

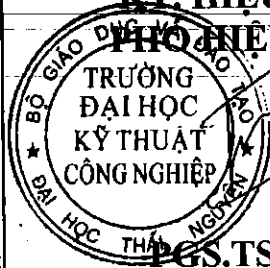
ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP

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

PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG VÀ TỐI ƯU ĐỆM CÁCH DAO ĐỘNG
ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG

Mã số: T2022-B22

Xác nhận của tổ chức chủ trì
KT. HIỆU TRƯỞNG



PGS.TS. Vũ Ngọc Pi

Chủ nhiệm đề tài

ThS. Hoàng Anh Tấn

THÁI NGUYÊN, 2023

MỤC LỤC

DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT	iii
DANH MỤC HÌNH VẼ	vii
DANH MỤC BẢNG	ix
PHẦN MỞ ĐẦU	3
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU.....	4
1.1. Tổng quan hệ thống đệm cách dao động động cơ.....	4
1.1.2. Sự phát triển đệm cách dao động động cơ đốt trong	4
1.1.3. Phân tích một số kết cấu của đệm cách dao động động cơ đốt trong.....	6
1.2. Tình hình nghiên cứu trong nước và quốc tế	10
1.3. Chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu	18
1.4 Mục tiêu, phạm vi, phương pháp và nội dung nghiên cứu	23
1.4.1 Mục tiêu nghiên cứu.....	23
1.4.2 Phạm vi nghiên cứu.....	23
1.4.3 Phương pháp nghiên cứu.....	23
1.4.4 Nội dung nghiên cứu	23
1.5. Kết luận chương 1	23
CHƯƠNG 2.....	24
XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG	24
2.1. Các phương pháp xây dựng và mô phỏng dao động.....	24
2.2. Xây dựng mô hình dao động toàn xe	26
2.2.2. Mô hình dao động tương đương.....	28
2.2.3. Thiết lập phương trình vi phân miêu tả dao động ô tô du lịch.....	29
2.2.4. Nguồn kích thích dao động tác dụng lên cơ hệ.....	35
2.3. Cơ sở về lý thuyết tối ưu thông số thiết kế	39
2.4. Kết luận chương 2	44
CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG VÀ TỐI ƯU THIẾT KẾ.....	45
3.1. Mô phỏng	45
3.1.1. Số liệu mô phỏng.....	45
3.1.2. Khối mô phỏng tổng thể.....	48

3.2. Mô phỏng các với chế độ làm việc khác nhau.....	49
3.3. Đánh giá ảnh hưởng của điều kiện khai thác đến độ êm dịu chuyển động	52
3.4. Tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách dao động cơ	54
3.5. Phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách sau khi tối ưu	57
3.6. Kết luận	62
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ	63
TÀI LIỆU THAM KHẢO	65
PHỤ LỤC: BÀI BÁO KHOA HỌC	68

DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT

TT	Ký hiệu	Giải thích
1	m_b	Khối lượng được treo
2	m_{1t}	Khối lượng không được treo trước trái
3	m_{1p}	Khối lượng không được treo trước phải
4	m_{2t}	Khối lượng không được treo sau trái
5	m_{2p}	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_{1t}	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 cân giảm chân trước phải
20	c_{2l}	Hệ số cân giảm chân sau trái
21	c_{2r}	Hệ số cân giảm chân sau phải
22	c_{t1l}	Hệ số cân của lớp xe trước trái
23	c_{t1r}	Hệ số cân của lớp xe trước phải
24	c_{t2l}	Hệ số cân của lớp xe sau trái
25	c_{t2r}	Hệ số cân của lớp xe sau phải
26	I_x	Mô men quán tính với trục X
27	I_y	Mô men quán tính với trục Y
28	I_{xe}	Mô men quán tính của động cơ với trục X_e
29	I_{ye}	Mô men quán tính của động cơ với trục Y_e
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
57	i	Số xi lanh
58	τ	Số kỳ
59	s	Hành trình piston
60	D	Đường kính xi lanh
61	ε	Tỷ số nén
62	L	Chiều dài thanh truyền
63	m_c	Khối lượng piston thanh truyền
64	r	Bán kính quay trục khuỷu
65	M_{emax}/n_{emax}	Mô men cực đại ở số vòng quay
66	λ	Thông số kết cấu

DANH MỤC HÌNH VẼ

Hình 1.1. Đệm cách dao động động cơ đốt trong.....	4
Hình 1.2. Sự phát triển về mặt công nghệ của đệm cách dao động động cơ.....	5
Hình 1.4. Cách bố trí đệm cách dao động động cơ.....	6
Hình 1.5. Các loại đệm cao su thủy lực.....	7
Hình 1.6. Đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động.....	8
Hình 1.7. Đệm cách dao động điều khiển chủ động.....	9
Hình 1.8. Phương pháp bố trí đệm và quan hệ độ cứng[13].....	13
Hình 1.9. Bố trí đệm và dao động các vị trí[14].....	14
Hình 1.10. Đệm cách dao động động cơ 2 xy lanh bố trí V[15].....	14
Hình 1.11. Hai loại đệm cách dao động động cơ[16].....	14
Hình 1.15. Mô hình mô phỏng và thực nghiệm[20].....	17
Hình 1.16. Mô hình toán tối ưu thiết kế đa mục tiêu[21].....	18
Hình 1.17. Sơ đồ bố trí đệm cách dao động động cơ[22].....	18
Hình 1.18. Sơ đồ các tư thế đo do dao động truyền lên người [23].....	20
Hình 1.19. Dao động truyền lên cơ thể người ở tư thế ngồi [23].....	20
Hình 1.20. Đo dao động ghế ngồi.....	21
Hình 1.21. Giới hạn tác động của dao động thẳng đứng [23].....	22
Hình 2.1. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 1	24
Hình 2.3. Mô hình dao động toàn xe.....	28
Hình 2.4. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng không được treo trước trái.....	31
Hình 2.6. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cụm động cơ và hệ thống truyền lực.....	34
Hình 2.7. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO A (mặt đường có chất lượng rất tốt).....	38
Hình 2.8. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO B (mặt đường có chất lượng trung bình).....	38
Hình 2.9. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO C (mặt đường có chất lượng trung bình).....	38
Hình 2.10. Sơ đồ thuật toán di truyền (GA).....	42
Hình-3-1. Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/simulink thân xe.....	48

Hình 3.2. Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/simulink động cơ đốt trong	49
Hình 3.3. Các gia tốc theo miền thời gian trong trường hợp 2.	50
Hình 3.4. Các gia tốc theo miền thời gian trong trường hợp 2	51
Hình 3.5. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các tốc độ động cơ khác nhau	52
Hình 3.6. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các tốc độ động cơ khác nhau	53
Hình 3.7. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động trước và sau tối ưu	56
Hình 3.8. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động trước và sau tối ưu ở trường hợp 1	58
Hình 3.9. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động trước và sau tối ưu ở trường hợp 2	59
Hình 3.10. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động trước và sau tối ưu ở trường hợp 3	61

DANH MỤC BẢNG

Bảng 1.1. Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1[23].....	19
Bảng 2.1. Các lớp mấp mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068[24]	37
Bảng 3.1: Các thông số kỹ thuật của xe [6, 25].....	45
Bảng 3.2. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các tốc độ động cơ khác nhau.....	52
Bảng 3.3. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các điều kiện mặt khác nhau.....	53
Bảng 3.4. Kết quả thông số thiết kế đệm cách dao động trước và sau tối ưu.	55
Bảng 3.5. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động trước và sau tối ưu ở trường hợp 1	57
Bảng 3.6. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 2.....	60
Bảng 3.7. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 3.....	60

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1. Thông tin chung:

- Tên đề tài: Phân tích dao động và tối ưu đệm cách dao động động cơ đốt trong
- Mã số: T2022-B22
- Chủ nhiệm đề tài: ThS. Hoàng Anh Tấn
- Cơ quan chủ trì: Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp
- Thời gian thực hiện: 2022-2023

2. Mục tiêu:

- Xây dựng mô hình dao động toàn xe;
- Tối ưu thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động;
- Phân tích hiệu quả.

3. Kết quả nghiên cứu:

Một mô hình động lực 10 bậc tự do được thiết lập dưới hai nguồn kích thích kế hợp từ động cơ và mấp mô mặt đường. Thuật toán di truyền GA và phương pháp trọng số trung bình được kết hợp để tìm bộ thông số tối ưu của hệ thống đệm cách dao động động cơ. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng các giá trị gia tốc bình phương trung bình thân xe a_{wz} , a_{wphi} và $a_{w\eta}$ lần lượt giảm nhanh 10.2%, 8.2%, và 7.9% so sánh với hệ thống đệm cách dao động trước khi tối ưu điều đó có nghĩa rằng hệ quả êm dịu của bộ thông số tối ưu hệ thống đệm cách dao động động cơ là tốt hơn hệ thống đệm cách dao động động cơ nguyên bản.

4. Sản phẩm:

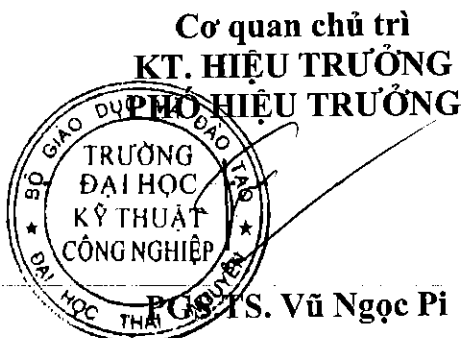
- Sản phẩm đào tạo: không
- Sản phẩm khoa học: 01 bài báo quốc tế có chỉ số ISSN
- Sản phẩm ứng dụng: Không

5. Hiệu quả: Đào 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 25 tháng 05 năm 2023

Chủ nhiệm đề tài



ThS. Hoàng Anh Tấn

INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

1. General information:

Project title: Vibration analysis and optimal design parameters of internal combustion engine mounting system

Code number: T2022-B22

Coordinator: Hoang Anh Tan

Implementing institution: Thai Nguyen University of Technology

Duration: from 2022 to 2023

2. Objective(s):

- Establishing full-vehicle dynamic model.
- Optimizing the design parameters of ICE mounting system.
- Analyzing the effectiveness.

3. Research results:

A full-vehicle dynamic model with 10 degrees of freedom is established under the combination of two excitation sources such as internal combustion engine and road surface excitations. The GA genetic algorithm and the weighted sum method are combined to find a set of the optimal design parameters. The study results indicate that the root mean square (r.m.s) values of acceleration responses of the vertical vehicle body (a_{wz}), vehicle body pitch angle (a_{wphi}) and vehicle body roll angle (a_{wpsi}) with GA optimal parameters greatly reduce by 10.2%, 8.2%, and 7.9% in comparison with the original parameters of engine mounting system which means that the performance optimization of engine mounting system is better than the original engine mounting system improving the ride comfort.

4. Products: 01 international paper

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

Ngày nay, độ êm dịu chuyên động cho ô tô là một trong những chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng của ô tô cũng như tính cạnh tranh của sản phẩm. Chính vì vậy, vấn đề này đã được các nhà sản xuất, nhà thiết kế và các nhà khoa học trên khắp thế giới tập trung nghiên cứu và cải tiến hệ thống treo xe, đệm cách dao động động cơ nhằm nâng cao độ êm dịu cũng như giảm ồn cho xe. Trong quá trình hoạt động, ô tô phải chịu các nguồn gây ra dao động như mấp mô mặt đường, động cơ, lực gió, các nguồn này sẽ truyền lên thân xe làm cho người điều khiển và hành khách cảm thấy mệt mỏi, thậm chí mắc bệnh nghề nghiệp nếu thường xuyên tiếp xúc với nguồn gây ra dao động này. Để giảm các nguồn kích thích dao động này các nhà nghiên cứu và thiết kế cải tiến hệ thống treo ô tô, hệ thống treo ghế ngồi và hệ thống đệm cách động cơ ôtô trong. Với lý do trên, nhóm nghiên cứu chọn đề tài “Phân tích dao động và tối ưu đệm cách dao động động cơ ôtô trong” làm đề tài NCKH cấp cơ sở.

Qua đây cho phép tôi được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc 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

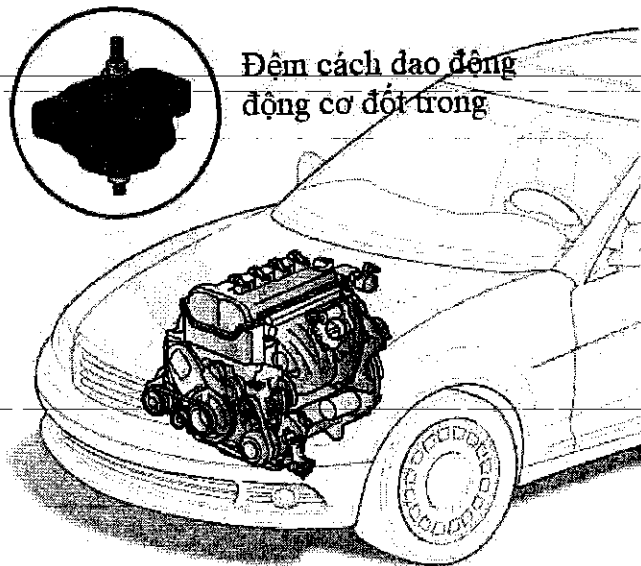
Mục đích chương này là phân tích tổng quan về hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong và các kết quả nghiên cứu trong nước và nước ngoài về đối tượng nghiên cứu trong đề tài. Từ đó đưa ra mục đích, phương pháp và nội dung nghiên cứu của đề tài.

1.1. Tổng quan hệ thống đệm cách dao động động cơ

1.1.1. Vai trò hệ thống đệm cách dao động

Hệ thống cách dao động động cơ đốt trong sử dụng để nối đàn hồi giữa động cơ và khung/vỏ.

Hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong có vai trò quan trọng trong việc giảm dao động truyền từ khung/vỏ (nguồn kích thích dao động từ mấp mô mặt đường) lên động cơ và ngược lại từ động cơ (nguồn kích thích dao động từ động cơ đốt trong) xuống khung/vỏ. Ngoài ra có vai trò giảm tiếng ồn do kích thích mặt đường và động cơ gây ra.



Hình 1.1. Đệm cách dao động động cơ đốt trong

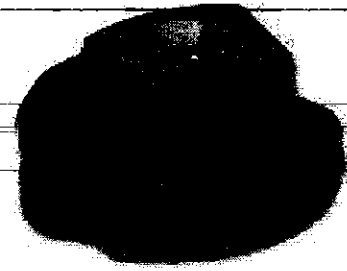
1.1.2. Sự phát triển đệm cách dao động động cơ đốt trong

Để giảm dao động và tiếng ồn, giữa động cơ và khung/vỏ được liên kết bởi các đệm cách dao động. Ban đầu các nhà thiết kế không quan tâm nhiều đến vấn đề

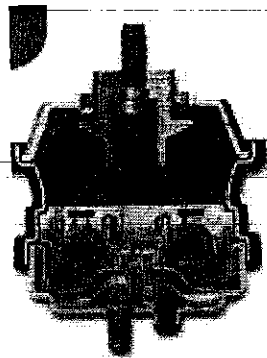
đệm này để giảm rung ồn động cơ. Sự phát triển đệm cách dao động động cơ từ khi ra đời đệm đàn hồi vật liệu kim loại, sau đó là kim loại kết hợp cao su, đệm cao su thủy lực, đệm cao su thủy lực có điều khiển hệ số cản thủy lực, đệm điện từ,... Sự phát triển về mặt công nghệ của đệm cách dao động động cơ đột trong được thể hiện trên hình 1.2. Phân tích đặc điểm của một số kết cấu của đệm sẽ tiếp tục phân tích dưới đây.



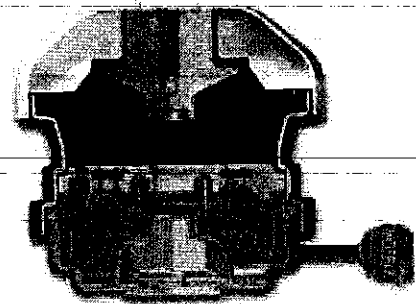
(a) Đệm kim loại cao su (trước năm 1960)



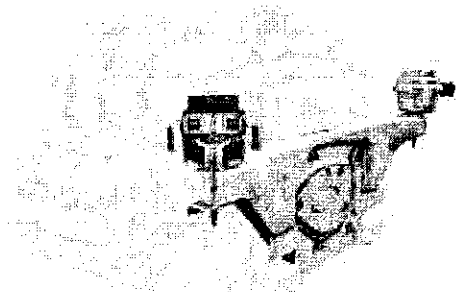
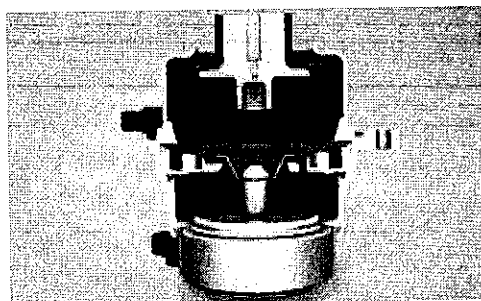
(b) Đệm cao su (trước năm 1960)



(c) Đệm cao su thủy lực (trước năm 1980)



(d) Đệm cao su thủy lực bán chủ động (trước năm 2000)



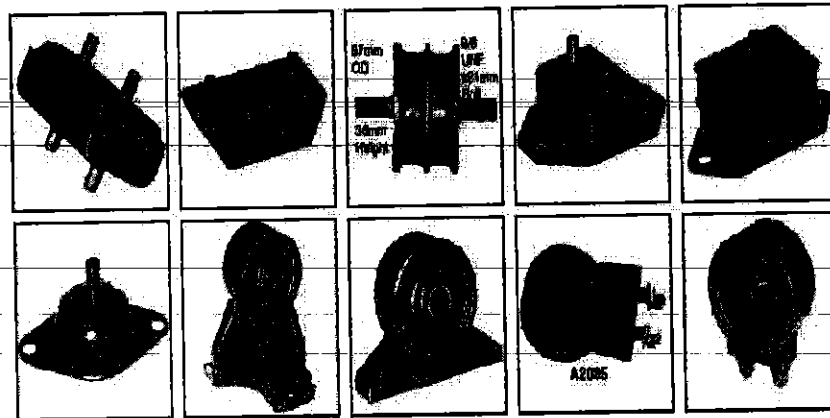
(e) Đệm điện từ (sau năm 2020)

Hình 1.2. Sự phát triển về mặt công nghệ của đệm cách dao động động cơ

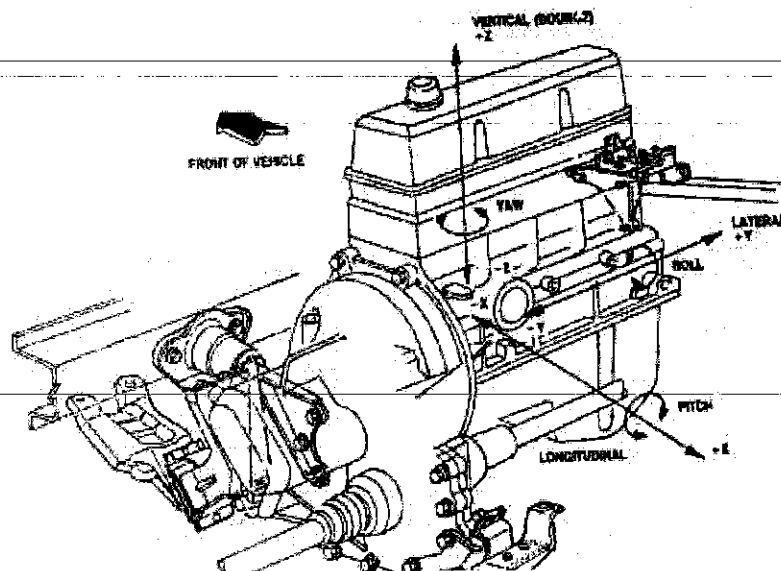
1.1.3. Phân tích một số kết cấu của đệm cách dao động động cơ đốt trong

a) Đệm cách dao động cao su

Hệ thống đệm cách dao động cao su được các nhà nghiên cứu thiết kế và chế tạo rất sớm nhằm giảm ồn cho động cơ đốt trong trên ô tô. Một loại đệm cách dao động cao su của động cơ đốt trong được thể hiện trên hình 1.3. Cách bố trí đệm cách dao động động cơ được thể hiện trên hình 1.4.



Hình 1.3. Một số loại đệm cao su



Hình 1.4. Cách bố trí đệm cách dao động động cơ

Đặc điểm của đệm cách dao động cao su chịu lực, chịu mài mòn, độ đàn hồi cao, có khả năng kháng dầu mỡ và chống lão hóa tốt. Đàn hồi tốt đặc biệt giảm rung ồn của động cơ dưới tần số kích thích dao động cao. Tuy nhiên, hệ số nội ma sát

giữa các lớp cao su nhỏ dẫn đến hiệu quả giảm dao động dưới tần số kích thích dao động thấp.

Ưu điểm:

+ Kết cấu đơn giản và dễ chế tạo;

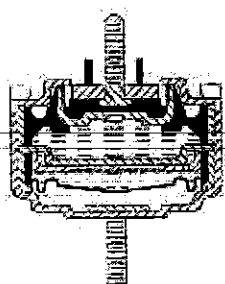
+ Giảm hiệu quả được tiếng ồn và dao động dưới tần số kích thích cao.

Nhược điểm:

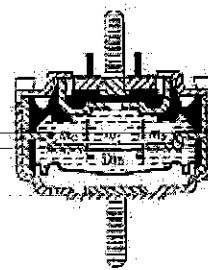
Hệ số cản của hệ thống nhỏ do đó khó giảm được dao động dưới tác động tần số kích thích thấp. Chính vì vậy, nhược điểm này các nhà nghiên cứu đã đề xuất hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong kết hợp cao su và thủy lực sẽ tiếp tục được trình bày dưới đây.

b) Đệm cách dao động cao su thủy lực

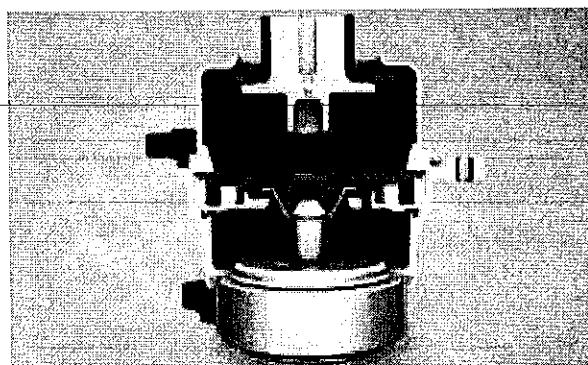
Để khắc phục nhược điểm hệ thống đệm cách dao động cao su, đệm cách dao động cao su thủy lực được nghiên cứu và áp dụng cho hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong. Các loại đệm cao su thủy lực được thể hiện trên hình 1.5.



