

Một số dữ liệu cần thiết hay dùng để vẽ các đồ thị rẽ nhánh hoặc đồ thị pha kèm bản đồ Poincaré có thể được kết xuất tiện lợi hơn nhờ phần mềm Dynamics. Đây cũng là phần mềm miễn phí, có khả năng giải các phương trình phi tuyến mạnh, đặc biệt là các mô hình có lực va đập [51].

### **2.2.3. Phần mềm OriginLab**

OriginLab là một phần mềm chuyên nghiệp dùng cho phân tích và xử lý số liệu. Mặc dù có cách thức vẽ đồ thị tương tự phần mềm Microsoft Excel, các đồ thị được vẽ trong OriginLab dễ dàng được thay đổi về cách trình bày trục tọa độ, kiểu dáng, đường nét đồ thị hơn. Bên cạnh đó, các tiện ích của phần mềm OriginLab có thể khai thác trong nghiên cứu động lực học thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập, gồm: tích phân để xác định vận tốc từ gia tốc (khi gia tốc được xác định bởi gia tốc kế), đạo hàm chuyển vị để nhận được vận tốc chuyển động...

## **2.3. Các phương pháp phân tích động lực học**

### **2.3.1. Đồ thị time history**

Đồ thị time history thực chất là đồ thị biểu diễn sự biến đổi của thông số cần khảo sát theo thời gian. Các thông số khảo sát có thể xác định bằng thực nghiệm hoặc mô phỏng nhờ các công cụ giải tích số. Khi nghiên cứu, phân tích động lực học thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có khai thác va đập, cần quan tâm đồ thị time history của các thông số như: lượng dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của khối lượng  $m_2$  (lần lượt là  $X_2$ ,  $\dot{X}_2$ ,  $\ddot{X}_2$ ); lượng dịch chuyển và vận tốc tương đối giữa  $m_1$  và  $m_2$  (lần lượt là  $X_1 - X_2$  và  $\dot{X}_1 - \dot{X}_2$ ); lực kích thích  $F_e$ ; lực ma sát hoặc lực cản chuyển động ( $F_f$ ) của môi trường tác dụng lên hệ thống; lực va đập  $F_{imp}$  (nếu có) giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ ...

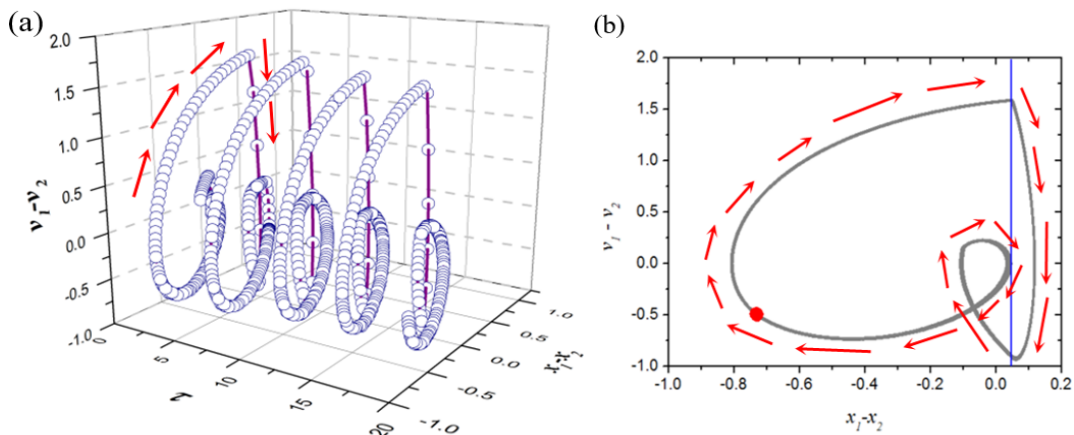
Đồ thị time history phản ánh trực quan xu hướng thay đổi của các tham số khảo sát theo thời gian làm việc của thiết bị. Tuy nhiên, nếu chỉ dựa vào đồ thị time history sẽ rất khó để phân tích, đánh giá về đặc tính động lực học cũng như ứng xử của hệ thống. Vì vậy, khi nghiên cứu động lực học của thiết bị tự di chuyển thường phải sử dụng thêm các kỹ thuật phân tích khác, chẳng hạn như phân tích đồ thị pha và đồ thị rẽ nhánh. Các phương pháp này sẽ được lần lượt giới thiệu sau đây.

### 2.3.2. Đồ thị pha và bản đồ Poincaré

Một trong những công cụ quan trọng thường được sử dụng để phân tích động lực học của cơ hệ là Đồ thị pha (Phase Portraits). Trong phân tích động lực học, *mặt phẳng pha* (Phase plane), còn được gọi là *mặt phẳng trạng thái* (State space), chứa hệ tọa độ Đề-các có hai trục, trong đó trục hoành biểu diễn chuyển vị và trục tung biểu thị vận tốc. Mỗi điểm của mặt phẳng pha đặc trưng cho một trạng thái của cơ hệ, với vị trí và vận tốc xác định. Tại thời điểm  $t$  bất kỳ, tồn tại một điểm  $P(x(t), y(t))$  biểu diễn trạng thái của chuyển động tại thời điểm đó. Khi thời gian  $t$  thay đổi, điểm  $P$  thay đổi tạo nên một quỹ đạo, gọi là *quỹ đạo pha* (Phase trajectory). Tập hợp quỹ đạo này ta có *đồ thị pha*. Thông thường, trong nghiên cứu động lực học thiết bị tự di chuyển hệ hai khối lượng, đồ thị pha biểu diễn quan hệ giữa chuyển vị tương đối ( $X_1 - X_2$  hoặc  $x_1 - x_2$ ) và vận tốc tương đối ( $V_1 - V_2$  hoặc  $v_1 - v_2$ ) của hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ .

Mặc dù có thể quan sát rõ ràng hơn quy luật thay đổi của chuyển vị và vận tốc, nhưng đồ thị pha không thể hiện rõ được đặc tính chuyển động của cơ hệ. Chẳng hạn, khi khối lượng  $m_1$  được kích thích và dao động điều hòa trong lòng khối lượng  $m_2$ , đồ thị pha không cho biết cơ hệ chuyển động ổn định (period- $n$  motion) hay chuyển động hỗn loạn (*chaotic motion*). Để nhận dạng được đặc tính chuyển động, thường phải sử dụng bản đồ Poincaré (*Poincaré map*).

Sử dụng phương pháp "lát cắt Poincaré" (*Poincaré section*) để hình thành một "bản đồ Poincaré" là một kỹ thuật điển hình trong phân tích động lực học thiết bị tự di chuyển. Giả sử đồ thị pha  $(x, v)$  được xây dựng theo thời gian  $(\tau)$  như trên Hình 2.2a [4]. Trong hệ tọa độ  $(\tau, x, v)$ , sử dụng các mặt phẳng  $Q_i$  vuông góc với trục thời gian  $(\tau)$  và cách đều nhau một khoảng bằng chu kỳ của lực kích thích, tức là bằng  $2\pi/\omega$  khi lực kích thích tuần hoàn. Chiếu các giao điểm của quỹ đạo  $(x, v)$  với các mặt phẳng  $Q_i$  lên mặt phẳng pha  $(x, v)$ , ta thu được một bản đồ Poincaré với một hay nhiều điểm chấm. Ví dụ, như mô tả trên Hình 2.2b [4], trên mặt phẳng quỹ đạo pha, bản đồ Poincaré là một điểm chấm. Một chuyển động được gọi là "period- $n$  motion" là chuyển động lặp lại chính nó một cách chính xác sau mỗi  $n$  chu kỳ của lực kích thích. Khi đó trên đồ thị pha, bản đồ Poincaré sẽ có  $n$  điểm rời nhau. Lưu ý rằng, các điểm của bản đồ Poincaré luôn nằm trên quỹ đạo pha.



Hình 2.2. Đồ thị pha theo thời gian trong không gian ba chiều (a) và quỹ đạo pha - nét liền màu xám, kèm bản đồ Poincaré - chấm tròn màu đỏ, của chuyển động (b)

Phân tích kết quả thu được dựa trên các nguyên tắc sau:

- Nếu chuyển động đang xét là chuyển động tuần hoàn với thời gian chu kỳ bằng thời gian chu kỳ của lực kích thích, trên quỹ đạo pha bản đồ Poincaré sẽ chỉ có một điểm chấm duy nhất (ví dụ như trên Hình 2.2b). Dạng chuyển động này còn được gọi là chuyển động chu kỳ một hay chu kỳ đơn ("period-1 motion").

- Nếu một cơ hệ chuyển động với chu kỳ đôi ("period-2 motion") thì cứ sau hai chu kỳ của lực kích thích, chuyển động mới lại lặp lại chính xác như cũ, bản đồ Poincaré có hai điểm rời nhau. Tương tự như vậy là các chuyển động "period-3 motion", chuyển động "period-4 motion"...

- Nếu một chuyển động hỗn loạn ("Chaotic motion") thì bản đồ Poincaré sẽ có dày đặc các điểm chấm.

Thông thường, quỹ đạo pha và bản đồ Poincaré thường được thiết lập cho giai đoạn thiết bị làm việc ổn định. Tuy vậy, khi khởi động, cơ hệ phải trải qua một khoảng thời gian làm việc với một số chu kỳ xác định ở trạng thái không ổn định (unstable state) mới xác lập được trạng thái làm việc ổn định (stable state). Do vậy, khi xây dựng quỹ đạo pha và bản đồ Poincaré thường phải bỏ qua các chuyển động khởi tạo ban đầu.

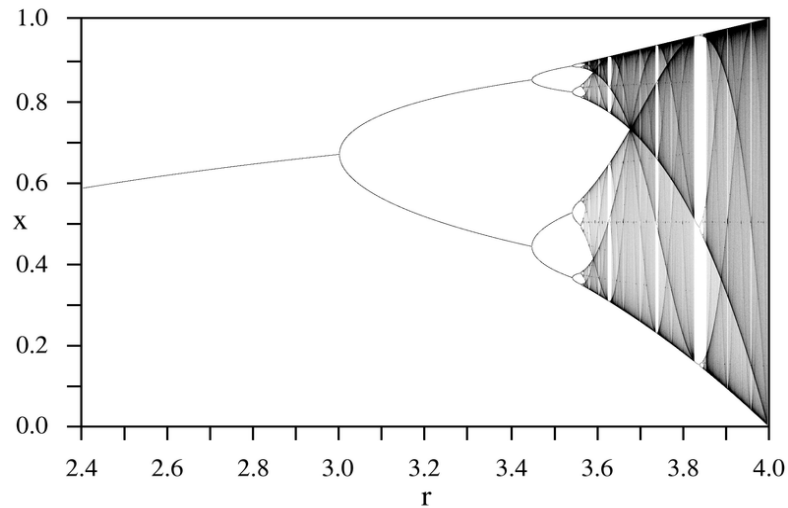
### 2.3.3. Đồ thị rẽ nhánh (Bifurcation diagram)

Đồ thị rẽ nhánh (Bifurcation diagram) biểu diễn sự thay đổi đặc tính của một hệ thống (cơ học, động lực học, sinh học...) như một hàm của một hay nhiều tham số. Bifurcation do Poincaré đặt tên, có nghĩa là "sự tách đôi" [4]. Tại một số giá trị đặc biệt của tham số, đặc tính động lực học của cơ hệ có sự thay đổi đột ngột. Giá trị đặc biệt của tham số gây nên sự biến đổi đột ngột đặc tính hệ thống được gọi là giá trị rẽ nhánh. Rẽ nhánh là một hiện tượng rất quan trọng khi nghiên cứu động lực học phi tuyến dưới sự ảnh hưởng của các tham số. Đồ thị rẽ nhánh thường được vẽ bằng các công cụ giải tích số (đã giới thiệu ở mục 2.2). Logistic map là một đồ thị rẽ nhánh điển hình. Phương trình Logistic mô tả đặc tính  $x$  với tham số  $r$  có dạng:

$$x_{n+1} = rx_n(1 - x_n) \quad (2.16)$$

Hình 2.3 minh họa sự "rẽ nhánh" của  $x$  khi tham số  $r$  thay đổi.





Hình 2.3. Đồ thị rẽ nhánh Logistic map

Trong phân tích ứng xử động lực học, đặc tính chuyển động của cơ hệ thường được đánh giá qua đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối giữa các khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ . Vận tốc tương đối thường được khảo sát dưới dạng không thứ nguyên, đôi khi có thể sử dụng dạng có thứ nguyên khi thực nghiệm kiểm chứng. Vận tốc tương đối dưới dạng không thứ nguyên, ký hiệu là  $v_1 - v_2$ , là đạo hàm bậc nhất của lượng dịch chuyển tương đối không thứ nguyên  $x_1 - x_2$ , trong đó  $x_1$  và  $x_2$  được xác định bởi các phương trình đổi biến (2.7) và hệ phương trình (2.14). Vận tốc tương đối có thứ nguyên, ký hiệu  $V_1 - V_2$ , là đạo hàm bậc nhất của lượng dịch chuyển tương đối có thứ nguyên  $X_1 - X_2$ , được xác định như phương trình (2.6) và Hình 2.1.

Nói chung, nhằm khái quát hóa cho cơ hệ khảo sát với nhiều kích cỡ khác nhau, bài toán phân tích động lực học thường được tiến hành cho mô hình không thứ nguyên. Các tham số được khảo sát bao gồm: Tần số lực kích thích, cường độ lực kích thích, các khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ , độ cứng lò xo... Tần số lực kích thích không thứ nguyên, thường ký hiệu là  $\omega$ , là tỉ số giữa tần số kích thích thực  $\Omega$  và tần số dao động riêng của cơ hệ  $\Omega_0$ ,  $\omega = \Omega/\Omega_0$ . Cường độ lực kích thích được đặc trưng bằng tỉ số giữa biên độ  $A$  của lực kích thích thực và cường độ của lực ma sát  $F_f$ ,  $\alpha = A/F_f$ . Đặc tính không thứ nguyên của khối lượng được phản ánh thông qua tỉ số giữa các khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ ,  $\mu = m_2/m_1$ . Độ cứng lò xo được đánh giá thông qua tỉ số

giữa độ cứng tuyến tính của lò xo  $k_1$  và độ cứng va đập  $k_0$ ,  $\sigma_0 = k_0/k_1$ . Trường hợp cơ hệ sử dụng lò xo phi tuyến, như biểu thức (2.4), đặc tính phi tuyến của lò xo được khảo sát thông qua tỉ số giữa độ cứng phi tuyến  $k_2$  của lò xo và độ cứng tuyến tính của lò xo,  $\beta = \frac{k_2}{k_1} \left( \frac{F_f}{k_1} \right)^3$ .

#### 2.3.4. Phân tích tập hút (basin of attraction)

Trong quá trình thiết bị hoạt động, việc đánh giá tính ổn định về động lực học theo thời gian thực đóng vai trò rất quan trọng. Thông thường, tính ổn định động lực học được phân tích dựa trên các kỹ thuật như phân tích Fast Fourier Transform (FFT), đồ thị pha và lát cắt Poincaré, đồ thị rẽ nhánh [52]. Bên cạnh đó, tính ổn định của hệ thống động lực học trong các điều kiện đầu vào khác nhau cũng được đánh giá bằng phương pháp tập hút (basin of attraction) và quỹ đạo hút (attractor) [48],[49],[53]. Gần đây, tính ổn định của hệ thống tự di chuyển nhờ rung động kết hợp va đập cũng đã được khảo sát dựa trên kỹ thuật phân tích tập hút [53],[54],[55].

Việc nghiên cứu các cơ hệ phức tạp được thực hiện dựa trên lý thuyết hỗn loạn (chaos theory) [56]. Theo đó, đặc tính biến động của ứng xử động lực học thường được phản ánh qua bản đồ Poincaré mô tả trạng thái của hệ. Các điểm của bản đồ Poincaré ứng với một tập điều kiện nhất định của cơ hệ hình thành nên một tập hút (attracting set) gồm điểm hút và quỹ đạo hút (attractor). Một tập hợp các điều kiện ban đầu dẫn đến một tập hút nhất định được gọi là vùng hút, đôi khi gọi là thung lũng hút (basin of attraction). Có thể xếp ứng xử động lực học của các cơ hệ vào 3 loại quỹ đạo hút (attractor): điểm hút (mô tả trạng thái cân bằng-equilibrium), quỹ đạo hút giới hạn (mô tả dao động), và quỹ đạo hút lạ (mô tả hỗn loạn). Kỹ thuật phân tích tập hút và quỹ đạo hút rất phù hợp để đánh giá ứng xử của cơ hệ khi điều kiện đầu (Initial Condition) thay đổi ngẫu nhiên trong một phạm vi cần khảo sát. Kỹ thuật phân tích tập hút này sẽ được đề tài sử dụng trong quá trình đánh giá tính ổn định của hệ thống theo thời gian làm việc.

## 2.4. Kết luận Chương 2

Chương này đã tóm tắt cách thức mô hình hóa, gồm lựa chọn mô hình vật lý

và từ đó xây dựng mô hình toán học mô tả chuyển động của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có va đập. Nói chung, các phương trình toán học mô tả chuyển động của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập là hệ phương trình vi phân có tính phi tuyến mạnh.

Một số công cụ giải tích số thích hợp cho bài toán phân tích động lực học có tính phi tuyến mạnh, là các phần mềm miễn phí, có khả năng cung cấp các lời giải số nhanh và chính xác, thường được sử dụng cũng đã được giới thiệu tóm tắt. Các công cụ này sẽ được sử dụng trong quá trình triển khai, nghiên cứu đề tài.

Một số phương pháp phân tích động lực học cơ cấu tự di chuyển nhờ rung động có va đập điển hình, bao gồm đồ thị time history, đồ thị pha và bản đồ Poincaré, đồ thị rẽ nhánh... cũng đã được giới thiệu tóm tắt và lựa chọn phục vụ quá trình triển khai, hoàn thiện đề tài.

Mô hình vật lý (Hình 2.1) và mô hình toán học (2.1)-(2.6) được ứng dụng để xây dựng mô hình thực nghiệm và phân tích động lực học cho thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập. Các kết quả triển khai cụ thể sẽ được trình bày trong các chương tiếp sau.

## CHƯƠNG 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH THÍ NGHIỆM THIẾT BỊ TỰ DI CHUYỂN

Chương này sẽ trình bày tiến trình và kết quả xây dựng hệ thống thí nghiệm phục vụ nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có va đập. Trước hết, các yêu cầu chung của hệ thống thí nghiệm được phân tích nhằm đạt được mục tiêu nghiên cứu đề ra. Tiếp đó, kết cấu cơ khí được xây dựng đáp ứng các yêu cầu về nguyên lý hoạt động, đồng thời đảm bảo thuận tiện cho việc thu thập dữ liệu phân tích. Việc lựa chọn thiết bị đo được tiến hành dựa trên các tiêu chí về độ phân giải, phạm vi đo, chi phí đầu tư và tính sẵn có. Cuối cùng, hệ thống thí nghiệm được vận hành thử nghiệm nhằm kiểm tra khả năng hoạt động và thu thập dữ liệu đúng đắn.

### 3.1. Yêu cầu của hệ thống thí nghiệm

Một hệ thống thí nghiệm dùng cho nghiên cứu về thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có va đập cần đáp ứng các yêu cầu chính như sau:

- Cơ hệ gồm hai khối lượng, trong đó khối lượng bên trong ( $m_1$ ) liên kết với thân thiết bị (khối lượng bên ngoài,  $m_2$ ) bằng lò xo;
- Có thể điều chỉnh được tương quan độ lớn giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  một cách dễ dàng;
- Có khả năng tạo dao động cho khối lượng bên trong để gây nên va đập giữa hai khối lượng;
- Kích cỡ đủ lớn để thuận tiện cho việc bố trí các thiết bị đo cần thiết;
- Có khả năng thay đổi các thông số đầu vào (thông số kích thích);
- Có khả năng thay đổi/điều chỉnh lực cản chuyển động (lực ma sát) khi thiết bị di chuyển;
- Các thiết bị đo có độ tin cậy, độ chính xác và phạm vi đo phù hợp.

### 3.2. Xây dựng kết cấu cơ khí cho hệ thống thí nghiệm

Để xây dựng kết cấu cơ khí cho mô hình thực nghiệm, từ mô hình vật lý cơ cấu tự di chuyển như trên Hình 2.1, các bước tiến hành cụ thể như sau:

- Lựa chọn bộ tạo rung;
- Thiết kế bộ phận thay đổi lực ma sát (lực cản chuyển động).

### 3.2.1. Lựa chọn bộ tạo rung

Phân tích các bộ phận tạo rung cho khối lượng dao động bên trong từ các nghiên cứu trước, nhóm đề tài nhận thấy:

(1) Cơ cấu rung động lệch tâm: Được sử dụng nhiều trong các nghiên cứu thực nghiệm như bánh lệch tâm hoặc con lắc lệch tâm. Tuy vậy, cơ cấu lệch tâm có rất nhiều nhược điểm như: kích thước hướng kính lớn, khó có thể áp dụng cho các thiết bị tự di chuyển mini; mặt khác, tần số và biên độ rung động lại phụ thuộc lẫn nhau, dẫn đến rất khó thiết lập tần số và biên độ một cách chính xác. Cơ cấu tạo rung này thường chỉ được sử dụng khi nghiên cứu thiết bị tự di chuyển nhờ rung động, không khai thác va đập.

(2) Động cơ tuyến tính chuyển động thẳng (Linear motor): Đắt tiền, chỉ phù hợp với các trường hợp dao động ở tần số rất thấp.

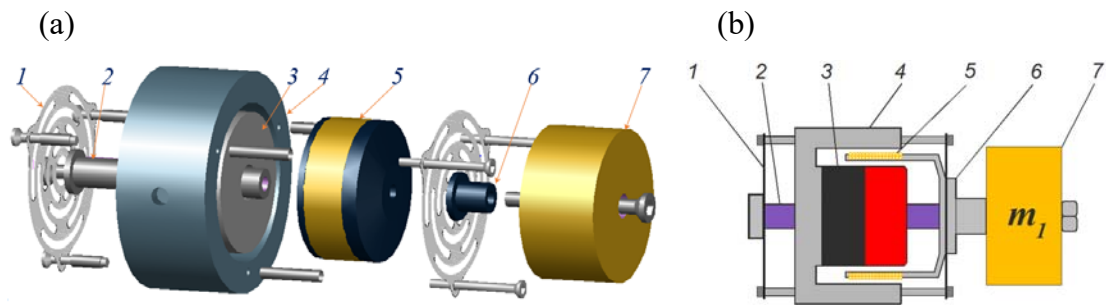
(3) Thiết bị tạo rung sử dụng mạch công hưởng RLC: Kết cấu công kênh, phức tạp, khó thay đổi tần số kích thích.

(4) Thiết bị tạo rung chuyên dụng (shaker): Nói chung, thiết bị rạo rung chuyên dụng có kích thước lớn, rất đắt tiền nên thường chỉ được dùng trong các phòng thí nghiệm để tạo nguồn rung động nhằm kiểm tra sản phẩm. Tuy nhiên, shaker lại có ưu điểm rất lớn là có thể thiết lập tần số và biên độ rung động một cách độc lập.

Theo nguyên lý làm việc của hệ thống (thể hiện bởi mô hình vật lý trên Hình 2.1), qua tìm hiểu các bộ phát rung thương mại sẵn có, nhóm đề tài lựa chọn thiết bị tạo rung là bộ phát rung điện động lực học cỡ nhỏ (mini electro-dynamic shaker), mô-đen MS20 của hãng Tenlee, từ đây gọi tắt là shaker. Đây là bộ phát rung có kích thước nhỏ nhất trong số các bộ phát rung điện động lực học thương mại cỡ nhỏ sẵn có. Nguyên lý tương tác điện-từ của shaker cũng có thể dễ dàng được triển khai để chế tạo các bộ tạo rung kích thước cỡ mi-li-met phục vụ việc phát triển đề tài sau này. Kết cấu chi tiết của bộ tạo rung được mô tả trên Hình 3.1.

Nguyên lý làm việc của shaker như sau: Khi cuộn dây của shaker được cấp một dòng điện xoay chiều, lực điện từ tương tác giữa cuộn dây và nam châm vĩnh

cử sẽ gây nên chuyển động tương đối giữa chúng. Ở shaker MS20, trục shaker (2) được gắn cố định với cuộn dây (5); nam châm vĩnh cửu (3) được liên kết cố định với vỏ (4) của shaker. Trục shaker được treo trong vỏ bằng hai lò xo tấm (1) và có thể dễ dàng dao động qua lại trong lòng của nam châm vĩnh cửu (3). Kết cấu này cho phép giảm thiểu ma sát khi trục mang ống dây dao động trong lòng nam châm. Tuy nhiên, lò xo này lại có độ cứng có tính phi tuyến mạnh. Một quả nặng bằng đồng (7) được lắp lên đầu trục shaker tạo nên khối lượng dao động. Như vậy, khối lượng dao động ( $m_I$ ) thực chất gồm: quả nặng bằng đồng, trục shaker, cuộn dây và các kẹp nhựa.



Hình 3.1. Sơ đồ kết cấu mini shaker

1- Lò xo tấm; 2- Trục shaker; 3- Nam châm vĩnh cửu; 4- Thân shaker;  
5- Cuộn dây; 6- Kẹp; 7- Khối lượng dao động.

Quan hệ giữa lực điện từ và các thông số kết cấu của shaker được biểu diễn bằng phương trình sau:

$$F_e = B \cdot L \cdot I \quad (3.1)$$

Trong đó,  $B$  là cường độ từ trường,  $L$  là chiều dài ống dây, còn  $I$  là cường độ dòng điện chạy qua ống dây.

Nếu dòng điện cấp cho shaker biến đổi theo chu kỳ hình sin, có nghĩa là:

$$I = I_0 \sin(\Omega t) \quad (3.2)$$

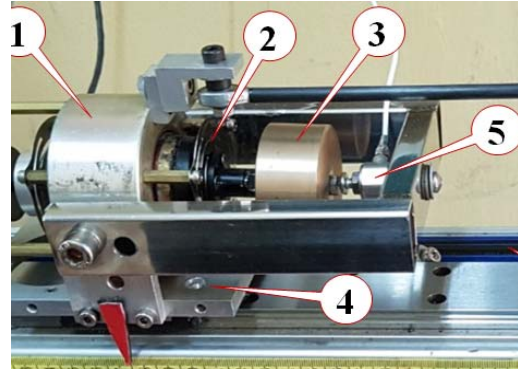
thì lực điện từ kích thích tác động lên ống dây sẽ là:

$$F_e = B \cdot L \cdot I_0 \sin(\Omega t) \quad (3.3)$$

Đối với thiết bị shaker MS20, theo thông số kỹ thuật của thiết bị được nhà cung cấp công bố, trong khoảng thông số làm việc bình thường thì  $L$  và  $B$  là hằng

số. Do vậy lực kích thích  $F_e$  cũng biến thiên theo quy luật dao động hình sin. Bằng cách điều chỉnh cường độ dòng điện ( $I_0$ ) và tần số  $\Omega$ , có thể thiết lập được biên độ và tần số của lực điện từ, nghĩa là thiết lập được các giá trị biên độ  $A$  và tần số  $\Omega$  của lực kích thích theo yêu cầu thí nghiệm.

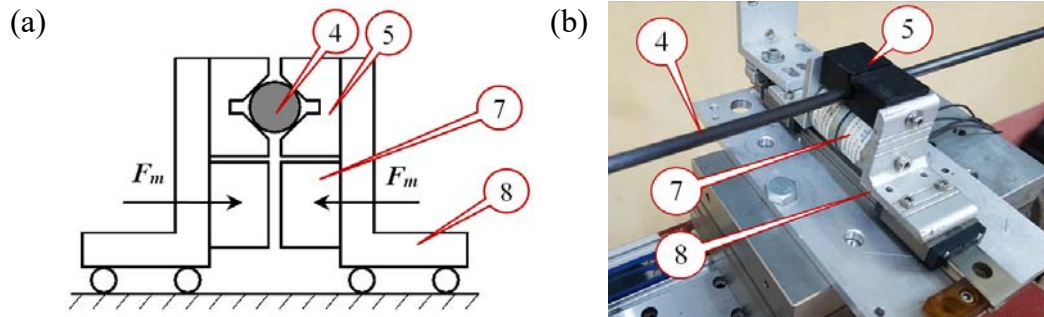
Toàn bộ shaker được gá đặt và di chuyển trên một ray trượt bi (4), như Hình 3.2. Trong đó, một khung tiếp nhận lực va đập bằng inox được gắn cố định lên vỏ của shaker. Như vậy, khối lượng  $m_2$  có thể được xác định gồm: vỏ shaker, nam châm vĩnh cửu, đế trượt, khung tiếp nhận lực va đập và một số chi tiết nối.



Hình 3.2. Thân thiết bị tự di chuyển

### 3.2.2. Thiết kế bộ phận thay đổi lực ma sát

Như đã phân tích trong Chương 1 và Chương 2, lực ma sát (hay lực cản chuyển động) là một thông số ảnh hưởng rất lớn đến ứng xử của hệ thống tự di chuyển. Các đề tài trước đây hầu hết xác định lực ma sát (hoặc lực cản chuyển động) theo khối lượng của hệ thống, các yếu tố ma sát dị hướng gần như chưa được quan tâm. Để khắc phục nhược điểm này, đề tài sẽ thiết kế và triển khai chế tạo kết cấu thiết đặt lực ma sát theo yêu cầu thí nghiệm, độc lập với khối lượng hệ thống. Đây được xác định là mục tiêu chính của đề tài. Việc thiết kế và triển khai chế tạo kết cấu thiết đặt lực ma sát sẽ được trình bày cụ thể sau đây.

