

**ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP**

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

**TỐI ƯU VÀ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG ĐỆM CÁCH ĐỘNG CƠ  
ĐÓT TRONG**

Mã số: T2022-B25

Xác nhận của tổ chức chủ trì

**KT. HIỆU TRƯỞNG**

**PHÓ HIỆU TRƯỞNG**



**PGS.TS. Vũ Ngọc Pi**

Chủ nhiệm đề tài

(kỳ, họ tên)

**PGS.TS. Lê Văn Quỳnh**

**THÁI NGUYÊN, 05/2023**

## DANH SÁCH NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI

<b>TT</b>	<b>Họ và tên</b>	<b>Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn</b>
1	Hoàng Anh Tấn	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực
2	Bùi Văn Cường	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực

## MỤC LỤC

<b>PHẦN MỞ ĐẦU</b> .....	<b>1</b>
<b>CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU</b> .....	<b>3</b>
1.1. Công dụng, phân loại và yêu cầu đối với hệ đệm cách dao động động cơ đốt trong .....	3
1.2. Bố trí chung các đệm cách dao động trên ô tô .....	4
1.3. Phân tích các kết cấu đệm cách dao động động cơ .....	5
1.4. Các chỉ tiêu, phương pháp đánh giá độ êm dịu chuyển động .....	13
1.4.1 Chỉ tiêu cường độ dao động[10,11] .....	13
1.4.2 Chỉ tiêu về không gian bố trí treo[10,11].....	14
1.5.2 Phạm vi nghiên cứu.....	16
1.5.3 Phương pháp nghiên cứu.....	16
1.5.4 Nội dung nghiên cứu .....	16
1.6. Kết luận chương 1 .....	16
<b>CHƯƠNG 2</b> .....	<b>17</b>
<b>XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG VÀ BỘ ĐIỀU KHIỂN BÁN CHỦ ĐỘNG CHO XE Ô TÔ DU LỊCH</b> .....	<b>17</b>
2.1 Các khái niệm tương đương .....	17
2.2. Mô hình dao động xe du lịch .....	18
2.3. Thiết lập phương trình vi phân miêu tả dao động ô tô du lịch.....	20
2.4. Phân tích và lựa chọn kích thích dao động .....	35
2.5. Cơ sở lý thuyết điều khiển hệ mờ(Fuzzy Logic Control-FLC) .....	36
2.5.1. Tập mờ và logic mờ .....	37
2.5.2. Định nghĩa tập mờ.....	37
2.5.3. Các dạng hàm liên thuộc của tập mờ .....	38
2.5.8. Nguyên tắc tổng hợp bộ điều khiển mờ .....	44
2.6. Xây dựng bộ điều khiển mờ hệ thống đệm cách động cơ.....	45
2.6.1. Biến vào bao gồm:.....	45
2.6.2. Xác định tập mờ .....	45
2.6.3. Tập luật điều khiển:.....	47
2.7. Đề xuất bộ điều khiển tối ưu .....	48
2.7. Kết luận chương 2 .....	49

<b>CHƯƠNG 3 MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH HIỆU QUẢ CỦA HỆ THỐNG TREO ĐIỀU KHIỂN BÁN CHỦ ĐỘNG.....</b>	<b>50</b>
3.1. Mô phỏng .....	50
3.1.1. Số liệu mô phỏng .....	50
3.1.2. Khối mô phỏng tổng thể.....	53
3.2. Mô phỏng các chế độ theo tốc độ của động cơ.....	54
3.4. Phân tích hiệu quả tối ưu luật điều khiển.....	71
3.4. Kết luận .....	73
<b>KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ .....</b>	<b>74</b>
<b>TÀI LIỆU THAM KHẢO .....</b>	<b>76</b>
<b>PHỤ LỤC: BÀI BÁO KHOA HỌC .....</b>	<b>79</b>

## DANH MỤC HÌNH VẼ

Hình 1.1. Hệ thống đệm cách dao động trên xe ô tô.....	4
Hình 1.2. Hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong .....	4
Hình 1.3. Lịch sử phát triển hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong..	5
Hình 1.4. Hệ thống đệm cách dao động cao su của động cơ đốt trong.....	5
Hình 1.5. Hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực của động cơ đốt trong[22].....	6
Hình 1.6. Mô hình dao động của hệ thống đệm cách dao động cao su kết hợp thủy lực.....	6
Hình 1.7. Hệ thống đệm động cơ cao su thủy lực bán chủ động[21] .....	7
Hình 1.8. Mô hình hóa hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán tự động[21] .....	8
Hình 1.9. Hệ thống đệm cách dao động điện từ chủ động[23] .....	9
Hình 1.10. Mô hình hóa hệ thống đệm cách dao động cao điện từ chủ động [23] .....	9
Hình 2.1 Mô hình dao động của xe du lịch với 10 bậc tự do.....	20
Hình 2.2. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng không được treo trước trái.....	22
Hình 2.3. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng được treo(thân xe). .....	26
Hình 2.4. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng được treo động cơ.....	29
Hình 2.5. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO B (mặt đường có chất lượng trung bình).....	36
Hình 2.6. Phép xâu chuỗi mờ có thể dùng để rút ra các định tính nếu - thì ..	37
Hình 2.7. Mô tả hàm phụ thuộc $\mu_A(x)$ của tập các số thực từ -5 đến 5.....	37
Hình 2.8. Các dạng hàm liên thuộc của tập mờ .....	38
Hình 2.9. Hợp của hai tập mờ có cùng cơ sở (a) Theo quy tắc Max, (b) theo quy tắc Lukasiewwicz .....	39
Hình 2.10. Giao của hai tập mờ có cùng cơ sở .....	40
Hình 2.11. Phép bù của một tập mờ.....	41
Hình 2.14. Hàm thuộc trong Matlab .....	46
Hình 3.1. Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/simulink.....	54

Hình 3.2. Các gia tốc theo miền thời gian ( $V=0$ km/h và $n_e=760$ v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động.....	55
Hình 3.3. Các gia tốc theo miền thời gian( $V=0$ km/h và $n_e=1800$ v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động .....	57
Hình 3.4. Các gia tốc theo miền thời gian( $V=0$ km/h và $n_e=3600$ v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động .....	58
Hình 3.5. Các gia tốc theo miền thời gian( $V=0$ km/h và $n_e=5400$ v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động .....	60
Hình 3.6. Các gia tốc theo miền thời gian( $V=72$ km/h và $n_e=5400$ v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động .....	61
Hình 3.6. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 1 .....	63
Bảng 3.3. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 2 .....	64
Hình 3.7. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 2 .....	65
Hình 3.8. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 3. ....	67
Hình 3.9. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 4. ....	69
Hình 3.10. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 5. ....	71
Hình 3.11. So sánh hiệu quả của bộ điều khiển tối ưu và bộ điều khiển thông thường.....	72

## DANH MỤC BẢNG

Bảng 1.1. Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1.....	15
Bảng 2.1. Các lớp mấp mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068[13] .....	36
Bảng 2.3. Bảng luật điều khiển Fuzzy .....	47
Bảng 2.4. Các ký hiệu cho biến ngôn ngữ .....	48
Bảng 2.5. Luật điều khiển .....	48
Bảng 3.1: Các thông số kỹ thuật của xe [24, 25] .....	50
Bảng 3.2. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 1 .....	62
Bảng 3.3. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 2 .....	64
Bảng 3.4. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 3 .....	66
Bảng 3.5. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 4 .....	68
Bảng 3.6. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 5 .....	70

## DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT

TT	Ký hiệu	Giải thích
1	M	Khối lượng được treo
2	$m_{1l}$	Khối lượng không được treo trước trái
3	$m_{1r}$	Khối lượng không được treo trước phải
4	$m_{2l}$	Khối lượng không được treo sau trái
5	$m_{2r}$	Khối lượng không được treo sau phải
6	a	Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước
7	b	Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu sau
8	$B_t$	Vết bánh xe cầu trước
9	$B_s$	Vết bánh xe cầu sau
10	$K_{1l}$	Độ cứng của HTT trước trái
11	$K_{1r}$	Độ cứng của HTT trước phải
12	$K_{2l}$	Độ cứng của HTT sau trái
13	$K_{2r}$	Độ cứng của HTT sau phải
14	$K_{T1l}$	Độ cứng của lớp xe trước trái
15	$K_{T1r}$	Độ cứng của lớp xe trước phải
16	$K_{T2l}$	Độ cứng của lớp xe sau trái
17	$K_{T2r}$	Độ cứng của lớp xe sau phải
18	$C_{1l}$	Hệ số cản giảm chấn trước trái



TT	Ký hiệu	Giải thích
19	$C_{1r}$	Hệ số cản giảm chấn trước phải
20	$C_{2l}$	Hệ số cản giảm chấn sau trái
21	$C_{2r}$	Hệ số cản giảm chấn sau phải
22	$C_{L1l}$	Hệ số cản của lớp xe trước trái
23	$C_{L1r}$	Hệ số cản của lớp xe trước phải
24	$C_{L2l}$	Hệ số cản của lớp xe sau trái
25	$C_{L2r}$	Hệ số cản của lớp xe sau phải
26	$J_x$	Mô men quán tính với trục X
27	$J_y$	Mô men quán tính với trục Y
28	$J_{xe}$	Mô men quán tính của động cơ với trục $X_{dc}$
29	$J_{ye}$	Mô men quán tính của động cơ với trục $Y_{dc}$
30	V	Vận tốc khi khảo sát
31	$x_1$	Tọa độ lực F1 theo phương X
32	$y_1$	Tọa độ lực F1 theo phương Y
33	$x_2$	Tọa độ lực F2 theo phương X
34	$y_2$	Tọa độ lực F2 theo phương Y
35	$x_3$	Tọa độ lực F3 theo phương X
36	$y_3$	Tọa độ lực F3 theo phương Y
37	$x_4$	Tọa độ lực F4 theo phương X

TT	Ký hiệu	Giải thích
38	$Y_4$	Tọa độ lực $F_4$ theo phương $Y$
39	$m_e$	Khối lượng động cơ
40	$C_1$	Độ cứng phần tử treo động cơ
41	$C_2$	Độ cứng phần tử treo động cơ
42	$C_3$	Độ cứng phần tử treo động cơ
43	$K_1$	Hệ số cản của phần tử treo động cơ
44	$K_2$	Hệ số cản của phần tử treo động cơ
45	$K_3$	Hệ số cản của phần tử treo động cơ
46	$x_{1e}$	Tọa độ theo phương $X_{đc}$ của lực $F_1$
47	$y_{1e}$	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_1$
48	$x_{2e}$	Tọa độ theo phương $X_e$ của lực $F_2$
49	$y_{2e}$	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_2$
50	$x_{3e}$	Tọa độ theo phương $X_e$ của lực $F_3$
51	$y_{3e}$	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_3$
52	$x_{4e}$	Tọa độ theo phương $X_e$ của lực $F_4$
53	$y_{4e}$	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_4$
54	$N_e$	Công suất động cơ
55	$n_e$	Số vòng quay lớn nhất
56	$i$	Số xi lanh

TT	Ký hiệu	Giải thích
57	$\tau$	Số kỳ
58	S	Hành trình piston
59	D	Đường kính xi lanh
60	$\varepsilon$	Tỷ số nén
61	l <sub>tt</sub>	Chiều dài thanh truyền
62	m <sub>c</sub>	Khối lượng piston thanh truyền
63	r	Bán kính quay trục khuỷu
64	$M_{emax}/\Omega_{emax}$	Mô men cực đại ở số vòng quay
65	$\lambda$	Thông số kết cấu

## THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

### 1. Thông tin chung:

- Tên đề tài: Tối ưu và điều khiển hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong trên ô tô

- Mã số: T2022-B25

- Chủ nhiệm đề tài: PGS.TS. Lê Văn Quỳnh

- Cơ quan chủ trì: Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp

- Thời gian thực hiện:

### 2. Mục tiêu:

- Xây dựng được một mô hình dao động động cơ đốt trong với 2 nguồn kích thích;

- Xây dựng được bộ điều khiển cho hệ thống đệm cách dao động động cơ bán chủ động;

- Phân tích được hiệu quả của của loại hệ thống treo động cơ.

### 3. Kết quả nghiên cứu:

Một bộ điều khiển với cải tiến luận điều khiển được thiết kế để điều khiển hệ số cản của hệ thống đệm cách dao động động cơ bán chủ động sử dụng một mô hình dao động toàn xe được thiết lập dưới hai nguồn kích thích kết hợp để so sánh hiệu quả hiệu quả êm dịu của hệ thống đệm cách dao động động cơ bán chủ động với cải tiến luật điều khiển (Improved SHEMs) so với hệ thống đệm cách dao động động cơ bán chủ động (SHEMs). Kết quả đạt được chỉ ra rằng các giá trị đỉnh biên độ của các gia tốc thân xe ( $a_b$ ,  $a_{phi}$  và  $a_{teta}$ ) với hệ thống Improved SHEMs lần lượt giảm so với hệ thống SHEMs. Điều đó có nghĩa rằng tối ưu luật đã cải thiện đáng kể hiệu quả của bộ điều khiển theo hướng êm dịu của xe.

### 4. Sản phẩm:

- Sản phẩm đào tạo: không

- Sản phẩm khoa học: 01 bài báo quốc tế ISSN.

- Sản phẩm ứng dụng: Không

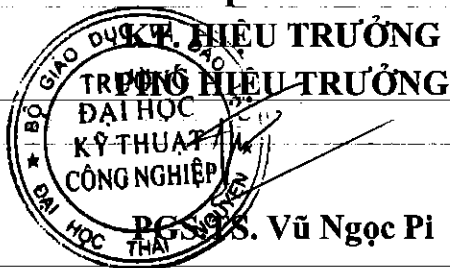
**5. Hiệu quả:** Đào tạo

**6. Khả năng áp dụng và phương thức chuyển giao kết quả nghiên cứu:** Khoa Kỹ thuật Ô tô và Máy động lực

Ngày 20 tháng 05 năm 2023

Cơ quan chủ trì

Chủ nhiệm đề tài



**PGS.TS. Lê Văn Quỳnh**

## INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

### 1. General information:

Project title: Optimal control and Fuzzy control for a semi-active hydraulic engine mounting system of a passenger car.

Code number: T2022-B25

Coordinator: Lê Van Quynh

Implementing institution: Thai Nguyen University of Technology

Duration: from 2022 to 2023

### 2. Objective(s):

- To establish a full vehicle dynamic model with 10 DOF under the combination of two excitation sources such as ICE and road surface excitations;
- To establish the physical and mathematical models of three different types of engine suspensions;
- To establish a controller for semi-active engine mounting system;
- To analyze the efficiency of the controller.

### 3. Research results:

A fuzzy logic controller with an improved control law is designed for control of the damping coefficient of a semi-active hydraulic engine mounting system using a full-vehicle dynamic model under the combination of two excitation sources such as the internal combustion engine and road surface excitations to evaluate a comparison of the performance of improved semi-active hydraulic engine mounting system (Improved SHEMs) with semi-active hydraulic engine mounting system (PHEMs) via vehicle ride comfort. The obtained results indicate that the peak amplitude values of the time domain acceleration responses of the vertical motion ( $a_b$ ), pitch and roll angles ( $a_{\phi}$  and  $a_{\theta}$ ) of vehicle body with improved SHEMs are respectively reduce in comparison with SHEMs. That indicates that the optimization of the control laws has significantly improved the controller efficiency.

4. Products: 01 international paper/ ISSN

5. Effects: Training

**6. Transfer alternatives of research results and applicability: Faculty of Automotive and Power Machinery Engineering, Thai Nguyen University of Technology**

## PHẦN MỞ ĐẦU

Với xu hướng phát triển của ô tô hiện đại thì việc nghiên cứu các nguồn động lực nâng cao hiệu quả làm việc của ô tô như nâng cao công suất có ích, giảm ô nhiễm môi trường, nâng cao tính tiên nghi trở nên quan trọng vì đây là một trong tiêu chí đánh giá năng lực cạnh tranh của các hãng ô tô.

Nâng cao độ êm dịu chuyên động cho ô tô đặc biệt là ô tô du lịch là một trong tiêu chí cho nhà sản xuất, nhà thiết kế và các nhà khoa học trên khắp thế giới tập trung nghiên cứu để tăng tính cạnh tranh của sản phẩm ô tô của mình. Phân tích các nguồn tài liệu đã công bố trong lĩnh vực phân tích dao động động cơ đốt trong nói riêng và dao động ô tô của ô tô nói chung cho thấy các nghiên cứu hiện nay đa số tập trung vào việc nghiên cứu điều khiển bán tích cự hoặc chủ động cho các hệ thống đệm cách dao động cơ. Tuy nhiên, các nghiên cứu chủ yếu xem xét các mô hình đơn lẻ và nguồn kích thích dao động xem xét ảnh hưởng của một nguồn kích, chỉ có một số công bố kết hợp hai nguồn kích thích dao động. Chính vì vậy tác giả chọn đề tài “Tối ưu và điều khiển hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong trên ô tô”, làm đề tài NCKH cấp cơ sở. Nội dung chính của đề tài:

Chương 1. Tổng quan về đề tài nghiên cứu;

Chương 2. Xây dựng mô hình dao động toàn xe, thuật toán tối ưu và bộ điều khiển;

Chương 3. Phân tích và đánh giá hiệu quả.

Đây là một lĩnh vực khoa học rộng trong khuôn khổ của một đề tài cao học, đề tài chỉ tập trung vào xây dựng mô hình dao động không gian xe du lịch với hai nguồn kích thích từ mấp mô mặt đường và các lực mô men kích thích từ động cơ đốt trong, dựa vào mô hình dao động và các chỉ tiêu đánh giá ảnh hưởng của dao động đến độ êm dịu, đề tài tiến hành mô phỏng và phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán động so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động ở các điều kiện hoạt động các nhau.

Qua đây cho phép tôi được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc đến đồng nghiệp nhóm nghiên cứu của Khoa Kỹ thuật Ô tô và Máy động lực trong suốt thời gian



làm đề tài. Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn tới các thầy trong Bộ môn Kỹ thuật Ô tô, Khoa Kỹ thuật Ô tô và Máy động lực, trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên và các bạn bè, đồng nghiệp, đặc biệt là Nhóm nghiên cứu “Điều khiển động lực học, rung ồn phương tiện giao thông và máy” của Nhà trường đã giúp đỡ tôi hoàn thành đề tài này.

## CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

Mục đích chương này là kết cấu các loại đệm cách dao động động cơ đốt trong, phân tích tổng quan nghiên cứu dao động động cơ ô tô trong và ngoài nước cuối cùng phân tích các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu. Từ đó đưa ra mục đích, phương pháp và nội dung nghiên cứu của đề tài.

### 1.1. Công dụng, phân loại và yêu cầu đối với hệ đệm cách dao động động cơ đốt trong

#### a) Công dụng:

Ngăn cách và giảm dao động truyền từ động cơ xuống thân xe và ngược lại truyền từ thân xe lên thân động cơ. Ngoài ra còn chức năng điều khiển cân bằng động của động cơ.

#### b) Phân loại hệ thống đệm cách dao động:

- Phân loại theo bộ phận đàn hồi và giảm chấn:

- + Hệ thống đệm cách dao động cao su;
- + Hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực;
- + Hệ thống đệm cách dao động cao su điện tử.

- Phân loại theo điều khiển tích cực

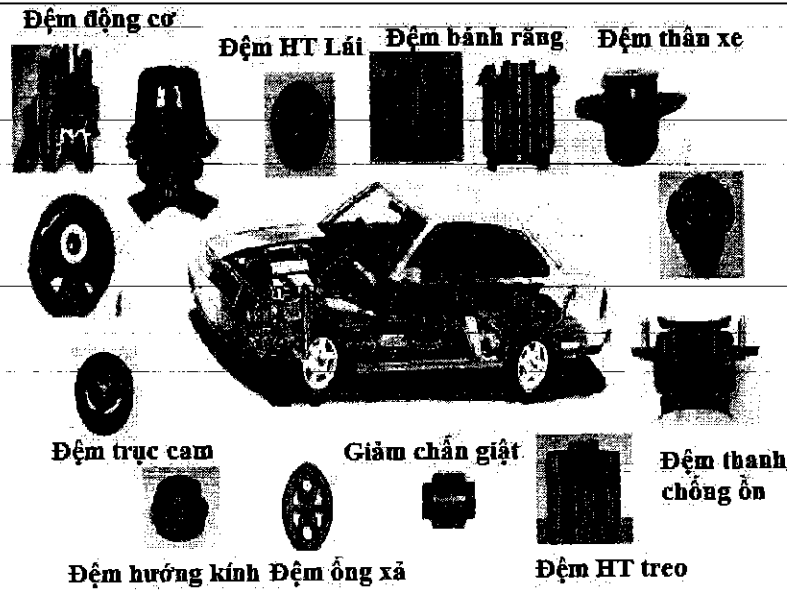
- + Hệ thống đệm cách dao động bị động;
- + Hệ thống đệm cách dao động bán chủ động;
- + Hệ thống đệm cách dao động chủ động.

#### c) Yêu cầu

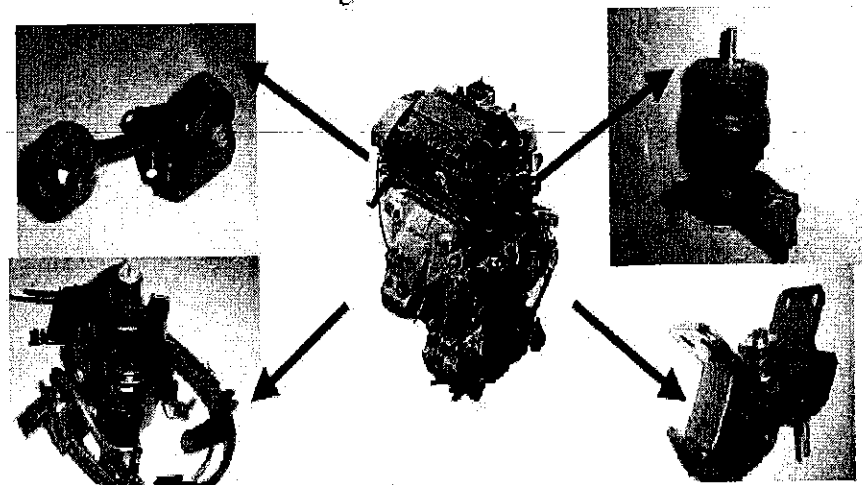
- Tính đàn hồi cao: đảm bảo giảm các dao động ở các tần số kích thích thấp và cao;
- Dập tắt tốt: đảm bảo dập tắt các dao động ở các tần số kích thích thấp và cao;
- Làm việc trong môi trường khắc nghiệt;
- Có độ bền cao.

## 1.2. Bố trí chung các đệm cách dao động trên ô tô

Các đệm cách có các chức năng như phần trên, bố trí chung các loại đệm cách dao động trên ô tô được thể hiện trên hình 1.1 và hệ thống đệm cách dao động trên động cơ đốt trong được thể hiện trên hình 1.2. Các đệm cách dao động động cơ tiếp nhận lực kích thích cả tần số thấp và cao do mấp mô mặt đường và động cơ truyền tới.

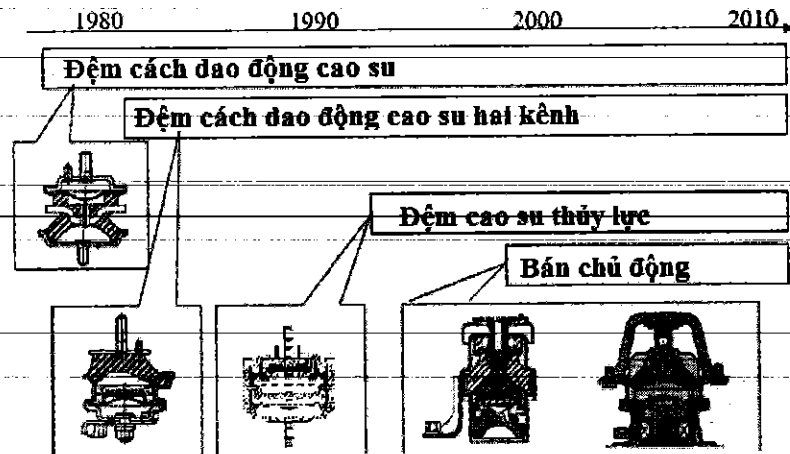


Hình 1.1. Hệ thống đệm cách dao động trên xe ô tô



Hình 1.2. Hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong

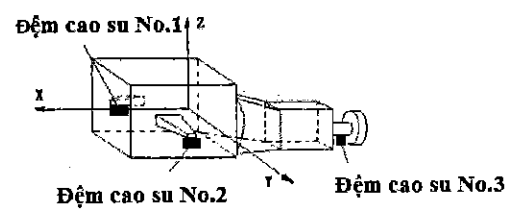
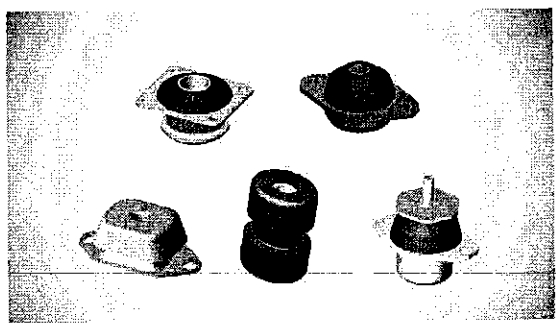
Lịch sử phát triển đệm cách dao động động cơ đốt trong được thể hiện trên hình 1.3.



**Hình 1.3. Lịch sử phát triển hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong**  
**1.3. Phân tích các kết cấu đệm cách dao động động cơ**

Đặc điểm kết cấu và các ưu nhược điểm của các hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong được phân tích dưới đây:

**a) Hệ thống đệm cách dao động cao su**



**Hình 1.4. Hệ thống đệm cách dao động cao su của động cơ đốt trong**

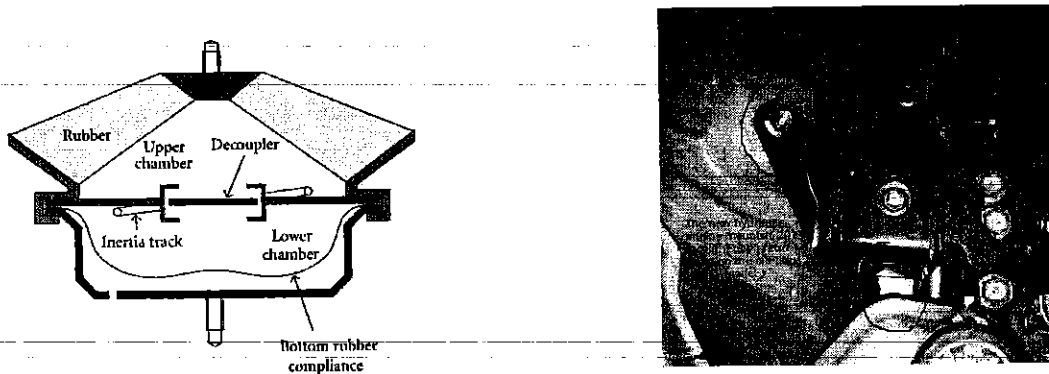
**\* Ưu điểm:**

- + Kết cấu đơn giản và dễ chế tạo;
- + Giảm hiệu quả được tiếng ồn và dao động khi tần số kích thích cao;

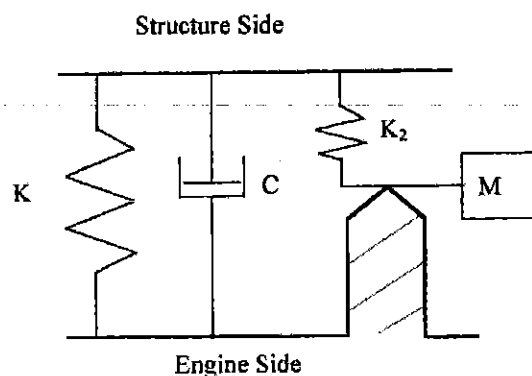
\* **Nhược điểm:** hệ số cản của hệ thống nhỏ do đó khó giảm được dao động dưới tác động tần số kích thích thấp. Chính vì nhược điểm này các nhà nghiên cứu đã đề xuất hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong kết hợp cao su và thủy lực sẽ tiếp tục được trình bày dưới đây.

**b). Hệ thống treo (đệm cách dao động) kết hợp thủy lực và cao su**

Để tăng hiệu quả hệ thống cách dao động động cơ khi tần số kích thích ở các tần số thấp các nhà nghiên cứu và thiết kế đã sử dụng dầu thủy lực, kết cấu hệ thống đệm cách dao động cao su kết hợp thủy lực. Kết cấu đệm cách dao động cao su kết hợp thủy lực được thể hiện hình 1.5 và mô hình dao động của hệ thống đệm cách dao động cao su kết hợp thủy lực được thể hiện hình 1.6.



**Hình 1.5. Hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực của động cơ đốt trong[22]**



**Hình 1.6. Mô hình dao động của hệ thống đệm cách dao động cao su kết hợp thủy lực**

\* **Ưu điểm:** Giảm hiệu quả được tiếng ồn và dao động khi tần số kích thích thấp do nâng cao giá trị hệ số cản của hệ thống treo.