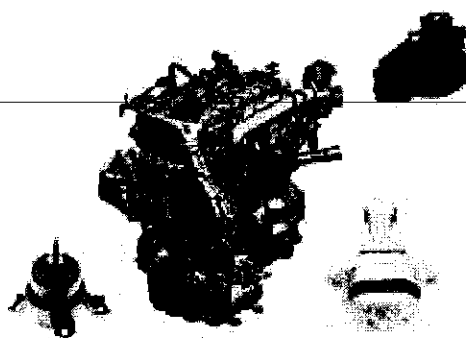
(a) Đệm thủy lực theo dõi quán tính



(b) Đệm thủy lực 1 lỗ tiết lưu



(c) Kết cấu đệm cao su thủy lực



(d) Đệm cao su thủy lực

Hình 1.5. Các loại đệm cao su thủy lực

Đặc điểm kết cấu của đệm cách dao động cao su thủy lực bị động, kết cấu bên trong gồm có khoang chứa dầu thủy lực, sự thay đổi hệ số cản thông qua lỗ tiết lưu hoặc quán tính của dòng chất lỏng.

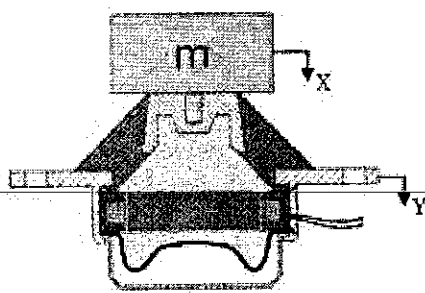
Ưu điểm: Giảm hiệu quả được tiếng ồn và dao động dưới tần số kích thích dao động thấp.

Nhược điểm:

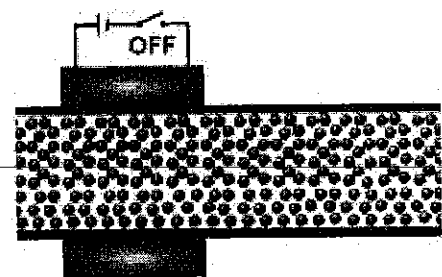
- + Kết cấu phức tạp so đệm cách dao động cao su;
- + Mặc dù đã cải thiện đáng kể đặc tính cản của đệm so với đệm cao su thuần túy sử dụng do dầu thủy lực sinh ra giá trị hệ số cản, tuy nhiên đây vẫn là hệ thống bị động. Chính vì vậy nhược điểm này các nhà nghiên cứu đã đề xuất đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động cho động cơ đốt trong, đó là kết hợp cao su và hệ số cản thủy lực có điều khiển sẽ tiếp tục được trình bày dưới đây.

c) Đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động

Để nâng cao hiệu quả của đệm cách dao động cao su thủy lực bị động, đệm cách dao động bán chủ động ra đời. Hệ số cản của đệm được điều khiển thay đổi thông qua độ mở của van tiết lưu và từ tính của chất lỏng qua lỗ tiết lưu của đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động. Đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động được thể hiện trên hình 1.6.



(a) Hệ số cản thay đổi thông qua chất lỏng từ qua lỗ tiết lưu



(b) Chất lỏng từ tính qua lỗ tiết lưu

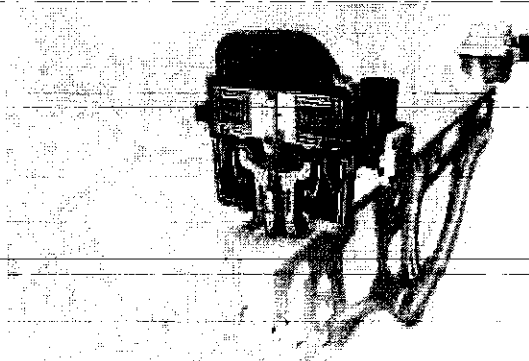
Hình 1.6. Đệm cách dao động cao su thủy lực bán chủ động

Ưu điểm: Giảm hiệu quả được tiếng ồn và dao động dưới tần số kích thích thấp so đệm cao su thủy lực bị động, vì hệ số cản được điều khiển thay đổi theo điều kiện khai thác.

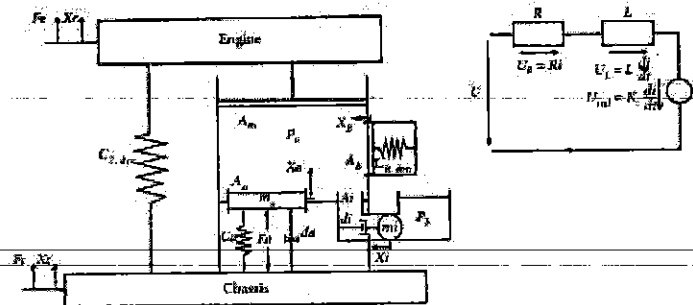
Nhược điểm:

- + Kết cấu phức tạp so đệm cách dao động cao su thủy lực bị động;
- + Mặc dù đã cải thiện đáng kể đặc tính cản của đệm so với đệm cao su thủy lực bị động sử dụng do dầu thủy lực sinh ra giá trị hệ số cản thay đổi thông qua bộ điều khiển, tuy nhiên đây vẫn là điều khiển bán chủ động. Chính vì vậy nhược điểm này các nhà nghiên cứu đã đề xuất đệm cách dao động điều khiển chủ động, đệm điều khiển tích cực hoàn toàn sẽ tiếp tục được trình bày dưới đây.

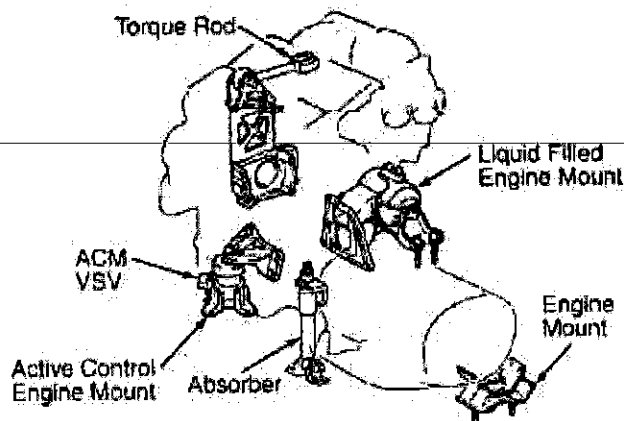
c) Đệm cách dao động chủ động



(a) Vị trí bố trí



(b) Sơ đồ thông số và mạch điện



(c) Sơ đồ bố trí đệm cách dao động

Hình 1.7. Đệm cách dao động điều khiển chủ động

Đệm cách dao động chủ động loại điều khiển thông qua điện từ, độ cứng và hệ số cản thay đổi theo điều kiện hoạt động của đệm. Đệm cách dao động điều khiển chủ động được thể hiện trên hình 1.7.

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 cao;

+ 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 su thủy lực bán chủ động.

1.2. Tình hình nghiên cứu trong nước và quốc tế

Căn cứ những kết quả nghiên cứu đệm cách dao động cơ đốt trong của các nhà thiết kế, nhà nghiên cứu và nhà khoa học đã được công bố trên các đề tài, hội nghị khoa học và các tạp chí khoa học trong nước và nước ngoài. Tác giả đã thống kê các kết quả nghiên cứu về vấn đề liên quan đến nghiên cứu này. Các kết quả nghiên cứu được trình bày thành 2 phần gồm nhà nghiên cứu trong nước và nước ngoài.

a. Kết quả nghiên cứu trong nước

Để giảm dao động và giảm tiếng ồn của động cơ đốt trong, các nhà khoa học và nhà nghiên cứu Việt Nam đã đạt được một số kết quả nhất định dưới đây:

Năm 2009, tác giả Nguyễn Tân Chính đã thực hiện luận văn thạc sĩ với đề tài “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”[4]. Trong luận văn, các thống số hệ thống treo động cơ đốt trong được phân tích và đánh giá ảnh hưởng của chúng đến độ êm dịu chuyển động của ô tô dựa vào mô hình dao động toàn xe và chỉ tiêu đánh dao động. Tuy nhiên mô hình toàn xe chưa xem xét đến ảnh hưởng nguồn kích thích dao động từ động cơ đốt trong.

Năm 2015, tác giả Hoàng Anh Tấn đã thực hiện luận văn thạc sĩ với đề tài “Nghiên cứu ảnh hưởng của yếu tố dao động từ động cơ đến độ êm dịu của ô tô du lịch”[5], các ảnh hưởng của kích thích từ động cơ và các thông số thiết kế của đệm đến độ êm dịu chuyển động được phân tích và đánh giá dựa vào mô hình dao động toàn xe và chỉ tiêu của độ êm dịu. Tuy nhiên, các kết quả của đề tài chưa xem xét đến vấn đề tối ưu thiết kế hệ thống đệm cách dao động của động cơ.

Năm 2019, tác giả Đinh Công Hào đã thực hiện luận văn thạc sĩ với đề tài “Nghiên cứu điều khiển hệ thống treo bán chủ động cho động cơ đốt trong xe du lịch”[6], trong đề tài thạc sĩ, hệ thống treo điều khiển bán chủ động của động cơ được xem xét và phân tích, đánh giá hiệu quả của chúng so với đệm cách dao động bị động dựa vào mô hình dao động toàn xe và chỉ tiêu đánh giá êm dịu. Kết quả nghiên cứu đã chỉ rằng hiệu quả giảm dao động của hệ thống treo bán chủ động tốt hơn nhiều hệ thống treo bị động ở các điều kiện hoạt động khác nhau.

Năm 2019, tác giả Hoàng Anh Tấn đã thực hiện đề tài nghiên cứu khoa học cấp cơ sở với đề tài “Nghiên cứu hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong ô tô du lịch”[7], trong báo cáo tổng kết đề tài cấp cơ sở của mình, ảnh hưởng của các giá trị hệ số cản thủy lực thêm vào đệm cách dao động cao su đến độ êm dịu được xem xét và phân tích dựa vào mô hình dao động toàn xe và chỉ tiêu đánh giá êm dịu. Tuy nhiên, đặc tính của hệ thống đệm cách dao động cao su thủy lực được xem xét trong đề tài là hệ thống đệm bị động.

Năm 2020, tác giả Hoàng Anh Tấn đã thực hiện đề tài nghiên cứu khoa học cấp cơ sở với đề tài “Điều khiển hệ thống treo động cơ xe du lịch”[8], trong báo cáo tổng kết đề tài cấp cơ sở của mình, Bộ điều khiển Fuzzy Logic được thiết kế để điều khiển hệ số cản thủy lực của đệm cách dao động cao su thủy lực của động cơ. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng hệ thống treo bán chủ động có hiệu quả giảm dao động tốt hơn hệ thống treo bị động ở các điều kiện khai thác khác nhau của xe.

Năm 2015, các tác giả Lê Văn Quỳnh, Hoàng Anh Tấn, Nguyễn Khắc Minh đã có công bố trên tạp chí khoa học công nghệ với tên nhan đề bài báo “Một nghiên

cứu ảnh hưởng của thông số thiết kế hệ thống treo đến độ êm dịu chuyển động của ô tô"[9], 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 mấp mô của mặt đường quốc lộ và không xem xét ảnh hưởng kích thích dao động của động cơ đốt trong.

Năm 2019, tác giả Hoang Anh Tan và cộng sự đã đề xuất một đánh giá ảnh hưởng của các giá trị hệ số cản đệm cách dao động động cơ đến độ êm dịu chuyển động của ô tô[10]. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng giá trị hệ số cản tăng, hiệu quả giảm dao động của đệm tăng lên đặc biệt khi động cơ hoạt động tốc độ động cơ thấp.

Năm 2020, tác giả Nguyễn Huy Trường và Dinh-Nam Dao đã đề xuất một phương pháp tối ưu đa mục tiêu mới "Hybrid NSGA-III" dựa vào mô hình dao động toàn xe dưới kích thích của mặt đường[12]. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra các thông số tối ưu của hệ thống đệm cách dao động động cơ bị động có hiệu quả giảm dao động tốt hơn hệ đệm cách dao động nguyên bản.

Năm 2021, tác giả Hoàng Anh Tấn và các tác giả khác đã có công bố trên tạp chí với tên nhan đề bài báo "Phân tích độ êm dịu của các đệm cách dao động động cơ đốt trong sử dụng mô hình động lực học toàn xe"[11], các đặc tính của các hệ thống đệm cách dao động động cơ gồm đệm cao su bị động, cao su thủy lực bị động và điều khiển bán chủ động được xem xét và khảo sát ảnh hưởng của chúng đến độ êm dịu của xe. Kết quả đệm cách dao động động cơ có điều khiển bán chủ động có hiệu quả giảm dao động tốt nhất so với hai loại đệm còn lại ở các điều kiện khai thác khác nhau.

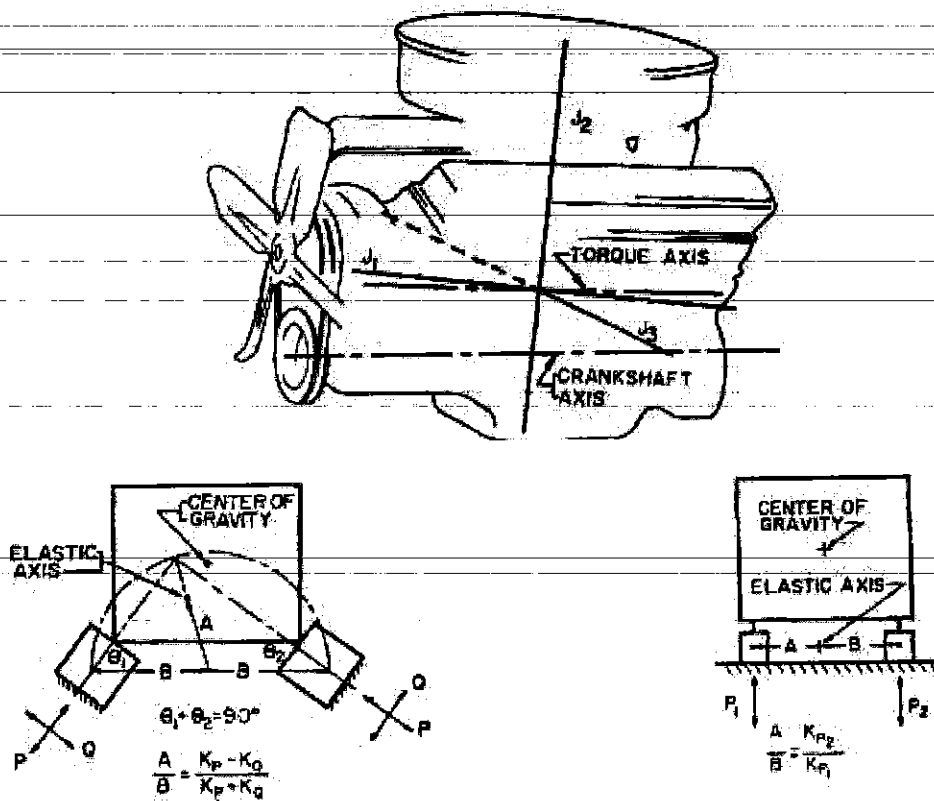
b. Kết quả nghiên cứu quốc tế

Để giảm dao động và tiếng ồn động cơ đốt trong, nhà nghiên cứu nước ngoài quan tâm rất sớm và đến bây giờ đã thu được một số kết quả sau:

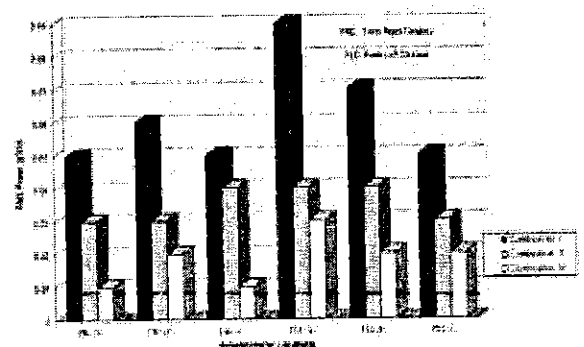
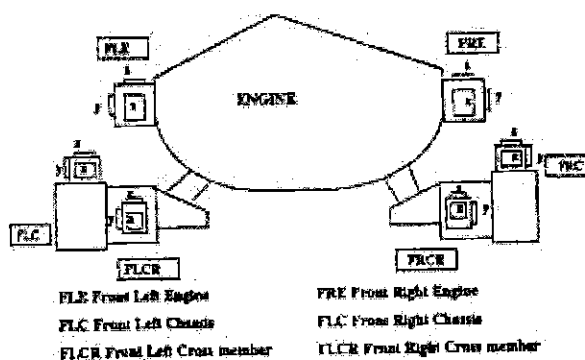
Một thiết kế đệm đàn hồi nối động cơ đến khung xe được trình bày rất sớm bởi Timpner, F.[13]. Kết quả nghiên cứu đã đạt được giảm dao động và tiếng ồn truyền

từ động cơ xuống thân xe và ngược lại. Phương pháp bố trí đệm và quan hệ độ cứng được thể hiện hình 1.8.

Một nghiên cứu và phát triển, đánh giá hệ thống đệm cách dao động cơ đến hiệu quả giảm rung ồn của đệm được đề xuất bởi Karanth, N. V., Raju và công sự[14]. Các phương pháp bố trí vị trí và kích thước hình học của đệm lần lượt được xem xét và đánh giá hiệu quả của giảm rung ồn của động cơ ở các vị trí của đệm đo. Bố trí đệm và dao động các vị trí được thể hiện hình 1.9.



Hình 1.8. Phương pháp bố trí đệm và quan hệ độ cứng[13]

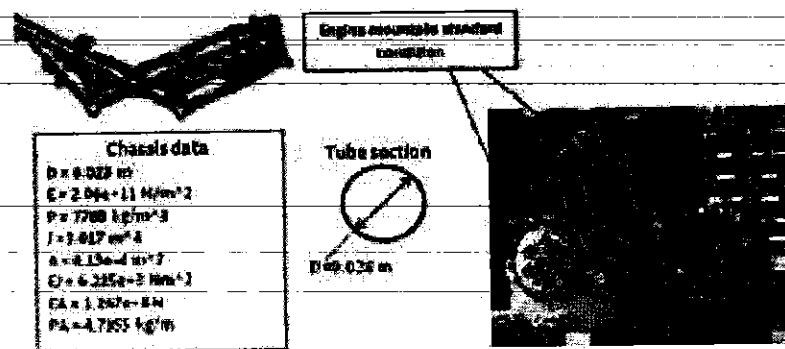


(a) Bố trí vị trí các đệm

(b) Kết quả dao động các vị trí của đệm

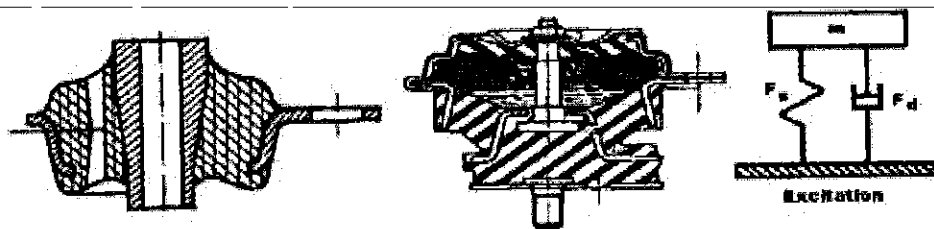
Hình 1.9. Bố trí đệm và dao động các vị trí[14]

Một nghiên cứu tối ưu thông số thiết kế đệm cách dao động động cơ đốt trong nhằm giảm sự mất cân bằng do dao động động cơ gây ra được đề xuất bởi Cheli, F. và các cộng sự[15]. Đệm cách dao động động cơ 2 xylanh bố trí V được thể hiện hình 1.10.



Hình 1.10. Đệm cách dao động động cơ 2 xylanh bố trí V[15]

Một nghiên cứu phân tích ảnh hưởng tải nhiệt động cơ đến hiệu quả giảm dao động của các loại đệm động cơ được đề xuất bởi Miroslav Demic và cộng sự[16]. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra tải nhiệt động cơ có ảnh hưởng lớn đến hiệu quả giảm rung ồn của đệm cách dao động động cơ khi nhiệt độ động cơ cao và các đặc tính của các loại đệm động cơ được phân tích ảnh hưởng đến rung ồn. Hai loại đệm cách dao động động cơ được trình bày hình 1.11.