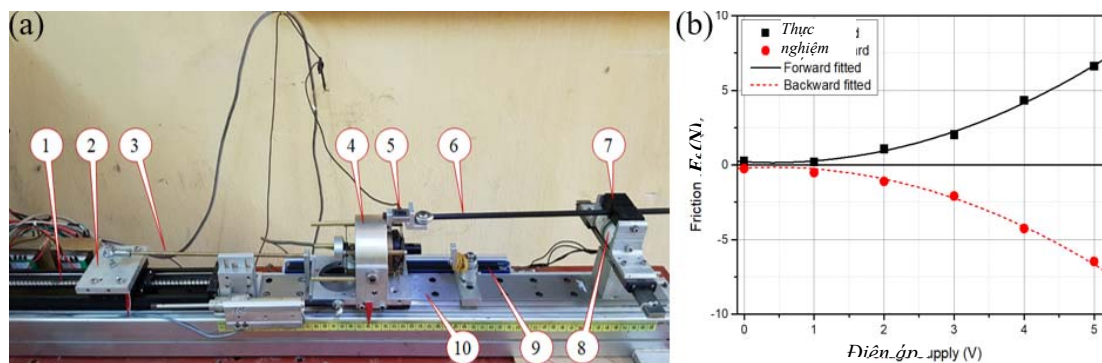


Hình 3.3. Sơ đồ (a) và ảnh chụp (b) kết cấu bộ phận thay đổi lực ma sát

Trước hết, thiết bị tự di chuyển được đặt trên một hệ ray trượt bi (linear

bearing guide) có hệ số ma sát trượt rất nhỏ so với hệ số ma sát trượt khô. Do vậy, khi hệ thống thiết bị di chuyển, thành phần ma sát trượt ban đầu này là rất nhỏ và có thể bỏ qua. Để thiết lập được bộ phận thay đổi lực cản theo yêu cầu, đề tài sử dụng một ống cac-bon (4) có khối lượng rất nhỏ, khoảng 7.0 gram, nối với thân thiết bị bằng một khớp bản lề. Ống cac-bon (4) được kẹp giữa hai khối V (5). Hai khối V này được gá trên hai tấm kẹp (8) có gắn nam châm điện (7) như mô tả chi tiết trên Hình 3.3. Hai tấm kẹp được gắn trên hai con trượt của một ray bi dẫn hướng. Cấp điện cho hai nam châm điện sẽ tạo ra lực kẹp lên ống cac-bon, làm phát sinh lực ma sát giữa ống và khối V, cản trở chuyển động của thiết bị khi di chuyển. Nhờ thiết kế này, lực ma sát sẽ thay đổi theo yêu cầu mà không phụ thuộc vào khối lượng của hệ thống thiết bị.

Thí nghiệm xác định quan hệ lực ma sát  $F_f$  và điện áp  $V$  cấp cho nam châm điện được tiến hành như sơ đồ mô tả trên Hình 3.4a. Vít me bi (1) được dẫn động bởi một động cơ một chiều truyền chuyển động đến đai ốc (2) làm cho đai ốc chuyển động với tốc độ ổn định xác định,  $v_s = 2.0$  mm/s. Đai ốc kéo hoặc đẩy thân shaker chuyển động tịnh tiến trên ray trượt bi (10) nhờ thanh nối (3), do vậy, thân shaker cũng chuyển động ổn định với tốc độ bằng tốc độ chuyển động của đai ốc. Vận tốc chuyển động của thân shaker được xác định bởi cảm biến LVDT (9). Thân shaker nối với ống cac-bon (6) bởi một khớp cầu. Khi nam châm điện (8) được cấp dòng điện một chiều có điện áp  $V$ , lực hút của nam châm điện sẽ tác dụng một lực kẹp lên ống cac-bon tạo ra lực cản chuyển động  $F_f$ . Lực cản này được đo bởi Loadcell (5).



Hình 3.4. Sơ đồ xác định lực ma sát theo điện áp cấp cho nam châm điện



Dữ liệu thu thập được từ các cảm biến LVDT và Loadcell được lưu về máy tính để xử lý nhờ bộ thu thập và xử lý dữ liệu DAQ. Sử dụng phần mềm phân tích OriginLab tiến hành xử lý dữ liệu và hồi quy (Hình 3.4b) nhận được phương trình (3.4) mô tả mối quan hệ giữa điện áp cấp  $V$  cho cơ cấu kẹp và ma sát (lực cản) chuyển động  $F_f$  của thiết bị.

$$F_f = 0.209 - 0.248V + 0.3078V^2 \quad (N) \quad (3.4)$$

Trong đó, điện áp cấp cho nam châm điện của bộ phận kẹp được tính là  $V$ .

### 3.3. Lựa chọn, lắp đặt thiết bị đo

#### 3.3.1. Các thông số và yêu cầu đo

##### 3.3.1.1. Các thông số đo

Từ mô hình toán học mô tả chuyển động của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có va đập (hệ phương trình có thứ nguyên (2.6)) và mô hình vật lý (xem Hình 2.1) có thể phân loại các thông số thực nghiệm cần phải thiết lập và thu thập theo ba nhóm. Cụ thể là:

- Các thông số kết cấu gồm: khối lượng các thành phần chuyển động  $m_1$  và  $m_2$ ; độ cứng và đặc tính của lò xo; hệ số giảm chấn  $c$  của hệ thống.

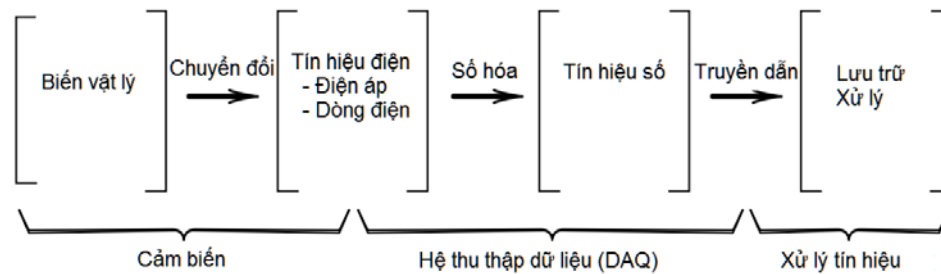
- Các thông số vận hành gồm: tần số  $f$  và biên độ  $A$  của lực kích thích; lực ma sát hoặc lực cản chuyển động  $F_f$  tác dụng lên cơ cấu khi di chuyển; lượng dịch chuyển tương đối  $X_1 - X_2$  giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ ; lực va đập  $F_{imp}$  nếu xảy ra va chạm. Như mô tả ở trên, lực kích thích được tạo nên bởi bộ shaker phụ thuộc vào cường độ dòng điện kích thích. Do vậy, trong nghiên cứu thực nghiệm, đề tài sẽ đo cường độ dòng điện kích thích thay vì đo biên độ lực kích thích.

- Thông số đánh giá hiệu quả làm việc của thiết bị tự di chuyển, sử dụng lượng dịch chuyển  $X_2$  của thiết bị khi được kích thích sau một khoảng thời gian hoặc số chu kỳ kích thích xác định.

##### 3.3.1.2. Yêu cầu đối với thiết bị đo

Để đo và lưu trữ giá trị của một biến vật lý (ví dụ như chuyển vị, nhiệt độ, vận tốc, gia tốc, lực, áp suất...), thiết bị đo sẽ làm nhiệm vụ *chuyển đổi* các đại lượng vật lý cần đo thành tín hiệu dạng điện, phổ biến nhất là dạng điện áp. Thiết bị đo

như vậy thường là các cảm biến. Từ tín hiệu đo được, hệ thống thu thập dữ liệu DAQ (Data Acquisition System) sẽ làm nhiệm vụ *số hóa*, nghĩa là chuyển đổi tín hiệu tương tự thành tín hiệu số, rồi chuyển sang bộ phận lưu trữ dữ liệu, thường là máy vi tính, rồi sau đó tiến hành xử lý kết quả. Ngoài nhiệm vụ số hóa tín hiệu, DAQ có thể thực hiện các nhiệm vụ khác như lọc tín hiệu (Filtering), khuếch đại tín hiệu (Amplifying) và các chức năng kỹ thuật khác như tạo bộ nhớ đệm, điều khiển tần số lấy mẫu (sampling rate)... Hình 3.5 [4] mô tả một hệ thu thập dữ liệu điển hình trong quá trình thực nghiệm đo lường các biến vật lý.



Hình 3.5. Nguyên tắc thu thập dữ liệu trong một sơ đồ đo thông dụng

Như vậy, để đo, thu thập và số hóa nhằm lưu trữ dữ liệu thực nghiệm, cần có thiết bị đo và bộ thu thập dữ liệu DAQ. Cụ thể là, thiết bị đo phải được kết nối với đối tượng cần đo, có thể tiếp xúc hoặc không tiếp xúc, và kết nối với DAQ. DAQ được kết nối với máy tính để xử lý hoặc lưu trữ trên ổ cứng.

- **Các yêu cầu đối với thiết bị đo:**

- Đảm bảo độ chính xác của đại lượng cần đo, nghĩa là kết quả phải đảm bảo độ tin cậy cần thiết;
- Đảm bảo độ nhạy cao và độ phân giải phù hợp, nghĩa là phản ánh trung thực và kịp thời những biến đổi của đại lượng cần đo;
- Cấu tạo đơn giản, dễ dàng kết nối và vận hành;
- Sử dụng nguồn điện có điện áp thấp để đảm bảo an toàn khi vận hành;
- Chi phí đầu tư thấp, dễ dàng tìm kiếm và thay thế khi cần thiết.

- **Các yêu cầu đối với bộ thu thập dữ liệu:**

- Bộ thu thập dữ liệu phải có tần suất lấy mẫu đủ lớn. Thông thường, tần số lấy mẫu tối thiểu phải lớn hơn hai lần so với tần số được quan tâm của tín hiệu đo [4].

Tuy nhiên, để phản ánh và tái tạo tốt nhất hình dạng tín hiệu đầu vào, cần đảm bảo tần số lấy mẫu lớn hơn tần số tín hiệu đầu vào trên mười lần.

- Độ phân giải phải đủ lớn. Độ phân giải càng cao thì càng dễ dàng ghi nhận/phát hiện được các thay đổi nhỏ của tín hiệu đo. Độ phân giải có thể 8 bits, 12 bits, 16 bits, 24 bits hoặc cao hơn. Tuy vậy, với các thông số khác tương tự nhau, độ phân giải càng cao (càng nhiều bits) thì giá thiết bị thu thập càng đắt.

- Có độ phân giải điện áp phù hợp. Độ phân giải điện áp là lượng thay đổi tín hiệu vào nhỏ nhất mà thiết bị có thể nhận biết và phản hồi (đủ làm thay đổi một bit tín hiệu đầu ra). Thông thường, tín hiệu đầu vào của thiết bị là tín hiệu điện áp, độ phân giải thường được tính bằng vôn ( $V$ ) hoặc mili vôn ( $mV$ ).

### **3.3.2. Lựa chọn thiết bị đo và thu thập dữ liệu**

#### **3.3.2.1. Lựa chọn thiết bị đo chuyển vị**

Trong quá trình nghiên cứu thực nghiệm thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có va đập, việc xác định chính xác vị trí của các khối lượng theo thời gian ( $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_1 - X_2$ ) có vai trò đặc biệt quan trọng. Lượng dịch chuyển  $X_2$  là lượng dịch chuyển tuyệt đối của thiết bị, dùng để đánh giá tốc độ dịch chuyển trung bình và chiều chuyển động của thiết bị. Do khối lượng quán tính được kích thích dao động không ngừng nên lượng dịch chuyển tuyệt đối  $X_1$  không thể xác định chính xác được, vì vậy thường phải xác định thông qua lượng dịch chuyển tương đối  $X_1 - X_2$ . Bên cạnh đó, lượng dịch chuyển  $X_1 - X_2$  còn được sử dụng trong phân tích động lực học của thiết bị. Để đo các lượng dịch chuyển kể trên, tùy thuộc vào các điều kiện cụ thể có thể lựa chọn và sử dụng nhiều loại thiết bị (cảm biến) khác nhau, ví dụ như LVDT, cảm biến tiệm cận, cảm biến hồng ngoại, cảm biến laser... Trong đề tài này, nhóm nghiên cứu sử dụng hai loại cảm biến gồm cảm biến chuyển vị LVDT và cảm biến tiệm cận.

- **Thiết bị đo chuyển vị tiếp xúc LVDT**

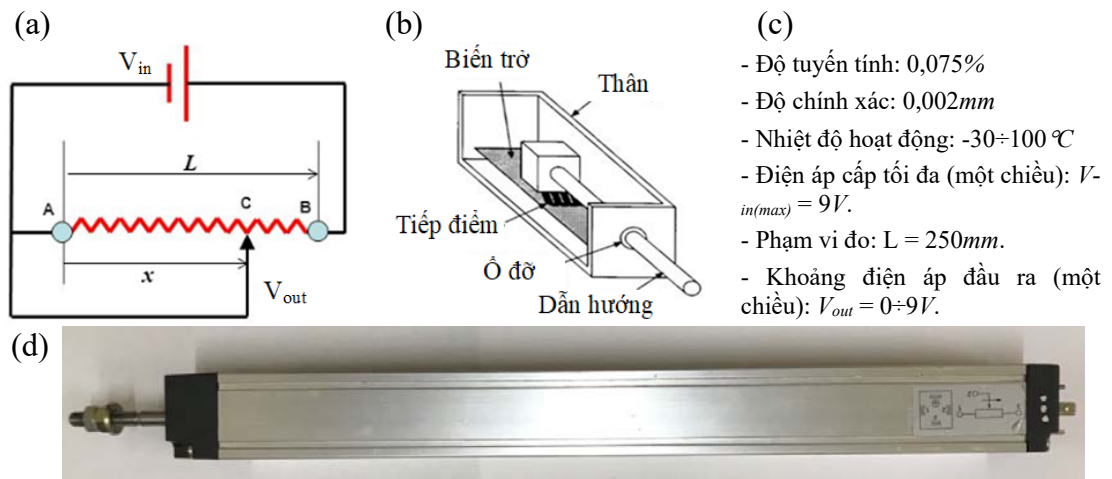
LVDT viết tắt của Linear Variable Differential Transducer/ Transformer hay Linear Variable Differential Transducer - cảm biến vi sai tuyến tính, còn gọi là cảm biến dịch chuyển biến đổi tuyến tính, là thiết bị đo lượng dịch chuyển dạng tương tự

(Analog) bằng cách chuyển đổi lượng dịch chuyển thành tín hiệu điện dưới dạng điện áp. Để làm việc, LVDT cần được cấp một nguồn điện áp (Hình 3.6a). Để thu thập tín hiệu dịch chuyển, cáp tín hiệu hai đầu ra của LVDT được nối với hai chân của một kênh trên bộ thu dữ liệu DAQ. Các bộ DAQ thông dụng thường có giới hạn điện áp tín hiệu cần thu thập là 10V. Do vậy, nguồn điện một chiều 9V cấp cho LVDT thường được lựa chọn trong nghiên cứu thực nghiệm.

Lượng dịch chuyển của điểm tiếp xúc tỷ lệ bậc nhất với tín hiệu điện áp xuất ra trên hai đầu ra của LVDT. Khi lượng dịch chuyển bằng không, điện áp xuất ra bằng không. Khi lượng dịch chuyển của lõi sắt là lớn nhất, điện áp xuất ra đúng bằng điện áp nguồn cấp cho LVDT. Điện áp thu được trên DAQ là điện áp ra  $V_{out}$  của LVDT, được xác định như sau:

$$V_{out} = V_{in} \cdot \frac{x}{L} \quad (3.7)$$

Trong đó,  $V_{in}$  là điện áp một chiều cấp cho cảm biến (V);  $V_{out}$  là điện áp xuất ra của cảm biến (V);  $x$  là lượng dịch chuyển của tiếp điểm so với biên trở của cảm biến (mm);  $L$  là giới hạn đo của cảm biến (mm).

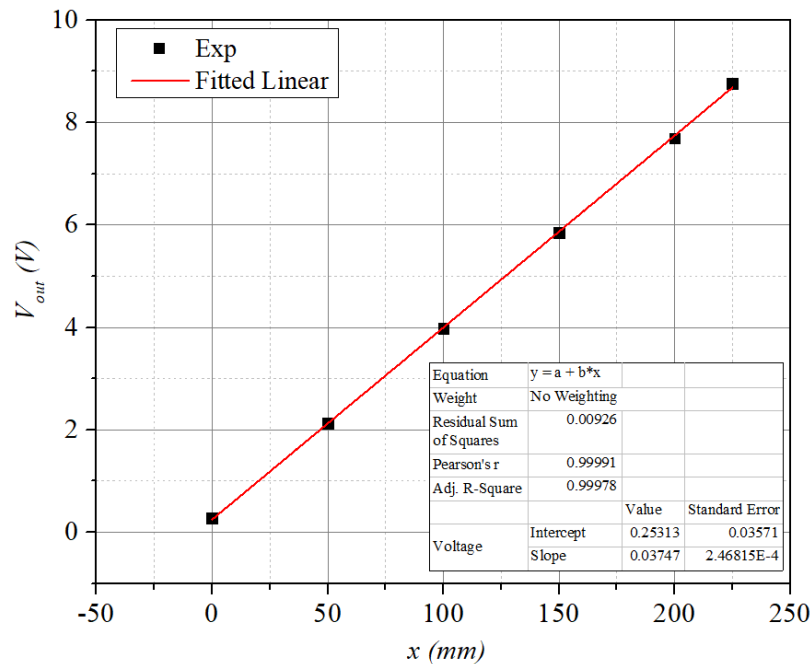


Hình 3.6. Sơ đồ nguyên lý làm việc của LVDT (a), nguyên lý cấu tạo (b), thông số kỹ thuật (c) và ảnh chụp cảm biến LVDT LHC-25E (d)

Nghiên cứu này lựa chọn cảm biến LVDT Holzman LHC-25E vì cấu tạo đơn giản (mô tả trên Hình 3.6), phổ biến và cho kết quả đo chính xác, tin cậy. Cảm biến LVDT Holzman LHC-25E được sử dụng để xác định chuyển động tuyệt đối  $X_2$  của

xe (thiết bị), thông qua đó có thể xác định được tốc độ dịch chuyển của thiết bị tự di chuyển. Dữ liệu từ LVDT được thu thập và số hóa nhờ bộ thu thập dữ liệu DAQ, sau đó được lưu trữ trên máy tính để xử lý. Ngoài ra, cảm biến LVDT còn được sử dụng để xác định lực cản chuyển động  $F_f$  (như mô tả ở phần trên). Theo nhà sản xuất, các thông số kỹ thuật của LVDT như mô tả trên Hình 3.6c.

Trước khi vận hành hệ thống, cảm biến LVDT được kiểm tra tình trạng hoạt động và calib để đảm bảo độ chính xác. Khi đó, nguồn điện một chiều  $9V$  được cấp cho cảm biến. Tín hiệu điện áp ra  $V_{out}$  từ cảm biến được thu về máy tính nhờ DAQ. Dữ liệu calib được xử lý bằng phần mềm OriginLab. Kết quả calib được thể hiện như trên Hình 3.7.

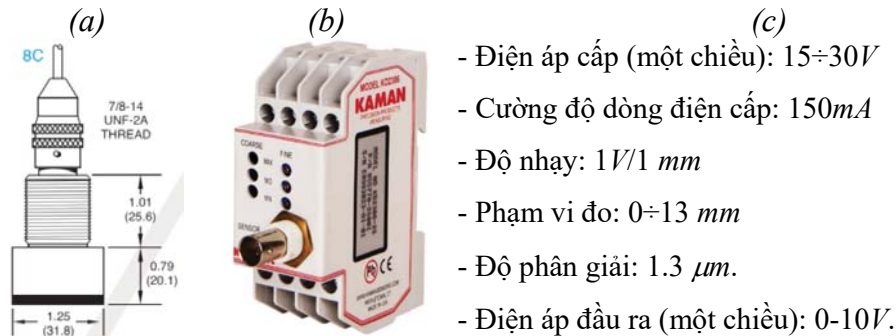


Hình 3.7. Dữ liệu kiểm chuẩn LVDT Holzman LHC-25E  
(Exp- dữ liệu thực nghiệm; Fitted Linear- đường hồi quy)

- **Thiết bị đo chuyển vị không tiếp xúc**

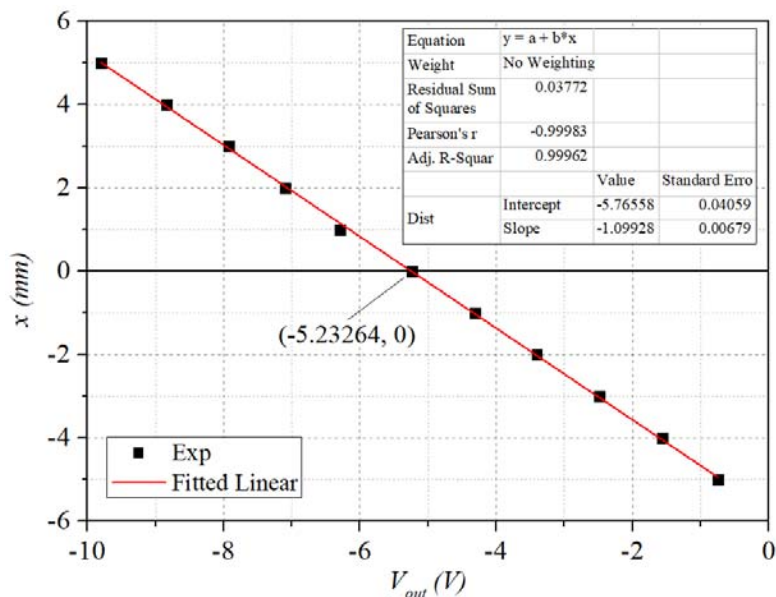
Trong nghiên cứu này, nhóm đề tài sử dụng cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 đo lượng dịch chuyển tương đối  $X_1 - X_2$  giữa hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$ . Hình 3.8 là đầu đo và bộ chuyển đổi tín hiệu của cảm biến. Do khối lượng  $m_1$  dao động tuần hoàn nên đầu đo của cảm biến sẽ được gắn lên thân cơ cấu, tức là gắn lên khối

lượng  $m_2$ . Sử dụng cảm biến không tiếp xúc nhằm loại bỏ thành phần ma sát trượt khi các khối lượng chuyển động tương đối với nhau.



Hình 3.8. Đầu đo (a), bộ chuyển đổi tín hiệu (b) và thông số kỹ thuật (c) của cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306

Dữ liệu từ cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 được thu thập và số hóa nhờ bộ DAQ, sau đó được lưu trữ trên máy tính để xử lý. Thông số kỹ thuật của cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 cụ thể như trên Hình 3.8c. Khi đo, có thể tùy ý điều chỉnh để thu thập điện áp ra trong khoảng  $0\div 10V$  hoặc  $\pm 5V$  hoặc  $0\div 5V$ .



Hình 3.9. Dữ liệu calib cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 (Exp- dữ liệu thực nghiệm; Fitted Linear- đường hồi quy)

Tương tự LVDT, trước khi vận hành hệ thống, cảm biến tiệm cận được kiểm tra tình trạng hoạt động và calib để đảm bảo độ chính xác. Khi đó, nguồn điện một

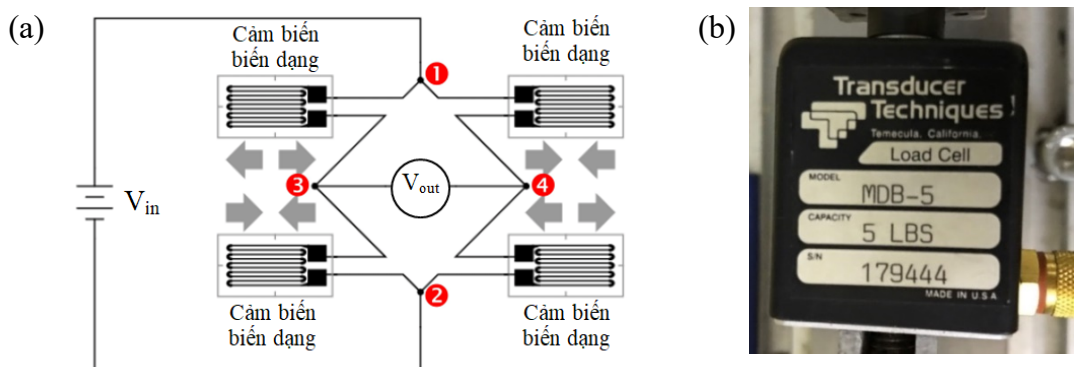
chiều  $19V$  được cấp cho cảm biến. Tín hiệu điện áp ra  $V_{out}$  từ cảm biến được thu về máy tính lưu trữ nhờ bộ thu thập và xử lý dữ liệu DAQ, sau đó được xử lý bằng phần mềm OriginLab. Kết quả calib cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 được thể hiện như trên Hình 3.9.

Ngoài dùng để xác định lượng dịch chuyển tương đối  $X_1 - X_2$ , cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 còn được sử dụng để xác định độ cứng  $k$  và đặc tính phi tuyến của lò xo cũng như xác định hệ số giảm chấn  $c$  của hệ thống. Các ứng dụng này sẽ được giới thiệu ở các phần sau.

### 3.3.2.2. Thiết bị đo lực

Trong nghiên cứu thực nghiệm thiết bị tự di chuyển nhờ rung động hoặc nhờ rung động kết hợp với va đập, xác định các thành phần lực có vai trò quan trọng. Các thành phần lực cần xác định gồm: lực kích thích  $F_e$ ; lực va đập  $F_{imp}$ ; lực ma sát  $F_f$  cản trở chuyển động... Mỗi thành phần lực có đặc tính (tĩnh hoặc động) khác nhau. Tùy thuộc vào đặc tính của lực mà thiết bị đo lực cũng khác nhau. Thành phần lực tĩnh, gồm biên độ lực kích thích, lực cản chuyển động khi thiết đặt hệ thống... được xác định bằng cảm biến đo lực tĩnh (Loadcell). Thành phần lực động (lực va đập) được xác định bằng cảm biến đo lực động (Dynamics Force Sensor). Tuy vậy, trong phạm vi nghiên cứu của đề tài, chúng tôi không thu thập dữ liệu lực va đập nên cảm biến lực động sẽ không cần phải sử dụng.

- **Thiết bị đo lực tĩnh**

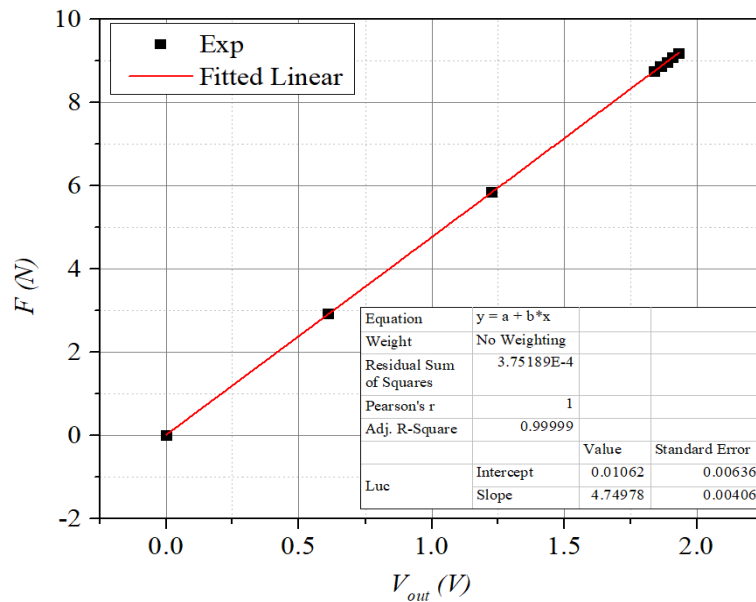


Hình 3.10. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo của Loadcell đo lực tĩnh (a) và ảnh chụp Loadcell MDB-5 được sử dụng trong nghiên cứu (b)

Trong nghiên cứu thực nghiệm, đề tài sử dụng Loadcell MDB-5 của hãng Transducer Techniques, Mỹ (Hình 3.10) với các thông số kỹ thuật như sau:

- Điện áp cấp ( $V_{in}$ ):  $15 \div 30V$ ;
- Độ nhạy danh nghĩa của Loadcell:  $2mV/V$
- Khoảng lực đo:  $0 \div 5lbs$  (khoảng  $0 \div 22,2411N$ )
- Khả năng quá tải: 150%.

Hình 3.11 trình bày kết quả calib cảm biến đo lực tĩnh MDB-5.



Hình 3.11. Dữ liệu calib Loadcell MDB-5

(Exp- dữ liệu thực nghiệm; Fitted Linear- đường hồi quy)

### 3.3.2.3. Bộ thu thập dữ liệu DAQ

Bộ thu thập và số hóa dữ liệu DAQ có nhiệm vụ chính là số hóa tín hiệu tương tự thu thập được từ các cảm biến đồng thời chuyển tín hiệu số về lưu trữ trên máy tính. Các thông số quan trọng nhất của DAQ là tần suất lấy mẫu và độ phân giải. Căn cứ vào các thông số thiết đặt chế độ vận hành của thiết bị thí nghiệm, luận án sử dụng bộ DAQ số hiệu NI USB-6210, hãng National Instruments (Mỹ). Thông số kỹ thuật của bộ DAQ này được trình bày như trong Bảng 3.1 sau đây.

Chương trình điều khiển DAQ được sử dụng để vận hành các thiết bị này là phần mềm NI SignalExpress, cũng của hãng National Instruments (Mỹ), được cài



đặt trên máy tính. Giao diện tương tác người dùng của phần mềm NI SignalExpress đơn giản, dễ hiểu và tiện lợi khi sử dụng.