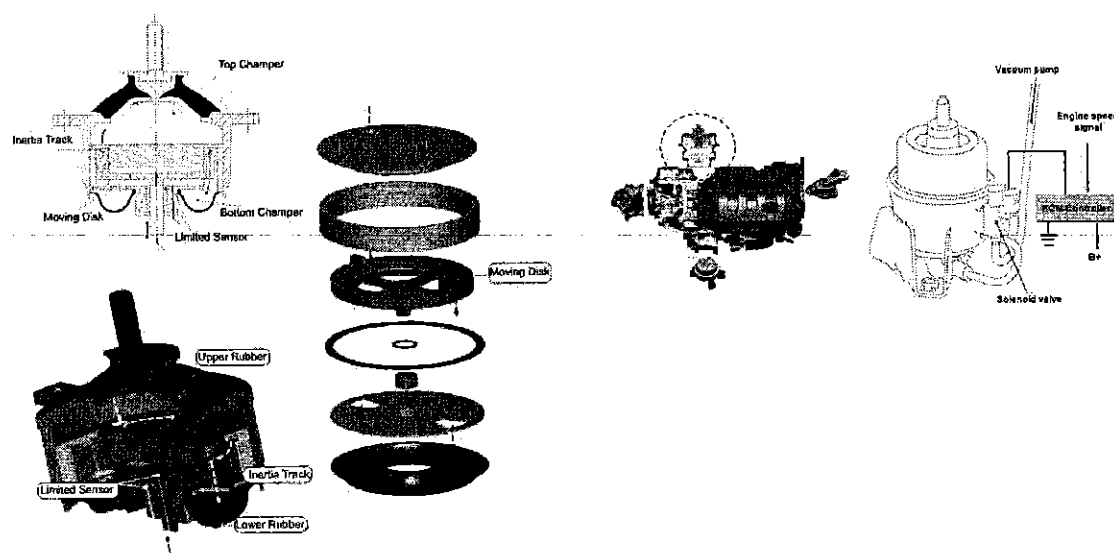
\* **Nhược điểm:**

+ Kết cấu phức tạp;

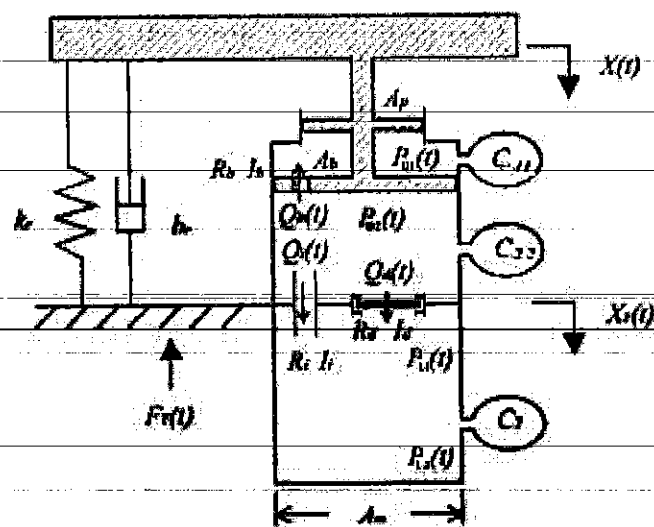
+ Mặc dù đã cải thiện đáng kể đặc tính cản của hệ thống so với hệ thống cao su thuần túy sử dụng ma sát sinh ra hệ số cản, tuy nhiên đây vẫn là hệ thống bị động. Chính vì vậy nhược điểm này các nhà nghiên cứu đã đề xuất hệ thống đệm cách hệ thống treo (hệ thống cách dao động) động cơ đốt trong kết hợp cao su và thủy lực có điều khiển hệ số cản sẽ tiếp tục được trình bày dưới đây.

### c. Hệ thống đệm cách dao động bán chủ động

Xu hướng phát triển hệ thống đệm cách dao động dao động cao thủy lực bán chủ động cơ đốt trong được thể hiện trên hình 1.7. Để điều khiển thông minh hệ số cản của hệ thống đệm cách dao động của động cơ, hiện nay nhà nghiên cứu và nhà thiết kế đã đưa ra nhiều lý thuyết điều khiển khác nhau nhằm điều khiển hệ số cản phù hợp với các điều kiện làm việc của động cơ. Mô hình hóa hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán tự động được thể hiện trên hình 1.8



Hình 1.7. Hệ thống đệm động cơ cao su thủy lực bán chủ động[21]



**Hình 1.8. Mô hình hóa hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán tự động[21]**

\* **Ưu điểm:** Giảm được dao động với mọi điều kiện làm việc khác nhau do điều khiển giá trị hệ số cản của hệ thống treo (đệm cách dao động) một cách tiện nghi.

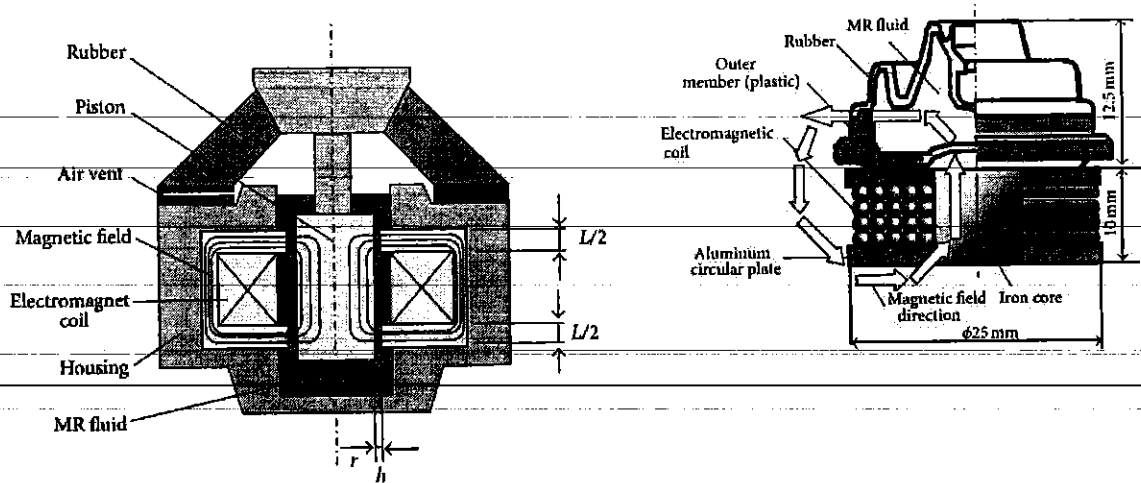
\* **Nhược điểm:**

+ Kết cấu phức tạp và giá thành đắt;

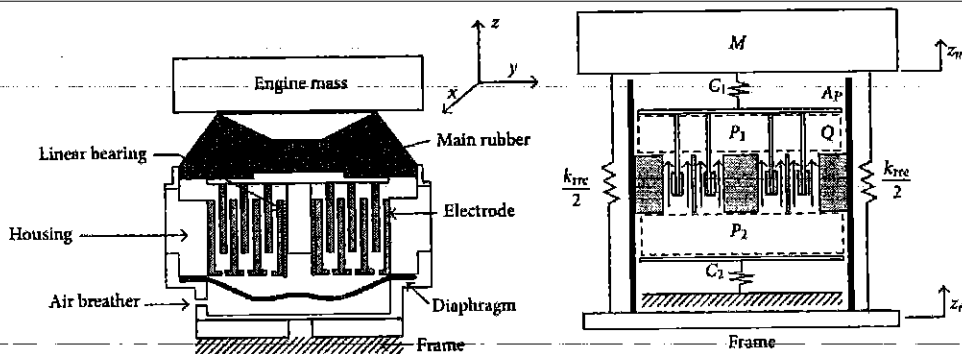
+ Mặc dù giảm đáng kể dao động cũng như tiếng ồn của động cơ đốt trong gây ra, tuy nhiên vẫn chưa điều khiển được độ cứng của hệ thống. Chính vì vậy hệ thống đệm cách dao động điện từ ra đời sẽ tiếp tục được trình bày dưới đây.

### c. Hệ thống đệm cách dao động chủ động

Xu hướng phát triển và hoàn thiện hệ thống đệm cách dao động dao động chủ động động cơ đốt trong được thể hiện trên hình 1.9. Để điều khiển thông minh cả hai thông số độ cứng và hệ số cản của hệ thống đệm cách dao động của động cơ với các điều kiện làm việc của động cơ. Kết cấu hệ thống đệm cách dao động điện từ ra đời, một mô hình hóa hệ thống đệm cách dao động cao điện từ chủ động được thể hiện trên hình 1.10.



**Hình 1.9. Hệ thống đệm cách dao động điện từ chủ động[23]**



**Hình 1.10. Mô hình hóa hệ thống đệm cách dao động cao điện từ chủ động [23]**

\* **Ưu điểm:** Giảm được dao động với mọi điều kiện làm việc khác nhau do điều khiển giá trị cả giá trị độ cứng và hệ số cản của hệ thống một cách tiện nghi. Do vậy nó có ưu điểm hệ thống đệm cách dao động cao thủy lực bán chủ động.

\* **Nhược điểm:**

+ Kết cấu phức tạp và giá thành đắt;

+ Mặc dù giảm dao động cũng như tiếng ồn của động cơ đốt trong gây ra tốt hơn hệ thống đệm cách dao động bán chủ động, tuy nhiên trong đề tài này tác giả chỉ xem xét hệ thống đệm cách dao động cao thủy lực bán chủ động.



### 1.3. Tình hình nghiên cứu trong nước và quốc tế

#### a. Nghiên cứu trong nước

Trong xu thế hội nhập ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đã có những bước tiến đáng kể trong nhiều lĩnh vực nghiên cứu như dây chuyền lắp ráp, công nghệ sản xuất thân vỏ... Năm 2018 đánh dấu thương hiệu ô tô mang thương hiệu Vinfast và tháng 6 năm 2019 nhà máy sản xuất ô tô Vinfast bắt đầu đi vào hoạt động. Thông qua thống kê các bài báo, các đề tài, đề tài được công bố, lĩnh vực dao động ô tô cũng được các nhà khoa học Việt Nam quan tâm nghiên cứu từ sớm và các mô hình dao động thường xem nhẹ đến ảnh hưởng của dao động động cơ.

Năm 2003, nghiên cứu ảnh hưởng của mô men xoắn động cơ đến hệ thống truyền lực thủy cơ được tác giả Nguyễn Khắc Tuấn[7] đề cập trong đề tài Cao học của mình, kết quả đánh giá ảnh hưởng các chế tải khác nhau ảnh hưởng đến dao động hệ thống truyền lực.

Năm 2006, khảo sát dao động xoắn trục khuỷu động cơ và ảnh hưởng của nó đến hệ thống truyền lực trên ô tô được tác giả Khiếu Hữu Hùng[8] trình bày trong đề tài Cao học của mình, kết quả nghiên cứu chỉ ra được tần số công hưởng của cơ hệ.

Năm 2009, mô phỏng dao động động cơ đột trong và xem xét ảnh hưởng của nó đến độ êm dịu chuyển động của ô tô du lịch được tác giả Nguyễn Tân Chính[9] trình bày trong đề tài Cao học của mình, kết quả nghiên cứu đã phân tích của các thông số hệ thống treo động cơ như độ cứng và hệ số cản của động cơ ảnh hưởng đến độ êm dịu chuyển động của ô tô du lịch. Tuy nhiên các tác giả trên chưa đánh giá được ảnh hưởng của các lực kích thích động cơ đến độ êm dịu chuyển động của ô tô.

Năm 2010, một nghiên cứu về mô hình và mô phỏng của dao động theo phương đứng từ sự kết hợp của hai kích thích từ mô men xoắn của động cơ và kích

thích từ mặt đường được Nguyễn Khắc Tuấn và Lê Văn Quỳnh[12] công bố trên kỷ yếu hội nghị Quốc tế, kết quả nghiên cứu đánh ra ảnh hưởng khi có hoặc không có kích thích mô men xoắn từ động cơ đốt trong đến độ êm dịu chuyển động của ô tô du lịch và khi xe chuyển động trên mặt đường điều hòa có các thông số mặt đường như  $q=0.015m$ ,  $s=6m$ ,  $v_a=11,1m/s^2$  và khi xe đi tay số 5, gia tốc bình phương trung bình của thân xe tăng 9,7% khi không kể đến kích thích từ mô men xoắn của động cơ.

Năm 2015, một nghiên cứu ảnh hưởng của thông số thiết kế hệ thống treo đến độ êm dịu chuyển động của ô tô được Lê Văn Quỳnh, Hoàng Anh Tấn, Nguyễn Khắc Minh[13], kết quả nghiên cứu các thông số độ cứng và hệ số cản của hệ thống đệm cách dao động động cơ được xem xét ảnh hưởng của chúng đến độ êm dịu của ô tô dựa vào mô hình dao động không gian toàn xe dưới kích thích mặt đường quốc lộ và không xem xét ảnh hưởng kích thích động cơ.

Năm 2015, Nghiên cứu ảnh hưởng của yếu tố dao động từ động cơ đến độ êm dịu của ô tô du lịch tác giả Hoàng Anh Tấn [10] trình bày trong đề tài Cao học của mình, kết quả nghiên cứu đã phân tích ảnh hưởng của kích thích từ động cơ đến độ êm dịu dựa vào mô hình không gian. Tuy nhiên trong nghiên cứu này tác giả chỉ xem xét đệm cách dao động cao su bị động.

Năm 2019, Nghiên cứu hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong ô tô du lịch tác giả Hoàng Anh Tấn [11] trình bày trong báo cáo tổng kết đề tài cấp cơ sở của mình, kết quả nghiên cứu đã phân tích ảnh hưởng của việc thêm các giá trị hệ số cản thủy lực vào đệm cách dao động cao su đến độ êm dịu dựa vào mô hình không gian. Tuy nhiên trong nghiên cứu này tác giả chỉ xem xét đệm cách dao động cao su thủy lực bị động.

Trong đề tài này, tác giả tiến hành nghiên cứu hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động dựa vào mô hình dao động không gian toàn xe với hai nguồn kích thích.

## *b. Nghiên cứu quốc tế*

Về lĩnh vực nghiên cứu dao động động cơ theo xu hướng giảm tiếng ồn cũng như nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô đã được các nhà nghiên cứu quan tâm rất sớm đặc biệt là các xe du lịch, ngay trong tài liệu Mitschke[16,17] cũng nhắc tới mô hình dao động cơ dao động cơ đốt trong. Xu hướng nghiên cứu dao động cơ theo các hướng (1) nghiên cứu ảnh hưởng dao động xoắn động cơ đốt trong đến hệ thống truyền lực và (2) nghiên cứu thiết kế tối ưu hệ thống treo động cơ nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động và giảm tiếng ồn.

Năm 1984 một mô hình dao động động cơ 6 bậc tự do với hệ thống treo cao su được P.E. Geck và R.D. Patton công bố trên tạp chí kỹ thuật ô tô thế giới[18].

Năm 1993, một đánh giá hiệu quả của hệ thống treo cao và hệ thống treo có điều khiển tích cực được Swanson D. được công bố trên tạp chí kỹ thuật ô tô thế giới[19] và kết quả của nhiều nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng tần số và hệ số cản hệ thống treo động cơ đến giảm dao động.

Năm 1988, một nghiên cứu hiệu quả của hệ thống treo động cơ kết hợp giữa thủy lực và cao su nhằm làm giảm dao động và tiếng ồn được đề xuất bởi T. Ushijima, K. Takano và H. Kojima [20].

Trên các các giải thuật tối ưu trong điều khiển các ngày càng áp dụng điều khiển các thông số của hệ thống đệm cách dao động nhằm nâng cao độ êm dịu của xe cũng như giảm tiếng ồn. Các đệm cách dao động động cơ cao su thủy lực bán chủ động mới được đề xuất Truong, T. Q., & Ahn, K. K. (2010)[21], Christopherson J., Mahinfalah M., và Jazar (năm 2012)[22] đều tập trung nghiên cứu đặc tính của đệm cách dao động đơn lẻ. Đệm cách dao động điện từ chủ động của động cơ đốt trong và các loại được trình bày Mohammad Elahinia và các cộng sự trong tài liệu[23].

Trong nghiên đề tài này, tác giả tiến hành xây dựng mô hình dao động toàn xe với 10 bậc tự do với hai nguồn kích thích kết hợp mấp mô mặt đường và các lực

mô men kích thích của động cơ đốt trong. Bộ điều khiển Fuzzy logic được xây dựng để điều khiển hệ số cản thủy lực của đệm cách dao động cao su thủy lực nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô.

#### **1.4. Các chỉ tiêu, phương pháp đánh giá độ êm dịu chuyển động**

##### **1.4.1 Chỉ tiêu cường độ dao động[10,11]**

Độ êm dịu chuyển động là một khái niệm chỉ sự cảm nhận chủ quan của con người về dao động. Cảm giác đó được phỏng vấn trực tiếp các nhóm người khác nhau và như vậy độ êm dịu là chủ quan. Lĩnh vực này được đông đảo các nhà khoa học trong lĩnh vực cơ kỹ thuật, y tế, an toàn lao động, kỹ thuật chống rung, chống ồn quan tâm.

Các nhà khoa học chỉ ra rằng, dao động có ảnh hưởng xấu đến người và hàng hóa, đặc biệt làm giảm khả năng điều khiển của lái xe.

+ Chỉ tiêu về độ êm dịu được Hiệp hội kỹ sư Đức VDI đưa ra bằng tiêu chuẩn quốc gia VDI- 2057 và được Tổ chức tiêu chuẩn thế giới chấp nhận thành Tiêu chuẩn ISO – 2631

Độ êm dịu chuyển động là cảm giác của người, đặc trưng bởi nhiều thông số vật lý. Do đó, người ta đưa ra khái niệm “Cường độ dao động KB” để chỉ mức độ ảnh hưởng của dao động với người.

Cường độ dao động KB phụ thuộc:

- Gia tốc  $z, y, x$
- Tần số kích động
- Thời gian tác động

Phụ lục 1 sẽ chỉ ra nội dung, cách xác định KB và sự phụ thuộc của các tham số trong giá trị KB. Theo đó có 3 ngưỡng được dùng để đánh giá:

KB= 20 giới hạn êm dịu

KB= 50 giới hạn điều khiển

KB= 125 giới hạn gây bệnh lý

+ Chỉ tiêu về độ êm dịu cho hàng hoá

Chỉ tiêu về độ an toàn cho hàng hoá hiện nay được Hiệp hội đóng gói Đức BFSV nêu vấn đề. Dựa vào đó, với nghiên cứu ảnh hưởng của dao động với đường, Mitschke đề ra ngưỡng cho an toàn hàng hoá như sau:

-  $a_{\max}=3 \text{ m/s}^2$  giới hạn cảnh báo

-  $a_{\max}=5 \text{ m/s}^2$  giới hạn can thiệp

Giới hạn cảnh báo theo Mitschke, là tại đó hệ thống treo hoặc đường đã hỏng đến mức phải có kế hoạch sửa chữa.

Giới hạn cảnh báo theo Mitschke, là tại đó đường đã hỏng nặng đến mức phải sửa chữa ngay

#### 1.4.2 Chỉ tiêu về không gian bố trí treo[10,11]

Chỉ tiêu này chỉ ra khả năng chọn độ võng động và độ võng tĩnh cũng như việc xác lập vị trí đặt vấu hạn chế hành trình treo. Nhiều mô hình trước đây đã không chú ý đến yếu tố đơn giản này:

$$f_{\text{dyn}}^t \leq y = \max(\xi - z) \leq f_{\text{dyn}}^n \quad (1-1)$$

Trong đó:  $(\xi - z)$  là chuyển vị tương đối giữa khối lượng không được treo và được treo.

$f_{\text{dyn}}^t$ : Độ võng động hành trình trả củ hệ thống treo; Vị trí đặt vấu hạn chế hành trình trả

$f_{\text{dyn}}^n$ : Độ võng động hành trình nén của hệ thống treo; Vị trí đặt vấu hạn chế hành trình nén

#### 1.4.3 Gia tốc bình phương trung bình theo thời gian tác động

\* Theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 [14]: đưa ra chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô thông qua gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng dựa theo vào các công trình nghiên cứu của thế giới. Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức dưới đây:

$$a_{wz} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T a_z^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (1-2)$$

trong đó:

$a_{wz}$  - Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng.

$a_z$  - Gia tốc theo phương thẳng đứng theo thời gian .

T - Thời gian khảo sát.

Điều kiện chủ quan đánh giá độ êm dịu ô tô theo độ lệch gia tốc quân phương theo phương thẳng đứng ISO 2631-1 [14] dựa vào Bảng 1.1

**Bảng 1.1. Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1**

$a_{wz}$ giá trị ( $m^2/s$ )	Cấp êm dịu
$< 0.315 m.s^{-2}$	Thỏa mái
$0.315m.s^{-2}-0.63m.s^{-2}$	Một chút khó chịu
$0.5m.s^{-2} - 1 m.s^{-2}$	Khá khó chịu
$0.8 m.s^{-2} - 1.6 m.s^{-2}$	Không thỏa mái
$1.25 m.s^{-2} - 2.5 m.s^{-2}$	Rất khó chịu
$> 2 m.s^{-2}$	Cực kỳ khó chịu

\* Ưu điểm của tiêu chuẩn VBI2057 và tiêu chuẩn ISO 2631-1: thuận lợi cho việc phân tích và đánh giá dao động toàn bộ của xe. Thông qua các mô hình dao động vật lý và toán học của toàn bộ xe hoặc các phần mềm chuyên dùng MATLAB, ADAMS, LMS hoàn toàn xác định gia tốc dao động theo miền thời

hoặc miền tần số. Hiện nay phương pháp này đã được các nhà khoa học trên khắp thế giới áp dụng ISO 2631-1 để phân tích độ êm dịu của dao động các phương tiện dao thông.

## **1.5 Mục tiêu, phạm vi, phương pháp và nội dung nghiên cứu**

### **1.5.1 Mục tiêu nghiên cứu**

- Xây dựng mô hình dao động động cơ đốt trong với 2 nguồn kích thích;
- Bộ điều khiển cho hệ thống đệm cách dao động bán chủ động;
- Phân tích hiệu quả của hệ đệm cách dao động bán chủ động cho động cơ đốt trong theo hướng êm dịu chuyển động của xe.

### **1.5.2 Phạm vi nghiên cứu**

Trong phạm vi của đề tài, một mô hình dao động của toàn xe với 2 nguồn kích thích dao động và bộ điều khiển được thiết lập để điều khiển hệ số cản của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực cho động cơ đốt trong nhằm giảm dao động toàn xe.

### **1.5.3 Phương pháp nghiên cứu**

Nghiên cứu lý thuyết: mô phỏng và điều khiển hệ thống đệm cách cho động cơ đốt trong.

### **1.5.4 Nội dung nghiên cứu**

Chương 1. **Tổng quan về đề tài nghiên cứu;**

Chương 2. **Xây dựng mô hình dao động toàn xe, thuật toán tối ưu và bộ điều khiển;**

Chương 3. **Phân tích và đánh giá hiệu quả.**

## **1.6. Kết luận chương 1**

Chương 1 chúng ta đã phân tích được kết cấu các loại đệm cách dao động động cơ đốt trong, phân tích được tổng quan nghiên cứu dao động động cơ ô tô trong và ngoài nước và cuối cùng phân tích được các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu. Đưa ra được mục đích, phương pháp và nội dung nghiên cứu của đề tài và là cơ sở cho các chương tiếp theo.

## CHƯƠNG 2

### XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG VÀ BỘ ĐIỀU KHIỂN BÁN CHỦ ĐỘNG CHO XE Ô TÔ DU LỊCH

*Mục tiêu chương này là tiến hành xây dựng mô hình dao động toàn xe với hai nguồn kích thích kết hợp mặt đường, cơ sở lý thuyết điều khiển mờ và xây dựng bộ điều khiển mờ để điều khiển hệ số cản thủy lực của đệm cách dao động động cơ đốt trong.*

#### 2.1 Các khái niệm tương đương

Ô tô là một hệ dao động bao gồm nhiều bộ phận nối với nhau. Mỗi bộ phận có khối lượng và thông số đặc trưng cho nó. Để tính toán được dao động xe ô tô một cách thuận lợi cần phải mô tả ô tô bằng một sơ đồ dao động tương đương. Trong đó sơ đồ tương đương cần có đầy đủ các thông số liên quan đến dao động của ô tô.

Do vậy trước khi lập sơ đồ dao động tương đương cần thống nhất một số khái niệm sau:

##### **a. Khối lượng động cơ được treo $m_e$**

Khối lượng động cơ được đặt trên 4 đệm cách dao động cao su thủy lực, coi là một khối đồng nhất ở tâm dạng phẳng tuyệt đối cứng.

##### **b. Khối lượng được treo $M$**

Khối lượng được treo  $M$  gồm những cụm chi tiết mà trọng lượng của chúng tác dụng lên hệ thống treo. Gồm có vỏ xe, phần hệ thống truyền lực và một số chi tiết khác. Giữa chúng được liên kết với nhau thành một khối nhờ các đệm đàn hồi, ổ tựa đàn hồi bằng cao su, dạ, ni, giấy công nghiệp. Tùy theo từng sơ đồ bố trí cụ thể của ô tô, mà có thể chia khối lượng được treo thành hai hoặc nhiều khối lượng, giữa các khối lượng liên kết với nhau bằng các phần tử đàn hồi và giảm chấn. Trong đề tài này, chúng ta coi khối lượng được treo  $M$  là một khối lượng đồng nhất ở dạng phẳng tuyệt đối cứng.



### **c. Khối lượng không được treo $m$**

Khối lượng không được treo gồm những cụm mà trọng lượng của chúng không tác dụng trực tiếp lên hệ thống treo mà chỉ tác dụng lên lớp bánh xe. Đó là: bán trục, dầm cầu, bánh xe, một phần chi tiết của hệ thống treo, truyền động lái, lò xo, giảm chấn, một phần của trục các đăng. Chúng ta coi khối lượng được treo là một vật có khối lượng  $m$  và tuyệt đối cứng.

### **d. Hệ thống treo**

Hệ thống treo trong ô tô có nhiệm vụ nối phần được treo  $m_e$ ,  $M$  và phần khối lượng không được treo  $m$  một cách đàn hồi. Hệ thống treo cùng với lớp làm giảm những chấn động gây nên do sự nhấp nhô của bề mặt đường khi xe chạy. Hệ thống treo gồm những bộ phận:

- Bộ phận đàn hồi: được biểu diễn bằng một lò xo có độ cứng  $K$ .
- Bộ phận giảm chấn: có nhiệm vụ dập tắt các chấn động và nó được đặc trưng bằng hệ số cản giảm chấn  $C$ .

## **2.2. Mô hình dao động xe du lịch**

### **a. Các giả thiết mô hình dao động**

- Chuyển động của ô tô là chuyển động đều, khoảng cách từ trọng tâm đến các cầu không thay đổi trong quá trình xe chuyển động;
- Trọng tâm của xe nằm trên mặt phẳng đối xứng dọc xe;
- Coi khối lượng được treo của xe là một vật rắn tuyệt đối, bỏ qua các biến dạng uốn, xoắn của khung xe;
- Các đặc tính của các thành phần đàn hồi, bánh xe và giới hạn chế coi như tuyến tính;
- Đường tâm trục của các cầu xe chuyển động trong các mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng đối xứng dọc xe;

- Bỏ qua mô men quán tính của các cầu xe đối với trục quay của bánh xe.
- Bỏ qua sự mất cân bằng và mô men hiệu ứng con quay của các khối lượng chuyển động quay của xe.
- Bỏ qua dao động ngang của xe.
- Sự tiếp xúc của bánh xe với đường là tiếp xúc điểm.
- Bỏ qua sự trượt của bánh xe với mặt đường.

Đặc điểm cơ bản của xe là tất cả các ngoại lực tác động lên xe là phản lực và trọng lực, các phản lực xuất hiện do sự tác động tương hỗ giữa bánh xe với nền đường. Trong trường hợp tổng quát các phản lực này có thể phân ra thành các thành phần lực thẳng đứng và thành phần lực nằm ngang (theo phương chuyển động của xe). Với giả thiết chuyển động của xe là chuyển động thẳng đều, nên thành phần lực nằm ngang phải bằng không, do đó các dao động của thân xe trong mặt phẳng thẳng đứng vuông góc với hướng chuyển động của thân xe là do các thành phần lực thẳng đứng truyền từ bánh xe lên.

### **b. Mô hình dao động**

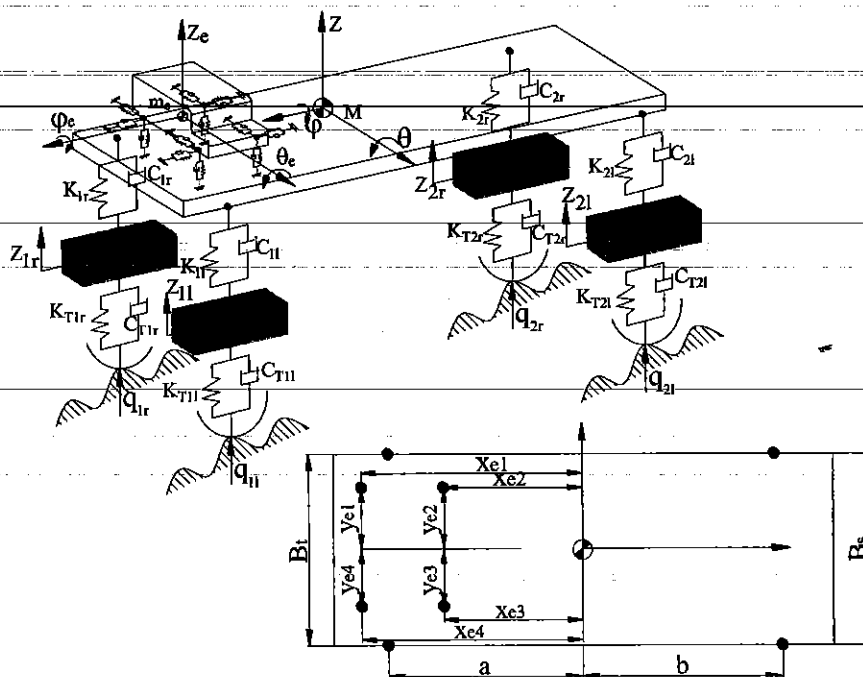
Với các giả thiết trên chúng ta có mô hình dao động không gian của ô tô du lịch với 10 bậc tự do như hình 2.1.