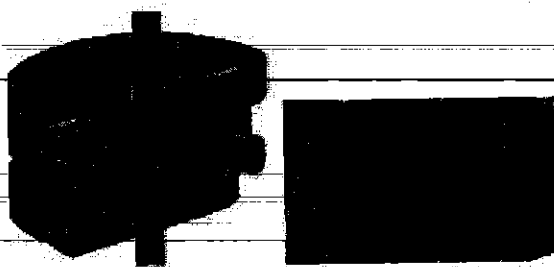
(a) Đệm cao su

(b) Đệm cao su thủy lực

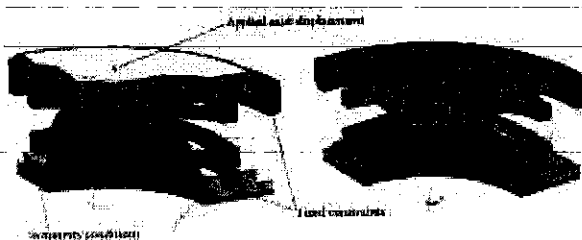
(c) Mô hình

Hình 1.11. Hai loại đệm cách dao động động cơ[16]

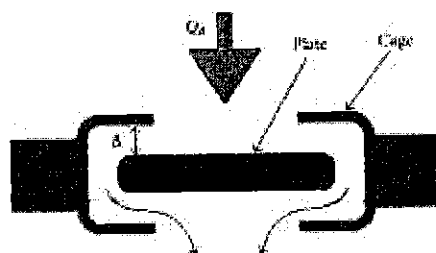
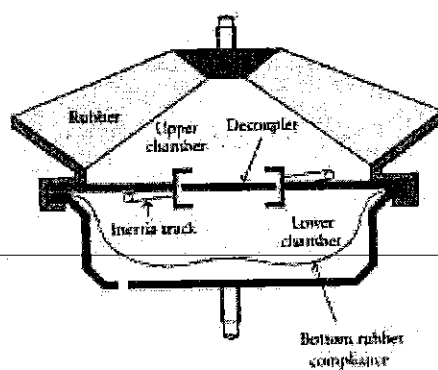
Một nghiên cứu phân tích đặc tính của đệm cách dao động cao su thủy lực được đề xuất bởi Christopherson, J. và các cộng sự [17]. Phương pháp phân tử hữu hạn được áp dụng để phân tích đặc tính của đệm. Kết quả nghiên cứu là cơ sở lý thuyết để tiến hành tối ưu thông số của đệm cách dao động cao su thủy lực động cơ đốt trong. Đệm cao su thủy lực được thể hiện hình 1.12.



(a) Mô hình CAD



(b) Mô hình phân tích phần tử hữu hạn

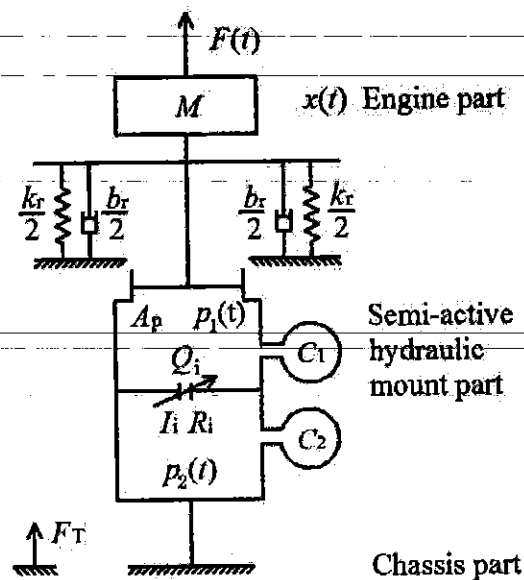


(c) Sơ đồ

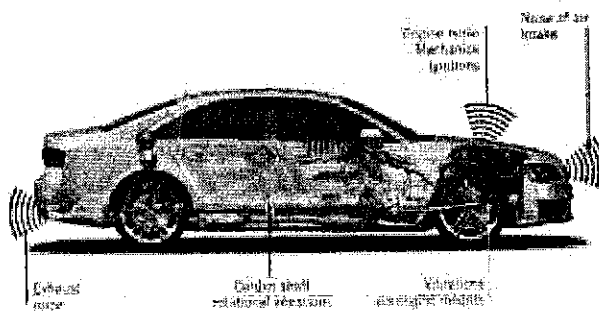
Hình 1.12. Đệm cao su thủy lực đề xuất Christopherson, J. và các cộng sự[17].

Một nghiên cứu phân tích đặc tính của đệm cách dao động động cơ bán chủ động được đề xuất bởi Wang M và cộng sự[18]. Mô hình toán và bộ điều khiển được áp dụng để phân tích đặc tính của đệm cách dao động động cơ bán chủ động. Sơ đồ động lực học của đệm được thể hiện trên hình 1.13.

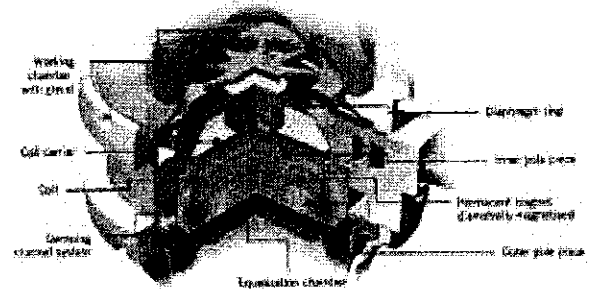
Một nghiên cứu phân tích đệm cách dao động chủ động được đề xuất bởi Römbling, S. và các cộng sự[19]. Đặc tính của đệm cách dao động động cơ chủ động được phân tích và đánh giá hiệu quả giảm rung ồn của đệm cách dao động chủ động trên xe ô tô Audi S8. Đệm cách dao động chủ động trên ô tô Audi S8 được thể hiện trên hình 1.14.



Hình 1.13. Đệm cao su thủy lực Sơ đồ động lực học của đệm[18].



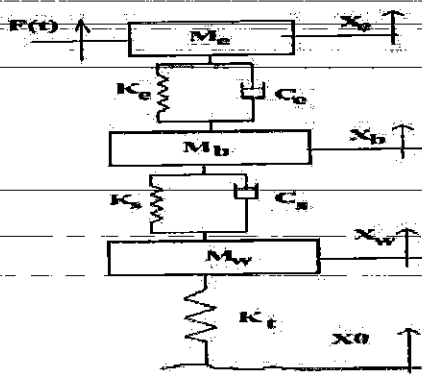
(a) Sơ đồ bố trí chung của ô tô Audi S8



(b) Kết cấu đệm cách dao động

Hình 1.14. Đệm cách dao động chủ động trên ô tô Audi S8[19]

Một nghiên cứu ảnh hưởng của dao động động cơ đốt trong đến độ êm dịu chuyển động của ô tô được đề xuất bởi Nouby M. Ghazaly và Ahmad O. Moaaz[20]. Kết quả nghiên cứu chỉ rõ ảnh hưởng của dao động động cơ đến độ êm dịu chuyển động của xe là rất đáng kể và kết quả mô phỏng được kiểm chứng bằng thực nghiệm. Mô hình mô phỏng và thực nghiệm đệm cách dao động động cơ được thể hiện trên hình 1.15.

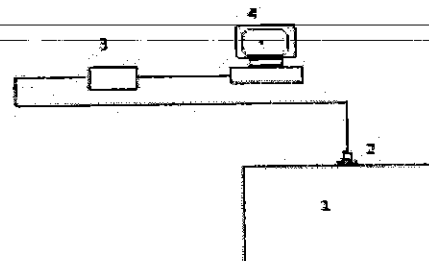


$$M_w \ddot{x}_w = K_t(x_0 - x_w) - K_s(x_w - x_b) - C_s(\dot{x}_w - \dot{x}_b)$$

$$M_b \ddot{x}_b = K_s(x_w - x_b) + C_s(\dot{x}_w - \dot{x}_b) - K_e(x_b - x_e) - C_e(\dot{x}_b - \dot{x}_e)$$

$$M_e \ddot{x}_e = K_e(x_b - x_e) + C_e(\dot{x}_b - \dot{x}_e) + F(t)$$

(a) Mô hình vật lý và toán



1- Engine 2- Accelerometer 3- Amplifier 4- Data acquisition system

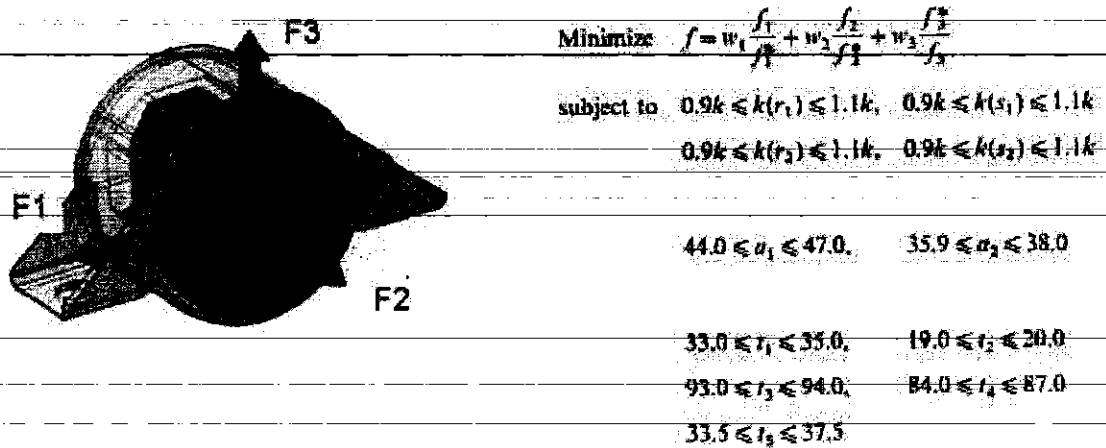
Figure 1 Engine Test rig

(b) Sơ đồ thí nghiệm

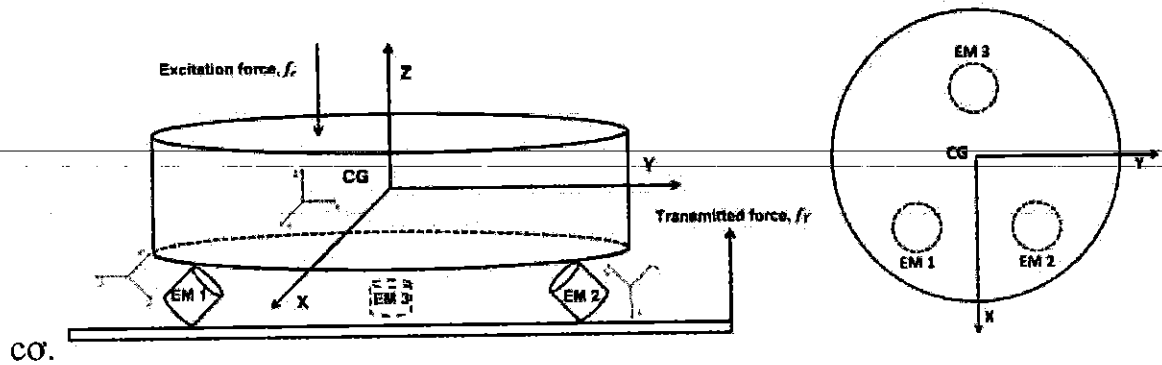
Hình 1.15. Mô hình mô phỏng và thực nghiệm[20]

Một nghiên cứu tối ưu thiết kế đệm cách dao động cơ cao su bị động theo quan điểm độ bền và bền mỏi của đệm được đề xuất bởi Lee, J. S và các cộng sự[21]. Hệ số độ cứng của đệm cao su theo các phương được xem xét và tối ưu theo thuật toán hàm đa mục tiêu. Mô hình toán tối ưu thiết kế đa mục tiêu được thể hiện hình 1.16.

Một nghiên cứu tối ưu đệm cách dao động cơ được đề xuất bởi Ooi, L.-E. và các cộng sự[22]. Tần số và hệ số tổn thất năng lượng được chọn là các hàm mục tiêu để tối ưu thiết kế đệm cách dao động động. Sơ đồ bố trí đệm cách dao động động cơ được thể hiện trên hình 1.17.



Hình 1.16. Mô hình toán tối ưu thiết kế đa mục tiêu[21]



Hình 1.17. Sơ đồ bố trí đệm cách dao động động cơ[22]

Trong đề tài này, tác giả 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 dựa vào mô hình dao động toàn xe[6]. Trên cơ sở đó tác giả tiến hành tối ưu thông số thiết kế của đệm cách dao động cao su bị động.

1.3. Chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu

Hiện nay có nhiều chỉ tiêu đánh giá ảnh hưởng của dao động và ồn đến con người, đường, xe và hàng hóa. Tuy nhiên, nhà nghiên cứu chưa chỉ ra được chỉ tiêu đánh giá nào là ưu việt. Các chỉ tiêu đánh giá dao động của phương tiện giao thông

thường được tiến hành phân tích và đánh giá theo miền thời gian, miền tần số và năng lượng. Trong đề tài này, chỉ tiêu đánh giá dao động của ô tô được sử dụng tiêu chuẩn quốc tế (ISO 2631-1: 1997 và Tiêu chuẩn quốc gia TCVN 6964-1:2001 về rung động và chấn động cơ học - Đánh giá sự tiếp xúc của con người với rung toàn thân. Sơ đồ các tư thế đo do dao động truyền lên người được thể hiện trên hình 1.18. Dao động truyền lên cơ thể người ở tư thế ngồi được thể hiện hình 1.19. Đo dao động ghế ngồi được thể hiện trên hình 1.20.

Theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 [23]: 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:

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

trong đó:

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

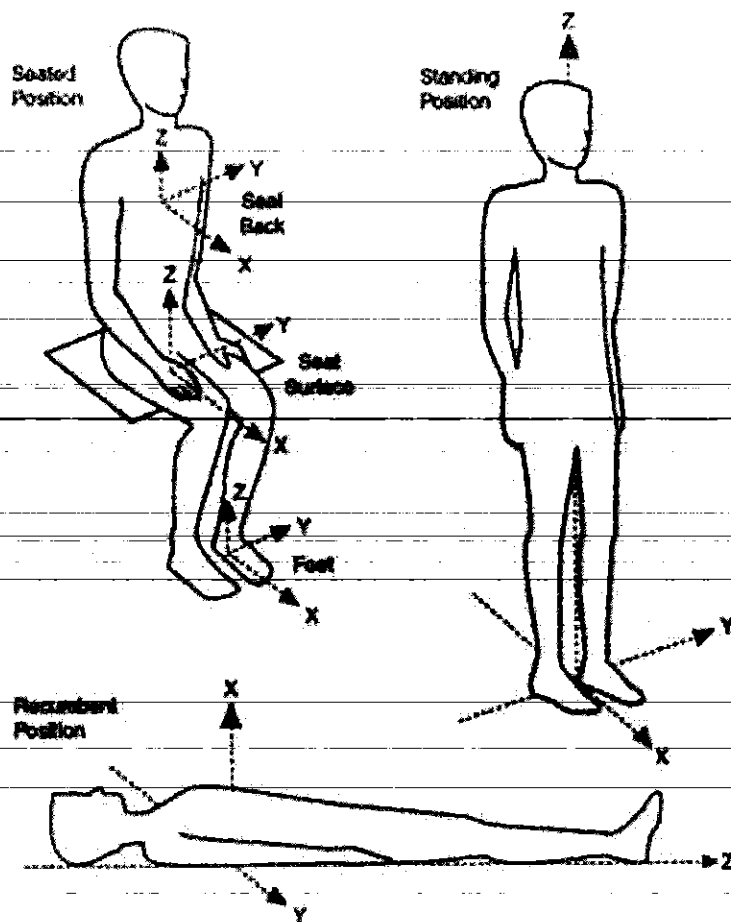
a_z - Gia tốc theo phương thẳng đứng theo thời gian .

T - Thời gian khảo sát.

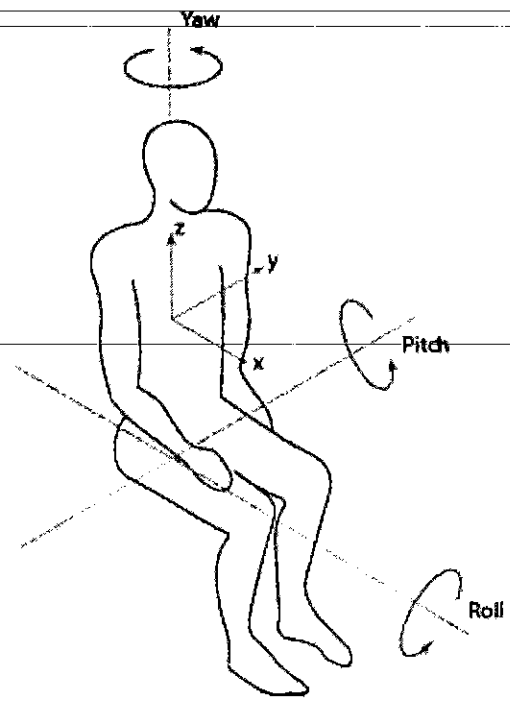
Điều kiện chủ quan đánh giá độ êm dịu ô tô theo độ lệch gia tốc quân phương theo phương thẳng đứng ISO 2631-1 [23] dựa vào Bảng 1.1

Bảng 1.1. Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1[23]

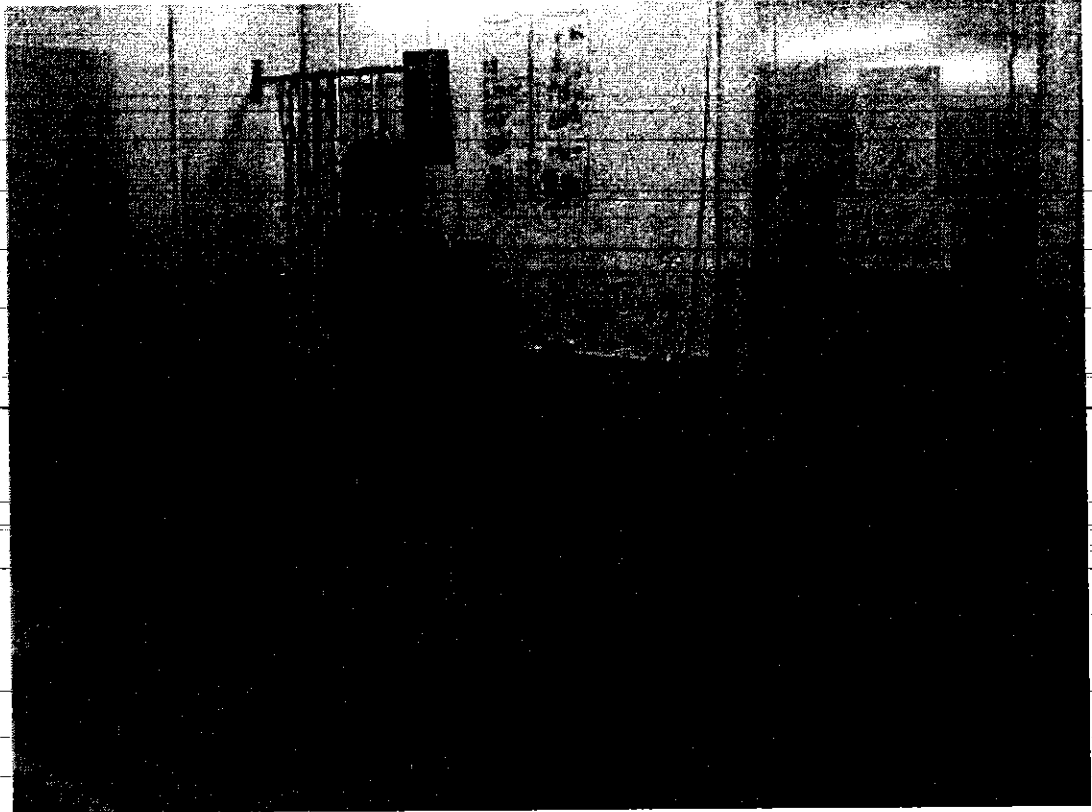
a_{wz} giá trị (m^2/s)	Cấp êm dịu
$< 0.315 m.s^{-2}$	Thỏa mái
$0.315m.s^{-2}-0.63m.s^{-2}$	Một chút khó chịu
$0.5m.s^{-2} - 1 m.s^{-2}$	Khá khó chịu
$0.8 m.s^{-2} - 1.6 m.s^{-2}$	Không thỏa mái
$1.25 m.s^{-2} - 2.5 m.s^{-2}$	Rất khó chịu
$> 2 m.s^{-2}$	Cực kỳ khó chịu



Hình 1.18. Sơ đồ các tư thế đo dao động truyền lên người [23]



Hình 1.19. Dao động truyền lên cơ thể người ở tư thế ngồi [23]



Hình 1.20. Đo dao động ghế ngồi

Thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất làm việc: Khi người điều khiển làm việc trong một gian dài trong môi trường sẽ cảm thấy không thoải mái, mệt mỏi, thậm chí mắc một số bệnh nghề nghiệp do dao động và tiếng ồn gây ra dẫn đến hiệu quả làm việc kém năng suất công việc giảm xuống. Chính vì vậy, tiêu chuẩn ISO 2631 – 1 (1997)[23] đã đưa ra thông số đánh giá thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất lao động của người điều khiển và được xác định theo công thức sau:

$$T_{FDO} = (4a_1 T_0) / a_v^2$$

$$T_{FDX} = (4a_2 T_0) / a_{wx}^2$$

$$T_{FDY} = (4a_2 T_0) / a_{wy}^2$$

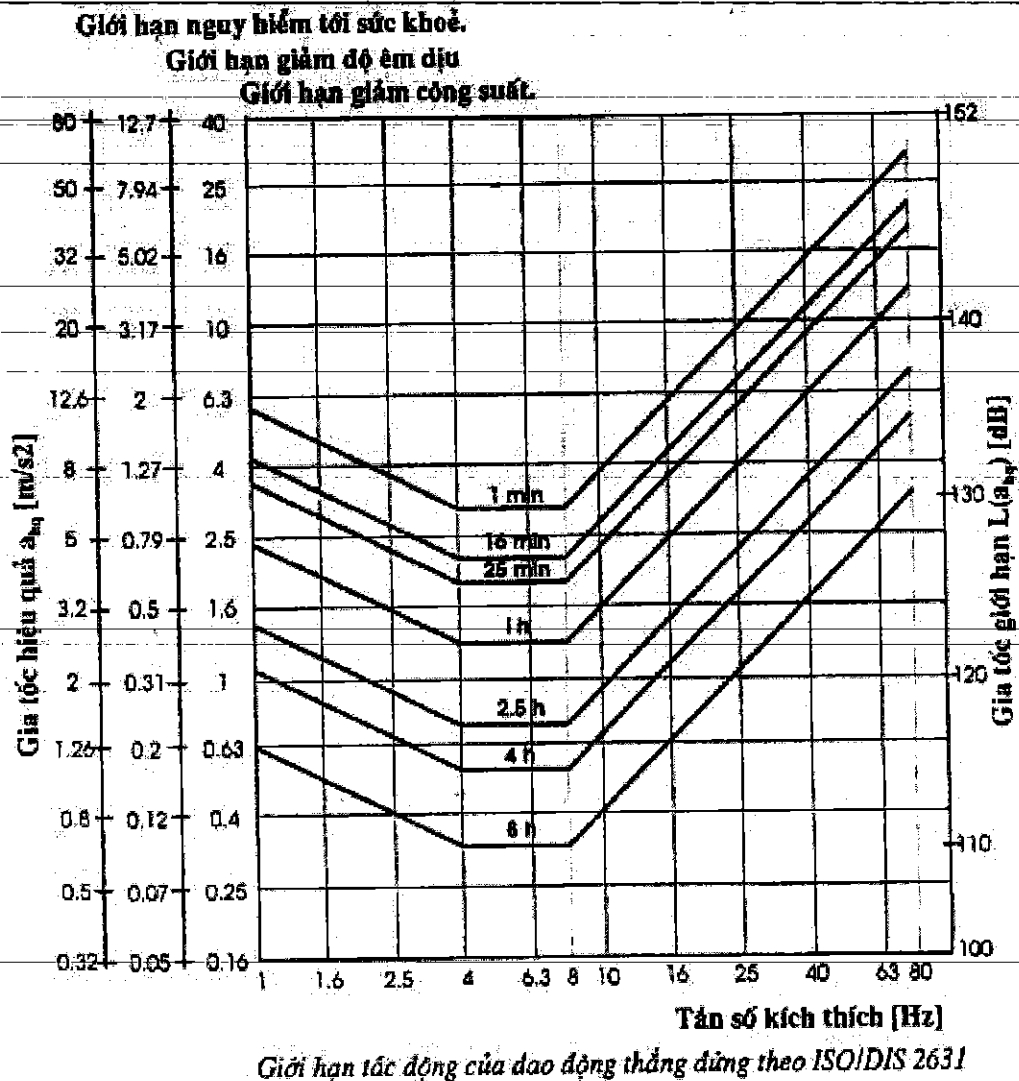
$$T_{FDZ} = (4a_1 T_0) / a_{wz}^2$$

trong đó: + $T_{FDO}, T_{FDO}, T_{FDO}, T_{FDO}$ là thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất lao động

+ $a_v, a_{wx}, a_{wy}, a_{wz}$ là gia tốc bình phương trung bình của ghế ngồi điều khiển theo tổng cộng các phương X, Y, Z

+ Các hệ số $a_1 = 2.8 \text{ m/s}^2$, $a_2 = 2 \text{ m/s}^2$ và $T_0 = 0.167$ giờ theo tiêu chuẩn quy định.