*Bảng 3.1. Thông số kỹ thuật bộ DAQ NI USB-6210*

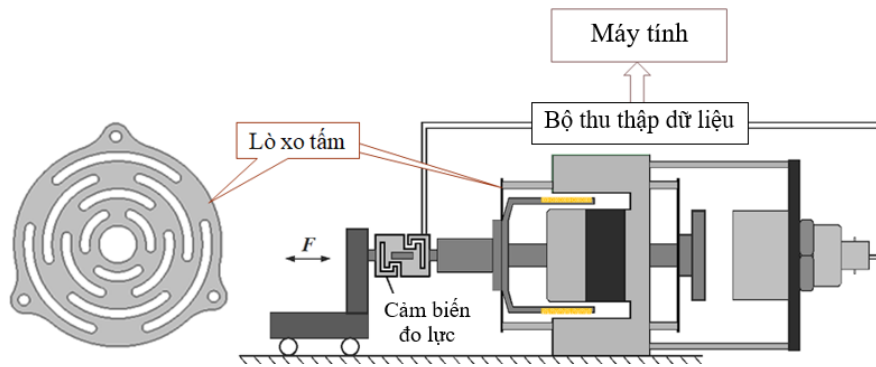
Thông số	NI USB-6210
Số kênh đầu vào	16
Độ phân giải (bit)	16
Tần suất lấy mẫu lớn nhất (1000lần/s)	250

### 3.4. Chế tạo, lắp đặt hệ thống và vận hành thử nghiệm

#### 3.4.1. Thử nghiệm xác định thông số kết cấu, thông số vận hành

##### 3.4.1.1. Xác định độ cứng và đặc tính của lò xo

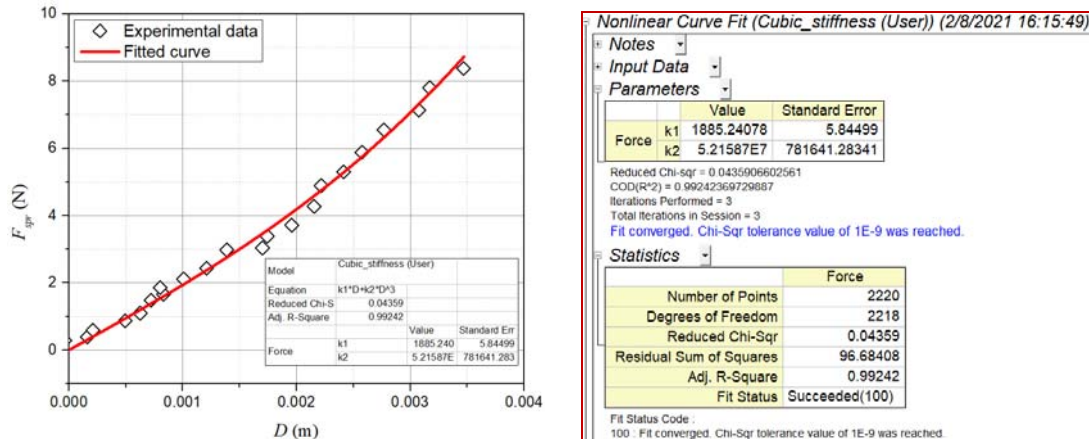
Lò xo sử dụng trong bộ tạo rung chuyên dùng là lò xo tám như mô tả trên Hình 3.12 (bên trái). Loại lò xo này có độ cứng theo phương hướng kính lớn để đỡ khối lượng  $m_1$  nhưng độ cứng theo phương dọc trục nhỏ để tạo thuận lợi cho các khối lượng dao động.



*Hình 3.12. Lò xo tám và mô hình thực nghiệm xác định độ cứng của lò xo*

Độ cứng của lò xo được xác định như mô tả trên Hình 3.12 (bên phải). Trong đó, vành ngoài của lò xo được gắn chặt lên thân thiết bị (khối lượng  $m_2$ ) còn vòng trong được gắn chặt trục shaker. Khi đó, thiết bị tự di chuyển (xe) được cố định trên đường ray trượt. Các quả cân có khối lượng là 300gr lần lượt được chắt tải lên lò xo thông qua trục shaker nhờ một dây mềm không dẫn, sau đó tiến hành dỡ tải một cách lần lượt. Cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 được sử dụng để đo chuyển vị của lò xo do các quả nặng gây ra thông qua sự thay đổi khoảng cách giữa cảm biến

và trục shaker. Dữ liệu tải trọng - chuyển vị của lò xo thu được bằng thực nghiệm sẽ được xử lý và hồi quy bằng phần mềm OriginLab.



Hình 3.13. Kết quả xử lý dữ liệu xác định độ cứng của lò xo

(Experimental data- dữ liệu thực nghiệm; Fitted Curve- đường hồi quy)

Kết quả hồi quy cho thấy, trong vùng làm việc, lò xo được sử dụng trong mô hình thực nghiệm thiết bị tự di chuyển có đặc tính phi tuyến bậc ba khuyết như trên Hình 3.13. Phương trình hồi quy có dạng:

$$F_{spr} = k_1 x + k_2 x^3 \quad (3.8a)$$

$$F_{spr} = 6068,1908(X_1 - X_2) + 2,05983 \cdot 10^8 (X_1 - X_2)^3 \quad (3.8b)$$

#### 3.4.1.2. Hệ số cản nhớt $c$

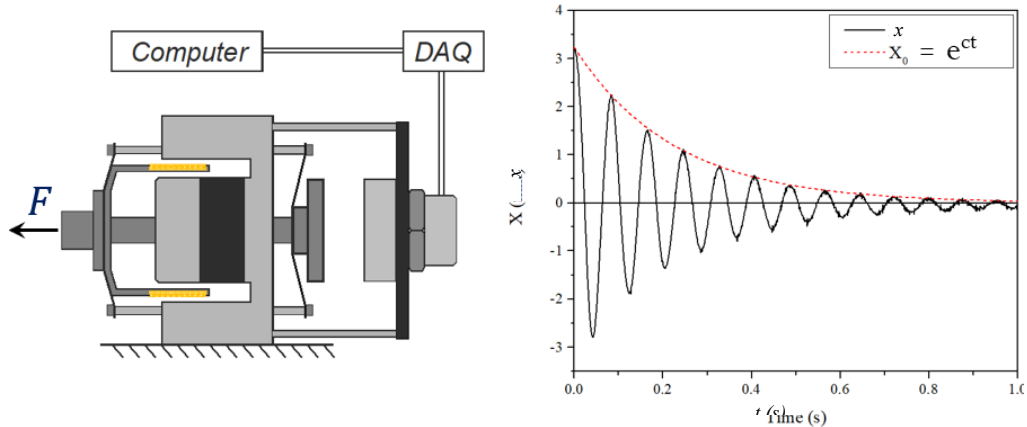
Hệ số cản nhớt  $c$  đặc trưng cho tổn thất năng lượng trong dao động của cơ hệ. Với cơ hệ sử dụng hai khối lượng nối với nhau bằng lò xo, để xác định hệ số  $c$  có thể quét trong một khoảng tần số xác định xung quanh tần số dao động tự nhiên của cơ hệ theo cả chiều tăng và giảm của tần số kích thích.

Trong thực nghiệm nghiên cứu, đề tài sử dụng phương pháp xác định như sau: tác dụng một lực kéo (hoặc nén) lên khối lượng  $m_1$  làm lò xo biến dạng một lượng nhất định (Hình 3.14, bên trái), sau đó dỡ tải đột ngột để cơ hệ dao động tự do. Chuyển vị của khối lượng dao động  $m_1$  theo thời gian được xác định bằng cảm biến tiệm cận Kaman KD-2306 và được thu thập về máy tính bởi bộ DAQ. Sau đó, dữ liệu được hồi quy bằng phần mềm OriginLab. Đường cong liên tục tiếp xúc với đỉnh các dao động có dạng:

$$x = x_0 \cdot e^{-zt} \quad (3.9)$$

$$z = c/2m$$

Trong đó,  $c$  là hệ số cản nhớt của lò xo.



Hình 3.14. Mô hình đo kiểm hệ số cản nhớt  $c$  (bên trái) và kết quả xử lý dữ liệu xác định hệ số cản nhớt  $c$  của lò xo (bên phải)

Trong quá trình thực hiện đề tài, nhóm tác giả sử dụng một số bộ lò xo có hình dạng như nhau nhưng kích thước khác nhau tùy thuộc mô hình có khai thác va đập hay không. Do vậy, cả độ cứng  $k$  của lò xo và hệ số cản  $c$  cũng sẽ khác nhau theo mỗi mô hình thực nghiệm.

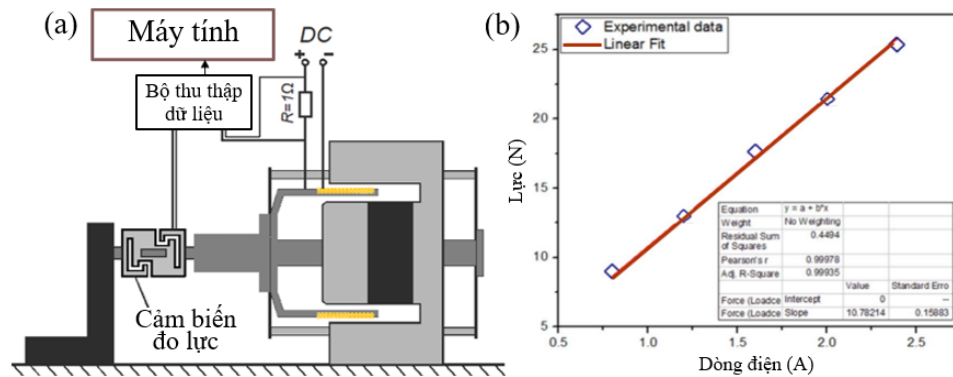
### 3.4.1.3. Xác định lực kích thích

Lực kích thích là lực tạo nên dao động làm cho khối lượng quán tính va đập với thân thiết bị để đẩy thiết bị tự di chuyển. Do vậy, đặc tính, tần số và biên độ của lực kích thích (Excitation Force -  $F_e$ ) là những thông số vận hành rất quan trọng. Đối với thiết bị rung điện động lực học, các thông số này phụ thuộc vào nguồn (dòng điện) kích thích. Dòng điện kích thích có thể là dòng một chiều gián đoạn, dòng xoay chiều dạng hình sin hoặc nửa sin... Lực kích thích tương ứng được xác định như sau:

$$F_e = F_0 \sin(\Omega t + \varphi) \quad (3.10a)$$

$$F_e = iB \sin(\Omega t + \varphi) \quad (3.10b)$$

Trong đó:  $F_0$  là biên độ lực kích thích;  $\Omega = 2\pi f$  với  $f$  là tần số dòng điện kích thích;  $\varphi$  là góc pha;  $B$  là hệ số thực nghiệm;  $i$  là cường độ dòng điện.



Hình 3.15. Mô hình thực nghiệm xác định biên độ lực kích thích

Để xác định biên độ lực kích thích ( $F_0$ ), sử dụng bộ nguồn một chiều có thể thay đổi điện áp và cường độ dòng điện cấp cho bộ tạo rung chuyên dụng. Trên khối lượng dao động  $m_1$  có gắn một Loadcell, Loadcell này được tì sát vào giá cố định (Hình 3.15a). Khi cấp điện cho cơ cấu rung, lực kích thích khối lượng dao động chuyển động, ép Loadcell tì vào giá cố định. Tín hiệu lực được chuyển thành điện áp và được thu thập bởi DAQ để lưu trữ và xử lý trên máy tính. Sau khi xử lý và hồi quy (Hình 3.15b) bằng phần mềm OriginLab, kết quả thu được hệ số thực nghiệm  $B = 10.78214$ . Lực kích thích khi sử dụng dòng điện hình sin hoặc nửa sin được xác định như sau:

$$F_e = 10.78214 \times i \times \sin(\Omega t + \varphi) \quad (3.11)$$

Bỏ qua góc pha ( $\varphi = 0$ ), lực kích thích khi sử dụng dòng điện hình sin hoặc nửa sin có dạng:

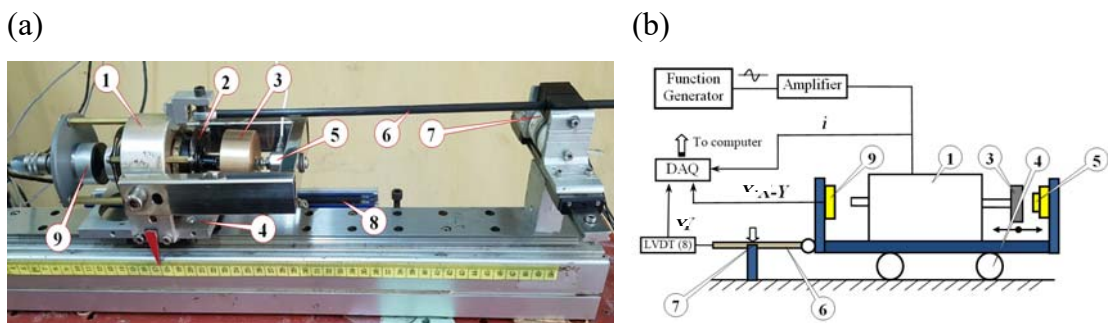
$$F_e = 10.78214 \times i \times \sin(\Omega t) \quad (3.12)$$

Trong nghiên cứu thực nghiệm đề tài, máy phát hàm (function generator, model PicoScope 2000 Series, Pico Technology Ltd.) được sử dụng như một nguồn kích thích. Tuy nhiên, công suất của nhiều máy phát hàm rất nhỏ nên thực tế phải sử dụng bộ khuếch đại công suất (power amplifier) trước khi cấp cho cơ cấu rung chuyên dùng. Cường độ dòng điện kích thích được thu thập và số hóa qua bộ thu thập dữ liệu DAQ để lưu trữ trên máy tính, đồng thời sử dụng cho việc phân tích các dữ liệu thực nghiệm. Tín hiệu được thu bởi DAQ là hiệu điện thế nên trong thực nghiệm sử dụng một điện trở thuần  $1\Omega$  mắc nối tiếp với dây cấp cho bộ tạo rung

chuyên dùng và cường độ dòng điện được xác định qua hai đầu của điện trở thuần này. Do vậy đặc tính, tần số và biên độ của lực kích thích từ bộ khuếch đại được phản ánh qua DAQ một cách chính xác.

### 3.4.2. Lắp đặt và vận hành hệ thống thí nghiệm

Hình 3.16a là ảnh chụp hệ thống thí nghiệm đã được xây dựng. Thân thiết bị (1) là vỏ của một mini shaker, lõi mini shaker được liên kết với vỏ nhờ lò xo (2). Một đầu của lõi mini shaker có gắn khối lượng dao động (3), nhóm đề tài lựa chọn vật liệu của khối lượng dao động là đồng. Hai khối lượng này được đặt trên hệ ray trượt (4). Chốt va chạm (5) được gắn lên vỏ mini shaker qua một khung inox. Ống cac-bon (6) và cặp gá (7) được sử dụng để thay đổi lực cản (lực ma sát) khi thiết bị chuyển động. Cảm biến khoảng cách (9) và cảm biến dịch chuyển LVDT (8) được sử dụng để xác định chuyển động của các khối lượng khi hệ thống làm việc. Một máy phát hàm (Function generator) của hãng PicoScope được sử dụng để tạo nên lực kích thích với tần số xác định. Do tín hiệu kích thích của máy phát hàm nhỏ nên cần một bộ khuếch đại (Amplifier) để khuếch đại công suất cấp cho mini shaker hoạt động. Hình 3.16b là sơ đồ nguyên lý làm việc của hệ thống, đồng thời thể hiện việc kết nối với các cảm đo các đại lượng khi hệ thống được vận hành.



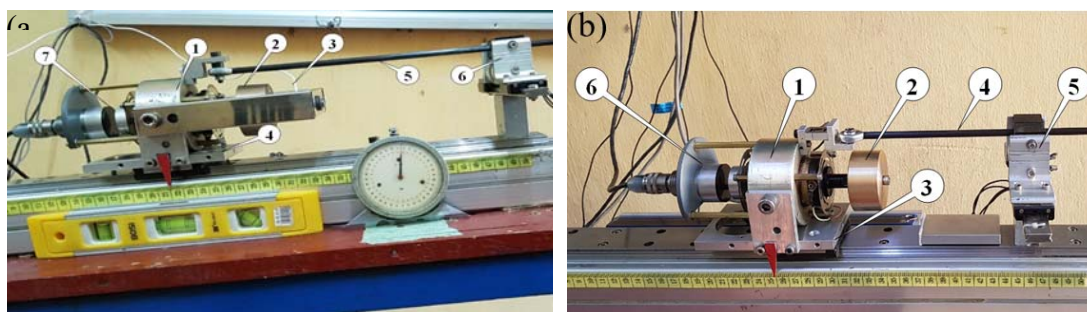
Hình 3.16. Ảnh chụp ảnh chụp hệ thống đã triển khai (a)  
và sơ đồ nguyên lý hệ thống thí nghiệm (b)

Khoảng cách va đập  $G$  có thể điều chỉnh được trong phạm vi xác định. Trên cơ sở các thông số kết cấu (như trong Bảng 3.2), lựa chọn các thông số vận hành để thử nghiệm hệ thống. Các đại lượng được thu thập và xử lý, gồm: cường độ dòng điện  $i$ , lượng dịch chuyển của thiết bị  $X_2$ ; lượng dịch chuyển tương đối  $X_1 - X_2$ ...

Bảng 3.2. Thông số kết cấu của hệ thống thực nghiệm

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng quán tính	$m_1$	0.518	kg
Khối lượng thân cơ cấu	$m_2$	1.813	kg
Độ cứng tuyến tính của lò xo	$k_1$	1885.24078	N/m
Độ cứng bậc 3 của lò xo	$k_2$	52158700	N/m <sup>3</sup>
Độ cứng va đập	$k_0$	$1.24 \times 10^6$	N/m
Hệ số giảm chấn	$c$	8.893542	Ns/m

Hệ thống này dễ dàng bố trí tạo thành góc nghiêng xác định để nghiên cứu ảnh hưởng của ma sát dị hướng đến ứng xử động lực học và đánh giá khả năng chuyển động (Hình 3.17a). Ngoài ra, hệ thống này cũng có thể linh hoạt cải tiến để nghiên cứu theo định hướng tự di chuyển nhờ rung động thuần túy (Hình 3.17b).



Hình 3.17. Một số phương án bố trí và vận hành thiết bị tự di chuyển: (a) khai thác va đập khi di chuyển trên đường trượt nghiêng; (b) khai thác rung động thuần túy.

### 3.5. Kết luận Chương 3

- Đã xây dựng được hệ thống thiết bị thí nghiệm gồm: mô hình thực cơ cấu tự di chuyển nhờ rung động - va đập, xác định các thông số hệ thống và lựa chọn được các thiết bị đo, thiết bị thu thập dữ liệu phù hợp với yêu cầu đo.

- Hệ thống thiết bị tự di chuyển có thể dễ dàng điều chỉnh để khai thác, nghiên cứu theo các định hướng: rung động không va đập, ma sát dị hướng...

- Đã đề xuất mô hình thực nghiệm điều chỉnh lực cản chuyển động thay thế cho giả định lực ma sát được tạo nên bởi khối lượng bản thân hệ thống.

## **CHƯƠNG 4. THỰC NGHIỆM KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT SỐ THÔNG SỐ ĐẾN KHẢ NĂNG CHUYỂN ĐỘNG CỦA THIẾT BỊ TỰ DI CHUYỂN NHỜ RUNG ĐỘNG - VA ĐẬP**

Trên cơ sở thiết bị tự di chuyển nhờ rung động có khai thác va đập đã được xây dựng ở Chương 3, chương này sẽ trình bày các kết quả khảo sát thực nghiệm đánh giá ảnh hưởng của một vài tham số thực nghiệm đến khả năng chuyển động của thiết bị. Các thông số được lựa chọn đánh giá chính gồm: Ảnh hưởng của cường độ lực ma sát khi xem xét ma sát là đẳng hướng và ảnh hưởng của ma sát dị hướng. Kết quả khảo sát được thu thập, xử lý và phân tích dựa vào đồ thị time history của các khối lượng khi cơ cấu được kích thích trong khoảng [5-20] Hz. Lực ma sát (hay lực cản chuyển động) được giả thiết tuân theo mô hình ma sát Coulomb.

### **4.1. Ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đến khả năng chuyển động**

#### ***4.1.1. Cơ sở nghiên cứu***

Đối với thiết bị tự di chuyển nhờ rung động thuần túy hoặc nhờ rung động - va đập, ma sát đóng vai trò đặc biệt quan trọng. Một mặt, ma sát thường được xem là nhân tố cản trở chuyển động của thiết bị, do đó cường độ ma sát càng nhỏ càng tốt. Mặt khác, ma sát đóng vai trò quan trọng trong tương tác giữa khối lượng bên trong và khối lượng bên ngoài để đảm bảo thiết bị có thể chuyển động được theo chiều nhất định [23, 57]. Cường độ lực ma sát quá lớn hoặc quá nhỏ, thậm chí, thiết bị không thể di chuyển được [7, 32].

Trong thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập, lực kích thích tác dụng lên khối lượng bên trong thường dưới dạng quy luật hình sin. Trong các nghiên cứu trước đây, lực kích thích thường được chuyển đổi thành dạng mô hình không thứ nguyên, và được tính bằng tỉ số biên độ lực kích thích và cường độ lực ma sát Coulomb. Để đánh giá ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đến khả năng chuyển động, chiều chuyển động và ứng xử động lực học của thiết bị tự di chuyển, một số nhóm nghiên cứu đã sử dụng tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát [24, 32, 42, 47, 58]. Trong nghiên cứu thực nghiệm, ảnh hưởng của lực kích thích được tính toán so với cường độ lực ma sát cho trước, chẳng hạn như trong [37,

38, 42, 44, 59]. Ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đến ứng xử của hệ thống trong thực nghiệm được rất ít nghiên cứu quan tâm [34, 60], nhưng không phải dưới dạng tương tác với lực kích thích. Theo các tác giả [41], khi lực đàn hồi tác dụng lên capsbot lớn hơn so với cường độ lực ma sát, hệ thống sẽ chuyển động theo chiều lùi. Trong một nghiên cứu khác [42], vận tốc chuyển động trung bình theo chiều tiến của capsbot có cường độ lực kích thích nhỏ lớn hơn rất nhiều so với chiều lùi khi cường độ lực kích thích lớn. Kết quả này cho thấy, cường độ lực kích thích lớn không cải thiện được hiệu quả làm việc của hệ thống. Do vậy, việc khảo sát mối tương quan giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát là cần thiết đối với hệ thống thiết bị đã được xây dựng.

#### **4.1.2. Thiết lập thông số thực nghiệm**

Hệ thống thí nghiệm với mô hình đã xây dựng như trên Hình 3.16a được sử dụng để khảo sát. Để thiết đặt lực ma sát (lực cản chuyển động) ở một giá trị xác định, lựa chọn một điện áp một chiều (theo quan hệ trên Hình 3.4b) cấp cho nam châm điện của cơ cấu cặp. Ba mức cường độ lực ma sát  $F_{f0}$  được khảo sát, lần lượt là 2.3 N, 6.8 N và 13.6 N, tương ứng với hệ số ma sát trượt khoảng 0.1; 0,3 và 0.6. Với các giá trị cường độ lực ma sát  $F_{f0}$  đã được thiết đặt như trên, lựa chọn biên độ lực kích thích theo điện áp cấp cho cuộn dây của shaker, tương ứng với các giá trị tỉ số  $\alpha = A/F_{f0}$  lần lượt là 0.59, 0.79, 0.99 và 1.19. Tần số  $f_{exc}$ , biên độ lực kích thích ( $A$ ) dạng hình sin được tạo nên bởi máy phát hàm PicoScope và được khuếch đại bởi một bộ khuếch đại công suất sau đó cấp cho cuộn dây của shaker. Khi được kích thích, khối lượng bên trong ( $m_1$ ) sẽ dao động và va đập với thân shaker (có khối lượng  $m_2$ ) thông qua khung chịu va chạm. Quá trình thí nghiệm được thực hiện bằng cách quét theo tần số (trong khoảng 5-20Hz, gia số 1Hz) tương ứng với mỗi giá trị của  $\alpha$  và  $F_{f0}$ . Mỗi giá trị khảo sát của  $\alpha$  và  $F_{f0}$  được thực hiện quét 16 lần. Các thông số vận hành được tóm tắt như trong Bảng 4.1 sau.

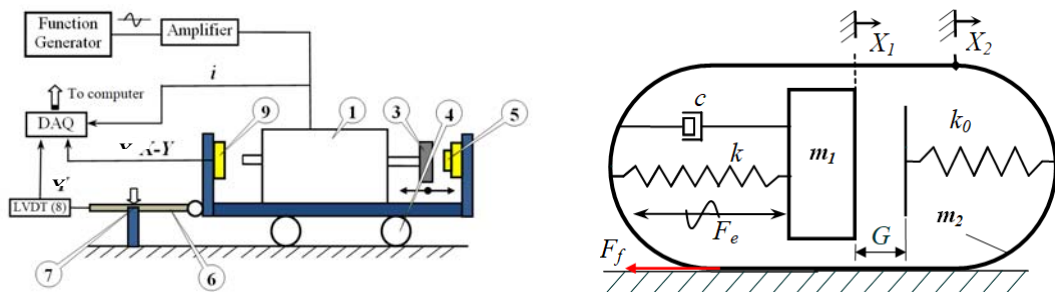
Các thông số đo và sơ đồ nguyên lý đo như trên Hình 3.16b, gồm: lượng dịch chuyển  $X_2$  của cơ cấu theo thời gian, lượng dịch chuyển tương đối  $X_1 - X_2$  giữa hai khối lượng theo thời gian, lực cản chuyển động theo thời gian.



Bảng 4.1. Thông số thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của cường độ lực ma sát

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng quán tính	$m_1$	0.518	kg
Khối lượng thân cơ cấu	$m_2$	1.813	kg
Độ cứng tuyến tính của lò xo	$k_1$	1885.24078	N/m
Độ cứng bậc 3 của lò xo	$k_2$	52158700	N/m <sup>3</sup>
Độ cứng va đập	$k_0$	$1.24 \times 10^6$	N/m
Hệ số giảm chấn	$c$	8.893542	Ns/m
Khoảng va đập	$G$	0.5	mm
Cường độ lực ma sát	$F_f$	2.3; 6.8 và 13.6	N
Tỉ số giữa biên độ lực kích thích và cường độ lực ma sát	$\alpha = A/F_f$	0.59; 0.79; 0.99 và 1.19	-
Tần số kích thích	$f_{exc}$	[5-20], gia số 1Hz	Hz
Góc nghiêng	$\theta$	0	°

Hình 4.1 thể hiện sơ đồ thí nghiệm và mô hình vật lý phục vụ việc nghiên cứu thực nghiệm ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đến khả năng di chuyển.



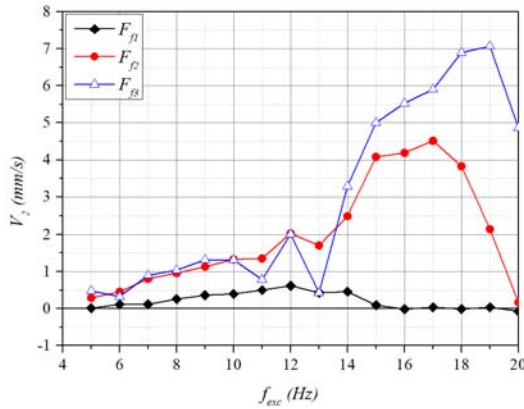
Hình 4.1. Sơ đồ thí nghiệm (a) và mô hình vật lý (b).

#### 4.1.3. Kết quả và thảo luận

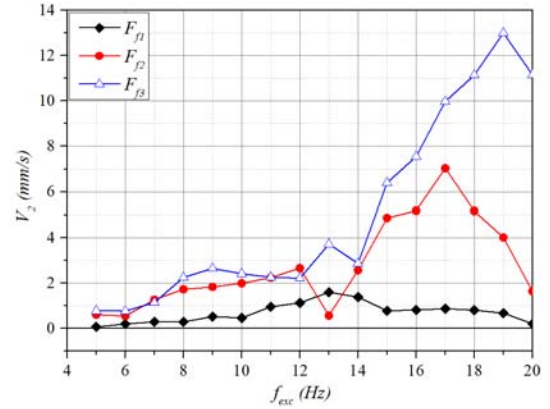
Trước tiên cùng xem xét tốc độ dịch chuyển trung bình của thiết bị (Hình 4.2). Dễ dàng nhận thấy, với các giá trị  $\alpha < 1$  (Hình 4.2a,b), cường độ lực ma sát càng lớn thì vận tốc di chuyển trung bình của thiết bị càng lớn. Đồng thời, khi giá trị  $\alpha$  tăng thì vận tốc di chuyển trung bình của thiết bị cũng tăng lên. Tuy nhiên, vận tốc trung bình tiến về phía trước của cơ cấu (chiều dương của trục  $X_2$  như trên Hình 4.1b) với giá trị của tỉ số  $\alpha \approx 1$  (Hình 4.2c) so với khi giá trị  $\alpha = 0.79$  đều nhỏ hơn.

Trường hợp tỉ số  $\alpha = 1.19$ , hệ thống chuyển động theo chiều lùi khi tần số kích thích trong khoảng  $f_{exc} = [12..18] Hz$ , tương ứng với hai mức cường độ lực ma sát lớn hơn là ( $F_{f2}$  và  $F_{f3}$ ), như thể hiện trên Hình 4.2d.

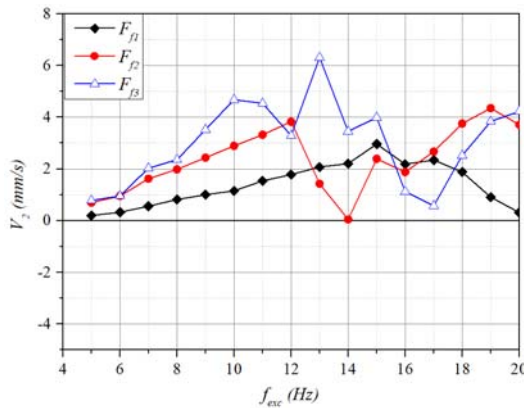
(a)  $\alpha = 0.59$



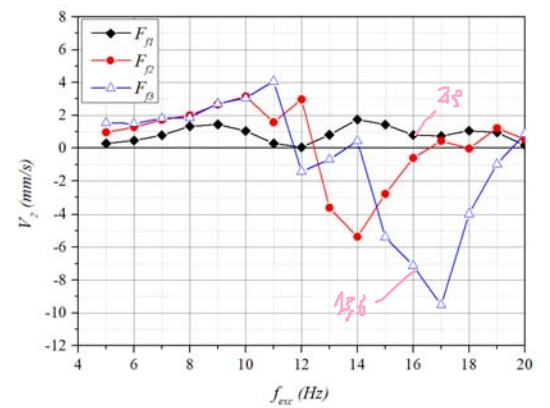
(b)  $\alpha = 0.79$



(c)  $\alpha = 0.99$



(d)  $\alpha = 1.19$



Hình 4.2. Vận tốc dịch chuyển trung bình của thiết bị sau 3s kích thích tương ứng với các giá trị  $\alpha$  và  $F_f$  khác nhau.

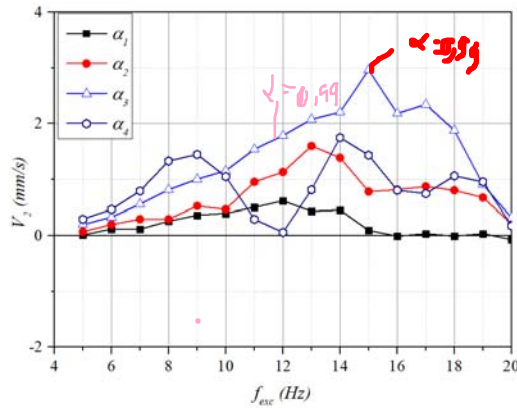
Từ kết quả thu được, có thể có một số nhận xét như sau:

- Khi tăng đồng thời cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát (nghĩa là giữ nguyên tỉ số  $\alpha = A/F_f$ ) có thể tăng tốc độ chuyển động theo chiều tiến của hệ thống. Kết quả này có những tương đồng nhất định so với các nghiên cứu trước đây.