Giải thích các ký hiệu trên hình 2.1:

$K_{ie}$  là độ cứng của hệ thống đệm cách dao động cơ cao su thủy lực bị động động cơ,  $C_{ie}$  là hệ số giảm chấn của hệ thống đệm cách dao động cơ cao su thủy lực bị động;  $K_{ij}$  là độ cứng của hệ thống treo ô tô;  $C_{ij}$  là hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo ô tô;  $K_{Tij}$  là độ cứng của lớp xe;  $C_{Tij}$  là hệ số cản giảm chấn của lớp xe;;  $Z, \varphi, \theta$  là chuyển vị theo phương thẳng đứng, theo phương ngang và dọc của thân xe;

$Z_e, \varphi_e, \theta_e$  là chuyển vị theo phương thẳng đứng, theo phương ngang và dọc của của động cơ;  $q_{ij}$  là chiều cao mấp mô mặt đường tác dụng lên các bánh xe;  $a, b,$

$L$ ,  $B_t$  và  $B_s$  là kích thước cơ bản của xe;  $m_{ij}$  và  $M$  là khối lượng không được treo và được treo của thân xe;  $m_e$  là khối lượng động cơ ( $i=1,2,3,4$  và  $j=r,l$ ) ( $x_1, y_1$ ); ( $x_2, y_2$ ); ( $x_3, y_3$ ); ( $x_4, y_4$ ) tọa độ điểm đặt lực của 4 gối đỡ động cơ theo hệ tọa độ XYZ ( $x_{1e}, y_{1e}$ ); ( $x_{2e}, y_{2e}$ ); ( $x_{3e}, y_{3e}$ ); ( $x_{4e}, y_{4e}$ ) tọa độ điểm đặt lực của 4 gối đỡ động cơ theo hệ tọa độ  $X_e Y_e Z_e$



**Hình 2.1** Mô hình dao động của xe du lịch với 10 bậc tự do

### 2.3. Thiết lập phương trình vi phân miêu tả dao động ô tô du lịch

Dựa vào mô hình dao động để các phương trình vi phân miêu tả dao động của cơ hệ để khảo sát. Hiện nay có rất nhiều phương pháp để thiết lập phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ như: phương trình Lagrange loại II, nguyên lý D'Alembert, nguyên lý Jourdain kết hợp phương trình Newton – Euler. Tuy nhiên để thuận lợi cho mô phỏng bằng máy tính tác giả sử dụng nguyên lý D'Alembert kết hợp cơ sở lý thuyết hệ nhiều vật để thiết lập hệ phương trình vi phân miêu tả dao động của xe.

Dựa vào cơ sở hệ nhiều vật tách các vật ra khỏi cơ hệ và thay vào đó là các phản lực liên kết. Sau đó sử dụng nguyên lý D'Alembert để thiết lập hệ phương trình cân bằng cho từng vật của cơ hệ sau đó liên kết chúng lại với nhau bằng quan hệ lực và momen.

Theo nguyên lý D'Alembert:

$$\vec{F} + \vec{F}_{qt} = 0 \quad (2-1)$$

trong đó:

$\vec{F}$ : là tổng các ngoại lực tác dụng lên vật.

$\vec{F}_{qt}$ : là tổng các lực quán tính tác dụng lên vật.

Mô hình dao động hình 2.1 gồm 7 vật: Động cơ, thân xe, khối lượng không được treo trước trái (phải), khối lượng không được treo sau trái (phải) và mặt đường.

**Mô hình xây dựng gồm 7 vật:**

**Vật 1:** Động cơ (phần khối lượng được treo) coi như 1 vật có khối lượng  $m_e$  đặt tại trọng tâm và các mô men quán tính:  $J_{ye}, J_{xe}$ , chuyển động của động cơ là hợp của ba chuyển động:

- + Chuyển động tịnh tiến theo phương đứng  $Z_e$
- + Chuyển động quay quanh trục  $Y_e$ : tương ứng tọa độ suy rộng  $\varphi_e$
- + Chuyển động quay quanh trục  $X_e$ : tương ứng tọa độ suy rộng  $\theta_e$

**Vật 2:** Thân xe (phần khối lượng được treo) coi như 1 tấm có khối lượng  $M$  đặt tại trọng tâm  $O$  và các mô men quán tính:  $J_y, J_x$ . Chuyển động của thân xe là hợp của ba chuyển động:

- + Chuyển động tịnh tiến theo phương  $Z$  ứng với tọa độ suy rộng  $Z$ .
- + Chuyển động quay quanh trục  $Y$  tương ứng tọa độ suy rộng  $\varphi$ .
- + Chuyển động quay quanh trục  $X$  tương ứng tọa độ suy rộng  $\theta$ .

**Vật 3,4,5,6:** Các khối lượng không được treo trước bên trái, phải và sau bên trái, phải.

+ Khối lượng không được treo trước coi như là hai vật có khối lượng bên trái, phải là  $m_{1l}, m_{1r}$

+ Khối lượng không được treo sau coi như là hai vật có khối lượng bên trái, phải là  $m_{2l}, m_{2r}$

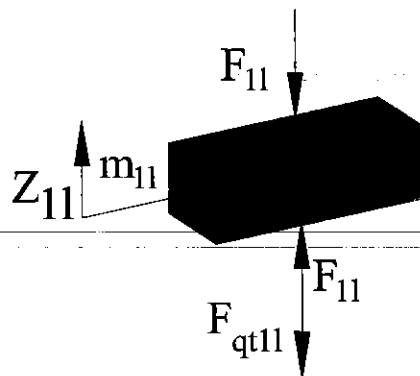
### Vật 7:

Mặt đường: là nguồn kích thích dao động của ô tô và là một tập hợp các mấp mô ngẫu nhiên trên toàn bộ chiều dài của nó và các dạng kích thích

**\* Khối lượng không được treo trước:**

+ Phương trình dao động của khối lượng không được treo trước trái:

Sơ đồ dao động được thể hiện trên hình vẽ 2.2:



Hình 2.2. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng không được treo trước trái.

Các lực tác dụng:

+ Lực tác dụng của hệ thống treo:  $F_{1l}$

$$F_{1l} = K_{1l} (Z_{b1l} - Z_{1l}) + C_{1l} (\dot{Z}_{b1l} - \dot{Z}_{1l}) \quad (2-2)$$

+ Lực tác dụng của lớp xe:

$$F_{T1l} = K_{T1l} (Z_{1l} - q_{1l}) + C_{T1l} (\dot{Z}_{1l} - \dot{q}_{1l}) \quad (2-3)$$

+ Lực quán tính:

$$F_{q1l} = m_{1l} \ddot{Z}_{1l} \quad (2-4)$$

Theo nguyên lý Đalămbe:

$$m_{1l} \ddot{Z}_{1l} = F_{1l} - F_{T1l} \quad (2-5)$$

Thay công thức 2-2 và 2-3 vào công thức 2-5 ta được công thức 2-6 dưới đây

$$m_{1l} \ddot{Z}_{1l} = K_{1l} (Z_{b1l} - Z_{1l}) + C_{1l} (\dot{Z}_{b1l} - \dot{Z}_{1l}) - \left[ K_{T1l} (Z_{1l} - q_{1l}) + C_{T1l} (\dot{Z}_{1l} - \dot{q}_{1l}) \right] \quad (2-6)$$

Với phương pháp tương tự các khối lượng  $m_{1r}$ ,  $m_{2l}$ ,  $m_{2r}$  lần lượt có phương trình dưới đây:

+ Khối lượng không được treo  $m_{1r}$

$$m_{1r} \ddot{Z}_{1r} = F_{1r} - F_{T1r} \quad (2-7)$$

Thay các giá trị của lực  $F_{1r}$  và  $F_{T1r}$  vào công thức 2-7 ta được công thức 2-8

$$m_{1r} \ddot{Z}_{1r} = K_{1r} (Z_{b1r} - Z_{1r}) + C_{1r} (\dot{Z}_{b1r} - \dot{Z}_{1r}) - \left[ K_{T1r} (Z_{1r} - q_{1r}) + C_{T1r} (\dot{Z}_{1r} - \dot{q}_{1r}) \right] \quad (2-8)$$

+ Khối lượng không được treo  $m_{1r}$

$$m_{2l} \ddot{Z}_{2l} = F_{2l} - F_{T2l} \quad (2-9)$$

Thay các giá trị của lực  $F_{2l}$  và  $F_{T2l}$  vào công thức 2-9 ta được công thức 2-10

$$m_{2l}\ddot{z}_{2l} = K_{2l}(Z_{b2l} - Z_{2l}) + C_{2l}(\dot{Z}_{b2l} - \dot{Z}_{2l}) - \left[ K_{T2l}(Z_{2l} - q_{2l}) + C_{T2l}(\dot{Z}_{2l} - \dot{q}_{2l}) \right] \quad (2-10)$$

+ Khối lượng không được treo  $m_{2r}$

$$m_{2r}\ddot{z}_{2r} = F_{2r} - F_{T2r} \quad (2-11)$$

Thay các giá trị của lực  $F_{2r}$  và  $F_{T2r}$  vào công thức 2-11 ta được công thức 2-12

$$m_{2r}\ddot{z}_{2r} = K_{2r}(Z_{b2r} - Z_{2r}) + C_{2r}(\dot{Z}_{b2r} - \dot{Z}_{2r}) - \left[ K_{T2r}(Z_{2r} - q_{2r}) + C_{T2r}(\dot{Z}_{2r} - \dot{q}_{2r}) \right] \quad (2-12)$$

Từ mô hình dao động hình 2.1, chúng ta xác định mối quan hệ hình học giữa dịch chuyển theo phương thẳng đứng (OZ) tại các chuyển vị:  $Z_{b1l}$ ,  $Z_{b1r}$ ,  $Z_{b2l}$ ,  $Z_{b2r}$ ,  $Z_1$ ,  $Z_2$ ,  $Z_3$  với dịch chuyển theo phương (OZ) tại vị trí trọng tâm của thân xe như sau:

$$Z_{b1l} = Z - a\varphi - \frac{B_l}{2}\theta \quad (2-13)$$

$$Z_{b1r} = Z - a\varphi + \frac{B_l}{2}\theta \quad (2-14)$$

$$Z_{b2l} = Z + b\varphi - \frac{B_s}{2}\theta \quad (2-15)$$

$$Z_{b2r} = Z + b\varphi + \frac{B_s}{2}\theta \quad (2-16)$$

$$Z_1 = Z + x_1\varphi - y_1\theta \quad (2-17)$$

$$Z_2 = Z + x_2\varphi - y_2\theta \quad (2-18)$$

$$Z_3 = Z - x_3\varphi - y_3\theta \quad (2-19)$$

$$Z_4 = Z - x_4\varphi - y_4\theta \quad (2-20)$$

Từ mô hình dao động hình 2.1, chúng ta xác định mối quan hệ hình học giữa dịch chuyển theo phương thẳng đứng (OZ) tại các chuyển vị  $Z_{1e}$ ,  $Z_{2e}$ ,  $Z_{3e}$  với dịch chuyển theo phương (OZ) tại vị trí trọng tâm của động cơ như sau:

$$Z_{1e} = Z_e - x_{1e}\varphi_e + y_{1e}\theta_e \quad (2-21)$$

$$Z_{2e} = Z_e + x_{2e}\varphi_e + y_{2e}\theta_e \quad (2-22)$$

$$Z_{3e} = Z_e + x_{3e}\varphi_e - y_{3e}\theta_e \quad (2-23)$$

$$Z_{4e} = Z_e + x_{4e}\varphi_e - y_{4e}\theta_e \quad (2-24)$$

Thay (2-13), (2-14), (2-15), (2-16) , (2-16) vào (2-6), (2-8), (2-10),(2-12) ta có các phương trình vi phân bậc 2 miêu tả dao động của các khối lượng không được treo dưới đây:

$$m_{1l}\ddot{z}_{1l} = K_{1l} \left( Z - a\varphi - \frac{B_t}{2}\theta - Z_{1l} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} - \frac{B_t}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) - \left[ K_{T1l} (Z_{1l} - q_{1l}) + C_{T1l} (\dot{Z}_{1l} - \dot{q}_{1l}) \right] \quad (2-25)$$

$$m_{1r}\ddot{z}_{1r} = K_{1r} \left( Z - a\varphi + \frac{B_t}{2}\theta - Z_{1r} \right) + C_{1r} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_t}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) - \left[ K_{T1r} (Z_{1r} - q_{1r}) + C_{T1r} (\dot{Z}_{1r} - \dot{q}_{1r}) \right] \quad (2-26)$$

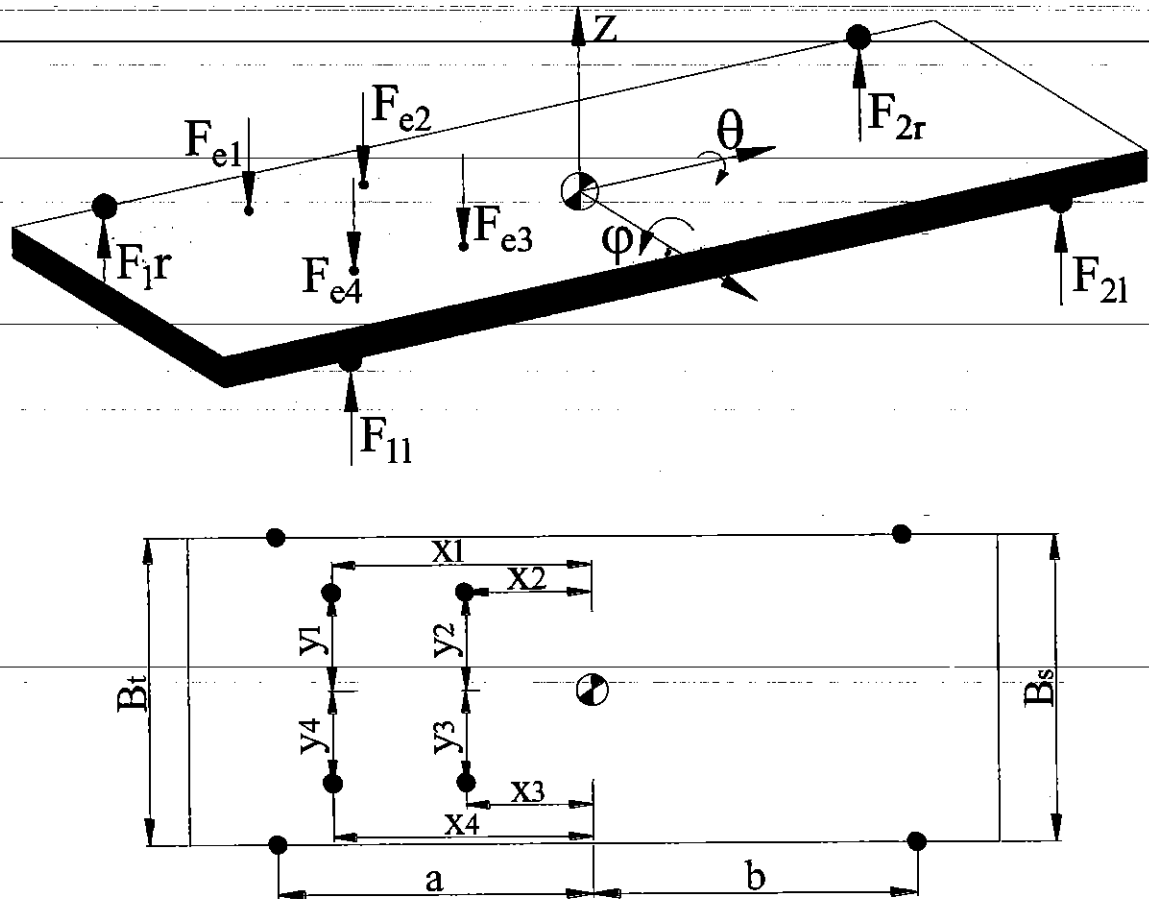
$$m_{2l}\ddot{z}_{2l} = K_{2l} \left( Z + b\varphi - \frac{B_s}{2}\theta - Z_{2l} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) - \left[ K_{T2l} (Z_{2l} - q_{2l}) + C_{T2l} (\dot{Z}_{2l} - \dot{q}_{2l}) \right] \quad (2-27)$$

$$m_{2r}\ddot{z}_{2r} = K_{2r} \left( Z + b\varphi + \frac{B_s}{2}\theta - Z_{2r} \right) + C_{2r} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) - \left[ K_{T2r} (Z_{2r} - q_{2r}) + C_{T2r} (\dot{Z}_{2r} - \dot{q}_{2r}) \right] \quad (2-28)$$



**\*Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động của khối lượng được treo (thân xe):**

Tách liên kết của khối lượng được treo (thân xe) ra khỏi hệ dao động, thay các liên kết bằng các phản lực liên kết, ta có sơ đồ lực tác dụng lên phần khối lượng được treo (thân xe) như trên hình vẽ 2.3



**Hình 2.3. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng được treo(thân xe).**

Áp dụng nguyên lý Đalămbe để viết phương trình vi phân miêu tả các tọa độ suy rộng tại vị trí trọng tâm thân xe dưới đây:

**Theo tọa độ suy rộng Z:**

$$M \ddot{Z} = (F_{e1} + F_{e2} + F_{e3} + F_{e4}) - (F_{1r} + F_{1l} + F_{2l} + F_{2r}) \quad (2-29)$$

Trong đó:

$$F_{e1} = K_{e1} (Z_e + x_{2e}\varphi_e + y_{2e}\theta_e - Z - x_2\varphi + y_2\theta) + C_{e1} \left( \dot{Z}_e - x_{1e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta} \right) \quad (2-30)$$

$$F_{e2} = K_{e2} (Z_e - x_{2e} \varphi_e + y_{1e} \theta_e - Z - x_1 \varphi + y_1 \theta) + C_{e2} \left( \dot{Z}_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta} \right) \quad (2-31)$$

$$F_{e3} = K_{e3} (Z_e + x_{3e} \varphi_e - y_{3e} \theta_e - Z + x_3 \varphi + y_3 \theta) + C_{e3} \left( \dot{Z}_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta} \right) \quad (2-32)$$

$$F_{e4} = K_{e4} (Z_e + x_{4e} \varphi_e - y_{4e} \theta_e - Z + x_4 \varphi + y_4 \theta) + C_{e4} \left( \dot{Z}_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta} \right) \quad (2-33)$$

$$F_{1l} = K_{1l} \left( Z - a\varphi - \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1l} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} - \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) \quad (2-34)$$

$$F_{1r} = K_{1l} \left( Z - a\varphi + \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1r} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) \quad (2-35)$$

$$F_{2r} = K_{2l} \left( Z + b\varphi + \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2r} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) \quad (2-36)$$

$$F_{2l} = K_{2l} \left( Z + b\varphi - \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2l} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) \quad (2-37)$$

Thay công thức từ 2-30 đến 2-37 vào công thức 2-29 ta có

$$\begin{aligned} M \ddot{Z} = & K_{e1} (Z_e + x_{2e} \varphi_e + y_{2e} \theta_e - Z - x_2 \varphi + y_2 \theta) + C_{e1} \left( \dot{Z}_e - x_{1e} \dot{\varphi}_e + y_{1e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1 \dot{\varphi} + y_1 \dot{\theta} \right) \\ & + K_{e2} (Z_e - x_{2e} \varphi_e + y_{1e} \theta_e - Z - x_1 \varphi + y_1 \theta) + C_{e2} \left( \dot{Z}_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta} \right) \\ & + K_{e3} (Z_e + x_{3e} \varphi_e - y_{3e} \theta_e - Z + x_3 \varphi + y_3 \theta) + C_{e3} \left( \dot{Z}_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta} \right) \\ & + K_{e4} (Z_e + x_{4e} \varphi_e - y_{4e} \theta_e - Z + x_4 \varphi + y_4 \theta) + C_{e4} \left( \dot{Z}_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta} \right) \\ & - \left[ K_{1l} \left( Z - a\varphi - \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1l} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} - \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) \right] \\ & - \left[ K_{1l} \left( Z - a\varphi + \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1r} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) \right] \\ & - \left[ K_{2l} \left( Z + b\varphi + \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2r} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) \right] \\ & - \left[ K_{2l} \left( Z + b\varphi - \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2l} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) \right] \end{aligned} \quad (2-38)$$

**Theo tọa độ suy rộng  $\varphi$**

$$I_y \ddot{\varphi} = (F_{1r} + F_{1l}) \cdot a - (F_{2r} + F_{2l}) \cdot b - (F_{e1} \cdot x_1 + F_{e2} \cdot x_2 + F_{e3} \cdot x_3 + F_{e4} \cdot x_4) \quad (2-39)$$

Thay công thức từ 2-30 đến 2-37 vào công thức 2-39 ta có

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\varphi} = & \left[ K_{1l} \left( Z - a\varphi - \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1l} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} - \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) \right] \cdot a \\ & + \left[ K_{1r} \left( Z - a\varphi + \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1r} \right) + C_{1r} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) \right] \cdot a \\ & - \left[ K_{2l} \left( Z + b\varphi + \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2l} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) \right] \cdot b \\ & + \left[ K_{2r} \left( Z + b\varphi - \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2r} \right) + C_{2r} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) \right] \cdot b \\ & - \left[ K_{e1} (Z_e + x_{2e} \varphi_e + y_{2e} \theta_e - Z - x_2 \varphi + y_2 \theta) + C_{e1} (\dot{Z}_e - x_{1e} \dot{\varphi}_e + y_{1e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1 \dot{\varphi} + y_1 \dot{\theta}) \right] x_1 \\ & - \left[ K_{e2} (Z_e - x_{2e} \varphi_e + y_{1e} \theta_e - Z - x_1 \varphi + y_1 \theta) + C_{e2} (\dot{Z}_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta}) \right] x_2 \\ & - \left[ K_{e3} (Z_e + x_{3e} \varphi_e - y_{3e} \theta_e - Z + x_3 \varphi + y_3 \theta) + C_{e3} (\dot{Z}_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta}) \right] x_3 \\ & - \left[ K_{e4} (Z_e + x_{4e} \varphi_e - y_{4e} \theta_e - Z + x_4 \varphi + y_4 \theta) + C_{e4} (\dot{Z}_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta}) \right] x_4 \end{aligned} \quad (2-40)$$

**Theo tọa độ suy rộng  $\theta$**

$$J_x \ddot{\theta} = F_{1l} \cdot \frac{B_l}{2} + F_{2r} \cdot \frac{B_s}{2} - F_{1r} \cdot \frac{B_l}{2} - F_{2l} \cdot \frac{B_s}{2} + (F_{e1} \cdot y_1 + F_{e2} \cdot y_2) - (F_{e3} \cdot y_3 + F_{e4} \cdot y_4) \quad (2-41)$$

Thay công thức từ 2-30 đến 2-37 vào công thức 2-41 ta có

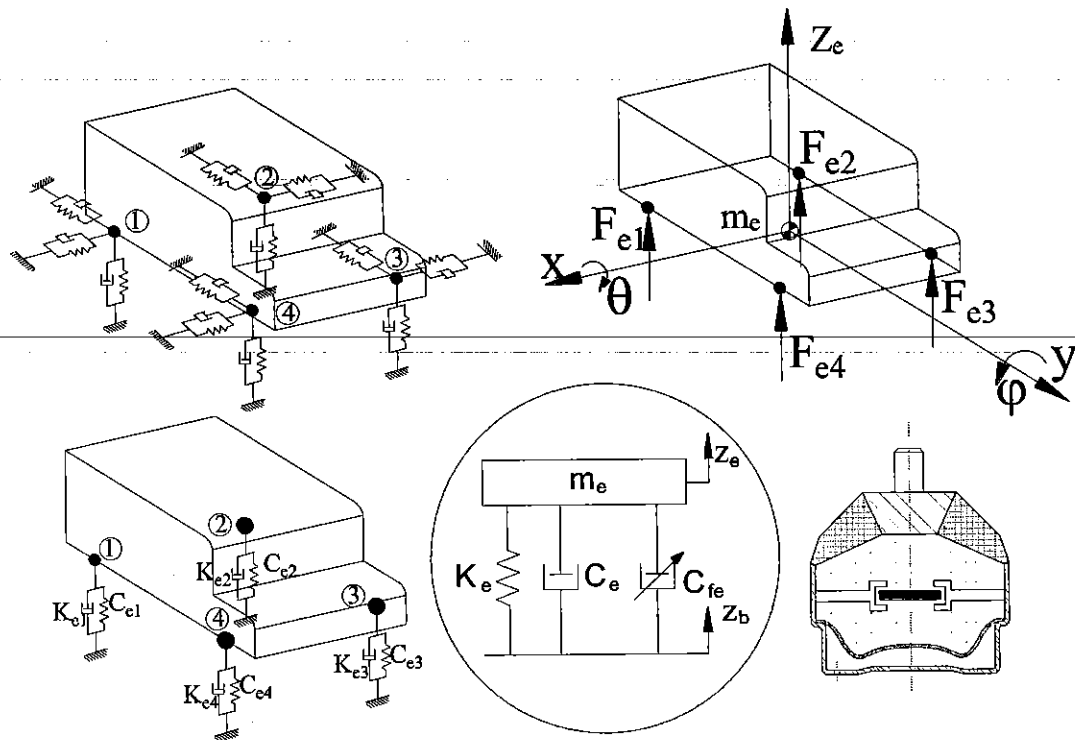
$$\begin{aligned} J_x \ddot{\theta} = & \left[ K_{1l} \left( Z - a\varphi + \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1r} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) \right] \cdot \frac{B_l}{2} \\ & + \left[ K_{2l} \left( Z + b\varphi + \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2r} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) \right] \cdot \frac{B_s}{2} \\ & - \left[ K_{1r} \left( Z - a\varphi + \frac{B_l}{2} \theta - Z_{1r} \right) + C_{1r} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_l}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) \right] \cdot \frac{B_l}{2} \\ & - \left[ K_{2r} \left( Z + b\varphi - \frac{B_s}{2} \theta - Z_{2l} \right) + C_{2r} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) \right] \cdot \frac{B_s}{2} \\ & + \left[ K_{e1} (Z_e + x_{2e} \varphi_e + y_{2e} \theta_e - Z - x_2 \varphi + y_2 \theta) + C_{e1} (\dot{Z}_e - x_{1e} \dot{\varphi}_e + y_{1e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1 \dot{\varphi} + y_1 \dot{\theta}) \right] \cdot y_1 \\ & + \left[ K_{e2} (Z_e - x_{2e} \varphi_e + y_{1e} \theta_e - Z - x_1 \varphi + y_1 \theta) + C_{e2} (\dot{Z}_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta}) \right] \cdot y_2 \\ & - \left[ K_{e3} (Z_e + x_{3e} \varphi_e - y_{3e} \theta_e - Z + x_3 \varphi + y_3 \theta) + C_{e3} (\dot{Z}_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta}) \right] \cdot y_3 \\ & - \left[ K_{e4} (Z_e + x_{4e} \varphi_e - y_{4e} \theta_e - Z + x_4 \varphi + y_4 \theta) + C_{e4} (\dot{Z}_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta}) \right] \cdot y_4 \end{aligned} \quad (2-42)$$

**\*Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động của khối lượng được treo (Động cơ):**

Khi động cơ hoạt động có rất nhiều lực và mô men sinh ra làm ảnh hưởng đến dao động toàn xe. Qua phân tích các dao động từ động cơ ta có

Lực tác dụng lên khung xe từ động cơ đặt trên 4 gối đỡ gồm:

- + Phản lực từ khung xe:  $F_1, F_2, F_3, F_4$
- + Khối lượng của bản thân động cơ:  $m_e$
- + Mô men xoay quanh trục  $X_e, Y_e$ :  $M_x, M_y$
- + Phản lực theo phương  $Z_e$ :  $F_z$



**Hình 2.4. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng được treo động cơ.**

Trong quá trình động cơ làm việc sinh ra rất nhiều lực làm ảnh hưởng đến dao động toàn xe như:

- Trọng lượng của động cơ
- Lực khí thể PK;

- Lực quán tính:

+ Lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến;

+ Lực quán tính của các khối lượng chuyển động quay;

- Lực ly tâm;

- Mô men xoắn động cơ;

Trong giới hạn của đề tài tác giả chỉ đề cập đến 3 thành phần: Lực tác dụng theo phương thẳng đứng ( $F_z$ ), lực làm xoay động cơ theo phương dọc ( $M_x$ ), ngang ( $M_y$ ).

