

BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP HÀ NỘI



VŨ QUANG THANH

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA MẤP MÔ MẶT ĐƯỜNG
ĐẾN DAO ĐỘNG Ô TÔ KHÁCH SẢN XUẤT LẮP RÁP TẠI
VIỆT NAM**

ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

Hà Nội - 2024

BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP HÀ NỘI



VŨ QUANG THANH

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA MẤP MÔ MẶT ĐƯỜNG
ĐẾN DAO ĐỘNG Ô TÔ KHÁCH SẢN XUẤT LẮP RÁP TẠI
VIỆT NAM**

Chuyên ngành: **Kỹ thuật Cơ khí Động lực**

Mã ngành: **8520116**

ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:
PGS.TS. NGUYỄN THANH QUANG
TS. VŨ HẢI QUÂN

Hà Nội – 2024

LỜI CAM ĐOAN

Họ và tên: **Vũ Quang Thanh**

Học viên: Lớp cao học K12.2- Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội.

Tên đề tài luận văn thạc sỹ: **Nghiên cứu ảnh hưởng của mấp mô mặt đường đến dao động ô tô khách sản xuất lắp ráp tại Việt Nam**

Chuyên ngành: Kỹ thuật Cơ khí Động lực

Mã số: 8520116

Trong quá trình thực hiện đề tài, em đã chủ động tìm kiếm tài liệu, thiết kế thí nghiệm và phân tích kết quả dưới sự hướng dẫn tận tình của hai thầy giáo **TS. Vũ Hải Quân** và **PGS.TS. Nguyễn Thanh Quang**. Nhờ sự tận tâm của hai thầy, em đã hoàn thành tốt luận văn và đạt được những kết quả nghiên cứu như mong đợi.

Em cam kết rằng luận văn này là kết quả của quá trình nghiên cứu độc lập do bản thân thực hiện. Mọi số liệu và kết quả trình bày trong luận văn đều trung thực và chưa từng xuất hiện trong bất kỳ công trình nghiên cứu nào khác.

Hà Nội, ngày.....tháng.....năm 2024

HỌC VIÊN

Vũ Quang Thanh

LỜI CẢM ƠN

Trong suốt quá trình thực hiện luận văn, em đã nhận được sự quan tâm, hướng dẫn tận tình từ nhiều phía. Em xin gửi lời cảm ơn chân thành đến Ban giám hiệu nhà trường, Phòng Sau Đại học, các thầy cô khoa Công nghệ Ô tô, gia đình và các đồng nghiệp đã không ngừng động viên và tạo điều kiện thuận lợi cho em.

Em xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến hai thầy hướng dẫn khoa học là **PGS.TS. Nguyễn Thanh Quang** và **TS. Vũ Hải Quân**, những người đã kiên trì chỉ bảo, truyền đạt kinh nghiệm quý báu giúp em hoàn thành tốt luận văn. Đặc biệt, sự hỗ trợ nhiệt tình của thầy Quân trong việc phân tích dữ liệu và của thầy Quang trong việc hướng dẫn thí nghiệm và hoàn thiện phần kết luận đã đóng góp rất lớn vào thành công của nghiên cứu này.

Em hiểu rằng, với kiến thức còn hạn chế, luận văn chắc chắn còn nhiều thiếu sót. Em rất mong nhận được những góp ý quý báu từ quý thầy cô và các bạn để luận văn được hoàn thiện hơn.

Xin trân trọng cảm ơn!

HỌC VIÊN

Vũ Quang Thanh

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT:	vi
DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU:	vii
LỜI NÓI ĐẦU	1
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU	4
1.1. MỤC TIÊU, PHẠM VI VÀ NỘI DUNG NGHIÊN CỨU	4
1.1.1. Mục tiêu nghiên cứu	4
1.1.2. Phạm vi nghiên cứu và đối tượng nghiên cứu	6
1.1.3. Phương pháp nghiên cứu	8
1.1.4. Nội dung nghiên cứu	9
1.2. TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG TREO Ô TÔ KHÁCH	10
1.2.1. Nhiệm vụ, một số bộ phận cơ bản, phân loại hệ thống treo	10
1.2.2. Một số kết cấu cơ bản của hệ thống treo xe khách	14
1.3. TÌNH HÌNH NGHIÊN CỨU TRONG NƯỚC VÀ NƯỚC NGOÀI	24
1.3.1. Tình hình nghiên cứu trong nước	24
1.4. CÁC CHỈ TIÊU, PHƯƠNG PHÁP ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU CHUYÊN ĐỘNG	29
1.4.1. Cường độ dao động	29
1.4.2. Gia tốc bình phương trung bình theo thời gian tác động	30
1.4.3. Chỉ tiêu về tải trọng động	31
1.5. KẾT LUẬN CHƯƠNG 1	33

CHƯƠNG 2: XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG XE KHÁCH VÀ MẶT ĐƯỜNG	35
2.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG CỦA XE KHÁCH	35
2.1.1. Các giả thiết mô hình dao động tương đương.....	35
2.1.2. Mô hình dao động xe khách.....	36
2.1.3. Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động.....	40
2.2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MẶT ĐƯỜNG	45
2.2.1. Các loại hình dạng các mấp mô mặt đường.....	45
2.2.2. Xác định biên dạng mấp mô mặt đường	48
2.3. KẾT LUẬN CHƯƠNG 2	51
CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG XE CHỊU ẢNH HƯỞNG TỪ MẶT ĐƯỜNG	53
3.1. LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG	53
3.2. MÔ PHỎNG MẤP MÔ MẶT ĐƯỜNG.....	57
3.2.1. Mô hình mặt đường.....	57
3.2.2. Mấp mô mặt đường xung và hình sin	59
3.2.3. Mấp mô mặt đường theo ISO 8608.....	62
3.3. MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG Ô TÔ CÓ KÍCH THÍCH TỪ MẶT ĐƯỜNG	65
3.3.1. Sơ đồ Simulink mô phỏng.....	65
3.3.2. Kích thích từ mặt đường hình sin	68
3.3.3. Kích thích từ mặt đường hình xung	70
3.3.4. Kích thích từ mặt đường ISO 8608.....	72
3.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 3	74

KẾT LUẬN VÀ NHỮNG HƯỚNG NGHIÊN CỨU CỦA LUẬN VĂN	77
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	79

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT:

<i>Ký hiệu</i>	<i>Đơn vị</i>	<i>Giải nghĩa</i>
F	N	Lực theo phương đứng
M	N.m	Mô men
ISO		Tổ chức tiêu chuẩn thế giới
m	kg	Khối lượng được treo
m_1	kg	Khối lượng không được treo cầu trước
m_2	kg	Khối lượng không được treo cầu sau
a	m	Khoảng cách cầu trước và trọng tâm xe
b	m	Khoảng cách cầu sau và trọng tâm xe
e_1	m	Khoảng cách từ cầu trước đến điểm trọng tâm cầu trước
e_2	m	Khoảng cách từ cầu trước đến điểm trọng tâm cầu sau
f_1	m	Khoảng cách từ tâm bánh xe đến trọng tâm cầu trước
f_2	m	Khoảng cách từ tâm bánh xe đến trọng tâm cầu sau

DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU:

Bảng 1.1 Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1.....	31
Bảng 2.1 Thông số kỹ thuật xe khách County 29 chỗ	37
Bảng 2.2 Thông số của mô hình xe County 29 chỗ	40
Bảng 2.3 Các cấp mấp mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068 ..	50

DANH MỤC CÁC HÌNH ẢNH VÀ ĐỒ THỊ:

Hình 1.1. Hệ thống treo sau phụ thuộc loại sử dụng nhíp lá.....	15
Hình 1.2. Hệ thống treo sau phụ thuộc sử dụng bộ nhíp kép.....	17
Hình 1.3. Hệ thống treo phụ thuộc sử dụng Balon khí nén- nhíp lá trên ô tô.....	18
Hình 1.4. Hệ thống treo sau phụ thuộc sử dụng Balon khí nén	18
Hình 1.5. Sơ đồ nguyên lý điều khiển.....	19
Hình 1.6. Điều khiển hệ thống cấp khí nén.....	20
Hình 1.7. Hệ thống treo phụ thuộc sử dụng Balon khí nén.....	21
Hình 1.8. Hệ thống treo cân bằng sử dụng buồng khí nén.....	22
Hình 1.9. Buồng đàn hồi khí nén	23
Hình 2.1. Thiết kế xe khách County 29 chỗ.....	37
Hình 2.2. Hệ thống treo xe khách 29 chỗ.....	38
Hình 2.3. Mô hình dao động của ô tô khách	39
Hình 2.4. Mô hình mặt đường ô tô.....	46
Hình 2.5. Mô hình hai vết song song bánh xe trên đường	47
Hình 2.6. Biểu diễn các mấp mô mặt đường.....	48
Hình 2.7. Bảy loại biên dạng mặt đường theo ISO 8608.....	50
Hình 3.1. Mô hình mặt đường ô tô.....	57
Hình 3.2. Mô hình hai vết song song bánh xe trên đường	58
Hình 3.3. Biểu diễn các mấp mô mặt đường.....	59
Hình 3.4. Đặc tính kích thích dao động đường xung và hình sin trong Matlab Simulink	61
Hình 3.5. Simulink tổng quát mô phỏng mặt đường ngẫu nhiên ISO 8680	63

Hình 3.6. Kết quả mô phỏng 4 loại mặt đường ISO 8608 trong Simulink	65
Hình 3.7. Sơ đồ khối Simulink mô phỏng chuyển động dao động của ô tô	66
Hình 3.8. Kết quả mô phỏng phương tiện di chuyển trên bề mặt đường mấp mô sin và gia tốc theo chiều dọc, $v=60\text{km/h}$	68
Hình 3.9. Kết quả mô phỏng góc lắc ngang theo trục OX khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô sin, $v=60\text{km/h}$	69
Hình 3.10. Kết quả mô phỏng góc lắc dọc theo trục OY khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô sin, $v=60\text{km/h}$	69
Hình 3.11. Kết quả mô phỏng gia tốc theo phương thẳng đứng khi phương tiện vận hành trên mặt đường mấp mô xung, $v=60\text{km/h}$	71
Hình 3.12. Kết quả mô phỏng góc lắc ngang theo trục OX khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô xung, $v=60\text{km/h}$	71
Hình 3.13. Kết quả mô phỏng góc lắc dọc theo trục OY khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô xung, $v=60\text{km/h}$	72
Hình 3.14. Kết quả mô phỏng gia tốc theo chiều dọc khi phương tiện di chuyển trên mặt đường mấp mô ISO 8608, $v=60\text{km/h}$	73
Hình 3.15. Kết quả mô phỏng góc lắc ngang theo trục OX khi phương tiện di chuyển trên mặt đường mấp mô ISO 8608, $v=60\text{km/h}$	73
Hình 3.16. Kết quả mô phỏng góc lắc dọc theo trục OY khi phương tiện di chuyển trên mặt đường mấp mô ISO 8608, $v=60\text{km/h}$	74

LỜI NÓI ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài:

Khi xe chuyển động trên những mặt đường khác nhau sẽ làm cho xe bị dao động. Hệ thống treo giữ vai trò quan trọng trong việc kiểm soát dao động của thân xe và giảm bớt tác động của tải trọng động từ mặt đường lên thân xe.

Ở trong nước, ô tô khách là loại xe có nhu cầu sử dụng cao trong nền kinh tế quốc dân phục vụ nhu cầu vận tải hành khách. Xe được sản xuất, chế tạo và lắp ráp trong nước với tỷ lệ nội địa hóa cao. Do đó, nghiên cứu dao động của ô tô khách để cải thiện sự thoải mái khi vận hành, các loại ô tô khách được thiết kế chú trọng đến độ êm ái khi di chuyển là vấn đề nhận được nhiều sự quan tâm từ các nhà nghiên cứu. Vì vậy em đã chọn đề tài **“Nghiên cứu ảnh hưởng của mấp mô mặt đường đến dao động ô tô khách sản xuất lắp ráp tại Việt Nam”** làm tên đề tài luận văn của mình dưới sự hướng dẫn khoa học của hai thầy là **PGS.TS. Nguyễn Thanh Quang** và **TS. Vũ Hải Quân**.

2. Mục đích nghiên cứu:

Xây dựng mô hình dao động không gian với 7 bậc tự do cho xe khách và sử dụng phần mềm Matlab/Simulink để phân tích, mô phỏng dao động của phương tiện dưới tác động của các loại mặt đường điển hình trong kỹ thuật và thực tế tại Việt Nam. Gia tốc bình phương trung bình theo phương đứng của xe, góc lắc dọc và ngang của thân xe khách được chọn là các thông số khảo sát dao động xe.

3. Đối tượng nghiên cứu:

Xe khách 29 chỗ sản xuất lắp ráp tại Việt Nam.

4. Phạm vi nghiên cứu:

Thiết lập mô hình dao động không gian của xe chịu tác động từ kích thích mặt đường hình sin, hình xung và ISO 8608 để phân tích dao động xe và xác định ảnh hưởng của mấp mô mặt đường đến độ êm dịu chuyển động của xe.

5. Phương pháp nghiên cứu:

Thực hiện phân tích và mô phỏng dao động hệ thống treo xe khách và lực kích thích từ ba loại biên dạng mặt đường.

6. Nội dung nghiên cứu:

Phần nội dung chính của luận văn bao gồm:

Chương 1: Tổng quan về đề tài nghiên cứu;

- 1.1. Mục tiêu, phạm vi và nội dung nghiên cứu
- 1.2. Tổng quan về hệ thống treo ô tô khách
- 1.3. Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài
- 1.4. Các chỉ tiêu, phương pháp đánh giá độ êm dịu chuyển động
- 1.5. Kết luận chương 1

Chương 2: Xây dựng mô hình dao động xe khách và mặt đường;

- 2.1. Xây dựng mô hình dao động của xe khách
- 2.2. Xây dựng mô hình mặt đường
- 2.3. Kết luận chương 2

Chương 3: Mô phỏng dao động xe chịu ảnh hưởng từ mặt đường;

- 3.1. Lựa chọn phương pháp mô phỏng
- 3.2. Mô phỏng mấp mô mặt đường
- 3.3. Mô phỏng dao động ô tô có kích thích từ mặt đường
- 3.4. Kết luận chương 3

7. Ý nghĩa lý thuyết khoa học và ứng dụng thực tiễn:

Luận văn đã phát triển một mô hình dao động cho xe khách với 7 bậc tự do, đồng thời thiết lập hệ phương trình vi phân để mô tả sự biến đổi dao động của xe. Bên cạnh đó, nghiên cứu cũng tiến hành mô phỏng và phân tích dao động hệ thống treo của xe khách dựa trên tiêu chuẩn quốc tế ISO 2631-1 (1997), liên quan đến sự thoải mái khi xe di chuyển.

Phát triển mô hình mặt đường, khảo sát ảnh hưởng của mấp mô hình sin, hình xung và ISO 8608 đến dao động xe.

Hà Nội, ngày.....tháng.....năm 2024

HỌC VIÊN

Vũ Quang Thanh

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. MỤC TIÊU, PHẠM VI VÀ NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

1.1.1. Mục tiêu nghiên cứu

Phân tích dao động của xe khách 29 chỗ sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam được thực hiện dựa trên mô hình dao động không gian 7 bậc tự do. Mô hình này cho phép mô phỏng chi tiết các phản ứng dao động của xe dưới các tác động phức tạp từ mặt đường. Trong nghiên cứu, ba loại mặt đường cơ bản được xem xét, bao gồm: mấp mô hình sin, mấp mô hình xung và mấp mô ngẫu nhiên. Mỗi loại mặt đường đều có đặc trưng riêng biệt về tần số và biên độ, ảnh hưởng trực tiếp đến sự ổn định và êm ái của ô tô khi vận hành trên các tuyến đường khác nhau.

Nghiên cứu áp dụng tiêu chuẩn quốc tế ISO 2631-1(1997) làm cơ sở để chấm điểm mức độ êm ái của xe, trong đó chỉ số gia tốc bình phương trung bình (R.M.S) của dao động thân xe theo phương dọc, cùng các góc lắc tại trọng tâm thân xe, được sử dụng làm các tiêu chí chính. Chỉ số này cho phép đánh giá trực tiếp các phản ứng rung động của xe đối với các loại mấp mô khác nhau của mặt đường, cung cấp cái nhìn chi tiết về tác động của điều kiện mặt đường lên trải nghiệm và độ thoải mái của hành khách.

Việc tính toán và mô phỏng được triển khai trên nền tảng phần mềm Matlab/Simulink, một công cụ mạnh mẽ và chính xác cho việc xây dựng và phân tích các mô hình chuyển động dao động phức tạp. Dựa trên mô hình này, các thông số của hệ thống treo – bao gồm các đặc tính về lò xo, giảm chấn, và các tham số hình học – sẽ được điều chỉnh và lựa chọn tối ưu nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe. Quá trình này đảm bảo rằng các thiết kế hệ thống treo phù hợp nhất được áp dụng, đáp ứng các tiêu chuẩn chất lượng quốc tế và phù hợp với điều kiện đường sá thực tế ở Việt Nam.

Với phạm vi của một nghiên cứu thạc sĩ trong lĩnh vực khoa học, nghiên cứu sẽ chú trọng vào việc giải quyết các vấn đề chính sau đây:

Phát triển mô hình dao động của xe khách 29 chỗ (County) có hệ thống treo phụ thuộc: Mô hình dao động 7 bậc tự do được thiết lập nhằm mô tả chính xác các dao động tự do của xe, bao gồm sự dao động của thân xe cùng với các rung động độc lập của bánh xe. Hệ thống treo phụ thuộc được áp dụng để tối ưu hóa khả năng giảm chấn và tạo sự ổn định trong các điều kiện vận hành khác nhau.

Xây dựng hệ phương trình vi phân biểu diễn dao động: Phương pháp Lagrange được sử dụng nhằm xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe. Phương pháp này cho phép mô tả toàn diện các chuyển động phức tạp của xe, bao gồm cả chuyển động thẳng đứng và chuyển động lắc của thân xe, đồng thời đảm bảo rằng mô hình phản ánh trung thực các phản ứng của hệ thống treo trước các tác động từ mặt đường.

Thực hiện mô phỏng quá trình và phân tích dao động của xe bằng phần mềm Matlab/Simulink: Quá trình mô phỏng tập trung vào hai nội dung chính:

Xây dựng sơ đồ Simulink mô phỏng ba loại mặt đường: Các sơ đồ mô phỏng cho ba loại mặt đường hình sin, hình xung, và ngẫu nhiên được xây dựng trong Simulink, cho phép kiểm tra phản ứng của xe trước từng dạng mấp mô cụ thể. Mỗi sơ đồ mô phỏng mô tả các biên dạng mấp mô khác nhau của mặt đường, giúp phân tích chi tiết ảnh hưởng của từng dạng mặt đường đến dao động của xe.

Xây dựng sơ đồ Simulink mô phỏng các phương trình dao động của xe: Dựa trên hệ phương trình vi phân đã được thiết lập, sơ đồ Simulink cho phép mô phỏng các chuyển động của xe khi di chuyển qua các loại mặt đường. Phần mềm Simulink giúp trực quan hóa các dao động của xe, từ đó cung cấp thông

tin chính xác về mức độ êm dịu của chuyển động và các dao động tại các điểm quan trọng như trọng tâm thân xe.

Lấy kết quả và đánh giá kết quả: Sau khi hoàn thành các mô phỏng, các kết quả về chỉ số gia tốc, góc lắc và biên độ dao động được phân tích và đánh giá theo tiêu chuẩn ISO 2631-1. Quá trình này giúp xác định hiệu quả của hệ thống treo trong việc giảm thiểu các dao động không mong muốn và nâng cao sự thoải mái cho hành khách. Dựa trên kết quả phân tích, các đề xuất cải tiến có thể được đưa ra để điều chỉnh thiết kế hệ thống treo sao cho phù hợp nhất với điều kiện thực tế.

1.1.2. Phạm vi nghiên cứu và đối tượng nghiên cứu

Phạm vi nghiên cứu:

Nghiên cứu tập trung vào việc hoàn thiện mô hình dao động không gian tuyến tính gồm 7 bậc tự do cho ô tô chở khách 29 chỗ, nhằm làm rõ các rung chấn phát sinh trong quá trình vận hành và đưa ra lựa chọn tối ưu cho các thông số thiết kế của hệ thống treo. Hệ thống treo là một thành phần quan trọng, đóng vai trò kiểm soát rung chấn và làm ảnh hưởng trực tiếp đến độ êm ái của xe, sự ổn định và đảm bảo an toàn khi xe di chuyển qua các mặt đường có độ gồ ghề khác nhau. Trong nghiên cứu này, các dao động của xe sẽ được theo dõi thông qua chỉ số gia tốc bình phương trung bình (R.M.S), dựa trên tiêu chuẩn quốc tế ISO 2631-1(1997). Đây là tiêu chuẩn quốc tế để đánh giá mức độ êm ái của xe khi vận hành và liên quan của vấn đề dao động đến sự thoải mái của hành khách. Việc sử dụng tiêu chuẩn này làm cơ sở đánh giá sẽ đảm bảo các thông số thiết kế hệ thống treo được tối ưu hóa, không chỉ phù hợp với điều kiện vận hành của Việt Nam mà còn đáp ứng các tiêu chí về độ êm dịu và an toàn trong bối cảnh quốc tế.

Phạm vi nghiên cứu cũng bao gồm việc xây dựng mô hình mấp mô mặt đường với ba loại đặc trưng: mấp mô hình sin, mấp mô hình xung, và mấp mô ngẫu nhiên. Các loại mấp mô này được lựa chọn nhằm tái hiện các tình huống đường sá phổ biến mà xe khách 29 chỗ có thể gặp phải, như các đoạn đường có độ lồi lõm đều đặn, các đoạn đường có chướng ngại đột ngột, và các đoạn đường có mức độ ngẫu nhiên. Mỗi loại mấp mô sẽ được mô tả bằng các hàm toán học phù hợp, giúp mô hình có thể mô phỏng chính xác dao động của xe khi chịu tác động của các loại mặt đường khác nhau. Các hàm toán học này đóng vai trò quan trọng trong việc cung cấp một cơ sở định lượng và mô phỏng thực tế để phân tích tác động của từng loại mấp mô đến hệ thống treo và toàn bộ xe.

Ngoài ra, quá trình phân tích còn bao gồm việc lựa chọn và tối ưu hóa các thông số thiết kế của hệ thống treo như độ cứng lò xo, lực giảm chấn, và tỷ lệ giữa khối lượng các phần thân xe và các phần không treo. Những thông số này sẽ được tinh chỉnh dựa trên các kết quả mô phỏng nhằm giảm thiểu dao động không mong muốn và tăng cường sự ổn định của xe khi vận hành. Mục tiêu cuối cùng của việc tối ưu hóa này là đảm bảo rằng xe khách 29 chỗ đáp ứng đầy đủ các tiêu chí về độ êm dịu và an toàn, ngay cả khi phải di chuyển trên các mặt đường có điều kiện bất lợi.