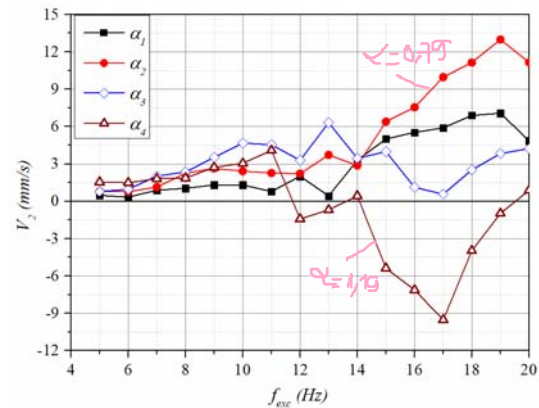
- Khi tỉ số  $\alpha = A/F_f$  lớn hơn 1 (nghĩa là, cường độ lực kích thích lớn hơn cường độ lực ma sát), hệ thống sẽ xuất hiện chuyển động lùi, thậm chí lực va chạm tác dụng lên thân thiết theo chiều tiến.

- Từ kết quả thí nghiệm cho thấy một điểm đáng lưu ý nữa là, khi cùng một tỉ số  $\alpha = A/F_f$ , chuyển động của hệ thống có thể theo chiều tiến hoặc theo chiều lùi, phụ thuộc vào cường độ lực ma sát (lực cản chuyển động) được thiết đặt  $F_f$ . Kết quả này khác với các công bố trước đây cho rằng, với bộ thông số xác định, cơ cấu chuyển động theo một chiều khi cùng một giá trị cho trước của  $\alpha$ .

(a)  $F_f = 2.3 N$



(b)  $F_f = 13.6 N$



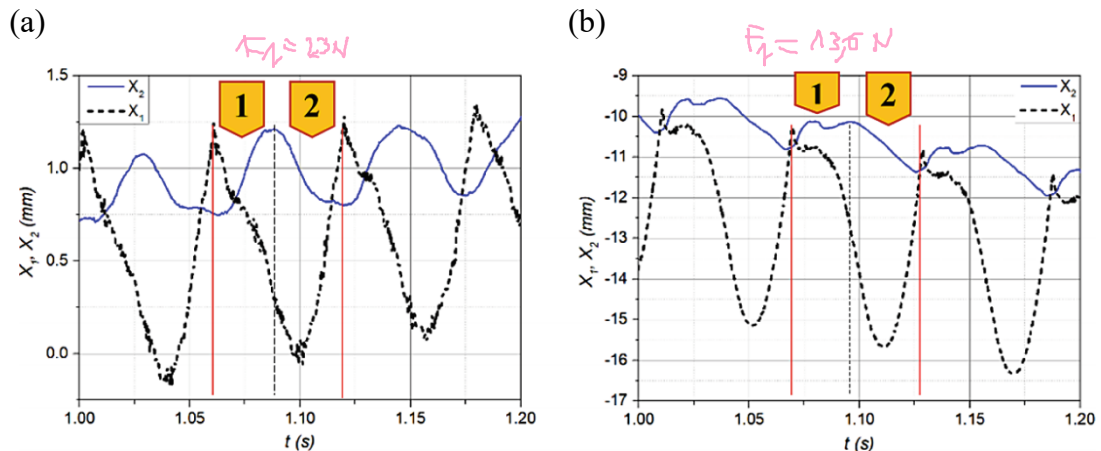
Hình 4.3. Ảnh hưởng của  $\alpha$  đến vận tốc chuyển động trung bình của cơ cấu khi lực cản chuyển động  $F_f = 2.3 N$  (a) và khi  $F_f = 13.6 N$  (b)

Hình 4.3 thể hiện một cách biểu diễn khác về ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đến khả năng chuyển động của hệ thống. Hai mức cường độ lực ma sát được khảo sát, lần lượt là  $F_f = 2.3 N$  và  $F_f = 13.6 N$ . Có thể nhận thấy, khi cơ cấu chịu tác động bởi cùng một cường độ lực ma sát, tỉ số  $\alpha$  lớn (nghĩa là cường độ lực kích thích lớn hơn cường độ lực ma sát) không làm cho cơ cấu chuyển động với vận tốc nhanh hơn. Với trường hợp cường độ lực ma sát nhỏ (Hình 4.3a), vận tốc chuyển động trung bình lớn nhất khi  $\alpha = 0.99$ , trong khi đó với tỉ số  $\alpha$  lớn nhất thì hầu như thiết bị chỉ chuyển động theo chiều lùi (ngược chiều lực va đập). Với trường hợp cường độ lực ma sát lớn (Hình 4.3b), vận tốc chuyển động trung bình lớn nhất nhận được tại giá trị  $\alpha_2 = 0.79$ , trong khi đó ở giá trị  $\alpha_4 = 1.19$ , cơ cấu chuyển động theo chiều lùi với tốc độ lớn nhất.

Hình 4.4 là đồ thị time history thể hiện chuyển động của khối lượng  $m_1$  (đường  $X_1$ ) và thân thiết bị có khối lượng  $m_2$  (đường  $X_2$ ). Các thông số vận hành cụ

thể được lựa chọn là: tần số kích thích  $f_{exc} = 17 \text{ Hz}$ , tỉ số  $\alpha = 1.19$ , cường độ lực ma sát lần lượt là  $F_f = 2.3 \text{ N}$  (Hình 4.4a) và  $F_f = 13.6 \text{ N}$  (Hình 4.4b). Mỗi chu kỳ kích thích ứng với hai đỉnh của đường  $X_1$  (được giới hạn bởi hai đường thẳng đứng màu đỏ), có thể chia thành hai vùng bằng đường nét đứt, màu đen đi qua đỉnh của đường  $X_2$ . Vùng 1 cho thấy hệ thống tiến về phía trước, trong khi đó vùng 2 là ứng với giai đoạn hệ thống chuyển động lùi về phía sau.

Như thể hiện trên các hình vẽ, va đập xảy ra ở thời điểm ứng với đỉnh của đồ thị time history của  $X_1$ . Dưới điều kiện cường độ ma sát nhỏ (Hình 4.4a), thiết bị tiến về phía trước không phải bởi lực va đập mà bởi tương tác giữa hai khối lượng. Chuyển động tiến về phía trước của thân thiết bị xảy ra khi khối lượng  $m_1$  chuyển động về phía sau. Dưới điều kiện cường độ lực ma sát lớn (Hình 4.4b), chuyển động theo chiều tiến của thiết bị có thể do lực va chạm - xảy ra tại thời điểm va chạm. Khác với trường hợp cường độ lực ma sát nhỏ, trong mỗi chu kỳ, lượng dịch chuyển theo chiều lùi về lớn hơn so với chiều tiến. Kết quả là, với trường hợp cường độ lực ma sát lớn, hệ thống chuyển động theo chiều lùi.



Hình 4.4. Đồ thị time history của  $X_1$  (đường đậm, nét đứt) và  $X_2$  (đường liền, nét mảnh, màu xanh) khi cơ cấu được vận hành ở  $f_{exc} = 17 \text{ Hz}$  với tỉ số  $\alpha = 1.19$  tương ứng với các trường hợp lực cản nhỏ  $F_f = 2.3 \text{ N}$  (a) và lực cản lớn  $F_f = 13.6 \text{ N}$  (b)

## 4.2. Ảnh hưởng của ma sát dị hướng đến khả năng chuyển động

### 4.2.1. Cơ sở nghiên cứu

Như đã phân tích ở trên, hầu hết các nghiên cứu đã công bố về thiết bị tự di

chuyển nhờ rung động - va đập đều coi ma sát là đẳng hướng, nghĩa là ma sát theo chiều tiến và theo chiều lùi như nhau, chẳng hạn như trong các công bố [32, 34, 39, 45, 60]. Một số nghiên cứu khác cho rằng, lực ma sát mang tính dị hướng, nghĩa là cường độ lực ma sát khi chuyển động theo chiều tiến khác với theo chiều lùi. Tuy vậy, phần lớn các nghiên cứu thực nghiệm cho rằng, ma sát theo chiều tiến nhỏ hơn ma sát theo chiều lùi [6, 27, 28, 61]. Các mô hình thực nghiệm này được xây dựng để có thể di chuyển xuống dốc trên một mặt phẳng nghiêng, với góc nghiêng  $\theta$  (Hình 4.5a). Mô hình ma sát dị hướng của các nghiên cứu trước đây nhận được bằng cách sử dụng trọng lượng của hệ thống. Khi thiết bị di chuyển trên mặt phẳng nghiêng, lực ma sát được xem như gồm hai thành phần, thành phần lực ma sát khô và thành phần trọng lực có phương song song với phương của mặt phẳng nghiêng. Lực ma sát theo chiều tiến ( $F_{f+}$ ) và lực ma sát theo chiều lùi ( $F_{f-}$ ), khi đó, được xác định như sau:

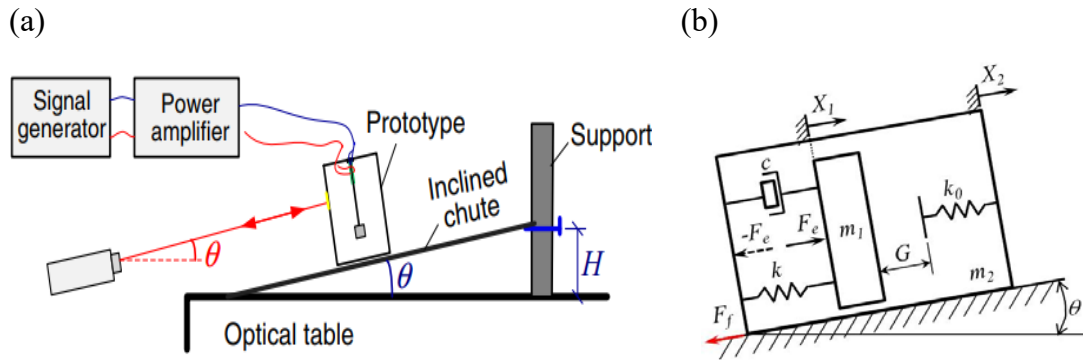
$$\begin{aligned} F_{f+} &= f_0(m_1 + m_2)g \cos \theta - (m_1 + m_2)g \sin \theta \\ F_{f-} &= f_0(m_1 + m_2)g \cos \theta + (m_1 + m_2)g \sin \theta \end{aligned} \quad (4.1)$$

Trong đó,  $f_0$  là hệ số ma sát trượt giữa thân thiết bị và mặt phẳng nghiêng;  $m_1$  và  $m_2$  lần lượt là khối lượng quán tính và khối lượng thân thiết bị,  $kg$ ;  $g$  là gia tốc trọng trường,  $kg/m^2$ . Do cả ba tham số  $m_1$ ,  $m_2$  và  $g$  đều dương, nên lực ma sát theo chiều tiến (xuống dốc) nhỏ hơn theo chiều lùi (lên dốc), nghĩa là  $F_{f+} < F_{f-}$ . Góc nghiêng của mặt trượt phụ thuộc vào chiều cao  $H$  và chiều dài  $L$ , nếu  $L$  cố định thì chiều cao  $H$  càng lớn thì tính dị hướng của ma sát càng lớn. Bên cạnh đó, tính dị hướng còn phụ thuộc vào khối lượng hệ thống, nghĩa là phụ thuộc vào  $m_1 + m_2$ . Ngoài ra, hệ thống này chỉ mới có khả năng di chuyển xuống dốc. Đây là những hạn chế cơ bản của các nghiên cứu này.

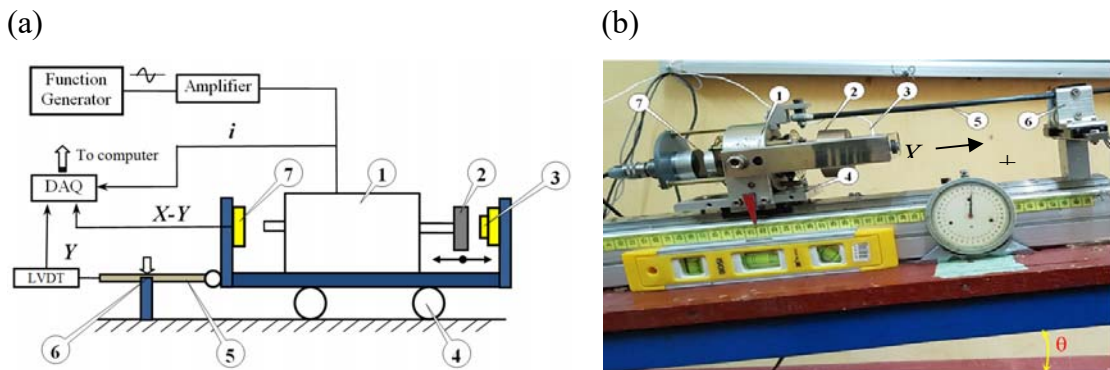
Để có những đánh giá chính xác hơn về khả năng di chuyển của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập mới, đặc biệt khả năng chuyển động khi lực cản theo chiều tiến lớn hơn chiều lùi, đề tài lựa chọn mô hình nghiên cứu như trên Hình 4.5b. Lực cản theo chiều tiến ( $F_{f+}$ ) và chiều lùi ( $F_{f-}$ ) được xác định theo biểu thức sau:

$$\begin{aligned} F_{f+} &= F_{f0} + (m_1 + m_2)g \sin \theta \\ F_{f-} &= F_{f0} - (m_1 + m_2)g \sin \theta \end{aligned} \quad (4.2)$$

Trong đó,  $F_0$  là cường độ lực ma sát được thiết đặt trước,  $N$ ;  $\theta$  là góc nghiêng của ray trượt bi. Để dễ dàng nhận thấy, cường độ lực ma sát được thiết đặt trước khi cơ cấu chuyển động theo chiều tiến tương ứng với khi lên dốc, sẽ lớn hơn khi chuyển động xuống dốc theo chiều lùi ( $F_{f+} > F_{f-}$ ). Khi giữ  $F_{f0}$  không đổi, điều kiện ma sát dị hướng sẽ chỉ phụ thuộc vào góc nghiêng  $\theta$  của đường ray trượt. Góc nghiêng  $\theta$  càng lớn thì tính dị hướng của ma sát càng lớn.



Hình 4.5. Mô hình khảo sát thiết bị tự di chuyển dưới điều kiện ma sát dị hướng: mô hình trước đây (a) và mô hình do đề tài đề xuất (b)



Hình 4.6. Sơ đồ thí nghiệm (a) và ảnh chụp cơ cấu khi khảo sát khả năng chuyển động dưới điều kiện ma sát dị hướng (b)

#### 4.2.2. Thiết lập thông số thực nghiệm

Để thiết lập thí nghiệm, ray trượt bi được nâng lên với góc nghiêng xác định. Mô hình đo được thiết lập như trên Hình 4.6a. Góc nghiêng  $\theta$  được kiểm soát bằng

đồng hồ so như trên Hình 4.6b, lần lượt là  $2.5^\circ$  và  $5.0^\circ$ . Hai giá trị cường độ lực cản được thiết đặt trước  $F_{f0}$  lần lượt là  $6.8\text{ N}$  và  $13.6\text{ N}$ . Tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát được thiết lập trước được cố định là  $\alpha = 0.59$ , tương ứng với mức độ nhỏ nhất trong thí nghiệm đã trình bày ở mục 4.1, phía trên. Toàn bộ các thông số thực nghiệm được trình bày trong Bảng 4.2 sau.

*Bảng 4.2. Thông số thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của ma sát dị hướng*

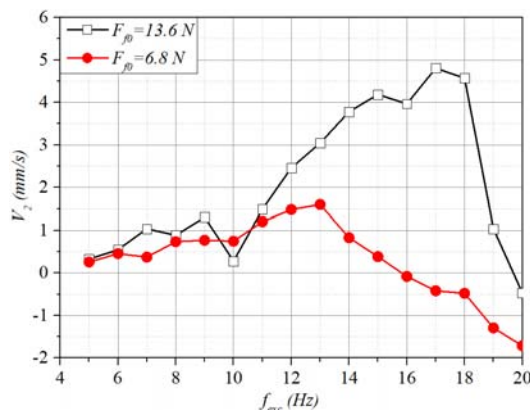
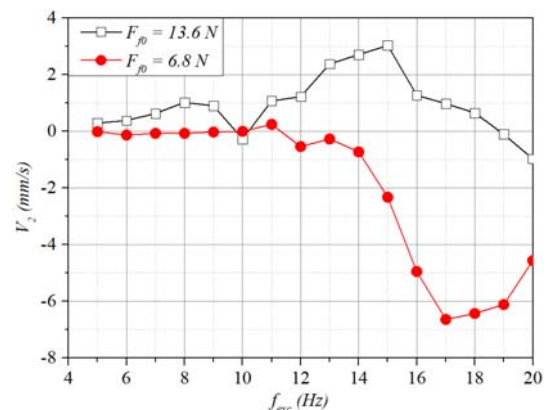
Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng quán tính	$m_1$	0.518	kg
Khối lượng thân cơ cấu	$m_2$	1.813	kg
Độ cứng tuyến tính của lò xo	$k_1$	1885.24078	N/m
Độ cứng bậc 3 của lò xo	$k_2$	52158700	N/m <sup>3</sup>
Độ cứng va đập	$k_0$	$1.24 \times 10^6$	N/m
Hệ số giảm chấn	$c$	8.893542	Ns/m
Khoảng va đập	$G$	0.5	mm
Cường độ lực ma sát	$F_{f0}$	6.8 và 13.6	N
Tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát	$\alpha = F_0/F_{f0}$	0.59	
Tần số kích thích	$f_{exc}$	[5-20], gia số 1Hz	Hz
Góc nghiêng	$\theta$	2.5 và 5.0	°

#### **4.2.2. Kết quả và thảo luận**

Trước tiên, cùng xem xét vận tốc dịch chuyển trung bình của cơ cấu. Hình 4.7 là vận tốc di chuyển trung bình của thiết bị khi thay đổi cường độ lực cản được thiết đặt trước  $F_{f0}$ , tương ứng với hai giá trị góc nghiêng  $\theta$  của ray trượt bi. Dễ dàng nhận thấy, khi tần số kích thích nhỏ hơn  $10\text{ Hz}$ , tại mỗi giá trị của góc nghiêng  $\theta$ , thiết bị chuyển động theo chiều tiến (lên dốc) với vận tốc tương đối chậm. Tuy vậy, giá trị  $F_{f0}$  lớn hơn thì thiết bị chuyển động tiến về phía trước (lên dốc) nhanh hơn. Khi tăng tần số kích thích lớn hơn  $10\text{ Hz}$ , vận tốc di chuyển trung bình của thiết bị thay đổi đáng kể, phụ thuộc vào tính dị hướng của ma sát. Cụ thể như sau:

- Trường hợp góc nghiêng nhỏ ( $\theta = 2.5^\circ$ ), nghĩa là tính dị hướng của ma sát nhỏ (Hình 4.7a), khi cường độ lực cản thiết đặt trước lớn hơn ( $F_{f0} = 13.6 N$ ), khi tăng tần số kích thích trong khoảng  $f_{exc} \in [10-17] Hz$  thì cơ cấu di chuyển lên dốc với tốc độ lớn hơn. Tuy vậy, khi cường độ lực cản nhỏ hơn ( $F_{f0} = 6.8 N$ ), quan hệ này chỉ đúng trong khoảng tần số  $f_{exc} \in [10-13] Hz$ . Khi vận hành cơ cấu với tần số kích thích lớn hơn sẽ làm giảm tốc độ di chuyển lên dốc của thiết bị. Khi tần số kích thích lớn hơn  $19 Hz$  với trường hợp lực cản thiết đặt trước lớn hơn, và tần số kích thích trên  $16 Hz$  với trường hợp lực cản thiết đặt trước nhỏ hơn thì hệ thống bắt đầu chuyển động theo chiều lùi, nghĩa là di chuyển xuống dốc.

- Hiện tượng tương tự cũng nhận được với góc nghiêng lớn hơn,  $\theta = 5.0^\circ$ , nghĩa là tính dị hướng của ma sát lớn hơn (Hình 4.7b). Tuy vậy, khoảng tần số kích thích mà vận tốc chuyển động lên dốc tăng khi tần số tăng trở nên hẹp hơn khi so với trường hợp tính dị hướng của ma sát nhỏ hơn. Vận tốc di chuyển lên dốc lớn nhất nhận được ở tần số kích thích  $f_{exc} = 15 Hz$ , ứng với trường hợp lực ma sát được thiết đặt trước lớn hơn ( $F_{f0} = 13.6 N$ ). Đối với trường hợp lực ma sát được thiết đặt trước nhỏ hơn thì hệ thống chỉ có thể chuyển động xuống dốc khi tần số kích thích từ  $11 Hz$  trở lên.

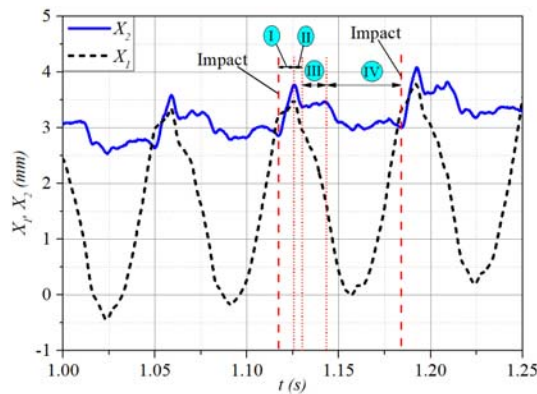
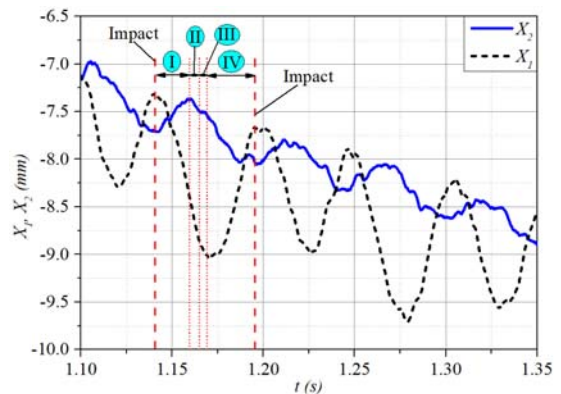
(a)  $\theta = 2.5^\circ$ (b)  $\theta = 5.0^\circ$ 

Hình 4.7. Vận tốc di chuyển trung bình của thiết bị tự di chuyển dưới điều kiện ma sát dị hướng: với góc nghiêng  $\theta = 2.5^\circ$  (a) và góc nghiêng  $\theta = 5.0^\circ$  (b)

Để giải thích rõ hơn về ứng xử của hệ thống, có thể sử dụng đồ thị time



history của các khối lượng trong hai trường hợp (Hình 4.8): một trường hợp cơ cấu chuyển động tiến về phía trước (lên dốc) và một trường hợp cơ cấu chuyển động lùi về phía sau (xuống dốc). Các đồ thị có cùng góc nghiêng,  $\theta = 5.0^\circ$  và các thông số khác, trừ cường độ lực ma sát được thiết đặt trước  $F_{f0}$  và tần số kích thích. Trên mỗi đồ thị, mỗi chu kỳ dao động của các khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  được giới hạn bởi hai lần va chạm liên tiếp, tương ứng với hai đỉnh liên tiếp của  $X_1$ . Trong đó, chuyển động của khối lượng  $m_2$  (đường  $X_2$ ) có thể chia thành bốn khu vực: khu vực (I) khối lượng  $m_2$  tiến về phía trước do va chạm với khối lượng  $m_1$ ; khu vực (II) khối lượng  $m_2$  lùi về phía sau; khu vực (III) khối lượng  $m_2$  có thể di chuyển về phía sau hoặc về phía trước, tùy theo tần số kích thích; khu vực (IV) khối lượng  $m_2$  chuyển động về phía sau. Trên Hình 4.8, hai thời điểm va chạm được đánh dấu bằng hai đường thẳng đứng, nét đứt; các khu vực được phân chia bởi các đường thẳng đứng, nét chấm nhỏ màu đỏ.

(a)  $F_{f0} = 13.6 \text{ N}; f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ (b)  $F_{f0} = 6.8 \text{ N}; f_{exc} = 19 \text{ Hz}$ 

Hình 4.8. Đồ thị time history của khối lượng quán tính  $X_1$  (đường đậm, nét đứt) và của thân thiết bị  $X_2$  (đường liền, màu xanh) khi cơ cấu di chuyển trên mặt nghiêng với góc  $\theta = 5.0^\circ$ : (a)  $F_{f0} = 13.6 \text{ N}; f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ ; and (b)  $F_{f0} = 6.8 \text{ N}; f_{exc} = 19 \text{ Hz}$

Để dàng nhận thấy, khi hai khối lượng va chạm với nhau, thân thiết bị lập tức được đẩy về phía trước, tương ứng với khu vực (I). Dưới tác dụng của lực điện từ, khối lượng  $m_1$  vẫn tiến về phía trước và kéo theo cả khối lượng  $m_2$ . Khi khối lượng  $m_1$  đạt đến cực hạn và chuyển động theo chiều lùi, khối lượng  $m_2$  nhanh chóng dừng lại do lực cản chuyển động  $F_{f0}$  tác dụng lên thân cơ cấu. Sau đó, do trọng lực và có

thể một phần do lực tương tác giữa hai khối lượng, dưới điều kiện ma sát động lực học, thân cơ cấu chuyển động theo chiều lùi với lượng dịch chuyển đáng kể, thể hiện trên vùng (II). Ở khu vực (III) trên Hình 4.8b ứng với trường hợp lực ma sát thiết đặt trước nhỏ hơn, xu hướng chuyển động lùi (xuống dốc) của thân thiết bị có vẻ vẫn tiếp tục. Điều này có thể do khối lượng quán tính  $m_1$  dao động đến vị trí cực hạn và chuẩn bị đảo chiều, lực quán tính tác dụng lên thân thiết bị lớn làm cho thiết bị chuyển động xuống dốc dễ dàng hơn. Tuy nhiên, ở khu vực (III) trên Hình 4.8a ứng với trường hợp cường độ lực ma sát được thiết đặt trước lớn hơn, khối lượng quán tính  $m_1$  chuyển động đến vị trí cân bằng, lực quán tính nhỏ nhất nên có thể làm cho thiết bị hầu như không chuyển động. Ở khu vực (IV), giai đoạn đầu, cả lực quán tính của khối lượng  $m_1$  và trọng lực có xu hướng kéo thân thiết bị chuyển động xuống dốc, do đó khối lượng  $m_2$  chuyển động xuống dốc nhanh chóng. Khoảng thời gian chuyển động ở giai đoạn này không giống nhau, ở Hình 4.8a nhỏ hơn so với ở Hình 4.8b, có thể phụ thuộc vào cường độ lực ma sát được thiết đặt trước. Giai đoạn thứ hai ở khu vực (IV) trên Hình 4.8a, của lực quán tính có xu hướng kéo thân thiết bị tiến về phía trước, và cân bằng với tổng của trọng lực và lực ma sát được thiết đặt trước, nên cơ cấu gần như không chuyển động. Còn đối với giai đoạn thứ hai ở khu vực (IV) trên Hình 4.8b, khi giảm cường độ lực ma sát thiết đặt trước, khối lượng  $m_2$  gần như chỉ chuyển động xuống phía dưới mà không thể chuyển động lên dốc được. Do đó, cơ cấu có xu hướng chuyển động lùi, hay chuyển động xuống dốc.

Từ kết quả thực nghiệm này có thể nhận thấy, chuyển động tiến về phía trước (lên dốc) của thiết bị tự di chuyển dưới điều kiện ma sát dị hướng phụ thuộc mạnh vào cường độ của lực ma sát được thiết đặt trước  $F_{j0}$ . Khi cường độ lực ma sát thiết đặt trước càng thì thiết bị càng dễ dàng chuyển động về phía trước, nghĩa là càng dễ dàng lên dốc.

#### 4.3. Kết luận Chương 4

- Ảnh hưởng của cường độ lực ma sát trong trường hợp ma sát đẳng hướng đã được khảo sát thông qua đánh giá tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát cho bốn trường hợp khác nhau. Kết quả cho thấy, khi tỉ số này nhỏ hơn 1

thì thiết bị dễ dàng chuyển động tiến về phía trước (cùng chiều với chiều va chạm). Khi tỉ số này nhỏ hơn 1, tốc độ chuyển động về phía trước càng lớn khi lực cản chuyển động tác dụng lên cơ cấu càng lớn.

- Ảnh hưởng của ma sát dị hướng đã được khảo sát thông qua cường độ lực ma sát được thiết đặt trước và góc nghiêng di chuyển của thiết bị. Kết quả cho thấy, thiết bị có khả năng chuyển động theo chiều có lực cản lớn hơn, nghĩa là chuyển động lên dốc. Khi cùng một độ dốc xác định, lực cản chuyển động càng lớn thì cơ cấu càng dễ chuyển động về phía trước, và tốc độ chuyển động về phía trước (lên dốc) càng lớn.

- Cả hai trường hợp khảo sát đều cho thấy, thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập có khả năng chuyển động tiến, lùi trong cả điều kiện ma sát đẳng hướng và dị hướng mà không cần giải thuật điều khiển. Với các điều kiện xác định khác nhau, chiều chuyển động và vận tốc chuyển động của thiết bị có thể nhận được theo tần số và biên độ của lực kích thích với dạng kích thích theo hàm số sin. Dạng kích thích đơn giản này là điều kiện lý tưởng cho việc tiếp tục nghiên cứu, phát triển mô hình và triển khai ứng dụng trong thực tiễn.

## CHƯƠNG 5. NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC THIẾT BỊ TỰ DI CHUYỂN NHỜ RUNG ĐỘNG - VA ĐẬP MỚI

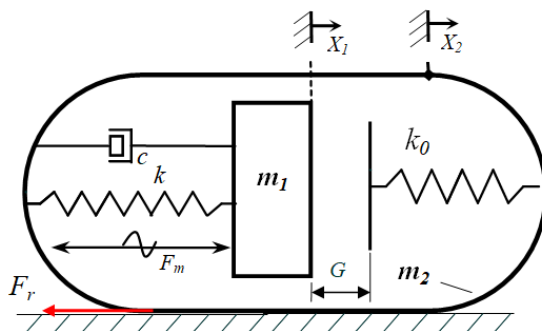
Chương này sẽ trình bày các kết quả nghiên cứu động lực học thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập mới dựa trên các kết quả được khảo sát ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đã thực hiện ở Chương 4. Trước tiên, mô hình toán được xây dựng cho hệ thống thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập mới và kiểm chứng với kết quả thực nghiệm. Sau đó, mô hình toán được chuyển sang dạng không thứ nguyên để nghiên cứu động lực học, đồng thời, dễ dàng khảo sát cho các trường hợp kích cỡ khác nhằm đánh giá chi tiết đặc tính động lực học của hệ thống khi thay đổi các thông số.