Kế thừa kết quả của bài báo theo tài liệu tham khảo [24]. Tác giả công nhận hàm kích thích động cơ 4 xi lanh thẳng hàng bao gồm:

$$F_z = 4.m_c.r.\lambda.\omega_0^2.\cos(2\omega_0 t) \quad (2-43)$$

$$M_x = M_e[1 + 1.3.\sin(2\omega_0 t)] \quad (2-44)$$

$$M_y = 4.m_c.r.\lambda.\omega_0^2.L.\cos(2\omega_0 t) \quad (2-45)$$

Trong đó:

$m_c$ - Khối lượng nhóm piston thanh truyền (kg)

$M_e$  – Mô men xoắn động cơ (Nm)

$$M_e = -6.8.10^{-6}.n^2 + 0.059.n + 112.5$$

$n$ - số vòng quay trục khuỷu (vòng/phút)

$r$  – Bán kính quay trục khuỷu (m)

$\lambda$  - Thông số kết cấu

$L$ - Khoảng cách từ trọng tâm động cơ đến đường tâm của xi lanh thứ 2 và 3

$\omega_0$  – tốc độ góc (rad/s)

$t$  – Thời gian (s)

Áp dụng nguyên lý Đalămbe để viết phương trình vi phân miêu tả các tọa độ suy rộng tại vị trí trọng tâm động cơ dưới đây:

**Theo tọa độ suy rộng  $Z_e$**

$$m_e \ddot{z}_e = F_z - (F_{e1} + F_{e2} + F_{e3} + F_{e4}) \quad (2-46)$$

Thay công thức từ 2-30 đến 2-33 và 2-43 vào công thức 2-46 ta có

$$\begin{aligned} m_e \ddot{z}_e = & 4.m_c.r.\lambda.\omega_0^2.\cos(2.\omega_0.t) \\ & - \left[ K_{e1}(Z_e + x_{2e}\varphi_e + y_{2e}\theta_e - Z - x_2\varphi + y_2\theta) + C_{e1}(\dot{Z}_e - x_{1e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) \right] \\ & - \left[ K_{e2}(Z_e - x_{2e}\varphi_e + y_{1e}\theta_e - Z - x_1\varphi + y_1\theta) + C_{e2}(\dot{Z}_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) \right] \\ & - \left[ K_{e3}(Z_e + x_{3e}\varphi_e - y_{3e}\theta_e - Z + x_3\varphi + y_3\theta) + C_{e3}(\dot{Z}_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) \right] \\ & - \left[ K_{e4}(Z_e + x_{4e}\varphi_e - y_{4e}\theta_e - Z + x_4\varphi + y_4\theta) + C_{e4}(\dot{Z}_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) \right] \end{aligned} \quad (2-47)$$

**Theo tọa độ suy rộng  $\varphi_e$**

$$I_{ye} \ddot{\varphi}_e = M_y + F_{e1}.x_{1e} + F_{e4}.x_{4e} - F_{e2}.x_{2e} - F_{e3}.x_{3e} \quad (2-48)$$

Thay công thức từ 2-30 đến 2-33 và 2-45 vào công thức 2-48 ta có

$$\begin{aligned} I_{ye} \ddot{\varphi}_e = & 4.m_c.r.\lambda.\omega_0^2.L.\cos(2.\omega_0.t) \\ & + \left[ K_{e1}(Z_e + x_{2e}\varphi_e + y_{2e}\theta_e - Z - x_2\varphi + y_2\theta) + C_{e1}(\dot{Z}_e - x_{1e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) \right].x_{1e} \\ & + \left[ K_{e4}(Z_e + x_{4e}\varphi_e - y_{4e}\theta_e - Z + x_4\varphi + y_4\theta) + C_{e4}(\dot{Z}_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) \right].x_{4e} \\ & - \left[ K_{e3}(Z_e + x_{3e}\varphi_e - y_{3e}\theta_e - Z + x_3\varphi + y_3\theta) + C_{e3}(\dot{Z}_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) \right].x_{3e} \\ & - \left[ K_{e2}(Z_e - x_{2e}\varphi_e + y_{1e}\theta_e - Z - x_1\varphi + y_1\theta) + C_{e2}(\dot{Z}_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) \right].x_{2e} \end{aligned} \quad (2-49)$$

Theo tọa độ suy rộng  $\theta_e$

$$J_{xe} \ddot{\theta}_e = M_x + F_{e3} \cdot y_{3e} + F_{e4} \cdot y_{4e} - F_{e1} \cdot y_{1e} - F_{e2} \cdot y_{2e} \quad (2-50)$$

Thay công thức từ 2-30 đến 2-33 và 2-44 vào công thức 2-50 ta có

$$\begin{aligned} I_{ye} \ddot{\varphi}_e &= M_e \cdot [1 + l \cdot \sin(2 \cdot \omega_0 \cdot t)] \\ &- \left[ K_{e1} (Z_e + x_{2e} \varphi_e + y_{2e} \theta_e - Z - x_2 \varphi + y_2 \theta) + C_{e1} (\dot{Z}_e - x_{1e} \dot{\varphi}_e + y_{1e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1 \dot{\varphi} + y_1 \dot{\theta}) \right] \cdot y_{1e} \\ &+ \left[ K_{e4} (Z_e + x_{4e} \varphi_e - y_{4e} \theta_e - Z + x_4 \varphi + y_4 \theta) + C_{e4} (\dot{Z}_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta}) \right] \cdot y_{4e} \\ &+ \left[ K_{e3} (Z_e + x_{3e} \varphi_e - y_{3e} \theta_e - Z + x_3 \varphi + y_3 \theta) + C_{e3} (\dot{Z}_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta}) \right] \cdot y_{3e} \\ &- \left[ K_{e2} (Z_e - x_{2e} \varphi_e + y_{1e} \theta_e - Z - x_1 \varphi + y_1 \theta) + C_{e2} (\dot{Z}_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta}) \right] \cdot y_{2e} \end{aligned} \quad (2-51)$$

Kết hợp các phương trình: (2-5) đến (2-28) và (2-38), (2-40), (2-42), (2-47), (2-49), (2-51), ta có hệ phương trình vi phân miêu tả dao động của ô tô du lịch với 10 bậc tự do.

$$\begin{aligned} m_e \ddot{z}_e &= 4 \cdot m_c \cdot r \cdot \lambda \cdot \omega_0^2 \cdot \cos(2 \cdot \omega_0 \cdot t) \\ &- \left[ K_{e1} (Z_e + x_{2e} \varphi_e + y_{2e} \theta_e - Z - x_2 \varphi + y_2 \theta) + C_{e1} (\dot{Z}_e - x_{1e} \dot{\varphi}_e + y_{1e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1 \dot{\varphi} + y_1 \dot{\theta}) \right] \\ &- \left[ K_{e2} (Z_e - x_{2e} \varphi_e + y_{1e} \theta_e - Z - x_1 \varphi + y_1 \theta) + C_{e2} (\dot{Z}_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta}) \right] \\ &- \left[ K_{e3} (Z_e + x_{3e} \varphi_e - y_{3e} \theta_e - Z + x_3 \varphi + y_3 \theta) + C_{e3} (\dot{Z}_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta}) \right] \\ &- \left[ K_{e4} (Z_e + x_{4e} \varphi_e - y_{4e} \theta_e - Z + x_4 \varphi + y_4 \theta) + C_{e4} (\dot{Z}_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta}) \right] \end{aligned}$$

$$I_{ye} \ddot{\varphi}_e = 4.m_c.r.\lambda.\omega_0^2.L.\cos(2.\omega_0.t)$$

$$+ \left[ K_{e1}(Z_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - Z - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) + C_{e1}(\dot{Z}_e - x_{1e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) \right] .x_{1e}$$

$$+ \left[ K_{e4}(Z_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - Z + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) + C_{e4}(\dot{Z}_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) \right] .x_{4e}$$

$$- \left[ K_{e3}(Z_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - Z + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) + C_{e3}(\dot{Z}_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) \right] .x_{3e}$$

$$- \left[ K_{e2}(Z_e - x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - Z - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) + C_{e2}(\dot{Z}_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) \right] .x_{2e}$$

$$I_{ye} \ddot{\varphi}_e = M_e.[1 + l.\sin(2.\omega_0.t)]$$

$$- \left[ K_{e1}(Z_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - Z - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) + C_{e1}(\dot{Z}_e - x_{1e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) \right] .y_{1e}$$

$$+ \left[ K_{e4}(Z_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - Z + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) + C_{e4}(\dot{Z}_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) \right] .y_{4e}$$

$$+ \left[ K_{e3}(Z_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - Z + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) + C_{e3}(\dot{Z}_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) \right] .y_{3e}$$

$$- \left[ K_{e2}(Z_e - x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - Z - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) + C_{e2}(\dot{Z}_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) \right] .y_{2e}$$

$$M \ddot{Z} = (F_{e1} + F_{e2} + F_{e3} + F_{e4}) - (F_{1r} + F_{1l} + F_{2l} + F_{2r})$$

$$I_y \ddot{\varphi} = \left[ K_{1l} \left( Z - a\varphi - \frac{B_l}{2}\theta - Z_{1l} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} - \frac{B_l}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) \right] .a$$

$$+ \left[ K_{1r} \left( Z - a\varphi + \frac{B_l}{2}\theta - Z_{1r} \right) + C_{1r} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_l}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) \right]$$

$$- \left[ K_{2l} \left( Z + b\varphi + \frac{B_s}{2}\theta - Z_{2r} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) \right] .b$$

$$+ \left[ K_{2l} \left( Z + b\varphi - \frac{B_s}{2}\theta - Z_{2l} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2}\dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) \right]$$

$$- \left[ K_{e1}(Z_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - Z - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) + C_{e1}(\dot{Z}_e - x_{1e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) \right] .x_1$$

$$- \left[ K_{e2}(Z_e - x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{1e}\dot{\theta}_e - Z - x_1\dot{\varphi} + y_1\dot{\theta}) + C_{e2}(\dot{Z}_e + x_{2e}\dot{\varphi}_e + y_{2e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2\dot{\varphi} + y_2\dot{\theta}) \right] .x_2$$

$$- \left[ K_{e3}(Z_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - Z + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) + C_{e3}(\dot{Z}_e + x_{3e}\dot{\varphi}_e - y_{3e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3\dot{\varphi} + y_3\dot{\theta}) \right] .x_3$$

$$- \left[ K_{e4}(Z_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - Z + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) + C_{e4}(\dot{Z}_e + x_{4e}\dot{\varphi}_e - y_{4e}\dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4\dot{\varphi} + y_4\dot{\theta}) \right] .x_4$$



$$\begin{aligned}
J_x \ddot{\theta} = & \left[ K_{1l} \left( Z - a\dot{\varphi} + \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - Z_{1r} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) \right] \cdot \frac{B_t}{2} \\
& + \left[ K_{2l} \left( Z + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - Z_{2r} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) \right] \cdot \frac{B_s}{2} \\
& - \left[ K_{1r} \left( Z - a\dot{\varphi} + \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - Z_{1r} \right) + C_{1r} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) \right] \cdot \frac{B_t}{2} \\
& - \left[ K_{2l} \left( Z + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - Z_{2l} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) \right] \cdot \frac{B_s}{2} \\
& + \left[ K_{e1} (Z_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - Z - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta}) + C_{e1} (\dot{Z}_e - x_{1e} \dot{\varphi}_e + y_{1e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_1 \dot{\varphi} + y_1 \dot{\theta}) \right] \cdot y_1 \\
& + \left[ K_{e2} (Z_e - x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{1e} \dot{\theta}_e - Z - x_1 \dot{\varphi} + y_1 \dot{\theta}) + C_{e2} (\dot{Z}_e + x_{2e} \dot{\varphi}_e + y_{2e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} - x_2 \dot{\varphi} + y_2 \dot{\theta}) \right] \cdot y_2 \\
& - \left[ K_{e3} (Z_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - Z + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta}) + C_{e3} (\dot{Z}_e + x_{3e} \dot{\varphi}_e - y_{3e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_3 \dot{\varphi} + y_3 \dot{\theta}) \right] \cdot y_3 \\
& - \left[ K_{e4} (Z_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - Z + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta}) + C_{e4} (\dot{Z}_e + x_{4e} \dot{\varphi}_e - y_{4e} \dot{\theta}_e - \dot{Z} + x_4 \dot{\varphi} + y_4 \dot{\theta}) \right] \cdot y_4
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_{1l} \ddot{z}_{1l} = & K_{1l} \left( Z - a\dot{\varphi} - \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - Z_{1l} \right) + C_{1l} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} - \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1l} \right) - \\
& \left[ K_{T1l} (Z_{1l} - q_{1l}) + C_{T1l} (\dot{Z}_{1l} - \dot{q}_{1l}) \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_{1r} \ddot{z}_{1r} = & K_{1r} \left( Z - a\dot{\varphi} + \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - Z_{1r} \right) + C_{1r} \left( \dot{Z} - a\dot{\varphi} + \frac{B_t}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{1r} \right) - \\
& \left[ K_{T1r} (Z_{1r} - q_{1r}) + C_{T1r} (\dot{Z}_{1r} - \dot{q}_{1r}) \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_{2l} \ddot{z}_{2l} = & K_{2l} \left( Z + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - Z_{2l} \right) + C_{2l} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} - \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2l} \right) - \\
& \left[ K_{T2l} (Z_{2l} - q_{2l}) + C_{T2l} (\dot{Z}_{2l} - \dot{q}_{2l}) \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_{2r} \ddot{z}_{2r} = & K_{2r} \left( Z + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - Z_{2r} \right) + C_{2r} \left( \dot{Z} + b\dot{\varphi} + \frac{B_s}{2} \dot{\theta} - \dot{Z}_{2r} \right) - \\
& \left[ K_{T2r} (Z_{2r} - q_{2r}) + C_{T2r} (\dot{Z}_{2r} - \dot{q}_{2r}) \right]
\end{aligned}$$

## 2.4. Phân tích và lựa chọn kích thích dao động

Trong đề tài này, tác giả giới thiệu kích thích ngẫu nhiên mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8068[13] và cách xây dựng hàm ngẫu nhiên. Các nhà thiết kế đường thiết kế đường trên thế giới đã đưa ra tiêu chuẩn ISO 8068 đánh giá và phân loại các mặt đường quốc lộ (bảng 2-1) thiết kế. Nhiều nhà nghiên cứu trên thế giới đã sử dụng tiêu chuẩn này để xây dựng hàm kích thích dao động ngẫu nhiên khi khảo sát dao động của các phương tiện giao thông và nó được nhiều quốc gia tham khảo xây dựng tiêu chuẩn riêng cho mình như Trung Quốc dựa vào cơ sở tiêu chuẩn đã đưa ra tiêu chuẩn GB7031(1986) về cách phân loại mặt đường và là tín hiệu kích thích đầu vào cho bài toán phân tích dao động ô tô. Đề tài này, dựa vào cách phân loại này để xây dựng các hàm kích thích ngẫu nhiên.

Qua các công trình khảo sát mấp mô mặt đường được xem là phân bố Gauss. Theo tiêu chuẩn ISO mấp mô của mặt đường có mật độ phổ  $S_q(n_0)$  và được định nghĩa bằng công thức thực nghiệm:

$$S_q(n) = S_q(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (2-49)$$

trong đó:  $n$  là tần số sóng của mặt đường (chu kỳ/m),  $n_0$  là tần số mẫu (chu kỳ/m),  $S_q(n)$  là mật độ phổ chiều cao của mấp mô mặt đường ( $m^3/\text{chu kỳ}$ ),  $S_q(n_0)$  là mật độ phổ tại  $n_0$  ( $m^3/\text{chu kỳ}$ ),  $\omega$  là hệ số tần số được miêu tả tần số mật độ phổ của mặt đường (thường  $\omega = 2$ ).

Mấp mô mặt đường được giả định là quá trình ngẫu nhiên Gauss và nó được tạo ra thông qua biến ngẫu nhiên Fourier ngược:

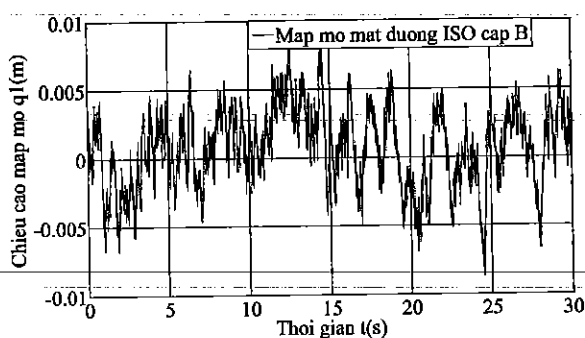
$$q(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{2vn_0^2 S_q(n_0)}{f_{mid,i}^2}} \Delta f \cdot \cos(2\pi f_{mid,i} t + \phi_i) \quad (2-50)$$

trong đó  $f_{mid,i} = f_1 + \frac{2i-1}{2} \Delta f$  với  $i=1,2,3 \dots n$ ,  $\phi_i$  là pha ngẫu nhiên phân bố  $0 \div 2\pi$ .

Căn cứ số liệu bảng 2.1 các loại đường được phân cấp theo tiêu chuẩn ISO với  $v=20(m.s^{-1})$ ;  $f_1=0.5(Hz)$ ;  $f_2=30(Hz)$ ;  $n_0=0.1(m^{-1})$ , tác giả đã tiến hành lập chương trình toán bằng phần mềm Matlab 2014 để mô phỏng các mấp mô ngẫu nhiên của mặt đường thể hiện phụ lục 1. Một số kết quả mấp mô mặt đường dạng đồ thị

**Bảng 2.1. Các lớp mấp mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068[13]**

Cấp	A	B	C	D	E	F	G
Tình trạng mặt đường	Rất tốt	Tốt	Bình thường	Xấu	Rất xấu	Tồi	Quá tồi
$S_q(n_0)$	16	64	256	1024	4096	16384	65535



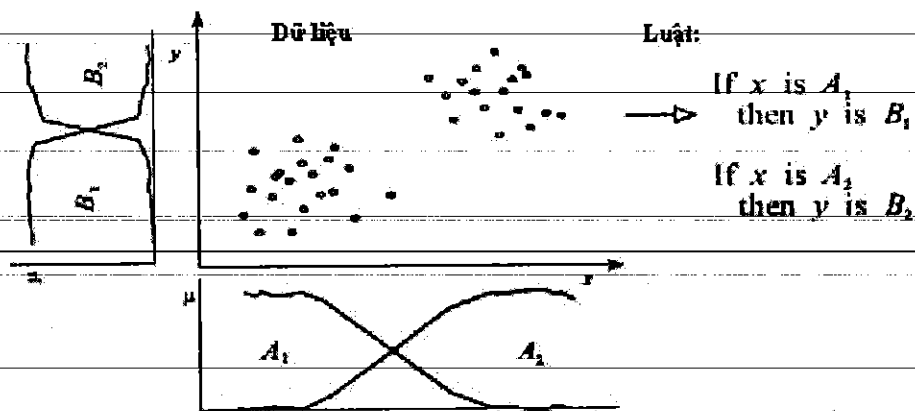
**Hình 2.5. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO B (mặt đường có chất lượng trung bình)**

## 2.5. Cơ sở lý thuyết điều khiển hệ mờ(Fuzzy Logic Control-FLC)

Hệ logic mờ (Fuzzy logic) mô tả quan hệ dựa trên luật nếu–thì (if–then rules), thí dụ như “*nếu* mở van nóng *thì* nhiệt độ tăng”. Sự nhập nhằng (không xác định) trong định nghĩa của các thừa số ngôn ngữ (thí dụ, *nhiệt độ cao*) được biểu diễn thông qua *tập mờ*,

Hệ logic mờ thích hợp để biểu diễn kiến thức định tính, có thể từ chuyên gia (trong hệ điều khiển mờ dùng nền tri thức) hay có thể lấy tự động từ dữ liệu (quy

nạp, học). Trường hợp này thuật toán xâu chuỗi mờ thường được dùng để phân chia dữ liệu thành nhóm các đối tượng giống nhau.

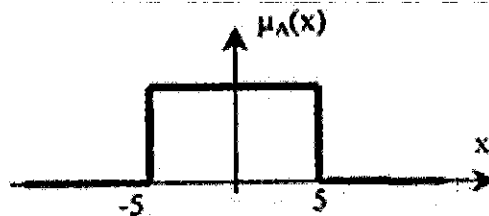


**Hình 2.6. Phép xâu chuỗi mờ có thể dùng để rút ra các định tính nếu - thì**

### 2.5.1. Tập mờ và logic mờ

Khái niệm tập hợp được hình thành trên nền tảng logic và được định nghĩa như là sự sắp xếp chung các đối tượng có cùng tính chất, được gọi là phần tử của tập hợp đó

$$A = \{x \in \mathbb{R} | 5 \leq x \leq 5\}$$

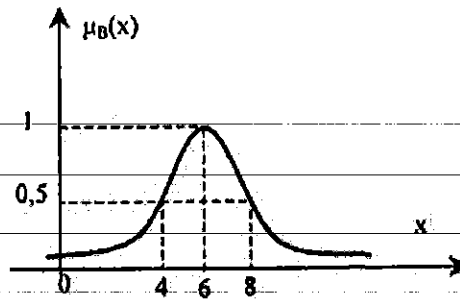


**Hình 2.7. Mô tả hàm phụ thuộc  $\mu_A(x)$  của tập các số thực từ -5 đến 5**

### 2.5.2. Định nghĩa tập mờ

Trong khái niệm tập hợp kinh điển hàm phụ thuộc  $\mu_A(x)$  của tập A, chỉ có một trong hai giá trị là "1" nếu  $x \in A$  hoặc "0" nếu  $x \notin A$ . Cách biểu diễn hàm phụ thuộc như trên sẽ không phù hợp với những tập được mô tả "mờ" như tập B gồm các số thực gần bằng 5

$$B = \{x \in \mathbb{R} | x \approx 5 \}$$



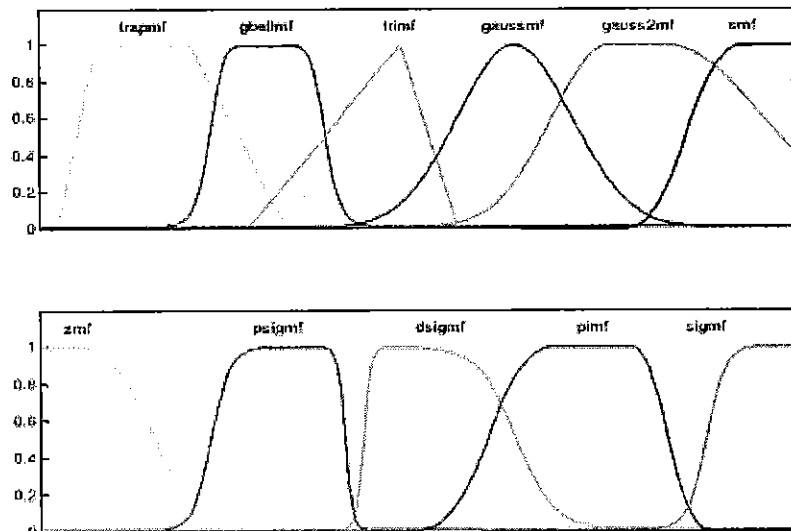
Khi đó ta không thể khẳng định chắc chắn số 4 có thuộc B hay không? mà chỉ có thể nói nó thuộc B bao nhiêu phần trăm. Để trả lời được câu hỏi này, ta phải coi hàm phụ thuộc  $\mu_B(x)$  có giá trị trong khoảng từ 0 đến 1 tức là:

$$0 \leq \mu_B(x) \leq 1.$$

Từ phân tích trên ta có định nghĩa: Tập mờ B xác định trên tập kinh điển M là một tập mà một phần tử của nó được biểu diễn bởi một cặp giá trị  $(x, \mu_B(x))$ . Trong đó  $x \in M$  và  $\mu_B(x)$  là ánh xạ. Ánh xạ  $\mu_B(x)$  được gọi là hàm liên thuộc của tập mờ B. Tập kinh điển M được gọi là cơ sở của tập mờ B.

### 2.5.3. Các dạng hàm liên thuộc của tập mờ

Dạng hàm thuộc của các tập mờ được lựa chọn dạng hình thang – trapmf, dạng hình chữ “S” – smf và dạng hình chữ “Z”-zmf



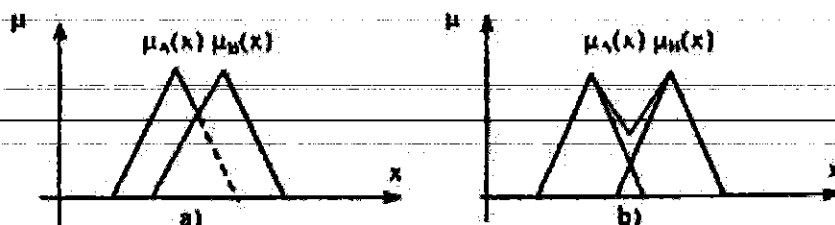
Hình 2.8. Các dạng hàm liên thuộc của tập mờ

## 2.5.4. Các phép toán trên tập mờ

Trên tập mờ có 3 phép toán cơ bản là phép hợp, phép giao và phép bù.

### a. Phép hợp hai tập mờ

➤ Phép hợp hai tập mờ có cùng cơ sở



**Hình 2.9. Hợp của hai tập mờ có cùng cơ sở**

**(a) Theo quy tắc Max, (b) theo quy tắc Lukasiewicz**

Hợp của hai tập mờ A và B có cùng cơ sở M là một tập mờ cùng xác định trên cơ sở M với hàm liên thuộc được xác định theo một trong các công thức sau:

1.  $\mu_{A \cup B}(x) = \text{Max}\{\mu_A(x), \mu_B(x)\}$ ;
2.  $\mu_{A \cup B}(x) = \text{Min}\{1, \mu_A(x) + \mu_B(x)\}$  Phép hợp Lukasiewicz ;
3.  $\mu_{A \cup B}(x) = \begin{cases} \mu_A(x) + \mu_B(x) - \mu_A(x)\mu_B(x) & \text{khi } \min\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} > 0 \\ \max\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} & \text{khi } \min\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} = 0 \end{cases}$

1 khi  $\min\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} \neq 0$

4.  $\mu_{A \cup B}(x) = \mu_A(x) + \mu_B(x) / (1 + \mu_A(x) + \mu_B(x))$  (Tổng Einstein)
5.  $\mu_{A \cup B}(x) = \mu_A(x) + \mu_B(x) - \mu_A(x)\mu_B(x)$  (Tổng trực tiếp).

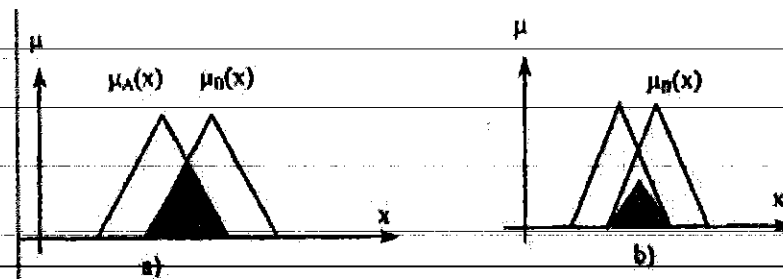
➤ Hợp hai tập mờ khác cơ sở

Để thực hiện phép hợp 2 tập mờ khác cơ sở, về nguyên tắc ta phải đưa chúng về cùng một cơ sở. Xét tập mờ A với hàm liên thuộc  $\mu_A(x)$  được định nghĩa trên cơ sở M và B với hàm liên thuộc  $\mu_B(x)$  được định nghĩa trên cơ sở N, hợp của 2 tập mờ A và B là một tập mờ xác định trên cơ sở  $M \times N$  với hàm liên thuộc:  $\mu_{A \cup B}(x, y) = \text{Max}\{\mu_A(x, y), \mu_B(x, y)\}$

Với  $\mu_A(x, y) = \mu_A(x)$  với mọi  $y \in N$  và  $\mu_B(x, y) = \mu_B(y)$  với mọi  $x \in M$

**b. Phép giao của hai tập mờ**

➤ *Giao hai tập mờ cùng cơ sở*



**Hình 2.10. Giao của hai tập mờ có cùng cơ sở**

(a) Theo quy tắc Min và (b) theo tích đại số

Giao của hai tập mờ A và B có cùng cơ sở M là một tập mờ cũng xác định trên cơ sở M với hàm liên thuộc  $\mu_{A \cap B}(x)$  được tính:

1.  $\mu_{A \cap B}(x) = \text{Max} \{ \mu_A(x), \mu_B(x) \}$ ;
2.  $\mu_{A \cap B}(x) = \mu_A(x) \cdot \mu_B(x)$  (Tích đại số);
3.  $\mu_{A \cap B}(x) = \text{Min} \{ \mu_A(x), \mu_B(x) \}$  khi  $\text{min} \{ \mu_A(x), \mu_B(x) \} = 1$   
0 khi  $\text{min} \{ \mu_A(x), \mu_B(x) \} \neq 1$
4.  $\mu_{A \cap B}(x) = \text{Max} \{ 0, \mu_A(x) + \mu_B(x) - 1 \}$  (Phép giao Lukasiewicz)
5.  $\mu_{A \cap B}(x) = \mu_A(x) \cdot \mu_B(x) / (2 - (\mu_A(x) + \mu_B(x)) - \mu_A(x) \cdot \mu_B(x))$  (Tích Einstein)

Cũng giống như trong phép hợp, trong kỹ thuật điều khiển chủ yếu ta sử dụng công thức 1 và công thức 2 để thực hiện phép giao 2 tập mờ.