Đối tượng nghiên cứu:

Đối tượng nghiên cứu của luận văn là xe khách 29 chỗ County, một loại xe phổ biến được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam. Xe County được lựa chọn làm đối tượng nghiên cứu vì đây là dòng xe chở khách thông dụng, phù hợp với nhu cầu vận chuyển hành khách trên các tuyến đường ngắn và trung bình. Đặc điểm vận hành của dòng xe này đòi hỏi một hệ thống treo tối ưu để đảm bảo độ êm dịu và ổn định, đặc biệt khi xe di chuyển trên các đoạn đường có bề mặt không đồng đều. Việc tìm hiểu sự dao động nhằm phát triển hóa hệ thống

treo cho xe County không chỉ giúp nâng cao độ thoải mái của hành khách mà còn góp phần tăng tuổi thọ của các bộ phận cơ khí, giảm thiểu hư hỏng và chi phí bảo dưỡng.

Xe khách County với 29 chỗ ngồi có hệ thống treo phụ thuộc và đặc tính trọng lượng khá lớn. Điều này tạo ra nhiều thách thức trong việc thiết kế hệ thống treo, bởi hệ thống phải đảm bảo khả năng chịu tải và duy trì độ ổn định khi xe đầy tải hoặc vận hành trên các bề mặt đường gồ ghề. Nghiên cứu sẽ tập trung phân tích các dao động của xe tại vị trí trọng tâm thân xe – điểm mà các yếu tố về gia tốc thẳng đứng và góc lắc dọc và ngang có tác động mạnh mẽ đến độ êm dịu và cảm giác thoải mái của hành khách.

Thông qua việc xây dựng mô hình dao động 7 bậc tự do và phân tích tác động của các điều kiện mặt đường khác nhau, nghiên cứu sẽ cung cấp dữ liệu hữu ích để tối ưu hóa thiết kế hệ thống treo cho xe khách County sản xuất tại Việt Nam. Điều này không chỉ giúp đáp ứng các tiêu chuẩn êm dịu quốc tế mà còn đóng góp vào việc phát triển các phương tiện vận chuyển hành khách an toàn, bền vững và hiệu quả.

1.1.3. Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu luận văn này áp dụng phương pháp kết hợp giữa lý luận lý thuyết và mô phỏng trên phần mềm Matlab Simulink 2024 để đánh giá dao động của xe khách 29 chỗ khi chịu tác động từ mặt đường mấp mô. Quá trình phân tích được tiến hành dựa trên nền tảng lý thuyết động lực học phương tiện, các mô hình dao động tuyến tính và phi tuyến, cùng với các mô hình mô tả tương tác giữa mặt đường và hệ thống treo. Lý luận lý thuyết đóng vai trò quan trọng trong việc xác định các yếu tố liên quan đến dao động và sự ổn định của xe khi di chuyển, như đặc điểm khối lượng, độ cứng của hệ thống treo, hệ số

giảm chấn và hình dạng mấp mô mặt đường. Từ cơ sở lý luận này, các phương trình mô tả dao động của xe khách được thiết lập một cách chi tiết và chính xác.

Matlab Simulink 2024 là công cụ được lựa chọn cho phần mô phỏng vì khả năng mạnh mẽ của nó trong việc xử lý các mô hình toán học phức tạp và mô phỏng các hệ thống dao động đa bậc tự do. Với Simulink, các phương trình vi phân mô tả dao động của xe được chuyển hóa thành các khối mô phỏng trực quan, dễ dàng cấu hình và điều chỉnh. Điều này cho phép người nghiên cứu có thể thực hiện nhiều kịch bản mô phỏng khác nhau chỉ trong một môi trường duy nhất, từ đó quan sát và đánh giá tác động của từng yếu tố đầu vào đến chuyển động của xe một cách nhanh chóng và chính xác.

Ngoài ra, Matlab Simulink 2024 hỗ trợ đầy đủ các công cụ phân tích kết quả sau mô phỏng như biểu đồ, đồ thị thời gian thực và khả năng xuất dữ liệu chi tiết. Điều này giúp nghiên cứu không chỉ dừng lại ở việc xây dựng mô hình mà còn có thể đi sâu vào phân tích dữ liệu, tìm hiểu mối quan hệ giữa các thông số thiết kế của hệ thống treo và mức độ dao động của xe khi chạy trên các loại mặt đường khác nhau. Quá trình mô phỏng và phân tích cũng giúp đánh giá hiệu quả của các thiết kế hệ thống treo hiện tại và tạo cơ sở cho việc tối ưu hóa nhằm giảm thiểu dao động, nâng cao độ êm dịu và ổn định cho xe.

Kết hợp giữa lý luận lý thuyết và mô phỏng bằng Matlab Simulink 2024 mang lại một phương pháp tiếp cận toàn diện, vừa đảm bảo tính khoa học lý thuyết, vừa cung cấp những kết quả thực nghiệm đáng tin cậy. Nhờ đó, nghiên cứu có thể đưa ra những đề xuất và giải pháp thiết kế hệ thống treo phù hợp hơn với điều kiện vận hành thực tế và nhu cầu sử dụng của xe khách 29 chỗ sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam.

1.1.4. Nội dung nghiên cứu

Nội dung chính của luận văn như sau:

Chương 1. Tổng quan về vấn đề nghiên cứu

Chương 2. Xây dựng mô hình dao động xe khách và mặt đường

Chương 3. Mô phỏng dao động xe chịu ảnh hưởng từ mặt đường

Kết luận và những kiến nghị.

1.2. TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG TREO Ô TÔ KHÁCH

1.2.1. Nhiệm vụ, một số bộ phận cơ bản, phân loại hệ thống treo

Khi ô tô di chuyển trên đường gồ ghề, sự tiếp xúc không đồng đều giữa bánh xe và mặt đường gây ra dao động toàn xe, xuất phát từ khả năng chép hình của bánh xe khi liên tục điều chỉnh theo độ gồ ghề. Những dao động này không chỉ ảnh hưởng đến bánh xe mà còn lan truyền đến khung xe, hệ thống treo, tạo ra tải trọng động tác động lên các bộ phận khác.

Tải trọng động làm giảm độ êm dịu, gây khó chịu cho hành khách, ảnh hưởng sức khỏe nếu kéo dài, đồng thời khiến tài xế giảm khả năng kiểm soát, ảnh hưởng đến an toàn. Áp lực từ dao động cũng làm mỏi vật liệu, giảm tuổi thọ hệ thống treo, khung xe, khớp nối, dẫn đến chi phí bảo trì, sửa chữa tăng cao.

Hệ thống treo đóng vai trò như bộ giảm chấn, hấp thụ và phân tán năng lượng từ rung động, bảo vệ khung xe và các chi tiết khác, đồng thời duy trì sự êm ái và ổn định. Được thiết kế linh hoạt và bền bỉ, hệ thống treo cần đảm bảo xe ổn định trên mọi địa hình, vừa mềm mại để giảm rung động, vừa đủ cứng để tránh lật xe. Đổi mới hệ thống treo là yếu tố quan trọng nâng cao trải nghiệm và tăng tuổi thọ phương tiện.

a, Nhiệm vụ

Hệ thống treo đóng vai trò quan trọng trong việc nâng đỡ thân xe, giữ ổn định và duy trì chiều cao khi vận hành. Nó giúp bánh xe di chuyển lên xuống

theo phương thẳng đứng, hấp thụ chấn động từ mặt đường, giảm tác động lực đến hành khách và cơ khí. Ngoài ra, hệ thống treo còn hạn chế chuyển động không mong muốn như dao động ngang và lắc lư, đảm bảo xe ổn định, an toàn trên địa hình không bằng phẳng.

Hệ thống treo gồm ba bộ phận chính: bộ đàn hồi, bộ giảm chấn và bộ điều hướng. Các bộ phận này phối hợp hài hòa, không chỉ nâng đỡ và ổn định xe mà còn mang lại sự an toàn, êm ái và hiệu quả trên nhiều loại địa hình.

b, Một số bộ phận cơ bản

Bộ phận đàn hồi

Bộ phận đàn hồi trong hệ thống treo đóng vai trò như một liên kết "mềm" giữa bánh xe và khung xe, giúp giảm tác động của lực từ mặt đường lên thân xe. Khi di chuyển trên địa hình gồ ghề, phần tử đàn hồi hoạt động như bộ đệm, hấp thụ năng lượng từ tải trọng động của bánh xe, giảm rung động truyền lên khung xe và mang lại sự thoải mái cho hành khách. Đồng thời, nó bảo vệ các chi tiết cơ khí, tăng độ bền cho xe.

Phần tử đàn hồi còn điều chỉnh tần số dao động của xe, đảm bảo nằm trong dải tần số dễ chịu với con người, giảm khó chịu cho hành khách. Các loại đàn hồi phổ biến gồm lò xo, thanh xoắn và túi khí, với ưu điểm khác nhau: lò xo và thanh xoắn chịu lực tốt, túi khí linh hoạt điều chỉnh theo trọng lượng và điều kiện đường.

Nhờ đó, bộ phận đàn hồi duy trì hiệu suất hệ thống treo trên nhiều địa hình, đảm bảo sự ổn định, êm dịu, và an toàn tối đa khi di chuyển.

Bộ phận giảm chấn

Bộ giảm chấn trong hệ thống treo đóng vai trò kiểm soát và dập tắt dao động khi xe di chuyển trên các địa hình khác nhau. Khi ô tô gặp đường gồ ghề,

bánh xe hấp thụ chấn động và truyền dao động lên khung xe. Nếu thiếu bộ giảm chấn, dao động này sẽ tiếp tục, gây mất ổn định và khó chịu cho hành khách. Bộ giảm chấn chuyển hóa năng lượng dao động thành nhiệt, tỏa ra môi trường, giúp xe nhanh chóng cân bằng.

Ngoài việc giảm dao động thân xe, bộ giảm chấn còn kiểm soát dao động của phần không treo (bánh xe và các linh kiện liên quan), duy trì độ bám đường. Điều này đảm bảo lực kéo được truyền hiệu quả, cải thiện khả năng điều khiển và an toàn, đặc biệt khi xe vào cua hoặc di chuyển ở tốc độ cao. Nếu không có giảm chấn, xe dễ bị chao đảo hoặc trượt, làm giảm độ ổn định và tin cậy khi vận hành.

Bộ phận dẫn hướng

Bộ phận dẫn hướng trong hệ thống treo quyết định tính chất động học của bánh xe, giữ ổn định và đúng vị trí trong quá trình vận hành. Nó cho phép bánh xe chuyển động êm ái theo chiều dọc, hạn chế dao động ngang và xoay không kiểm soát, đặc biệt trên địa hình gồ ghề. Bộ phận này truyền lực ngang, dọc và mô men giữa bánh xe và khung xe, đảm bảo xe ổn định khi phanh gấp, tăng tốc hoặc vào cua.

Các chi tiết hỗ trợ như thanh ổn định ngang giúp kiểm soát độ lắc thân xe khi vào cua, tăng độ bám đường, còn ụ cao su hấp thụ lực tác động, bảo vệ hệ thống treo. Sự phối hợp giữa bộ phận dẫn hướng và các chi tiết này không chỉ đảm bảo tính ổn định, an toàn, mà còn tăng độ bền và khả năng vận hành hiệu quả trên nhiều loại địa hình, mang lại sự thoải mái cho hành khách.

Bộ phận ổn định ngang:

Thanh ổn định ngang (hay thanh cân bằng, thanh chống lật) là bộ phận quan trọng giúp tăng cường tính ổn định của xe, đặc biệt khi di chuyển qua các cung đường cong hoặc gặp biến đổi trọng tải ngang. Thanh này đóng vai trò

như phần tử đàn hồi phụ, giảm độ nghiêng của thân xe khi vào cua hoặc chịu tác động ngang đột ngột, đảm bảo xe ổn định và an toàn.

Khi xe vào cua, lực ly tâm khiến thân xe nghiêng về phía ngoài khúc cua. Nếu không có thanh ổn định ngang, sự nghiêng này dễ gây mất cân bằng, đặc biệt với xe có trọng tâm cao như SUV hoặc xe khách. Thanh ổn định ngang liên kết hai bánh xe qua hệ thống treo, tạo lực đàn hồi để giảm nghiêng thân xe và tăng khả năng chống lật. Nó được làm từ thép hợp kim đàn hồi cao, khi bị xoắn sẽ tạo lực phản hồi, giúp thân xe trở lại trạng thái ổn định.

Thanh ổn định ngang còn giảm hiện tượng trượt ngang, duy trì độ bám đường tốt và nâng cao khả năng kiểm soát trong các tình huống khẩn cấp. Đặc biệt, nó giúp hệ thống treo hoạt động hiệu quả, giữ cho bánh xe tiếp xúc tốt với mặt đường ngay cả khi phanh gấp hoặc đổi hướng đột ngột, đảm bảo an toàn và ngăn ngừa nguy cơ lật xe.

Nhìn chung, thanh ổn định ngang không chỉ giảm độ nghiêng thân xe mà còn duy trì sự cân bằng, nâng cao an toàn và ổn định khi vận hành. Đây là bộ phận thiết yếu trong hệ thống treo, đặc biệt cần thiết với xe khách và xe tải nặng để đảm bảo an toàn và thoải mái cho hành khách.

Các bộ phận phụ khác:

Các bộ phận phụ trong hệ thống treo như vấu cao su, thanh chịu lực phụ và các chi tiết hỗ trợ khác đóng vai trò quan trọng trong việc tăng độ cứng, giới hạn hành trình dao động và gánh thêm trọng tải. Vấu cao su hấp thụ xung lực và giảm va đập ở hành trình giới hạn, đồng thời hạn chế hành trình bánh xe, bảo vệ các bộ phận khác khỏi hư hại. Thanh chịu lực phụ tăng khả năng chịu tải, phân tán lực, giảm biến dạng và duy trì ổn định khi xe vận hành ở điều kiện khắc nghiệt.

Các cấu trúc hỗ trợ như bộ giới hạn hành trình và bộ giảm chấn phụ cũng được tích hợp để kiểm soát dao động, đảm bảo hiệu suất và độ bền của hệ thống. Sự kết hợp này giúp hệ thống treo hoạt động ổn định, tăng an toàn, độ bền, và sự thoải mái cho hành khách trong quá trình vận hành.

c, Phân loại

Việc phân nhóm hệ thống treo được thực hiện dựa trên các tiêu chí sau:

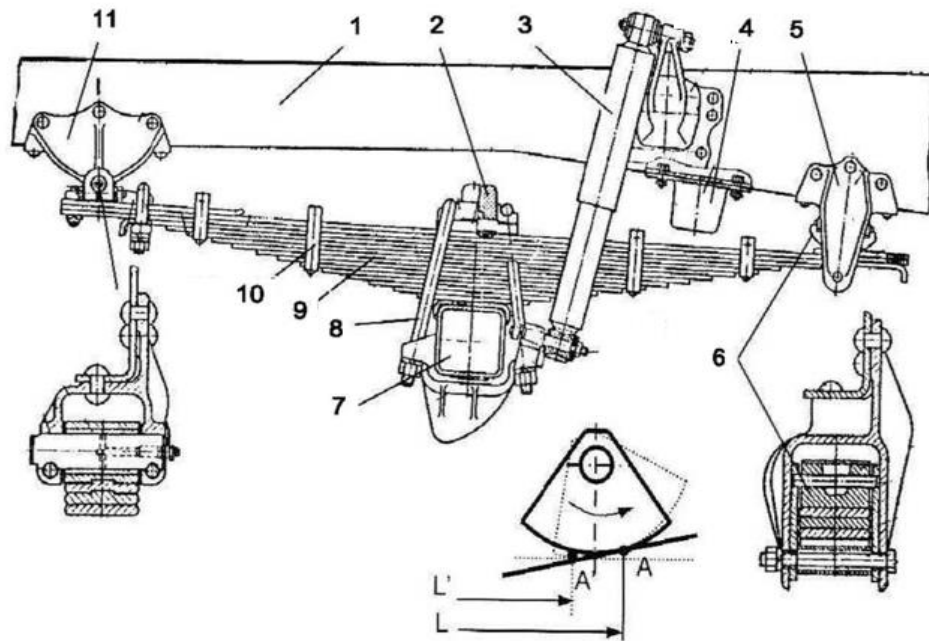
- Theo loại phần tử đàn hồi:
 - + Kim loại: sử dụng nhíp lá, lò xo, thanh xoắn.
 - + Thủy khí: sự kết hợp giữa khí nén và hệ thống giảm chấn thủy lực.
 - + Cao su: áp dụng các bộ phận ụ cao su và ống cao su có tính đàn hồi.
- Theo cách bố trí cơ cấu chỉ hướng:
 - + Loại phụ thuộc vào dầm cầu liên.
 - + Loại độc lập: sử dụng một đòn, hai đòn,...
- Theo phương pháp điều khiển:
 - + Hệ thống treo thụ động: không có khả năng điều khiển.
 - + Hệ thống treo chủ động: có khả năng điều khiển và tinh chỉnh.

1.2.2. Một số kết cấu cơ bản của hệ thống treo xe khách

a, Phần tử đàn hồi nhíp lá

Hệ thống treo loại phụ thuộc sử dụng bộ nhíp lá, một bộ phận đàn hồi thường gặp trên xe buýt, ô tô tải, ô tô khách và treo sau của xe du lịch. Bộ nhíp lá được làm bởi nhiều lá thép đàn hồi và kết hợp với nhau trở thành một bộ phận có độ cứng và độ dày lớn. Các lá nhíp này được gắn vào khung xe qua

các tai nhíp, giúp truyền lực hiệu quả và thực hiện chức năng dẫn hướng khi bánh xe đi trên mặt đường.



Hình 1.1. Hệ thống treo sau phụ thuộc loại sử dụng nhíp lá

1: Khung xe, 2: Ụ hạn chế, 3: Giảm chấn, 4: ụ cao su tăng cứng, 5: Tai nhíp sau, 6: Miếng vát, 7: Dầm cầu, 8: Bulông quang nhíp, 9: Bộ nhíp lá, 10: Kẹp nhíp, 11: Mổ trước nhíp

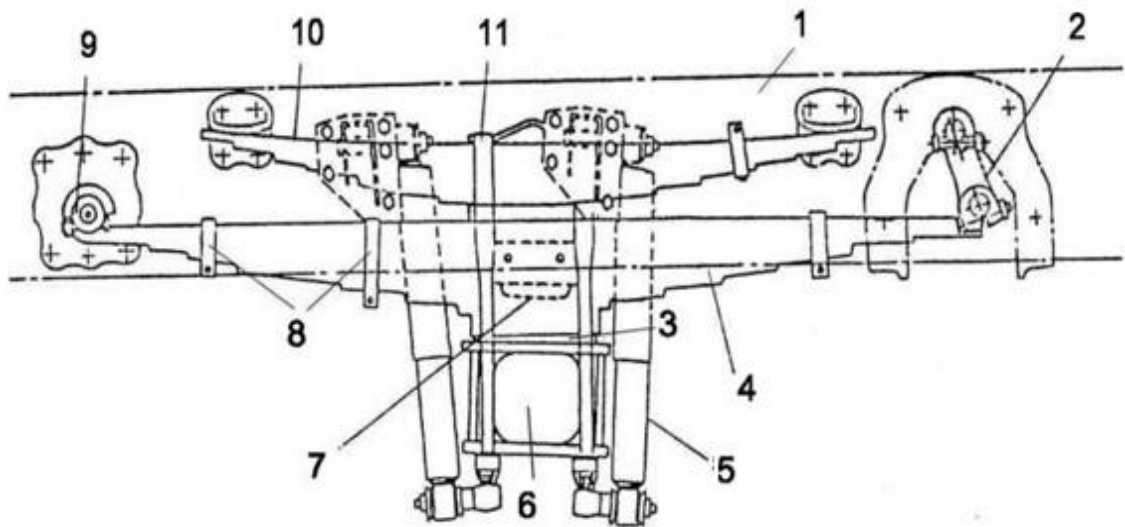
Kết cấu ở hình 1.1, khi các nhíp lá được liên kết chòong thành bộ (9) và kẹp chặt lại (10) kẹp chống xô ngang nhíp lá. Khi hoạt động, bộ nhíp khi bị biến dạng, bánh xe có chạy xô lên phía trên sẽ bị cản lại bởi ụ cao su (2). Ụ cao su (4) có nhiệm vụ tăng cứng vững vì nó có thể thay đổi chiều dài hoạt động của bộ nhíp khi bộ nhíp bị biến dạng và tiếp xúc chạm vào ụ (4). Bộ nhíp có hai đầu kết nối với khung xe qua các tai (11) và (5), trong đó tai (5) được thiết kế đặc biệt (6) với hình dạng miếng vát, giúp treo và cho phép lá nhíp di chuyển theo bán kính cong của miếng vát. Điều này giúp thay đổi chiều dài làm việc của lá nhíp, từ đó điều chỉnh độ cứng của hệ thống treo. Bộ nhíp được gắn với dầm cầu (7) nhờ vào quang nhíp (8). Giảm chấn (3) được kết nối một đầu với

khung xe và đầu còn lại với tai giảm chấn trên dầm cầu. Hệ thống treo sau phụ thuộc thường tạo ra một góc nghiêng nhỏ đối với cầu chủ động.

Trong các loại phương tiện có khả năng chịu trọng tải lớn, hệ thống treo thường được trang bị bộ nhíp lá kép, bao gồm nhíp lá chính và nhíp lá phụ, nhằm tối ưu hóa hiệu quả làm việc. Khi xe chở tải nhẹ, chỉ có bộ nhíp chính tham gia làm việc, đảm bảo sự êm ái trong vận hành. Khi tải trọng tăng đến một mức nhất định, nhíp phụ sẽ bắt đầu hoạt động, tăng độ cứng cho hệ thống treo để đáp ứng yêu cầu chịu tải.

Thiết kế này giúp hệ thống treo thích ứng linh hoạt với các trạng thái tải khác nhau, vừa đảm bảo độ bền kết cấu, vừa giữ tần số dao động trong giới hạn tiêu chuẩn. Sơ đồ chi tiết của hệ thống treo với nhíp kép được minh họa trên hình 1.2.