### 5.1. Mô hình hóa hệ thống

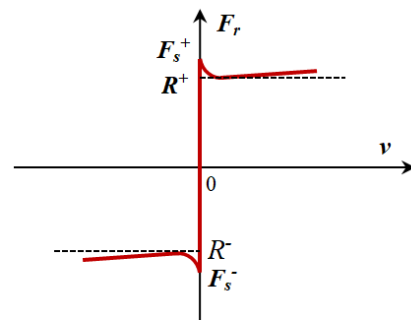
#### 5.1.1. Mô hình vật lý và mô hình ma sát

Mô hình vật lý của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập điển hình được sử dụng, như trên Hình 5.1a. Lò xo được sử dụng để liên kết hai khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  có đặc tính phi tuyến mạnh. Khối lượng quán tính được kích thích tuần hoàn bởi lực kích thích dạng hàm số sin. Lực ma sát cản trở chuyển động,  $F_r$ , được giả thiết theo mô hình ma sát Coulomb-Stribeck, như trên Hình 5.1a. Khi lực ma sát tác dụng lên thân thiết bị vượt ngưỡng của cường độ lực ma sát khô, thiết bị có thể chuyển động theo cả hai chiều (tiến hoặc lùi). Khi đó, thiết bị chịu tác dụng của lực ma sát động lực học  $R$ . Trong nghiên cứu động lực học, giả thiết rằng ma sát là đẳng hướng, nghĩa là:  $F_s^+ = |F_s^-| = F_s$  và  $R^+ = |R^-| = R$ .

(a)



(b)



Hình 5.1. Mô hình vật lý (a) và mô hình ma sát Coulomb-Stribeck đẳng hướng (b)

### 5.1.2. Mô hình hóa hệ thống tự di chuyển nhờ rung động - va đập

Trong Hình 5.1a,  $X_1$  và  $X_2$  lần lượt là lượng dịch chuyển tuyệt đối của khối lượng quán tính  $m_1$  và khối lượng thân thiết bị  $m_2$ . Lượng dịch chuyển  $X_i$  ( $i=1,2$ ) nhận giá trị dương khi thiết bị chuyển động theo chiều tiến về phía trước và ngược lại. Ở vị trí cân bằng (khi không được kích thích), hai khối lượng cách nhau một khoảng  $G$ . Khi chuyển động tương đối  $X_1 - X_2$  lớn hơn hoặc bằng  $G$  thì va chạm giữa hai khối lượng xảy ra và thiết bị có thể chuyển động. Đặc trưng cho va chạm giữa hai khối lượng được mô hình hóa bởi lò xo tuyến tính có độ cứng  $k_0$ . Lò xo liên kết giữa hai khối lượng được mô hình hóa bởi một hàm bậc ba khuyết, theo dịch chuyển tương đối giữa hai khối lượng, tương tự trong [45, 60], như sau:

$$F_{spr} = k_1(X_1 - X_2) + k_2(X_1 - X_2)^3 \quad (5.1)$$

Hệ thống có thể hoạt động theo hai giai đoạn, như được mô tả sau đây. Ở giai đoạn đầu, khi khối lượng  $m_1$  không va đập với khối lượng  $m_2$ , nghĩa là:  $|X_1 - X_2| < G$ .

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 X_1}{dt^2} = A \sin(\Omega t) - F_{spr} - c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) \\ m_2 \frac{d^2 X_2}{dt^2} = -A \sin(\Omega t) + F_{spr} + c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) - F_r \end{cases} \quad (5.2)$$

Khi dịch chuyển tương đối giữa hai khối lượng bằng hoặc vượt quá khe hở  $G$ , nghĩa là  $X_1 - X_2 \geq G$ , va chạm giữa hai khối lượng xảy ra. Hệ phương trình chuyển động của cơ hệ trong giai đoạn thứ hai có thể được biểu diễn như sau:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 X_1}{dt^2} = A \sin(\Omega t) - F_{spr} - c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) - k_0(X_1 - X_2 - G) \\ m_2 \frac{d^2 X_2}{dt^2} = -A \sin(\Omega t) + F_{spr} + c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) + k_0(X_1 - X_2 - G) - F_r \end{cases} \quad (5.3)$$

Phương trình tổng quát mô tả chuyển động của cơ hệ nhận được bằng cách kết hợp giữa hệ phương trình (5.2) và (5.3):

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 X_1}{dt^2} = A \sin(\Omega t) - F_{spr} - c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) - Hk_0(X_1 - X_2 - G) \\ m_2 \frac{d^2 X_2}{dt^2} = -A \sin(\Omega t) + F_{spr} + c \left( \frac{dX_1}{dt} - \frac{dX_2}{dt} \right) + Hk_0(X_1 - X_2 - G) - F_r \end{cases} \quad (5.4)$$

trong đó,  $H(\cdot)$  là hàm Heaviside, được định nghĩa như sau:

$$\begin{cases} H = 1, & X_1 - X_2 - G > 0 \\ H = 0, & X_1 - X_2 - G \leq 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

Nghiên cứu động lực học của cơ hệ hầu hết được thực hiện dưới dạng không thứ nguyên. Thông thường, việc chuyển đổi không thứ nguyên được thực hiện bằng cách đổi biến thông qua việc thiết đặt các đại lượng như sau:

$$\begin{aligned} \tau = \Omega_0 t; \quad x_1 = \frac{k_1}{F_S} X_1; \quad x_2 = \frac{k_1}{F_S} X_2; \quad \Omega_0 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}; \quad \omega = \frac{\Omega}{\Omega_0}; \\ \zeta = \frac{c}{2m_1\Omega_0}; \quad \alpha = \frac{A}{F_S}; \quad \sigma = \frac{k_0}{k_1}; \quad \beta = \frac{k_2}{k_1} \left( \frac{F_S}{k_1} \right)^2; \quad \gamma = \frac{k_1}{F_S} G; \quad \mu = \frac{m_2}{m_1} \end{aligned} \quad (5.6)$$

trong đó, cường độ lực ma sát  $F_S$  được xem như là hằng số. Hệ phương trình không thứ nguyên mô tả chuyển động của cơ hệ, dùng để nghiên cứu ứng xử động lực học của cơ hệ, sau khi thực hiện đổi biến có dạng như sau:

$$\begin{cases} \frac{d^2 x_1}{d\tau^2} = \alpha \sin(\omega\tau) - (x_1 - x_2) - \beta(x_1 - x_2)^3 - 2\zeta \left( \frac{dx_1}{d\tau} - \frac{dx_2}{d\tau} \right) - h\sigma(x_1 - x_2 - \gamma) \\ \frac{d^2 x_2}{d\tau^2} = \left[ -\alpha \sin(\omega\tau) + (x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2)^3 + 2\zeta \left( \frac{dx_1}{d\tau} - \frac{dx_2}{d\tau} \right) + h\sigma(x_1 - x_2 - \gamma) - \operatorname{sgn} \left( \frac{dx_2}{d\tau} \right) \right] \frac{1}{\mu} \end{cases} \quad (5.7)$$

Trong hệ phương trình (5.7),  $h$  là hàm Heaviside, mô tả đặc trưng va chạm trong mô hình không thứ nguyên, có dạng:

$$\begin{cases} h = 1, & x_1 - x_2 - \gamma \geq 0 \\ h = 0, & x_1 - x_2 - \gamma < 0 \end{cases} \quad (5.8)$$

Trong nghiên cứu động lực học, ảnh hưởng của cường độ lực kích thích ( $F_m$ ) đến ứng xử của hệ thống được đánh giá thông qua đại lượng  $\alpha$ , đó là tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát. Trong các nghiên cứu trước đây, cường độ lực ma sát thường được xem như không đổi. Khi đó, ứng xử của hệ thống được khảo sát dưới điều kiện thay đổi cường độ lực kích thích, nghĩa là thay đổi tỉ số  $\alpha$ . Tuy vậy, ứng xử của hệ thống có thể khác nhau khi cường độ lực ma sát khác nhau, như đã khảo sát trong Chương 4. Do vậy, trong nghiên cứu động lực học của đề tài này, tỉ số  $\alpha$  được giữ nguyên và cường độ lực ma sát sẽ được thay đổi, hệ

thống có thể di chuyển tiến về phía trước hoặc lùi về phía sau. Hơn nữa, như có thể thấy trong phương trình đổi biến (5.6), cường độ lực ma sát  $F_s$  xuất hiện trong nhiều thông số  $(x_1, x_2, \beta, \gamma)$ , nghĩa là  $F_s$  không phải đại lượng độc lập, gây nên những khó khăn lớn cho quá trình kiểm nghiệm ứng xử động lực học của hệ thống khi thay đổi cường độ lực ma sát. Ngoài ra, sử dụng tỉ số  $\alpha$  sẽ dẫn đến các phức tạp trong quá trình mở rộng kết quả khi dùng mô hình không thứ nguyên.

Trong đề tài này, trước tiên phải kiểm chứng mô hình toán (5.4). Ảnh hưởng của các mức cường độ lực ma sát đến ứng xử thực của hệ thống được kiểm tra. Mô hình không thứ nguyên mới được đề xuất để thuận tiện hơn cho việc thay đổi thành phần lực ma sát. Sau đó, các ứng xử động lực học của cơ hệ được khảo sát, sử dụng mô hình không thứ nguyên mới. Trong đó, mô hình ma sát được đề tài sử dụng là mô hình Coulomb-Stribek model [40, 42], có dạng như sau:

$$F_r = \frac{1}{2} F_s \left( 1 + e^{-\left| \frac{dX_2}{dt} \right| \frac{1}{V_s}} \right) \operatorname{sgn} \left( \frac{dX_2}{dt} \right) \quad (5.9)$$

trong đó,  $F_s$  là cường độ lực ma sát khô khi cơ cấu bắt đầu chuyển động, nghĩa là khi  $dX_2/dt = 0$ , và  $V_s$  là vận tốc Stribeck. Trong quá trình nghiên cứu thực nghiệm, ba mức cường độ lực ma sát được sử dụng, tương ứng với các mức nhỏ, trung bình và lớn. Đồng thời, kết hợp với bốn mức tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát ( $\alpha$ ). Thiết lập thí nghiệm và các kết quả kiểm chứng mô hình sẽ được trình bày cụ thể ở phần tiếp theo.

## 5.2. Thí nghiệm kiểm chứng mô hình

### 5.2.1. Thiết lập thí nghiệm

Trên cơ sở hệ phương trình (4.3) và (4.4) và các kết quả xác định thông số như đã trình bày trong Chương 3, các kết quả khảo sát đã được trình bày trong Chương 4, giá trị các thông số thí nghiệm được tổng hợp như trong Bảng 5.1. Trong đó, mười hai bộ thông số thí nghiệm được thực hiện tương ứng với bốn mức của  $\alpha$  và ba mức cường độ lực ma sát. Tần số kích thích 15 Hz được lựa chọn để phân tích chi tiết.

Bảng 5.1. Các thông số thí nghiệm kiểm chứng mô hình tự di chuyển nhờ rung động  
- va đập mới

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng quán tính	$m_1$	0.518	kg
Khối lượng thân cơ cấu	$m_2$	1.818	kg
Độ cứng tuyến tính của lò xo	$k_1$	1885.24078	N/m
Độ cứng bậc 3 của lò xo	$k_2$	52158700	N/m <sup>3</sup>
Hệ số giảm chấn	$c$	8.893542	Ns/m
Khoảng va đập	$G$	0.5	mm
Cường độ lực ma sát	$F_s$	2.3; 6.8; và 13.6	N
Tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát	$\alpha=A/R$	0.59; 0.79; 0.99; và 1.19	-
Tần số kích thích	$f_{exc}$	15	Hz

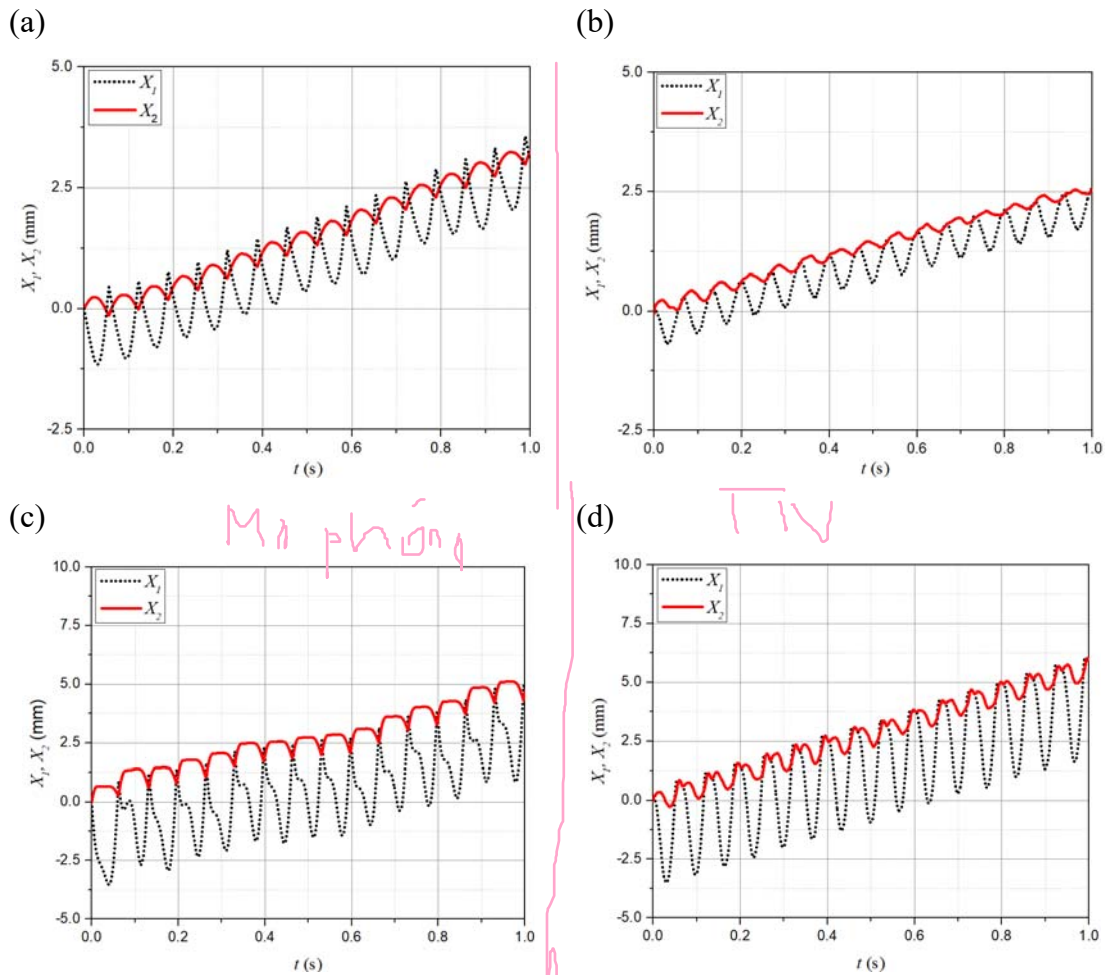
### 5.2.2. Kết quả kiểm chứng mô hình

Hình 5.2 trình bày kết quả so sánh đồ thị time history lượng dịch chuyển  $X_1$  và  $X_2$  giữa mô phỏng và thực nghiệm. Trong đó, tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát  $\alpha = 0.79$  không đổi, tần số kích thích  $f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ , hai mức cường độ lực ma sát được khảo sát là  $F_s = 2.3 \text{ N}$  (Hình 5.2a,b), và  $F_s = 13.6 \text{ N}$  (Hình 5.2c,d). Các đồ thị bên trái (Hình 5.2a,c) thể hiện kết quả giải hệ phương trình (5.4) bằng phương pháp giải tích số, các thông số như trong Bảng 5.1. Các đồ thị bên phải (Hình 5.2b,d) thể hiện kết quả nhận được từ thực nghiệm thông qua việc thu thập, xử lý dữ liệu vận hành hệ thống thiết bị tự di chuyển.

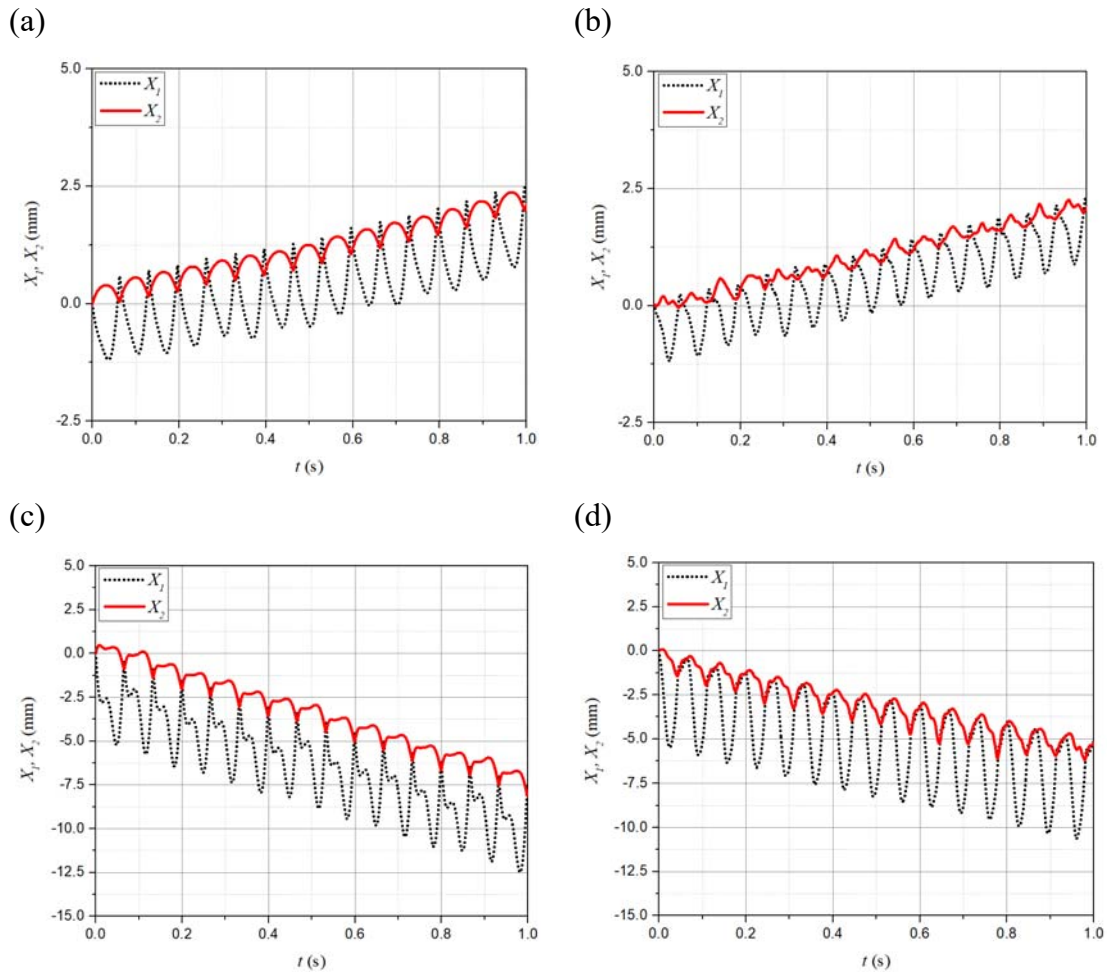
Trên Hình 5.2, dễ dàng nhận thấy sự tương đồng rất cao giữa kết quả mô phỏng và kết quả thực nghiệm về dạng quỹ đạo chuyển động của các khối lượng cũng như chiều chuyển động của thiết bị. Với tỉ  $\alpha = 0.79$  được giữ không đổi trong cả hai trường hợp cường độ lực ma sát lớn  $F_s = 13.6 \text{ N}$  và cường độ lực ma sát nhỏ  $F_s = 2.3 \text{ N}$ , thiết bị có thể di chuyển về phía trước. Mặc dù có sự sai khác nhất định về lượng dịch chuyển nhận được giữa mô phỏng và thực nghiệm, tuy nhiên có thể



kết luận sự phù hợp tốt của mô hình toán với mô hình thực nghiệm. Đồng thời, có thể nhận thấy, lượng dịch chuyển theo chiều tiến về phía trước của gần như tuyến tính bậc nhất theo thời gian. Tuy vậy, lượng dịch chuyển  $X_2$  của thiết bị đạt được dưới điều kiện cường độ lực ma sát lớn ( $F_s = 13.6 \text{ N}$ , như trên Hình 5.2c-d, tốc độ dịch chuyển đạt được khoảng  $+5 \text{ mm/s}$ ) lớn hơn hai lần so với khi chuyển động dưới điều kiện cường độ lực ma sát nhỏ hơn ( $F_s = 2.3 \text{ N}$  như trên Hình 5.2a-b, tốc độ dịch chuyển đạt được khoảng  $+2.5 \text{ mm/s}$ ).



Hình 5.2. Đồ thị time history lượng dịch chuyển của khối lượng quán tính ( $X_1$ ) và thân thiết bị ( $X_2$ ) nhận được từ kết quả mô phỏng (a,c) và kết quả thực nghiệm (b,d) tại tần số kích thích  $f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ , tỉ số  $\alpha = 0.79$ , cường độ lực ma sát lần lượt là  $F_s = 2.3 \text{ N}$  (a,b) và  $13.6 \text{ N}$  (c,d)



Hình 5.3. Đồ thị time history lượng dịch chuyển của khối lượng quán tính ( $X_1$ ) và thân thiết bị ( $X_2$ ) nhận được từ kết quả mô phỏng (a,c) và kết quả thực nghiệm (b,d) tại tần số kích thích  $f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ , tỉ số  $\alpha = 1.19$ , cường độ lực ma sát lần lượt là  $F_s = 2.3 \text{ N}$  (a,b) và  $13.6 \text{ N}$  (c,d)

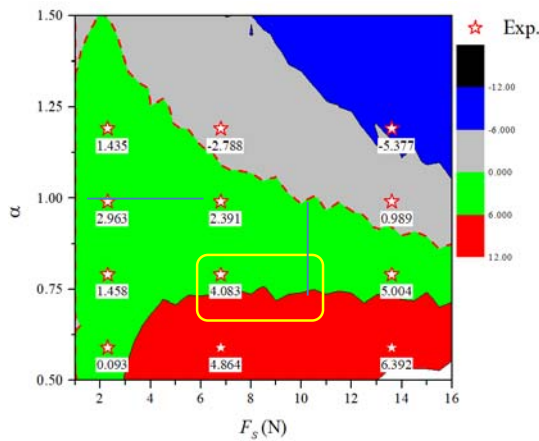
Tương tự Hình 5.2, Hình 5.3 trình bày các đồ thị time history của thiết bị với tỉ số  $\alpha$  lớn hơn 1 (cụ thể:  $\alpha = 1.19$ ) trong điều kiện cùng tần số kích thích ( $f_{exc} = 15 \text{ Hz}$ ) và hai mức cường độ lực ma sát khác nhau, trường hợp cường độ lực ma sát nhỏ hơn,  $F_s = 2.3 \text{ N}$  (xem Hình 5.3a,b), và trường hợp cường độ lực ma sát lớn hơn,  $F_s = 13.6 \text{ N}$  (xem Hình 5.3c,d). Các đồ thị hình bên trái (xem Hình 5.3a,c) thể hiện kết quả nhận được từ giải tích số, trong khi đó các đồ thị hình bên phải (xem Hình 5.3b,d) thể hiện kết quả nhận được từ thực nghiệm vận hành hệ thống. Cũng dễ

đang nhận thấy sự tương đồng cao về lượng dịch chuyển của thiết bị giữa mô phỏng và thực nghiệm ở cùng các điều kiện. Tuy vậy, quỹ đạo chuyển động của hai khối lượng, thể hiện qua đồ thị  $X_1$  và  $X_2$ , có sự sai khác nhỏ giữa mô phỏng và thực nghiệm. Sai khác này có thể do mô hình hóa lực đàn hồi của lò xo hoặc sai số đo trong quá trình thực nghiệm. Ngay cả khi có sai khác này thì các kết quả mô phỏng và thực nghiệm đều cho thấy, khi cùng tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát  $\alpha = 1.19$ , hệ thống chuyển động về phía sau (lùi) dưới điều kiện cường độ lực ma sát lớn hơn ( $F_s = 13.6 N$ , như thể hiện trên Hình 5.3c,d), trong khi đó lại chuyển động tiến về phía trước dưới điều kiện cường độ lực ma sát nhỏ hơn ( $F_s = 2.3 N$ , như thể hiện trên Hình 5.3a,b).

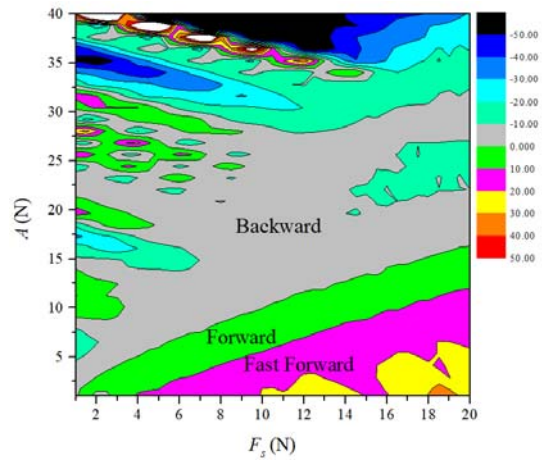
Kết quả nhận được từ mô phỏng và từ thực nghiệm về chuyển động của các khối lượng thuộc hệ thống với các tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát khác nhau (tỉ số  $\alpha$ ), cường độ lực ma sát ( $F_s$ ) khác nhau có thể cho phép nhận định ban đầu rằng, mô hình toán và mô hình thực nghiệm đã tương đồng. Để có những nhận định chính xác hơn về chiều chuyển động cũng như tốc độ chuyển động của cơ hệ khi xem xét đồng thời ảnh hưởng của tỉ số  $\alpha$  và cường độ lực ma sát  $F_s$ , quá trình thực nghiệm được triển khai với 12 mức, được tổ hợp từ ba mức cường độ lực ma sát  $F_s$  (lần lượt là  $2.3 N$ ;  $6.8 N$  và  $13.6 N$ ) và bốn mức tỉ số  $\alpha$  (lần lượt là  $0.59$ ;  $0.79$ ;  $0.99$  và  $1.19$ ).

Như đã trình bày trên Hình 5.2 và Hình 5.3, dịch chuyển của toàn cơ hệ ( $X_2$ ) thể hiện sự tuyến tính bậc nhất theo thời gian ở mọi thông số khảo sát. Để so sánh tốc độ dịch chuyển của cơ hệ khi thay đổi tập hợp thông số khảo sát, lượng dịch chuyển  $X_2$  của thiết bị nhận được sau  $3 s$  được định nghĩa là tốc độ dịch chuyển trung bình, ký hiệu là  $P$ . Vì vậy, nếu  $P$  lớn hơn nghĩa là cơ hệ chuyển động nhanh hơn. Mặt khác, nếu  $P$  có giá trị âm, nghĩa là  $P < 0$ , thì chứng tỏ cơ cấu chuyển động theo chiều lùi về phía sau. Trên Hình 5.4, tốc độ dịch chuyển trung bình của thiết bị nhận được từ thực nghiệm được vẽ đề lên đồ thị contour phẳng nhận được từ giải tích số. Kết quả giải tích số nhận được bằng cách thay đổi đồng thời cả hai biến số  $\alpha$  và  $F_s$  với vòng lặp kép, bước lần lượt là  $0.5 N$  cho cường độ lực ma sát  $F_s$  và  $0.05$

cho tỉ số giữa cường độ lực kích thích và cường độ lực ma sát  $\alpha$ .



Hình 5.4. Đồ thị contour của tốc độ di chuyển trung bình nhận được từ thực nghiệm (thể hiện bởi dấu sao) và từ mô phỏng (diện tích được đổ màu), tương ứng với các mức cường độ lực ma sát  $F_s$  và tỉ số  $\alpha$  khác nhau

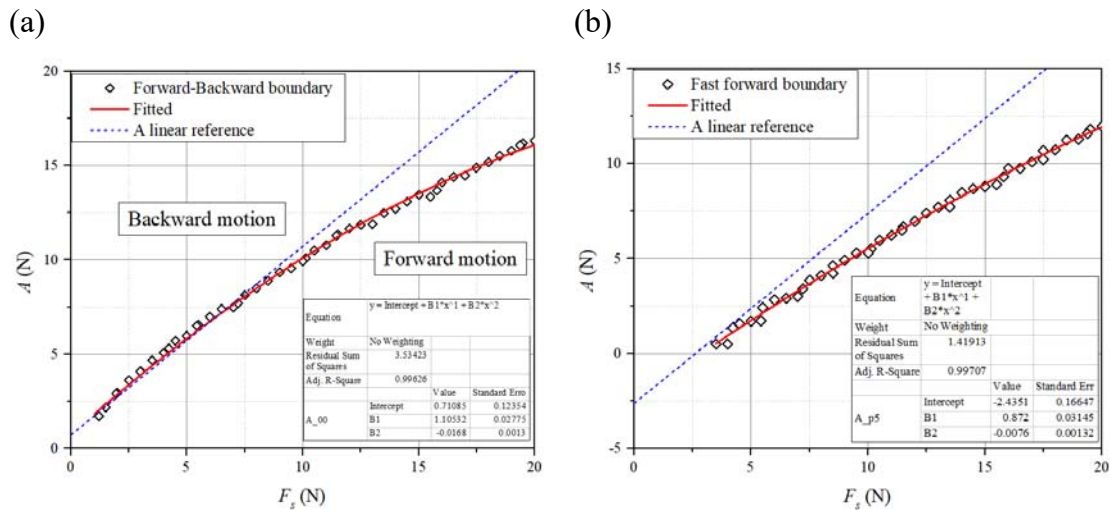


Hình 5.5. Đồ thị contour thể hiện các giá trị thực của đồng thời cường độ lực ma sát  $F_s$  và cường độ lực kích thích  $A$

Trên Hình 5.4, các giá trị vận tốc dịch chuyển trung bình nhận được từ thực nghiệm (được đánh dấu bằng dấu sao và các tham số cụ thể), tương ứng với hai tham số của cường độ lực ma sát và tỉ số  $\alpha$ . Đồ thị contour được đổ nền màu, tương ứng với năm mức độ tốc độ dịch chuyển khác nhau. Các khu vực chuyển động theo chiều lùi ( $P \in [0..-6]$ ) được thể hiện bằng nền màu xám, và phân biệt với các khu vực chuyển động theo chiều tiến ( $P \in [0..+6]$ ) bằng đường nét đứt màu đỏ. Dễ dàng nhận thấy, cả chuyển động tiến và chuyển động lùi của cơ hệ được phân biệt rất rõ ràng. Tốc độ chuyển động lớn nhất theo chiều tiến nhận được khi kết hợp giữa cường độ lực ma sát lớn và tỉ số  $\alpha$  nhỏ (vùng màu đỏ trên đồ thị contour). Tốc độ di chuyển nhận được bằng thực nghiệm khoảng +6.392mm/s, ứng với cường độ lực ma sát  $F_s = 13.6 N$  và tỉ số  $\alpha = 0.59$ . Bốn giá trị tốc độ chuyển động theo chiều tiến nhận được bằng thực nghiệm, được đánh dấu bằng vùng hình chữ nhật trên đồ thị, cũng nhận trong hoặc gần ngay so với khu vực mô phỏng có tốc độ di chuyển lớn nhất. Đây là những minh chứng tiếp theo cho thấy sự phù hợp giữa mô hình thực nghiệm và mô hình lý thuyết đã được xác lập. Do vậy, có thể sử dụng mô hình toán

để nghiên cứu chi tiết hơn về ứng xử của hệ thống dưới điều kiện cường độ lực ma sát và cường độ lực kích thích thay đổi. Từ đường cong phân biệt giữa hai khu vực tiến và lùi của thiết bị (được biểu diễn bằng nét đứt, màu đỏ), có thể kết luận rằng cơ hệ sẽ chuyển động theo chiều lùi khi đồng thời  $\alpha > 1$  và  $F_s < 10\text{ N}$ , và/hoặc khi đồng thời  $\alpha < 1$  và  $F_s > 10\text{ N}$ .