Khi đánh giá cảm giác, ISO đã sử dụng dao động thẳng đứng điều hoà tác động lên người ngồi hay đứng trong vòng 8 giờ. Quan hệ biên độ gia tốc và tần số phản ứng với thời gian người chịu đựng làm việc trong môi trường có dao động được thể hiện trên hình 1.21.



Hình 1.21. Giới hạn tác động của dao động thẳng đứng [23]

Kết luận: Trong đề tài này, tác giả chọn giá trị gia tốc bình phương trung bình theo các phương làm hàm mục tiêu để tìm các thông số thiết kế tối ưu cho đệm cách dao động động cơ đốt trong.

1.4 Mục tiêu, phạm vi, phương pháp và nội dung nghiên cứu

1.4.1 Mục tiêu nghiên cứu

- Xây dựng mô hình dao động toàn xe;
- Tối ưu thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động;
- Phân tích hiệu quả.

1.4.2 Phạm vi nghiên cứu

Trong phạm vi của đề tài, chỉ xem xét đặc tính tuyến tính của các hệ thống treo và đệm cách dao động của động cơ.

1.4.3 Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu lý thuyết: Phân tích và tối ưu thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động động cơ.

1.4.4 Nội dung nghiên cứu

Chương 1. Tổng quan về đề tài nghiên cứu;

Chương 2. Xây dựng mô hình dao động;

Chương 3. Mô phỏng và tối ưu thiết kế.

1.5. Kết luận chương 1

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

CHƯƠNG 2

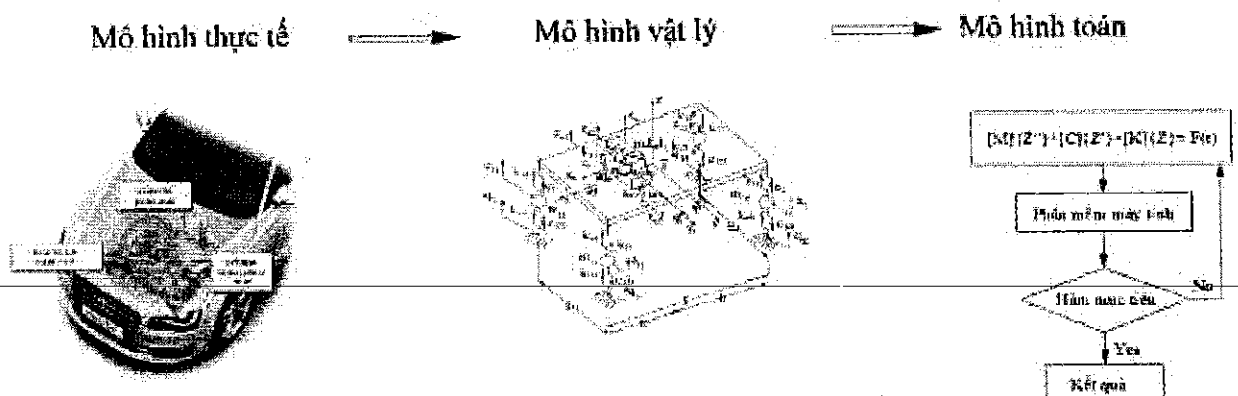
XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG

Mục tiêu chương này là tiến hành xây dựng mô hình dao động toàn xe với hai nguồn kích thích kết hợp giữa động cơ và mặt đường. Cơ sở lý thuyết về tối ưu được phân tích để tối ưu các thông số thiết kế của đệm cách dao động động cơ nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe.

2.1. Các phương pháp xây dựng và mô phỏng dao động

Theo thống kê các công trình khoa học về lĩnh vực thiết lập mô hình và phân tích dao động được công bố trên tạp chí, kỷ yếu hội nghị khoa học, chúng ta thấy có 3 phương pháp xây dựng dưới đây:

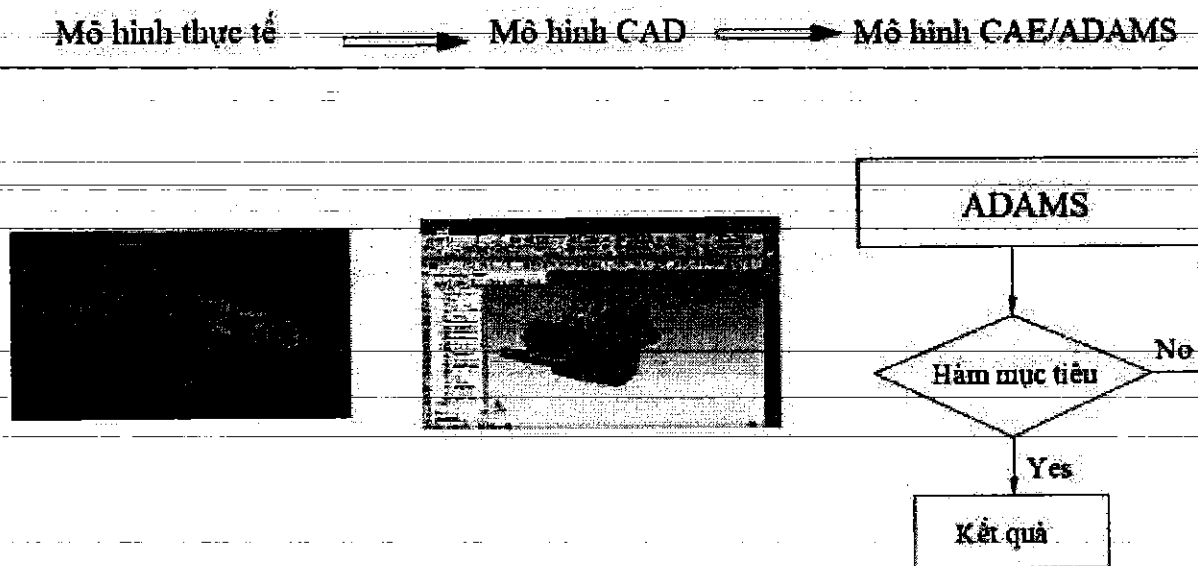
*** Phương pháp 1:** Căn cứ mô hình thực tế chúng ta tiến hành xây dựng mô hình vật lý dựa trên cơ sở các giả thiết, sau đó chúng ta dựa vào các phương pháp như phương pháp như phương trình Lagrange II, Newton-Euler, nguyên lý D'Alambert kết hợp nguyên lý hệ nhiều vật để tiến hành thiết lập mô hình toán học về dao động các phương tiện giao thông. Cuối cùng phân tích số hoặc sử dụng các phần mềm máy tính tiến hành mô phỏng và tối ưu các thông số dao động theo sơ đồ hình 2.1.



Hình 2.1. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 1

Phương pháp 1 có ưu điểm dễ dàng phân tích ảnh hưởng các yếu tố phi tuyến của hệ thống. Tuy nhiên, nhược điểm là khó định dạng các thông số của mô hình (các thông số mô phỏng hầu hết các nhà sản xuất bảo mật) và phải làm thí nghiệm để xác định lại.

* **Phương pháp 2:** Căn cứ mô hình thực tế chúng ta tiến hành xây dựng mô hình 2D hoặc 3D dựa trên các phần mềm thiết kế như Autocad, Pro-E, Solidworks,... Sau đó chúng ta chuyển sang các phần mềm phân tích thiết kế như Ansys, Adams,... Cuối cùng đặt các điều kiện biên tiến hành mô phỏng và phân tích tối ưu các thông số dao động theo sơ đồ hình 2.2.



Hình 2.2. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 2

Phương pháp 2 có ưu điểm là dễ dàng xác định các thông số mô hình và thay đổi kết cấu của mô hình. Tuy nhiên nhược điểm phân tích ảnh hưởng các yếu tố phi tuyến của hệ thống rất phức tạp.

***Phương pháp 3:** Kết hợp hai phương pháp trên nhằm tận dụng các ưu điểm của nó. Đó là khi xem xét các yếu tố phi tuyến của cơ hệ thì các nhà khoa học xây dựng các chương trình con dựa vào phương trình toán học miêu tả đặc tính phi tuyến sau đó liên kết với các phần mềm phân tích như Ansys, Adams,... Để tiến hành mô phỏng và phân tích thông số dao động.

Trong đề tài này em chọn phương pháp 1 để tiến hành xây dựng mô hình dao động, mô phỏng và tối ưu thông số thiết kế đệm cách dao động động cơ đốt trong nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô.

2.2. Xây dựng mô hình dao động toàn xe

2.2.1. Các giả thiết và khái niệm mô hình dao động

a) Giả thiết

Để xây dựng mô hình dao động tương đương của ô tô, chúng ta đưa ra các giả thiết dưới đây:

- 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.

b) Khái niệm tương đương

Để xây dựng mô hình dao động tương đương của ô tô, các khái niệm tương đương được đề xuất dưới đây:

Khối lượng được treo m_b : Khối lượng được treo m_b gồm những cụm chi tiết mà trọng lượng của chúng tác dụng lên hệ thống treo. Nó được coi một tấm phẳng tuyệt đối cứng và có khối lượng m_b .

Khối lượng không được treo m : Khối lượng không được treo m 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, một phần chi tiết của hệ thống treo, truyền động lái, nhíp, giảm chấn, một phần của trục các đăng. Nó cũng được coi một vật tuyệt đối cứng và có khối lượng m_b .

Khối lượng được treo động cơ và cụm hệ thống truyền lực m_e : Khối lượng được treo m_e gồm những cụm mà trọng lượng của chúng không tác dụng trực tiếp hệ thống đệm cách dao động động cơ đốt trong. Nó được coi một tấm phẳng tuyệt đối cứng và có khối lượng m_e .

Hệ thống treo: Hệ thống treo ô tô có nhiệm vụ nối đàn hồi phần được treo 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 mấp mô mặt đường khi xe chuyển động. Hệ thống treo gồm những bộ phận sau:

- Bộ phận đàn hồi: Lò xo, nhíp, thanh xoắn, bình khí ... Nó được đặc trưng bởi một lò xo và nó có độ cứng k .
- Bộ phận giảm chấn: có nhiệm vụ dập tắt các chấn động. Nó được đặc trưng bởi hệ số cản giảm chấn c .
- Bộ phận dẫn hướng: gồm có các thành đòn và có nhiệm vụ truyền lực và mô men theo các phương.

Hệ thống đệm cách động cơ: Hệ thống đệm cách dao động cơ có nhiệm vụ nối đàn hồi phần được treo động cơ m_e và phần khối lượng được treo của xe m_b một cách đàn hồi. Đệm cách là bộ phận đàn hồi đặc trưng hai thành phần đàn hồi và một thành phần giảm chấn, đặc trưng bởi hai thông số độ cứng k_e và hệ số cản c_e .

Mô hình dao động hình 2.3 gồm 7 vật:

+ Vật 1: Cụm động cơ và hệ thống truyền lực.

+ Vật 2: Thân xe.

+ Vật 3: Cầu trước trái.

+ Vật 4: Cầu trước phải.

+ Vật 5: Cầu sau trái.

+ Vật 6: Cầu sau phải.

+ Vật 7: Mặt đường.

Vật 1: Cụm động cơ và hệ thống truyền lực coi như một tấm phẳng tuyệt đối cứng có khối lượng m_e và nó được đặt tại trọng tâm với các mô men quán tính (I_{xe} , I_{ye}). Vật m_e được đặc trưng ba chuyển động:

+ Chuyển động tịnh tiến theo phương đứng Z_e : Tương ứng tọa độ suy rộng z_e

+ Chuyển động quay quanh trục Y_e : Tương ứng tọa độ suy rộng φ_e

+ Chuyển động quay quanh trục X_e : Tương ứng tọa độ suy rộng θ_e

Vật 2: Thân xe coi như một tấm phẳng có khối lượng m_b và nó được đặt tại trọng tâm của vật với các mômen quán tính (I_x , I_y). Vật m_b có ba chuyển động:

+ Chuyển động tịnh tiến theo phương Z : Tương ứng với tọa độ suy rộng z_b .

+ Chuyển động quay quanh trục Y : Tương ứng tọa độ suy rộng φ_b .

+ Chuyển động quay quanh trục X : Tương ứng tọa độ suy rộng θ_b .

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} và nó được đặc trưng các chuyển động tịnh tiến theo phương đứng: Tương ứng tọa độ suy rộng z_{1l} và z_{1r} .

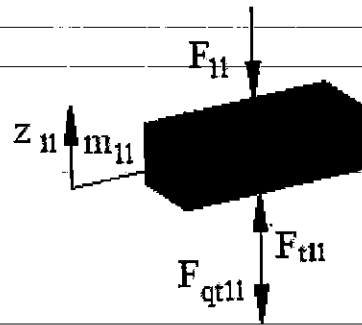
+ Khối lượng không được treo sau coi như là hai vật có khối lượng bên trái, phải là m_{2l}, m_{2r} và nó được đặc trưng các chuyển động tịnh tiến theo phương đứng: Tương ứng tọa độ suy rộng z_{2l} và z_{2r} .

Vật 7:

Mặt đường: mấp mô mặt được đặc trưng bởi các hàm toán học.

a) Thiết lập phương trình vi phân miêu tả dao động cho khối lượng không được treo

Khối lượng không được treo trước trái: Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng m_{1l} và nó được thể hiện trên hình vẽ 2.4:



Hình 2.4. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng không được treo trước trái.

Dựa vào nguyên lý D’Alambe, phương trình cân bằng lực cho khối lượng không được treo trước trái

$$m\ddot{z}_{1l} = F_{1l} - F_{t1l} \tag{2-2}$$

trong đó:

+ Lực tác dụng theo phương đứng của hệ thống treo: F_{1l}

$$F_{1l} = k_{1l}(z_{b1l} - z_{1l}) + c_{1l}(\dot{z}_{b1l} - \dot{z}_{1l}) \tag{2-3}$$

+ Lực tác dụng theo phương đứng của lớp xe:

$$-F_{t1l} = k_{t1l}(z_{1l} - q_{1l}) + c_{t1l}(\dot{z}_{1l} - \dot{q}_{1l}) \tag{2-4}$$

Phương trình vi phân mô tả chuyển động của vật m_{1l} (2.2) trở thành phương trình (2.5)

$$m\ddot{z}_{1l} = k_{1l}(z_{b1l} - z_{1l}) + c_{1l}(\dot{z}_{b1l} - \dot{z}_{1l}) - k_{t1l}(z_{1l} - q_{1l}) + c_{t1l}(\dot{z}_{1l} - \dot{q}_{1l}) \quad (2-5)$$

Các phương trình vi phân mô tả chuyển động của vật m_{1r} , m_{2l} và m_{2r} được thiết lập tương tự.

$$m\ddot{z}_{1r} = k_{1r}(z_{b1r} - z_{1r}) + c_{1r}(\dot{z}_{b1r} - \dot{z}_{1r}) - k_{t1r}(z_{1r} - q_{1r}) + c_{t1r}(\dot{z}_{1r} - \dot{q}_{1r}) \quad (2-6)$$

$$m\ddot{z}_{2l} = k_{2l}(z_{b2l} - z_{2l}) + c_{2l}(\dot{z}_{b2l} - \dot{z}_{2l}) - k_{t2l}(z_{2l} - q_{2l}) + c_{t2l}(\dot{z}_{2l} - \dot{q}_{2l}) \quad (2-7)$$

$$m\ddot{z}_{2r} = k_{2r}(z_{b2r} - z_{2r}) + c_{2r}(\dot{z}_{b2r} - \dot{z}_{2r}) - k_{t2r}(z_{2r} - q_{2r}) + c_{t2r}(\dot{z}_{2r} - \dot{q}_{2r}) \quad (2-8)$$

trong đó: Từ mô hình dao động hình 2.3, chúng ta xác định mối quan hệ hình học giữa các chuyển vị theo phương thẳng đứng (OZ): z_{b1l} , z_{b1r} , z_{b2l} , z_{b2r} với dịch chuyển theo phương (OZ) tại vị trí trọng tâm của thân xe như sau:

$$z_{b1l} = z_b - a\varphi_b - \frac{B_t}{2}\theta_b \quad (2-9)$$

$$z_{b1r} = z_b - a\varphi_b + \frac{B_t}{2}\theta_b \quad (2-10)$$

$$z_{b2l} = z_b + b\varphi_b - \frac{B_s}{2}\theta_b \quad (2-12)$$

$$z_{b2r} = z_b + b\varphi_b + \frac{B_s}{2}\theta_b \quad (2-13)$$

b) Thiết lập phương trình vi phân miêu tả dao động cho khối lượng được treo

Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên thân xe được thể hiện hình 2.5.

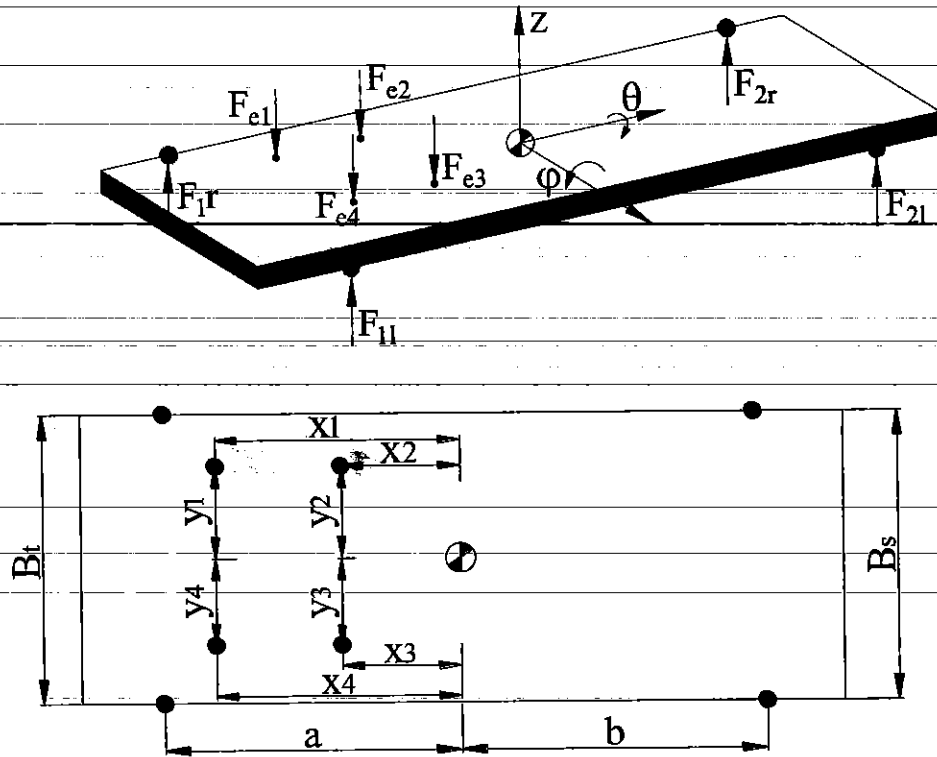
Phương trình cân bằng lực tác dụng lên thân xe theo phương Z

$$m_b\ddot{z} = (F_{e1} + F_{e2} + F_{e3} + F_{e4}) - (F_{1r} + F_{1l} + F_{2l} + F_{2r}) \quad (2-14)$$

trong đó:

+ Lực tác dụng theo phương đứng lên động cơ tại đệm số 1: F_{e1}

$$F_{e1} = k_{e1}(z_{e1} - z_1) + c_{e1}(\dot{z}_{e1} - \dot{z}_1) \quad (2-15)$$



Hình 2.5. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên thân xe

+ Lực tác dụng theo phương đứng lên động cơ tại đệm số 2: F_{e2}

$$F_{e2} = k_{e2}(z_{e2} - z_2) + c_{e2}(\dot{z}_{e2} - \dot{z}_2) \quad (2-16)$$

+ Lực tác dụng theo phương đứng lên động cơ tại đệm số 3: F_{e3}

$$F_{e3} = k_{e3}(z_{e3} - z_3) + c_{e3}(\dot{z}_{e3} - \dot{z}_3) \quad (2-17)$$