Bộ nhíp chính và phụ được gắn chắc chắn vào dầm cầu thông qua hai bulông quang dài (11), với hai đầu của bộ nhíp chính kết nối với tai nhíp trước (9) và quang treo sau (2), có nhiệm vụ truyền lực dọc và ngang chính khi bộ nhíp chịu tải. Bộ nhíp phụ không hoạt động khi không có tải, với hai đầu tựa vào các mặt bích, giúp điều chỉnh chiều dài khi hệ thống hoạt động. So với hệ thống treo sử dụng bộ nhíp đơn, bộ nhíp phụ có độ cứng tổng thể cao hơn, do đó, để kiểm soát dao động hiệu quả, hệ thống treo được trang bị bốn giảm chấn loại ống, mỗi bên hai chiếc. Phía dưới bộ nhíp chính có một miếng vát (3), có chức năng tạo góc nghiêng cho cầu chủ động, giúp giảm góc nghiêng cho truyền động các đăng.

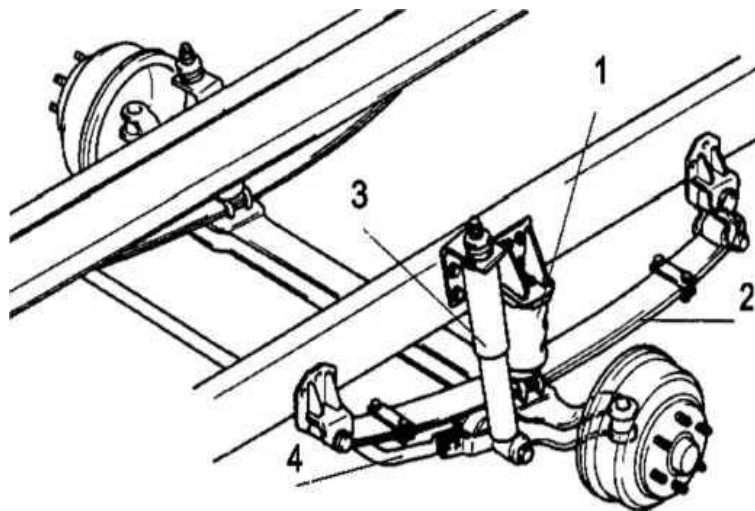


Hình 1.2. Hệ thống treo sau phụ thuộc sử dụng bộ nhíp kép

1: Khung xe, 2: Quang treo, 3: Miếng vát, 4: Bộ nhíp chính, 5: Giảm chấn, 6: Dầm cầu, 7: U hạn chế, 8: Kẹp nhíp, 9: Tai nhíp, 10: Bộ nhíp phụ, 11: Bulông quang nhíp

b, Phần tử đàn hồi kết hợp khí nén- nhíp lá

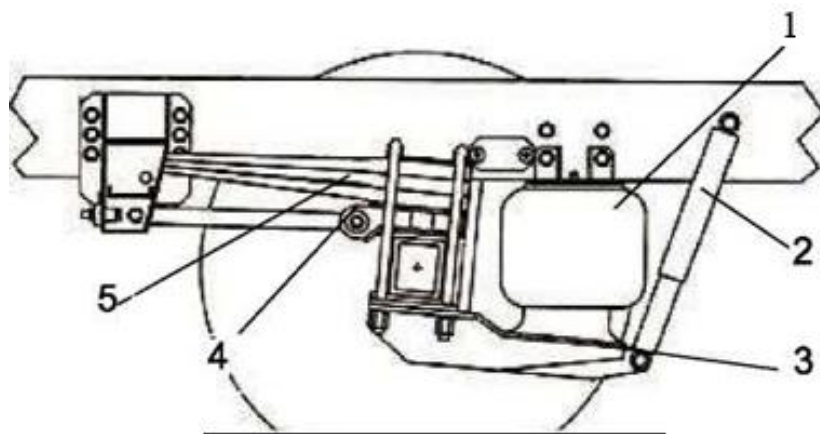
Nhíp lá, với đặc tính vừa là bộ đàn hồi vừa đóng vai trò dẫn hướng, được sử dụng rộng rãi trên các xe tải trọng lớn. Trên một số thiết kế hiện đại, hệ thống treo được cải tiến bằng cách liên kết nhíp lá với buồng khí nén nhằm tăng cường vấn đề chịu tải và cải thiện độ êm ái. Trong cấu trúc này, buồng khí nén được sắp xếp nối tiếp với nhíp lá (2), hình 1.3, nhằm tận dụng tối đa việc đàn hồi và chức năng dẫn hướng của bộ nhíp. Sự phối hợp này không chỉ giúp giảm chấn tốt hơn mà còn tối ưu hóa hiệu suất vận hành của xe trên các điều kiện đường phức tạp.



Hành 1.3. Hệ thống treo phụ thuộc sử dụng Balon khí nén- nhíp lá trên ô tô

1: Balon khí nén, 3: Giảm chấn, 2: Nhíp lá, 4: Thanh ổn định

Bộ nhíp lá thường có số lượng lá ít và độ cứng thấp nên điều này làm cho hệ thống treo “mềm” khi tải nhẹ. Trên hành là bộ nhíp lá được liên kết ở hệ thống treo phụ thuộc phổ thông.



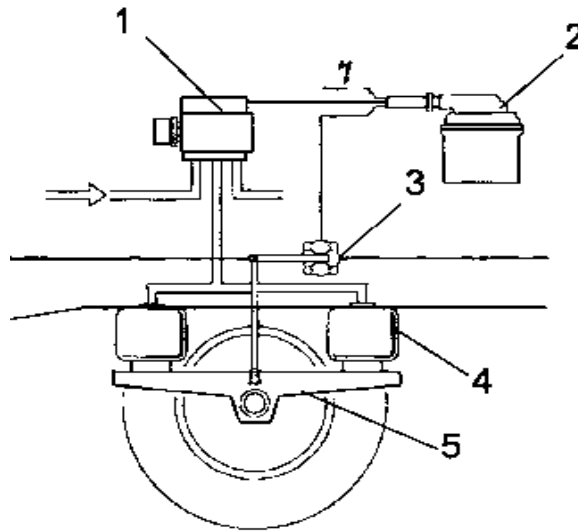
Hành 1.4. Hệ thống treo sau phụ thuộc sử dụng Balon khí nén

1: Buồng khí nén 2: Giảm chấn 3: Giá đỡ 4: Đòn dẫn hướng 5: Nhíp lá

Buồng khí nén có thể được lắp trực tiếp lên dầm cầu hoặc gắn vào cánh tay đòn, giúp giảm chiều cao của trọng tâm xe khi sử dụng hệ thống treo phụ thuộc cầu sau, như thể hiện trong hành 1.4. Với cấu trúc đặc biệt và việc tận

dụng khả năng dẫn hướng của bộ nhíp lá, bộ nhíp lá 1/4 (5) không chỉ có chức năng đàn hồi mà còn đóng vai trò dẫn hướng và truyền lực dọc. Giảm chấn (2) được lắp nghiêng, giúp giảm dao động và kéo dài tuổi thọ của giảm chấn. Bộ nhíp (5), đòn truyền lực dọc (4) và tay đòn 3 được gắn chắc chắn lên dầm cầu bằng các bulông qua nhíp.

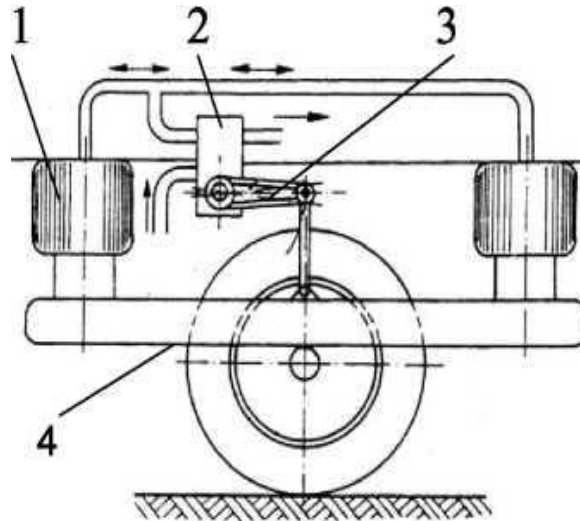
Công việc của hệ thống treo khí nén được thực hiện bởi một cơ cấu cung cấp khí nén một cách tự động, có nhiệm vụ duy trì chiều cao sàn xe ổn định theo nguyên lý: Khi tải trọng tăng, không khí trong buồng khí nén bị nén lại, làm biến đổi khoảng cách giữa các giá đỡ của buồng khí và thân xe. Sự thay đổi này sẽ khiến đòn bẩy của van điều khiển quay, mở đường tiếp nối khí nén từ máy nén khí (buồng chứa khí dự trữ) vào buồng khí nén, như thể hiện trong hình 1.5. Quá trình cung cấp khí nén vào các buồng chứa sẽ tiếp tục cho đến lúc chiều cao xe trở lại như lúc ban đầu. Khi tải trọng giảm, quá trình ngược lại sẽ xảy ra, tức là khí nén được xả ra khỏi hệ thống để giảm áp lực và điều chỉnh lại chiều cao xe.



Hình 1.5. Sơ đồ nguyên lý điều khiển

1: Buồng khí nén, 2: Van phân phối, 3: Đòn quay, 4: Giá đỡ buồng đàn hồi

Sự điều khiển cấp khí trong hệ thống treo khí nén có thể được thực hiện thông qua van điều khiển, có thể là loại cơ khí hoặc van điện từ. Trong hệ thống đàn hồi khí nén điều khiển bằng điện từ, như thể hiện trong hình 1.6



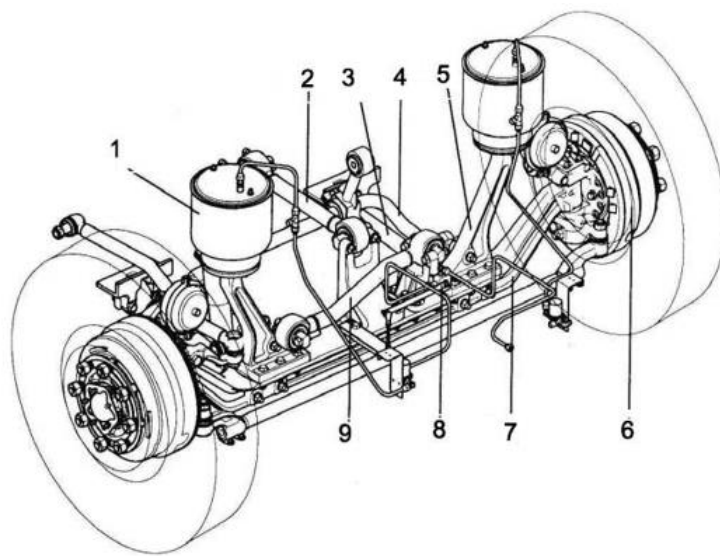
Hình 1.6. Điều khiển hệ thống cấp khí nén

1: Bộ chia khí nén, 2: ECU, 3: Van điện từ, 4: Buồng khí nén, 5: Giả đỡ buồng đàn hồi

Bốn cảm biến điện trở (2) được sử dụng để đo khoảng cách giữa cầu xe và thân xe. Khi tải trọng tăng, các buồng đàn hồi bị nén lại, làm cho đòn nối gắn với cầu xe quay, khiến cảm biến thay đổi điện trở và gửi tín hiệu đến bộ điều khiển trung tâm (ECU). Bộ điều khiển này tiếp nhận và xử lý tín hiệu, sau đó truyền lệnh điều khiển tới van điện từ (3). Van điện từ sẽ mở, cấp khí nén vào buồng đàn hồi, nâng thân xe trở lại trạng thái cân bằng ban đầu. Tương tự, khi tải trọng giảm, khí nén sẽ thoát ra khỏi buồng đàn hồi cho đến khi cảm biến trở lại vị trí ban đầu. Chiều cao của thân xe luôn được duy trì ở mức phù hợp với tải trọng tĩnh. Van điện từ còn có thể điều chỉnh để hạ thấp chiều cao thân xe, tạo điều kiện cho hành khách lên xuống dễ dàng thông qua một công tắc vị trí được lắp bên cạnh người lái.

c, Phần tử đàn hồi khí nén

Hình 1.7 minh họa hệ thống treo phụ thuộc của cầu trước trên xe buýt, với phần tử đàn hồi là buồng khí nén (1) (ballon khí) và hai bộ giảm chấn cho mỗi bên. Tương tự như lò xo đàn hồi, buồng khí nén chỉ có khả năng truyền lực theo phương thẳng đứng, vì vậy hệ thống treo còn được trang bị các đòn dẫn hướng. Bao gồm một đòn dọc trên (2) đặt ở vị trí trung tâm, hai đòn dọc dưới (3) mỗi bên và một đòn ngang số 9.



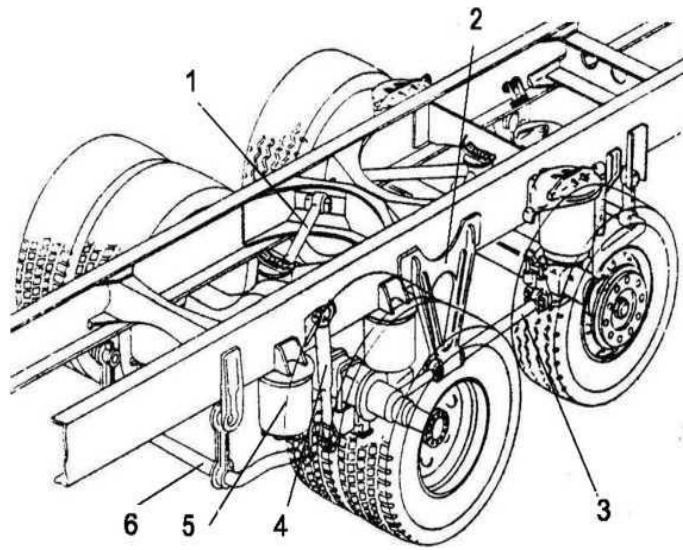
Hình 1.7. Hệ thống treo phụ thuộc sử dụng Balon khí nén

1: Buồng khí nén 2: Đòn dẫn hướng dọc trên 3: Đòn dẫn hướng dọc dưới
4: Thanh ổn định ngang 5: Giá đỡ buồng khí nén

Hệ thống treo được sắp xếp thành ổn định ngang (4). Buồng đàn hồi tiêu chuẩn được lựa chọn phù hợp với tải trọng đặt lên cầu xe, một mặt của buồng đàn hồi đặt lên mặt tựa giá đỡ buồng đàn hồi (5), mặt trên có mặt bích được liên kết với khung hoặc thân xe thông qua mối ghép bulông. Lượng khí nén cấp vào buồng đàn hồi nhờ van điều khiển có đòn xác định vị trí cầu xe (8) khi tải trọng thay đổi trong điều kiện xe không có tải hay có tải, nhờ đó mà độ cứng

của hệ thống treo được thay đổi và vị trí sàn xe gần như được duy trì cân bằng ở các chế độ trên.

Hệ thống treo tự điều chỉnh sử dụng buồng khí nén đàn hồi để duy trì sự ổn định thường bố trí trên các xe khách lớn, xe có tải trọng lớn với khả năng phát huy tính phi tuyến của phần tử đàn hồi khí nén như thể hiện trên hình 1.8.



Hình 1.8. Hệ thống treo cân bằng sử dụng buồng khí nén

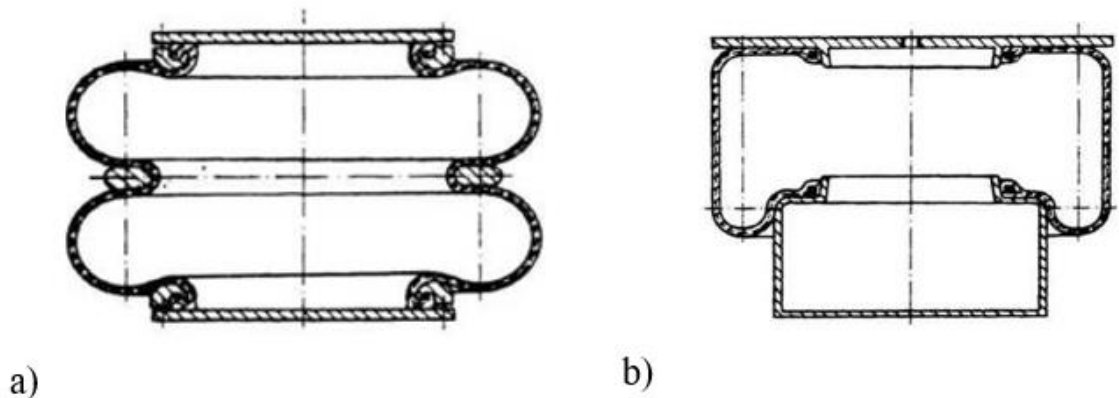
1: Đòn giằng cầu trên; 2: Tấm cân bằng; 3: Đòn giằng cầu dưới; 4: Giảm chấn; 5: Buồng khí nén; 6: Thanh ổn định ngang

Các thanh dẫn động (đòn giằng cầu) bao gồm các đòn trên (1) bố trí dạng chữ V và các đòn dọc dưới (3). Buồng khí nén được bố trí trực tiếp trên cầu hoặc để lên các tay đòn cân bằng

d, Buồng khí nén

Bộ phận đàn hồi khí nén với đường đặc tính đàn hồi phi tuyến, kết cấu và việc lắp đặt khá đơn giản, được sử dụng trên các loại xe có chất lượng tốt: xe con, xe buýt chất lượng cao, xe có trọng tải lớn.

Buồng đàn hồi khí nén (ballon khí nén) có hai loại buồng là buồng dạng sóng (a) và buồng gấp (b), hình 1.9. Mặt bích trên của buồng có lỗ bắt bu lông với thân xe, đế của buồng liên kết với dầm cầu hoặc giá đỡ trên dầm cầu. Mặc dù kết cấu khác nhau nhưng chúng đều hoạt động theo một nguyên tắc là không khí bị nén trong buồng đàn hồi tạo ra lực đàn hồi. Lực đàn hồi của buồng khí nén tỷ lệ với áp suất khí nén và diện tích buồng đàn hồi, trong đó nó tỷ lệ với đường kính hữu ích của chúng. Với một lượng khí nhất định trong buồng kín, khi bị nén sẽ làm gia tăng áp suất ngược lại khi chúng bị kéo ra làm tăng thể tích dẫn đến áp suất giảm. Điều này cho phép duy trì gần như không đổi chiều cao sàn xe khi xe đi trên đường địa hình.



Hình 1.9. Buồng đàn hồi khí nén

(a) Buồng đàn hồi khí nén dạng sóng, (b) Buồng đàn hồi khí

Buồng đàn hồi chỉ cho phép khả năng chịu tải trọng thẳng đứng, không có khả năng truyền lực dọc, lực bên do vậy cần phải có bộ phận dẫn hướng riêng biệt bao gồm các đòn dọc, đòn ngang liên kết giữa cầu xe và thân xe.

Bộ phận đàn hồi khí nén thường bố trí trên hệ thống treo phụ thuộc trên ô tô tải, buýt, một số trên hệ thống treo độc lập của ô tô con. số lượng ballon

khí nén trên mỗi hệ thống treo tùy thuộc tải trọng của xe. Khí nén cấp cho buồng đàn hồi thông qua hệ thống cung cấp khí nén tự động và thường từ nguồn chung với hệ thống phanh. Ngày nay, hệ thống treo hiện đại thường sử dụng phần tử đàn hồi khí nén kết hợp với giảm chấn có điều khiển (hệ thống treo bán tích cực).

1.3. TÌNH HÌNH NGHIÊN CỨU TRONG NƯỚC VÀ NƯỚC NGOÀI

1.3.1. Tình hình nghiên cứu trong nước

** Nghiên cứu về biên dạng mặt đường*

Công trình nghiên cứu về mấp mô đường và chế tạo thiết bị đo xóc kiểu phản ứng của MDX-73 của GS. Nguyễn Xuân Đào và được thử nghiệm trên các tuyến đường chính của Việt Nam [6], từ đó ban hành quy trình của ngành (TCVN-1015/QĐKT4).

Công trình nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng mặt đường đến tải trọng tác dụng lên ô tô tại Quốc lộ 1A. Trong công trình này tác giả đo đạc và thu thập được số liệu mấp mô biên dạng đường trên tuyến đường 1A Hà Nội- Lạng Sơn, xử lý số liệu và đưa vào bài toán dao động để xác định tải trọng tác dụng lên ô tô [8].

** Nghiên cứu về dao động ô tô*

Luận án Thạc sĩ kỹ thuật của Trịnh Minh Hoàng, với tiêu đề 'Khảo sát dao động ô tô dưới tác động của mặt đường ngẫu nhiên', luận án Thạc sĩ Kỹ thuật, Đại học Bách Khoa Hà Nội, năm 2002, tập trung vào việc phân tích ảnh hưởng của các đặc tính kết cấu và điều kiện hoạt động của ô tô đối với độ êm ái trong chuyển động. Luận án đã giải quyết bài toán dao động 7 bậc tự do, trong đó tác động của mặt đường được mô phỏng dưới dạng hàm phổ của Iasenکو [9].

Luận án Tiến sĩ của Võ Văn Hường, mang tên 'Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu', số hiệu LA 111/05, năm 2004, Đại học Bách Khoa Hà Nội, nghiên cứu về dao động của ô tô tải có nhiều cầu. Tác giả trong luận án này đã tập trung vào việc phân tích tính phi tuyến của các phần tử đàn hồi trong hệ thống treo và lốp xe, xây dựng mô hình không gian và áp dụng phương pháp Matlab Simulink để giải quyết bài toán dao động [11].

Luận án Tiến sĩ của Đặng Việt Hà, thực hiện tại Trường Đại học Giao thông Vận tải Hà Nội năm 2010, tìm hiểu tác động của một số thông số đến độ êm ái trong chuyển động của xe ô tô khách sản xuất ở Việt Nam. Trong công trình này, tác giả đã phát triển mô hình dao động không gian của ô tô hai cầu với hàm toán học đơn giản và giải bài toán bằng phần mềm Matlab/Simulink. Mục đích nghiên cứu là tối ưu hóa gia tốc lớn nhất của ghế ngồi theo phương chiều thẳng đứng và gia tốc bình quân phương thẳng đứng của ghế. Các thông số thiết kế của hệ thống treo, bao gồm độ cứng và hệ số cản, đã được phân tích một cách chi tiết. Sau cùng, mô hình dao động được kiểm chứng qua một thí nghiệm thực tế để xác nhận tính chính xác đối với xe khách sản xuất tại Việt Nam [6].

Luận án nghiên cứu của Nguyễn Khắc Minh trong chương trình Thạc sĩ Kỹ thuật tại Trường Đại học Giao thông Vận tải Hà Nội vào năm 2011 đã phát triển một mô hình dao động cho xe du lịch với 7 bậc tự do. Từ mô hình này, tác giả thực hiện phân tích dao động theo phương thẳng đứng của phương tiện. Các thông số của hệ thống treo, bao gồm độ cứng và hệ số cản, được xác định dựa trên các tiêu chí liên quan đến độ êm ái trong quá trình di chuyển của xe [12].

Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật của Trần Thanh An, thực hiện tại Học viện Kỹ thuật Quân sự năm 2012, tìm tòi việc phát triển các chỉ số của hệ thống treo ô tô khách tiêu dùng tại Việt Nam. Tác giả đã xây dựng mô hình dao động không

gian với 8 bậc tự do, mô phỏng tác động của mấp mô mặt đường thông qua một hàm toán học đơn giản và sử dụng phần mềm Matlab/Simulink để mô phỏng hệ cơ. Các thông số của hệ thống treo xe khách được tối ưu hóa bằng cách áp dụng thuật toán di truyền. Sau cùng, bằng thí nghiệm thực tế toàn xe ô tô khách đã được thực hiện nhằm xác minh độ chính xác của mô hình dao động [13].

Luận án Thạc sĩ Kỹ thuật của Lê Thanh Duân, thực hiện tại Đại học Bách khoa Hà Nội năm 2012, nghiên cứu dao động của xe khách. Họ đã xây dựng mô hình dao động không gian cho xe ô tô khách và sử dụng phần mềm Matlab/Simulink để mô phỏng hệ cơ học. Nghiên cứu này chủ yếu chính về sự liên quán của các thông số hệ thống treo đến độ êm ái của chuyển động xe ô tô khách [14].

1.3.2. Tình hình nghiên cứu nước ngoài

Trước đây, việc tìm hiểu dao động ô tô chủ yếu sử dụng các mô hình tính toán đơn giản. Những mô hình lý thuyết này thường chỉ xét một khối lượng với một bậc tự do, trong khi biên dạng mấp mô mặt đường được mô phỏng bằng một hàm chu kỳ đơn giản. Phần lớn các nghiên cứu về dao động ô tô trước kia đều dựa vào thực nghiệm.

Vào thập niên 1950, các mô hình dao động ô tô đã phát triển, bao gồm các khối lượng và xét đến hệ thống treo, độ cứng của lốp và giảm chấn. Mấp mô mặt đường lúc này được coi là yếu tố kích thích dao động.

Nhờ sự phát triển của công nghệ máy tính trong những năm gần đây, quá trình nghiên cứu về dao động ô tô thông qua lý thuyết đã trở nên phổ biến. Đặc biệt, ứng dụng lý thuyết hàm ngẫu nhiên đã giúp mô phỏng chính xác hơn nguồn kích thích từ mặt đường, với biên dạng gần giống với thực tế.

** Nghiên cứu các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô*

Nghiên cứu về liên quan của dao động ảnh hưởng đến sức khỏe con người đòi hỏi sự kết hợp của các chuyên gia ở nhiều ngành như công nghệ ô tô, bảo hộ lao động và y tế. Mục tiêu là xác định các thông số đặc trưng của dao động, bao gồm tần số, vận tốc, gia tốc và biên độ, cùng những tác động của chúng lên cơ thể con người. Các tài liệu khoa học đã đề cập sâu rộng đến tác động của biên độ và tần số rung động đối với sức khỏe [17, 19-20]. Việc thiết lập các tiêu chí đánh giá độ êm ái khi xe chuyển động sẽ phụ thuộc vào trình độ khoa học kỹ thuật, đặc điểm tâm sinh lý của hành khách và quan niệm về sự thoải mái tại mỗi quốc gia, dẫn đến sự khác biệt trong phương pháp và tiêu chuẩn đánh giá.

** Nghiên cứu các hệ thống treo và các phần tử hệ thống treo nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của ô tô*

Cùng sự tiến bộ vượt bậc của khoa học kỹ thuật, riêng biệt trong các lĩnh vực công nghệ thông tin, điều khiển tự động và công nghệ vật liệu, ngành công nghiệp ô tô đã đạt được nhiều thành tựu đáng kể. Các hệ thống trên ô tô, đặc biệt là hệ thống treo và các phần tử cấu thành, đã không ngừng được cải tiến nhằm nâng cao độ êm ái trong di chuyển. Năm 1984, việc đưa phần tử giảm chấn điều khiển vào hệ thống treo đã tạo nên bước ngoặt quan trọng trong việc tìm hiểu và phát triển hệ thống treo.

Về sau, nhiều nghiên cứu đã tập trung vào việc tối ưu hóa hệ thống treo, như công trình [18] với mục tiêu cải thiện hiệu suất của hệ thống treo tích cực và bán tích cực dựa trên mô hình 1/4 xe chịu kích thích ngẫu nhiên từ mặt đường. Ahmadian và Marjoram đã sử dụng mô hình hệ thống treo bán tích cực (Semi-active suspension) với giảm chấn dạng ON-OFF để nghiên cứu đặc tính tần số - biên độ của gia tốc khối lượng được treo, sự dịch chuyển hệ thống treo

và lốp xe khi chịu tác động từ vận tốc ngẫu nhiên theo phương thẳng đứng. Gần đây, các phương pháp điều khiển mở trong việc kiểm soát giảm chấn đã được nghiên cứu sâu và trình bày chi tiết trong các tài liệu [18].

Song song với sự tiên tiến của hệ thống treo bán tích cực, hệ thống treo tích cực (active suspension) cũng không ngừng được cải tiến. Hệ thống này tập trung vào việc điều khiển đồng thời hai phần thông số chính: phần tử giảm chấn và phần tử đàn hồi của hệ thống treo, nhằm tối ưu hóa hiệu suất và độ êm dịu khi xe vận hành.

** Nghiên cứu nguồn gây dao động*

Dao động của ô tô trong quá trình di chuyển không phải là dao động tự do mà là dao động cưỡng bức, trong đó nguồn kích thích chủ yếu đến từ các mấp mô trên mặt đường. Từ những năm 1950, các quốc gia phát triển như Pháp, Mỹ, Nga, Anh, Đức, đã tiến hành nhiều nghiên cứu về công nghệ và thiết bị đo lường, nhằm đánh giá chất lượng đường ô tô qua chỉ tiêu độ mấp mô. Nghiên cứu phương pháp đo đạc và xử lý số liệu để phân tích các đặc tính của mấp mô đường là một lĩnh vực rộng lớn, thu hút sự quan tâm của nhiều nhà khoa học trên toàn thế giới. Các hướng nghiên cứu chính bao gồm:

Mô hình hóa mấp mô mặt đường: Các tác giả tiến hành khảo sát và phân loại các loại mặt đường khác nhau. Chẳng hạn, Lasenko và Prutrikov [9] trong nhiều công trình của mình đã phân thành các dạng mấp mô theo đặc tính riêng biệt của từng loại mặt đường.

Phương pháp thực nghiệm: Thực hiện đo đạc trực tiếp mấp mô của mặt đường bằng các thiết bị chuyên dụng. Kết quả thu được sẽ được thể hiện dưới dạng bảng số liệu hoặc đồ thị, sau đó được xử lý bằng các công cụ tính toán để mô phỏng mấp mô đường qua các hàm toán học với sai số trong giới hạn được

chọn, hoặc áp dụng nhiều phép toán xác suất thống kê để xử lý các đại lượng ngẫu nhiên, rời rạc.

Việc nghiên cứu về mặt đường ngẫu nhiên được đề cập trong những công trình [18, 21, 22]. Tiêu chuẩn ISO 8608 (1995) về phân loại mặt đường quốc lộ đã được các nhà thiết kế giao thông quốc tế áp dụng, phân cấp mặt đường thành 8 cấp độ [22], và hiện nay tiêu chuẩn này được sử dụng rộng rãi như là một kích thích ngẫu nhiên đầu vào cho các mô hình tính toán dao động ô tô.

1.4. CÁC CHỈ TIÊU, PHƯƠNG PHÁP ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG

Hiện nay, để xét mức độ êm ái của chuyển động, các tác giả nghiên cứu sử dụng một số khái niệm cụ thể nhằm đo lường độ êm ái đối với hành khách, hàng hóa, cũng như sự tương tác của hệ thống treo với mặt đường quốc lộ, từ đó đưa ra những kết luận về hiệu quả hoạt động của phương tiện trong các điều kiện vận hành khác nhau.

1.4.1. Cường độ dao động

* Tiêu chuẩn VBI2057 của Đức xác định hệ số KB đánh giá dao động [23,24]: Trong đó, ba ngưỡng áp dụng để xét mức độ dao động:

KB – 20 giới hạn êm dịu;

KB = 50 giới hạn điều khiển;

KB = 125 giới hạn gây bệnh lý;

Cường độ dao động KB là một hàm của gia tốc, phương tác dụng, thời gian và tần suất tác động. Do đó, để xác định KB, đối với xe tải, cần phải tính toán gia tốc của cabin, với gia tốc theo phương thẳng đứng tại trọng tâm của khối lượng được treo trong các bước tính toán tiếp theo.

$$KB = f(\ddot{Z}_1, f_1, \dots)$$

Việc đánh giá an toàn vận chuyển hàng hoá: Hiện nay, tiêu chí về an toàn vận chuyển hàng hoá chủ yếu được Hiệp hội Đóng gói Đức BFSV [24] đưa ra. Dựa trên đó, trong nghiên cứu về tác động của dao động lên đường, Mitschke đã đề xuất mức an toàn cho hàng hoá như sau [23,24].

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

$$z_2\max = 5\text{ m/s}^2 \text{ giới hạn can thiệp.}$$

Trong đó: z_2 là gia tốc theo phương thẳng đứng thùng xe, khối lượng được treo.

Giới hạn cảnh báo, theo Mitschke [23,24], là ở đó hệ thống treo hoặc đường xá bị hư hỏng nghiêm trọng đến mức cần lập ý tưởng sửa chữa.

1.4.2. Gia tốc bình phương trung bình theo thời gian tác động

Theo tiêu chuẩn ISO 2631-1, việc xét mức độ êm ái của ô tô được thực hiện qua việc đo gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng, căn cứ vào các nghiên cứu quốc tế. Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng dọc được tính toán theo công thức (1.13), [17].

$$a_{wz} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_z^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (1.13)$$

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.

Các tiêu chí chủ quan để xét mức độ êm ái của phương tiện dựa trên độ lệch gia tốc theo phương thẳng đứng tiêu chuẩn ISO 2631-1 [17], như được chỉ ra trong Bảng 1-1.

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

a_{wz} giá trị (m^2/s)	Cấp êm dịu
$<0.315 m.s'^2$	Thoải mái
$0.315m.s'^2-0.63m.s'^2$	Có chút bất tiện
$0.5m.s'^2 -1 m.s'^2$	Khá khó chịu
$0.8 m.s'^2 - 1.6 m.s'^2$	Không thoải mái
$1.25 m.s'^2 - 2.5 m.s'^2$	Rất khó chịu
$> 2 m.s'^2$	Khó chịu vô cùng

Lợi thế của tiêu chuẩn VBI2057 và ISO 2631-1 là khả năng hỗ trợ hiệu quả trong việc phân tích và đánh giá dao động tổng thể của phương tiện. Thông qua các mô hình dao động vật lý và toán học của xe, cùng với các phần mềm chuyên dụng như ADAMS và LMS, ta có thể dễ dàng nhận định gia tốc dao động trong cả biên thời gian và biên tần số. Phương pháp này hiện đã được các nhà nghiên cứu trên toàn thế giới áp dụng, sử dụng tiêu chuẩn ISO 2631-1 để đánh giá mức độ êm ái của các phương tiện giao thông.

1.4.3. Chỉ tiêu về tải trọng động

Tải trọng động lớn nhất $F_{z_{dyn,max}}$ có tác động bất lợi đến tuổi thọ của các bộ phận và gây ảnh hưởng cho bề mặt đường. Hệ số tải trọng động $F_{z_{dyn,max}}$ thể hiện việc ảnh hưởng của tải trọng động đến các chi tiết, còn hệ số áp lực đường w biểu thị tác động của dao động lên bề mặt đường.

a, Chỉ tiêu tải trọng động ảnh hưởng tới độ bền chi tiết

Hệ số tải trọng động lớn nhất, được định nghĩa như phương trình (1-14).

$$K_{dyn,max} = 1 + \frac{\max(F_{z_{dyn}})}{F_{z,st}} \leq 1,5 \quad (1.14)$$

Trong đó:

$K_{dyn, max}$: Hệ số tải trọng động lớn nhất

$F_{Z, dyn, max}$: Tải trọng động bánh xe

$F_{Z, st}$: Tải trọng tĩnh bánh xe

Với kích động ngẫu nhiên max ($F_{Z, dyn}$) được xác định như sau:

$$\sigma_{F_Z = F_{Z, RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int (F_Z(t) - F_{Z, st})^2 dt} \quad (1.15)$$

$$k_{dy max} = \frac{1,64_{F_{Z, RMS}}}{F_{Z, st}} + 1 \quad (1.14)$$

b, Chỉ tiêu về mức độ thân thiện với đường

Từ thập niên 1990, sự gia tăng tải trọng của ô tô đã khiến vai trò kinh tế của cầu đường trong ngành giao thông trở nên quan trọng hơn. Các nhà nghiên cứu ở Anh và Mỹ đã quan tâm đến việc phân tích ảnh hưởng của dao động ô tô lên cầu và đường. Họ nhận thấy rằng tác động này tỷ lệ với lũy thừa bậc 4 của áp lực bánh xe lên mặt đường. Để định lượng tác động này, khái niệm "Hệ số áp lực đường" (Road Stress Coefficient), hay còn gọi là "Hệ số mài mòn động" (Dynamic Wear Factor) trong một số tài liệu, đã được đưa ra. Wilkinson cũng đã phát triển một công thức để xác định giá trị của hệ số áp lực đường w (1-17), [11].

$$W = 1 + 6q^2 + 4\eta^4 \quad (1-17)$$

Khi xe có i bánh xe thì áp lực toàn xe là:

$$W = \frac{\sum_1^i w(i) \cdot F_{Z, st}(i)}{\sum_1^i F_{Z, st}(i)} \quad (1.18)$$

Trong nghiên cứu này, lựa chọn áp dụng tiêu chuẩn ISO 2631-1 để phân tích độ êm dịu chuyển động của ô tô. Việc sử dụng tiêu chuẩn này nhằm phân

tích những ảnh hưởng và chọn ra các thông số tối ưu cho hệ thống treo của xe khách được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam.

1.5. KẾT LUẬN CHƯƠNG 1

Chương 1 đã cung cấp một cái nhìn tổng quan rõ ràng và toàn diện về nghiên cứu tác động của mấp mô mặt đường đối với dao động của ô tô khách, tạo nền tảng vững chắc cho các phần nghiên cứu sâu hơn trong luận văn.

Mở đầu, phần "Mục tiêu, phạm vi và nội dung nghiên cứu" đã xác định rõ các định hướng chính, bao gồm việc phân tích ảnh hưởng của mấp mô mặt đường lên độ êm dịu của xe và các yếu tố tác động đến dao động xe. Nghiên cứu được giới hạn trong việc phân tích dao động của ô tô khách sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam, với điều kiện vận hành thực tế và các tiêu chuẩn đánh giá phù hợp.

Trong phần "Tổng quan về hệ thống treo ô tô khách," chương đã cung cấp cơ sở lý thuyết vững chắc về cấu tạo và chức năng của hệ thống treo – yếu tố quan trọng quyết định đến sự ổn định và độ êm dịu của xe. Kiến thức này đóng vai trò thiết yếu trong việc phân tích dao động và đánh giá hiệu quả giảm chấn của xe khi chịu tác động từ mặt đường không bằng phẳng.

Phần "Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài" đã làm rõ các công trình nghiên cứu liên quan, giúp hình thành phương pháp và kỹ thuật phù hợp cho việc mô phỏng các điều kiện đường xá tại Việt Nam. Những nghiên cứu này cũng cung cấp cơ sở quan trọng để so sánh và áp dụng vào hệ thống giao thông trong nước.

Cuối cùng, phần "Các chỉ tiêu, phương pháp đánh giá độ êm dịu chuyển động" đã trình bày các chỉ tiêu quan trọng như cường độ dao động, gia tốc bình phương trung bình theo thời gian tác động, và tải trọng động. Các chỉ tiêu này

không chỉ giúp đánh giá mức độ êm dịu khi xe di chuyển mà còn là cơ sở để cải tiến và tối ưu hóa hệ thống treo cho xe khách tại Việt Nam.

Tóm lại, Chương 1 đã hoàn thành việc cung cấp một cơ sở lý thuyết vững chắc và tổng quan nghiên cứu, tạo điều kiện thuận lợi cho việc triển khai mô hình phân tích và mô phỏng chuyển động dao động của ô tô khách trong các chương tiếp theo của luận văn.

CHƯƠNG 2: XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG XE KHÁCH VÀ MẶT ĐƯỜNG

2.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG CỦA XE KHÁCH

2.1.1. Các giả thiết mô hình dao động tương đương

Ô tô là một cơ hệ dao động bao gồm nhiều bộ phận liên kết với nhau. Mỗi bộ phận được xác định bởi khối lượng và các thông số trọng tâm. Các thành phần của hệ thống có ảnh hưởng lớn nhất đến dao động ô tô là bộ phận giảm xóc của xe. Hệ thống treo đóng vai trò quan trọng trong việc nghiên cứu dao động của phương tiện.

a, Khối lượng được treo m

Khối lượng treo m bao gồm các bộ phận có trọng lượng ảnh hưởng đến hệ thống treo như khung, cabin, thùng xe, hàng hóa và các chi tiết, được kết nối với nhau qua các phần tử đàn hồi như cao su, ni, giấy công nghiệp, dũa... Các bộ phận này không hoàn toàn cứng, nên khối lượng treo là một tập hợp những khối lượng được liên kết đàn hồi thành một hệ thống. Tùy vào việc bố trí của ô tô, khối lượng treo sẽ được chia thành nhiều khối lượng, gắn kết với nhau bằng các phần tử đàn hồi và giảm chấn. Những liên kết đàn hồi này có biến dạng nhỏ hơn rất nhiều so với hệ thống treo và lớp xe, vì vậy trong trường hợp đơn giản, có thể coi khối lượng treo m như một khối lượng đồng nhất.

b, Khối lượng không được treo m_a

Khối lượng không treo bao gồm các bộ phận có trọng lượng không tác động trực tiếp lên hệ thống treo, mà chủ yếu ảnh hưởng đến lớp xe. Các thành phần này bao gồm bán trục, dầm cầu, bánh xe, một số chi tiết của hệ thống treo, cơ cấu truyền động lái, nhíp, giảm chấn, và một phần của trục các đăng. Khối

lượng này được giả thiết là một vật thể đồng nhất, hoàn toàn cứng và có khối lượng m , tập trung tại trung tâm cầu xe.

c, Hệ thống treo

Hệ thống treo ô tô đóng vai trò kết nối khung xe với bánh xe, hỗ trợ giảm thiểu các rung động từ mặt đường trong quá trình di chuyển. Hệ thống này được cấu thành từ ba bộ phận chính như sau:

Bộ phận đàn hồi: Bao gồm các thành phần như lò xo, nhíp, thanh xoắn, bình khí... thường được biểu diễn bằng một lò xo với độ cứng k .

Bộ phận giảm chấn: Đảm nhận nhiệm vụ hấp thụ và giảm các rung động, đặc trưng bởi hệ số giảm chấn c .

Bộ phận dẫn hướng: Là tập hợp các đòn dẫn hướng, có chức năng truyền tải lực và mô men giữa các bộ phận.

d, Bánh xe

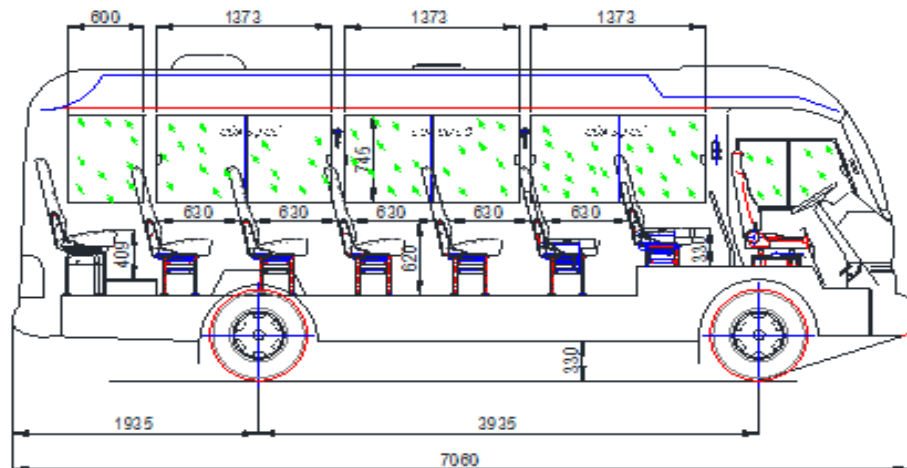
Bánh xe, ngoài nhiệm vụ di chuyển và nâng đỡ toàn bộ trọng lượng của xe, còn giúp giảm những chấn động từ mặt đường, góp phần tăng thêm độ êm ái khi di chuyển. Cấu trúc của bánh xe bao gồm một phần đàn hồi và một phần giảm chấn, được đặc trưng bởi các thông số K_t và C_t .

Bánh xe không chỉ đóng vai trò là hệ thống di chuyển và chịu toàn bộ tải trọng của xe mà còn góp phần giảm thiểu các rung chấn từ mặt đường truyền lên, giúp xe vận hành êm ái hơn. Cấu tạo của bánh xe gồm một bộ phận đàn hồi và một bộ phận giảm chấn, được đặc trưng bởi các thông số K_t và C_t .

2.1.2. Mô hình dao động xe khách

a) Bản vẽ thiết kế xe

Bản vẽ thiết kế xe được tham khảo từ nhà thiết kế, sản xuất lắp ráp ở Việt Nam tại Công ty Ô tô Trường Hải, hình 2.1.