Hình 5.5 biểu diễn đồ thị contour tốc độ di chuyển trung bình của cơ hệ theo giá trị cường độ ma sát thực  $F_s$  và cường độ lực kích thích thực  $A$ . Rõ ràng, vận tốc chuyển động trung bình của cơ hệ có thể chia thành ba khu vực lớn: khu vực cơ hệ chuyển động theo chiều lùi (màu xám), khu vực cơ hệ chuyển động theo chiều tiến (màu xanh) và khu vực chuyển động nhanh theo chiều tiến (màu tím). Hai đường bao giữa các khu vực này được trích và hồi quy, như thể hiện trên đồ thị Hình 5.6. Các đường cong hồi quy bậc hai này có  $R^2$  lớn hơn 0.99.



Hình 5.6. Đường cong hồi quy cho các đường biên phân biệt các khu vực cơ hệ chuyển động tiến-lùi (a) và tiến-tiến nhanh (b)

Hình 5.6(a) thể hiện đường biên giữa hai khu vực cơ hệ chuyển động tiến - lùi, phương trình đường cong hồi quy có dạng:

$$A = 0.71085 + 1.10532F_s - 0.0168F_s^2 \quad (5.10)$$

Để tham chiếu, một đường thẳng thể hiện hàm  $A = 1.10532.F_s$  được vẽ trên hình (đường màu xanh, nét đứt). Chú ý rằng, đối với mỗi giá trị của cường độ lực

ma sát tĩnh  $F_s$ , khi biên độ lực kích thích  $A$  lớn hơn giá trị tính được trong phương trình (5.10), hệ thống sẽ chuyển động theo chiều lùi và ngược lại.

Tương tự như vậy, đường biên thể hiện ngăn cách giữa hai khu vực tiến và tiến nhanh ( $P > 10 \text{ mm/s}$ ) của cơ hệ có thể được biểu diễn bởi đường cong hồi quy như trên Hình 5.6(b). Phương trình hồi quy có dạng:

$$A_{fast} = -2.4351 + 0.872F_s - 0.0076F_s^2 \quad (5.11)$$

Đối với mỗi giá trị trường độ lực ma sát  $F_s$ , cơ hệ sẽ chuyển động tiến nhanh khi biên độ của lực kích thích nhỏ hơn so với giá trị nhận được của biểu thức (5.11).

Sử dụng các phương trình (5.10) và (5.11) có thể kiểm chứng cơ hệ chuyển động theo chiều tiến hoặc theo chiều lùi, hoặc chuyển động tiến nhanh. So với các công bố trước đây [10, 23], cơ hệ được kiểm nghiệm chỉ với một mức duy nhất của cường độ lực ma sát. Kết quả của đề tài đã có những nghiên cứu chi tiết hơn nhiều.

### 5.3. Phân tích ứng xử động lực học thiết bị tự di chuyển nhờ rung động và va đập mới

Để nghiên cứu, phân tích chi tiết ứng xử động lực của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập, trước tiên mô hình không thứ nguyên được phát triển trên cơ sở hệ phương trình mô tả chuyển động (5.4) đã được kiểm chứng. Chuyển đổi từ phương trình thứ nguyên sang dạng không thứ nguyên được thực hiện bằng cách đổi biến như sau:

$$\tau = \Omega_0 t; x_1 = \frac{k_1}{F_b} X_1; x_2 = \frac{k_1}{F_b} X_2; \Omega_0 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}; \omega = \frac{\Omega}{\Omega_0}; \quad (5.12)$$

$$\zeta = \frac{c}{2m_1\Omega_0}; \chi = \frac{A}{F_b}; \sigma = \frac{k_0}{k_1}; \beta = \frac{k_2}{k_1} \left( \frac{F_b}{k_1} \right)^2; \gamma = \frac{k_1}{F_b} G; \mu = \frac{m_2}{m_1}; f_r = \frac{F_s}{F_b}$$

trong đó,  $F_b$  là giá trị lực tham chiếu. Trong thực nghiệm, giá trị lực tham chiếu này có thể xác định bằng cường độ lực ma sát tĩnh lớn nhất tác dụng lên cơ cấu chấp hành. Một tỉ lệ lực mới, ký hiệu là  $\chi$ , được sử dụng thay thế cho tỉ lệ lực  $\alpha$  được mô tả trước đây, cho phép thay đổi cường độ lực kích thích độc lập với cường độ lực ma sát. Do vậy, hệ phương trình không thứ nguyên của hệ (5.4) có dạng như sau:

$$\begin{cases} x_1' = v_1 \\ v_1' = \chi \sin(\omega\tau) - (x_1 - x_2) - \beta(x_1 - x_2)^3 - 2\zeta\left(\frac{dx_1}{d\tau} - \frac{dx_2}{d\tau}\right) - h\sigma(x_1 - x_2 - \gamma) \\ x_2' = v_2 \\ v_2' = \left[ -\chi \cos(\omega\tau) + (x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2)^3 + 2\zeta\left(\frac{dx_1}{d\tau} - \frac{dx_2}{d\tau}\right) + h\sigma(x_1 - x_2 - \gamma) - f_r \operatorname{sgn}\left(\frac{dx_2}{d\tau}\right) \right] \frac{1}{\mu} \end{cases} \quad (5.13)$$

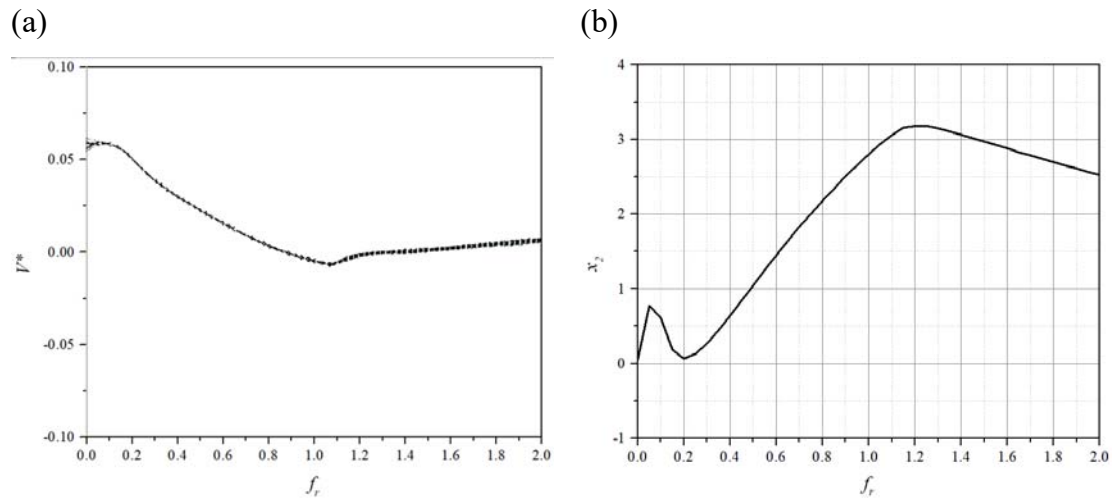
trong đó, hàm Heaviside  $h$  được định nghĩa tương tự như phương trình (5.8).

Để có hiểu biết sâu hơn về ứng xử động lực học của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập mới, trước tiên nhóm đề tài phân tích đồ thị rẽ nhánh. Trong báo cáo này, vận tốc tương đối giữa hai khối lượng không thứ nguyên  $v_1 - v_2$ , được ký hiệu là  $V^*$ . Khảo sát ứng xử động lực học của cơ hệ khi lực ma sát, đặc trưng bởi đại lượng không thứ nguyên  $f_r$ , thay đổi. Do đó, cường độ lực ma sát không thứ nguyên sẽ được lựa chọn là tham số rẽ nhánh. Đồ thị rẽ nhánh, trong trường hợp này, là đồ thị thể hiện vận tốc tương đối  $V^*$  với tham số  $f_r$ .

Quá trình vẽ đồ thị rẽ nhánh được thực hiện như mô tả sau đây. Đối với mỗi giá trị của tham số rẽ nhánh  $f_r$ , một vận tốc tương đối  $V^*$  được tính toán từ giá trị của vận tốc tương đối  $v_1 - v_2$ , theo tần số của lực kích thích. Việc tính toán  $V^*$  được thực hiện cho ba trăm chu kỳ kích thích. Một trăm chu kỳ kích thích đầu tiên được xem như cơ cấu hoạt động chưa ổn định sẽ bị bỏ qua. Hai trăm chu kỳ kích thích tiếp theo được xem như ổn định, được tính toán để xây dựng đồ thị rẽ nhánh. Để thuận tiện theo dõi và tham chiếu, tốc độ dịch chuyển không thứ nguyên của cơ hệ khi cường độ lực ma sát  $f_r$  thay đổi cũng được vẽ ngay bên cạnh đồ thị rẽ nhánh. Tốc độ di chuyển không thứ nguyên của cơ hệ, được coi như lượng dịch chuyển không thứ nguyên của cơ hệ, ký hiệu là  $x_2$ , nhận được sau thời gian kích thích không thứ nguyên  $\tau = 100$ .

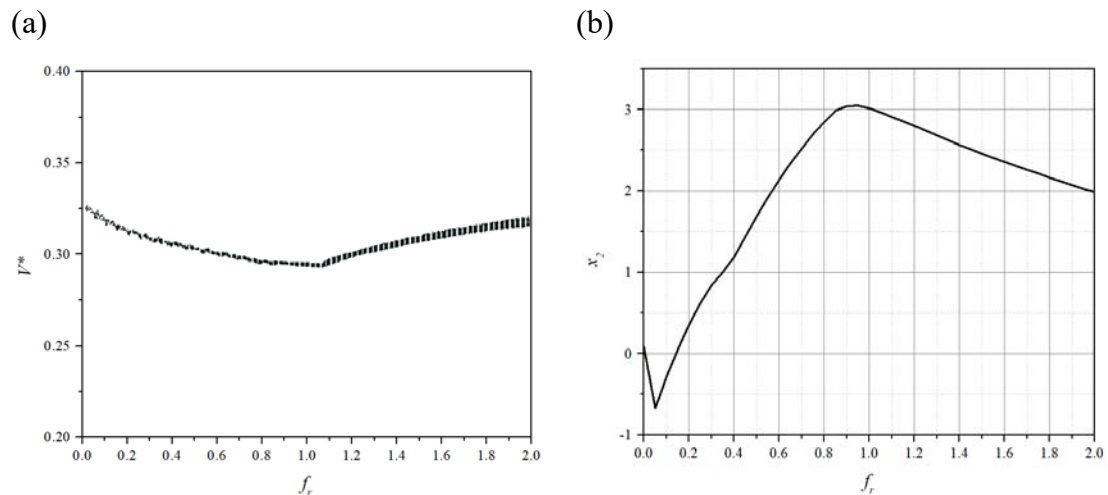
Hình 5.7a là đồ thị rẽ nhánh của  $V^*$  theo tham số cường độ lực ma sát không thứ nguyên,  $f_r \in [0, 2]$ . Có thể nhận thấy, đồ thị rẽ nhánh có dạng gần như một đường cong trơn cho mọi giá trị của cường độ lực ma sát. Hiện tượng này chứng tỏ, cơ hệ luôn hoạt động ở chế độ chuyển động chu kỳ đơn (period-one motion). Để tham chiếu, vận tốc dịch chuyển không thứ nguyên của cơ hệ tương ứng được thể

hiện trên hình Hình 5.7b. Có thể nhận thấy, với cường độ lực kích thích không thứ nguyên  $\chi = 0.5$  và tần số kích thích không thứ nguyên  $\omega = 1.56$ , cơ hệ luôn có chuyển động tiến về phía trước. Cơ hệ có tốc độ chuyển động lớn nhất khi cường độ ma sát không thứ nguyên có giá trị  $f_r \approx 1.2$ .



Hình 5.7. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối  $V^*$  (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên  $x_2$  (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát,  $f_r \in [0, 2]$ .

Các thông số tính toán khác không đổi:  $\chi = 0.5$ ;  $\omega = 1.56$ .



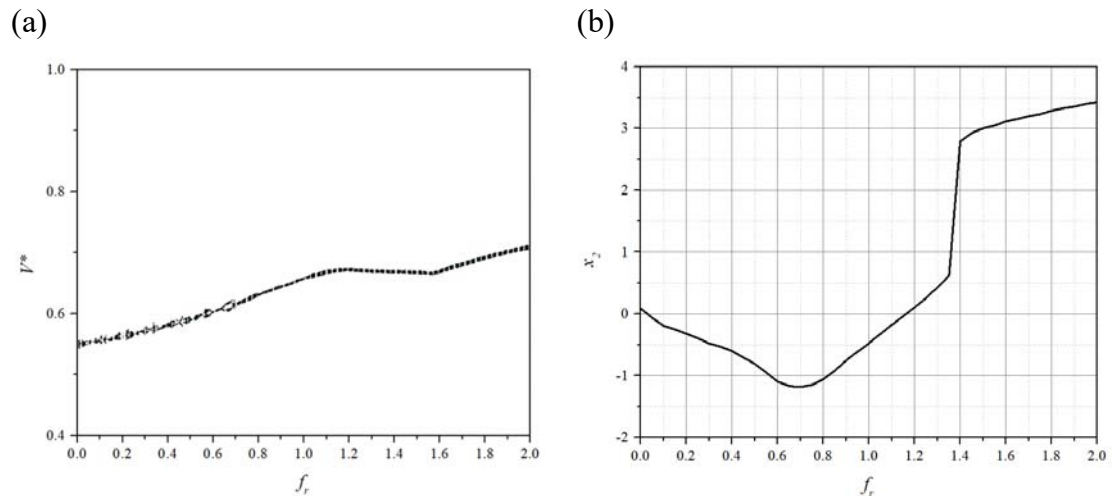
Hình 5.8. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối  $V^*$  (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên  $x_2$  (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát,  $f_r \in [0, 2]$ .

Các thông số tính toán khác không đổi:  $\chi = 0.5$ ;  $\omega = 1.0$ .



Vẫn giữ nguyên tham số khảo sát là cường độ lực ma sát không thứ nguyên trong khoảng  $f_r \in [0, 2]$  và cường độ lực kích thích không thứ nguyên  $\chi = 0.5$ , giảm tần số kích thích không thứ nguyên xuống  $\omega = 1.0$  thì nhận được đồ thị rẽ nhánh như trên Hình 5.8a và đồ thị thể hiện tốc độ dịch chuyển không thứ nguyên  $x_2$  như trên Hình 5.8b. Rõ ràng, đồ thị rẽ nhánh vẫn là một đường cong trơn với mọi giá trị của tham số cường độ lực ma sát không thứ nguyên  $f_r$ . Điều này chứng tỏ rằng, cơ hệ vẫn làm việc ở chế độ dao động tuần hoàn chu kỳ đơn (period-1 motion). Tuy nhiên, cơ hệ sẽ chuyển động theo chiều lùi trong khoảng  $f_r \in [0, 0.175]$ . Khi cường độ lực ma sát không thứ nguyên tăng lên, trong khoảng  $f_r \in [0.175, 2]$ , cơ hệ luôn chuyển động theo chiều tiến về phía trước. Tốc độ cực đại có thể nhận được trong trường hợp này tại  $f_r \approx 0.9$ .

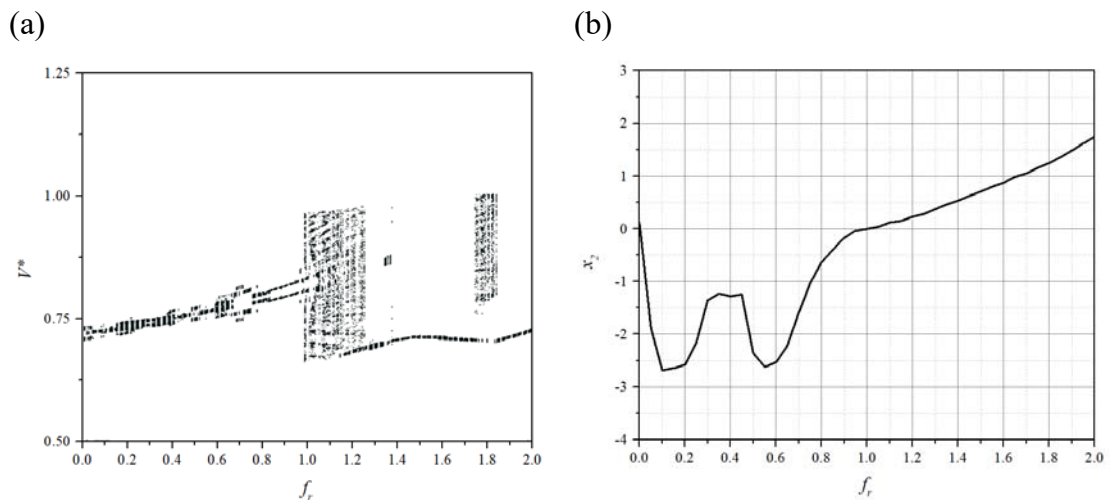
Khi tăng cường độ lực kích thích không thứ nguyên,  $\chi = 1$ , đồ thị rẽ nhánh và tương ứng là đồ thị thể hiện tốc độ chuyển động của cơ cấu được thể hiện trên Hình 5.9. Xu hướng chuyển động của cơ hệ chia thành hai khu vực: chuyển động theo chiều lùi khi cường độ lực ma sát không thứ nguyên nhỏ ( $f_r \in (0, 1.18]$ ) và chuyển động theo chiều tiến khi cường độ lực ma sát không thứ nguyên lớn ( $f_r \in (1.18, 2]$ ).



Hình 5.9. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối  $V^*$  (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên  $x_2$  (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát,  $f_r \in [0, 2]$ .

Các thông số tính toán khác không đổi:  $\chi = 1.0$ ;  $\omega = 1.0$ .

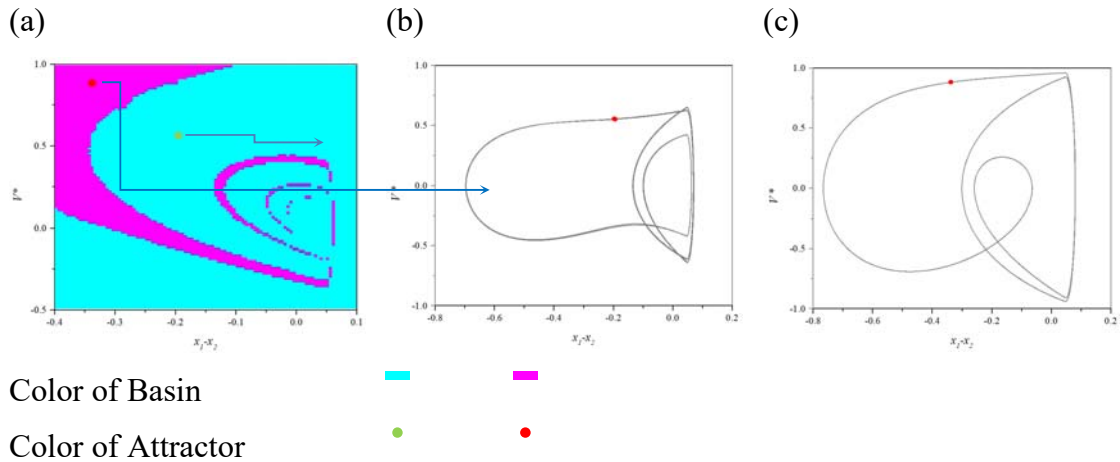
Tiếp tục tăng cường độ lực kích thích không thứ nguyên,  $\chi = 1.5$ , đồ thị rẽ nhánh và tương ứng là đồ thị thể hiện tốc độ chuyển động của cơ cấu được thể hiện trên Hình 5.10. Dễ dàng nhận thấy, khi cường độ lực ma sát nhỏ ( $f_r \in (0, 1]$ ), đồ thị rẽ nhánh Hình 5.10a xuất hiện dạng một dải hẹp, giống như cơ hệ chuyển động tuần hoàn với chu kỳ đơn (period-1 motion) và chu kỳ đôi (period-2 motion). Tương ứng với khoảng cường độ lực kích thích nhỏ, hầu như cơ cấu chỉ chuyển động theo chiều lùi. Trong khi đó, với khoảng cường độ lực kích thích lớn hơn ( $f_r \in (1, 2]$ ), cơ hệ luôn chuyển động tiến về phía trước. Tuy vậy, hệ thống thể hiện cả ứng xử động lực học hỗn loạn (chaotic motion) trong một số khoảng  $f_r$  lẫn chuyển động tuần hoàn với chu kỳ đơn (period-1 motion) trong một số khoảng  $f_r$  còn lại. Ứng xử động lực học của cơ hệ sẽ được phân tích sâu hơn bằng kỹ thuật "basin of attraction".



Hình 5.10. Đồ thị rẽ nhánh của vận tốc tương đối  $V^*$  (a) lượng dịch chuyển không thứ nguyên  $x_2$  (b) khi thay đổi cường độ lực ma sát,  $f_r \in [0, 2]$ .

Các thông số tính toán khác không đổi:  $\chi = 1.5$ ;  $\omega = 1.0$ .

Để phân tích sâu hơn bản chất của ứng xử động lực học của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập mới, đồ thị "vùng hội tụ" được xây dựng với tập hợp các thông số vận hành hệ thống. Điều kiện thiết lập ban đầu gồm: chuyển động tương đối không thứ nguyên trong khoảng từ  $-0.4$  đến  $0.1$  và vận tốc tương đối không thứ nguyên được giữ nguyên cho tất cả các đồ thị.



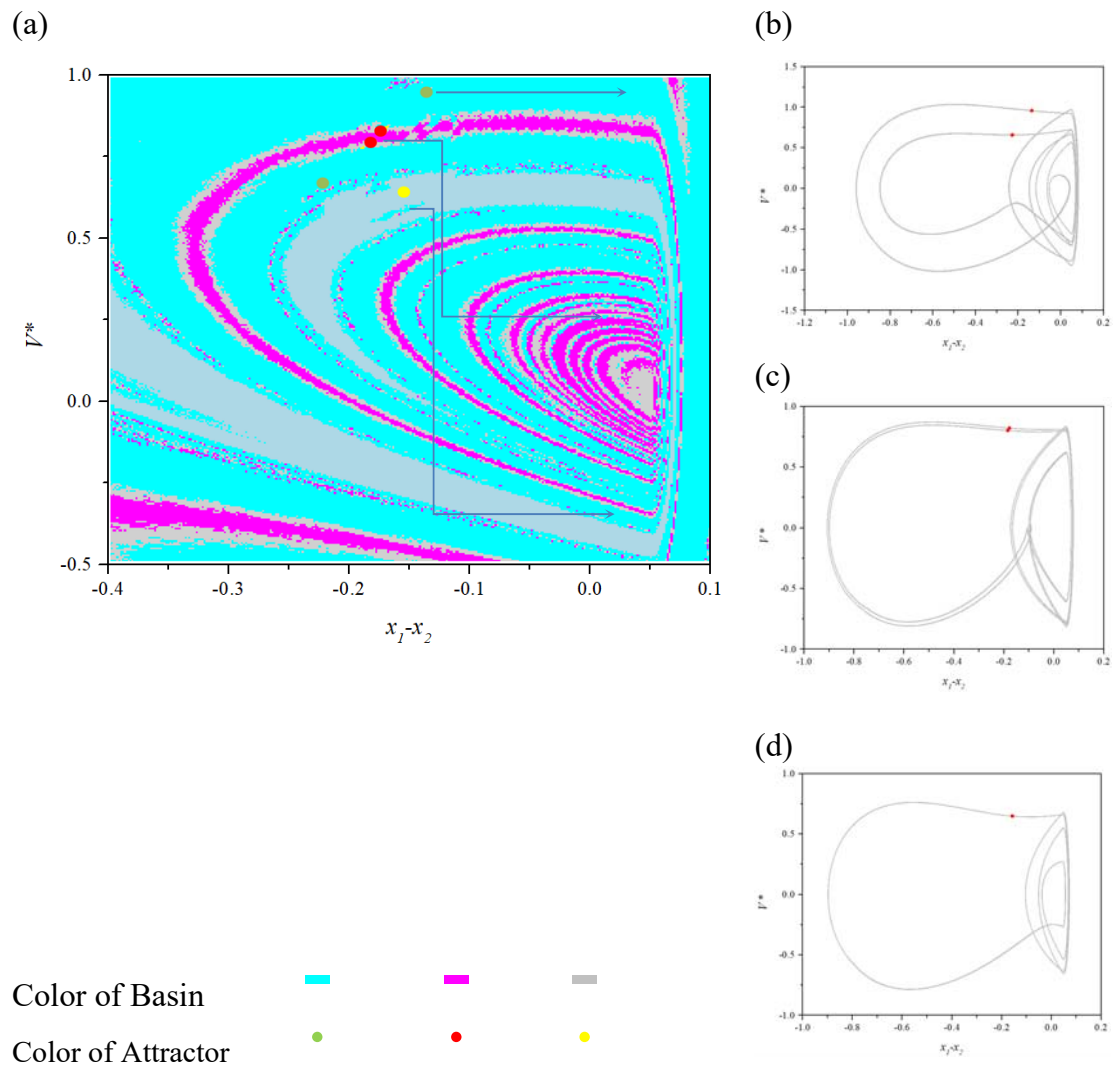
Hình 5.11. Basin of attraction (a) và quỹ đạo pha kèm bản đồ Poincaré (b,c) của cơ hệ. Các thông số tính toán khác không đổi:  $\chi = 1.0$ ;  $\omega = 1.0$ ;  $f_r = 0.1$ .

Hình 5.11a là đồ thị attractor và Hình 5.11b,c là quỹ đạo pha kèm bản đồ Poincaré (điểm chấm màu đỏ) tương ứng với hai xu hướng hội tụ chuyển động của cơ hệ. Các thông số được sử dụng để tính toán (dưới dạng không thứ nguyên) gồm: cường độ lực kích thích  $\chi = 1$ , tần số kích thích  $\omega = 1$ , cường độ lực ma sát nhỏ,  $f_r = 0.1$ . Dễ dàng nhận thấy, cơ hệ có chuyển động tuần hoàn theo chu kỳ đơn với mọi điều kiện ban đầu.

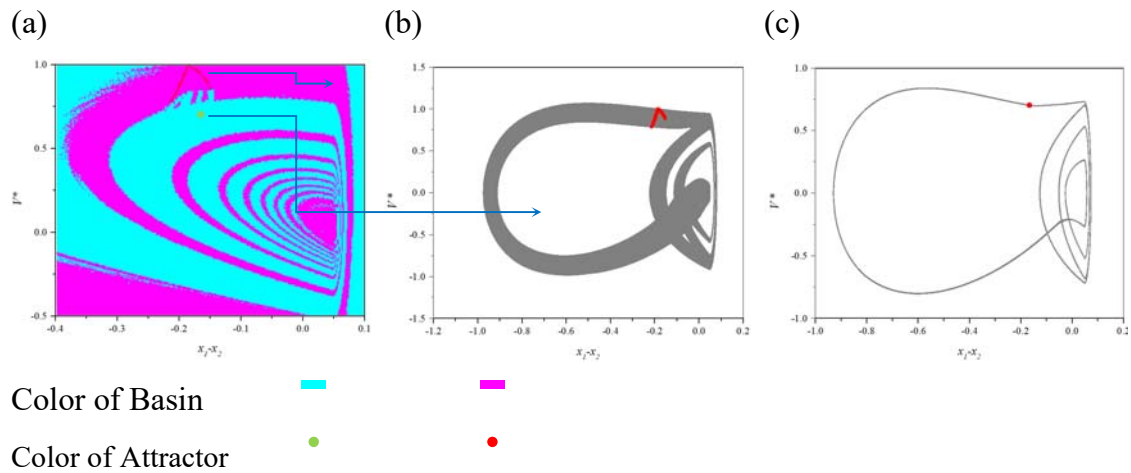
Khi tăng cường độ lực ma sát không thứ nguyên ( $f_r = 0.95$ ), cơ hệ có một xu hướng hội tụ về chuyển động chu kỳ đơn (period-1 motion), và hai xu hướng hội tụ về chuyển động chu kỳ đôi (period-2 motion), như thể hiện trên Hình 5.12. Trên Hình 5.12a, hai dải quỹ đạo chính chuyển động với chu kỳ đôi (period-2 motion) được thể hiện bằng các vùng hội tụ màu xanh và màu đỏ, có nền là màu xanh nhạt và màu tím. Dải quỹ đạo thể hiện chuyển động tuần hoàn với chu kỳ đơn (period-1 motion) được thể hiện bằng màu vàng, có nền màu xám. Hình 5.12b-d lần lượt thể hiện quỹ đạo pha và bản đồ Poincaré cho các xu hướng hội tụ này. Một trăm chu kỳ chuyển động đầu tiên được thực hiện ở chế độ không ổn định và không được vẽ trong các đồ thị này.