+ Lực tác dụng theo phương đứng lên động cơ tại đệm số 4: F_{e4}

$$F_{e4} = k_{e4}(z_{e4} - z_4) + c_{e4}(\dot{z}_{e4} - \dot{z}_4) \quad (2-18)$$

trong đó: Từ mô hình dao động hình 2.3, chúng ta xác định mối quan hệ hình học giữa các chuyển vị theo phương thẳng đứng tại các chuyển vị z_{e1} , z_{e2} , z_{e3} , z_{e4} , và z_1 , z_2 , z_3 , z_4 . Các chuyển vị được xác định theo các công thức dưới đây:

$$z_{e1} = z_e - x_{e1}\varphi_e + y_{e2}\theta_e \quad (2-19)$$

$$z_{e2} = z_e + x_{e2}\varphi_e + y_{e2}\theta_e \quad (2-20)$$

$$z_{e3} = z_e + x_{e3}\varphi_e - y_{e3}\theta_e \quad (2-21)$$

$$z_{e4} = z_e + x_{e4}\varphi_e - y_{e4}\theta_e \quad (2-22)$$

$$z_1 = z_b + x_1\varphi_b - y_1\theta_b \quad (2-23)$$

$$z_2 = z_b + x_2\varphi_b - y_2\theta_b \quad (2-24)$$

$$z_3 = z_b - x_3\varphi_b - y_3\theta_b \quad (2-25)$$

$$z_4 = z_b - x_4\varphi_b - y_4\theta_b \quad (2-26)$$

Phương trình cân bằng mô men tác dụng lên thân xe theo tọa độ suy rộng φ_b

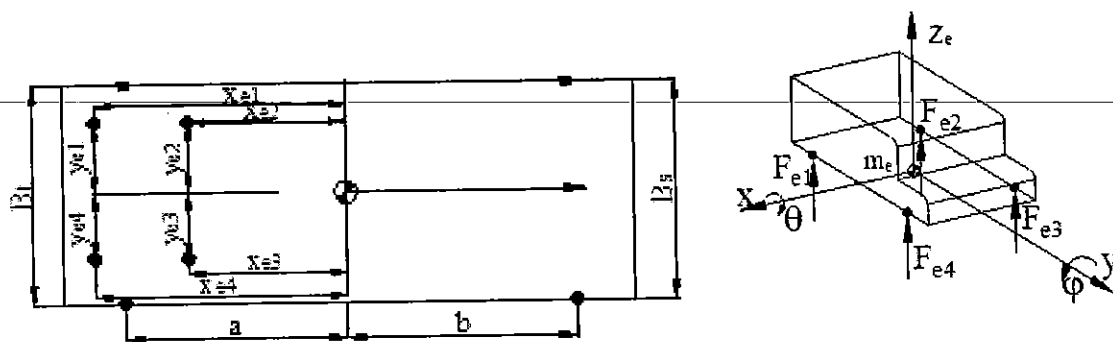
$$I_y \ddot{\varphi}_b = (F_{1r} + F_{1l}) \cdot a - (F_{2r} + F_{2l}) \cdot b - (F_{e1} \cdot x_1 + F_{e2} \cdot x_2 + F_{e3} \cdot x_3 + F_{e4} \cdot x_4) \quad (2-27)$$

Phương trình cân bằng mô men tác dụng lên thân xe theo tọa độ suy rộng θ_b

$$J_x \ddot{\theta}_b = F_{1l} \cdot \frac{B_l}{2} + F_{2r} \cdot \frac{B_s}{2} - F_{1r} \cdot \frac{B_l}{2} - F_{2l} \cdot \frac{B_s}{2} + (F_{e1} \cdot y_1 + F_{e2} \cdot y_2) - (F_{e3} \cdot y_3 + F_{e4} \cdot y_4) \quad (2-28)$$

c) Thiết lập phương trình vi phân miêu tả dao động cho khối lượng m_e

Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cụm động cơ và hệ thống truyền lực được thể hiện hình 2.6.



Hình 2.6. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cụm động cơ và hệ thống truyền lực

Phương trình cân bằng lực theo phương đứng tác dụng lên vật m_e theo phương Z_e

$$m_e \ddot{z}_e = F_z - (F_{e1} + F_{e2} + F_{e3} + F_{e4}) \quad (2-29)$$

Phương trình cân bằng mô men tác dụng lên thân xe theo tọa độ suy rộng φ_e

$$I_{ey} \ddot{\varphi}_e = M_y + F_{e1} \cdot x_{e1} + F_{e4} \cdot x_{e4} - F_{e2} \cdot x_{e2} - F_{e3} \cdot x_{e2} \quad (2-30)$$

Phương trình cân bằng mô men tác dụng lên thân xe theo tọa độ suy rộng θ_e

$$I_{ex} \ddot{\theta}_e = M_x + F_{e3} \cdot y_{ee} + F_{e4} \cdot y_{e4} - F_{e1} \cdot y_{e1} - F_{e2} \cdot y_{e2} \quad (2-31)$$

trong đó: F_z , M_x , và M_y là lực và mô men kích thích dao động từ động cơ đốt trong và nó sẽ được phân tích phần dưới đây.

Kết hợp các phương trình (2.5), (2.6), (2.7), (2.8), (2.14), (2.27), (2.28), (2.29), (2.30) và (2.31), chúng ta thu được hệ phương trình vi phân mô tả dao động của cơ hệ. Nó là cơ sở để cho việc mô phỏng và tối ưu thông số thiết kế của đệm cách dao động động cơ ở phần sau.

2.2.4. Nguồn kích thích dao động tác dụng lên cơ hệ

Khi ô tô hoạt động dưới điều kiện khác nhau, các nguồn kích thích dao động gồm mấp mô mặt đường, động cơ đốt trong, lực gió,... Trong đề tài này, tác giả chỉ phân tích và sử dụng 2 nguồn kích thích là kích thích động cơ đốt trong và kích thích mấp mô mặt đường.

a) Nguồn kích thích từ động cơ đốt trong

Khi động cơ đốt trong hoạt động có rất nhiều lực và mô men sinh ra các nguồn kích dao động truyền đến thân xe. Các lực sinh ra trong quá trình hoạt động của động cơ: (1) Trọng lượng của động cơ; Lực khí thể F_k ; Lực quán tính: Lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và lực quán tính của các khối lượng chuyển động quay; Lực ly tâm; và mô men xoắn động cơ.

Trong giới hạn của đề tài này, các lực và mô men kích thích: Lực tác dụng theo phương thẳng đứng (F_z), các mô men làm xoay động cơ theo phương dọc (M_x), và ngang (M_y). Nó được xác định theo tài liệu tham khảo [25], đối với động cơ 4 xy lạnh thẳng hàng theo công thức sau:

$$F_z = 4.m_c.r.\lambda.\omega_0^2.\cos(2\omega_0 t) \quad (2-32)$$

$$M_x = M_e[1+1.3.\sin(2\omega_0 t)] \quad (2-33)$$

$$M_y = 4.m_c.r.\lambda.\omega_0^2.L.\cos(2\omega_0 t) \quad (2-34)$$

trong đó:

m_c là khối lượng nhóm piston thanh truyền (kg)

M_e là mô men xoắn động cơ (N.m) và được xác định bằng công thức thực nghiệm

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

n là số vòng quay trục khuỷu (vòng/phút)

r là bán kính quay trục khuỷu (m)

λ là thông số kết cấu

L là khoảng cách từ trọng tâm động cơ đến đường tâm của xi lanh thứ 2 và 3

ω_0 là tốc độ góc (rad/s)

t là thời gian (s)

b) Nguồn kích thích mặt đường

Trong đề tài này, tác giả giới thiệu kích thích ngẫu nhiên mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8068[24] 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 nguồn 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 mặt đường 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:

$$S_q(n) = S_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (2-35)$$

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 ($m^3/\text{chu kỳ}$), ω 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:

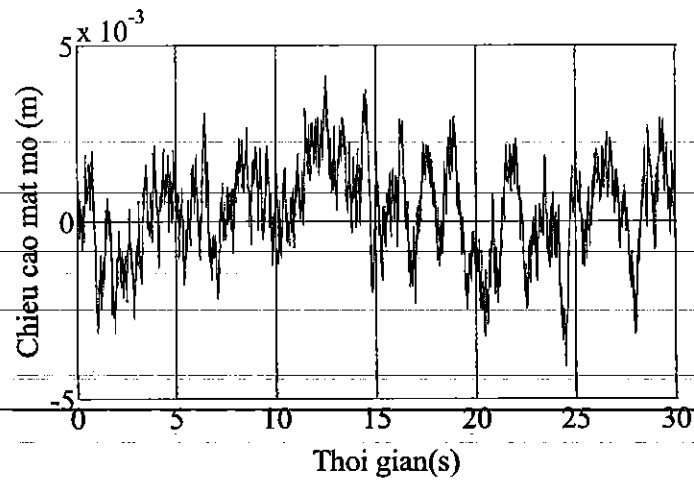
$$q(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{2vn_0^2 S_q(n_0)}{f_{mid,i}^2}} \Delta f \cdot \cos(2\pi f_{mid,i} t + \phi_i) \quad (2-36)$$

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

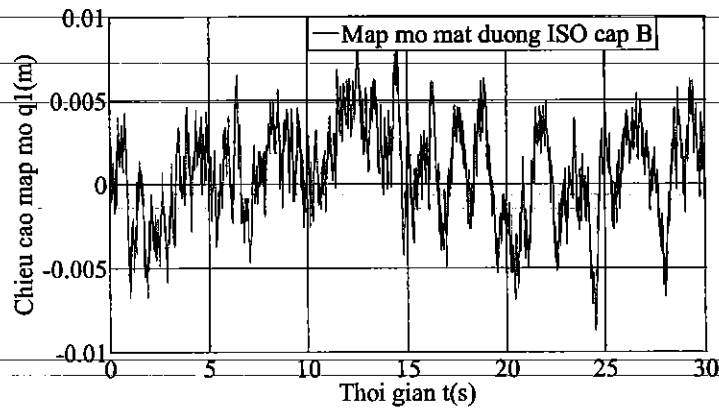
Căn cứ số liệu bảng 2.1 các loại đường được phân cấp theo tiêu chuẩn ISO với $v=20(m.s^{-1})$; $f_1=0.5(Hz)$; $f_2=30(Hz)$; $n_0=0.1(m^{-1})$, tác giả đã tiến hành lập chương trình toán bằng phần mềm Matlab 2014 để mô phỏng các mấp mô ngẫu nhiên của mặt đường. Một số kết quả mấp mô mặt đường dạng đồ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

Bảng 2.1. Các lớp mấp mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068[24]

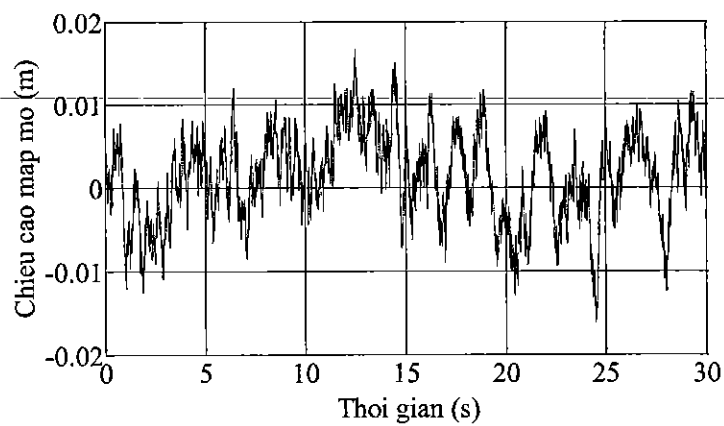
Cấp	A	B	C	D	E	F	G
Tình trạng mặt đường	Rất tốt	Tốt	Bình thường	Xấu	Rất xấu	Tồi	Quá tồi
$S_q(n_0)$	16	64	256	1024	4096	16384	65535



Hình 2.7. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO A (mặt đường có chất lượng rất tốt)



Hình 2.8. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO B (mặt đường có chất lượng trung bình)



Hình 2.9. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO C (mặt đường có chất lượng trung bình)

2.3. Cơ sở về lý thuyết tối ưu thông số thiết kế

Trong toán học, tối ưu hóa có điều kiện cũng là quá trình tối ưu hóa một hàm mục tiêu đối với một số biến với sự hiện diện của các ràng buộc lên các biến đó. Hàm mục tiêu có thể là hàm chi phí hoặc hàm năng lượng, với mục tiêu cần được giảm thiểu tối đa, hoặc hàm phần thưởng hoặc hàm tiện ích, những hàm có mục tiêu phải được tối đa hóa. Các ràng buộc có thể là một "ràng buộc cứng", là những điều kiện đặt cho các biến được yêu cầu phải được thỏa mãn, hoặc các "ràng buộc mềm", những ràng buộc có một số giá trị biến không được chấp nhận trong hàm mục tiêu và dựa trên mức độ nào đó, các điều kiện trên các biến không được thỏa mãn.

a) Tối ưu một hàm mục tiêu

Tối ưu hàm mục tiêu là phương pháp tối ưu 1 hay nhiều biến thiết kế sao cho một hàm mục tiêu đạt được nhỏ nhất hoặc lớn nhất và dưới đây là mô hình toán:

Hàm mục tiêu:

$$F = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_k) \rightarrow \min \text{ or } \max \quad (2-37)$$

Điều kiện ràng buộc:

$$s.t. \begin{cases} g(x) \leq 0 \\ x_k^{(L)} \leq x \leq x_k^{(U)} \\ x = \{x_1, x_2, \dots, x_k\} \end{cases} \text{ or } s.t. \begin{cases} g(x) \geq 0 \\ x_k^{(L)} \leq x \leq x_k^{(U)} \\ x = \{x_1, x_2, \dots, x_k\} \end{cases} \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (2-38)$$

trong đó: $x_k^{(L)}$, $x_k^{(U)}$ là giới hạn dưới và trên của điều kiện ràng buộc, $x = \{x_1, x_2, \dots, x_k\}$ là các biến tối ưu.

Áp dụng mô hình toán tối ưu một hàm mục tiêu để tối ưu các thông số thiết kế của hệ thống treo nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động ô tô (Ride comfort) hoặc nâng cao khả năng thân thiện mặt đường giao thông ('Road-Friendly Suspension). Dưới đây giới thiệu thuật toán di truyền.

Giải thuật di truyền (GA-Genetic Algorithm) là kỹ thuật phỏng theo quá trình thích nghi tiến hóa của các quần thể sinh học dựa trên học thuyết Darwin. GA là phương pháp tìm kiếm tối ưu ngẫu nhiên bằng cách mô phỏng theo sự tiến hóa của con người hay của sinh vật. Tư tưởng của thuật toán di truyền là mô phỏng các hiện tượng tự nhiên, là kế thừa và đấu tranh sinh tồn.

Các giả thuyết trong GA thường được mô tả bằng các chuỗi bit, việc hiểu các chuỗi bit này tùy thuộc vào ứng dụng, ý tưởng các giả thuyết cũng có thể được mô tả bằng các biểu thức kí hiệu hoặc ngay cả các chương trình máy tính.

GA thuộc lớp các giải thuật xuất sắc nhưng lại rất khác các giải thuật ngẫu nhiên vì chúng kết hợp các phần tử tìm kiếm trực tiếp và ngẫu nhiên. Khác biệt quan trọng giữa tìm kiếm của GA và các phương pháp tìm kiếm khác là GA duy trì và xử lý một tập các lời giải, gọi là một quần thể (population). Trong GA, việc tìm kiếm giả thuyết thích hợp được bắt đầu với một quần thể, hay một tập hợp có chọn lọc ban đầu của các giả thuyết. Các cá thể của quần thể hiện tại khởi nguồn cho quần thể thế hệ kế tiếp bằng các hoạt động lai ghép và đột biến ngẫu nhiên – được lấy mẫu sau các quá trình tiến hóa sinh học. Ở mỗi bước, các giả thuyết trong quần thể hiện tại được ước lượng liên hệ với đại lượng thích nghi, với các giả thuyết phù hợp nhất được chọn theo xác suất là các hạt giống cho việc sản sinh thế hệ kế tiếp, gọi là cá thể (individual). Cá thể nào phát triển hơn, thích ứng hơn với môi trường sẽ tồn tại và ngược lại sẽ bị đào thải. GA có thể dò tìm thế hệ mới có độ thích nghi tốt hơn. GA giải quyết các bài toán quy hoạch toán học thông qua các quá trình cơ bản: *lai tạo* (crossover), *đột biến* (mutation) và *chọn lọc* (selection) cho các cá thể trong quần thể. Dùng GA đòi hỏi phải xác định được: khởi tạo quần thể ban đầu, hàm đánh giá các lời giải theo mức độ thích nghi – hàm mục tiêu, các toán tử di truyền tạo hàm sinh sản. Sơ đồ thuật toán di truyền (GA) được thể hiện trên hình 2.10.

Hình 2.10. thể hiện sơ đồ thuật toán di truyền và trong đó, các thành phần của thuật toán GA như sau:

- Khởi tạo: chọn ngẫu nhiên một số lượng cá thể (mỗi cá thể chỉ có 1 gen -genome duy nhất và 1 gen cũng chỉ phục vụ cho 1 cá thể duy nhất), *tập hợp tất cả các cá thể gọi là quần thể.*

- Mã hóa: mỗi gen là 1 chuỗi nhị phân có số lượng bite phù hợp để mã hóa bài toán. Biến thiết kế được chọn ngẫu nhiên và mã hóa trong chuỗi nhị phân.

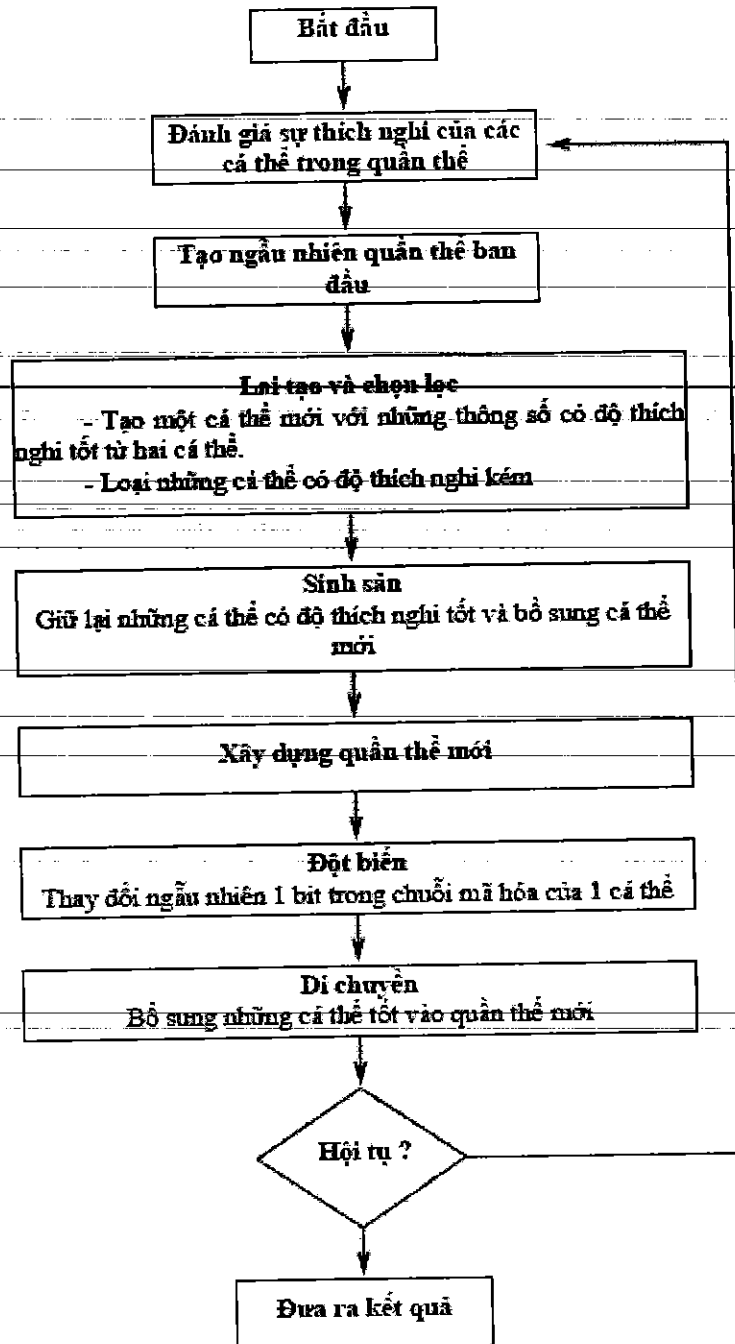
- Chọn lọc: chọn quần thể mới thỏa mãn phân bố xác suất dựa trên độ thích nghi, các cá thể có độ thích nghi lớn sẽ có nhiều bản sao trong thế hệ mới.

- Sinh sản: hình thành các cá thể mới trên cơ sở các cá thể cha – mẹ, bằng cách ghép một (hay nhiều) đoạn gen của hai (hay nhiều) các thể cha – mẹ với nhau.

- Đột biến: cá thể con mang một số tính trạng không có trong mã di truyền của cha mẹ. Mỗi gen trong tất cả cá thể có cơ hội đột biến như nhau. Phép toán này làm tăng khả năng tìm được lời giải tối ưu của GA.

- Giải mã: phép toán này ngược lại với phép toán Mã hóa.

GA lập luận mang tính chất ngẫu nhiên để tìm giải pháp tối ưu cho những vấn đề phức tạp, thay vì xác định như toán học giải tích. Chính hàm số thích nghi là giúp GA tìm giải pháp tối ưu trong rất nhiều giải pháp có thể có. GA không để ý đến chi tiết vấn đề, trái lại chỉ chú ý đến giải pháp cho vấn đề, hay tìm điều kiện tối ưu cho việc điều hành và phân nhóm những giải pháp có được. GA được sử dụng đặc biệt cho những bài toán yêu cầu tìm kiếm tối ưu toàn cục với không gian tìm kiếm lớn và không thể kiểm soát nhờ khả năng duyệt qua không gian tìm kiếm đại diện mà không thực sự đi qua từng điểm của toàn bộ không gian.