➤ *Giao hai tập mờ khác cơ sở*

Để thực hiện phép giao 2 tập mờ khác cơ sở, ta cần phải đưa về cùng cơ sở. Khi đó, giao của tập mờ A có hàm liên thuộc  $\mu_A(x)$  định nghĩa trên cơ sở M với tập mờ B có hàm liên thuộc  $\mu_B(x)$  định nghĩa trên cơ sở N là một tập mờ xác định trên cơ sở  $M \times N$  có hàm liên thuộc được tính:  $\mu_{A \cap B}(x, y) = \text{MIN} \{ \mu_A(x, y), \mu_B(x, y) \}$

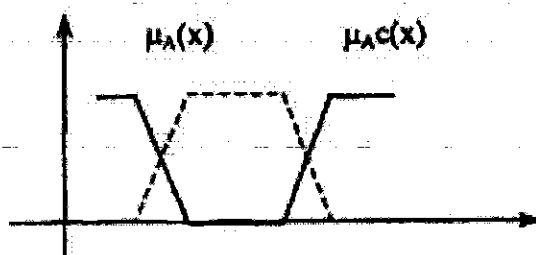
Trong đó:  $\mu_A(x, y) = \mu_A(x)$  với mọi  $y \in N$  và  $\mu_B(x, y) = \mu_B(x)$  với mọi  $x \in M$ .

### c. Phép bù của một tập mờ

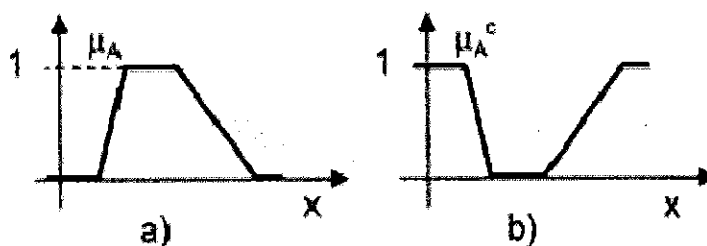
Bù của tập mờ A có cơ sở M và hàm liên thuộc  $\mu_A(x)$  là một tập mờ  $A^c$  xác định trên cùng cơ sở M với hàm liên thuộc:  $\mu_{A^c}(x) = 1 - \mu_A(x)$

Tập bù của tập mờ A định nghĩa trên nền X là tập mờ  $A^c$  cũng xác định trên tập nền X có hàm thuộc  $\mu_{A^c}(x)$  thỏa mãn:

1.  $\mu_{A^c}(x)$  chỉ phụ thuộc vào  $\mu_A(x)$
2. Nếu  $\mu_A(x) = 1$  thì  $\mu_{A^c}(x) = 0$
3. Nếu  $\mu_A(x) = 0$  thì  $\mu_{A^c}(x) = 1$
4. Nếu  $\mu_A(x) \leq \mu_B(x)$  thì  $\mu_{A^c}(x) \geq \mu_{B^c}(x)$



Hình 2.17. Bù của tập mờ



Hình 2.11. Phép bù của một tập mờ

a- Hàm thuộc của tập mờ A; b- Hàm thuộc của tập mờ  $A^c$

### 2.5.5. Biến ngôn ngữ và giá trị của nó:

Biến ngôn ngữ là phần tử chủ đạo trong các hệ thống dùng logic mờ. Ở đây các thành phần ngôn ngữ của cùng một ngữ cảnh được kết hợp lại với nhau.

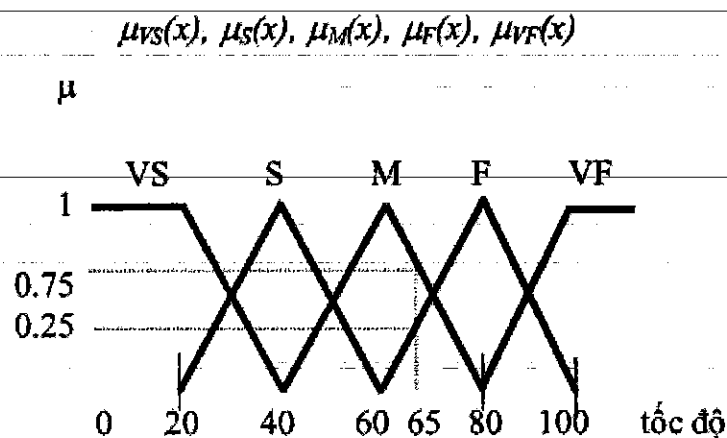
Để minh họa về hàm thuộc và biến ngôn ngữ ta có ví dụ sau:



Xét tốc độ của xe ô tô ta có các biến ngôn ngữ

- Rất chậm: ký hiệu VS
- Chậm : ký hiệu S
- Trung bình: ký hiệu M
- Nhanh: ký hiệu F
- Rất nhanh: ký hiệu VF

Gọi  $x$  là giá trị của biến tốc độ, ví dụ  $x=100\text{km/h}$ ,  $x=60\text{km/h}$ ...hàm thuộc tương ứng với các biến ngôn ngữ trên là



### 2.5.6. Luật hợp thành mờ:

Luật hợp thành là tên chung gọi mô hình  $R$  biểu diễn (một hay nhiều) hàm liên thuộc  $\mu_{A \Rightarrow B}(x, y)$  cho (một hay nhiều) mệnh đề hợp thành  $A \Rightarrow B$ . Một luật hợp thành chỉ có 1 mệnh đề hợp thành gọi là luật hợp thành đơn, có từ 2 mệnh đề hợp thành trở lên gọi là luật hợp thành phức.

Xét luật hợp thành  $R$  gồm 3 mệnh đề hợp thành:

R1: Nếu  $x = A1$  Thì  $y = B1$  hoặc

R2: Nếu  $x = A2$  Thì  $y = B2$  hoặc

R3: Nếu  $x = A3$  Thì  $y = B3$  hoặc

Các luật cơ bản:

+ Luật Max-Min

+ Luật Max-Prod

+ Luật Sum-Min

+ Luật Sum-Prod

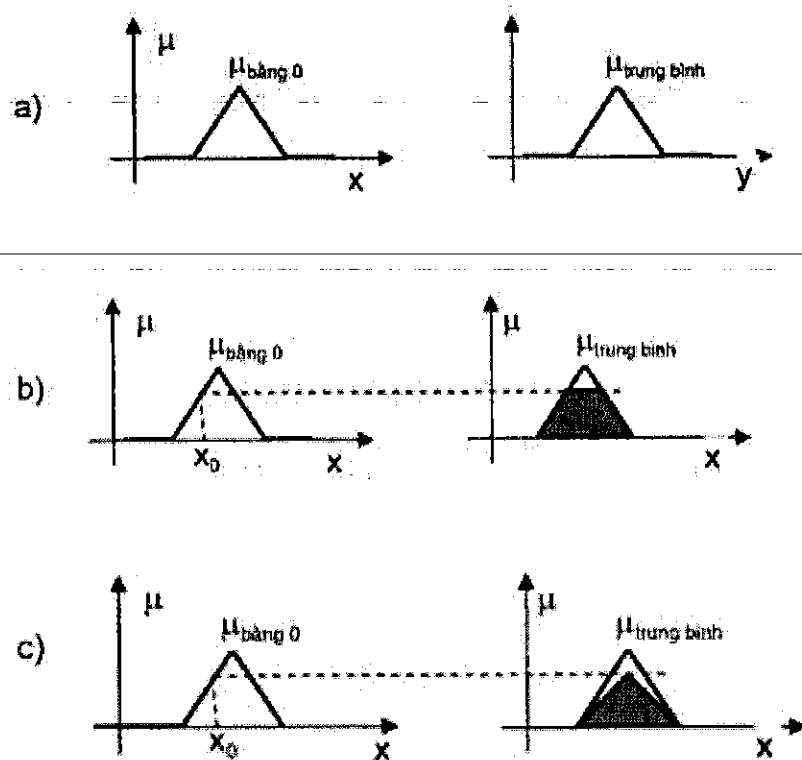
### 2.5.7. Giải mờ

Phương pháp cực đại cho rằng, giá trị rõ  $y'$  đại diện cho tập mờ phải là giá trị có xác suất thuộc tập mờ lớn nhất. Thực hiện theo phương pháp này gồm hai bước:

+ Xác định miền  $G$  chứa giá trị rõ  $y'$ , là miền mà tại đó hàm thuộc có giá trị cực đại.

+ Xác định  $y'$  có thể chấp nhận được, có ba nguyên lý: nguyên lý trung bình; nguyên lý cận trái; nguyên lý cận phải.

- Nguyên lý trung bình:  $y'$  là giá trị trung bình của giá trị cận trái và phải của  $G$  (hình 2.12a).

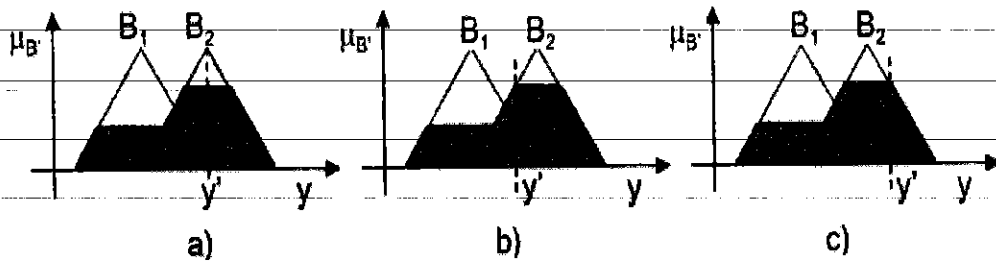


**Hình 2.12. Minh họa quy tắc hợp thành mờ**

- (a) Hàm thuộc vận tốc piston và độ cứng giảm chấn;  
(b) Quy tắc hợp thành MIN; (c) Quy tắc hợp thành PRO

Nguyên lý cận trái:  $y'$  là giá trị cận trái của  $G$  (hình 2.13b).

Nguyên lý cận trái:  $y'$  là giá trị cận phải của G. (hình 2.13c)



**Hình 2.13. Giải mờ bằng phương pháp cực đại**

(a). Nguyên lý trung bình; (b). Nguyên lý cận trái; (c). Nguyên lý cận phải

### 2.5.8. Nguyên tắc tổng hợp bộ điều khiển mờ

Thực hiện tổng hợp bộ điều khiển mờ phải tiến hành theo các bước sau:

#### a. Định nghĩa biến vào/ra:

Tùy thuộc vào đối tượng điều khiển và mục đích điều khiển, người thiết kế phải xác định biến vào/ra của bộ điều khiển. Trong bài toán điều khiển hệ thống treo bán tích cực với mục đích nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô, biến vào của bộ điều khiển có thể là vận tốc piston giảm chấn, dịch chuyển thân xe, vận tốc thân xe và gia tốc thân xe..., biến ra của bộ điều khiển là hệ số cản của giảm chấn, lực giảm chấn.

#### b. Xác định tập mờ:

Bước tiếp theo là định nghĩa biến ngôn ngữ vào/ra bao gồm các tập mờ và các dạng hàm thuộc của chúng. Để làm được điều đó ta cần xác định:

Miền giá trị vật lý của biến ngôn ngữ vào/ra.

- Số lượng tập mờ (số lượng giá trị ngôn ngữ). Về nguyên tắc số lượng giá trị ngôn ngữ cho mỗi biến ngôn ngữ nên chọn trong khoảng từ 3 đến 10 giá trị. Nếu ít hơn 3 thì ít có ý nghĩa, nếu lớn hơn 10 thì con người khó có khả năng bao quát và phân biệt.

- Xác định hàm thuộc, đây là một điểm quan trọng vì quá trình làm việc của bộ điều khiển mờ phụ thuộc rất lớn vào dạng và kiểu của hàm thuộc. Các hàm thuộc có dạng hình tam giác, hình thang, hàm Gauss..., trong đó dạng hình thang và tam giác là hai dạng hay dùng nhất vì hàm đơn giản và tốc độ tính toán nhanh. Cần chọn các hàm thuộc có phần chồng lên nhau và phủ kín miền giá trị vật lý để trong

quá trình điều khiển không xuất hiện “lỗ hổng”.

**c. Xây dựng các luật điều khiển:**

Các luật điều khiển được xây dựng dựa trên cơ sở tri thức của chuyên gia hoặc tài liệu chuyên ngành. Các luật này thường được biểu diễn dưới dạng ma trận, cách biểu diễn này rất tiện lợi và bao quát.

**d. Chọn thiết bị hợp thành:**

Có thể chọn thiết bị hợp thành theo những nguyên tắc đã trình bày ở trên gồm: nguyên tắc max-MIN; max-PRO; sum-MIN; sum-PRO ...

**e. Chọn nguyên lý giải mờ:**

Phương pháp giải mờ có ảnh hưởng đến độ phức tạp và trạng thái làm việc của toàn bộ hệ thống. Thường trong thiết kế bộ điều khiển mờ, giải mờ theo phương pháp phân đôi diện tích hoặc phương pháp điểm trọng tâm có ưu điểm hơn vì trong kết quả có sự tham gia của tất cả các kết luận của các luật điều khiển.

**f. Tối ưu bộ điều khiển:**

Sau khi đã tổng hợp được bộ điều khiển mờ, có thể ghép nối với đối tượng điều khiển thực hoặc đối tượng mô phỏng để thử nghiệm, đánh giá và tối ưu bộ điều khiển.

**2.6. Xây dựng bộ điều khiển mờ hệ thống đệm cách động cơ**

**2.6.1. Biến vào bao gồm:**

- Vận tốc tương đối giữa khối lượng không được treo và thân xe ( $\dot{z}_e - \dot{z}_b$ )
- Vận tốc tương đối giữa khối lượng không được treo và thân xe ( $z_e - z_b$ )
- Biến ra là hệ số cản thủy lực của đệm, ký hiệu  $C_{dk}$ .

**2.6.2. Xác định tập mờ**

**a. Miền giá trị vật lý:**

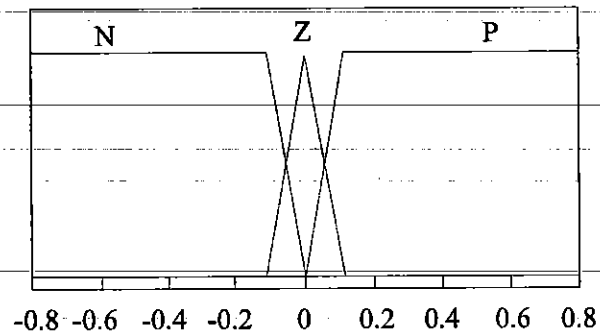
- Vận tốc tương đối giữa khối lượng không được treo và thân xe ( $\dot{z}_e - \dot{z}_b$ )
- Vận tốc tương đối giữa khối lượng không được treo và thân xe ( $z_e - z_b$ )
- Biến ra là hệ số cản thủy lực của đệm, ký hiệu  $C_{dk}$ .

### b. Biến ngôn ngữ

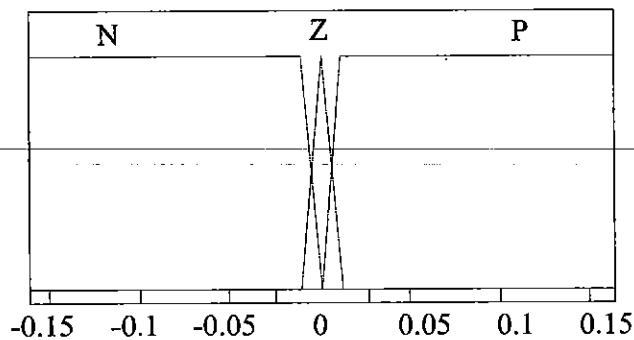
Mỗi biến vào có 3 giá trị ngôn ngữ. Các giá trị ngôn ngữ được kí hiệu ngắn gọn như sau: “Âm” –N; “Bằng 0” – Z “Dương-P.

### c. Xác định các hàm thuộc:

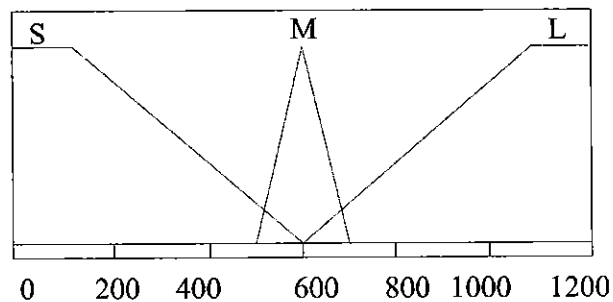
Dạng hàm thuộc của các tập mờ được lựa chọn dạng hình thang-trapmf, dạng hình tam giác –trim



$$(z_e - z_b)$$



$$(z_e - z_b)$$



$$C_{dk}$$

Hình 2.14. Hàm thuộc trong Matlab

### 2.6.3. Tập luật điều khiển:

Tập luật bộ điều khiển mờ Fuzzy được xây dựng trên cơ sở suy luận trực quan. Bằng trực quan, để cách ly dao động tốt thì tổng các lực tác động lên khối lượng được treo phải được tối thiểu hóa. Trong quá trình dao động, các lực tác động lên khối lượng được treo gồm lực cản và lực đàn hồi. Dấu và giá trị của lực cản phụ thuộc vào vận tốc tương đối, dấu và giá trị lực đàn hồi phụ thuộc vào dịch chuyển tương đối giữa khối lượng được treo và không được treo.

Trên cơ sở suy luận trực quan đó, tập luật gồm 9 luật của bộ điều khiển mờ Fuzzy thể hiện trong bảng 2.3, nguyên tắc điều khiển như sau:

R1: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is N and  $(z_e - z_b)$  is N then  $C_{dk}$  is S

R2: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is N and  $(z_e - z_b)$  is Z then  $C_{dk}$  is M

R3: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is N and  $(z_e - z_b)$  is P then  $C_{dk}$  is L

R4: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is Z and  $(z_e - z_b)$  is N then  $C_{dk}$  is M

R5: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is Z and  $(z_e - z_b)$  is Z then  $C_{dk}$  is M

R6: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is Z and  $(z_e - z_b)$  is P then  $C_{dk}$  is M

R7: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is P and  $(z_e - z_b)$  is N then  $C_{dk}$  is L

R8: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is P and  $(z_e - z_b)$  is Z then  $C_{dk}$  is M

R9: If  $(\dot{z}_e - \dot{z}_b)$  is P and  $(z_e - z_b)$  is P then  $C_{dk}$  is S

**Bảng 2.3. Bảng luật điều khiển Fuzzy**

	N	N	S		Z	P	M
	N	Z	M		P	N	L
	N	P	L		P	Z	M
	Z	N	M		P	P	S
	Z	Z	M				

## 2.7. Đề xuất bộ điều khiển tối ưu

Thiết kế bộ điều khiển Fuzzy logic (FLC): Để điều chỉnh lực cản thủy lực của cơ cấu chấp hành của SHCM, Bộ điều khiển Fuzzy logic được thiết kế với hai đầu vào là chuyển vị tương đối và vận tốc chuyển vị tương đối giữa khối lượng cabin và thân xe và đầu ra là lực cản thủy lực của cơ cấu chấp hành thủy lực. 07 biến ngôn ngữ dạng tam giác cho các biến vào ra gồm NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB và nó được thể hiện trong bảng 2.4

**Bảng 2.4. Các ký hiệu cho biến ngôn ngữ**

NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
Negative	Negative	Negative	Zero	Positive	Positive	Positive
Big	Medium	Small		Small	Medium	Big

**Bảng 2.5. Luật điều khiển**

f		e						
		NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
ec	NB	PB	PB	PB	PB	PS	PS	ZE
	NM	PB	PM	PM	PM	PM	ZE	NS
	NS	PB	PM	PM	PS	ZE	NS	NM
	ZE	PB	PM	PS	ZE	NS	NM	NM
	PS	PM	PS	ZE	NS	NM	NM	NB
	PM	PS	ZE	NB	NM	NB	NB	NB
	PS	ZE	NB	NM	NB	NB	NB	NB

Các vùng giá trị được định nghĩa  $e \in [-0.4, 0.4]$  m,  $ec \in [-0.8, 0.8]$  m/s và  $f \in [-2000, 2000]$  N. Giá trị hàm phụ thuộc trong khoảng từ 0 đến 1. Hệ thống luật điều khiển được thiết kế và thể hiện trong Bảng 3.2.

Tập luật bộ điều khiển mờ Fuzzy được xây dựng trên cơ sở suy luận trực quan. Bằng trực quan, để cách ly dao động tốt thì tổng các lực tác động lên khối lượng được treo phải được tối thiểu hóa. Trong quá trình dao động, các lực tác động lên khối lượng được treo gồm lực cản và lực đàn hồi. Dấu và giá trị của lực cản phụ thuộc vào vận tốc tương đối, dấu và giá trị lực đàn hồi phụ thuộc vào dịch chuyển tương đối giữa khối lượng được treo và không được treo. Trên cơ sở suy luận trực quan đó, tập luật các luật của bộ điều khiển mờ Fuzzy theo nguyên tắc điều khiển như sau:

R1: Nếu  $(z_c - z_b)$  là NS và  $(\dot{z}_c - \dot{z}_b)$  là NS thì f là PM

R2: Nếu  $(z_c - z_b)$  là NS và  $(\dot{z}_c - \dot{z}_b)$  là ZE thì f là PS

R3: Nếu  $(z_c - z_b)$  is NS và  $(\dot{z}_c - \dot{z}_b)$  is PM thì f là NS

## 2.7. Kết luận chương 2

Kết quả chương này đã xây dựng được mô hình dao động toàn xe với hai nguồn kích thích kết hợp mặt đường. Trên cơ sở lý thuyết điều khiển mờ và xây dựng bộ điều khiển mờ để điều khiển hệ số cản thủy lực của đệm cách dao động động cơ đốt trong. Đề tài đã phân tích được các bộ điều khiển Fuzzy Logic để điều khiển. Từ đó áp dụng được lý thuyết điều khiển Fuzzy Logic mờ và tối ưu luật trong điều khiển bán chủ động đệm động cơ. Kết quả sẽ được làm rõ hiệu quả phương pháp điều khiển này ở chương tiếp theo.



## CHƯƠNG 3 MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH HIỆU QUẢ CỦA HỆ THỐNG TREO ĐIỀU KHIỂN BÁN CHỦ ĐỘNG

*Mục đích của chương này là tiến hành mô phỏng với hệ thống đệm cách dao động bị động và bán chủ động với các chế độ tải khác nhau của động cơ và ô tô. Từ đó phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách động cơ bán chủ động so với hệ thống đệm bị động ở các điều kiện khác nhau.*

### 3.1. Mô phỏng

#### 3.1.1. Số liệu mô phỏng

Trong khuôn khổ đề tài thạc sĩ tác giả không có điều kiện thí nghiệm để xác định thông số mô phỏng mà tác giả sử dụng thông số xe ô tô du lịch 5 chỗ ngồi trong của tài liệu tham khảo [24, 25] làm số liệu phục vụ cho mô phỏng.

**Bảng 3.1: Các thông số kỹ thuật của xe [24, 25]**

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Khối lượng được treo	M	1300	kg
2	Khối lượng không được treo trước trái	$m_{1t}$	40	kg
3	Khối lượng không được treo trước phải	$m_{1p}$	40	kg
4	Khối lượng không được treo sau trái	$m_{2t}$	35	kg
5	Khối lượng không được treo sau phải	$m_{2p}$	35	kg
6	Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước	a	1	m
7	Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu sau	b	1.59	m
8	Vết bánh xe cầu trước	$B_t$	1.6	m
9	Vết bánh xe cầu sau	$B_s$	1.6	m
10	Độ cứng của HTT trước trái	$C_{1t}$	178000	N/m
11	Độ cứng của HTT trước phải	$K_{1r}$	178000	N/m

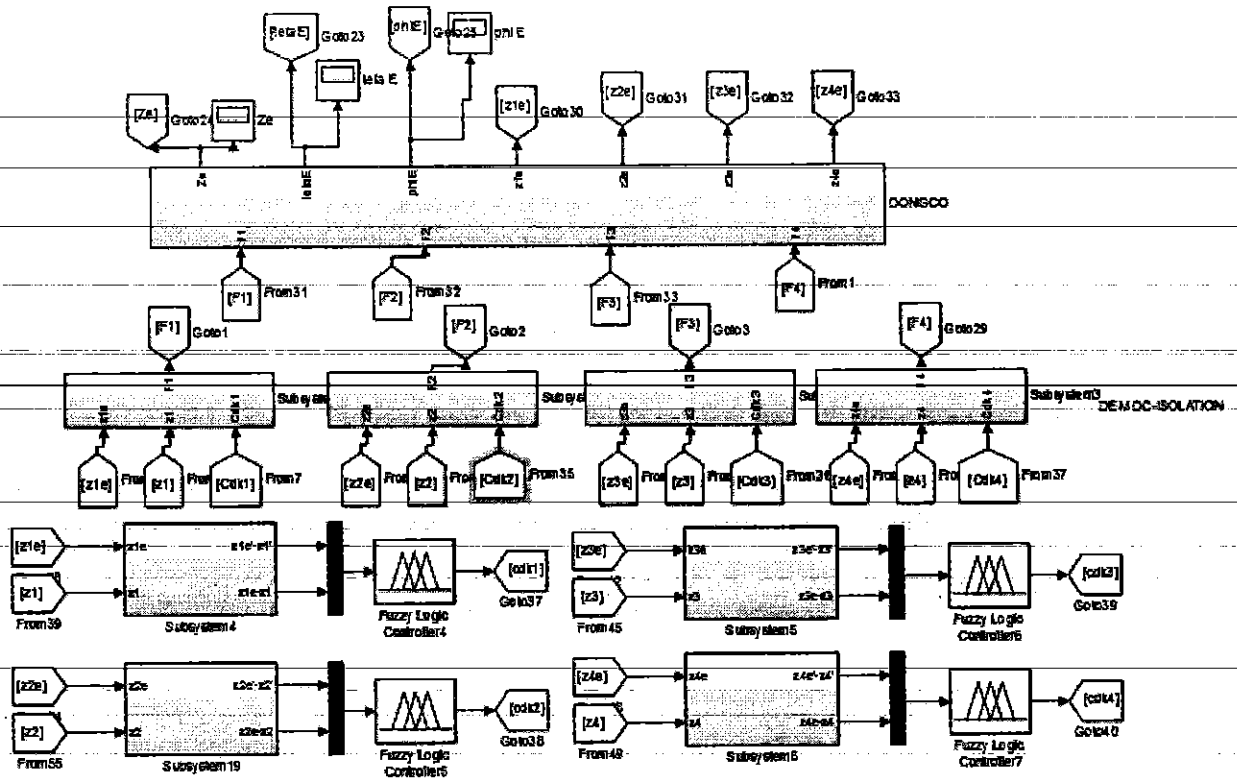
TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
12	Độ cứng của HTT sau trái	$K_{2l}$	178000	N/m
13	Độ cứng của HTT sau phải	$K_{2r}$	178000	N/m
14	Độ cứng của lớp xe trước trái	$K_{T1l}$	200000	N/m
15	Độ cứng của lớp xe trước phải	$K_{T1r}$	200000	N/m
16	Độ cứng của lớp xe sau trái	$K_{T2l}$	200000	N/m
17	Độ cứng của lớp xe sau phải	$K_{T2r}$	200000	N/m
18	Hệ số cản giảm chấn trước trái	$C_{1l}$	3530	N.s/m
19	Hệ số cản giảm chấn trước phải	$C_{1r}$	3530	N.s/m
20	Hệ số cản giảm chấn sau trái	$C_{2l}$	3530	N.s/m
21	Hệ số cản giảm chấn sau phải	$C_{2r}$	3530	N.s/m
22	Hệ số cản của lớp xe trước trái	$C_{T1l}$	0	N.s/m
23	Hệ số cản của lớp xe trước phải	$C_{T1r}$	0	N.s/m
24	Hệ số cản của lớp xe sau trái	$C_{T2l}$	0	N.s/m
25	Hệ số cản của lớp xe sau phải	$C_{T2r}$	0	N.s/m
26	Mô men quán tính với trục X	$J_x$	800	N.m <sup>2</sup>
27	Mô men quán tính với trục Y	$J_y$	2100	N.m <sup>2</sup>
28	Mô men quán tính của động cơ với trục $X_{dc}$	$J_{xe}$	8.9	M.m <sup>2</sup>
30	Vận tốc khi khảo sát	V	20	m/s
31	Tọa độ lực F1 theo phương X	$x_1$	0.85	m

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
32	Tọa độ lực F1 theo phương Y	$y_1$	-0.74	m
33	Tọa độ lực F2 theo phương X	$x_2$	-0.65	m
34	Tọa độ lực F2 theo phương Y	$y_2$	-0.5	m
35	Tọa độ lực F3 theo phương X	$x_3$	0.7	m
36	Tọa độ lực F3 theo phương Y	$y_3$	0.68	m
37	Tọa độ lực F4 theo phương X	$x_4$	0.6	m
38	Tọa độ lực F4 theo phương Y	$y_4$	0.62	m
39	Khối lượng động cơ	$m_e$	220	kg
40	Độ cứng phần tử treo động cơ	C1	4156	N/m
41	Độ cứng phần tử treo động cơ	C2	4156	N/m
42	Độ cứng phần tử treo động cơ	C3	4156	N/m
43	Hệ số cản của phần tử treo động cơ	K1	3000	N.s/m
44	Hệ số cản của phần tử treo động cơ	K2	3000	N.s/m
45	Hệ số cản của phần tử treo động cơ	K3	3000	N.s/m
46	Tọa độ theo phương $X_e$ của lực $F_1$	$x_{1e}$	0.45	m
47	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_1$	$y_{1e}$	-0.28	m
48	Tọa độ theo phương $X_e$ của lực $F_2$	$x_{2e}$	-0.45	m
49	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_2$	$y_{2e}$	-0.28	m
50	Tọa độ theo phương $X_e$ của lực $F_3$	$x_{3e}$	0	m