Hình 2.1. Thiết kế xe khách County 29 chỗ

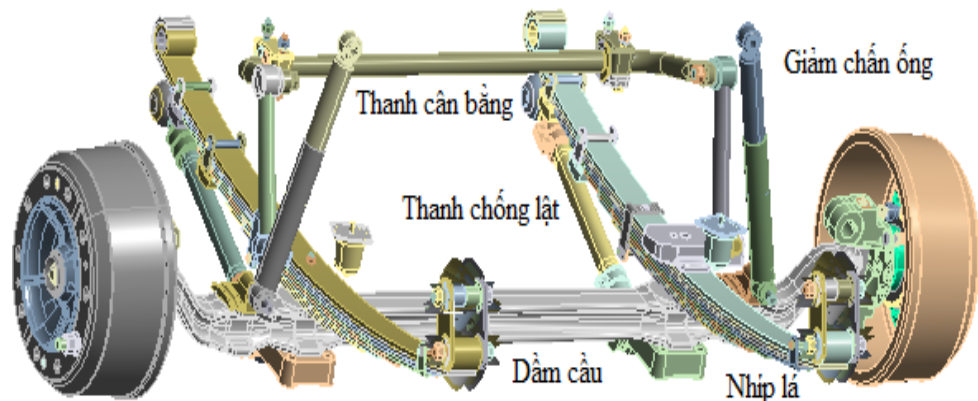
Các thông số kỹ thuật chính của xe nêu trong bảng 2.1

Bảng 2.1. Thông số kỹ thuật xe khách County 29 chỗ

Kích thước tổng thể dài, rộng, cao (D x R x C) (mm)	7,620 x 2,090 x 2,855
Chiều dài cơ sở (mm)	4,085
Vết bánh xe trước/sau	1,735 / 1,495
Khoảng sáng gầm xe (mm)	155
Trọng lượng không tải	4,600
Không tải phân bố cầu trước	2,140
Không tải phân bố cầu sau	2,460
Số người cho phép chuyên chở kể cả người lái	29 (1885 kg)
Trọng lượng toàn tải	6,900
Toàn tải phân bố cầu trước	2,500

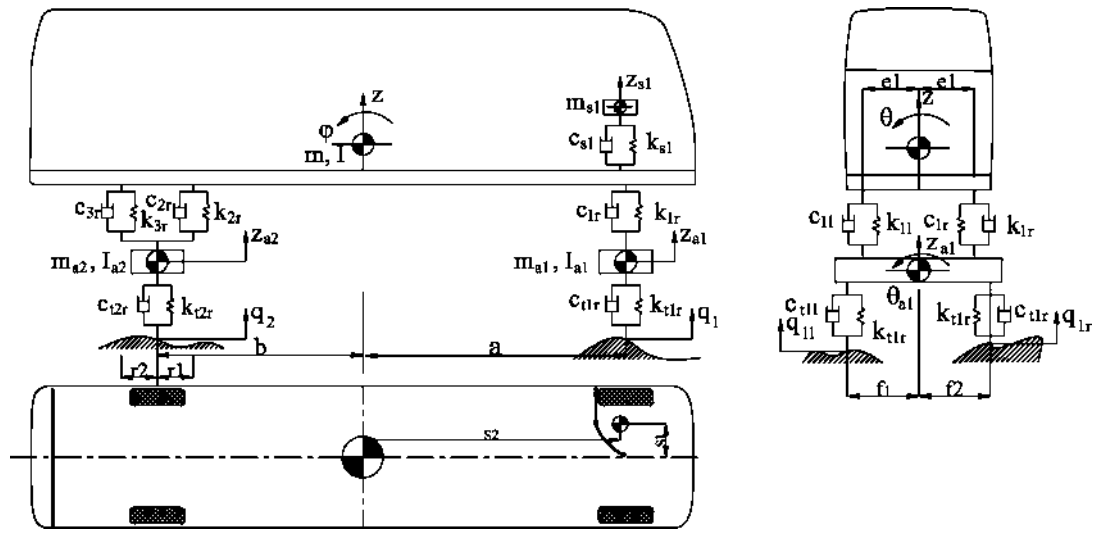
Toàn tải phân bổ cầu sau	4,400
Bán kính quay vòng	7.5
Hệ thống treo trước/sau	Phụ thuộc, nhíp lá, giảm chấn thủy lực
Cỡ lốp (trước/sau)	7.00 R16 /7.00 R16
Vận tốc tối đa(km/h)	98

Cấu tạo hệ thống treo của xe gồm các nhíp lá, giảm chấn ống và thanh cân bằng. Thiết kế của hệ thống treo xe khách 29 chỗ trình bày trên hình 2.2.



Hình 2.2. Hệ thống treo xe khách 29 chỗ

Mô hình dao động ô tô khách có hệ thống treo phụ thuộc được biểu thị qua hình 2.3 với 7 bậc tự do.



(a) Nhìn từ mặt bên của xe

(b) Nhìn từ mặt trước của xe

Hình 2.3. Mô hình dao động của ô tô khách

Trong đó, các ký hiệu trong hình được giải thích như sau: k_{ij} là đặc tính độ cứng của hệ thống giảm chấn; C_{ij} là hệ số hấp thụ lực của hệ thống treo; k_{tij} là cường độ chịu lực của lớp; C_{tij} là chỉ số hấp thụ chấn động của lớp xe; m là khối lượng được treo của xe; m_{a1} và m_{a2} là khối lượng không được treo của cầu trước và cầu sau của xe; a , b là khoảng cách giữa trọng tâm của xe và các cầu trước, sau, s_n là khoảng cách từ trọng tâm của xe đến hai vị trí ghế được nghiên cứu, f_1, f_2, e_1, e_2 là các khoảng cách; c_p , θ và θ_{ak} là chuyển vị góc của trọng tâm xe và của khối lượng không được treo; I , I_a là mô men quán tính của khối lượng được treo và không được treo của xe; q_{kj} là gập ghềnh trên mặt đường; V là tốc độ di chuyển của phương tiện.

Các thông số của mô hình nêu trong bảng 2.2

Bảng 2.2. Thông số của mô hình xe County 29 chỗ

Khối lượng phần treo phân bố lên cầu trước, m_1	2215 (kg)
Khối lượng phần treo phân bố lên cầu sau, m_2	3580 (kg)
Độ cứng của treo trước, C_t	158796 (N/m)
Độ cứng của treo sau, C_s	127460 (N/m)
Hệ số cản giảm chấn: Hành trình nén, K_n	2667 (Ns/m)
Hệ số cản giảm chấn: Hành trình thả, K_t	3323 (Ns/m)
Độ cứng lớp trước, C_{Lt}	480000 (N/m)
Độ cứng lớp sau, C_{Ls}	960000 (N/m)
Tải trọng tĩnh tác dụng lên nhíp trước, $P_{t1} = m_1/2 = 2215/2$	1107,5 (kg)
Tải trọng tĩnh tác dụng lên nhíp sau, P_{t2}	1790 (kg)
Độ võng tĩnh treo trước, f_{t1}	68 (mm)
Độ võng tĩnh treo treo sau, f_{t2}	137 (mm)
Hệ số phân bố khối lượng cầu trước, ε_t	2,3
Hệ số phân bố khối lượng cầu sau, ε_s	1,2
Hệ số dập tắt dao động, ψ	0,25

2.1.3. Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động

Mô hình dao động được áp dụng để thiết lập các phương trình vi phân, từ đó mô tả chuyển động của cơ hệ, hỗ trợ phân tích dao động và xác định các

thông số thiết kế của hệ thống treo. Hiện tại, có nhiều cách tiếp cận khác nhau để xây dựng các phương trình vi phân này, bao gồm phương trình Lagrange loại II, nguyên lý D'Alembert, nguyên lý Jourdain kết hợp với phương trình Newton - Euler.

Để đơn giản hơn trong lập trình Simulink, ta sử dụng phương pháp Lagrange xây dựng phương trình chuyển động của mô hình dao động không gian của xe khách theo mô hình năng lượng, ta nhận được các phương trình (2.1).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} + \frac{\partial V}{\partial q_r} = f_r, r = 1, 2, \dots, 7 \quad (2.1)$$

Động năng của hệ biểu diễn bằng phương trình (2.2)

$$K = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_f (\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2) + \frac{1}{2} m_r (\dot{x}_3^2 + \dot{x}_4^2) \quad (2.2)$$

Thế năng của hệ biểu diễn bằng phương trình (2.3)

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2} k_f (x - x_1 + b_1 \varphi - a_1 \theta)^2 + \frac{1}{2} k_f (x - x_2 - b_2 \varphi - a_1 \theta)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_r (x - x_3 - b_1 \varphi - a_1 \theta)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_r (x - x_4 + b_2 \varphi - a_2 \theta)^2 + \frac{1}{2} k_R \left(\varphi \frac{x_1 - x_2}{\omega} \right)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_{tf} (x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_{tf} (x_2 - y_2)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_{tr} (x_3 - y_3)^2 + \frac{1}{2} k_{tr} (x_4 - y_4)^2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Hàm hao tán của hệ biểu diễn bằng phương trình (2.4)

$$\begin{aligned}
D = & \frac{1}{2}c_f(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\phi} - a_1\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_f(\dot{x} - \dot{x}_2 + b_2\dot{\phi} - a_1\dot{\theta})^2 \\
& + \frac{1}{2}c_r(\dot{x} - \dot{x}_3 + b_1\dot{\phi} + a_2\dot{\theta})^2 \\
& + \frac{1}{2}c_r(\dot{x} - \dot{x}_4 + b_2\dot{\phi} + a_2\dot{\theta})^2
\end{aligned} \tag{2.4}$$

Viết phương trình Lagrange dưới dạng ma trận (2.5)

$$[m]\ddot{x} + [c]\dot{x} + [k]x = F \tag{2.5}$$

Với ma trận khối lượng (2.6)

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix} \tag{2.6}$$

Ma trận giảm chấn (2.7)

$$[c] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & -c_f & -c_f & -c_r & -c_r \\ c_{13} & c_{13} & c_{13} & -b_1c_f & -b_1c_f & -b_1c_f & -b_1c_f \\ c_{13} & c_{13} & c_{13} & a_1c_f & a_1c_f & a_1c_f & a_1c_f \\ -c_f & -b_1c_f & a_1c_f & c_f & 0 & 0 & 0 \\ -c_f & -b_1c_f & a_1c_f & 0 & c_f & 0 & 0 \\ -c_r & -b_1c_f & -a_1c_f & 0 & 0 & c_r & 0 \\ -c_r & -b_1c_f & -a_1c_f & 0 & 0 & 0 & c_r \end{bmatrix} \tag{2.7}$$

Các hệ số:

$$c_{21} = c_{12} = b_1c_f - b_2c_f - b_1c_r + b_2c_r$$

$$c_{31} = c_{13} = 2a_2c_r - 2a_1c_f$$

$$c_{22} = b_{12}c_f + b_{22}c_f + b_{12}c_r + b_{22}c_r$$

$$c_{32} = c_{23} = a_1 b_{2c_f} - a_1 b_{1c_f} - a_2 b_{1c_r} + a_2 b_{2c_r}$$

$$c_{33} = 2c_f a_1^2 + 2c_r a_2^2$$

Ma trận độ cứng (2.8)

$$[k] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & -k_f & -k_f & -k_r & -k_r \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & b_1 k_r & -b_2 k_r \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & a_1 c_f & a_1 k_f & a_1 k_f & -a_1 k_f \\ -k_f & k_{42} & a_1 c_f & k_{44} & -\frac{k_r}{\omega^2} & 0 & 0 \\ -k_f & k_{52} & a_1 c_f & -\frac{k_r}{\omega^2} & k_{55} & 0 & 0 \\ -k_r & -b_1 k_r & -a_2 k_f & 0 & 0 & k_r + k_{tr} & 0 \\ -k_r & -b_2 k_f & -a_2 k_f & 0 & 0 & 0 & k_r + k_{tr} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Các hệ số:

$$k_{11} = 2k_f + 2k_r$$

$$k_{21} = k_{12} = b_1 k_f - b_2 k_f - b_1 k_r + b_2 k_r$$

$$k_{31} = k_{13} = 2a_2 k_r - 2a_1 k_f$$

$$k_{22} = k_R + b_{12} k_f + b_{22} k_f + b_{12} k_r + b_{22} k_r$$

$$k_{32} = k_{23} = a_1 b_2 k_f - a_1 b_1 k_f - a_2 b_1 k_r + a_2 b_2 k_r$$

$$k_{42} = k_{24} = -b_1 k_f - \frac{1}{\omega} k_R$$

$$k_{52} = k_{25} = b_2 k_f + \frac{1}{\omega} k_R$$

$$k_{33} = 2k_f a_1^2 + 2k_r a_2^2$$

$$k_{44} = k_{55} = k_f + k_{tf} + \frac{1}{\omega^2} k_R$$

Véc tơ x theo (2.9)

$$X = \begin{Bmatrix} x \\ \varphi \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{Bmatrix} \quad (2.9)$$

Véc tơ tải F theo (2.10)

$$F = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ y_1 k_{tf} \\ y_2 k_{tf} \\ y_3 k_{tf} \\ y_4 k_{tf} \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

Thân xe được coi là một tấm cứng có khối lượng m, là khối lượng đầy tải của thân xe và có mô-men khối lượng theo trục dọc I_x , mô-men khối lượng theo trục ngang I_y , các mô-men khối lượng này nhỏ hơn mô-men khối lượng của toàn xe.

Bánh xe có khối lượng lần lượt là m_1, m_2, m_3, m_4 , các bánh xe giống nhau ở bên trái và bên phải nên ta đặt:

$$m_1 = m_2 = m_f$$

$$m_3 = m_4 = m_r$$

Độ cứng của lốp trước và sau được biểu thị lần lượt bằng k_{tf} và k_{tr} . Vì hệ số giảm chấn của lốp nhỏ hơn nhiều so với bộ giảm chấn nên có thể bỏ qua hệ

số giảm chấn của lốp. Hệ thống treo của xe có độ cứng k_f và giảm chấn c_f ở phía trước, phía sau là k_r và c_r được giả thiết bằng nhau bên phải và bên trái. Xe có thể có thanh cân bằng ở phía trước và phía sau và có độ cứng xoắn k_{Rf} và k_{Rr} . Để đơn giản, thanh chống lật có mô men xoắn M_R tỷ lệ với góc xoắn ϕ của thanh được biểu thị bằng phương trình (2.11).

$$M_R = -(k_{Rf} + k_{Rr})\phi = -k_{R\phi} \quad (2.11)$$

Trường hợp đầy đủ khi xét đến phản ứng thanh chống lật theo (2.12)

$$M_R = -k_{Rf} \left(\phi - \frac{x_1 - x_2}{\omega_f} \right) - k_{Rr} \left(\phi - \frac{x_4 - x_3}{\omega_r} \right) \quad (2.12)$$

Hầu hết các xe chỉ có thanh chống lật phía trước vì phía trước có lò xo “mềm” hơn nên phương trình (2.9) được đơn giản hóa thành (2.13)

$$M_R = -k_R \left(\phi - \frac{x_1 - x_2}{\omega} \right) \quad (2.13)$$

Với:

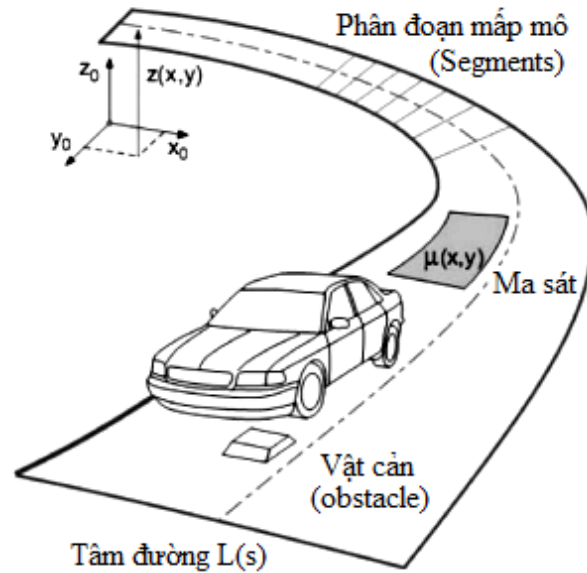
$$\omega_f \equiv \omega = b_1 + b_2 \text{ và } k_{Rf} \equiv k_R$$

Đến đây ta có thể sử dụng Matlab Simulink để mô phỏng.

2.2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MẶT ĐƯỜNG

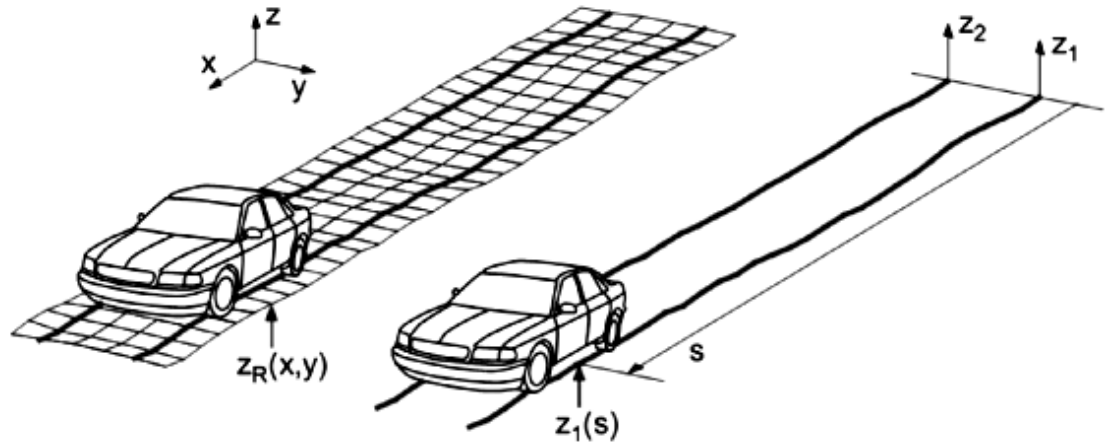
2.2.1. Các loại hình dạng các mấp mô mặt đường

Khi xe di chuyển trên đường không bằng phẳng, bánh xe chịu các lực kích thích trực tiếp. Bề mặt đường ô tô phổ biến gồm các đoạn thẳng, cong, cua gấp với các phân đoạn phẳng, mấp mô, hoặc chứa vật cản. Thông số đường được xác định bởi chiều cao $z(x,y)$ và hệ số ma sát cục bộ $\mu(x,y)$ tại từng điểm, như minh họa ở hình 2.4.



Hình 2.4. Mô hình mặt đường ô tô

Do tính ngẫu nhiên của mặt đường, vị trí tiếp xúc của bánh xe với đường thay đổi khác nhau. Để đơn giản hóa, các nghiên cứu thường sử dụng mô hình đường lý thuyết, giả định xe chạy dọc theo một đường cho trước với vị trí xác định bởi $s = s(t)$. Khi đó, mô hình đường phức tạp $Z_R(x,y)$ có thể được thay thế bằng mô hình hai vết song song, tương ứng với hai kích thích Z_1 và Z_2 , như minh họa ở hình 2.5.



Hình 2.5. Mô hình hai vết song song bánh xe trên đường

Độ mấp mô ở làn bên trái và bên phải được biểu diễn dưới dạng các hàm một chiều $Z_1 = Z_1(x)$ và $Z_2 = Z_2(x)$. Thông thường, để đơn giản, giả thiết độ mấp mô bề mặt đường trên hai vết trái và bên phải có thể được coi là gần giống nhau $Z_1 = Z_1(x) \sim Z_2 = Z_2(x)$.

Các mấp mô mặt đường thường được sử dụng trong nghiên cứu gồm: Mấp mô xung; Mấp mô hình sin; Mấp mô ngẫu nhiên.

Dao động thân xe thường nằm trong dải tần số $f = 0,5 \text{ Hz}$ đến $f = 15 \text{ Hz}$.

Tần số lực kích thích trong miền thời gian được tính bằng phương trình (2.14).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{V}{\lambda} \quad (2.14)$$

Trong miền tần số, phạm vi tần số f cần thỏa mãn điều kiện (2.15).

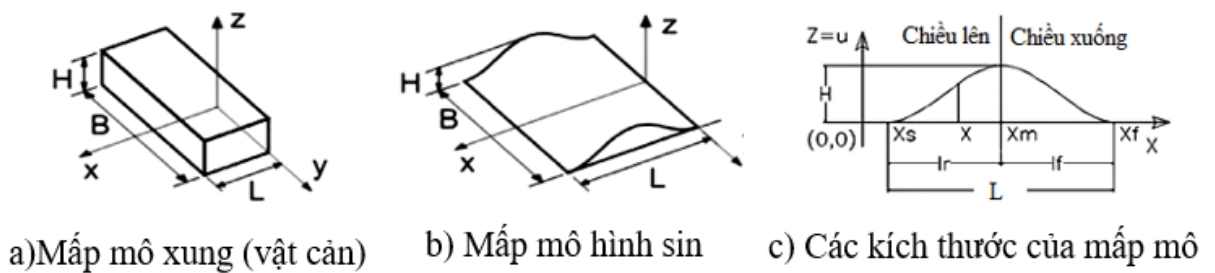
$$0.5\text{Hz} \leq \frac{V}{\lambda} \leq 15\text{hz} \quad (2.15)$$

V (km/h) là vận tốc xe, ω (rad/s) là tần số góc kích thích của tín hiệu đầu vào, λ (m) là bước sóng mấp mô.

2.2.2. Xác định biên dạng mấp mô mặt đường

2.2.2.1. Biên dạng mấp mô mặt đường xung và hình sin

Mấp mô và ổ gà trên đường là các chướng ngại vật riêng lẻ với hình dạng hầu như không đồng đều. Những mấp mô hình chữ nhật đơn giản tạo ra va chạm mạnh do tác động bất ngờ. Trong khi đó, mấp mô dạng hình sin mang lại lực cản "êm hơn" nhờ tránh được sự gián đoạn đột ngột của xung.



Hình 2.6. Biểu diễn các mấp mô mặt đường

Trong đó H , B và L biểu thị chiều cao, chiều rộng và chiều dài của mấp mô. Khi $H < 0$ thì mấp mô thành “ổ gà”.

Các ký hiệu trên hình gồm:

L = Chiều dài mặt cắt ngang mấp mô, (m)

H = Chiều cao mặt cắt ngang mấp mô tối đa, (m)

lr = Chiều dài chiều lên ở mặt cắt ngang, (m)

lf = chiều dài chiều xuống ở mặt cắt ngang, (m)

x = Khoảng cách của xe ở thời điểm $t(s)$ tính từ điểm gốc $t = 0$, (m), vận tốc $v = 0$ km/h

Z = Chuyển vị thẳng đứng của lớp (khối lượng không được treo = u), (m)

X_s = khoảng cách xe lúc bắt đầu va chạm đến điểm gốc ($t=0$), (m)

X_f = khoảng cách xe đến điểm cuối của đoạn va chạm tính từ điểm gốc ($t=0$), (m)

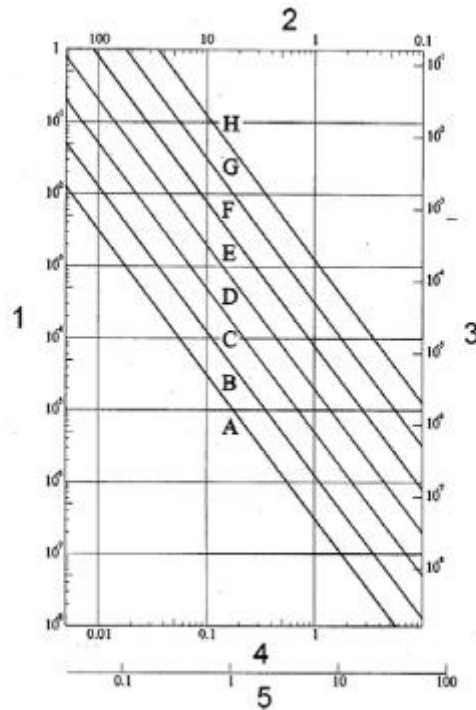
2.2.2.2. Xác định biên dạng mấp mô mặt đường theo ISO 8608

Tiêu chuẩn ISO 8608 mô tả phương pháp tạo ra mặt cắt của tám loại mặt đường ngẫu nhiên bằng hai cách.