Hình 2.10. Sơ đồ thuật toán di truyền (GA)

b) Tối ưu đa mục tiêu

Trong thực tế, chúng ta luôn phải đối đầu với các bài toán tối ưu nhiều hàm mục tiêu, các phương pháp tối ưu nhiều hàm mục tiêu như phương pháp ràng buộc, phương pháp tổng trọng số; thuật toán di truyền tối ưu đa mục tiêu;...

Trên cơ sở này người ta cố gắng áp dụng thuật toán di truyền để giải quyết các bài toán loại này. Thuật toán di truyền đa mục tiêu xuất hiện trên cơ sở này. Cho đến nay có rất nhiều thuật toán di truyền để giải bài toán tối ưu đa mục tiêu dựa trên cơ sở thuật toán di truyền chẳng hạn: thuật toán MOGA, NSGA, NSGA II, SPEA, SPEA2, MOEA... Ứng với mỗi thuật toán đều có những thuật lợi và khó khăn nhất định. Từ việc phân tích này tôi đã lựa chọn trình bày 3 thuật toán là: MOGA, SPEA và NSGA. Thông qua các thuật toán này ta có thể xấp xỉ được biên Pareto tốt nhất từ các nghiệm khởi tạo ban đầu.

Kết luận: Trong đề tài này, tác giả sử dụng kết hợp thuật toán di truyền với phương pháp tổng trọng số để tìm các thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động tối ưu nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động cho ô tô.

2.4. Kết luận chương 2

Kết quả chương này đã xây dựng được mô hình dao động toàn xe với hai nguồn kích thích dao động từ động cơ và mặt đường. Các thông số thiết kế tối ưu của hệ đệm cách dao động dựa vào giải thuật tối ưu kết hợp thuật toán di truyền với phương pháp tổng trọng số sẽ tiếp tục trình bày phần sau.

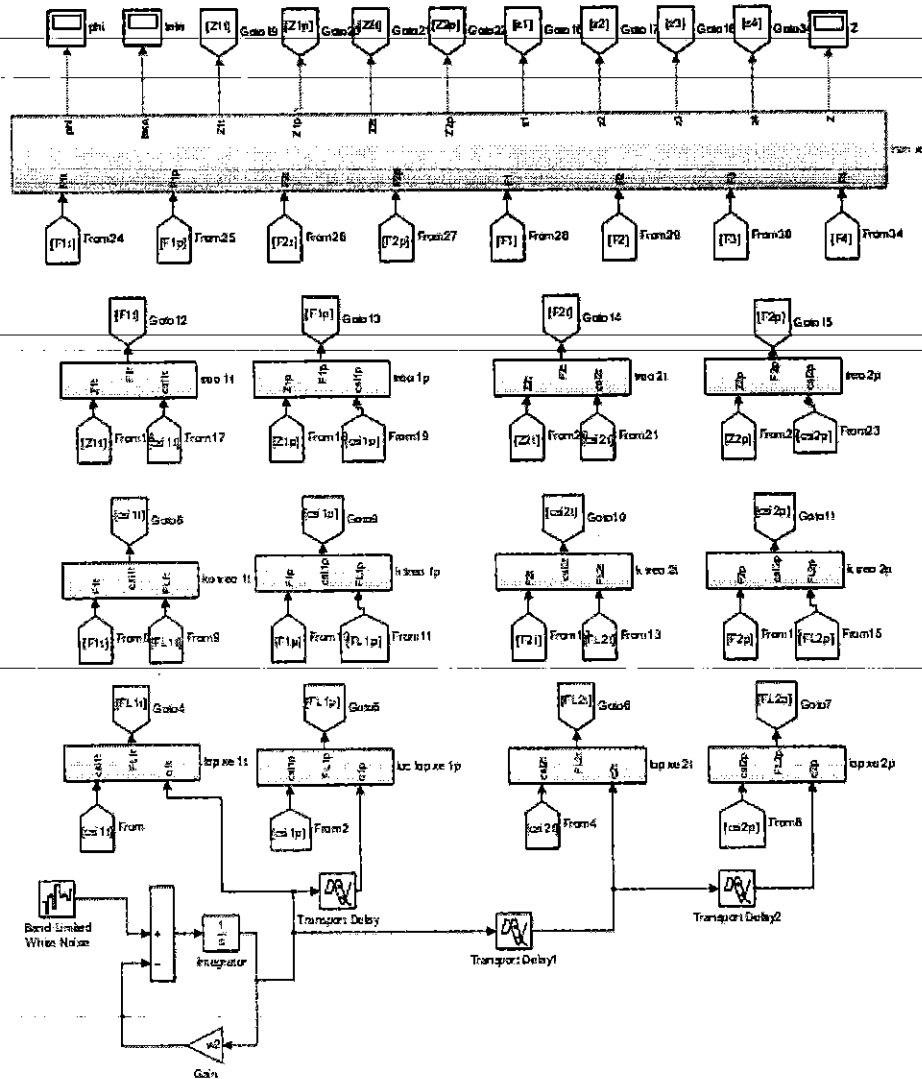
TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
13	Độ cứng của HTT sau phải	k_{2r}	178000	N/m
14	Độ cứng của lớp xe trước trái	k_{t1l}	200000	N/m
15	Độ cứng của lớp xe trước phải	k_{t1r}	200000	N/m
16	Độ cứng của lớp xe sau trái	k_{t2l}	200000	N/m
17	Độ cứng của lớp xe sau phải	k_{t2r}	200000	N/m
18	Hệ số cản giảm 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	I_x	800	kg.m ²
27	Mô men quán tính với trục Y	I_y	2100	kg.m ²
28	Mô men quán tính của động cơ với trục X_e	I_{xe}	30.7	kg.m ²
29	Mô men quán tính của động cơ với trục Y_e	I_{ye}	37.25	kg.m ²
30	Vận tốc khi khảo sát	v	20	m/s
31	Tọa độ lực F1 theo phương X	x_1	0.85	m
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

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
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	k_{e1}	4156	N/m
41	Độ cứng phần tử treo động cơ	k_{e2}	4156	N/m
42	Độ cứng phần tử treo động cơ	k_{e3}	4156	N/m
43	Độ cứng phần tử treo động cơ	k_{e4}	4156	N/m
44	Hệ số cản của phần tử treo động cơ	c_{e1}	260	N.s/m
45	Hệ số cản của phần tử treo động cơ	c_{e2}	260	N.s/m
46	Hệ số cản của phần tử treo động cơ	c_{e3}	260	N.s/m
47	Hệ số cản của phần tử treo động cơ	c_{e4}	260	N.s/m
48	Tọa độ theo phương X_e của lực F_1	x_{e1}	0.45	m
49	Tọa độ theo phương Y_e của lực F_1	y_{e1}	-0.28	m
50	Tọa độ theo phương X_e của lực F_2	x_{e2}	-0.45	m
51	Tọa độ theo phương Y_e của lực F_2	y_{e2}	-0.28	m
52	Tọa độ theo phương X_e của lực F_3	x_{e3}	0	m
53	Tọa độ theo phương Y_e của lực F_3	y_{e3}	0.52	m
54	Tọa độ theo phương X_e của lực F_4	x_{e4}	-0.3	m
55	Tọa độ theo phương Y_e của lực F_4	y_{e4}	0.5	m
56	Số vòng quay lớn nhất	n_e	5700	v/ph
57	Số xi lanh	i	4	Chiếc
58	Số kỳ	τ	4	Kỳ
59	s	92.8	mm	
60	Đường kính xi lanh	D	82.5	mm
61	Tỷ số nén	ε	10.3	
62	Chiều dài thanh truyền	L	144	mm
63	Khối lượng piston thanh truyền	m_c	0.82	kg

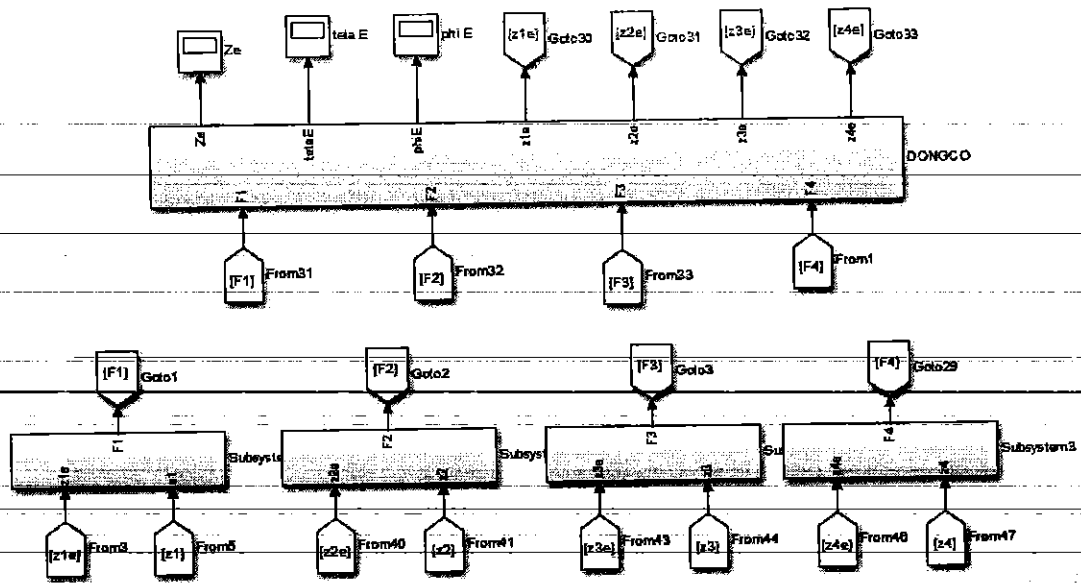
TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
64	Bán kính quay trục khuỷu	r	0.06	m
65	Mô men cực đại ở số vòng quay	M_{emax}/n_{emax}	195/330 0	Nm/vg/p h
66	Thông số kết cấu	λ	0.33	

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 với bộ số liệu mô phỏng bảng 3.1. Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/simulink thân xe và động cơ thể hiện trên hình 3.1 và hình 3.2.



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



Hình 3.2. Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/simulink động cơ đốt trong

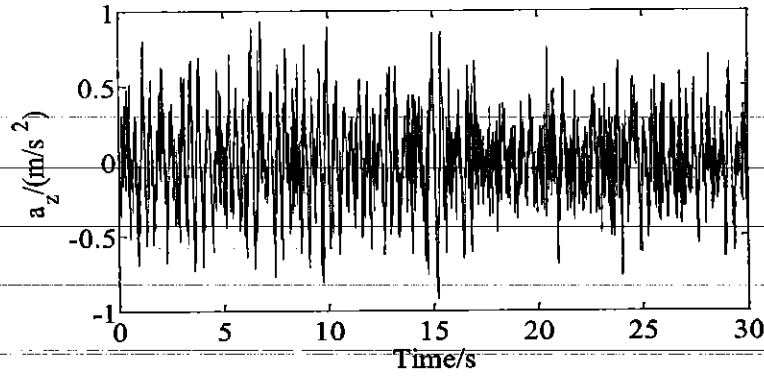
3.2. Mô phỏng các với chế độ làm việc khác nhau

Mô phỏng tiến hành ở các điều kiện hoạt động khác nhau của động cơ và xe sử dụng hệ thống đệm cách dao động cơ bị động của xe nguyên bản được trình bày dưới đây.

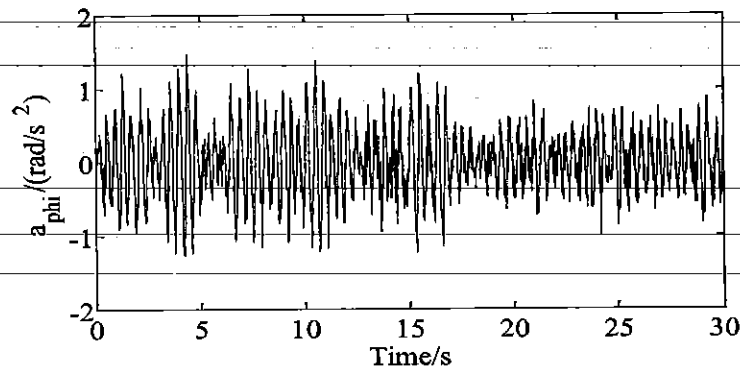
a. Trường hợp 1: Khi ô tô chuyển động trên mặt đường ISO loại B với vận tốc ô tô $v=20\text{m/s}$ và tốc độ của động cơ $n_e=1600(\text{v/p})$

Các gia tốc theo miền thời gian tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động nguyên bản khi ô tô chuyển động trên mặt đường ISO B với vận tốc ô tô $v=20\text{m/s}$ và tốc độ của động cơ $n_e=1600(\text{v/p})$ được thể hiện trên hình 3.3. Từ kết quả hình 3.3 chúng ta có thể lần lượt xác định các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe theo phương thẳng đứng (a_{wz}), góc lắc dọc (a_{wphi}) và góc lắc ngang (a_{wlat}) là dựa vào công thức (1.1) theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 và nó lần lượt là 0.2724 m/s^2 , 0.4529 rad/s^2 và 0.4391 rad/s^2 . Đối chiếu bảng 1.1 của tiêu chuẩn ISO 2631-1 về đánh giá chủ quan thì người lái có cảm giác thỏa mái.

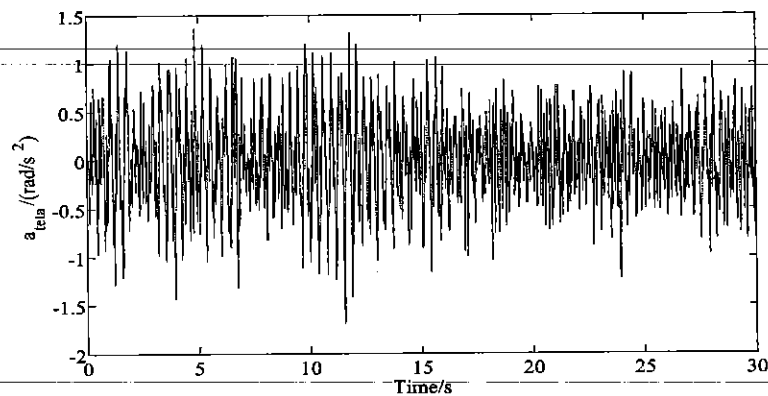
b. Trường hợp 2: Khi ô tô chuyển động trên mặt đường ISO loại C với vận tốc ô tô $v=20\text{m/s}$ và tốc độ của động cơ $n_e=2200(\text{v/p})$



(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

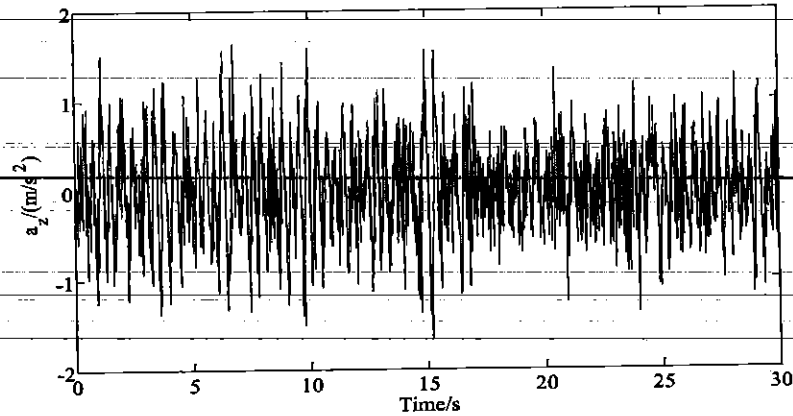


(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

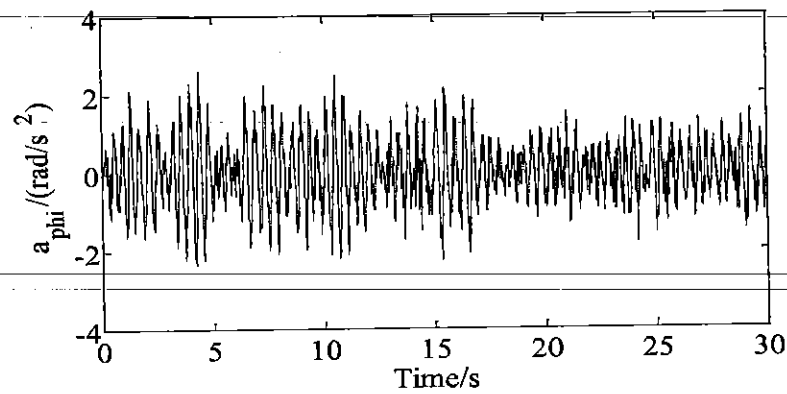
Hình 3.3. Các gia tốc theo miền thời gian trong trường hợp 2.

Các gia tốc theo miền thời gian tại vị trí trọng tâm thân xe với đệm cách dao động nguyên bản khi ô tô chuyển động trên mặt đường ISO C với vận tốc ô tô $v=20\text{m/s}$ và tốc độ của động cơ $n_e=2200(\text{v/p})$ được thể hiện trên hình 3.4. Từ kết quả hình 3.4 chúng ta có thể lần lượt xác định các giá trị gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm của xe theo phương thẳng đứng (a_{wz}), góc lắc dọc (a_{wphi}) và góc

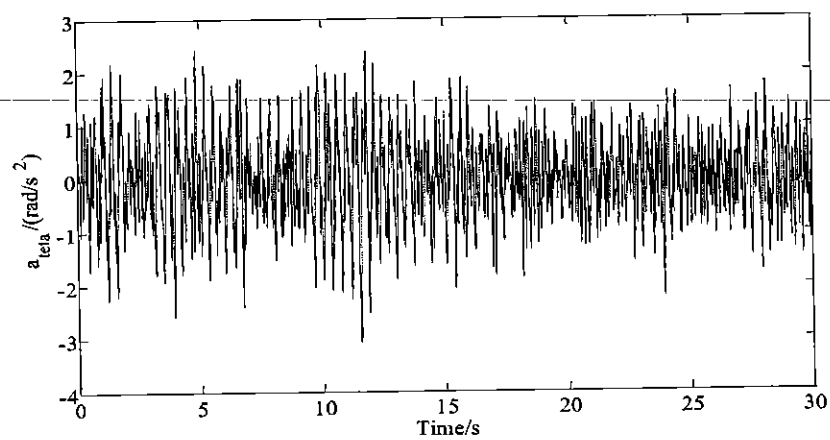
lắc ngang (a_{wtate}) là dựa vào công thức (1.1) theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 và nó lần lượt là 0.4902m/s^2 , 0.8144 rad/s^2 và 0.7878 rad/s^2 . Đối chiếu bảng 1.1 của tiêu chuẩn ISO 2631-1 về đánh giá chủ quan thì người lái có cảm giác không thỏa mái.



(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 3.4. Các gia tốc theo miền thời gian trong trường hợp 2

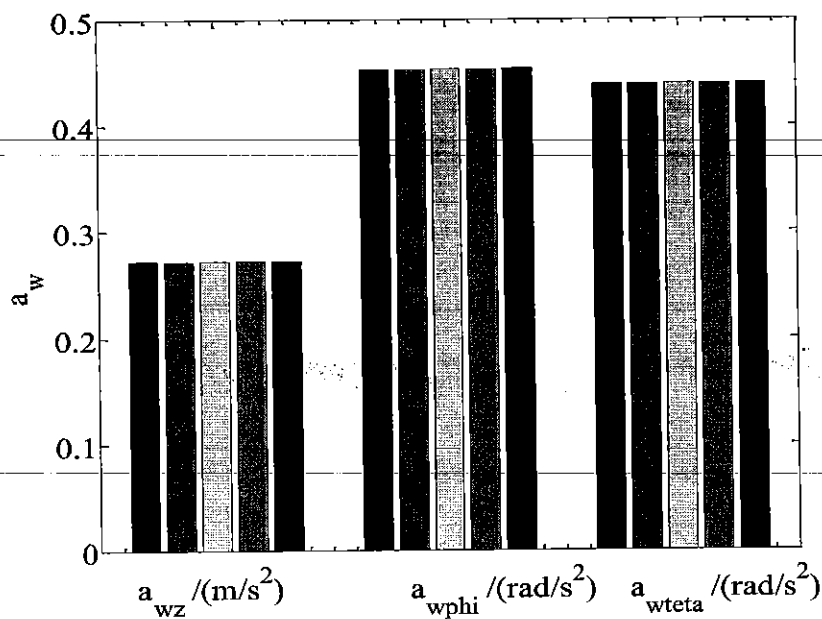
3.3. Đánh giá ảnh hưởng của điều kiện khai thác đến độ êm dịu chuyển động

a) Ảnh hưởng của nguồn kích thích dao động của động cơ

Để phân tích ảnh hưởng của nguồn kích thích dao động của động cơ, năm giá trị tốc độ động cơ $n_e = [1200, 1600, 2200, 2600, 3200]$ vòng/phút được chọn để khảo sát ảnh hưởng khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp B với vận tốc $v = 20 \text{ m/s}$. Quan hệ giữa các giá trị gia tốc bình phương trung bình theo các phương và các tốc độ động cơ được thể hiện bằng bảng 3.2 và hình 3.5.