Khi chịu tác dụng của cường độ lực ma sát tương đối lớn, cơ hệ có thể hiện cả chuyển động hỗn loạn và chuyển động bình ổn chu kỳ đơn, như được mô tả trên

Hình 5.10. Xu hướng hội tụ thể hiện chuyển động hỗn loạn khi cường độ lực ma sát không thứ nguyên là  $f_r = 1.8$ , như trên Hình 5.13a. Trong đó, xu hướng chuyển động hỗn loạn được mô tả bởi khu vực có màu đỏ, với nền là màu tím. Một xu hướng hội tụ khác, chuyển động theo chu kỳ đơn (period-1 motion), dưới dạng một chấm màu xanh trên nền màu xanh nhạt. Hình 5.13b,c lần lượt thể hiện quỹ đạo pha và bản đồ Poincaré của hai xu hướng hội tụ này. Tương tự, một trăm chu kỳ chuyển động đầu tiên được thực hiện ở chế độ không ổn định và không được vẽ trong các đồ thị này.



Hình 5.12. Basin of attraction (a) và quỹ đạo pha kèm bản đồ Poincaré (b,c) của cơ hệ. Các thông số tính toán khác không đổi:  $\chi = 1.5$ ;  $\omega = 1.0$ ;  $f_r = 0.95$ .



Hình 5.13. Basin of attraction (a) và quỹ đạo pha kèm bản đồ Poincaré (b,c) của cơ hệ. Các thông số tính toán khác không đổi:  $\chi = 1.5$ ;  $\omega = 1.0$ ;  $f_r = 1.8$ .

Qua các phân tích trên, có thể nhận thấy, xu hướng hội tụ và bản đồ Poincaré đã chứng tỏ ảnh hưởng rất lớn của cường độ lực ma sát đến ứng xử động lực học của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập mới đề xuất. Ứng xử động lực học của hệ thống thay đổi, từ trạng thái chuyển động tuần hoàn theo chu kỳ đơn, chu kỳ đôi đến chuyển động hỗn loạn, phụ thuộc vào cường độ lực ma sát tác dụng lên hệ thống. Cần lưu ý rằng, ứng xử động lực của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập đã được thực hiện trong một số nghiên cứu trước đây, chẳng hạn như [39, 42]. Tuy nhiên, ảnh hưởng của cường độ lực ma sát đến ứng xử động lực học thì chưa được quan tâm. Cũng chỉ có một công bố thực hiện việc nghiên cứu ứng xử động lực học với các mô hình ma sát khác nhau [40]. Công bố đó cũng mới chỉ dừng ở việc khảo sát ứng xử động lực học khi thay đổi tỉ lệ các khối lượng  $m_1$  và  $m_2$  với bốn mô hình ma sát khác mà chưa quan tâm đến ảnh hưởng của cường độ lực ma sát tác dụng lên hệ thống.

#### 5.4. Kết luận Chương 5

Chương này đã trình bày kết quả nghiên cứu ứng xử động lực học chi tiết của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập. Trong đó, mô hình toán học mô tả động lực học cơ hệ đã được xây dựng và kiểm chứng bằng thực nghiệm. Ứng xử động lực học của cơ hệ được phân tích thông qua hệ phương trình không thứ

nguyên. Lần đầu tiên cường độ ma sát được xem xét như một tham số ảnh hưởng đến ứng xử động lực học của cơ hệ. Các mức cường độ lực ma sát đã được khảo sát, thông qua đại lượng không thứ nguyên  $f_r$ , kết quả cho thấy cơ hệ có chuyển động theo chu kỳ đơn, chu kỳ đôi hoặc chuyển động hỗn loạn, phụ thuộc vào cường độ lực ma sát. Đồ thị "basin of attraction", đồ thị pha và bản đồ Poincaré đã chứng minh xu hướng hội tụ trong ứng xử động lực học khi cơ cấu được kích thích và chịu tác dụng của cường độ lực ma sát thay đổi một cách ngẫu nhiên.

## KẾT LUẬN CHUNG

Đề tài đã hoàn thành các mục tiêu nghiên cứu chính đặt ra, đó là:

- Đã phát triển được một mô hình thiết bị tự di chuyển mới trên cơ sở rung động - va đập, cấu tạo đơn giản, hoạt động ổn định, có khả năng di chuyển theo cả hai chiều, không cần giải thuật điều khiển phức tạp như các hệ thống tương tự trước đây.
- Nghiên cứu đánh giá các yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích thích thiết bị tự di chuyển). Trong đó, lần đầu tiên yếu tố cường độ ma sát được khảo sát cho thấy ảnh hưởng lớn đến ứng xử động lực học của cơ hệ. Khi thay đổi cường độ lực ma sát, xu hướng hội tụ cho thấy thiết bị có ứng xử động lực học theo chu kỳ đơn, chu kỳ đôi hoặc hỗn loạn.

## **CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ CỦA ĐỀ TÀI**

1. Khac-Tuan Nguyen, Ngoc-Tuan La, Ky-Thanh Ho, Quoc-Huy Ngo, Ngoc-Hung Chu and Van-Du Nguyen, "The effect of friction on the vibro-impact locomotion system: modeling and dynamic response", *Meccanica*, Vol. 56(5), 2021, DOI: 10.1007/s11012-021-01348-w (ISI-Q2).
2. Khac-Tuan Nguyen, Van-Du Nguyen, Ky-Thanh Ho and Ngoc-Tuan La, "Modelling of a vibration-driven module for capsule locomotion systems", *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 10(3), pp. 837-850, 2020, DOI: 10.24247/ijmpredjun202075 (Scopus-Q3).
3. Ngoc-Tuan La, Quoc-Huy Ngo, Ky-Thanh Ho, and Khac-Tuan Nguyen, "An experimental study on vibration-driven locomotion systems under different levels of isotropic friction", in *Advances in Engineering Research and Application, ICERA 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 178. pp. 181-191, 2021, DOI: 10.1007/978-3-030-64719-3\_21 (Scopus).
4. Van-Du Nguyen, Ky-Thanh Ho, Ngoc-Tuan La, Quoc-Huy Ngo and Khac-Tuan Nguyen, "An experimental study on the self-propelled locomotion system with anisotropic friction", *International Conference on Modern Mechanics and Applications (ICOMMA)*, HCM City, 12/2020 (Scopus, Accepted).
5. Quoc-Huy Ngo, Ky-Thanh Ho, and Khac-Tuan Nguyen, "Experimentally investigating the resonance of the vibration of two masses one spring system under different friction condition", *International Conference on Modern Mechanics and Applications (ICOMMA)*, HCM City, 12/2020 (Scopus, Accepted).
6. Nguyễn Khắc Tuấn, La Ngọc Tuấn, Hồ Ký Thanh, Nguyễn Văn Dự, "Đánh giá độ ổn định của thiết bị tự di chuyển nhờ rung động - va đập trong điều kiện ngẫu nhiên tiền định", *Tạp chí Khoa học và công nghệ - Đại học Thái Nguyên*, tập 226(11), trang 10 - 19.



## TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Shukla, A. and H. Karki, *Application of robotics in onshore oil and gas industry- A review Part I*. Robotics and Autonomous Systems, 2016. **75**: p. 490-507.
2. Shukla, A. and H. Karki, *Application of robotics in offshore oil and gas industry- A review Part II*. Robotics and Autonomous Systems, 2016. **75**: p. 508-524.
3. Liu, L., S. Towfighian, and A. Hila, *A Review of Locomotion Systems for Capsule Endoscopy*. IEEE Rev Biomed Eng, 2015. **8**: p. 138-51.
4. Dữ, N.V., N.H. Công, and D.T. Hùng, *Mô hình hóa và Phân tích động lực học thiết bị tự hành nhờ rung động*. 2017: NXB Đại học Thái Nguyên.
5. Simicevic, J. and R.L. Sterling, *Guidelines for Impact Molding*, in *TTC Technical Report*. 2001: Engineering Research and Development Center (ERDC).
6. Xu, J. and H. Fang, *Improving performance: recent progress on vibration-driven locomotion systems*. Nonlinear Dynamics, 2019.
7. Chernous'ko, F.L., *The optimum rectilinear motion of a two-mass system*. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2002. **66**(1): p. 1-7.
8. Li, H. and K.F.a.F.L. Chernous'ko. *Motion Generation of the Capsobot Using Internal Force and Static Friction*. in *Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision & Control*. 2006.
9. Chernous'ko, F.L., *Optimal Control of Two-Dimensional Motions of a Body by a Movable Mass*. IFAC-PapersOnLine, 2018. **51**(2): p. 232-235.
10. Chernous'ko, F.L., *Two- and three-dimensional motions of a body controlled by an internal movable mass*. Nonlinear Dynamics, 2019.
11. Bolotnik, N.N. and T.Y. Figurina, *Optimal control of the rectilinear motion of a rigid body on a rough plane by means of the motion of two internal masses*. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2008. **72**(2): p. 126-135.
12. Bolotnik, N., F.L. Chernous'ko, and T. Figurina, *Optimal Control of a Two-body Vibration-driven Locomotion System in a Resistive Environment*. IFAC-PapersOnLine, 2015: p. 091–096.
13. Chernous'ko, F.L., *Progressive Locomotion of a Chain of Bodies in a Resistant Medium*. Procedia Engineering, 2017. **199**: p. 552-557.
14. Chernous'ko, F.L., *Locomotion of multibody robotic systems: Dynamics and optimization*. Theoretical and Applied Mechanics, 2018. **45**: p. 1-1.

15. Huda, N., H.-N. Yu, and S. Oliver, *Self-contained Capsbot Propulsion Mechanism*. International Journal of Automation and Computing, 2011. **8**(3): p. 348-356.
16. Huda, M.N. and H. Yu, *Trajectory tracking control of an underactuated capsbot*. Autonomous Robots, 2015. **39**(2): p. 183-198.
17. Carta, R., et al., *A multi-coil inductive powering system for an endoscopic capsule with vibratory actuation*. Sensors and Actuators A: Physical, 2011. **172**.
18. Yu, H., Y. Liu, and T. Yang, *Closed-loop tracking control of a pendulum-driven cart-pole underactuated system*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2008. **222**(2): p. 109-125.
19. Liu, Y., H. Yu, and S. Cang, *Modelling and motion control of a double-pendulum driven cart*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2011. **226**(2): p. 175-187.
20. Golitsyna, M.V., *Periodic Regime of Motion of a Vibratory Robot under a Control Constraint*. Mechanics of Solids, 2018. **53**(1): p. 49-59.
21. Pengcheng Liu, G.N., Qinbing Fu, Simon Pearson and Hongnian Yu. *Energy-Efficient Design and Control of a Vibro-Driven Robot*. in *International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2018.
22. Liu, P., H. Yu, and S. Cang, *Optimized adaptive tracking control for an underactuated vibro-driven capsule system*. Nonlinear Dynamics, 2018. **94**(3): p. 1803-1817.
23. Liu, P., H. Yu, and S. Cang, *Modelling and analysis of dynamic frictional interactions of vibro-driven capsule systems with viscoelastic property*. European Journal of Mechanics - A/Solids, 2019. **74**: p. 16-25.
24. Liu, P., et al., *A self-propelled robotic system with a visco-elastic joint: dynamics and motion analysis*. Engineering With Computers, 2019. **36**: p. 655–669.
25. Bolotnik, N.N., A.M. Nunuparov, and V.G. Chashchukhin, *Capsule-type vibration-driven robot with an electromagnetic actuator and an opposing spring: Dynamics and control of motion*. Journal of Computer and Systems Sciences International, 2016. **55**(6): p. 986-1000.
26. Nunuparov, A., et al., *Dynamics and motion control of a capsule robot with an opposing spring*. Archive of Applied Mechanics, 2019.

27. Du, Z., et al., *Experiments on vibration-driven stick-slip locomotion: A sliding bifurcation perspective*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018. **105**: p. 261-275.
28. Fang, H. and K.W. Wang, *Piezoelectric vibration-driven locomotion systems – Exploiting resonance and bistable dynamics*. Journal of Sound and Vibration, 2017. **391**: p. 153-169.
29. *Russian Impact-Vibration Pile Driving Equipment*.
30. Krivtsov, A.M. and M. Wiercigroch, *Dry Friction Model of Percussive Drilling*. Meccanica, 1999. **34**(6): p. 425-434.
31. Krivtsov, A.M. and M. Wiercigroch, *Penetration rate prediction for percussive drilling via dry friction model*. Chaos, Solitons & Fractals, 2000. **11**: p. 2479-2485.
32. Pavlovskaja, E., M. Wiercigroch, and C. Grebogi, *Modeling of an impact system with a drift*. Phys Rev E Stat Nonlin Soft Matter Phys, 2001. **64**(5 Pt 2): p. 056224.
33. Pavlovskaja, E., et al., *Modelling of Ground Miling Dynamics by an Impact Oscillator with a Frictional Slider*. Meccanica, 2003. **38**(1): p. 85-97.
34. Nguyen, V.-D., K.-C. Woo, and E. Pavlovskaja, *Experimental study and mathematical modelling of a new of vibro-impact miling device*. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2008. **43**(6): p. 542-550.
35. Nguyen, V.D. and K.C. Woo, *New electro-vibroimpact system*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2008. **222**(4): p. 629-642.
36. Nguyen, V.D. and K.C. Woo, *Nonlinear dynamic responses of new electro-vibroimpact system*. Journal of Sound and Vibration, 2008. **310**(4): p. 769-775.
37. Ho, J.-H., V.-D. Nguyen, and K.-C. Woo, *Nonlinear dynamics of a new electro-vibro-impact system*. Nonlinear Dynamics, 2010. **63**(1-2): p. 35-49.
38. Nguyen, V.-D., et al., *A New Design of Horizontal Electro-Vibro-Impact Devices*. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2017. **12**(6): p. 061002.
39. Liu, Y., et al., *Modelling of a vibro-impact capsule system*. International Journal of Mechanical Sciences, 2013. **66**: p. 2-11.
40. Liu, Y., et al., *Vibro-impact responses of capsule system with various friction models*. International Journal of Mechanical Sciences, 2013. **72**: p. 39-54.
41. Liu, Y., et al., *Forward and backward motion control of a vibro-impact capsule system*. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2015. **70**: p. 30-46.

42. Liu, Y., E. Pavlovskaja, and M. Wiercigroch, *Experimental verification of the vibro-impact capsule model*. *Nonlinear Dynamics*, 2015. **83**(1-2): p. 1029-1041.
43. Liu, Y., et al., *Optimization of the Vibro-Impact Capsule System*. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 2016. **62**(7-8): p. 430-439.
44. Nguyen, V.-D., et al., *Identification of the Effective Control Parameter to Enhance the Progression Rate of Vibro-Impact Devices With Drift*. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2017. **140**(1): p. 011001.
45. Nguyen, V.-D., et al., *The effect of inertial mass and excitation frequency on a Duffing vibro-impact drifting system*. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017. **124-125**: p. 9-21.
46. Yan, Y., Y. Liu, and M. Liao, *A comparative study of the vibro-impact capsule systems with one-sided and two-sided constraints*. *Nonlinear Dynamics*, 2017. **89**(2): p. 1063-1087.
47. Duong, T.-H., et al., *A new design for bidirectional autogenous mobile systems with two-side drifting impact oscillator*. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018. **140**: p. 325-338.
48. Liu, Y., et al., *Bifurcation analysis of a vibro-impact experimental rig with two-sided constraint*. *Meccanica*, 2020. **55**: p. 2505–2521.
49. Guo, B., et al., *Self-propelled capsule endoscopy for small-bowel examination: Proof-of-concept and model verification*. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020. **174**: p. 105506.
50. Ermentrout, B., *Simulating, Analyzing, and Animating Dynamical Systems: A Guide to XPPAUT for Researchers and Students*. 2002: Society for Industrial and Applied Mathematics.
51. Nusse, H.E., et al., *Dynamics: Numerical Explorations*. 1998: Springer New York.
52. Nguyen, V.-D., H.-C. Nguyen, and T.-H. Duong, *Modeling and dynamic analysis of self-propelled equipment by vibration*. 2017, Thai Nguyen University: Thai Nguyen University Publishing House.
53. Liu, Y. and J. Páez Chávez, *Controlling multistability in a vibro-impact capsule system*. *Nonlinear Dynamics*, 2017. **88**(2): p. 1289-1304.
54. Nguyen, K.-T., et al., *The effect of friction on the vibro-impact locomotion system: modeling and dynamic response*. *Meccanica*, 2021.
55. Plakhtienko, N.P. and B.M. Shifrin, *Stability of motion of a two-mass system with nonlinear friction*. *International Applied Mechanics*, 1999. **35**(8): p. 846-852.

56. Steindl, A. and H. Troger, *Chaotic Motion in Mechanical and Engineering Systems*, in *Engineering Applications of Dynamics of Chaos*, W. Szemplinska-Stupnicka and H. Troger, Editors. 1991, Springer Vienna: Vienna. p. 149-223.
57. Chernous'ko, F.L., *Analysis and optimization of the motion of a body controlled by means of a movable internal mass*. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2006. **70**(6): p. 819-842.
58. Yan, Y., et al., *Modelling of a vibro-impact self-propelled capsule in the small intestine*. Nonlinear Dynamics, 2019. **96**(1): p. 123-144.
59. Su, G., et al. *A design of the electromagnetic driver for the "internal force-static friction" capsubot*. in *The 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2009. IEEE.
60. Nguyen, V.-D. and N.-T. La, *An improvement of vibration-driven locomotion module for capsule robots*. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2020: p. 1-15.
61. Xu, J. and H. Fang, *Stick-Slip Effect in a Vibration-Driven System With Dry Friction: Sliding Bifurcations and Optimization*. Journal of Applied Mechanics, 2014. **81**: p. 061001.

**THUYẾT MINH ĐỀ TÀI  
KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP BỘ**

<b>1. TÊN ĐỀ TÀI</b> Nghiên cứu thiết kế cơ cấu tự di chuyển có xét các yếu tố ngẫu nhiên	<b>2. MÃ SỐ</b> KC-220
<b>3. LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU</b> Khoa học <input type="checkbox"/> Tự nhiên Khoa học <input type="checkbox"/> Y, dược Khoa học <input type="checkbox"/> Xã hội Khoa học Kỹ thuật và Công nghệ <input checked="" type="checkbox"/> Khoa học Nông nghiệp <input type="checkbox"/> Khoa học Nhân văn <input type="checkbox"/>	<b>4. LOẠI HÌNH NGHIÊN CỨU</b> Cơ bản <input checked="" type="checkbox"/> Ứng dụng <input checked="" type="checkbox"/> Triển khai <input type="checkbox"/>
<b>5. THỜI GIAN THỰC HIỆN</b> 24 tháng Từ tháng 01 năm 2019 đến tháng 12 năm 2020	
<b>6. TỔ CHỨC CHỦ TRÌ ĐỀ TÀI</b> Tên tổ chức chủ trì: Đại học Thái Nguyên Điện thoại: 0208.3654096 E-mail: Địa chỉ: Phường Tân Thịnh, thành phố Thái Nguyên Họ và tên thủ trưởng tổ chức chủ trì: GS.TS. Phạm Hồng Quang	
<b>7. CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI</b> Họ và tên: Nguyễn Khắc Tuấn      Học vị: TS Chức danh khoa học: giảng viên      Năm sinh: 1977 Địa chỉ cơ quan: Trường đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Số 666, Phường Tích Lương, TP Thái Nguyên, Thái Nguyên      Điện thoại di động: 0912262771 Điện thoại cơ quan: 0208.3847788      Fax: E-mail: tuannkc@tnut.edu.vn	

**8. NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI**

TT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn	Nội dung nghiên cứu cụ thể được giao	Chữ ký
1	Dương Thế Hùng	Trường ĐHKTCN, Xây dựng	<ul style="list-style-type: none"><li>-Tổng quan về mô hình cơ cấu tự di chuyển, những ưu nhược điểm của mô hình cơ cấu tự di chuyển;</li><li>-Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiền định hoặc ngẫu nhiên. Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế;</li><li>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</li><li>-Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả.</li></ul>	
2	Nguyễn Văn Dự	Đại học Thái Nguyên, Cơ Khí	<ul style="list-style-type: none"><li>-Viết thuyết minh nhiệm vụ KHCN và xây dựng dự toán;</li><li>-Tổng quan về mô hình cơ cấu tự di chuyển, những ưu nhược điểm của mô hình cơ cấu tự di chuyển;</li><li>-Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng;</li><li>-Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế;</li><li>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</li><li>-Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả;</li><li>-Hoàn chỉnh đề tài, viết báo cáo tổng kết.</li></ul>	

3	La Ngọc Tuấn	Trường Đại học SPKT Vinh, Cơ Khí	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng;</li> <li>- Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế;</li> <li>-Phát triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm;</li> <li>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</li> <li>-Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả.</li> </ul>	
4	Nguyễn Văn Luân	Trường ĐHKTCN, Xây dựng	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng Mô hình toán, phân tích động lực học được kiểm chứng thực nghiệm;</li> <li>-Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiền định hoặc ngẫu nhiên;</li> <li>-Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế;</li> <li>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</li> <li>-Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả.</li> </ul>	
5	Nguyễn Thế Thịnh	Trường ĐHKTCN, Xây dựng	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng Mô hình toán, phân tích động lực học được kiểm chứng thực nghiệm;</li> <li>-Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích</li> </ul>	



			<p>động lực học, công bố quốc tế;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Phát triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm;</li> <li>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</li> <li>-Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả.</li> </ul>	
6	Lại Ngọc Hùng	Trường ĐHKTCN, Xây dựng	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Viết thuyết minh nhiệm vụ KHCN và xây dựng dự toán;</li> <li>-Tổng quan về mô hình cơ cấu tự di chuyển, những ưu nhược điểm của mô hình cơ cấu tự di chuyển;</li> <li>-Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng;</li> <li>-Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiền định hoặc ngẫu nhiên;</li> <li>-Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế;</li> <li>-Triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm;</li> <li>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</li> <li>- Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả;</li> <li>-Hoàn chỉnh đề tài, viết báo cáo tổng kết.</li> </ul>	
7	Ngô Quốc Huy	Trường ĐHKTCN, Cơ khí	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng;</li> <li>-Phát triển các mô hình toán, mô</li> </ul>	

			<p>phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiền định hoặc ngẫu nhiên;</p> <p>-Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế;</p> <p>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</p> <p>-Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả.</p>	
8	Mạc Duy Hưng	Trường ĐHKTCN, Môi trường	<p>-Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiền định hoặc ngẫu nhiên;</p> <p>-Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế;</p> <p>-Phát triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm;</p> <p>-Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế;</p> <p>-Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả.</p>	
9	Nguyễn Thành Công	Trường ĐHKTCN, Cơ khí	<p>-Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng;</p> <p>-Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiền định hoặc ngẫu nhiên;</p> <p>-Phát triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm.</p>	
<b>9. ĐƠN VỊ PHỐI HỢP CHÍNH</b>				

Tên đơn vị trong và ngoài nước	Nội dung phối hợp nghiên cứu	Họ và tên người đại diện đơn vị
Doanh nghiệp tư nhân Thái Long	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Phối hợp nghiên cứu;</li> <li>• Đầu tư nguồn vốn thực hiện đề tài có giá trị tương đương 50% tổng kinh phí thực hiện đề tài;</li> <li>• Đơn vị thụ hưởng kết quả nghiên cứu và sản phẩm, thiết bị, máy móc của đề tài;</li> </ul>	Lý Thị Liên

## **10. TỔNG QUAN TÌNH HÌNH NGHIÊN CỨU THUỘC LĨNH VỰC CỦA ĐỀ TÀI Ở TRONG VÀ NGOÀI NƯỚC**

10.1. Trong nước (*phân tích, đánh giá tình hình nghiên cứu thuộc lĩnh vực của đề tài ở Việt Nam, liệt kê danh mục các công trình nghiên cứu, tài liệu có liên quan đến đề tài được trích dẫn khi đánh giá tổng quan*)

- Theo thông tin mà nhóm tác giả đã tìm các nghiên cứu trong nước, nhóm tác giả chưa nhận được các kết quả nghiên cứu về lĩnh vực cơ cấu tự di chuyển của các tác giả khác.

- Được sự tài trợ của Quỹ Phát triển khoa học và công nghệ Quốc gia Nafosted, nhóm tác giả đề tài này đã và đang thực hiện 02 đề tài về hướng nghiên cứu thiết bị tự di chuyển. Đề tài thứ nhất là “Động lực học phi tuyến của cơ cấu rung va đập nằm ngang”, mã số 107.01-2012.33. Đề tài đã phát triển ba mô hình cơ cấu rung-va đập theo phương ngang hứa hẹn ứng dụng không chỉ trong công nghiệp (Máy đào ngầm ngang) mà còn trong các lĩnh vực khác như viên nang nội soi (Capsule robots) trong Cơ y sinh và các thiết bị tự di chuyển yêu cầu nhỏ gọn khác. Kết quả nghiên cứu của đề tài này đã được công bố trên 04 bài báo ISI/Scopus, trong đó có 01 bài trên tạp chí ISI có uy tín (SCI), 02 bài SCIE và 01 bài Scopus [13-16].

- Đề tài thứ hai mà nhóm nghiên cứu đã thực hiện là “Động lực học thiết bị tự di chuyển nhờ rung động”, mã số 107.01-2017.318. Mục tiêu của đề tài này là tiếp tục nghiên cứu động lực học phi tuyến của cơ cấu tự di chuyển theo phương ngang, từ đó xác định bộ thông số làm việc và điều khiển hợp lý để đáp ứng yêu cầu làm việc trong các môi trường khác nhau, mở rộng cho các phương, chiều chuyển động khác nhau. Kết quả của đề tài này đã công bố 01 bài báo trên tạp chí ISI có uy tín (SCI) [17]. Một hướng mới mà nhóm nghiên cứu chúng tôi nhận thấy đang còn bỏ ngỏ là phân tích và đề xuất cơ cấu tự di chuyển khi kể đến yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường (lực ma sát, tác động giữa các khối lượng và lực kích động thiết bị tự di chuyển).

10.2. Ngoài nước (*phân tích, đánh giá tình hình nghiên cứu thuộc lĩnh vực của đề tài trên thế giới, liệt kê danh mục các công trình nghiên cứu, tài liệu có liên quan đến đề tài được trích dẫn khi đánh giá tổng quan*)

- Các hệ thống tự hành được quan tâm nghiên cứu ở nhiều khía cạnh khác nhau, chẳng hạn như mô hình hóa, phân tích và điều khiển [5], thiết kế và kiểm chứng thực nghiệm [6-8]. Có thể coi mô hình do Chernous'ko đề xuất [5] là khởi thủy của các thiết bị tự hành nhờ dao động tuần hoàn của khối lượng quán tính. Trong mô hình này, lực tương tác phát sinh nhờ chuyển động tuần hoàn (dao động) của một khối lượng quán tính bên trong hệ thống được khai thác nhằm tạo ra chuyển động thẳng (rectilinear) của toàn bộ hệ thống. Mô hình cơ cấu tự hành khai thác nguyên lý rung động kết hợp va đập được Liu và cộng sự đề xuất (2012) và triển khai nghiên cứu (2015-2017) [4,8-10] đã phần nào khắc phục những tồn tại này. Tuy vậy, để nhận được chuyển động theo chiều tùy ý, cũng đòi hỏi phải điều chỉnh thông số làm việc rất chính xác [19], do hệ phi tuyến rất nhạy với giá trị các tham số hệ thống. Thêm nữa, mô hình toán học mô tả cơ hệ của Liu cũng như trong nhiều nghiên cứu trước đây thường mô hình hóa lực kích thích đơn thuần tác dụng lên

khối lượng quán tính. Về bản chất, mô hình robot tự hành dựa trên nguyên lý rung động-va đập của Liu và cộng sự [4,8-10].

- Trong [11,12] các tác giả đã phân tích động lực học của hệ Capsule với mô hình tiếp xúc Hertzian kể đến tác động ngẫu nhiên. Các tác giả đã nhận được kết quả chuyển động hệ thống tự di chuyển, tuy nhiên chưa đi sâu phân tích sự ảnh hưởng tương tác của tham số hệ thống và tác động ngẫu nhiên để đảm bảo hệ thống tự di chuyển có chuyển động tiến hoặc lùi tốt nhất. Kết quả thu được từ [11,12] mới chỉ dừng lại ở mô hình hóa với giải thiết lực kích động ngẫu nhiên tính theo lý thuyết mà chưa có số liệu thực nghiệm để kiểm chứng.

#### Tài liệu tham khảo

- [1].A. Shukla and H. Karki, Application of robotics in onshore oil and gas industry – a review Part I, Robot. Auton. Syst. 75 (2016), 490-507, DOI:10.1016/j.robot.2015.09.012;
- [2].A. Shukla and H. Karki, Application of robotics in onshore oil and gas industry – a review Part II, Robot. Auton. Syst. 75 (2016), 508-524, DOI:10.1016/j.robot.2015.09.013;
- [3].L. Liu, S. Towfighian and A. Hila, A review of locomotion systems for capsule endoscopy, IEEE Reviews in Biomedical Engineering (2015), DOI: 10.1109/RBME.2015.2451031;
- [4].Y. Liu, M. Wiercigroch, E. Pavlovskaja and H. Yu, Modeling of a vibro-impact capsule system, Int. J. Mech. Sci., 66, 2–11 (2013), DOI:10.1016/j.ijmecsci.2012.09.012;
- [5].N.N. Bolotnik, F.L. Chernous'ko, T. Figurina, Optimal Control of a Two-body Vibration-driven Locomotion System in a Resistive Environment, IFAC-PapersOnLine 48-25 (2015) 091–096, DOI:10.1016/j.ifacol.2015.11.065 ;
- [6].M.N. Huda, H.N. Yu and S.O. Wane, Self-contained Capsobot Propulsion Mechanism, International Journal of Automation and Computing, 8(3), 348-356, (2011), DOI: 10.1007/s11633-011-0591-3;
- [7].Y. Liu, H. Yu and S. Cang, Modelling and motion control of a double-pendulum driven cart, Proc. IMechE Vol. 226 Part I: J. Systems and Control Engineering, 226 No. 2 175-187, (2012), DOI: 10.1177/0959651811414507;
- [8].Y. Liu, E. Pavlovskaja and M. Wiercigroch, Experimental verification of the vibro-impact capsule model, Nonlinear Dyn., 83(1), 1029-1041 (2016), DOI: 10.1007/s11071-015-2385-6;
- [9].Y. Liu, S. Islam, E. Pavlovskaja and M. Wiercigroch, Optimization of the Vibro-Impact Capsule System, Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering 62, 7-8, 430-439 (2016), DOI: 10.5545/sv-jme.2016.3754;
- [10]. Y. Liu, E. Pavlovskaja, M. Wiercigroch, Z. Peng, Forward and backward motion control of a vibro-impact capsule system, Int. J. Nonlinear. Mech. 70 (2015) 30–46, DOI: 10.1016/j.ijnonlinmec.2014.10.009;
- [11]. X. D. Gu · Z. CH. Deng (2018). Dynamical analysis of vibro-impact capsule system with Hertzian contact model and random perturbation excitations. *Nonlinear Dyn* doi: 10.1007/s11071-018-4161-x.
- [12]. Xiangrong Zhaoa, Wei Xua, Xudong Gub, Yongge Yang (2015), Stochastic stationary responses of a viscoelastic system with impacts under additive Gaussian white noise excitation, Physica A 431 (2015) 128–139, doi: 10.1016/j.physa.2015.03.013;
- [13]. Nguyen VD, Duong TH, Chu NH, Ngo QH (2017). The effect of inertial mass and excitation frequency on a Duffing vibro-impact drifting system. *Int J Mech Sci*2017;124–125:9–21.
- [14]. N- Van Du, H- Huu Duc, D- The Hung, C- Ngoc Hung, N- Quoc Huy (2017). Identification of the effective control parameter to enhance the progression rate of vibro-

impact devices with drift. ASME J Vib Acoust 2017;140(1) 011001-011001-9.