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
51	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_3$	$y_{3e}$	0.52	m
52	Tọa độ theo phương $X_e$ của lực $F_4$	$X_{4e}$	-0.3	m
53	Tọa độ theo phương $Y_e$ của lực $F_4$	$Y_{4e}$	0.5	m
54	Công suất động cơ	$N_e$	130.56	HP
55	Số vòng quay lớn nhất	$n_e$	5700	v/ph
56	Số xi lanh	$i$	4	Chiếc
57	Số kỳ	$\tau$	4	Kỳ
58	Hành trình piston	$S$	92.8	mm
59	Đường kính xi lanh	$D$	82.5	mm
60	Tỷ số nén	$\epsilon$	10.3	
61	Chiều dài thanh truyền	$l_{tt}$	144	mm
62	Khối lượng piston thanh truyền	$m_c$	0.82	kg
63	Bán kính quay trục khuỷu	$r$	0.06	m
64	Mô men cực đại ở số vòng quay	$M_{emax}/n_{ema}$ $x$	195/330 0	Nm/vg
65	Thông số kết cấu	$\lambda$	0.33	

### 3.1.2. Khối mô phỏng tổng thể

Mô hình tổng thể mô phỏng sử dụng Matlab/Simulink để giải phương trình vi phân được miêu tả phần chương 2. Hình 3.1 gồm các khối mặt đường, không được treo, khối lượng được treo, khối động cơ và khối điều khiển Fuzzy Logic theo các luật điều khiển đã được trình bày phân trên



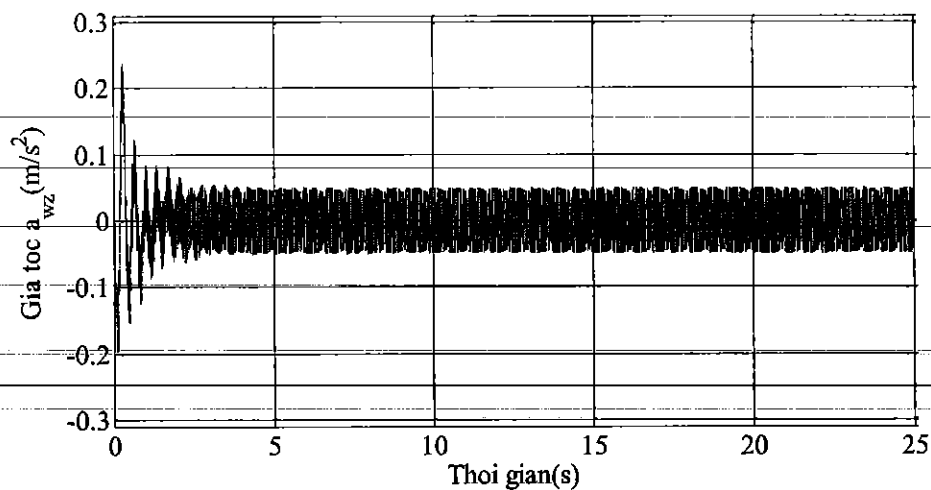
Hình 3.1. Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/simulink

### 3.2. Mô phỏng các chế độ theo tốc độ của động cơ

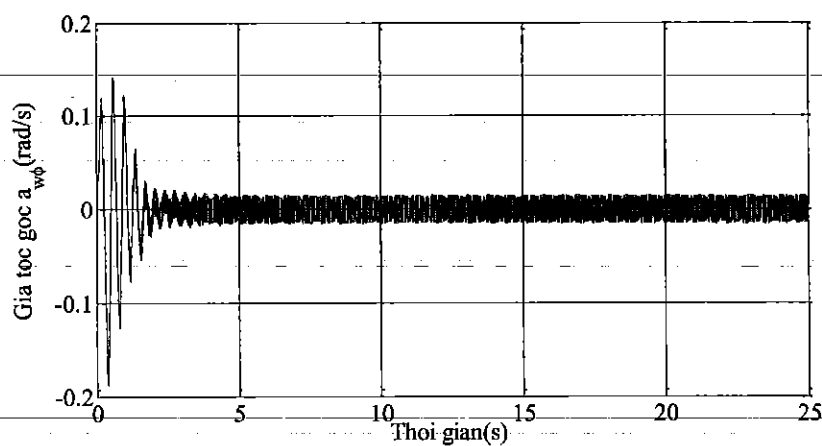
Mô phỏng tiến hành ở các điều kiện hoạt động khác nhau của động cơ và xe với hệ thống đệm cách dao động cơ cao su thủy lực bị động được trình bày dưới đây.

**a. Trường hợp 1:** Khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tốc độ của động cơ ở chế độ không tải  $n_e=760(v/p)$

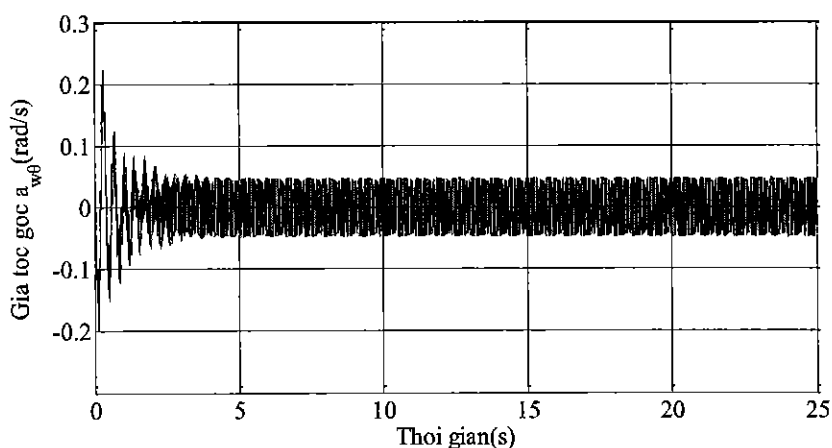
Các gia tốc theo miền thời gian tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động khi vận tốc ô tô  $V=0$  và tốc độ của động cơ ở chế độ không tải  $n_e=760(v/p)$  được thể hiện trên hình 3.2. Từ kết quả hình 3.2 chúng ta thấy biên độ của gia tốc giảm dần bắt đầu  $t=3s$  sau đó giữ dao động cân bằng xung quanh vị trí cân bằng của chúng.



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe



(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe

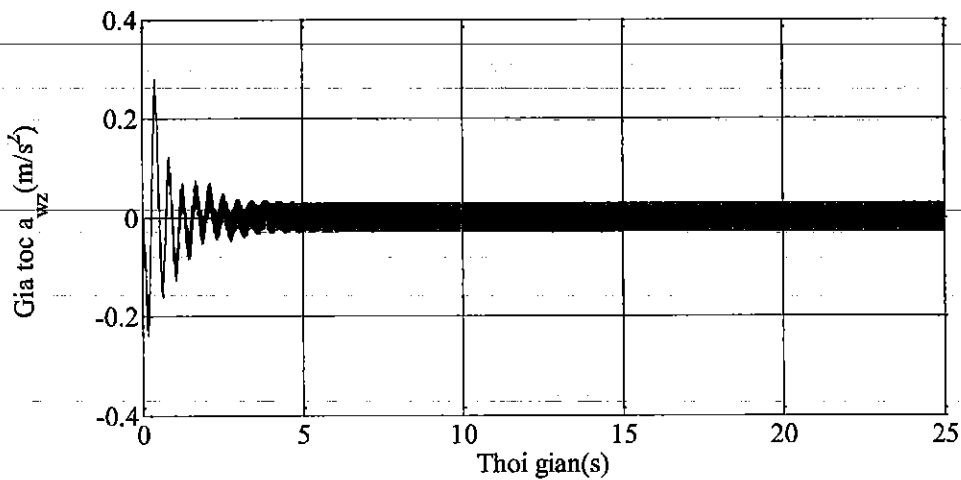


c. Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

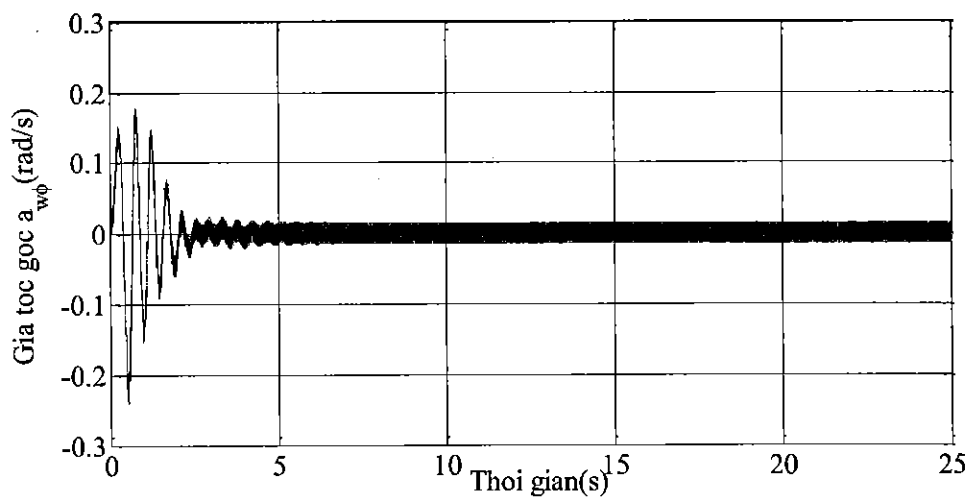
**Hình 3.2. Các gia tốc theo miền thời gian ( $V=0$  km/h và  $n_e=760$  v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động.**

**b. Trường hợp 2:** Khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tăng tốc độ của động cơ ở chế độ tải lên  $n_e=1800$ (v/p).

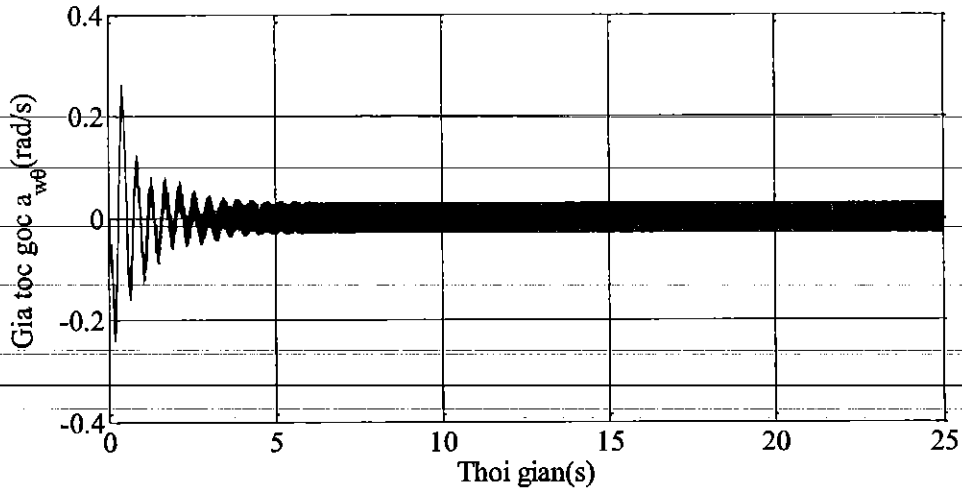
Các gia tốc theo miền thời gian tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động khi vận tốc ô tô  $V=0$  và tăng tốc độ của động cơ ở chế độ lên  $n_e=1800$ (v/p) được thể hiện trên hình 3.3. Từ kết quả hình 3.3 chúng ta thấy biên độ của gia tốc giảm dần bắt đầu  $t=3$ s sau đó giữ dao động cân bằng xung quanh vị trí cân bằng của chúng thấp hơn trường hợp 1.



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe



(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe

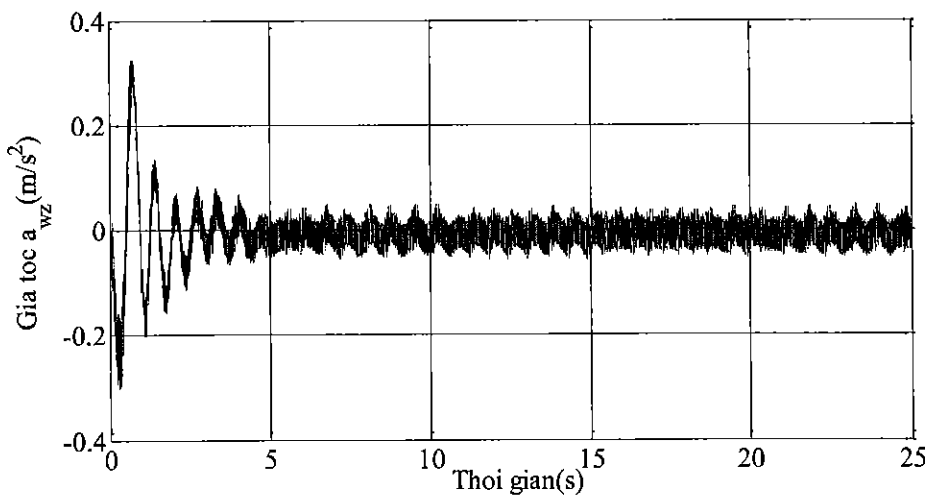


c. Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

**Hình 3.3. Các gia tốc theo miền thời gian ( $V=0$  km/h và  $n_e=1800$  v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động**

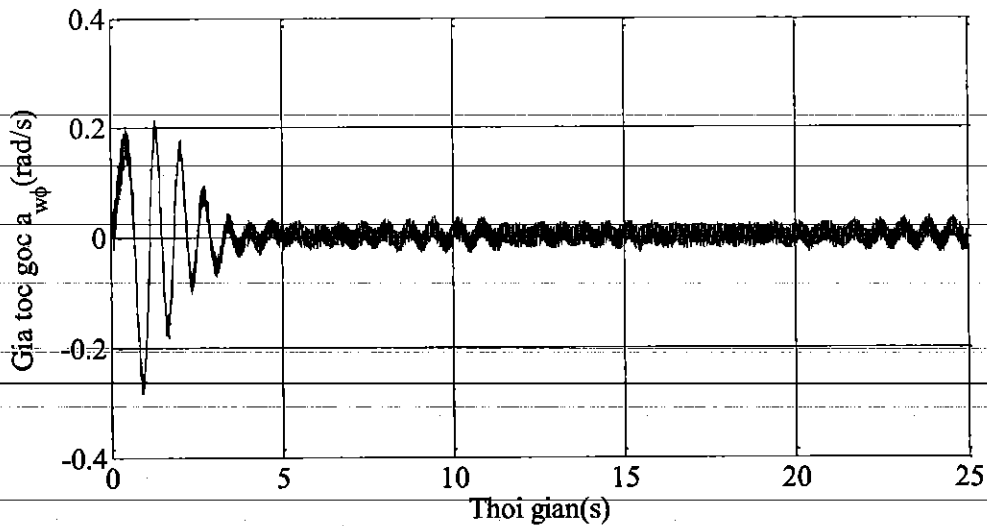
**c. Trường hợp 3:** Khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tăng tốc độ của động cơ ở chế độ tải lên chế độ trung bình  $n_e=3600$ (v/p).

Các gia tốc theo miền thời gian tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h và tăng tốc độ của động cơ ở chế độ tải lên chế độ trung bình  $n_e=3600$ (v/p) được thể hiện trên hình 3.4. Từ kết quả hình 3.4 chúng ta thấy biên độ của gia tốc giảm dần bắt đầu  $t=3$ s sau đó giữ dao động cân bằng xung quanh vị trí cân bằng của chúng thấp hơn trường hợp 1. Biên độ dao động tại vị trí cân bằng dao động ở chế độ này cao hơn trường hợp 2.

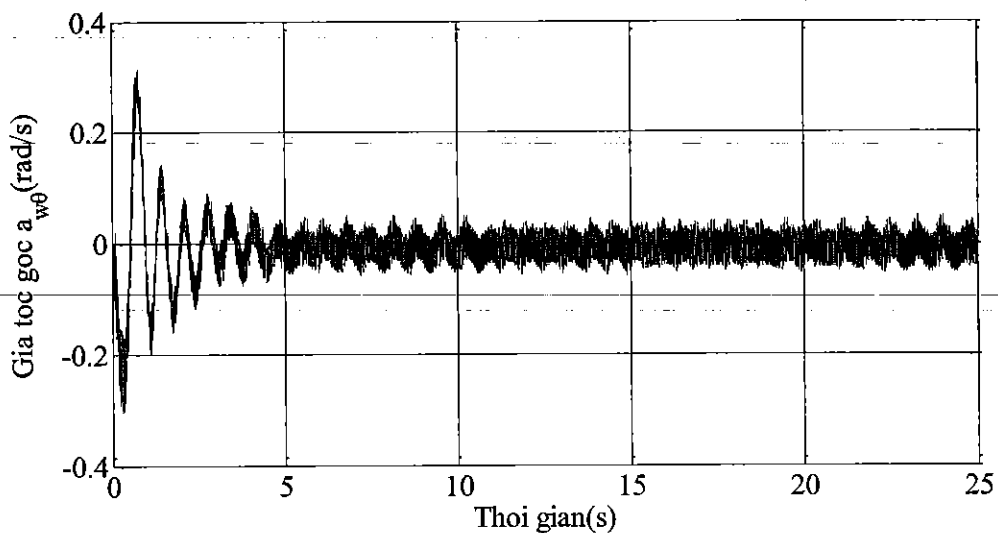


(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe





(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe



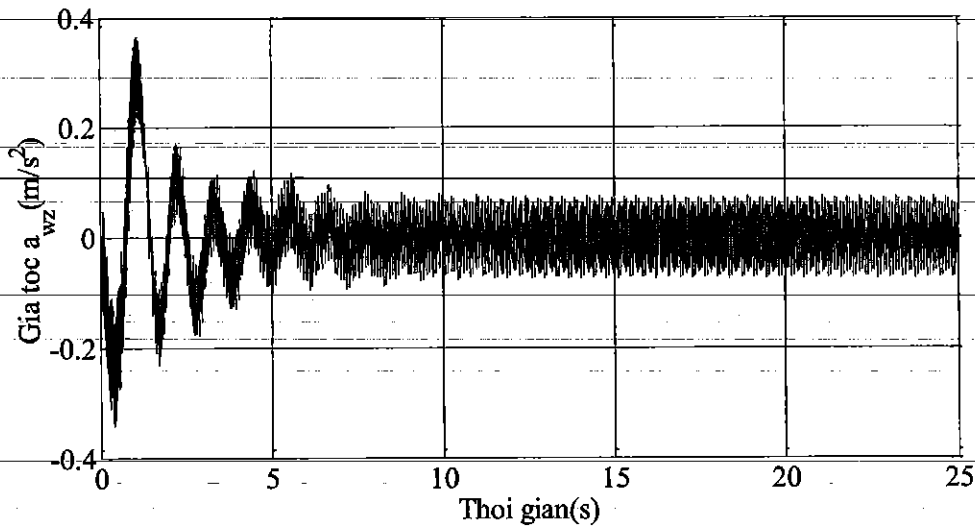
(c). Gia tốc góc lắc ngang bình phương trung tại vị trí trọng tâm thân xe

**Hình 3.4. Các gia tốc theo miền thời gian ( $V=0$  km/h và  $n_e=3600$  v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động**

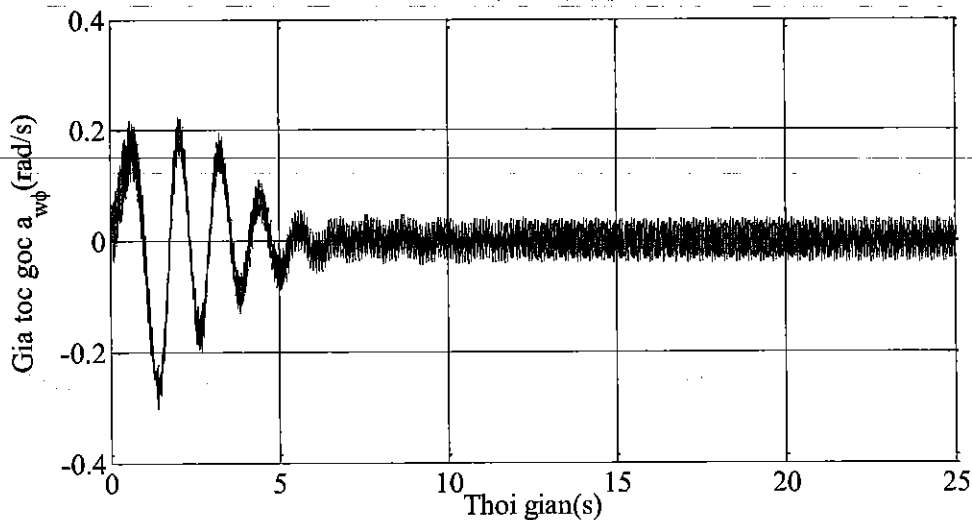
**d. Trường hợp 4:** Khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tăng tốc độ của động cơ ở chế độ tải lên chế độ cao  $n_e=5400$ (v/p).

Các gia tốc theo miền thời gian tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h và tăng tốc độ của động cơ ở chế độ tải lên chế độ cao  $n_e=5400$ (v/p) được thể hiện trên hình 3.5. Từ kết quả hình 3.5 chúng ta thấy biên độ của gia tốc giảm dần bắt đầu  $t=3$ s sau đó giữ dao

động cân bằng xung quanh vị trí cân bằng của chúng thấp hơn trường hợp 1. Biên độ dao động tại vị trí cân bằng dao động ở chế độ này cao hơn trường hợp 3.



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe

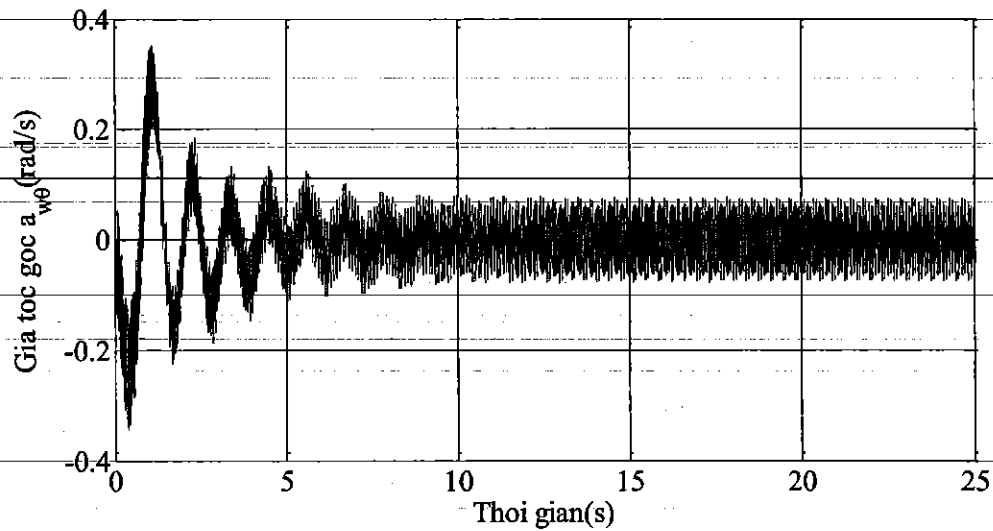


(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe

**e. Trường hợp 5:** Khi xe di chuyển trên điều kiện mặt đường ISO cấp B với  $V=72km/h$  và tốc độ động cơ  $n_e=1800(v/p)$

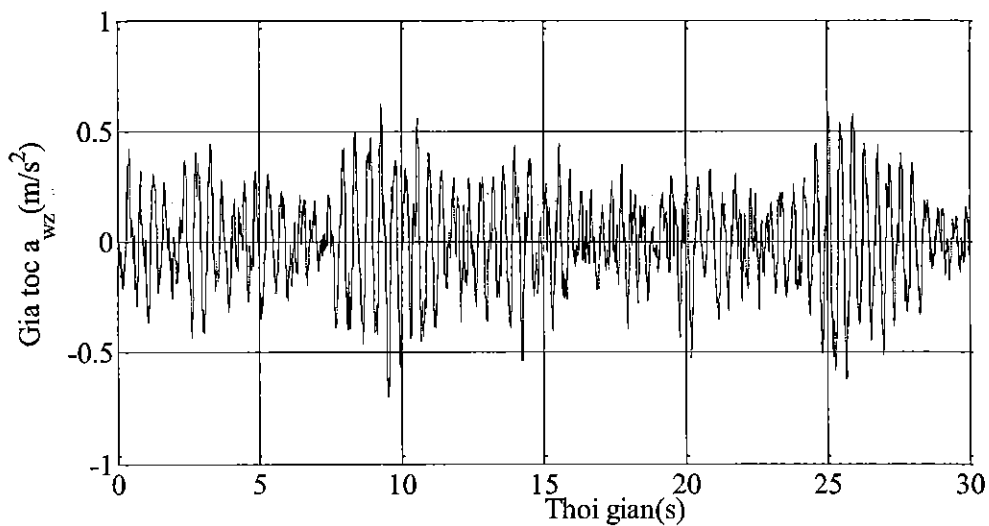
Các gia tốc theo miền thời gian tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động khi xe di chuyển trên điều kiện mặt đường ISO cấp B với  $V=72km/h$  và tốc độ động cơ  $n_e=1800(v/p)$  được thể hiện trên hình 3.6. Từ kết quả hình 3.5 chúng ta thấy biên độ của gia tốc không hiện tượng giảm và dao động

tại vị trí cân bằng. Điều này chứng tỏ rằng mô phỏng đường ảnh hưởng rất lớn đến dao động và chất lượng êm dịu của ô tô.

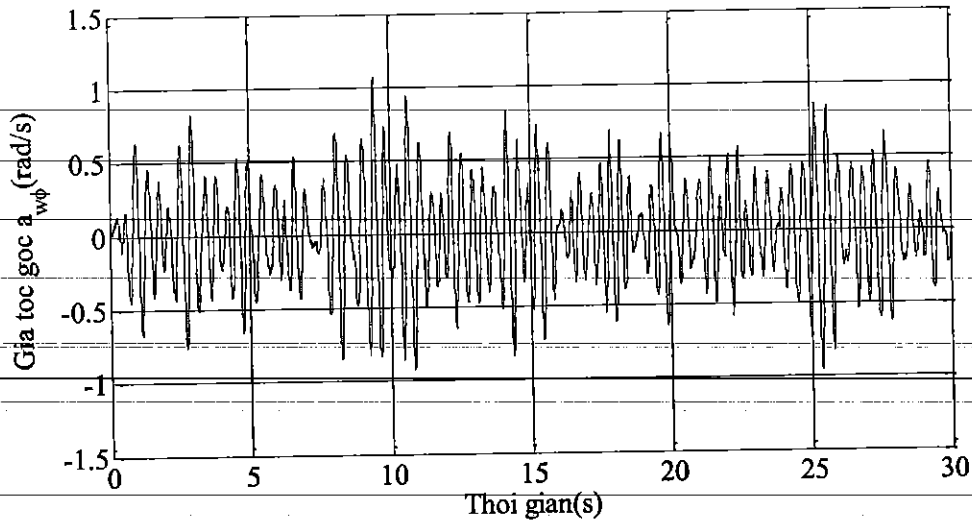


(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

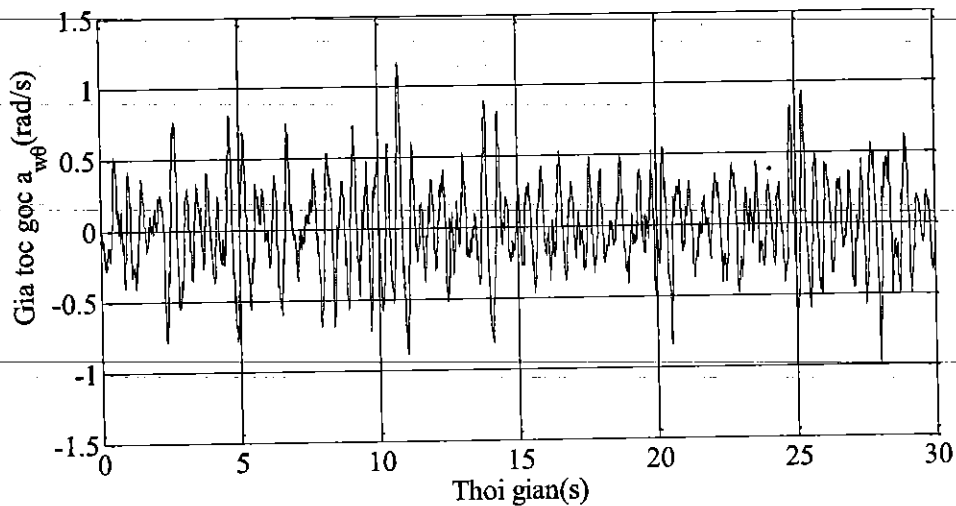
**Hình 3.5. Các gia tốc theo miền thời gian ( $V=0$  km/h và  $n_e=5400$  v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động**



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe



(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe



c. Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

**Hình 3.6. Các gia tốc theo miền thời gian ( $V=72$  km/h và  $n_e=5400$  v/p) tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động cao su thủy lực bị động**

Để nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô cũng như giảm ồn của ô tô, trong đề tài này tác giả tiến hành điều khiển hệ số cản thủy lực của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực của động cơ ở phần dưới đây.