Bảng 3.2. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các tốc độ động cơ khác nhau

Giá trị	1200v/p	1600v/p	2200v/p	2600v/p	3200v/p
$a_{wz} \text{ (m/s}^2\text{)}$	0.2724	0.2718	0.2724	0.2721	0.2726
$a_{wphi} \text{ (rad/s}^2\text{)}$	0.4524	0.4522	0.4529	0.4524	0.4539
$a_{wteta} \text{ (rad/s}^2\text{)}$	0.4383	0.4382	0.4391	0.4386	0.4387



Hình 3.5. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các tốc độ động cơ khác nhau

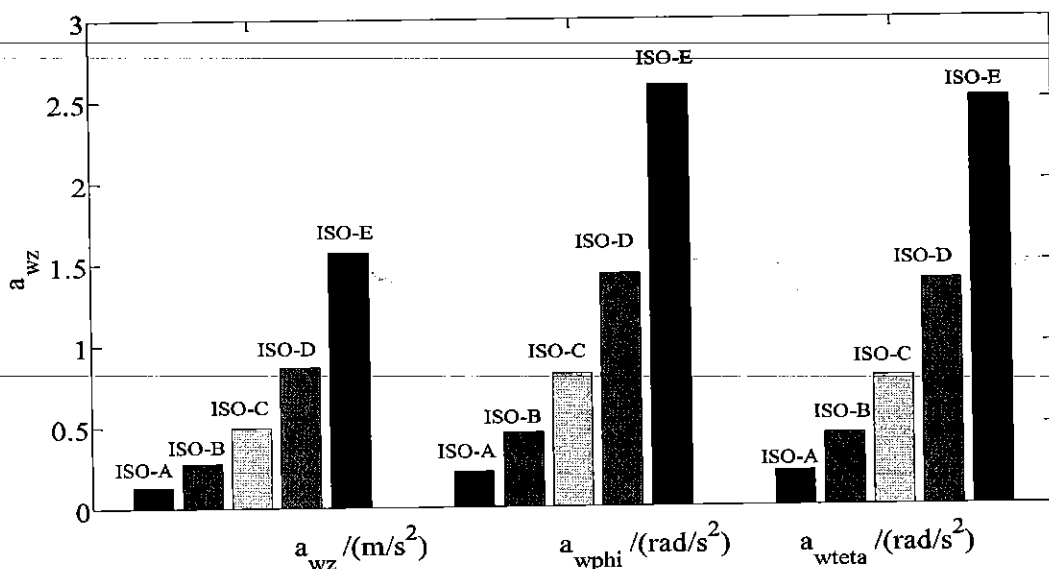
Từ kết quả bảng 3.2 và hình 3.5 chúng ta thấy rằng các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} thay đổi rất nhỏ khi các giá trị tốc độ của động cơ tăng lên. Điều đó thể hiện tần số kích thích dao động lớn ảnh hưởng không lớn đến độ êm dịu, tuy nhiên nó ảnh hưởng nhiều đến tiếng ồn của ô tô.

b) Ảnh hưởng của nguồn kích thích dao động mập mô mặt đường

Để phân tích ảnh hưởng của mặt đường đến độ êm dịu của hành khách, 5 loại mặt đường từ ISO cấp A (loại đường có mặt đường rất tốt), ISO cấp B (loại đường có mặt đường tốt), ISO cấp C (loại đường có mặt đường trung bình), ISO cấp D (loại đường có mặt đường xấu), đến ISO cấp E (loại đường có mặt đường rất xấu) được chọn để phân tích đánh giá với giá trị vận tốc $v=20\text{m/s}$ và tốc độ động cơ $n_e=1600\text{v/p}$ được chọn để mô phỏng và đánh giá ảnh hưởng của chúng. Quan hệ giữa các giá trị gia tốc bình phương trung bình theo các phương và các điều kiện đường khác nhau được thể hiện bảng 3.3 và hình 3.6.

Bảng 3.3. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các điều kiện mặt khác nhau

Giá trị	ISO cấp A	ISO cấp B	ISO cấp C	ISO cấp D	ISO cấp E
a_{wz} (m/s^2)	0.1313	0.2724	0.4904	0.8625	1.5666
a_{wphi} (rad/s^2)	0.2172	0.4529	0.8139	1.4309	2.5871
a_{wteta} (rad/s^2)	0.2100	0.4391	0.7881	1.3842	2.5106



Hình 3.6. Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} ở các tốc độ động cơ khác nhau

Từ kết quả thể hiện ở hình 3.6 chỉ ra rằng mặt đường biến xấu, các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} tăng điều đó dẫn đến độ êm dịu của xe biến xấu. Đặc biệt là khi xe chuyển động trên mặt đường xấu thì độ êm dịu biết xấu rất nhanh. Trong nhiều nghiên

cứu đã chỉ ra rằng đường ISO cấp D nhà quản lý đường đã phải can thiệp mặt đường và giới hạn vận tốc chuyển động. Khi điều kiện mặt đường ISO cấp E nhà quản lý đường phải sửa chữa hoặc phải giới hạn vận tốc chuyển động an toàn.

3.4. Tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách dao động cơ

Trên cơ sở phân tích ở phần chương 2 cơ sở về tối ưu hóa, các thông số thiết kế của đệm cách dao động của động cơ được tìm ra dựa vào sự kết hợp của giải thuật di truyền và phương pháp tổng trọng số. Dựa vào hàm mục tiêu gia tốc bình phương trung bình thân xe a_{wz} , gia tốc góc lắc dọc bình phương trung bình thân xe a_{wphi} và gia tốc góc lắc ngang bình phương trung bình thân xe a_{wteta} được chọn là các hàm mục tiêu để tìm ra các thông số thiết kế tối ưu của hệ thống đệm cách dao động động cơ. Hàm mục tiêu và điều kiện ràng buộc thể hiện dưới đây

$$F(x) = w_1 \{a_{wz}(x)\} + w_2 \{a_{wphi}(x)\} + w_3 \{a_{wteta}(x)\} \rightarrow \min. \quad (3-1)$$

$$s.t \begin{cases} x = [k_{ei}, c_{ei}] \\ \Delta z = |(z_{ei} - z_i)| \leq 0.006 \\ k_{ei}^{low} \leq k_{ei} \leq k_{ei}^{up} \\ c_{ei}^{low} \leq c_{ei} \leq c_{ei}^{up} \end{cases} \Leftrightarrow s.t \begin{cases} x = [k_{ei}, c_{ei}] \\ \Delta z = |(z_{ei} - z_i)| \leq 0.006 \\ 1.0 \leq \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ei}}{m_e}} \leq 2.0 \\ 0.2 \leq \frac{c_{ei}}{2\sqrt{m_e k_{ei}}} \leq 0.4 \end{cases}$$

trong đó: trọng số của của hàm mục tiêu, tác giả chọn $w_1=0.4$, $w_2=0.3$ và $w_3=0.3$.

Phần khai báo hàm mục tiêu theo phương pháp tổng trọng số viết bằng phần mềm Matlab:

```
function fit = fitness1(zb, phi, teta)
A1=zb(:,2); % Gia toc
[n1,m1]=size(A1);
total1=0;
for i=1:n1
total1=A1(i)^2+total1;
end
a1=total1/n1;
aw1=sqrt(a1);
A2=phi(:,2); % Gia toc goc phi
```

```

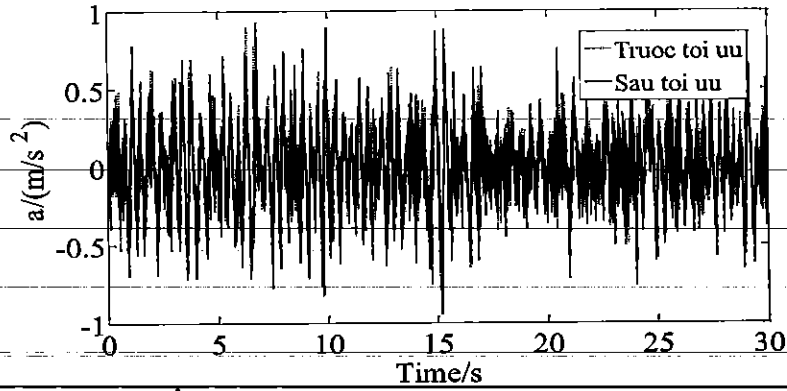
[n2,m2]=size(A2);
total2=0;
for i=1:n2
    total2=A2(i)^2+total2;
end
a2=total2/n2;
aw2=sqrt(a2);
A3=teta(:,2); % Gia toc goc teta
[n3,m3]=size(A3);
total2=0;
for i=1:n3
    total2=A3(i)^2+total2;
end
a3=total2/n3;
aw3=sqrt(a3);
fit=0.4*aw1+0.3*aw2+0.3*aw3;
end

```

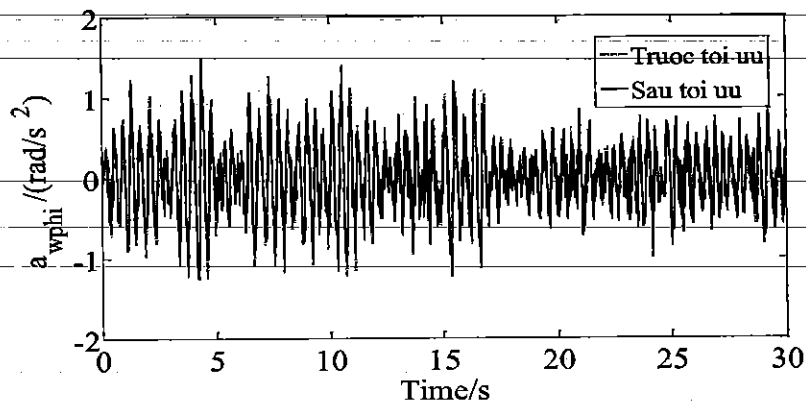
Kết quả tối ưu các thông số thiết kế của hệ thống đệm cách dao động động cơ được thực hiện giải thuật GA với kích thước quần thể (PopulationSize) là 100, Kích thức thế hệ (Generation) là 150 khi ô tô chuyển động mặt đường ISO cấp B ở vận tốc chuyển động $v=20\text{m/s}$. Kết quả tối ưu được thể hiện trên bảng 3.4.

Bảng 3.4. Kết quả thông số thiết kế đệm cách dao động trước và sau tối ưu

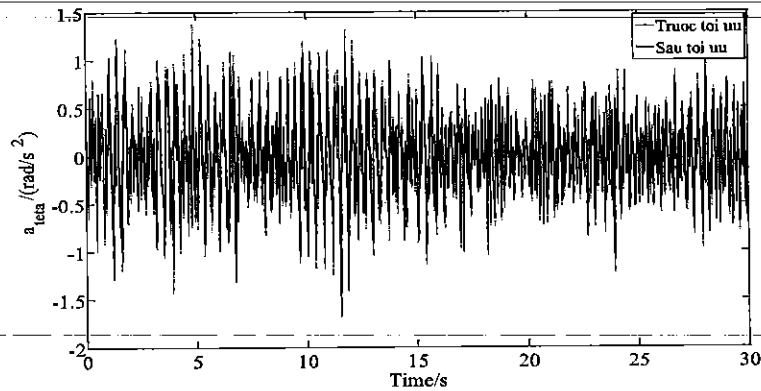
Thông số	Giá trị nguyên bản	Giá trị tối ưu GA	Trước tối ưu	Sau tối ưu	Chênh lệch%
$k_{ei}/(\text{N.m}^{-1})$	4156	3470	/	/	/
$c_{ei}/(\text{N.s.m}^{-1})$	260	378	/	/	/
$a_{wz}(\text{m.s}^{-2})$	/	/	0.2724	0.2473	10.2
$a_{wphi}(\text{rad.s}^{-2})$	/	/	0.4529	0.4187	8.2
$a_{wteta}(\text{rad.s}^{-2})$	/	/	0.4391	0.4068	7.9



(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 3.7. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động trước và sau tối ưu

Từ kết quả bảng 3.4 chỉ ra cho chúng ta thấy rằng các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} với các thông số thiết kế tối ưu của đệm lần lượt giảm 10.2%, 8.2% và 7.9% so với thông số của xe nguyên bản. Gia tốc theo thời gian với sự so sánh kết quả trước và

sau tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách động cơ được thể hiện trên hình 3.7. Từ hình 3.7 chúng ta thấy rằng các điểm đỉnh của biên độ đều giảm xuống.

3.5. Phân tích hiệu quả của hệ thống đệm cách sau khi tối ưu

Để đánh giá được hiệu quả giảm dao động của các thông số thiết kế tối ưu của hệ thống đệm cách dao động động cơ, các trường hợp khai thác khác nhau được chọn để phân tích và kiểm chứng chúng.

a. Trường hợp 1: Khi ô tô chuyển động trên mặt đường ISO loại C với vận tốc ô tô $v=20\text{m/s}$ và tốc độ của động cơ $n_e=2200(\text{v/p})$.

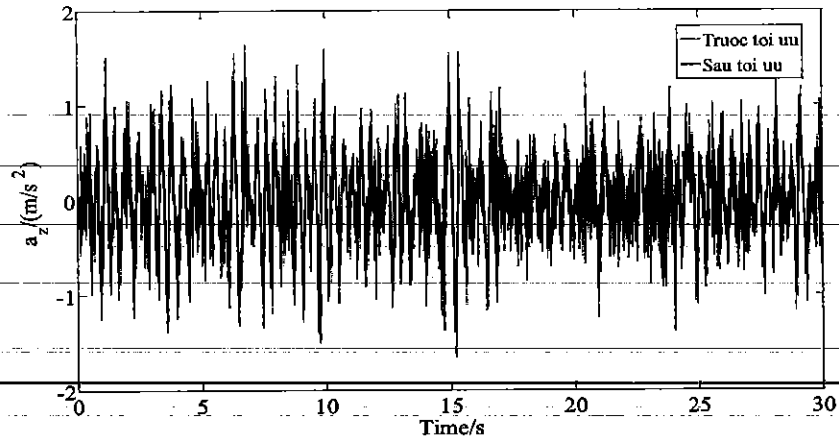
Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} khi ô tô hoạt động trong điều kiện khai thác trường hợp 1 được thể hiện trên bảng 3.5. Từ kết quả bảng 3.5 chỉ cho chúng ta thấy rằng các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} với các thông số thiết kế tối ưu của đệm lần lượt giảm 8.7%, 6.0% và 5.6% so với thông số của xe nguyên bản. Gia tốc theo thời gian với sự so sánh kết quả trước và sau tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách động cơ được thể hiện trên hình 3.8. Từ hình 3.8 chúng ta thấy rằng các điểm đỉnh của biên độ đều giảm xuống.

Bảng 3.5. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động trước và sau tối ưu ở trường hợp 1

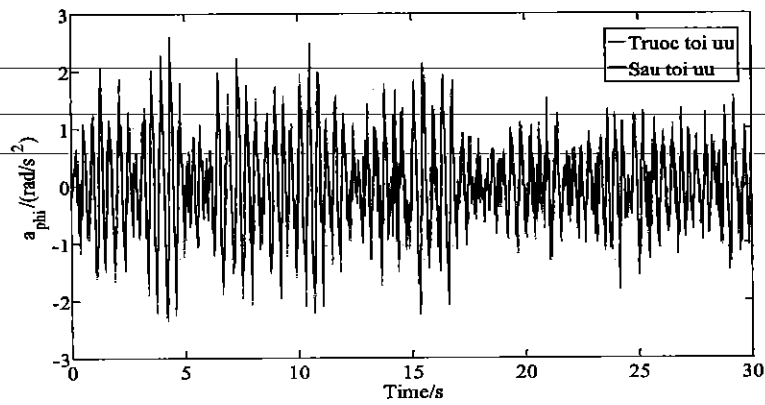
Thông số	$a_{wz} (\text{m/s}^2)$	$a_{wphi} (\text{rad/s}^2)$	$a_{wteta} (\text{rad/s}^2)$
Trước tối ưu	0.4902	0.8144	0.7878
Sau tối ưu	0.4508	0.7683	0.7462
Giảm %	8.7%	6.0%	5.6%

b. Trường hợp 2: Khi ô tô chuyển động trên mặt đường ISO loại D với vận tốc ô tô $v=20\text{m/s}$ và tốc độ của động cơ $n_e=2600(\text{v/p})$.

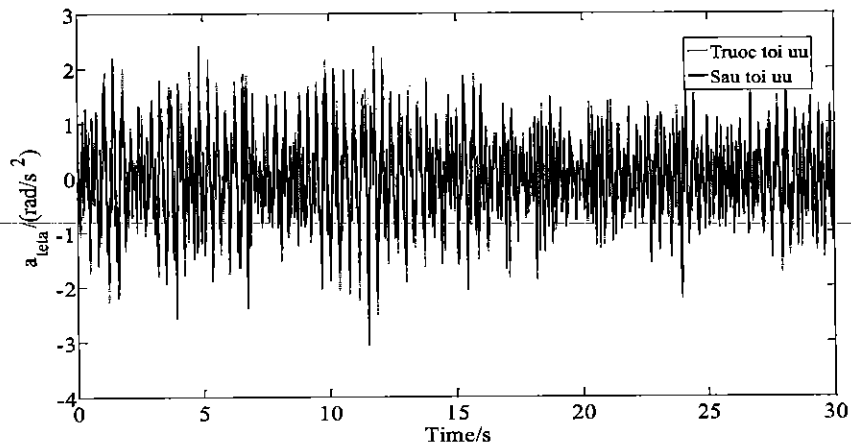
Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} khi ô tô hoạt động trong điều kiện khai thác trường hợp 2 được thể hiện trên bảng 3.6.



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



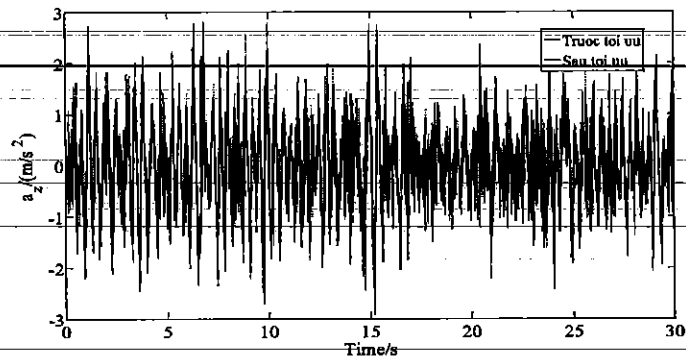
(b). Gia tốc góc lắc dọc tại vị trí trọng tâm thân xe



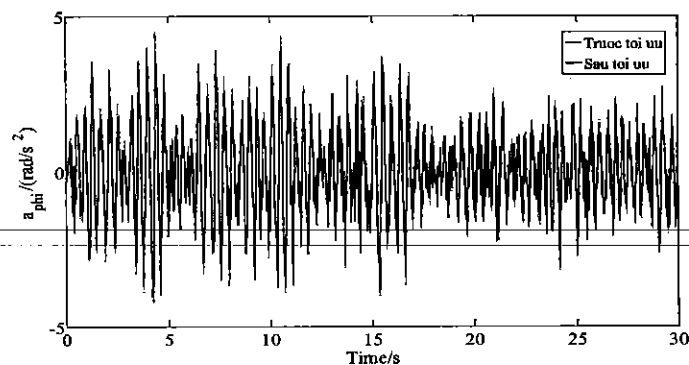
(c). Gia tốc góc lắc ngang tại vị trí trọng tâm thân xe

Hình 3.8. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động trước và sau tối ưu ở trường hợp 1

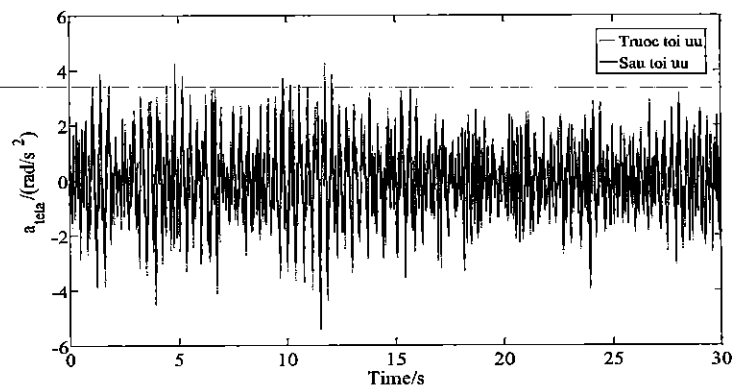
Từ kết quả bảng 3.6 chỉ cho chúng ta thấy rằng các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{weta} với các thông số thiết kế tối ưu của đệm lần lượt giảm 6.1%, 5.1% và 5.4% so với thông số của xe nguyên bản. Gia tốc theo thời gian với sự so sánh kết quả trước và sau tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách động cơ được thể hiện trên hình 3.9. Từ hình 3.9 chúng ta thấy rằng các điểm đỉnh của biên độ đều giảm xuống.



(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 trước và sau tối ưu ở trường hợp 2.

Bảng 3.6. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 2

Thông số	a_{wz} (m/s ²)	a_{wphi} (rad/s ²)	a_{wteta} (rad/s ²)
Trước tối ưu	0.8624	1.4331	1.3837
Sau tối ưu	0.8268	1.3630	1.3131
Giảm %	6.1%	5.1%	5.4%

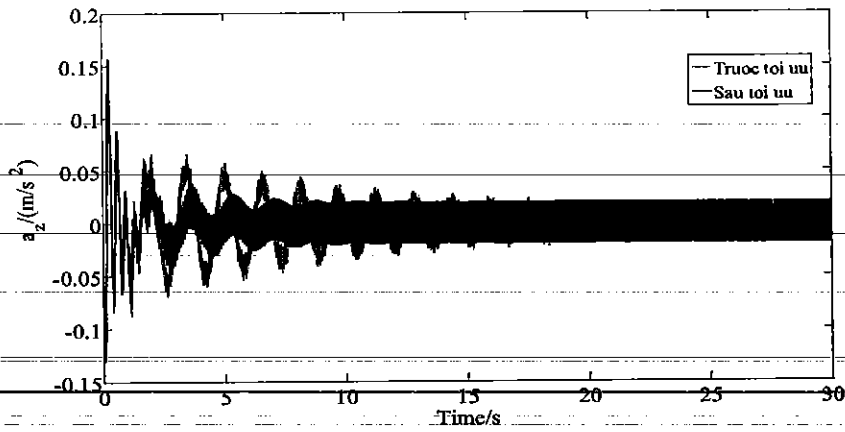
b. Trường hợp 3: Khi vận tốc ô tô $v=0$ m/ (xe dừng vị trí số ở chế độ an toàn), tốc độ của động cơ ở chế độ không tải $n_c=760$ (v/p).

Các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} khi ô tô hoạt động trong điều kiện khai thác trường hợp 3 được thể hiện trên bảng 3.7.