[15]. N- Van Du, N- Huu Cong, N- Nhu Khoa, L- Ngoc Tuan (2017). A new design of horizontal electro-vibro-impact devices. ASME J Comput Nonlinear Dynamic 2017;12(6) 061002-061002-11.

[16]. D- The Hung, N- Van Du, L- Ngoc Tuan (2017). “A new autogenous mobile system driven by vibration without impacts, excited by an impulse periodic force”, International Conference on Engineering Vibration 9/ 2017, ICOEV 2017, MATEC Web of Conferences 148, 04005 (2018), DOI: 10.1051/mateconf/201814804005.

[17]. D-The Hung, N- Van Du, N- Huu Cong, V- Ngoc Pi, N- Nhu Khoa, N- Van Tuan (2018). “A new design for bidirectional autogenous mobile systems with two-side drifting impact oscillator”, International Journal of Mechanical Sciences, 140 (2018), pp 325-338, doi:10.1016/j.ijmecsci.2018.01.003.

10.3. Danh mục các công trình đã công bố thuộc lĩnh vực của đề tài của chủ nhiệm và những thành viên tham gia nghiên cứu (*họ và tên tác giả; bài báo; ấn phẩm; các yếu tố về xuất bản*)

a) Của chủ nhiệm đề tài

1. **Khac-Tuan Nguyen**, Dang-Binh Nguyen, Ngoc-Tuan La, Quoc-Huy Ngo, Van-Du Nguyen and The-Hung Duong (2018) “*Modeling linear actuators for self-propelled mechanisms*” (under review).

2. **Nguyễn Khắc Tuấn**, Kirill Evgenievich Karpukhin, Aleksey Stanislavovich Terenchenko (2018),” *World trends in the development of vehicles with alternative energy sources*” Journal of Engineering and Applied Sciences pp 2535-2542.

3. Lê Văn Quỳnh, **Nguyễn Khắc Tuấn** (2018) “*Optimal Design Parameters of Cab’s Isolation System for Vibratory Roller Using a Multi-Objective Genetic Algorithm*” Applied Mechanics and Materials Journal, Vol. 875, pp. 105-112.

4. Nguyễn Khắc Tuấn et al (2018) “*Determining Optimal Gear Ratios of a Two-stage Helical Reducer for Getting Minimal Acreage of Cross Section MATEC*” Web of Conferences <https://doi.org/10.1051/mateconf/201821301008>

5. **Nguyễn Khắc Tuấn**, Lê Văn Quỳnh (2012) “*Modeling and Simulation of Vehicle Vertical Vibration from Powertrain and Road Excitations*” The first International Symposium on Technology Sustainability, Bangkok, Thailand.

6. **Nguyễn Khắc Tuấn** (2018), “*Метод расчета тягово-скоростных характеристик автомобиля с ГМП*”. <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/5644>.

b) Của các thành viên tham gia nghiên cứu

- Thành viên đề tài: **Dương Thế Hùng**:

1. Dương Thế Hùng, Nguyễn Văn Dự, Nguyễn Hữu Công, Vũ Ngọc Pi, Ngô Như Khoa, Nguyễn Văn Tuấn (2018). “A new design for bidirectional autogenous mobile systems with two-side drifting impact oscillator”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 140 (2018), pp 325-338 doi:10.1016/j.ijmecsci.2018.01.003.

2. Dương Thế Hùng, Nguyễn Văn Dự, La Ngọc Tuấn (2017). “A new autogenous mobile

system driven by vibration without impacts, excited by an impulse periodic force”, *International Conference on Engineering Vibration 9/ 2017, ICOEV 2017, MATEC Web of Conferences 148, 04005 (2018)*, DOI: 10.1051/mateconf/201814804005

3. Dương Thế Hùng, Đặng Văn Hiếu (2017). “Solution of nonlinear cubic-quintic Duffing oscillators using the equivalent linearization method with a weighted averaging”, *Tạp chí khoa học công nghệ ĐH Thái Nguyên*, Tập 169, Số 09/2017, trang 137-142.
4. Nguyễn Văn Dự, Dương Thế Hùng, Chu Ngọc Hùng và Ngô Quốc Huy (2017). “The effect of inertial mass and excitation frequency on a Duffing vibro-impact drifting system”, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol 124-125 (May 2017), pp. 9-21. doi:10.1016/j.ijmecsci.2017.02.023.
5. Dương Thế Hùng, Trần Việt Thắng, Trần Văn Sơn (2015). “Solutions about probabilistic characteristics of displacements in a stochastic truss”, *Tạp chí khoa học công nghệ ĐH Thái Nguyên*, số Tập 139, Số 09/2015, trang 41-46.

- Thành viên đề tài: **Nguyễn Văn Dự:**

1. Nguyễn Văn Dự, Hồ Hữu Đức, Dương Thế Hùng, Chu Ngọc Hùng và Ngô Quốc Huy (2018). “Identification of the effective control parameter to enhance the progression rate of vibro-impact devices with drift”, *ASME Journal of Vibration and Acoustics, Journal of vibration and acoustics 140(1):011001 · February 2018*. DOI:10.1115/1.4037214.
2. Nguyễn Văn Dự, Dương Thế Hùng, Chu Ngọc Hùng và Ngô Quốc Huy (2017). “The effect of inertial mass and excitation frequency on a Duffing vibro-impact drifting system”, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol 124-125 (May 2017), pp. 9-21. doi:10.1016/j.ijmecsci.2017.02.023.
3. Dương Thế Hùng, Nguyễn Văn Dự, Nguyễn Hữu Công, Vũ Ngọc Pi, Ngô Như Khoa, Nguyễn Văn Tuấn (2018). “A new design for bidirectional autogenous mobile systems with two-side drifting impact oscillator”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 140 (2018), pp 325-338 doi:10.1016/j.ijmecsci.2018.01.003.
4. Dương Thế Hùng, Nguyễn Văn Dự, La Ngọc Tuấn (2017). “A new autogenous mobile system driven by vibration without impacts, excited by an impulse periodic force”, *International Conference on Engineering Vibration 9/ 2017, ICOEV 2017, MATEC Web of Conferences 148, 04005 (2018)*, DOI: 10.1051/mateconf/201814804005.
5. Nguyễn Văn Dự, Nguyễn Hữu Công, Ngô Như Khoa, La Ngọc Tuấn (2017). “A New Design of Horizontal Electro-Vibro-Impact Devices”. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*; 12(6), 061002; DOI: 10.1115/1.4035933;

- Thành viên đề tài: **La Ngọc Tuấn:**

1. Dương Thế Hùng, Nguyễn Văn Dự, La Ngọc Tuấn (2017). “A new autogenous mobile system driven by vibration without impacts, excited by an impulse periodic force”, *International Conference on Engineering Vibration 9/ 2017, ICOEV 2017, MATEC Web of Conferences 148, 04005 (2018)*, DOI: 10.1051/mateconf/201814804005;

2. Nguyễn Văn Dự, Nguyễn Hữu Công, Ngô Như Khoa, La Ngọc Tuấn (2017). “A New Design of Horizontal Electro-Vibro-Impact Devices”. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*; 12(6), 061002; DOI: 10.1115/1.4035933;

- Thành viên đề tài: **Nguyễn Văn Luân:**

1. Nguyễn Văn Luân, (2017). “Nghiên cứu tính ổn định của hệ thanh phẳng bằng phương pháp phần tử hữu hạn”. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐH Kiến trúc Hà Nội.

- Thành viên đề tài: **Nguyễn Thế Thịnh:**

1. Vũ Thị Bích Quyên, Đỗ Xuân Tùng, Nguyễn Thế Thịnh (2017). “Phương pháp phần tử biên tính nội lực và chuyển vị hệ dầm trên nền đàn hồi theo mô hình winkler”, *Tạp chí Khoa học công nghệ xây dựng, Viện Khoa học công nghệ xây dựng Việt Nam IBST, số 2/2017, tr13-14.*

- Thành viên đề tài: **Lại Ngọc Hùng:**

1. Lại Ngọc Hùng, Trần Khải Hoàn, Nguyễn Thị Thúy Hiền (2012): “Đánh giá các phương pháp dự báo sức chịu tải cọc khoan nhồi”, Đề tài nghiên cứu khoa học cấp đại học Thái Nguyên, năm 2012-2013.
2. Lại Ngọc Hùng (2014): “Đánh giá phương pháp dự báo sức chịu tải của cọc khoan nhồi sử dụng kết quả các thí nghiệm xuyên CPT và xuyên SPT”, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Thái Nguyên, Tập 128, Số 14, 2014 trang 23-28*
3. Trần Khải Hoàn, Lại Ngọc Hùng (2014): “Nghiên cứu ảnh hưởng của ma sát âm đến sức chịu tải của cọc và các biện pháp làm giảm thiểu ma sát âm”, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Thái Nguyên, Tập 128, Số 14, 2014 trang 29-34.*

- Thành viên đề tài: **Ngô Quốc Huy:**

1. Nguyễn Văn Dự, Hồ Hữu Đức, Dương Thế Hùng, Chu Ngọc Hùng và Ngô Quốc Huy (2018). “Identification of the effective control parameter to enhance the progression rate of vibro-impact devices with drift”, *ASME Journal of Vibration and Acoustics, Journal of vibration and acoustics 140(1):011001 · February 2018.* DOI:10.1115/1.4037214.
2. Nguyễn Văn Dự, Dương Thế Hùng, Chu Ngọc Hùng và Ngô Quốc Huy (2017). “The effect of inertial mass and excitation frequency on a Duffing vibro-impact drifting system”, *International Journal of Mechanical Sciences, Vol 124-125 (May 2017), pp. 9-21.* doi:10.1016/j.ijmecsci.2017.02.023.

- Thành viên đề tài: **Mạc Duy Hưng:**

1. Mạc Duy Hưng, Nghiem Trung Dung, Dinh Thu Hang (2015). *The application of artificial neural network to fill in the missing monitoring data of air quality.* Vietnam Journal of Science and Technology **53** (3A): 199 – 204
2. Mac Duy Hung, Nghiem Trung Dung (2016). **Application of echo state network for the forecast of air quality.** Vietnam Journal of Science and Technology **54** (1): 54 – 63
3. Mac Duy Hung, Nghiem Trung Dung, Hoang Xuan Co (2016). *Application of Multilayer*



*Perceptron Neural Network for the forecast of tropospheric ozone in Hanoi.* Journal of Science and Technology Technical Universities **111** (2016): 46 – 51

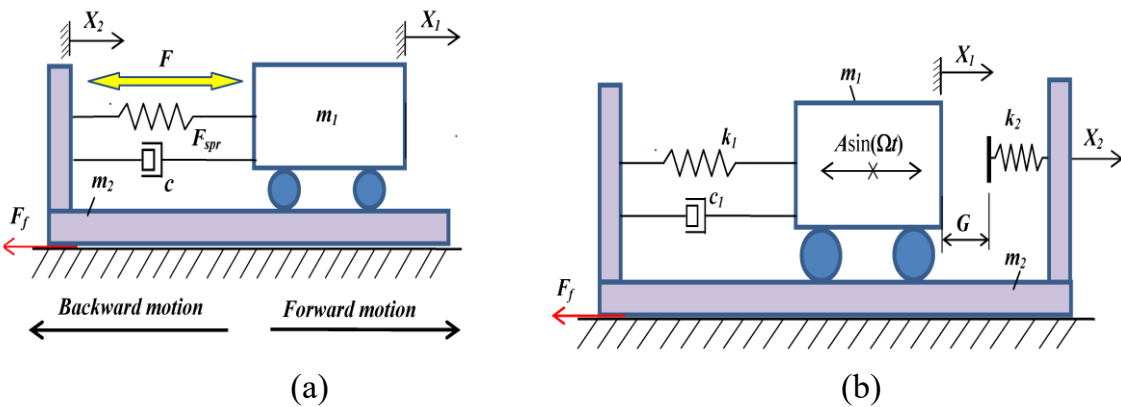
4. Mac Duy Hung, Nghiem Trung Dung, Hoang Xuan Co (2018). *Application of machine learning to fill in the missing data of air quality.* **Vietnam Journal of Science and Technology 56 (2C): 104-110.**

- Thành viên đề tài: **Nguyễn Thành Công:**

1. Nguyễn Thành Công, Nguyễn Khắc Tuấn, Lê Văn Quỳnh (2014). *Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu và điều khiển đến dao động ô tô đua sinh viên Formula SAE.* Tạp chí Khoa học Công nghệ ĐHTN, tập 118 - số 04-2014
2. Bùi Văn Cường, Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Thành Công(2017). *Tối ưu thông số thiết kế đệm cách dao động xe lu rung.* Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 3/2017, trang 137

## 11. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI

- Các thiết bị tự di chuyển, hay còn gọi là thiết bị tự hành (autogenous mobile systems hoặc locomotion systems) là loại thiết bị có thể di chuyển chỉ nhờ lực tác động tương tác giữa thân thiết bị với chuyển động tuần hoàn của một khối lượng bên trong hệ thống. Nhiều ưu việt của dạng thiết bị này đã được khẳng định, bao gồm tính đơn giản trong thiết kế, không cần các kết cấu dẫn động bên ngoài (external driving mechanisms) như bánh xe, xích, chân hay mái chèo... Kết cấu không có thiết bị dẫn động ngoài cho phép tạo ra hệ tự hành có thể dễ dàng đóng gói trong hình dạng tròn nhẵn, kích thước nhỏ gọn, có thể di chuyển trên nhiều dạng bề mặt hoặc trong các môi trường có mật độ cản khác nhau [4]. Hình 1 mô tả cơ cấu tự di chuyển, trong đó khối lượng  $m_1$  đặt trên (hoặc đặt bên trong) khối lượng  $m_2$ , cả hai khối lượng tự di chuyển trên mặt phẳng do thiết bị tạo rung động được gắn bên trong cơ hệ.



Hình 1. Mô hình cơ cấu tự di chuyển (a) và di chuyển do rung-va đập (b)

- Các thiết bị tự hành được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp nhằm đáp ứng yêu cầu hoạt động trong môi trường khó khăn cho việc can thiệp trực tiếp của con người, hoặc trong các điều kiện khắc nghiệt, chẳng hạn trong công tác cứu hộ, kiểm tra hầm lò, chẩn đoán các đường ống ngầm [1,2] hay đào đường ống ngầm trong xây dựng. Trong cơ y sinh (Biomechanics), các hệ thống tự hành hứa hẹn cải thiện khả năng điều khiển viên nang nội soi (capsule endoscopy) đáp ứng yêu cầu di chuyển, tiến/ lui hay tránh kẹt trong mao mạch [3].

- Trong quá trình thực hiện đề tài trước, nhóm nghiên cứu nhận thấy một hướng nghiên cứu mới về phân tích và đánh giá mô hình thiết bị tự di chuyển là vấn đề tác động của môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích động) đóng vai trò quan trọng khi cơ cấu di chuyển tối ưu. Việc kể đến yếu tố ngẫu nhiên của lực ma sát và lực kích động đóng vai trò quan trọng và phải được mô hình hóa vào cơ cấu tự di chuyển – đây là vấn đề mới mà đề tài này mong muốn giải quyết. Việc mô hình hóa một cơ cấu tự di chuyển có kể đến yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tác động của môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích động thiết bị tự di chuyển) phản ánh sự làm việc sát với thực tế hơn.

- Chính vì vậy, đề tài này sẽ là hướng nghiên cứu mới của nhóm tác giả, vì đây là hướng vừa kế thừa kết quả của các đề tài trước đồng thời **triển khai theo hướng mới nghiên cứu cơ cấu tự di chuyển theo mô hình ngẫu nhiên**. Lĩnh vực nghiên cứu này đang được

quan tâm giải quyết ở trong và ngoài nước, khi đó sẽ **giải quyết vấn đề mới là phân tích và đề xuất cơ cấu tự di chuyển khi kể đến yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường** (lực ma sát, tác động giữa các khối lượng và lực kích động thiết bị tự di chuyển).

## **12. MỤC TIÊU ĐỀ TÀI**

-**Đề xuất cơ cấu tự di chuyển mới hoặc kế thừa cơ cấu có sẵn để nhận được cơ cấu có cấu tạo đơn giản hơn, hoặc và làm việc có hiệu quả hơn các mô hình hiện thời;**

- **Nghiên cứu đánh giá các yếu tố ngẫu nhiên dưới sự tương tác với môi trường (lực ma sát, tương tác giữa các khối lượng và lực kích động thiết bị tự di chuyển), phân tích động lực học nhằm cải thiện kết cấu, nâng cao hiệu quả hoạt động của cơ cấu tự di chuyển.**

## **13. ĐỐI TƯỢNG, PHẠM VI NGHIÊN CỨU**

### **13.1. Đối tượng nghiên cứu**

- Phát triển, hoàn thiện thiết kế, phân tích động lực học các mô hình cơ học nhò rung động đã được công bố từ đề tài trước.
- Phân tích động lực học, cơ chế ứng xử của cơ hệ trong các điều kiện khác nhau ở dạng bài toán tiền định hoặc ngẫu nhiên.
- Xác định các giải pháp hữu ích hơn, nâng cao hiệu quả với ứng dụng công nghiệp, nâng cao độ chính xác của chuyển động cho các ứng dụng cơ y sinh;
- Xác định giải thuật và bộ thông số điều khiển cơ hệ nhằm nhận được chuyển động theo ý muốn;

### **13.2. Phạm vi nghiên cứu**

- Nghiên cứu mô hình cơ cấu tự di chuyển có cấu tạo đơn giản và di chuyển hiệu quả; Đây là nghiên cứu bước đầu trong giai đoạn thiết kế, chế tạo thiết bị tự di chuyển được ứng dụng vào trong thực tế như máy móc trong lĩnh vực Cơ khí, Xây dựng, Y sinh,...

## **14. CÁCH TIẾP CẬN, PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU**

### **14.1. Cách tiếp cận**

- Nghiên cứu lý thuyết từ các công trình đã công bố về cơ cấu tự di chuyển;
- Nghiên cứu thực nghiệm, sử dụng các phương pháp thiết kế thí nghiệm, quy hoạch và xử lý số liệu thực nghiệm. Xác định các tham số thực nghiệm cần thiết. Tiến hành kiểm chứng, đánh giá và hoàn chỉnh mô hình lý thuyết.

### **14.2. Phương pháp nghiên cứu**

- Phát triển các mô hình toán học mô tả động lực học cơ hệ, sử dụng các nguyên lý cơ bản của cơ học, toán học và vật lý học;
- Nghiên cứu so sánh, quy nạp;
- Nghiên cứu mô phỏng: Mô phỏng tính toán trên phần mềm máy tính;
- Nghiên cứu thực nghiệm: lấy kết quả đo các dữ liệu từ thực nghiệm;

## **15. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU VÀ TIẾN ĐỘ THỰC HIỆN**

### **15.1. Nội dung nghiên cứu (*Mô tả chi tiết những nội dung nghiên cứu của đề tài*)**

Nội dung chính của đề tài là nghiên cứu động lực học cho cơ cấu tự di chuyển ở dạng mô hình tiên định và/hoặc mô hình ngẫu nhiên. Để đạt được mục đích đó thì nhóm tác giả hướng đến việc kế thừa những kết quả đã có, đồng thời triển khai các vấn đề chưa được thực hiện ở đề tài trước, phát triển mô hình phi tuyến mới và/hoặc phương pháp tiếp cận mới (phương pháp tính toán ngẫu nhiên);

Nội dung chi tiết gồm:

- Tổng quan một số mô hình cơ cấu tự di chuyển, những ưu nhược điểm của mô hình cơ cấu tự di chuyển đã có;
- Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng
- Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiên định hoặc ngẫu nhiên;
- Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học;
- Phát triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm;
- Kiểm chứng kết quả điều khiển;
- Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu

#### 15.2. Tiến độ thực hiện

STT	Các nội dung, công việc thực hiện	Sản phẩm	Thời gian (bắt đầu-kết thúc)	Người thực hiện
1	Viết thuyết minh nhiệm vụ KHCN và xây dựng dự toán	Thuyết minh đề tài rõ ràng, Logic, kèm theo dự toán và các văn bản cần thiết	01/2019-03/2019	Nguyễn Khắc Tuân, Nguyễn Văn Dự, Lại Ngọc Hùng
2	Tổng quan về mô hình cơ cấu tự di chuyển, những ưu nhược điểm của mô hình cơ cấu tự di chuyển;	Báo cáo tổng quan	03/2019-04/2019	Nguyễn Khắc Tuân, Nguyễn Văn Dự, Dương Thế Hùng, Lại Ngọc Hùng
3	Thử nghiệm một số mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển có khả năng thay đổi điều kiện ma sát, cản, thay đổi hướng chuyển động và tải trọng	Mô hình thay đổi được các thông số theo chủ đích, thu thập dữ liệu tin cậy	05/2019-06/2019	Nguyễn Văn Dự, Lại Ngọc Hùng, La Ngọc Tuấn, Nguyễn Thế Thịnh, Nguyễn Văn Luân, Ngô Quốc Huy, Nguyễn Thành Công
4	Phát triển các mô hình toán, mô phỏng phân tích động lực học cơ hệ trong các điều kiện làm việc khác nhau dưới dạng tiên định hoặc ngẫu nhiên	Mô hình toán, phân tích động lực học được kiểm chứng thực nghiệm	07/2019-9/2019	Dương Thế Hùng, Lại Ngọc Hùng, Nguyễn Văn Luân, Ngô Quốc Huy, Mạc Duy Hưng, Nguyễn Thành Công

5	Phân tích, xử lý dữ liệu phân tích động lực học, công bố quốc tế	Bài báo quốc tế có uy tín	10/2019-6/2020	Nguyễn Khắc Tuấn, Nguyễn Văn Dự, Dương Thế Hùng, Lại Ngọc Hùng, La Ngọc Tuấn, Nguyễn Thế Thịnh, Nguyễn Văn Luân, Ngô Quốc Huy, Mạc Duy Hưng
6	Phát triển giải thuật điều khiển, triển khai thử nghiệm	Hệ thống điều khiển các thông số, vận hành ổn định	9/2019-9/2020	Nguyễn Khắc Tuấn, Lại Ngọc Hùng, La Ngọc Tuấn, Nguyễn Thế Thịnh, Mạc Duy Hưng, Nguyễn Thành Công
7	Kiểm chứng kết quả điều khiển, công bố quốc tế	Bài báo quốc tế, quốc gia có uy tín	9/2019-9/2020	Nguyễn Khắc Tuấn, Nguyễn Văn Dự, Dương Thế Hùng, Lại Ngọc Hùng, La Ngọc Tuấn, Nguyễn Thế Thịnh, Nguyễn Văn Luân, Ngô Quốc Huy, Mạc Duy Hưng
8	Phát triển thiết kế, lựa chọn thông số tối ưu, công bố kết quả	Bài báo quốc tế, quốc gia có uy tín	6/2020-12/2020	Nguyễn Khắc Tuấn, Nguyễn Văn Dự, Dương Thế Hùng, Lại Ngọc Hùng, La Ngọc Tuấn, Nguyễn Thế Thịnh, Nguyễn Văn Luân, Ngô Quốc Huy, Mạc Duy Hưng.
9	Hoàn thiện báo cáo tổng kết đề tài	Báo cáo	10/2020-01/2021	Nguyễn Khắc Tuấn, Lại Ngọc Hùng, Nguyễn Văn Dự

<b>16. SẢN PHẨM</b>			
Stt	Tên sản phẩm	Số lượng	Yêu cầu chất lượng sản phẩm (mô tả chi tiết chất lượng sản phẩm đạt được như nội dung, hình thức, các chỉ tiêu, thông số kỹ thuật,...)
I	Sản phẩm khoa học (Các công trình khoa học sẽ được công bố: sách, bài báo khoa học...)		
1.1	Bài báo <b>khoa học đăng trên tạp chí ISI</b>	01	
1.2	Bài báo <b>khoa học có chỉ mục SCOPUS</b>	02	
1.3	<b>Bài báo khoa học đăng trên tạp chí trong nước</b>	02	Được hội đồng chức danh Giáo sư Nhà nước công nhận
1.4	<b>Bài báo đăng trên kỷ yếu Hội nghị quốc gia</b>	01	Có phản biện, kỷ yếu có ISSN
II	Sản phẩm đào tạo (Cử nhân, Thạc sỹ, Tiến sỹ,...)		
2.1	Hỗ trợ đào tạo Tiến sĩ	01	chuyên đề NCS về cơ cấu tự di chuyển
III	Sản phẩm ứng dụng		
3.1	Mô hình thí nghiệm cơ cấu tự di chuyển.	01	Đáp ứng nghiên cứu hàn lâm, phục vụ đào tạo Sau đại học cho hướng nghiên cứu khai thác rung động trong kỹ thuật.

## **17. PHƯƠNG THỨC CHUYỂN GIAO KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ ĐỊA CHỈ ỨNG DỤNG**

### 17.1. Phương thức chuyển giao

Chuyển giao cho các thành viên trong nhóm đề tài, hoặc những người quan tâm đến nội dung của đề tài để đào tạo đại học và sau đại học.

### 17.2. Địa chỉ ứng dụng

Các cơ sở đào tạo đại học và sau đại học khối kỹ thuật;

## 18. TÁC ĐỘNG VÀ LỢI ÍCH MANG LẠI CỦA KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

### 18.1. Đối với lĩnh vực giáo dục và đào tạo

Kết quả nghiên cứu của đề tài góp phần hoàn thiện thêm cơ sở lý thuyết và ứng dụng thực tế trong nghiên cứu thiết kế chế tạo cơ cấu tự di chuyển và các kết cấu tương tự. Do đó, đề tài này có thể sử dụng phục vụ cho công tác đào tạo đại học, sau đại học tại các trường đại học khối kỹ thuật;

### 18.2. Đối với lĩnh vực khoa học và công nghệ có liên quan

Nhóm nghiên cứu thu được kết quả do có nhiều hiểu biết liên ngành như lĩnh vực cơ cấu tự di chuyển được ứng dụng trong lĩnh vực cơ khí, xây dựng, y sinh;

### 18.3. Đối với phát triển kinh tế-xã hội

Có thể triển khai các kết quả của đề tài trong việc ứng dụng vào chế tạo các thiết bị tự di chuyển trong thực tế như lĩnh vực cơ khí, xây dựng, y sinh;

### 18.4. Đối với tổ chức chủ trì và các cơ sở ứng dụng kết quả nghiên cứu

Từng bước hình thành nhóm nghiên cứu mạnh về nguyên lý cơ cấu tự di chuyển tại Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp – Đại học Thái Nguyên; Từng bước triển khai vào ứng dụng và chế tạo cơ cấu tự di chuyển;

## 19. KINH PHÍ THỰC HIỆN ĐỀ TÀI VÀ NGUỒN KINH PHÍ

**Kinh phí thực hiện đề tài: 700.000.000đ (Bằng chữ: Bảy trăm triệu đồng chẵn)**

Trong đó:

Ngân sách Nhà nước: 350.000.000đ (Bằng chữ: Ba trăm năm mươi triệu đồng chẵn)

Các nguồn khác: 350.000.000đ (Bằng chữ: Ba trăm năm mươi triệu đồng chẵn)

Stt	Khoản chi, nội dung chi	Thời gian thực hiện	Tổng kinh phí	Nguồn kinh phí		Ghi chú
				Kinh phí từ NSNN	Các nguồn khác	
1	Công lao động trực tiếp tham gia thực hiện đề tài	2019-2020	293.623.600	146.811.800	146.811.800	
2	Chi mua vật tư, nguyên, nhiên, vật liệu	2019-2020	15.000.000	0	15.000.000	
3	Chi sửa chữa, mua sắm tài sản cố định	2019	350.000.000	162.000.000	188.000.000	
4	Chi hội thảo, công tác phí		0	0	0	
5	Chi trả dịch vụ thuê ngoài phục vụ nghiên cứu		0	0	0	

6	Chi điều tra khảo sát thu thập số liệu		0	0	0
7	Chi văn phòng phẩm, thông tin liên lạc, in ấn	2019-2020	1.776.400	1.588.200	188.200
8	Chi họp hội đồng đánh giá, nghiệm thu cấp cơ sở	2020	4.600.000	4.600.000	0
9	Chi quản lý chung	2019-2020	35.000.000	35.000.000	0
10	Chi khác		0	0	0
	<b>Tổng cộng</b>		<b>700.000.000</b>	<b>350.000.000</b>	<b>350.000.000</b>

*(Dự toán chi tiết các mục chi kèm theo và xác nhận của cơ quan chủ trì).*

Ngày tháng 6 năm 2019  
**Tổ chức chủ trì**  
*(ký, họ và tên, đóng dấu)*

Ngày tháng 6 năm 2019  
**Chủ nhiệm đề tài**

**Nguyễn Khắc Tuân**

Ngày tháng năm 2019  
**Cơ quan chủ quản duyệt**  
**TL. BỘ TRƯỞNG BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO**  
**VỤ TRƯỞNG VỤ KHOA HỌC, CÔNG NGHỆ VÀ MÔI TRƯỜNG**