### 3.3. Phân tích đánh giá hiệu quả đệm cách dao động bán chủ động.

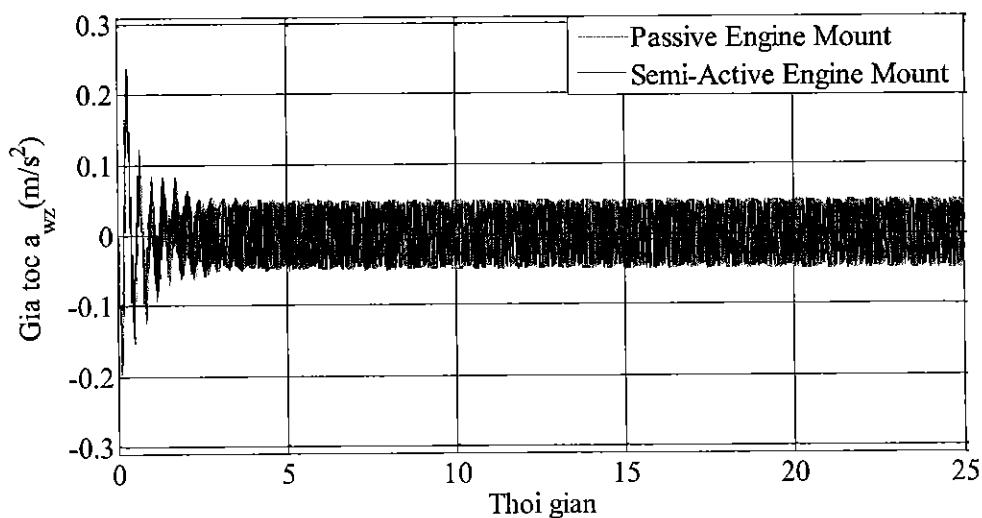
**a. Trường hợp 1:** Khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tốc độ của động cơ ở chế độ không tải  $n_e=760$ (v/p)

Từ kết quả mô phỏng trên xác định được gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang của xe theo công thức của tiêu chuẩn quốc tế ISO 2631-1 (1997)[12] đã được trình bày chương 1, Bảng 3.2 thể hiện giá trị so sánh hệ thống đệm cách dao động bán chủ động với bộ điều khiển Fuzzy logic so với hệ thống đệm cách dao động bị động.

**Bảng 3.2. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 1**

Thông số	$a_{bwz} / (m/s^2)$	$a_{bw\phi} / (rad/s^2)$	$a_{bw\theta} / (rad/s^2)$
Đệm bị động	0.0382	0.0208	0.0371
Đệm bán chủ động	0.0359	0.0203	0.0350
Giảm %	6.4%	2.5%	6.0%

Từ kết quả trên Bảng 3-2 chúng ta thấy rằng các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 6.4%, 2.5% và 6.0% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động. Hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động nâng cao đáng kể chất lượng êm dịu của ô tô. Kết quả so sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 1 được thể hiện bằng đồ thị hình 3.6.

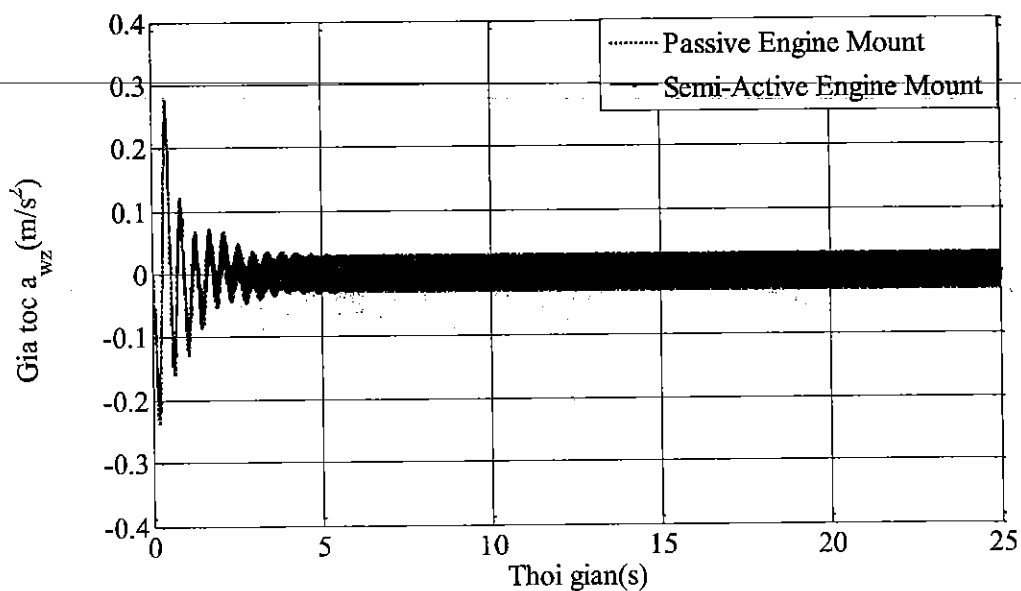


(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe

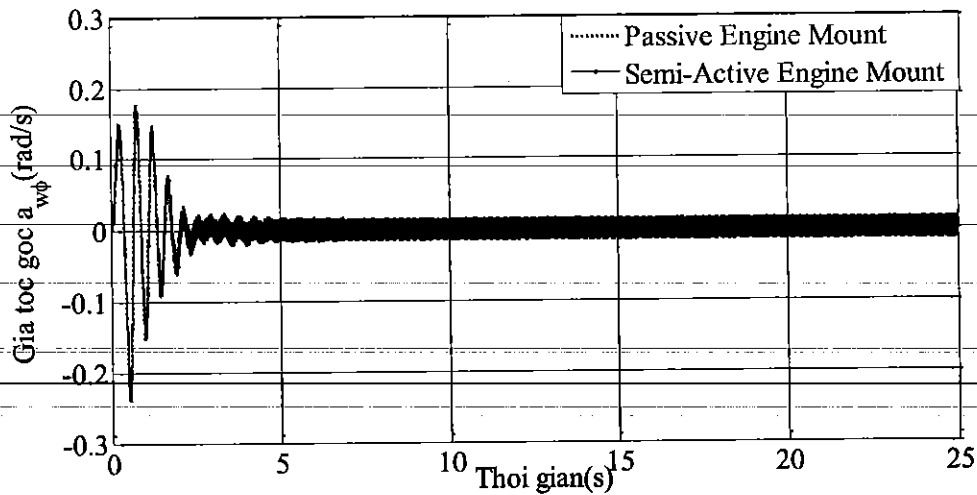
**Bảng 3.3. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 2**

Thông số	$a_{bws} / (m/s^2)$	$a_{bw\varphi} / (rad/s^2)$	$a_{bw\theta} / (rad/s^2)$
Đệm bị động	<b>0.0363</b>	<b>0.0273</b>	<b>0.0368</b>
Đệm bán chủ động	0.0352	0.0264	0.0356
Giảm %	<b>3.1%</b>	<b>3.4%</b>	<b>3.4%</b>

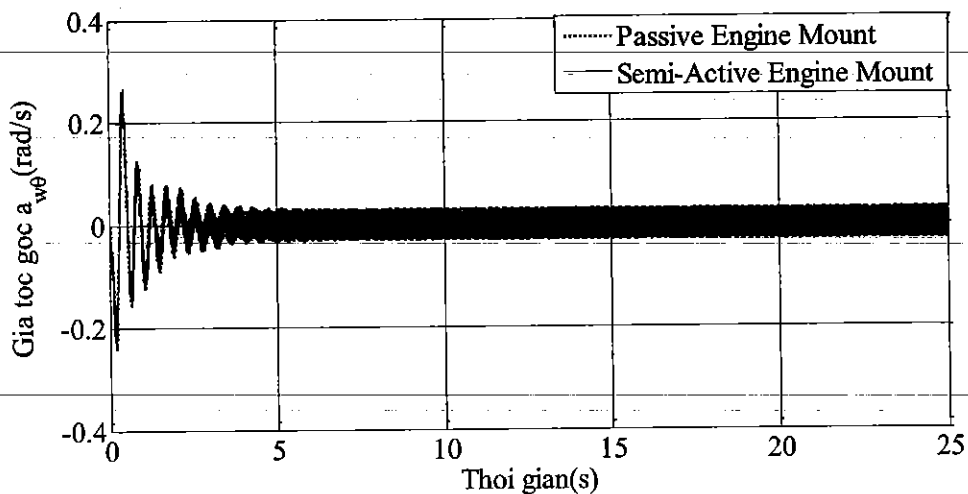
Từ kết quả trên Bảng 3-3 chúng ta thấy rằng các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 3.1%, 3.4% và 3.4% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động. Hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động trường hợp 2 kém hơn trường hợp 1. Kết quả so sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 2 được thể hiện bằng đồ thị hình 3.7.



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe.



(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe.



(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

**Hình 3.7. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 2**

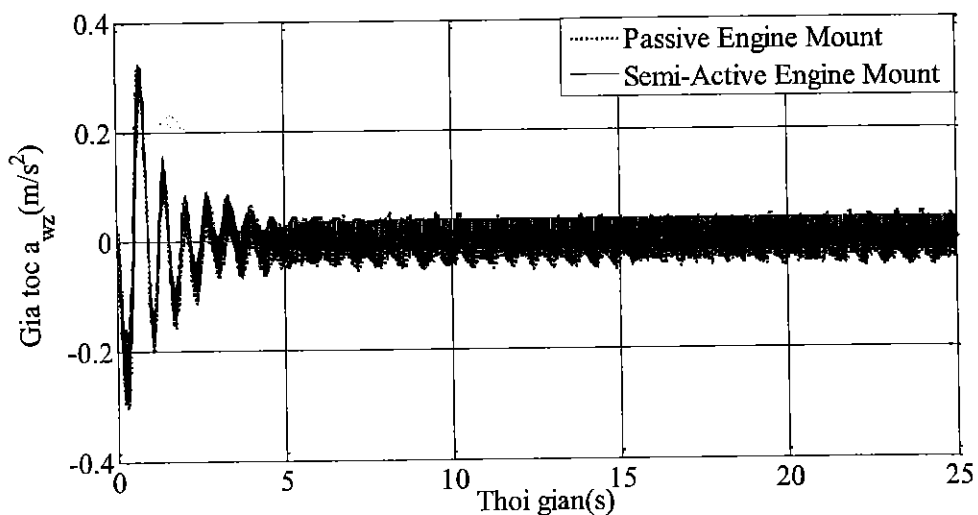
**c. Trường hợp 3:** Khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tăng tốc độ của động cơ ở chế độ tải lên chế độ trung bình  $n_e=3600$ (v/p).

Tương tự như trường hợp 1 và trường hợp 2, từ kết quả mô phỏng trên xác định được gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang của xe đã được trình bày chương 1, Bảng 3.4 thể hiện giá trị so sánh hệ thống đệm cách dao động bán chủ động với bộ điều khiển Fuzzy logic so với hệ thống đệm cách dao động bị động.

**Bảng 3.4. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 3**

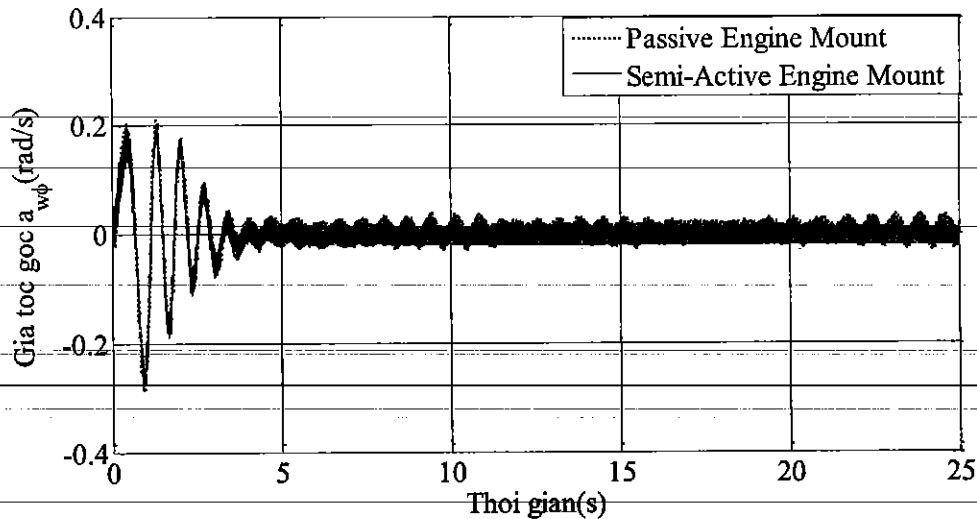
Thông số	$a_{bwz} / (m/s^2)$	$a_{bw\phi} / (rad/s^2)$	$a_{bw\theta} / (rad/s^2)$
Đệm bị động	<b>0.0396</b>	<b>0.0321</b>	<b>0.0399</b>
Đệm bán chủ động	<b>0.0373</b>	<b>0.0310</b>	<b>0.0377</b>
Giảm %	6.2%	3.5%	5.8%

Từ kết quả trên Bảng 3-4 chúng ta thấy rằng các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 6.2%, 3.5% và 5.8% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động. Hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động trường hợp 3 tốt hơn trường hợp 2. Kết quả so sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 3 được thể hiện bằng đồ thị hình 3.8.

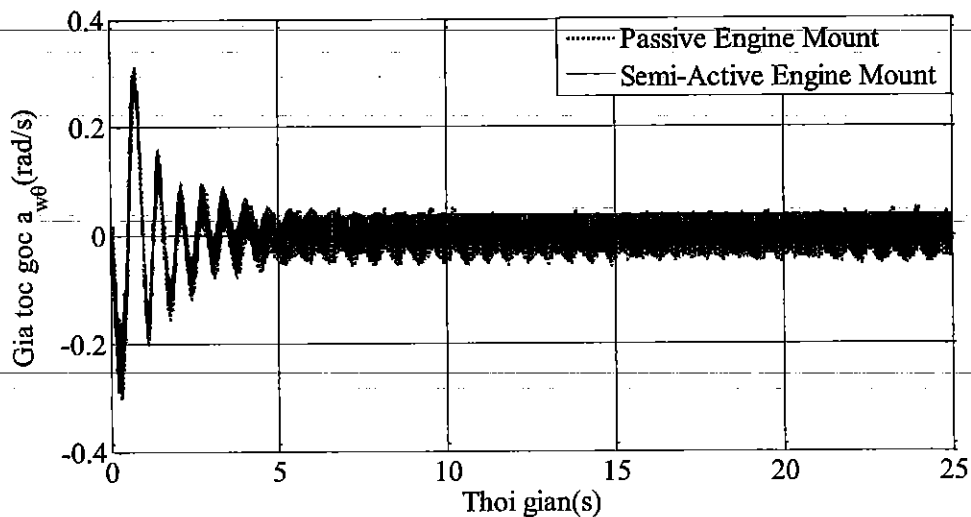


(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe.





(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe



(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

**Hình 3.8. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 3.**

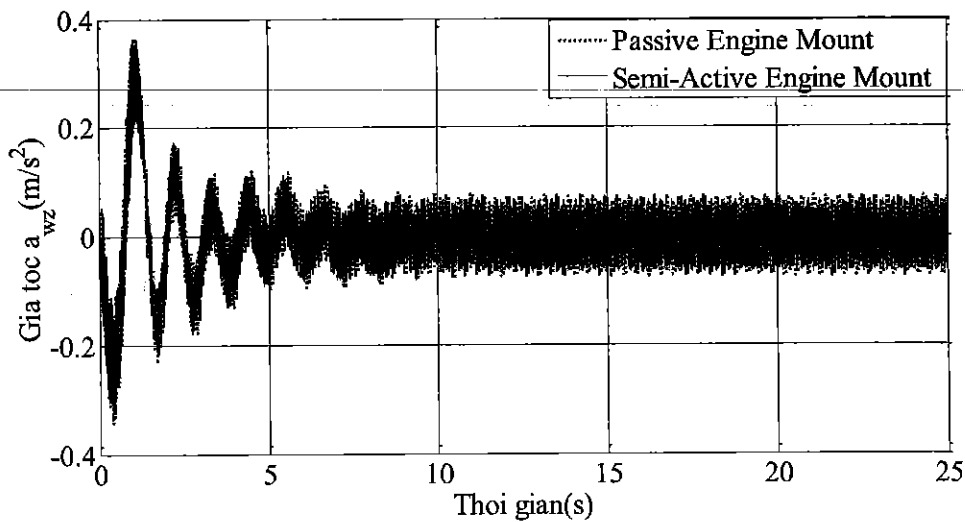
**d. Trường hợp 4:** Khi vận tốc ô tô  $V=0$  km/h (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tăng tốc độ của động cơ ở chế độ tải lên chế độ cao  $n_e=5400$ (v/p).

Tương tự như trường hợp trên, từ kết quả mô phỏng trên xác định được gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang của xe đã được trình bày chương 1, Bảng 3.5 thể hiện giá trị so sánh hệ thống đệm cách dao động bán chủ động với bộ điều khiển Fuzzy logic so với hệ thống đệm cách dao động bị động.

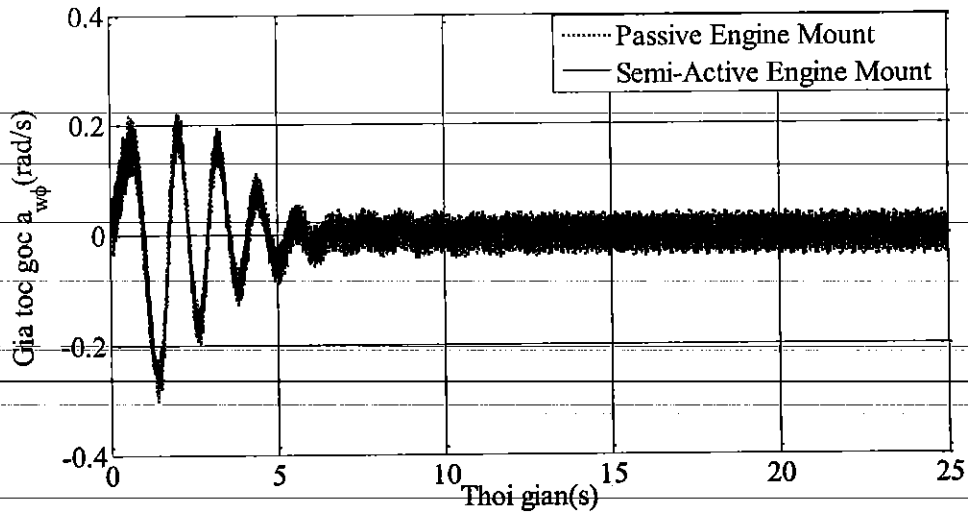
**Bảng 3.5. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 4**

Thông số	$a_{bwz} / (m/s^2)$	$a_{bwp} / (rad/s^2)$	$a_{bw\theta} / (rad/s^2)$
Đệm bị động	<b>0.0396</b>	<b>0.0534</b>	<b>0.0543</b>
Đệm bán chủ động	<b>0.0350</b>	<b>0.0498</b>	<b>0.0506</b>
Giảm %	5.4%	7.2%	7.3%

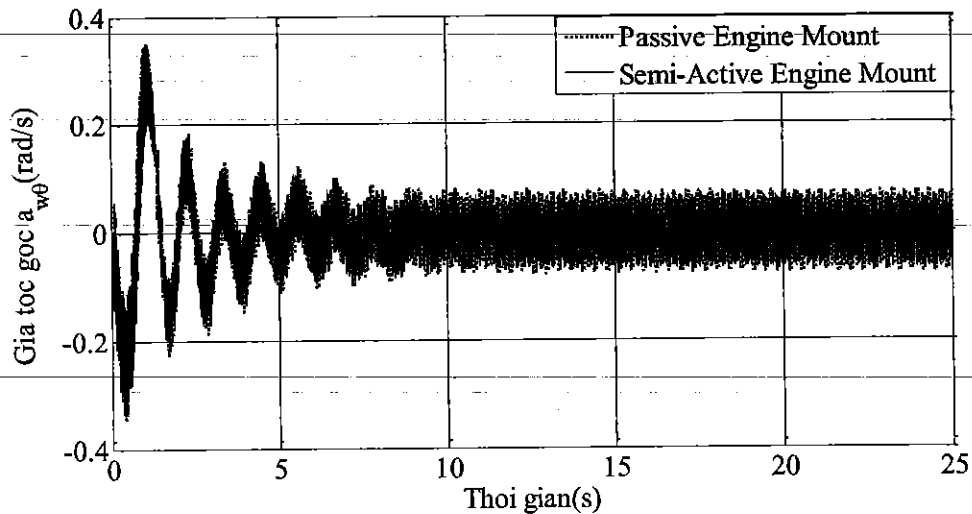
Từ kết quả trên Bảng 3-5 chúng ta thấy rằng các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 5.5%, 7.2% và 7.3% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động. Hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động trường hợp 4 tốt hơn trường hợp trên đối với lắc dọc và ngang thân xe. Kết quả so sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 4 được thể hiện bằng đồ thị hình 3.9.



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe



(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe



(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

**Hình 3.9. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 4.**

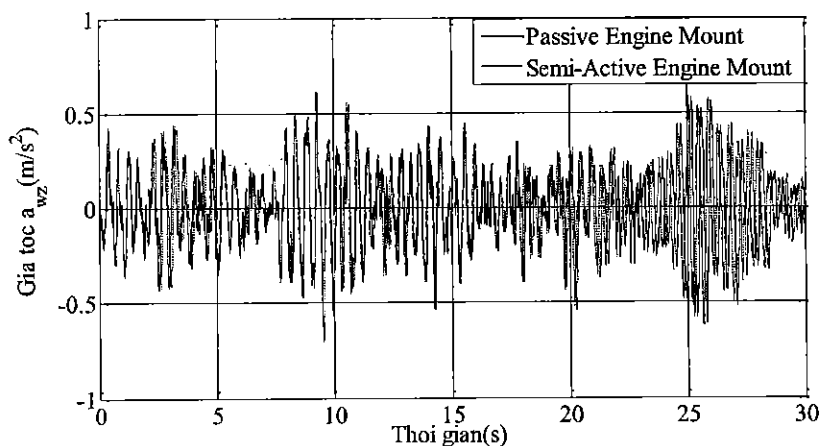
**e. Trường hợp 5:** Khi xe di chuyển trên điều kiện mặt đường ISO cấp B với  $V=72\text{km/h}$  và tốc độ động cơ  $n_e=1800(\text{v/p})$ .

Tương tự như trường hợp trên, từ kết quả mô phỏng trên xác định được gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang của xe đã được trình bày chương 1, Bảng 3.6 thể hiện giá trị so sánh hệ thống đệm cách dao động bán chủ động với bộ điều khiển Fuzzy logic so với hệ thống đệm cách dao động bị động.

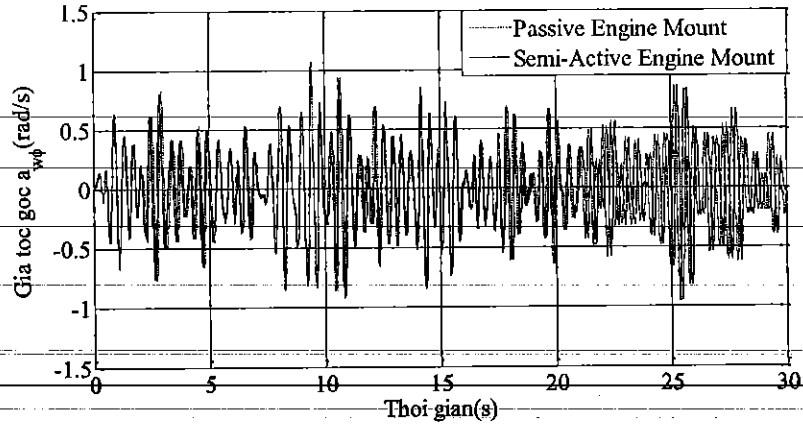
**Bảng 3.6. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 5**

Thông số	$a_{bwz} / (m/s^2)$	$a_{bwp} / (rad/s^2)$	$a_{bwo} / (rad/s^2)$
Đệm bị động	<b>0.3543</b>	<b>0.2141</b>	<b>0.3149</b>
Đệm bán chủ động	<b>0.3410</b>	<b>0.0127</b>	<b>0.3022</b>
Giảm %	3.9%	5.6%	4.2%

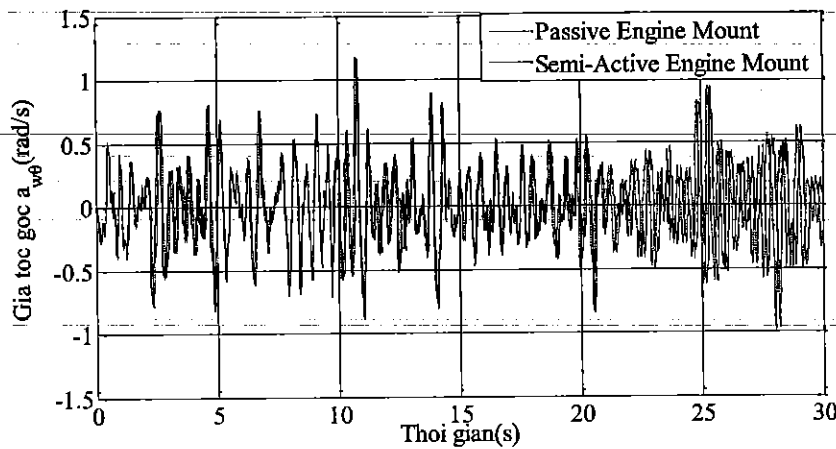
Từ kết quả trên Bảng 3-6 chúng ta thấy rằng các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 3.9%, 5.6% và 4.2% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động. Hiệu quả giảm dao động của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động trường hợp 5 chứng tỏ điều khi xe chuyển động trên đường dao động động cơ ảnh hưởng rất lớn đến lắc dọc và ngang thân xe. Kết quả so sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 5 được thể hiện bằng đồ thị hình 3.10.



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe



(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe

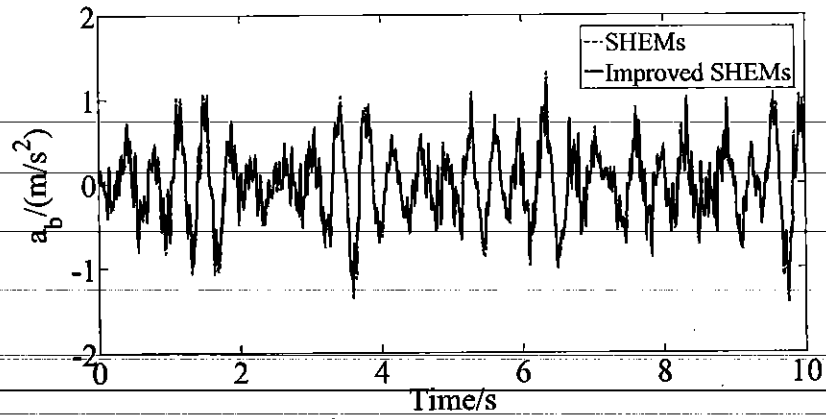


(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

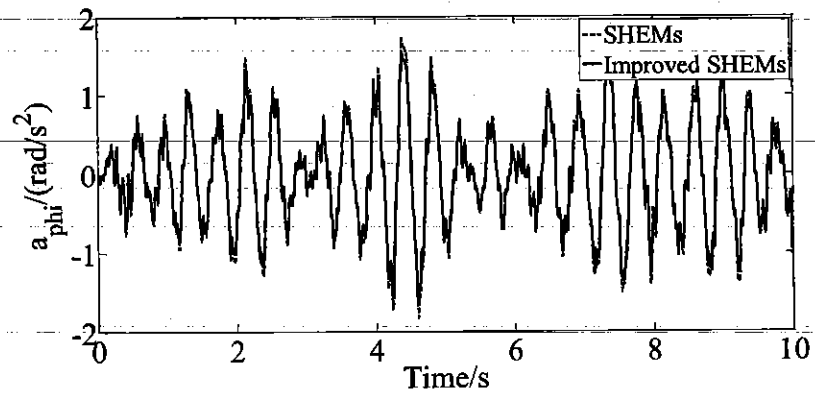
**Hình 3.10. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động và bị động ở trường hợp 5.**

### 3.4. Phân tích hiệu quả tối ưu luật điều khiển

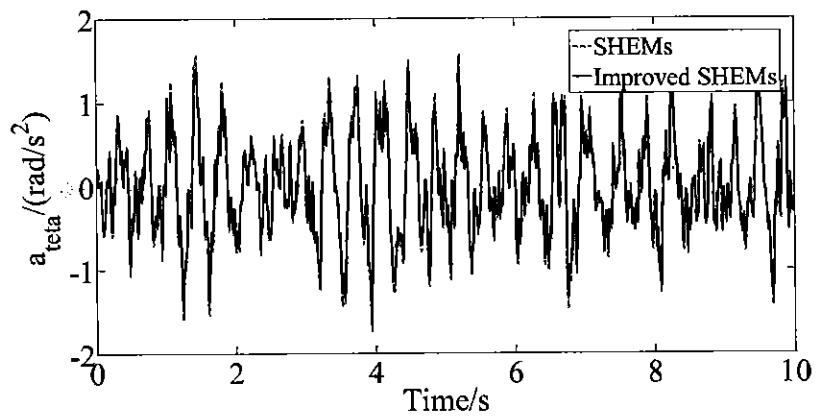
Gia tốc theo phương thẳng đứng của thân xe và gia tốc góc lắc dọc và ngang thân xe với hệ thống đệm cách dao động bán chủ động sử dụng tối ưu luật điều khiển Fuzzy logics (Improved SHEMs) so với hệ thống đệm cách dao động bán chủ động (SHEMs) khi xe di chuyển trên điều kiện mặt đường ISO cấp B với  $V=76.6$  km/h và tốc độ động cơ  $n_e=1780$ (v/p) được thể hiện Hình 3.11. Từ kết quả trên Hình 3.11 chúng ta xác định được gia tốc bình phương trung bình của thân xe, ( $a_{wb}$ ,  $a_{wphi}$  và  $a_{wtheta}$ ), các giá trị  $a_{wb}$ ,  $a_{wphi}$  và  $a_{wtheta}$  với hệ thống Improved SHEM đã giảm lần lượt 8.68%, 7.52% và 7.54% so với hệ thống SHEM, điều đó độ êm dịu của xe được cải thiện đáng kể.