Cách thứ nhất: Xác định đặc điểm độ gồ ghề của đường thông qua việc tính toán PSD (Mật độ quang phổ công suất) của chuyển vị thẳng đứng G_d , mô tả dưới dạng hàm của tần số không gian n (Ω chu kỳ/m) và tần số không gian góc Ω . Trong thực tế, trên tọa độ cả (n) và (Ω) được vẽ theo hàm số của n và Ω với thang đo log-log.

Cách thứ hai: Tính PSD của gia tốc (n) và (Ω) của mặt cắt theo sự thay đổi độ dốc của mặt đường trên một đơn vị khoảng cách.

Biên dạng mặt đường ngẫu nhiên được mô tả trong ISO 8608:2016 gồm có 7 cấp đường từ A→H. Trong đó A-B được đặc trưng cho đường có biên dạng mặt đường ở chất lượng tốt nhất, G-H được đặc trưng cho đường có biên dạng xấu nhất, hình 2.7 và bảng 2.1.



Hình 2.7. Bầy loại biên dạng mặt đường theo ISO 8608

Trục 1: PSD của chuyển vị $\Phi(n)$ [m^3]; Trục 2: Chiều dài bước sóng λ [m]; Trục 3: PSD của chuyển vị $\Phi(\Omega)$ [m^3]; Trục 4: Tần số không gian, n [chu kỳ/m]; Trục 5 Tần số góc không gian, n [rad/m]

Bảng 2.3. Các cấp mấp mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068

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

2.3. KẾT LUẬN CHƯƠNG 2

Chương 2 đã hoàn thành việc xây dựng mô hình dao động cho ô tô khách và mô phỏng mấp mô mặt đường, cung cấp cơ sở vững chắc cho các phân tích về tác động của mấp mô đối với dao động của xe.

Đầu tiên, phần "Các giả thiết mô hình dao động tương đương" đã đưa ra những giả thuyết cơ bản, giúp đơn giản hóa và chuẩn hóa mô hình, tạo điều kiện thuận lợi cho việc tính toán và mô phỏng dao động. Những giả thuyết này đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo tính chính xác và khả thi khi mô tả dao động của xe khách trên các loại mặt đường khác nhau.

Tiếp theo, phần "Mô hình dao động xe khách" đã xây dựng một cấu trúc mô hình toàn diện, bao gồm các bộ phận chính như hệ thống treo, khung xe và các đặc điểm kỹ thuật khác. Mô hình này giúp phân tích dao động theo các hướng dọc và xoay, phản ánh chân thực sự tác động của mấp mô mặt đường lên xe.

Phần "Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động" đã xây dựng các phương trình vi phân liên kết lực tác động từ mặt đường với phản ứng của hệ thống treo và khung xe, từ đó mô tả rõ ràng các dao động phát sinh khi xe di chuyển trên các mặt đường có mấp mô.

Bên cạnh đó, phần "Các loại hình dạng của mấp mô mặt đường" đã phân loại các dạng mấp mô phổ biến, từ mấp mô ngẫu nhiên đến mấp mô tuần hoàn, giúp làm rõ các điều kiện đường xá khác nhau và đánh giá tác động của từng loại mấp mô đối với dao động của xe.

Cuối cùng, phần "Xác định biên dạng mấp mô mặt đường" đã thiết lập các tiêu chuẩn và phương pháp đo đạc biên dạng mấp mô, tạo cơ sở vững chắc cho việc mô phỏng và phân tích tác động thực tế của bề mặt đường đến dao động của ô tô khách.

Như vậy, kết thúc Chương 2, mô hình dao động cùng với các yếu tố mô phỏng mấp mô mặt đường đã được xây dựng hoàn chỉnh, tạo nền tảng vững chắc để tiến hành phân tích, đánh giá độ êm dịu và các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của xe khách trong các chương tiếp theo của luận văn.

CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG XE CHỊU ẢNH HƯỞNG TỪ MẶT ĐƯỜNG

3.1. LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG

Để giải hệ phương trình vi phân biểu thị sự chuyển động dao động của ô tô khách với kích thích từ các loại mặt đường có mấp mô hình sin, hình xung và ISO 8608, học viên đã sử dụng phương pháp mô phỏng trong phần mềm Matlab/Simulink 2024 là phiên bản mới nhất hiện nay.

Matlab Simulink gồm những mô đun đã được lập trình các thuật toán bởi hãng phần mềm MathWorks. Các thuật toán này đã được mô đun hóa bằng các khối biểu thị dạng Icon dành cho người dùng. Trong các biểu tượng “Icon” là những thông số, phép toán, phương trình vi phân... mô tả hệ thống, kết cấu... Cũng như sơ đồ cơ học, các Icon này sẽ nối/link với nhau theo quy luật An-gô-rít mô tả phương pháp giải bài toán. Quá trình link gọi là lập trình Simulink. Sau khi lập trình sẽ nhận được sơ đồ Simulink để cập nhật các thông số và chạy phần mềm lấy kết quả phân tích. Một trong những phương pháp giải của Simulink là dùng ODE (Ordinary Differential Equations) để giải các phương trình vi phân. Các phiên bản ODE đã được xây dựng để phục vụ cho các nhu cầu tính toán khác nhau, bao gồm ode23, ode45, ode113, ode15s, ode23s, ode23t, ode23tb, với ode45 là phiên bản thường được áp dụng nhiều nhất trong các bài toán kỹ thuật. Thuật toán của ode45 sử dụng phương pháp Runge-Kutta bậc 4. Các thông tin chi tiết về phạm vi sử dụng của các phiên bản ODE có thể được tham khảo trong phần trợ giúp (Help) của Matlab.

Một số khối trong Simulink sử dụng phổ biến như:

Khối Constant: Hằng số được tạo ra bởi khối Constant, có thể là số thực hoặc phức và không thay đổi theo thời gian. Tùy thuộc vào cách khai báo tham số Constant Value và việc chọn ô "Interpret vector parameter as I-D", hằng số

này có thể là scalar, vector hoặc ma trận. Nếu ô này được chọn, tham số Constant Value có thể được định nghĩa dưới dạng vector hàng hoặc cột với kích thước $[1 \times n]$ hoặc $[n \times 1]$ dưới dạng ma trận. Ngược lại, nếu ô không được chọn, các vector hàng hoặc cột chỉ được coi như vector 1D với chiều dài n , tức là tín hiệu 1D.

Khối Gain: Tín hiệu đầu vào (dạng 1-D hoặc 2-D) sẽ được khuếch đại bởi khối Gain thông qua biểu thức khai báo tại Icon Gain, mà có thể là một số hoặc một biến. Nếu sử dụng biến, biến đó cần phải tồn tại trong không gian làm việc của Matlab (dưới dạng m.file) để Simulink có thể tính toán. Phương thức nhân giữa biến vào và Gain có thể được xác định bằng cách thay đổi giá trị tham số Multiplication, giúp lựa chọn giữa phép nhân ma trận hoặc nhân theo từng phần tử.

Khối Integrator: Tín hiệu đầu vào của khối Integrator sẽ được tích phân, và giá trị ban đầu có thể được khai báo trực tiếp trong hộp thoại Block Parameter hoặc thông qua lựa chọn giá trị "internal" tại ô Initial condition source, để nhận giá trị từ một nguồn ngoài khối. Đầu ra của khối này cũng có thể nhận tín hiệu bên ngoài để reset lại giá trị ban đầu. Tại ô External reset, người dùng có thể chọn dạng tín hiệu reset (ví dụ: rising cho sườn lên). Khi bật tùy chọn External reset, một đầu vào reset sẽ tự động được thêm vào khối Integrator. Nếu muốn hạn chế biên độ tín hiệu ở đầu ra, có thể kích hoạt ô Limit output và xác định giá trị giới hạn bão hoà (Upper hay Lower saturation limit). Khi bật ô Show saturation port, tín hiệu bão hoà tương ứng sẽ được lấy (1 cho bão hoà dương, -1 cho bão hoà âm, 0 cho các giá trị giữa hai ngưỡng bão hoà). Nếu ô Show State port được kích hoạt, một đầu ra trạng thái (State port) sẽ được hiển thị trên biểu tượng của khối, cho phép truy xuất tín hiệu trạng thái. Mặc dù biến trạng thái và biến đầu ra có giá trị giống nhau, nhưng Simulink tính toán chúng tại các thời điểm khác nhau. Nếu mô hình Simulink có sự chênh

lệch lớn giữa các biến trạng thái, tham số Absolute tolerance có thể được khai báo riêng biệt cho từng khối Integrator trong mô hình.

Khối Scope: Các tín hiệu của quá trình mô phỏng có thể được hiển thị nhờ vào khối Scope. Nếu cửa sổ Scope đã được mở trước khi quá trình mô phỏng bắt đầu, tín hiệu diễn biến sẽ được theo dõi trực tiếp.

Khối Subsystem: Khối Subsystem được sử dụng để tạo hệ thống con trong chương trình Simulink. Kết nối với các mô hình ở các cấp bậc trên được thực hiện thông qua các khối Inport (để tín hiệu vào) và Outport (để tín hiệu ra), và số lượng đầu vào/ra của khối Subsystem tùy thuộc vào số lượng khối Inport và Outport. Đầu vào/ra của khối sẽ mang tên mặc định của các khối Inport và Outport. Tuy nhiên, nếu chọn Format/Hide Port Labels trong menu của sổ khối Subsystem, việc đặt tên cho các Inport và Outport theo ý nghĩa vật lý sẽ trở nên khả thi.

Khối Sum: Tín hiệu tổng, là đầu ra của khối Sum, được tính từ các tín hiệu đầu vào. Nếu các tín hiệu đầu vào là scalar, tín hiệu tổng cũng sẽ là scalar. Trong trường hợp có nhiều tín hiệu hỗn hợp đầu vào, tổng của các phần tử sẽ được tính bởi khối Sum.

Khối Derivative: Khối Derivative thực hiện phép tính đạo hàm tín hiệu đầu vào, và tín hiệu đầu ra có dạng $\Delta u/\Delta t$, trong đó Δ biểu thị sự biến thiên của đại lượng cần tính từ bước tích phân ngay trước đó. Giá trị ban đầu của biến ra được xác định là 0.

Khối Integrator: Tích phân tín hiệu đầu vào của khối được thực hiện bởi khối Integrator, và giá trị ban đầu có thể được khai báo trực tiếp trong hộp thoại Block Parameter hoặc thông qua việc chọn giá trị "internal" tại ô Initial condition source, sau đó điền giá trị ban đầu từ nguồn bên ngoài khối.

Khối Sine Wave: Khối Sine Wave dùng để tạo tín hiệu hình sin cho cả hai loại mô hình: Liên tục (tham số Sample time = 0) và gián đoạn (tham số Sample time = 1). Tín hiệu đầu ra y phụ thuộc vào ba tham số chọn: Anplitude, Frequency và Phase trên cơ sở quan hệ:

$$y = \text{Amplitude} * \sin(\text{Frequency} * \text{time} + \text{phase})$$

Khối Mux: Tác dụng của các khối Mux là kết hợp các tín hiệu 1-D riêng rẽ (cả tín hiệu Scalar và vector) thành một vector tín hiệu mới, tương tự như một bộ chập kênh (multiplexer). Nếu một trong các tín hiệu riêng rẽ là tín hiệu 2-D (ma trận tín hiệu), các tín hiệu đó chỉ có thể được kết hợp thành Bus tín hiệu. Tại ô number of inputs, người dùng có thể khai báo tên, kích cỡ và số lượng tín hiệu vào.

Khối Demux: Khối Dcmux có chức năng ngược lại với Mux: tín hiệu đã được kết hợp từ nhiều tín hiệu riêng biệt sẽ được tách ra thành các tín hiệu riêng biệt mới. Khối Dcmux hoạt động trong hai chế độ: chế độ vector (Bus selection mode = off) hoặc chế độ Bus (Bus selection mode = on). Cả Mux và Demux đều là khối ảo.

Khối Function: Khối Fcn cho phép khai báo một hàm của biến vào dưới dạng biểu thức theo cú pháp của ngôn ngữ lập trình C. Nếu sử dụng u , tín hiệu vào sẽ là scalar hoặc là phần tử đầu tiên trong vector tín hiệu vào. Khi sử dụng $u(i)$ hoặc $u[j]$, đó chính là phần tử thứ i hoặc j trong tín hiệu vào dưới dạng vector (tín hiệu 1-D).

Khối Matlab Function: Khối Matlab Function là một phiên bản mở rộng của khối Fcn. Một biểu thức toán học hoặc một hàm Matlab (được viết dưới dạng file *.m) có thể được khai báo tại ô Matlab Function với một biến đầu vào. Lưu ý rằng bề rộng tín hiệu do Matlab xuất ra phải phù hợp với bề rộng của khối Matlab Fcn (Output width). Do việc tính toán trong khối Matlab Fcn

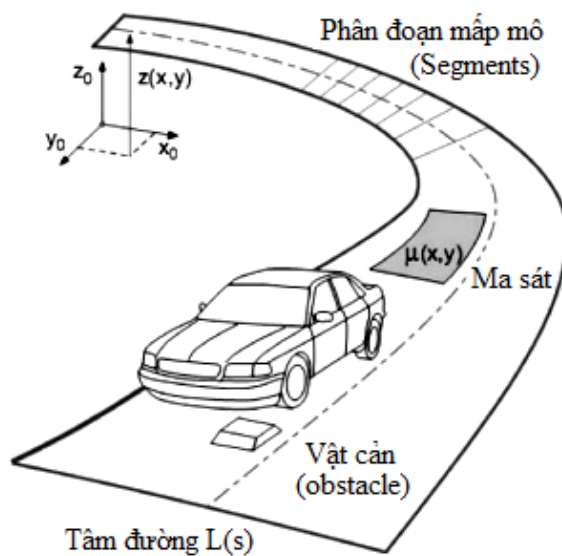
yêu cầu thời gian phân tích cú pháp trong mỗi bước của Matlab, nên khuyến cáo hạn chế sử dụng Matlab Fcn nếu không cần thiết, hoặc có thể thay thế bằng các khối khác để tối ưu hiệu suất.

Khối S-Function: Việc sử dụng hàm S (S-Function) hoặc viết dưới dạng Matlab Script (file*.m) hay ngôn ngữ C vào các sơ đồ khối của Simulink được hỗ trợ bởi khối S-Function, và tên của S-Function sẽ được khai báo tại ô S-Function name.

3.2. MÔ PHỎNG MẮP MÔ MẶT ĐƯỜNG

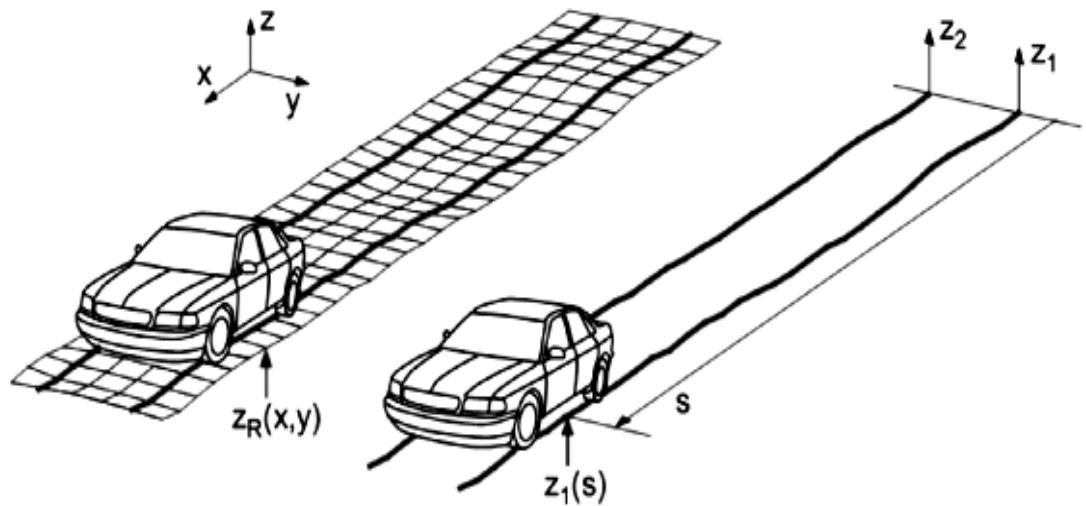
3.2.1. Mô hình mặt đường

Xe chạy trên đường có bề mặt không bằng phẳng gây ra các lực kích thích trực tiếp lên bánh xe. Kiểu đường ô tô cơ bản phổ biến gồm những đoạn thẳng, cong, cua gấp. Trên bề mặt đường có những phân đoạn phẳng, phân đoạn mấp mô và những vật cản. Thông số của bề mặt đường gồm chiều cao $z(x,y)$ và hệ số ma sát cục bộ $\mu(x,y)$ tại mỗi điểm x, y , hình 3.1.



Hình 3.1. Mô hình mặt đường ô tô

Thực tế, do tính chất ngẫu nhiên của bề mặt đường nên vị trí các bánh xe tiếp xúc với mặt đường là khác nhau. Để đơn giản việc mô tả ngẫu nhiên, các mô hình đường đơn giản hơn thường được sử dụng trong nghiên cứu tính toán. Giả thiết xe chạy dọc theo một đường cho trước thì vị trí nhất thời của nó có thể được mô tả bằng biến quãng đường $s = s(t)$, khi đó, mô hình đường phức tạp với kích thích bất kỳ khó xác định $Z_R(x,y)$ có thể được rút gọn thành mô hình đường 2 vết song song tương ứng với hai kích thích Z_1, Z_2 như mô tả trên hình 3.2.



Hình 3.2. Mô hình hai vết song song bánh xe trên đường

Khi đó, độ mấp mô của đường ở làn bên trái và bên phải là hai hàm một chiều $Z_1 = Z_1(x)$ và $Z_2 = Z_2(x)$. Thông thường, để đơn giản ta giả thiết độ mấp mô bề mặt đường trên hai vết trái và bên phải có thể được coi là gần giống nhau $Z_1 = Z_1(x) \sim Z_2 = Z_2(x)$.

Các mấp mô mặt đường thường được sử dụng trong nghiên cứu gồm: Mấp mô xung; Mấp mô hình sin; Mấp mô ngẫu nhiên.

Đối với hầu hết các loại xe, dao động của thân xe nằm trong khoảng từ $f = 0,5 \text{ Hz}$ đến $f = 15 \text{ Hz}$.

Trong miền thời gian, tần số lực kích thích từ mặt đường được cho bởi phương trình (2.14).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{V}{\lambda} \quad (2.14)$$

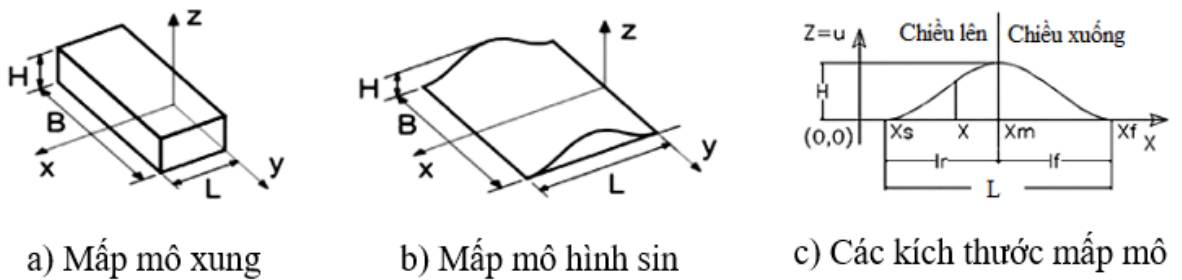
Trong miền tần số, phạm vi tần số f cần thỏa mãn điều kiện (2.15).

$$0.5\text{Hz} \leq \frac{V}{\lambda} \leq 15\text{Hz} \quad (2.15)$$

V (km/h) là vận tốc xe, ω (rad/s) là tần số góc kích thích của tín hiệu đầu vào, λ (m) là bước sóng mấp mô.

3.2.2. Mấp mô mặt đường xung và hình sin

Mấp mô và ổ gà trên đường là những chướng ngại vật đơn lẻ có hình dạng gần như tùy ý. Với các mấp mô hình chữ nhật đơn giản gây ra va chạm xung do tạo ra tác động bất ngờ. Các mấp mô hình sin sẽ gây ra lực cản “trơn tru hơn” do tránh được sự gián đoạn của xung, hình 3.3.



Hình 3.3. Biểu diễn các mấp mô mặt đường

Trong đó H , B và L biểu thị chiều cao, chiều rộng và chiều dài của mấp mô. Khi $H < 0$ thì mấp mô thành “ổ gà”.

Các ký hiệu trên hình gồm:

L = Chiều dài mặt cắt ngang mấp mô, (m)

H = Chiều cao mặt cắt ngang mấp mô tối đa, (m)

l_r = Chiều dài chiều lên ở mặt cắt ngang, (m)

l_f = chiều dài chiều xuống ở mặt cắt ngang, (m)

x = Khoảng cách của xe ở thời điểm $t(s)$ tính từ điểm gốc $t = 0$, (m), vận tốc $v = 0$ km/h

Z = Chuyển vị thẳng đứng của lốp (khối lượng không được treo = u), (m)

X_s = khoảng cách xe lúc bắt đầu va chạm đến điểm gốc ($t=0$), (m)

X_f = khoảng cách xe đến điểm cuối của đoạn va chạm tính từ điểm gốc ($t=0$), (m)

Thực tế tất cả các va chạm của bánh xe với mặt đường không giống nhau mà là ngẫu nhiên. Theo tổ chức IRC hướng dẫn về xây dựng các gờ giảm tốc trên đường thì chiều dài của đoạn đường gập ghềnh tối thiểu là 3,7 m và chiều cao tối đa phải là 0,1 m ở tốc độ vượt ưu tiên là 25 km/h (6,94 m/s). Các biên dạng mấp mô được mô phỏng rộng rãi trong phần mềm Matlab/Simulink, hình 3.4.