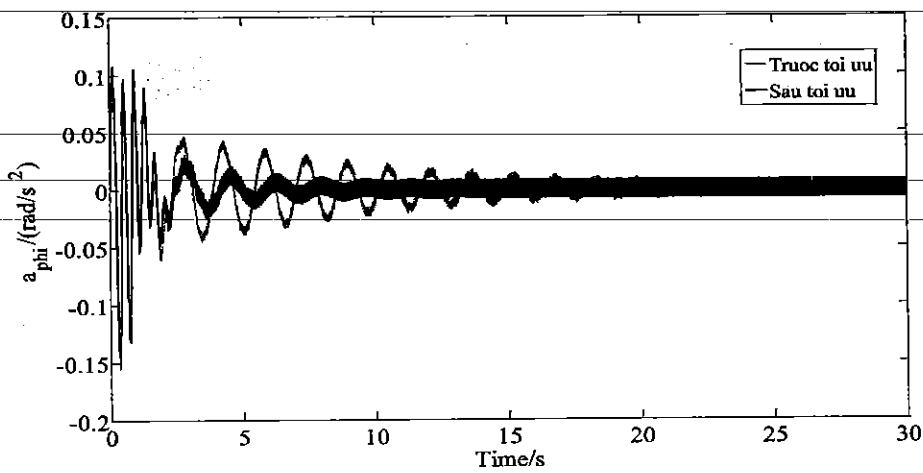
Từ kết quả bảng 3.7 chỉ cho chúng ta thấy rằng các giá trị a_{wz} , a_{wphi} và a_{wteta} với các thông số thiết kế tối ưu của đệm lần lượt giảm 24.1%, 21.9% và 19.7% so với thông số của xe nguyên bản. Gia tốc theo thời gian với sự so sánh kết quả trước và sau tối ưu thông số thiết kế hệ thống đệm cách động cơ được thể hiện trên hình 3.10. Hiệu quả của các thông số thiết kế tối ưu của đệm cách dao động động cơ phát huy tác dụng lớn ở trường hợp động cơ làm việc chế độ không tải. Để giảm dao động khi nguồn kích thích tần số thấp của động cơ, thì các đặc tính hệ thống đệm cách dao động thủy lực có hệ số cản cao sẽ phát huy tác dụng của nó. Từ hình 3.10 chúng ta thấy rằng các điểm đỉnh của biên độ đều giảm xuống.

Bảng 3.7. Kết quả so sánh hiệu quả hệ đệm cách dao động bán chủ động ở trường hợp 3

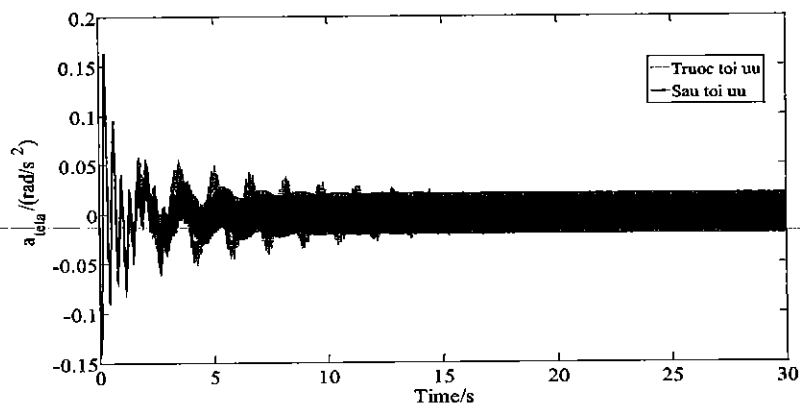
Thông số	a_{wz} (m/s ²)	a_{wphi} (rad/s ²)	a_{wteta} (rad/s ²)
Trước tối ưu	0.0242	0.0200	0.0219
Sau tối ưu	0.0195	0.0164	0.0183
Giảm %	24.1%	21.9%	19.7%



(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 3.10. So sánh hiệu quả của hệ thống đệm cách dao động trước và sau tối ưu ở trường hợp 3.

3.6. Kết luận

Kết quả chương 3 của đề tài, tác giả tiến hành mô phỏng ở các điều kiện khai thác khác nhau. Phân tích được ảnh hưởng của điều kiện khai thác đến êm dịu chuyển động của ô tô. Cuối cùng tiến hành tìm ra thông số thiết kế tối ưu cho hệ thống đệm cách dao động cơ đốt trong bị động dựa vào thuật toán di truyền GA và phương pháp tổng trọng số. Thông số thiết kế tối ưu được kiểm chứng hiệu quả giảm dao động ở các điều kiện khai thác khác nhau.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

Sau một thời gian nghiên cứu, với sự nỗ lực của bản thân cùng với sự giúp đỡ của các thầy cô trong Khoa Kỹ thuật Ô tô – Máy Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên, tôi đã hoàn thành cơ bản nội dung của đề tài cấp cơ sở. Đề tài đã đạt được một số kết quả sau 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 với hai nguồn kích thích dao động.
- Phân tích được các hàm kích thích dao động như mấp mô mặt đường và kích thích động cơ đốt trong;
- Phân tích được cơ sở lý thuyết tối ưu thông số;
- Mô phỏng và phân tích ảnh hưởng của điều kiện khai thác đến độ êm dịu. Kiểm chứng phản ứng của đệm cách dao động bị động dưới điều kiện hoạt động khác nhau.
- Các thông số thiết kế tối ưu của đệm cách dao động được tìm ra dựa vào kết hợp thuật toán di truyền GA và phương pháp tổng các trọng số. Kết quả của các thông số thiết kế tối ưu được kiểm chứng phản ứng ở các điều kiện hoạt động khác nhau. Dưới đây làm một số kết quả thu được.
 - + 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 thông số thiết kế tối ưu của hệ thống đệm bị động của động cơ đốt trong lần lượt giảm 8.7%, 6.0% và 5.6% so với hệ thống đệm bị động của động cơ đốt trong nguyên bản 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 thông số thiết kế tối ưu của hệ thống đệm bị động của động cơ đốt trong lần lượt giảm 6.1%, 5.1% và 5.4% so với hệ thống đệm bị động của động cơ đốt trong nguyên bản 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 thông số thiết kế tối ưu của hệ thống đệm bị động của động cơ đốt trong lần lượt giảm 24.1%, 21.9% và

19.7% so với hệ thống đệm bị động của động cơ đốt trong nguyên bản trong trường hợp 3.

Tuy nhiên luận văn 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 kiểm chứng kết quả mô phỏng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

- [1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Đur Quốc Thịnh(2010), *Lý thuyết ô tô*, NXBKHKT 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]. 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.
- [5]. 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.
- [6]. Đinh Công Hào (2019), *Nghiên cứu điều khiển hệ thống treo bán chủ động cho động cơ đốt trong xe du lịch*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên, Thái Nguyên.
- [7]. 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.
- [8]. Hoàng Anh Tấn (2019), *Điều khiển hệ thống treo động cơ xe 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

- [9]. 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.
- [10]. Hoang Anh Tan, Le Van Quynh, Nguyen Van Liem, Bui Van Cuong, Le Xuan Long, Vu The Truyen (2019). Influence of damping coefficient into engine rubber mounting system on vehicle ride comfort. *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol. 29, 2019, p. 112-117.

[11]. Hoang Anh Tan, Le Van Quynh, Nguyen Van Liem, Bui Van Cuong, Le Xuan Long and Tran Van Quyet(2021). *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET)*. Volume 12, Issue 1, January 2021, pp.448-456 Article ID: IJARET_12_01_040.

[12]. Truong, N. H., & Dao, D.-N. (2020). New hybrid between NSGA-III with multi-objective particle swarm optimization to multi-objective robust optimization design for Powertrain mount system of electric vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(2), 168781402090425.

[13]. Timpner, F. F. (1965). Design Considerations in Engine Mounting. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/650093

[14]. Karanth, N. V., Raju, S., Kumbhar, M. S., & Vijayalakshmi, M. (1996). Design and Evaluation of Engine Mounts of a Passenger Utility Vehicle. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/962493 .

[15]. Cheli, F., Pezzola, M., Agostoni, S., & Giombini, M. (2011). Methodology to optimize engine mounts design in order to minimize inertial unbalances vibration propagation. *2011 19th Mediterranean Conference on Control & Automation (MED)*. doi:10.1109/med.2011.5983210.

[16]. Miroslav Demic and Danijela Miloradovic(2018). Numerical simulation of thermal loads of the truck's power train mounting system due to vibrations. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, Vol. 37(4) 911–927.

[17]. 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. doi:10.1155/2012/826497.

[18]. Wang, M., Yao, G., Zhao, J., & Qin, M. (2014). A novel design of semi-active hydraulic mount with wide-band tunable notch frequency. *Journal of Sound and Vibration*, 333(8), 2196–2211. doi:10.1016/j.jsv.2013.12.004.

[19]. Römling, S., Vollmann, S., & Kolkhorst, T. (2013). Active Engine Mount System In The New Audi S8. *MTZ Worldwide*, 74(1), 34–38. doi:10.1007/s38313-013-0006-7.

[20]. Nouby M. Ghazaly, Ahmad O. Moaaz(2020). Effect of Engine Vibration on Passenger Ride Comfort Using Experimental Results and Mathematical Car Model. *International Journal of Advanced Science and Technology*. Vol. 29, No. 03, (2020), pp:2276-2289.

[21]. Lee, J. S., & Kim, S. C. (2007). Optimal design of engine mount rubber considering stiffness and fatigue strength. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 221(7), 823–835.

[22]. Ooi, L.-E., & Ripin, Z. M. (2014). Optimization of an engine mounting system with consideration of frequency-dependent stiffness and loss factor. *Journal of Vibration and Control*, 22(10), 2406–2419.

[23]. 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*.

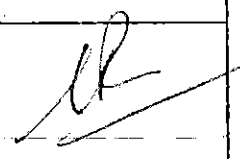
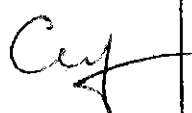
[24]. ISO 8068(1995). Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data.

[25]. 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.

PHỤ LỤC: BÀI BÁO KHOA HỌC

[1] Nguyen Dinh Tan, Vu Thi Hien, Hoang Anh Tan. *Optimal design parameters of a combustion engine mounting system using a genetic algorithm (GA)*. International Journal of Engineering Inventions e-ISSN: 2278-7461, p-ISSN: 2319-6491 Volume 12, Issue 5 [May. 2023] PP: 504-508

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

1. TÊN ĐỀ TÀI		2. MÃ SỐ		
Phân tích dao động và tối ưu đệm cách dao động động cơ đốt trong		T2022-B22		
3. LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU		4. LOẠI HÌNH NGHIÊN CỨU		
Khoa học <input type="checkbox"/> Khoa học Kỹ thuật <input checked="" type="checkbox"/> Tự nhiên <input type="checkbox"/> và Công nghệ <input type="checkbox"/>		Cơ	Ứng	Triển
Khoa học <input type="checkbox"/> Khoa học Nông <input type="checkbox"/> Y, dược <input type="checkbox"/> nghiệp <input type="checkbox"/>		bản	dụng	khai
Khoa học <input type="checkbox"/> Khoa học Nhân văn <input type="checkbox"/> Xã hội <input type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5. THỜI GIAN THỰC HIỆN DỰ KIẾN: 12 tháng				
Từ tháng 1 năm 2022 đến tháng 12 năm 2022				
6. CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI				
Họ và tên: Hoàng Anh Tấn		Học vị: ThS		
Chức danh khoa học:		Năm sinh: 1986		
Địa chỉ cơ quan:		Điện thoại di động: 0984249235		
Điện thoại cơ quan:		Fax:		
E-mail:				
7. NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI				
TT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn	Nội dung nghiên cứu cụ thể được giao	Chữ ký
1	Cảnh Chí Huân	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	Xây dựng phương trình vi phân dao động của xe	
8. ĐƠN VỊ PHỐI HỢP CHÍNH				
Tên đơn vị trong và ngoài nước		Nội dung phối hợp nghiên cứu		Họ và tên người đại diện đơn vị

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 Hường (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.
- [6]. 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, Trường ĐHGTVT Hà Nội.
- [7]. Đinh Công Hào (2019), *Nghiên cứu điều khiển hệ thống treo bán chủ động cho động cơ đốt trong xe du lịch*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐHKTCN Thái Nguyên.
- [8]. Nguyễn Khắc Tuấn, Lê Văn Quỳnh. *Modeling and Simulation of Vehicle Vertical Vibration from Powertrain and Road Excitations*, ISTS, Bangkok, Thailand, 11-2012.
- [9]. Appel, H, Meissner, Th: *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik I*, TU Berlin, 1995.
- [10]. G Bonin, G Cantisani, G Loprencipe, M Sbrroll (2007). Ride quality evaluation: 8 dof vehicle model calibration. 4th International SIIV Congress- Palermo (Italy).
- [11]. Lu Sun (2002). *Optimum design of "road-friendly" vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces*. *Applied Mathematical Modelling*, Vol 26: 635–652.

14.1. Nội dung nghiên cứu (*Mô tả chi tiết những nội dung nghiên cứu của đề tài, ghi rõ nội dung là: báo cáo các bài báo bằng tiếng Anh (nếu sản phẩm là bài báo quốc tế) tại hội thảo đơn vị*)

- Tổng quan về đề tài nghiên cứu;
- Xây dựng mô hình dao động;
- Tối ưu và phân tích 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	Hoàng Anh Tấn
2	Xây dựng mô hình hóa và phân tích	Báo cáo	02/2022-03/2022	Cảnh Chí Huân
3	Xây dựng phương trình vi phân dao động của xe	Báo cáo	03/2022-04/2022	Bùi Văn Cường
4	Tối ưu và phân tích hiệu quả	Báo cáo	05/2022-06/2022	Bùi Văn Cường
5	Viết báo đăng trên các tạp chí khoa học.	Báo cáo	07/2022-11/2022	Hoàng Anh Tấn
6	Báo cáo tổng kết	Báo cáo	11/2022-12/2022	Hoàng Anh Tấn

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,...)
I	Sản phẩm khoa học (Các công trình khoa học sẽ được công bố: sách, bài báo khoa học, ..)		
1.1	Tạp chí quốc tế	01	Chỉ số ISSN
II	Sản phẩm đào tạo (cử nhân, thạc sĩ, tiến sĩ,...)		
2.1			
III	Sản phẩm ứng dụng		
3.1			

16. PHƯƠNG THỨC CHUYỂN GIAO KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ ĐỊA CHỈ ỨNG DỤNG

16.1. Phương thức chuyển giao

Tài liệu tham khảo dưới dạng báo cáo tổng kết đề tài.

16.2. Địa chỉ ứng dụng

Khoa Kỹ thuật Ô tô & Máy Động lực - Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học

Optimal design parameters of a combustion engine mounting system using a genetic algorithm (GA)

Nguyen Dinh Tan¹, Vu Thi Hien², Hoang Anh Tan^{3*}

¹Faculty of Mechanical Engineering, East Asia University of Technology, Bac Ninh, Vietnam

^{2,3}Faculty of Vehicle and Energy Engineering, Thai Nguyen University of Technology, Thai Nguyen, Vietnam

Email: hoanganhtan@tmut.edu.vn

ABSTRACT:

The proposal of this paper is to use Genetic Algorithm (GA) to find out a set of the optimal design parameters of engine passive mounting system. A full-vehicle dynamic model with 10 degrees of freedom is established under the combination of two excitation sources such as internal combustion engine and road surface excitations. The GA genetic algorithm and the weighted sum method are combined to find a set of the optimal design parameters. The study results indicate that the root mean square (r.m.s) values of acceleration responses of the vertical vehicle body (a_{wz}), vehicle body pitch angle (a_{wphi}) and vehicle body roll angle (a_{wphi}) with GA optimal parameters greatly reduce by 10.2%, 8.2%, and 7.9% in comparison with the original parameters of engine mounting system which means that the performance optimization of engine mounting system is better than the original engine mounting system improving the ride comfort.

KEYWORDS: Mounting system, Genetic Algorithm, Design parameter, Ride comfort.

Date of Submission: 18-05-2023

Date of acceptance: 31-05-2023

I. INTRODUCTION

The different kinds of engine mounting systems, from elastomeric to hydraulic, and from passive to active, have been developed to improve the engine mount performance such as vehicle ride comfort and noise. The performance requirements of engine mounting systems, the different kinds of engine mounts and mounting optimum tuning were reviewed and discussed by Yunhe Yu and associates [1]. The application of neural network as a controller to isolate engine vibration in an active engine mounting system was proposed by Fadly Jashi Darsivan and associates [2]. The performance of the neural network controller was compared with conventional PD and PID controllers tuned using Ziegler-Nichols. The active mount based on the smart material, i.e., Terfenol-D rod was proposed by Zhiyuan Si and associates [3] which mainly includes three parts: rubber spring, magnetostrictive actuator (MA), and hydraulic amplification mechanism (HAM). The x-LMS state feedback controller with the system state as the reference signal was constructed by employing Sage-Husa Kalman filter to realize the state estimation of the active mounting system with the consideration of the unmeasurable state parameters in the active mounting system. The analytical model of active ACM in powertrain was developed and implemented in MATLAB by Zhengchao Xie and associates [4]. The control strategy was integrated into the analytical model by using the linear quadratic regulator (LQR) method. The behavior of MR damper was studied and used in implementing vibration control by Banna Kasemi and associates [5]. The methodology was adopted to get a control structure was based on the experimental results. The methodology was adopted to get a control structure was based on the experimental results. A method to improve vehicle ride comfort using additional damping coefficient values for an internal combustion engine (ICE) rubber mounting system was proposed by Hoang Anh Tan and associates 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 [6]. A full-vehicle dynamic model under the combination of two excitation sources such as internal combustion engine and road surface excitations was proposed by Ta Tuan Hung and associates to assess the vehicle ride comfort performance between the hydraulic engine mount system (HEMs) and rubber engine mount system (REMs) [7]. The main objective of this paper is to find out a set of the optimal design parameters of engine passive mounting system using a full-vehicle dynamic model with 10 degrees of freedom under the combination of two excitation sources such as internal combustion engine and road surface excitations and genetic algorithm (GA).

and the gas explosion pressure and pitch excitation moment of the engine is defined as

$$F_{ex} = 4m_c r \lambda \omega_0^2 \cos(2\omega_0 t). \quad (3)$$

$$M_{ex} = M_e [1 + 1.3 \sin(2\omega_0 t)]. \quad (4)$$

$$M_{ey} = 4m_c r \lambda \omega_0^2 l \cos(2\omega_0 t). \quad (5)$$

where, m_c is the reciprocating mass of a piston, r is the radius of a crank, λ is the ratio of r to the length of the shaft, ω_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.

III. OPTIMAL FUNCTION VIA GENETIC ALGORITHM (GA)

The individuals or chromosomes in the current generation are used to produce the next population through the subsequent steps: (1) Score each number of the current population by computing its fitness value and scales the raw scores to convert them into a more practical range of values; (2) Choose parents based on their fitness values; (3) Perform elitist selection, in which some of the better individuals in the current population are allowed to carry over to the next population, unchanged; (4) Produce children from the parents either by mutation or crossover; (5) Replace the current population with the children to form next generation and (6) stop- when one of the stopping criteria is met [10].

Objective function: The process of optimal design parameters of engine mounting system is carried out using a multi-objective optimization function formed by the root mean square (r.m.s) values of acceleration responses of the vertical vehicle body (a_{wz}), vehicle body pitch angle (a_{wphi}) and vehicle body roll angle (a_{wphi}) according to the ISO 2631:1997(E) standard [13]. To obtain the optimal design variables values, the objective is minimized a multi-objective function shown below

$$F(x) = w_1 \{a_{wz}(x)\} + w_2 \{a_{wphi}(x)\} + w_3 \{a_{wphi}(x)\} \rightarrow \min \quad (6)$$

$$s.t \begin{cases} x = [k_{ei}, c_{ei}] \\ \Delta z = |(z_{ei} - z_i)| \leq 0.006 \\ k_{ei}^{low} \leq k_{ei} \leq k_{ei}^{up} \\ c_{ei}^{low} \leq c_{ei} \leq c_{ei}^{up} \end{cases} \Leftrightarrow s.t \begin{cases} x = [k_{ei}, c_{ei}] \\ \Delta z = |(z_{ei} - z_i)| \leq 0.006 \\ 1.0 \leq \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ei}}{m_e}} \leq 2.0 \\ 0.2 \leq \frac{c_{ei}}{2\sqrt{m_e k_{ei}}} \leq 0.4 \end{cases}$$

where: the weight of the objective functions is chosen such as $w_1=0.4$, $w_2=0.3$ and $w_3=0.3$.

The root mean square (r.m.s) values of acceleration responses of vehicle body based on ISO 2631-1 (1997) [9] is defined by

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

where, $a(t)$ is the weighted acceleration (translational and rotational) as a function of time, m/s^2 ; T is the duration of the measurements.

IV. RESULTS AND DISCUSSION

In order to find out the optimal design parameters of engine mounting system for a passenger car. Matlab/Simulink environment with the initial vehicle design parameters based on reference [10]. A program of genetic algorithm is written in Matlab to declare input parameters such as objective function and boundary conditions Eq.(6) with $w_1=0.4$, $w_2=0.3$ and $w_3=0.3$ and GA parameters such as population size as 100 and generation as 150, which called by Simulink module function using the sim function. The acceleration responses of the vertical vehicle (a_z) and vehicle body pitch angle (a_{phi}) with GA optimal parameters in comparison with the original parameters of engine mounting system are shown Fig.2 when vehicle moves on ISO class B road condition at vehicle speed of 20 m/s. The obtained results of Fig.2 show that the peak amplitude values of the time domain acceleration responses of the acceleration responses of the vertical vehicle (a_z) and vehicle body pitch angle (a_{phi}) with GA optimal parameters of engine mounting system are respectively reduce in comparison with original design parameters of engine mounting system.

Optimal design parameters of a combustion engine mounting system using a genetic algorithm (GA)

- [7]. Ta Tuan Hung , Le Van Quynh, Dang Viet Ha, Canh Chi Huan, Bui Van Cuong and Hoang Anh Tan (2021). A comparison of vehicle ride comfort performance of hydraulic engine mount system with rubber engine mount system, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, VOL. 16, NO. 23, DECEMBER 2021
- [8]. ISO 8068. Mechanical Vibration-Road Surface Profiles-Reporting of Measured Data. International Organization for Standardization, 1995.
- [9]. ISO 2631-1. Mechanical Vibration and Shock-Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 1: General Requirements. ISO, 1997.
- [10]. Vu Anh Duong, Study on the optimal parameters of engine mounting system. Master thesis of Thai Nguyen University of Technology, 2021.