(a). Gia tốc theo phương thẳng đứng tại vị trí trọng tâm thân xe



(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe



(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

**Hình 3.11. So sánh hiệu quả của bộ điều khiển tối ưu và bộ điều khiển thông thường**

### **3.4. Kết luận**

Kết quả chương này mô phỏng được cơ hệ dao động gồm ảnh hưởng của dao động động cơ với hệ thống đệm cách dao động bị động và bán chủ động với các chế độ tải khác nhau của động cơ và ô tô. Phân tích được hiệu quả của hệ thống đệm cách động cơ bán chủ động so với hệ thống đệm bị động ở các điều kiện khác nhau theo hướng nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô. Hệ thống bán chủ động cải tiến có hiệu quả tốt hơn về độ êm dịu chuyển động của xe.

## KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

Sau một thời gian nghiên cứu, với sự nỗ lực của bản thân đề tài NCKH cấp cơ sở đã hoàn thành. Một số kết quả đạt được dưới đây

- Phân tích và chỉ ra được tính cấp thiết của đề tài;
- Xây dựng được mô hình dao động không gian toàn xe với 10 bậc tự do có xét ảnh hưởng của dao động động cơ đốt trong.
- Phân tích được các hàm kích thích dao động như mấp mô mặt đường và kích thích động cơ đốt trong;
- Xây dựng được bộ điều khiển Fuzzy Logic để điều khiển hệ số cản của giảm chấn thủy lực.
- Phân tích hiệu quả của hệ thống treo bán chủ động so với hệ thống treo bị động trong năm điều kiện làm việc cụ thể:
  - + Các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 6.4%, 2.5% và 6.0% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động trong trường hợp 1.
  - + Các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 3.1%, 3.4% và 3.4% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động trong trường hợp 2.
  - + Các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 6.2%, 3.5% và 5.8% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động trong trường hợp 3.
  - + Các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 5.5%, 7.2% và 7.3% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động trong trường hợp 4.



+ Các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe của thân xe theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động giảm 3.9%, 5.6% và 4.2% so với hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực bị động trường hợp 5.

+ Các giá trị  $a_{wb}$ ,  $a_{wphi}$  và  $a_{wteta}$  với hệ thống Improved SHEM đã giảm lần lượt 8.68%, 7.52% và 7.54% so với hệ thống SHEM, điều đó độ êm dịu của xe được cải thiện đáng kể.

Tuy nhiên đề tài còn một số hạn chế, hy vọng trong tương lai sẽ hoàn thiện theo các hướng sau đây:

- Phân tích các hàm theo tần số để xem xét các hiện tượng cộng hưởng do kích thích động cơ gây ra.
- Phân tích mô hình toán và tối ưu điều khiển hệ thống.
- Áp dụng thuật toán tối ưu một hay nhiều hàm mục tiêu để tối ưu các thông số hệ thống đệm cách dao động bị động.
- Thí nghiệm thực tế để so sánh với kết quả mô phỏng.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

### Tiếng Việt

1. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh( 2010), *Lý thuyết ô tô*, NXBKHKHT Hà Nội.
2. Đào Mạnh Hùng , *Dao động ô tô – máy kéo*, Trường ĐH GTVT Hà Nội.
3. Vũ Đức Lập (1994), *Dao động ô tô, Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.*
4. Vũ Đức Lập (2001), *Ứng dụng máy tính trong tính toán xe quân sự* , Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
5. Nguyễn Việt Hùng, Nguyễn Tấn Đồi, Trương Ngọc Anh, Tạ Văn Phương(2008), *Điều khiển thông minh*, Trường ĐHSPTK TP Hồ Chí Minh
6. Nguyễn Như Hiền, Lại Khắc Lãi(2007), *Hệ mờ và Noron trong kỹ thuật điều khiển*, Nhà xuất bản khoa học tự nhiên và công nghệ, Hà Nội
7. Nguyễn Khắc Tuấn (2003), *Nghiên cứu ảnh hưởng của mô men xoắn động cơ đến hệ thống truyền lực thủy cơ*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.
8. Khiếu Hữu Hùng (2005), *Khảo sát dao động xoắn trục khuỷu động cơ và ảnh hưởng của nó đến hệ thống truyền lực trên ô tô*, Đề tài thạc sỹ khoa học, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.
9. Nguyễn Tân Chính (2009), *Mô phỏng dao động động cơ đốt trong và xem xét ảnh hưởng của nó đến độ êm dịu chuyển động của ô tô du lịch*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên, Thái Nguyên.
10. Hoàng Anh Tấn (2015), *Nghiên cứu ảnh hưởng của yếu tố dao động từ động cơ đến độ êm dịu của ô tô du lịch*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Giao thông Vận tải - Hà Nội, Hà Nội.
11. Hoàng Anh Tấn (2019), *Nghiên cứu hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong ô tô du lịch*, Báo cáo tổng kết đề tài NCKH cấp trường, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên, Thái Nguyên.

## Tiếng Anh

12. Nguyen Khac Tuan, Le Van Quynh(2012). Modeling and Simulation of Vehicle Vertical Vibration from Powertrain and Road Excitations. *Sustainability(ISTS 2012)*, Bangkok, Thailand.
13. Le Van Quynh, Hoang Anh Tan, Nguyen Khac Minh(2015). *Influence of the Engine Mounting System on the Automotive Ride Comfort*. TNU Journal of Science and Technology. Vol.139(9), pp.25-30.
14. ISO 2631-1 (1997). *Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration*, Part I: General requirements, The International Organization for Standardization.
15. ISO 8068(1995). *Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data*
16. M.Mitschke: *Einfluss der Strassenunebenheit auf Fahrzeugschwingung*, IfF-Bericht, TU Braunschweig, 1986.
17. Mitschke, M: *Dynamik der Kraftfahrzeuge, B: Fahrzeugschwingung*, Springer, 1992, Berlin.
18. P.E. Geck, R.D. Patton (1984), Front wheel drive engine mount optimization. *SAE paper 840736*.
19. D.A. Swanson (1993). Active engine mounts for vehicles. *SAE Paper 932432*.
20. T. Ushijima, K. Takano, H. Kojima(1988). High performance hydraulic mount for improving vehicle noise and vibration. *SAE Paper 880073*.
21. Truong, T. Q., & Ahn, K. K. (2010). A new type of semi-active hydraulic engine mount using controllable area of inertia track. *Journal of Sound and Vibration*, 329(3), 247–260.
22. Christopherson, J., Mahinfalah, M., & Jazar, R. N. (2012). Suspended Decoupler: A New Design of Hydraulic Engine Mount. *Advances in Acoustics and Vibration*, 2012, 1–11.

23. Elahinia, M., Ciocanel, C., Nguyen, T. M., & Wang, S. (2013). MR- and ER-Based Semiactive Engine Mounts: A Review. *Smart Materials Research*, 2013, 1–

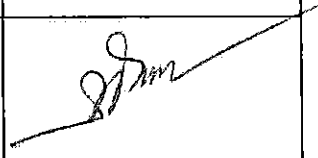
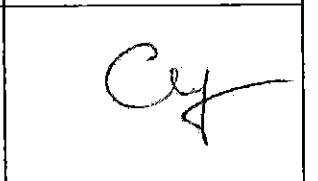
24. Li, R., Chen, W.-M., & Liao, C.-R. (2009). *Hierarchical fuzzy control for engine isolation via magnetorheological fluid mounts*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 224(2), 175–187.

25. G Bonin, G Cantisani, G Loprencipe, M Sbroll (2007). Ride quality evaluation: 8 dof vehicle model calibration. 4th International SIIV Congress- Palermo, Italy.

**PHỤ LỤC: BÀI BÁO KHOA HỌC**

[1] Nguyen Dinh Tan, Le Van Quynh, Vu Thi Hien. *Fuzzy control for a semi-active hydraulic engine mounting system of a passenger car*. International Journal of Engineering Inventions e-ISSN: 2278-7461, p-ISSN: 2319-6491 Volume 12, Issue 5 [May. 2023] PP: 498-503.

**THUYẾT MINH ĐỀ TÀI**  
**KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP TRƯỜNG NĂM 2022**

<b>1. TÊN ĐỀ TÀI</b>		<b>2. MÃ SỐ</b>		
Tối ưu và điều khiển hệ thống đệm cách động cơ đốt trong trên ô tô		T2022-B25		
<b>3. LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU</b>		<b>4. LOẠI HÌNH NGHIÊN CỨU</b>		
Khoa học Tự nhiên <input type="checkbox"/> Khoa học Kỹ thuật và Công nghệ <input checked="" type="checkbox"/>		Cơ bản <input checked="" type="checkbox"/> Ứng dụng <input type="checkbox"/> Triển khai <input type="checkbox"/>		
Khoa học Y, dược <input type="checkbox"/> Khoa học Nông nghiệp <input type="checkbox"/>				
Khoa học Xã hội <input type="checkbox"/> Khoa học Nhân văn <input type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>		
<b>5. THỜI GIAN THỰC HIỆN DỰ KIẾN: 12 tháng</b>				
Từ tháng 1 năm 2022 đến tháng 12 năm 2022				
<b>6. CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI</b>				
Họ và tên: Lê Văn Quỳnh		Học vị: TS		
Chức danh khoa học: PGS		Năm sinh: 1979		
Địa chỉ cơ quan:		Điện thoại di động: 0917083522		
Điện thoại cơ quan:		Fax:		
E-mail: lequynh@tnut.edu.vn				
<b>7. NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI</b>				
TT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn	Nội dung nghiên cứu cụ thể được giao	Chữ ký
1	Hoàng Anh Tấn	Khoa KT Ô tô và MDL	Xây dựng mô hình dao dao động toàn xe	
2	Bùi Văn Cường	Khoa KT Ô tô và MDL	Tối ưu thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động	
<b>8. 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

★ BỔ

hệ thống treo cao và hệ thống treo có điều khiển tích cực được Swanson D. được công bố trên tạp chí kỹ thuật ô tô thế giới[22]; kết quả của nhiều nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng tần số và hệ số cản hệ thống treo động cơ đến giảm dao động; nghiên cứu hiệu quả của hệ thống treo động cơ kết hợp giữa thủy lực và cao su nhằm làm giảm dao động và tiếng ồn được đề xuất bởi T. Ushijima, K. Takano và H. Kojima năm 88[23]; các giải thuật tối ưu trong điều khiển các ngày càng áp dụng trong hệ thống treo động cơ đốt trong, nó được thể hiện nhiều các công trình nghiên cứu[20,22]. Tuy nhiên các nghiên cứu ở trên chưa đề cập đến vấn đề tối ưu và điều khiển các thông số hệ thống đệm cách động cơ. Trong nghiên cứu này, đề tài tập trung vào nghiên cứu tối ưu và điều khiển hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong trên ô tô.

9.2. 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] HA Tan, LV Quynh, NV Liem, BV Cuong, LX Long. "Influence of damping coefficient into engine rubber mounting system on vehicle ride comfort". Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 29, 2019, p. 112-117. <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21084>

[2] Hoàng Anh Tấn, "Nghiên cứu ảnh hưởng của dao động động cơ đến độ êm dịu ô tô". Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số đặc biệt tháng 3/2016, pp 228-233.

b) Của các thành viên tham gia nghiên cứu

(Những công trình tiêu biểu được công bố trong 3 năm gần nhất)

[1] Bùi Văn Cường, Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Thành Công, "Tối ưu thông số thiết kế đệm cách dao động cabin xe lu rung". Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số đặc biệt tháng 3/2016, pp 143-148.

[2] Cảnh Chí Huân, Nguyễn Khắc Tuấn, "Nghiên cứu ảnh hưởng của momen kích thích động cơ đốt trong đến tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực thủy cơ ô tô". Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số đặc biệt tháng 3/2016, pp 278-283.

Tài liệu tham khảo

- [1]. Đặng Việt Hà(2010), *Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số đến độ êm dịu chuyển động của ô tô khách được đóng mới ở Việt Nam*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học giao thông vận tải Hà Nội.
- [2]. Trịnh Minh Hoàng(2002), *Khảo sát dao động xe tải hai cầu dưới kích động ngẫu nhiên của mặt đường*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội.
- [3]. Đào Mạnh Hùng(2005), *Nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng mặt đường đến tải trọng tác dụng lên ô tô tại quốc lộ 1A đoạn đường Hà nội- Lạng sơn*, đề tài cấp bộ, Trường Đại học giao thông vận tải Hà Nội.
- [4]. Võ Văn Hùng (2004), *Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội.
- [5]. Lưu Văn Tuấn (1994), *Nghiên cứu dao động xe ca Ba Đình trên cơ sở đề xuất các biện pháp nâng cao độ êm dịu chuyển động*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.

## 12.2. Phạm vi nghiên cứu

Trong phạm vi của đề tài, một mô hình dao động của toàn xe với 2 nguồn kích thích dao động, tối ưu và bộ điều khiển được thiết lập để điều khiển hệ số cản của hệ thống đệm cách dao động cho động cơ đốt trong nhằm giảm dao động toàn xe.

## 13. CÁCH TIẾP CẬN, PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

### 13.1. Cách tiếp cận

Nội dung nghiên cứu được tiếp cận qua các nghiên cứu trong nước và quốc tế liên quan đến nội dung đề tài trong các năm gần đây.

### 13.2. Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu lý thuyết: mô phỏng và điều khiển hệ thống đệm cách cho động cơ đốt trong

## 14. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU VÀ TIẾN ĐỘ THỰC HIỆN

14.1. Nội dung nghiên cứu (*Mô tả chi tiết những nội dung nghiên cứu phù hợp với mục tiêu của đề tài, ghi rõ nội dung là: báo cáo các bài báo bằng tiếng Anh (là sản phẩm của đề tài sau khi được chấp nhận đăng) tại hội thảo đơn vị*)

- Tổng quan đề tài;
- Xây dựng mô hình dao động, thuật toán tối ưu và bộ điều khiển;
- Phân tích và đánh giá hiệu quả.

### 14.2. Tiến độ thực hiện

STT	Các nội dung, công việc thực hiện	Sản phẩm	Thời gian (bắt đầu-kết thúc)	Người thực hiện
1	Tổng quan về đề tài nghiên cứu	Báo cáo	01/2022-02/2022	Lê Văn Quỳnh
2	Xây dựng mô hình dao động toàn xe	Báo cáo	02/2022-03/2022	Hoàng Anh Tấn
3	Tối ưu thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động	Báo cáo	03/2022-04/2022	Bùi Văn Cường
4	Điều khiển hệ số cản của hệ thống đệm cách dao động	Báo cáo	05/2022-06/2022	Lê Văn Quỳnh
5	Phân tích hiệu quả	Báo cáo	06/2022-07/2022	Lê Văn Quỳnh
6	Viết báo đăng trên các tạp chí khoa học.	Báo cáo	07/2022-11/2022	Lê Văn Quỳnh
7	Báo cáo tổng kết	Báo cáo	11/2022-12/2022	Lê Văn Quỳnh

## 15. SẢN PHẨM

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,...)



## Fuzzy control for a semi-active hydraulic engine mounting system of a passenger car

Nguyen Dinh Tan<sup>1</sup>, Le Van Quynh<sup>2</sup>, Vu Thi Hien<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Faculty of Mechanical Engineering, East Asia University of Technology, Bac Ninh, Vietnam

<sup>2,3</sup>Faculty of Vehicle and Energy Engineering, Thai Nguyen University of Technology, Thai Nguyen, Vietnam  
Email: lequynh@tmut.edu.vn

**ABSTRACT:** To improve the ride comfort of a passenger car, an improved semi-active hydraulic engine mounting system (improved SHEMs) is proposed to evaluate the ride comfort performance of its compared with semi-active hydraulic engine mounting system recommended by reference (SHEMs). A fuzzy logic controller with an improved control law is designed for control of the damping coefficient of a semi-active hydraulic engine mounting system. The obtained results indicate that the peak amplitude values of the time domain acceleration responses of vehicle body with improved SHEMs respectively reduce in comparison with SHEMs under different survey conditions. Especially, the values of the root mean square (r.m.s) acceleration responses of vehicle body ( $a_{wb}$ ,  $a_{\psi}$  and  $a_{\omega}$ ) with improved SHEMs reduce by 8.68%, 7.52% and 7.54% respectively in comparison with SHEMs.

**KEYWORDS:** Passenger car, Engine mounts, hydraulic engine mounts, semi-active hydraulic mounts

Date of Submission: 18-05-2023

Date of acceptance: 31-05-2023

### I. INTRODUCTION

Internal combustion engine (ICE) vibration not only affects the vehicle noises but also affects the vehicle ride comfort, especially, the low-frequency vibration excitation sources greatly affects the vehicle ride comfort. Engine vibration can also be generated by road pattern and transmitted from chassis. Engine mounts and bushings are devices that are used to isolate engine and chassis/body from each other. Engine hydraulic mount are designed to address the low frequency part of the excitation, which is usually the most important part. The higher frequency region is automatically filtered by soft materials inside the mount such as the main rubber. A method to improve vehicle ride comfort using additional damping coefficient values for an internal combustion engine (ICE) rubber mounting system was proposed to analyze the effect of the adding damping coefficient values into the rubber mounting system on vehicle ride comfort using a full-vehicle vibration model with 10 degrees of freedom under the combination of road surface roughness and ICE excitations [1]. A new semi-active magnetorheological (MR) engine mount in half car model was proposed for improving ride comfort. A dynamic sliding mode controller was developed for controlling the magnetic field strength of the engine mount coil [2]. The modelling, simulation and design of a semi-active engine mount that is designed specifically to address the complicated vibration pattern of variable displacement engines (VDE) was described to control the pressure regulator [3]. A new type of active engine mount system based around the use of the bellows, a voice coil motor and an accumulator was developed and The final design has been shown to reduce the transmitted forces significantly while it has a relatively small electrical power consumption [4]. The magnetorheological fluids (MRF) mount in squeeze mode for engine isolation was proposed and its damping characteristics were analyzed. A hierarchical fuzzy control (HFC) system was proposed to decrease the vertical vibration force and roll moment transmitted from an engine to a foundation based on an engine isolation dynamic model with three degrees of freedom [5].

For whole vehicle ride dynamic model, a 3D dynamic model with 14 degrees of freedom was developed with the dynamic models of the traditional and new air suspension systems to compare the performance of the air suspension systems for reducing the negative impacts on the road surface when vehicle moves on the different road conditions [6]. A full vehicle model with 15 degrees of freedom was established to analyze the performance of the hydro-pneumatic suspension system of heavy truck on the ride quality of road surfaces [7]. A 3D nonlinear dynamic model of a typical heavy truck with 14 degrees of freedom was established to analyze the effects of different road surface conditions on the safety of vehicle movement and the durability of parts of a vehicle [8]. A three-dimensional vibration model of bus with 10 DOF (degree of freedom) based on Dragan Sekulić model was proposed to analyze the suspension parameters directly influenced ride comfort [9]. However, these dynamic models do not take into account the internal combustion engine model and

The vertical balance forces of vehicle axles are determined below

$$m_{1r}\ddot{z}_{1r} = F_{1r} - F_{T1r} \quad (7)$$

$$m_{1l}\ddot{z}_{1l} = F_{1l} - F_{T1l} \quad (8)$$

$$m_{2r}\ddot{z}_{2r} = F_{2r} - F_{T2r} \quad (9)$$

$$m_{2l}\ddot{z}_{2l} = F_{2l} - F_{T2l} \quad (10)$$

where,  $F_{e1}, F_{e2}, F_{e3},$  and  $F_{e4}$  are the vertical forces of engine mounts;  $F_{1r}, F_{1l}, F_{2r},$  and  $F_{2l}$  are the vertical forces of vehicle suspension systems;  $F_{T1r}, F_{T1l}, F_{T2r},$  and  $F_{T2l}$  are the vertical forces of tires.

To determine the vertical forces of the semi-active hydraulic engine mount system (PHEM)s, the dynamic model of PHEM is shown in Figure 3.

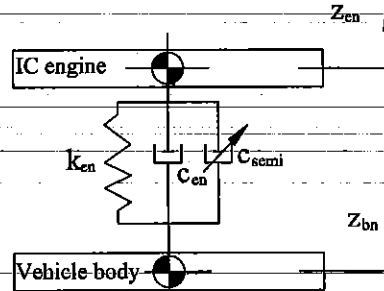


Figure 2. The dynamic model of semi-active hydraulic engine mounting system (SHEMs)[11].

From Fig.2, the vertical forces of SHEM transmitting to engine and vehicle bodies are defined as

$$F_{ensemi} = k_{en}(z_{en} - z_{bn}) + c_{en}(\dot{z}_{en} - \dot{z}_{bn}) + c_{isemi}(\dot{z}_{en} - \dot{z}_{bn}) \quad (11)$$

where,  $k_{en}$  and  $c_{en}$  are the stiffness and damping coefficients of passive hydraulic engine mounting system (PHEMs),  $c_{isemi}$  are the control damping coefficients of SHEMs ( $n=1-4$ ).

### Road Surface excitation [10, 11]

To evaluate the effect the internal combustion engine vibrations on vehicle ride comfort, the road surface roughness is road excitation which is simulated in space domain and acts as an input to the vehicle-road model. In this study, the road surface roughness is simulated according to the International Standards Organization (ISO) 8608 [13]. A road surface roughness is usually assumed to be a zero-mean stationary Gaussian random process and can be generated through an inverse Fourier transformation based on a power spectral density (PSD) function [10, 11]. The road surface roughness is generated as the sum of a series of harmonics:

$$q(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2G_g(n_{mid-k}) \Delta n_k} \cos(2\pi n_{mid-k}t + \phi_k) \quad (12)$$

where, the spatial frequency range,  $n_1 < n < n_2$ , is divided into several uniform intervals which have a width of  $\Delta n_k$ ;  $G_g(n)$  is PSD function ( $m^3/cycle/m$ ) for the road surface elevation, the power density  $G_g(n)$  in every small interval is substituted by  $G_g(n_{mid-k})$ , where  $n_{mid-k}$  ( $k=1, 2, \dots, n$ ) is center frequency among its intervals;  $n_k$  is the wave number (cycle/m);  $\phi_k$  is the random phase uniformly distributed from 0 to  $2\pi$ .

### ICE excitations [10,11]

The engine is supported by three mounts arranged vertically and both the foundation and the engine are assumed to be rigid, the foundation has a large mass and the mount mass is ignored, as shown in Fig 1. The vertical inertia force due to the reciprocating mass of the engine and the roll excitation moment of the engine, and it is herein called the torque, is a result of the torque from the inertia force and the gas explosion pressure and pitch excitation moment of the engine [5] is defined as

$$F_{ez} = 4m_c r \lambda \omega_0^2 \cos(2\omega_0 t) \quad (13)$$

$$M_{ex} = M_e [1 + 1.3 \sin(2\omega_0 t)] \quad (14)$$

$$M_{ey} = 4m_c r \lambda \omega_0^2 l \cos(2\omega_0 t) \quad (15)$$

where,  $m_c$  is the reciprocating mass of a piston,  $r$  is the radius of a crank,  $\lambda$  is the ratio of  $r$  to the length of the shaft,  $\omega_0$  is the rotational frequency of the crank,  $l$  is the distance between the CG and the centre-line of the second and third cylinders,  $M_e$  is mean value of torque.

SHEMs[11]. The  $a_{wb}$ ,  $a_{wphi}$  and  $a_{w\theta}$  values in comparison with ICE vibrations and without vibrations are shown in Fig.3. The root-mean-square (r.m.s) acceleration [14] is defined as

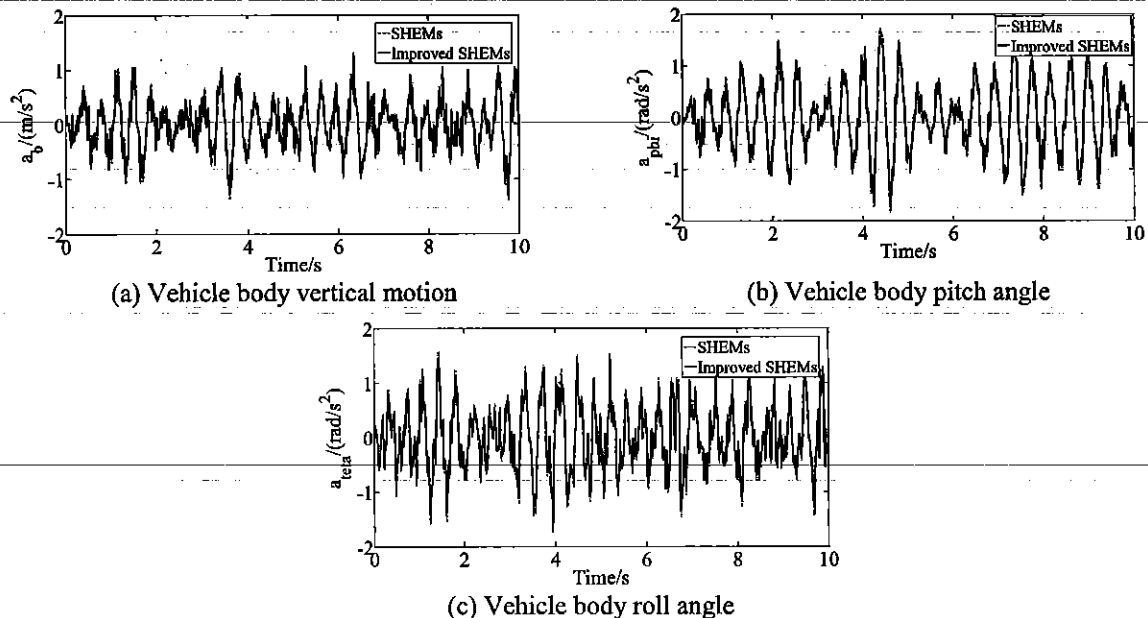
$$a_w = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (16)$$

where,  $a(t)$  is the weighted acceleration as a function of time,  $m/s^2$ ;  $T$  is the duration of the measurement or simulation time, s.

**Table 3.**  $a_{wb}$ ,  $a_{wphi}$  and  $a_{w\theta}$  values with SHEMs[11] and improved SHEMs

Change control law	$a_{wb}$ ( $m/s^2$ )	$a_{wphi}$ ( $rad/s^2$ )	$a_{w\theta}$ ( $rad/s^2$ )
SHEMs[11]	0.4525	0.6816	0.6013
Improved SHEMs	0.4163	0.6339	0.5592
Decrease (%)	8.69	7.52	7.54

The results in indicate that the values of the root mean square (r.m.s) acceleration responses of vehicle body ( $a_{wb}$ ,  $a_{wphi}$  and  $a_{w\theta}$ ) with improved SHEMs reduce by 8.68%, 7.52% and 7.54% respectively in comparison with SHEMs[11].



**Figure 3.** The time domain acceleration responses of vehicle body in comparison with improved SHEMs and with SHEMs[11]

### V. CONCLUSION

In this study, a fuzzy logic controller with an improved control law is designed for control of the damping coefficient of a semi-active hydraulic engine mounting system using a full-vehicle dynamic model under the combination of two excitation sources such as the internal combustion engine and road surface excitations[10, 11] to evaluate a comparison of the performance of improved semi-active hydraulic engine mounting system (Improved SHEMs) with semi-active hydraulic engine mounting system (PHEMs) [11] via vehicle ride comfort. The obtained results indicate that the peak amplitude values of the time domain acceleration responses of the vertical motion ( $a_b$ ), pitch and roll angles ( $a_{phi}$  and  $a_{\theta}$ ) of vehicle body with improved SHEMs are respectively reduce in comparison with SHEMs [11]. That indicates that the optimization of the control laws has significantly improved the controller efficiency.

### Acknowledgment

The authors wish to thank the Thai Nguyen University of Technology for supporting this work.

### REFERENCES

- [1]. H. A. Tan, L. V. Quynh, N. V. Liem, B. V. Cuong, L. X. Long, and V. T. Truyen (2019). Influence of damping coefficient into engine rubber mounting system on vehicle ride comfort. *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol. 29, pp. 112–117.
- [2]. Marzbanrad, S. S. Hosseini (2019). A New Semi-Active Magnetorheological Engine Mounts for Improving Vehicle Ride Comfort using Sliding Mode Controller, *Int. J. Nonlinear Anal. Appl.* 10 (2019), pp. 1-11.