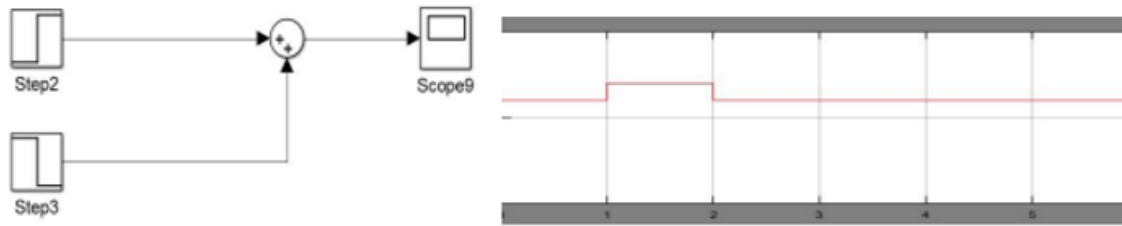


Figure A. 2 Simulink Model for Rectangular Clit

a) Mô phỏng kích thích đường xung

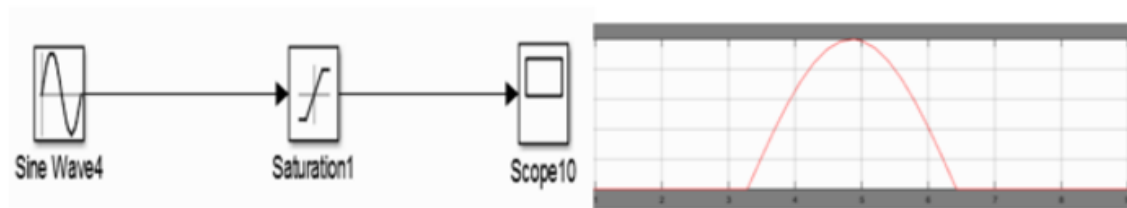


Figure A. 1 Half Sine Road Input

b) Mô phỏng kích thích $\frac{1}{2}$ hình sin mặt đường

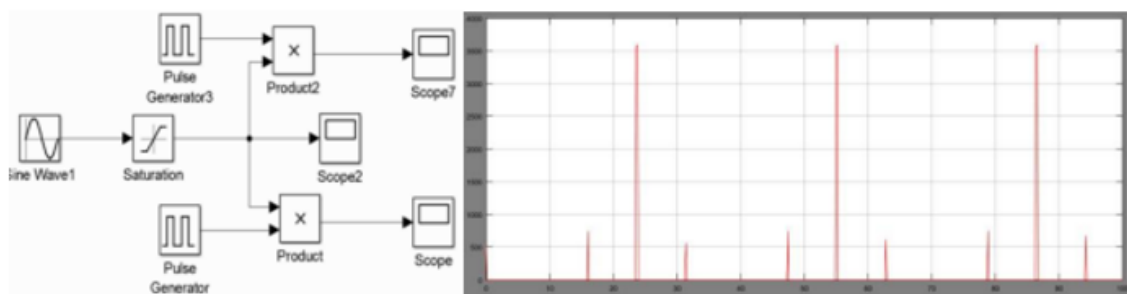


Figure A. 3 Simulink Model for different Pulse Profile

c) Mô phỏng kích thích hỗn hợp mặt đường hình xung và hình sin

Hình 3.4. Đặc tính kích thích dao động đường xung và hình sin trong Matlab Simulink

a) Mô phỏng kích thích đường xung

Hình A.2 thể hiện mô hình Simulink cho kích thích dạng xung chữ nhật. Khối "Step2" và "Step3" tạo ra tín hiệu bước. Các tín hiệu bước này được cộng lại tại khối "Sum". Khối "Scope9" hiển thị dạng tín hiệu ra, là một xung chữ nhật được tạo thành từ tổng hợp hai tín hiệu bước.

b) Mô phỏng kích thích $\frac{1}{2}$ hình sin mặt đường

Hình A.1 thể hiện mô hình Simulink cho kích thích dạng $\frac{1}{2}$ chu kỳ sóng sin. Khối "Sine Wave4" tạo ra tín hiệu sóng sin. Khối "Saturation1" giới hạn biên độ tín hiệu, có thể dùng để tạo ra $\frac{1}{2}$ chu kỳ sóng sin dương. Khối "Scope10" hiển thị dạng tín hiệu ra là $\frac{1}{2}$ chu kỳ sóng sin dương.

c) Mô phỏng kích thích hỗn hợp mặt đường hình xung và hình sin

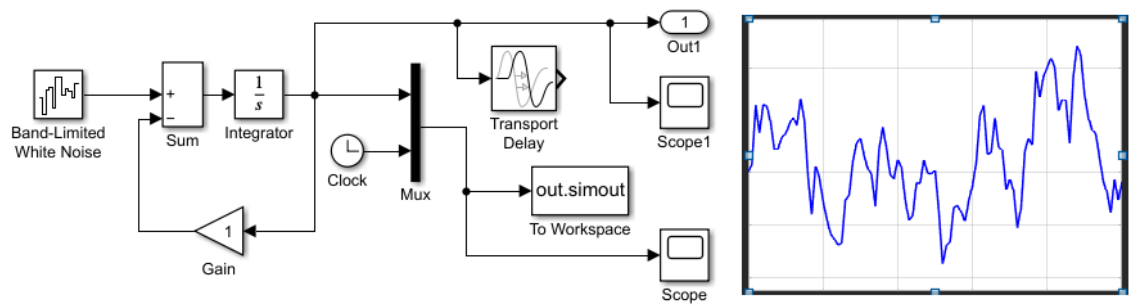
Hình A.3 thể hiện mô hình Simulink cho kích thích hỗn hợp gồm xung và sóng sin.

- * Khối "Sine Wave1" tạo ra tín hiệu sóng sin.
- * Khối "Pulse Generator" tạo ra tín hiệu xung.
- * Khối "Saturation" giới hạn biên độ.
- * Khối "Product" thực hiện phép nhân hai tín hiệu.
- * Khối "Product2" thực hiện phép nhân hai tín hiệu.
- * Khối "Pulse Generator3" tạo ra tín hiệu xung.
- * "Scope", "Scope2", và "Scope7" hiển thị dạng tín hiệu tại các điểm khác nhau trong mô hình.

Nguyên lý hoạt động của mô hình này là kết hợp tín hiệu xung và sóng sin thông qua phép nhân. Tín hiệu xung sẽ đóng vai trò như một công tắc, cho phép tín hiệu sóng sin đi qua hoặc chặn lại. Kết quả là tín hiệu ra sẽ là một chuỗi các sóng sin được ngắt quãng bởi các xung.

3.2.3. Mập mô mặt đường theo ISO 8608

Sử dụng Simulink mô đun hóa sơ đồ mô phỏng khi cần cập nhật các dữ liệu đầu vào từ mặt đường. Sơ đồ Simulink ISO 8608 tổng quát được trình bày trên hình 3.5.



Hình 3.5. Simulink tổng quát mô phỏng mặt đường ngẫu nhiên ISO 8680

Sơ đồ khối này mô phỏng một hệ thống động lực học với nhiễu và độ trễ. Dưới đây là giải thích chi tiết về từng khối và nguyên lý làm việc của toàn bộ hệ thống:

- * **Band-Limited White Noise:** Khối này tạo ra tín hiệu nhiễu trắng có băng thông giới hạn. Nhiễu trắng là tín hiệu ngẫu nhiên có phân bố đều trên toàn bộ phổ tần số. Việc giới hạn băng thông đảm bảo nhiễu nằm trong một dải tần số nhất định, phù hợp với thực tế hơn.

- * **Sum:** Khối này cộng tín hiệu nhiễu trắng với tín hiệu từ khối Gain. Phép cộng này mô phỏng việc nhiễu tác động vào hệ thống.

- * **Integrator (1/s):** Khối này thực hiện phép tích phân tín hiệu đầu vào. Trong miền tần số, khối tích phân được biểu diễn bằng $1/s$, tương ứng với việc chia cho tần số. Khối này mô phỏng hành vi tích lũy của hệ thống.

- * **Gain (1):** Khối này nhân tín hiệu đầu vào với một hệ số khuếch đại. Trong trường hợp này, hệ số khuếch đại là 1, nghĩa là tín hiệu đầu vào đi qua không thay đổi. Khối này có thể được sử dụng để điều chỉnh ảnh hưởng của tín hiệu phản hồi lên hệ thống.

- * **Clock:** Khối này tạo ra tín hiệu đồng hồ, cung cấp thông tin về thời gian cho khối Mux.

* Mux: Khối Mux (Multiplexer) kết hợp tín hiệu từ khối Integrator và tín hiệu đồng hồ thành một vector. Vector này chứa cả giá trị của tín hiệu hệ thống và thời gian tương ứng.

* Transport Delay: Khối này tạo ra độ trễ cho tín hiệu đầu vào. Độ trễ này mô phỏng thời gian trễ trong hệ thống thực tế, ví dụ như thời gian truyền tín hiệu hoặc thời gian phản ứng của các bộ phận.

* Out1 (1): Khối này đơn giản là một cổng ra, cho phép tín hiệu đi qua không thay đổi. Giá trị 1 ở đây không phải là hệ số khuếch đại mà chỉ là một nhãn.

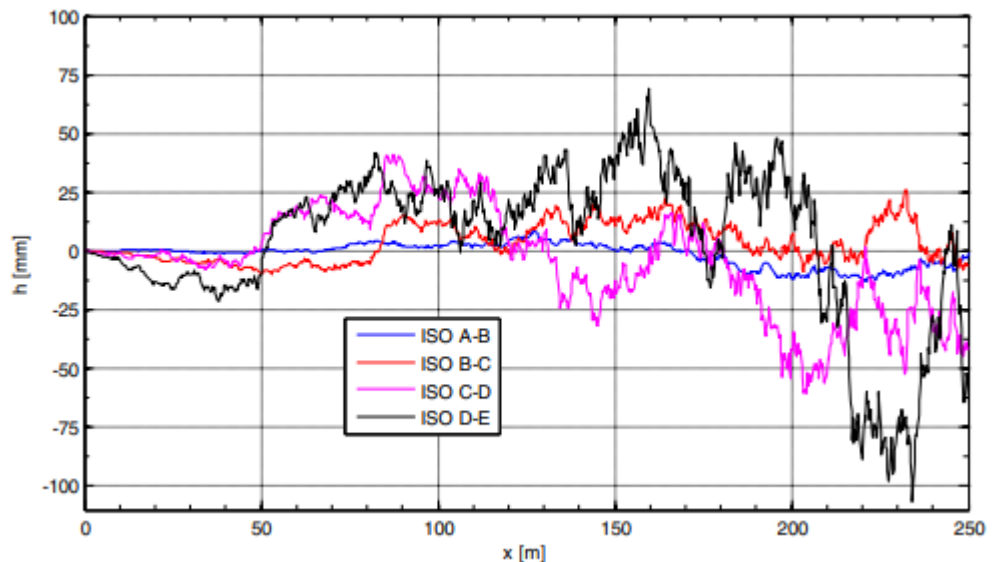
* Scope1: Khối này hiển thị tín hiệu đầu ra của hệ thống theo thời gian. Đồ thị hiển thị trong hình ảnh cho thấy sự biến đổi của tín hiệu đầu ra theo thời gian, chịu ảnh hưởng của nhiễu và độ trễ.

* out.simout (To Workspace): Khối này gửi dữ liệu đầu ra của mô phỏng vào workspace của MATLAB, cho phép phân tích và xử lý dữ liệu sau này.

* Scope: Khối này hiển thị dữ liệu được lưu trong workspace. Nó có thể được sử dụng để hiển thị các biến khác nhau trong mô phỏng, không chỉ tín hiệu đầu ra.

Nguyên lý làm việc: Nhiễu trắng băng thông giới hạn được cộng với tín hiệu phản hồi (đã được khuếch đại với hệ số 1). Tổng này được tích phân và sau đó được đưa vào khối Transport Delay, tạo ra độ trễ. Tín hiệu sau khi bị trễ được hiển thị trên Scope1. Đồng thời, tín hiệu sau khi tích phân và tín hiệu đồng hồ được kết hợp bởi khối Mux và được gửi đến workspace thông qua khối out.simout để phân tích thêm. Đồ thị trên Scope hiển thị dữ liệu từ workspace. Hệ thống này mô phỏng một quá trình động lực học bị ảnh hưởng bởi nhiễu và độ trễ, cho phép phân tích ảnh hưởng của các yếu tố này lên đáp ứng của hệ thống.

Khi sử dụng Simulink mô tả mấp mô mặt đường ngẫu nhiên theo ISO 8608 sẽ đơn giản hóa khi cần mô tả các loại mặt đường cùng lúc nên tiết kiệm thời gian hơn. Kết quả chi tiết mô phỏng mô tả 4 loại mặt đường trình bày trên hình 3.6

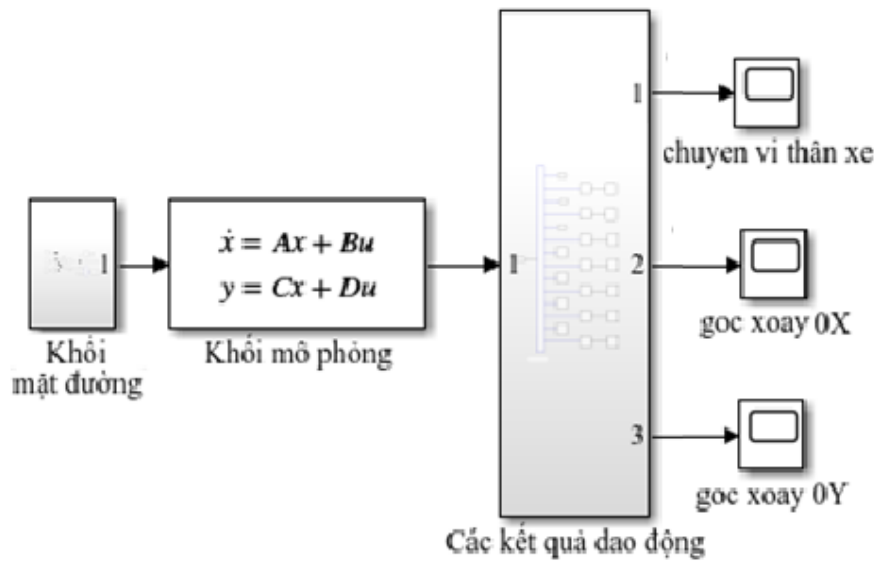


Hình 3.6. Kết quả mô phỏng 4 loại mặt đường ISO 8608 trong Simulink

3.3. MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG Ô TÔ CÓ KÍCH THÍCH TỪ MẶT ĐƯỜNG

3.3.1. Sơ đồ Simulink mô phỏng

Từ kết quả mô phỏng mặt đường đưa vào sơ đồ Simulink để mô phỏng tổng thể dao động ô tô, giải các phương trình vi phân để lấy kết quả dao động xe chịu ảnh hưởng của các biên dạng mặt đường theo sơ đồ hình 3.7.



Hình 3.7. Sơ đồ khối Simulink mô phỏng chuyển động dao động của ô tô

Hệ thống trong sơ đồ là một mô phỏng khối động lực của phương tiện, bao gồm các thành phần chính như sau:

1. Khối "Mặt đường"

- Chức năng:

Khối này mô phỏng các tác động từ mặt đường (ví dụ: độ cao, độ nhấp nhô) tác động lên thân xe thông qua hệ thống treo.

- Đầu ra của khối:

Đầu ra từ khối này là các tín hiệu đầu vào cho hệ thống mô phỏng được gửi đến khối biến trạng thái.

2. Khối mô phỏng trạng thái ($\dot{x} = Ax + Bu$, $y = Cx + Du$)

- Chức năng:

Đây là khối thực hiện mô phỏng mô hình toán học của hệ thống dao động:

- Phương trình trạng thái: $\dot{x} = Ax + Bu$

Trong đó:

- (x): Trạng thái nội tại của hệ thống (bao gồm các biến dao động như chuyển vị thân xe, góc xoay, vận tốc,...).

- (u): Tín hiệu đầu vào (như tác động từ mặt đường).

- (A, B): Ma trận mô tả các mối quan hệ động học của hệ thống.

- Phương trình đầu ra: $[y = Cx + Du]$

Trong đó:

- (y): Các kết quả quan sát (output).

- (C, D): Ma trận đầu ra.

- Nguyên lý hoạt động:

Dựa vào phương trình trạng thái và đầu vào (u) nhận từ khối "Mặt đường", hệ thống tính toán các trạng thái mới (x) và kết quả đầu ra (y). Đầu ra từ đây sẽ được chuyển vào khối "Kết quả dao động".

3. Khối "Các kết quả dao động"

- Chức năng:

Khối này nhận thông tin từ đầu ra (y) của khối mô phỏng trạng thái và hiển thị các kết quả dao động cụ thể:

- Chuyển vị thân xe:

Hiển thị việc thân xe di chuyển trong không gian tuyến tính.

- Góc xoay trục OX:

Mô phỏng và hiển thị góc nghiêng của thân xe theo chiều dọc trục OX.

- Góc xoay trục OY:

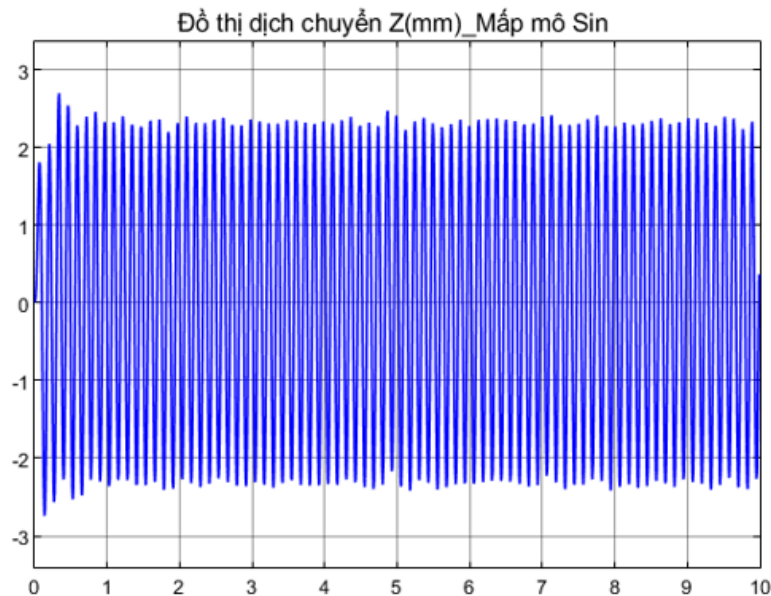
Mô phỏng và hiển thị góc nghiêng của thân xe theo trục ngang OY.

- Nguyên lý:

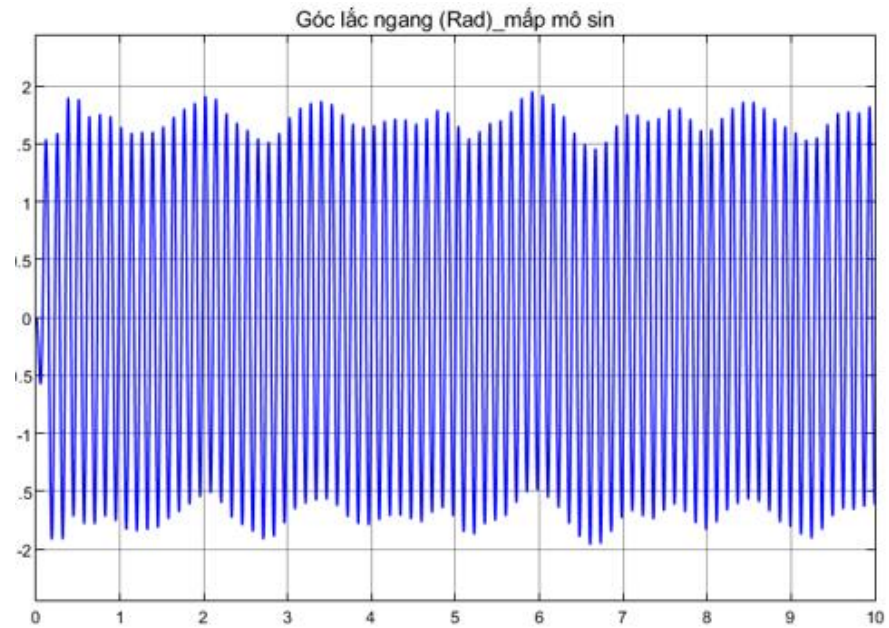
Các kết quả này được tính toán dựa trên các thành phần của $(y = Cx + Du)$, thể hiện sự dao động của xe dưới ảnh hưởng của mặt đường.

3.3.2. Kích thích từ mặt đường hình sin

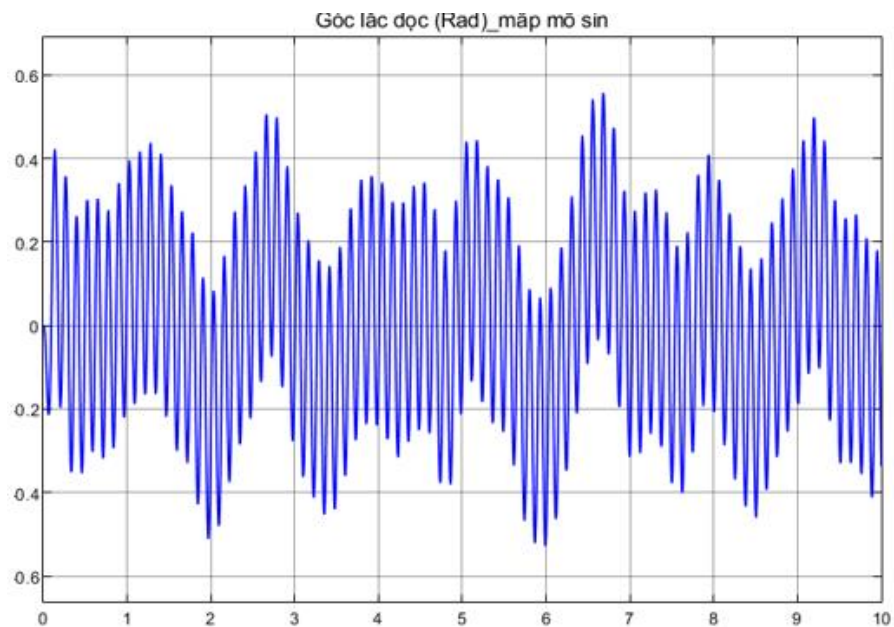
Chạy chương trình mô phỏng trong thời gian 10 (s), khi xe đầy tải chuyển động ở trên ba loại mặt đường mấp mô hình sin, xung và ISO 8608 cấp B, với vận tốc $v = 60\text{km/h}$. Kết quả nhận được gồm: Gia tốc theo phương đứng trọng tâm thân xe, gia tốc góc lắc ngang OX và gia tốc góc lắc dọc OY như hình 3.8, 3.9 và 3.10 tương ứng.



Hình 3.8. Kết quả mô phỏng phương tiện di chuyển trên bề mặt đường mấp mô sin và gia tốc theo chiều dọc, $v=60\text{km/h}$.



Hình 3.9. Kết quả mô phỏng góc lắc ngang theo trục OX khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô sin, $v=60\text{km/h}$



Hình 3.10. Kết quả mô phỏng góc lắc dọc theo trục OY khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô sin, $v=60\text{km/h}$

Từ hình 3.8 ta tính được gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của thân xe tại điểm trọng tâm $a_w(O) = 0.2218 \text{ m/s}^2$

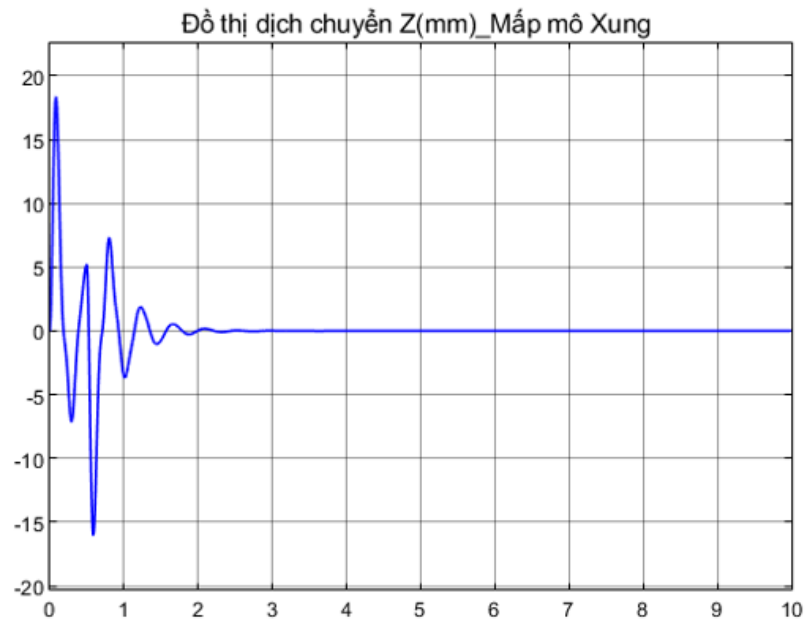
Từ hình 3.9 ta tính được gia tốc lắc dọc bình phương trung bình của thân xe $a_w(\alpha) = 0.0346 \text{ rad/s}^2$

Từ hình 3.10 ta tính được giá trị bình phương trung bình gia tốc lắc ngang của thân xe $a_w(\beta) = 0.0615 \text{ rad/s}^2$

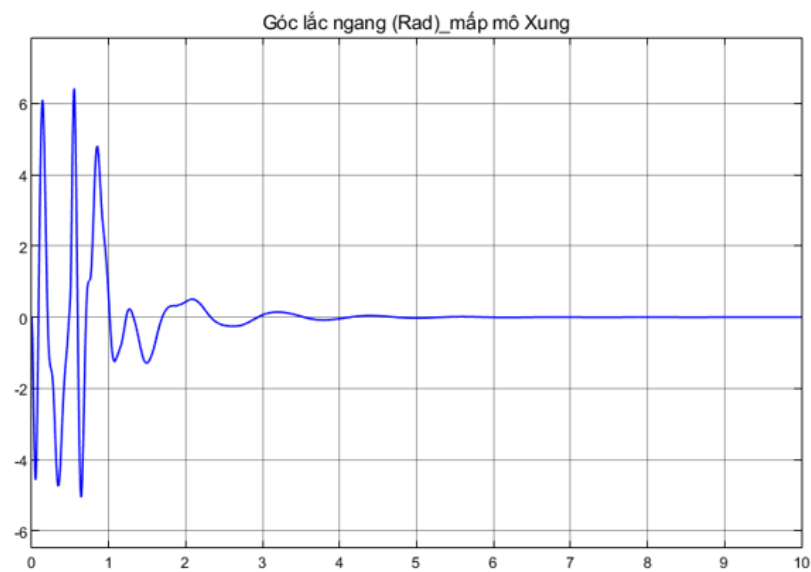
So sánh với các giá trị quy định trong tiêu chuẩn ISO 2631-1, đánh giá độ êm dịu chuyển động của xe cho thấy xe đảm bảo độ êm dịu chuyển động.

3.3.3. Kích thích từ mặt đường hình xung

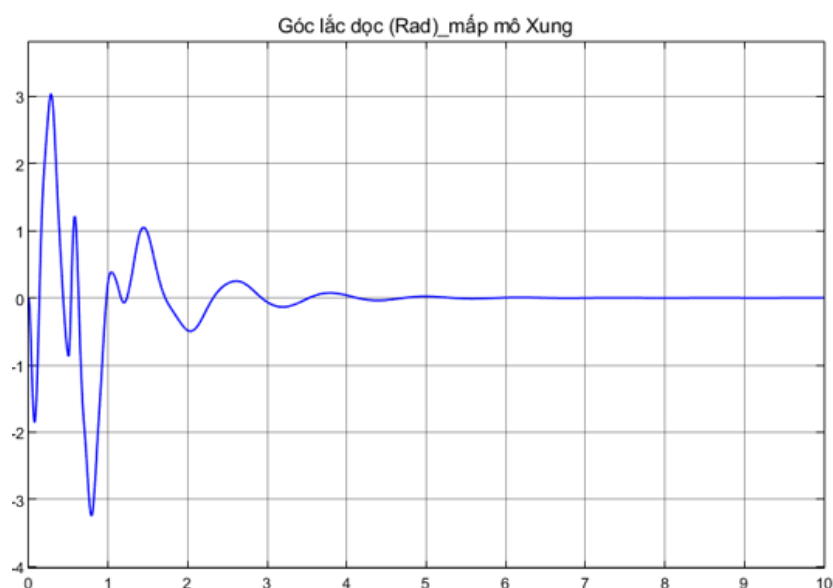
Tương tự, ta chạy chương trình mô phỏng trong thời gian 10 (s), khi xe đầy tải chuyển động ở trên mặt đường mấp mô hình xung, với vận tốc $v = 60 \text{ km/h}$. Kết quả nhận được gồm: Gia tốc theo phương đứng trọng tâm thân xe, gia tốc góc lắc ngang OX và gia tốc góc lắc dọc OY như hình 3.11, 3.12 và 3.13 tương ứng.



Hình 3.11. Kết quả mô phỏng gia tốc theo phương thẳng đứng khi phương tiện vận hành trên mặt đường mấp mô xung, $v=60\text{km/h}$.



Hình 3.12. Kết quả mô phỏng góc lắc ngang theo trục OX khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô xung, $v=60\text{km/h}$



Hình 3.13. Kết quả mô phỏng góc lắc dọc theo trục OY khi phương tiện chuyển động trên mặt đường mấp mô xung, $v=60\text{km/h}$

Từ hình 3.11 ta tính được gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của thân xe tại điểm trọng tâm $a_w(O) = 0.258 \text{ m/s}^2$

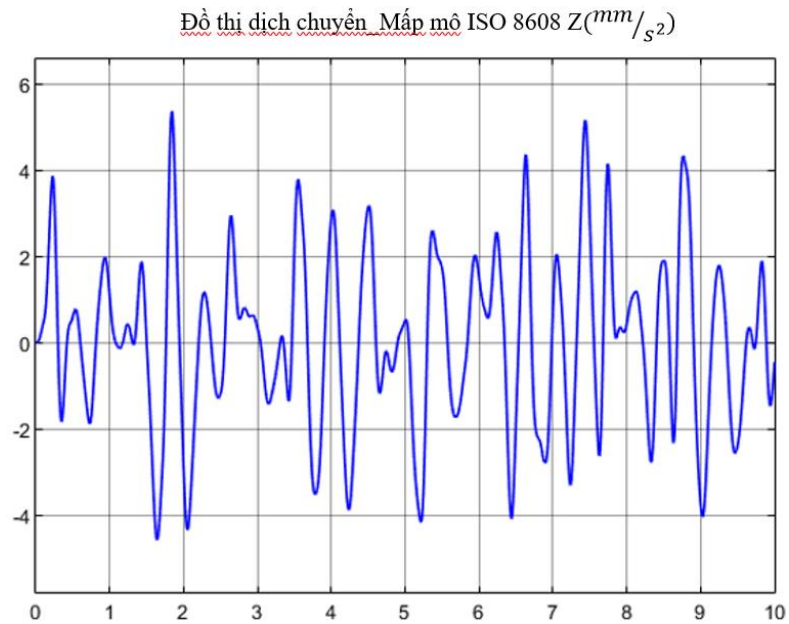
Từ hình 3.12 ta tính được gia tốc lắc dọc bình phương trung bình của thân xe $a_w(\alpha) = 0.0162 \text{ rad/s}^2$

Từ hình 3.13 ta tính được giá trị bình phương trung bình gia tốc lắc ngang của thân xe $a_w(\beta)=0.05 \text{ rad/s}^2$

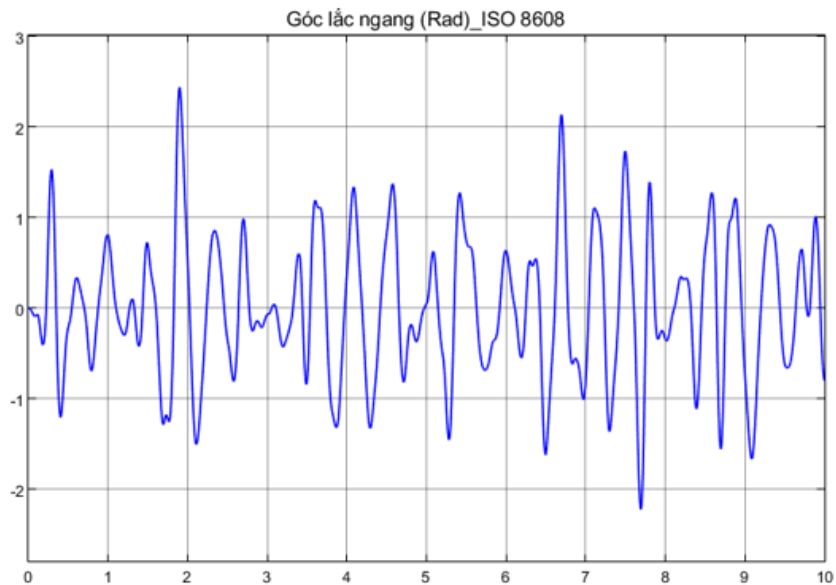
So sánh với các giá trị quy định trong tiêu chuẩn ISO 2631-1, đánh giá độ êm dịu chuyển động của xe cho thấy xe đảm bảo độ êm dịu chuyển động.

3.3.4. Kích thích từ mặt đường ISO 8608

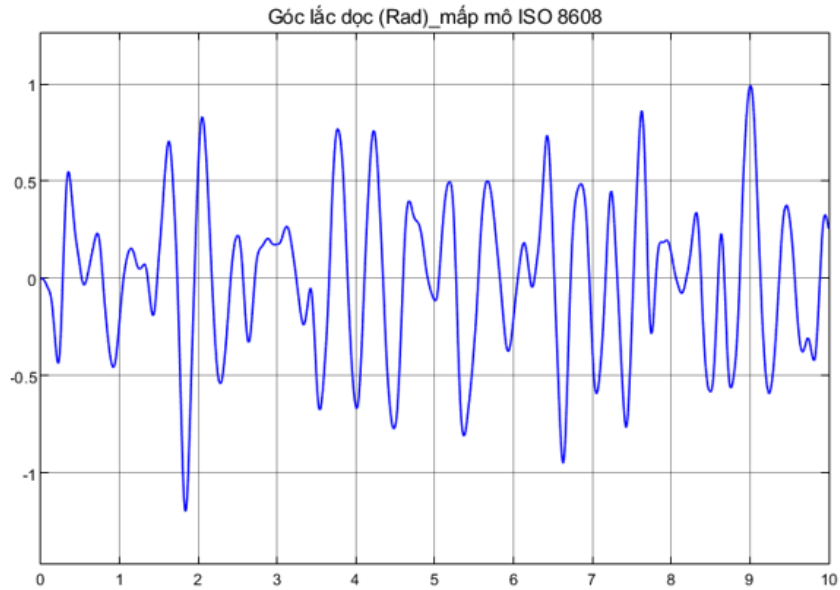
Tương tự hai trường hợp mặt đường ở trên, ta chạy chương trình mô phỏng trong thời gian 10 (s), khi xe đầy tải chuyển động ở trên mặt đường mấp mô ISO 8608, với vận tốc $v = 60\text{km/h}$. Kết quả nhận được gồm: Gia tốc theo phương đứng trọng tâm thân xe, gia tốc góc lắc ngang OX và gia tốc góc lắc dọc OY như hình 3.14, 3.15 và 3.16 tương ứng.



Hình 3.14. Kết quả mô phỏng gia tốc theo chiều dọc khi phương tiện di chuyển trên mặt đường mấp mô ISO 8608, $v=60\text{km/h}$.



Hình 3.15. Kết quả mô phỏng góc lắc ngang theo trục OX khi phương tiện di chuyển trên mặt đường mấp mô ISO 8608, $v=60\text{km/h}$



Hình 3.16. Kết quả mô phỏng góc lắc dọc theo trục OY khi phương tiện di chuyển trên mặt đường mấp mô ISO 8608, $v=60\text{km/h}$

Từ hình 3.14 ta tính được gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của thân xe tại điểm trọng tâm $a_w(O) = 0.122 \text{ m/s}^2$

Từ hình 3.15 ta tính được gia tốc lắc dọc bình phương trung bình của thân xe $a_w(\alpha) = 0.0136 \text{ rad/s}^2$

Từ hình 3.16 ta tính được giá trị bình quân của gia tốc lắc ngang bình phương của thân xe $a_w(\beta)=0.052 \text{ rad/s}^2$

So sánh với các giá trị quy định trong tiêu chuẩn ISO 2631-1, đánh giá độ êm dịu chuyển động của xe cho thấy xe đảm bảo độ êm dịu chuyển động.

3.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 3

Trong Chương 3, quá trình mô phỏng dao động của ô tô khách dưới ảnh hưởng của các dạng mấp mô mặt đường đã được thực hiện một cách đầy đủ và chi tiết, nhằm làm rõ tác động của yếu tố mặt đường đối với sự êm dịu và ổn định của xe. Công tác mô phỏng này đã tích hợp nhiều mô hình mặt đường khác

nhau, như hình xung, hình sin và biên dạng theo tiêu chuẩn ISO 8608, tạo nền tảng vững chắc cho các phân tích chính xác về dao động của xe.

Phương pháp mô phỏng và các mô hình mặt đường được lựa chọn dựa trên khả năng tái hiện chính xác các điều kiện thực tế. Mỗi dạng mặt đường đều có những đặc điểm riêng, từ đó giúp mô phỏng các tình huống mà ô tô khách có thể gặp phải trong quá trình vận hành trên các loại mặt đường khác nhau. Sự phong phú về các mô hình mặt đường đã cung cấp cái nhìn toàn diện về cách mà xe phản ứng với các tác động từ mặt đường.

Một trong những điểm đáng chú ý trong chương này là việc phân tích ảnh hưởng của các dạng mặt đường đến các yếu tố dao động tại trọng tâm xe, bao gồm gia tốc thẳng đứng bình phương, gia tốc góc lắc dọc và gia tốc góc lắc ngang bình phương trung bình. Những chỉ tiêu này được lựa chọn nhằm đánh giá trực tiếp sự êm ái và ổn định của xe khi vận hành, đặc biệt tại trọng tâm xe – nơi chịu ảnh hưởng mạnh từ hệ thống treo. Gia tốc thẳng đứng phản ánh mức độ tác động rung động, trong khi gia tốc góc lắc dọc và ngang giúp xác định sự ổn định của thân xe trong các điều kiện mặt đường mấp mô khác nhau. Qua các phân tích này, ta có thể đánh giá mức độ tác động của mỗi loại mấp mô đến sự thoải mái và an toàn cho hành khách.

Việc xây dựng mô hình và mô phỏng thông qua Simulink đã hỗ trợ rất nhiều trong việc tái hiện các phản ứng dao động của ô tô khách dưới tác động của các dạng mặt đường khác nhau. Các sơ đồ mô phỏng được thiết lập rõ ràng và chi tiết, không chỉ giúp mô phỏng biên độ dao động mà còn làm rõ mối quan hệ giữa các yếu tố gia tốc và góc lắc. Kết quả mô phỏng cho thấy dao động của xe thay đổi theo từng loại mặt đường, từ đó cung cấp dữ liệu quan trọng để đánh giá độ êm ái và độ ổn định của hệ thống treo trong các điều kiện vận hành thực tế.

Tóm lại, Chương 3 đã hoàn thành xuất sắc nhiệm vụ mô phỏng và phân tích các dạng dao động của ô tô khách dưới tác động của mặt đường mấp mô, đặc biệt tại vị trí trọng tâm xe. Những kết quả này sẽ là cơ sở quan trọng để phân tích sâu hơn và đưa ra các đề xuất cải tiến kỹ thuật, nhằm nâng cao sự êm ái và ổn định của xe khách sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam.

KẾT LUẬN VÀ NHỮNG HƯỚNG NGHIÊN CỨU CỦA LUẬN VĂN

- Phân tích tổng thể vấn đề nghiên cứu về dao động của ô tô, các loại mấp mô mặt đường và ảnh hưởng của mấp mô đến dao động ô tô.
- Nêu lên sự quan trọng và tính cấp bách của đề tài;
- Phát triển một mô hình dao động tuyến tính trong không gian và mô hình toán của xe khách 2 cầu 07 bậc tự do làm kết quả mô phỏng sát với thực tế;
- Xây dựng được mô hình toán và mô phỏng phân tích ba loại mặt đường có mấp mô điển hình là mấp mô sin, mấp mô xung và mấp mô ISO 8608;
- Phân tích dao động của ô tô chạy ở vận tốc 60 km/h khi chịu ảnh hưởng của mỗi loại mặt đường có mấp mô đã xác định. Từ kết quả này có thể mở rộng nghiên cứu ở những vận tốc khác nhau phù hợp với thực tế;
- Tuân thủ theo tiêu chuẩn quốc tế ISO 2361-1 làm chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu của xe khách 29 chỗ sản xuất lắp ráp tại Việt Nam. Kết quả đánh giá phong phú, đáng tin cậy khi sử dụng ba loại mấp mô mặt đường làm xe dao động;
- Giá trị gia tốc bình phương trung bình RMS tại trọng tâm thân xe theo phương thẳng đứng, cùng với góc lắc dọc và lắc ngang của xe, đã được sử dụng để đánh giá mức độ êm ái trong quá trình vận hành của xe. Kết quả này làm cơ sở phân tích kết cấu, xây dựng hệ thống treo cho ô tô khách để tăng cường khả năng nâng cao chất lượng xe trong sản xuất lắp ráp và trong khai thác sử dụng xe.
- Tuy nhiên, do trình độ chuyên môn có hạn nên Luận văn còn một số hạn chế. Hướng nghiên cứu mở rộng gồm:
 - Phân tích ảnh hưởng của lớp xe gồm áp suất hơi trong lốp đến dao động xe;
 - Phân tích ảnh hưởng của kết cấu hệ thống treo đến dao động xe, tập trung vào thành phần đàn hồi khí nén và một số loại khác;

- Phân tích ảnh hưởng của thanh cân bằng đến dao động xe nhằm đưa ra dải vận tốc ổn định khi xe chạy trên đường gặp chướng ngại vật là các mấp mô không đều ở hai bên bánh xe nhằm tăng tính năng an toàn chuyển động của xe;
- Thí nghiệm thực tế so sánh với kết quả mô phỏng để khẳng định tính đúng đắn của phương pháp nghiên cứu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. Nguyễn Hữu cần, Dư Quốc Thịnh(2010), Lý thuyết ô tô, NXBKHKHT.
2. Đào Mạnh Hùng , Dao động ô tô- máy kéo, Trường ĐH GTVT Hà Nội.
3. Đức Lập (1994), Dao động ô tô, Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
4. Vũ Đức Lập (2001), Ung dụng máy tính trong tính toán xe quân sự , Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
5. Võ Văn Hường (2008), Bài giảng kết cấu Ô tô, Trường ĐHBK Hà Nội.
6. 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 ĐHGTVT Hà Nội, Hà Nội.
7. Hoàng Đức Thị (2016), Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống treo ô tô tải hạng nặng đến mặt đường quốc lộ, Trường DH Kỹ thuật Công nghiệp-Đại học Thái Nguyên, Thái Nguyên.
8. Đào Mạnh Hùng(2005), Nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng mặt đường đến tải trọng tác dụng lên ô tô tại quốc lộ đoạn đường Hà nội- Lạng sơn, đề tài cấp bộ, Đại học giao thông vận tải Hà nội
9. Trịnh Minh Hoàng (2002), Khảo sát dao động xe tải hai cầu dưới kích động ngẫu nhiên của mặt đường, Luận án thạc sỹ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội.
10. 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 sỹ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.

11. 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, Hà Nội.

12. Nguyễn Khắc Minh(2011), Nghiên cứu, lựa chọn các thông số của hệ thống treo nhằm nâng cao hiệu quả làm việc của hệ thống treo trên ô tô, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường GTVT, Hà Nội.

13. Trần Thanh An (2012), Nghiên cứu tối ưu các thông số hệ thống treo ô tô khách sử dụng tại Việt Nam, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội.

14. Lê Thanh Duẩn (2012), Khảo sát dao động xe khách, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Bách Khoa Hà Nội.

15. Lê Văn Quỳnh (2006), nghiên cứu dao động ghế ngồi xe khách sản xuất tại Việt Nam, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.

Tiếng Anh

16. 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.

17. Guglielmino E., Sireteanu T., Stammers c.w., Ghita G. and Giudea M.(2008), Semi-active Suspension Control Improved Vehicle ride and Road Friendliness. New York: Springer Publishing Company.

18. BS 6841(1987): British Standard Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock. British Standards Institution.

19. Hohl GH.(1984), Ride comfort of off-road vehicles. In: Proceedings of the 8th international conference of the ISTVS, vol.I of III, Cambridge, England, August 5-11; 1984.
20. Dodds c J, and Robson, J D(1973)The description of road surface roughness. Journal of Sound and Vibration, 31(2), 175-183.
21. ISO 8068(1995). Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data.
22. MitschkeM (1986). Effect of road roughness on vehicle vibration, IFF Report, 33(1): 165-198 (in German).
23. Mitschke M (1992), Dynamics of vehicle. Berlin: Germany springer Press, (in German).
24. Lu Sun (2002). optimum design of “road-friendly” vehicle suspension Systems subjected to rough pavement surfaces. Applied Mathematical Modeling, Vol 26, pp. 635-652.
25. M.J. Mahmoodabadi, A. Adljooy Safaie, A. Bagheri, N. Nariman-zadeh (2013), A novel combination of particle swarm optimization and genetic algorithm for pareto optimal design of a five-degree of freedom vehicle vibration model, Applied Soft Computing, Vol 13(5), pp 2577-2591

