

ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN
TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP

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

PHÂN TÍCH VÀ ĐIỀU KHIỂN DAO ĐỘNG CỦA XE TẢI HẠNG NẶNG
Mã số: T2022-B23

Xác nhận của tổ chức chủ trì

Chủ nhiệm đề tài

KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG



PGS.TS. Vũ Ngọc Pi

ThS. Bùi Văn Cường

Thái Nguyên, 5/2023

DANH SÁCH NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI

TT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn
1	Cảnh Chí Huân	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực
2	Đoàn Thanh Bình	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực
3	Nguyễn Thành Công	Bộ môn KT Máy động lực – khoa KT Ô tô & Máy động lực
4	Hoàng Anh Tấn	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực

MỤC LỤC

PHẦN MỞ ĐẦU	1
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU	3
1.1. Tổng quan xe tải hạng nặng	3
1.2. Phân tích nguồn dao động trên xe tải hạng nặng	4
1.3. Phân tích ảnh hưởng dao động	6
1.5. Phân tích các hệ thống treo và các loại đệm cách dao động cho xe tải nặng	12
1.5. Phân tích tình hình nghiên cứu xe tải nặng	20
1.5.1. Đối với các nhà nghiên cứu trong nước	20
1.5.2. Đối với nhà nghiên cứu trên thế giới	21
1.6. Chỉ tiêu đánh giá dao động xe tải nặng	23
1.6.1. Đánh giá độ êm dịu theo tiêu chuẩn ISO	23
1.6.2. Chỉ số đánh giá tải trọng động bánh xe	25
1.6.3. Chỉ tiêu về tải trọng theo tiêu chuẩn Đức	26
1.7. Mục đích, đối tượng và phương pháp nghiên cứu	27
1.6. Kết luận	28
CHƯƠNG 2: XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN	29
2.1. Các phương pháp xây dựng và mô phỏng dao động	29
2.2. Xây dựng mô hình dao động của xe tải hạng nặng	31
2.2.1. Các giả thiết mô hình dao động tương đương	31
2.2.3. Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động	33
2.3.2. Dạng mấp mô có chiều dài ngắn	37
2.3.3. Mấp mô mặt đường dạng ngẫu nhiên ISO	39
2.4. Phân tích và lựa chọn bộ điều khiển	41
2.5. Bộ điều Fuzzy cho hệ thống treo thủy khí	46
2.6. Kết luận	48
CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH	49
3.1. Phương pháp giải	49

3.1.1. Giới thiệu phần mềm Matlab/Simulink.....	49
3.1.2. Các khối chức năng chính trong thư viện Simulink.....	50
3.2. Sơ đồ thuật toán và sơ đồ tổng thể.....	53
3.2.1. Sơ đồ thuật toán.....	53
3.2. Sơ đồ tổng thể.....	55
3.3. Kết quả mô phỏng.....	55
3.4 Kết luận chương.....	58
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	59
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	60
PHỤ LỤC: BÀI BÁO KHOA HỌC.....	62

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 1.1. Minh họa xe tải lớn vùng mô	3
Hình 1.2. Cấu trúc xe tải nặng thiết kế hai khung.....	4
Hình 1.3. Nguồn sinh ra dao động từ mặt đường.....	5
Hình 1.4. Nguồn sinh ra dao động từ mặt đường.....	6
Hình 1.5. Mô hình đánh giá dao động lên cơ thể con người qua các tư thế.....	8
Hình 1.6. Tần số dao động trên cơ thể con người.....	9
Hình 1.7. Biến dạng xương bàn chân do ảnh hưởng của rung.....	10
Hình 1.8. Cách kiểu tiếp xúc tiếp xúc tay	10
Hình 1.9. Bệnh trắng tay do ảnh hưởng của dao động.....	11
Hình 1.10. Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá.....	12
Hình 1.11. Sơ đồ nguyên lý kết cấu của hệ thống treo khí nén.	15
Hình 1.12. Hệ thống treo khí nén đơn.....	15
Hình 1.13. Hệ thống treo khí nén kép.....	16
Hình 1.15. Hình dáng bề ngoài của xe tải AD250 của Trung Quốc.....	17
Hình 1.16. Hệ thống treo cao su.....	17
Hình 1.17. Hệ thống treo kết hợp giữa khí nén và nhíp.....	18
Hình 1.8. Túi hơi đặt trên nhíp và chính giữa.....	18
Hình 1.19. Túi hơi đặt trên nhíp và lệch qua một bên	18
Hình 1.20. Túi hơi không đặt trên nhíp.....	19
Hình 1.21. hệ thống treo thủy khí trên xe dump truck.....	19
Hình 2.1. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 1	29
Hình 2.2. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 2	30
Hình 2.3 Mô hình dao động của ô tô tải hạng nặng.....	32
Hình 2.4. Hàm điều hoà của mấp mô.....	36
Hình 2.5. Mấp mô biên dạng hình sine.....	37
Hình 2.6. Sơ đồ khối xây dựng mấp mô biên dạng hình sine.....	37
Hình 2.7 Mấp mô hình thang.....	38
Hình 2.8 Mô hình khối xây dựng mấp mô biên dạng hình thang.....	38
Hình 2.9. Mấp mô 1/2 chu kỳ hình sine.....	38
Hình 2.10. Sơ đồ khối xây dựng mấp mô biên dạng 1/2 chu kỳ hình sine.....	39
Hình 2.11. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO A (mặt đường có chất lượng rất tốt)	40

Hình 2.12. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO B (mặt đường có chất lượng tốt)	41
Hình 2.13. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO C (mặt đường có chất lượng bình thường)	41
Hình 2.14. Bộ điều khiển PID	43
Hình 2.15 Sơ đồ bài toán LQR	44
Hình 2.16. Phép xâu chuỗi mờ có thể dùng để rút ra các định tính nếu – thì	46
Hình 2.17 Sơ đồ cấu trúc điều khiển	46
Hình 3.1. Minh họa phần mềm Mtalb	49
Hình 3.2. Minh họa simulink	51
Hình 3.3: Sơ đồ thuật toán của chương trình	54
Hình 3.5. Gia tốc thân xe theo phương thẳng đứng	56
Hình 3.6. Gia tốc góc lắc thân xe	56
Hình 3.5. Gia tốc thân xe theo phương thẳng đứng	57

DANH MỤC CÁC CHỮ VIẾT TẮT

<i>Ký hiệu</i>	<i>Đơn vị</i>	<i>Thông số</i>
Z_b	$m.s^{-2}$	Gia tốc theo phương đứng
φ	rad	Chuyển vị góc quay quanh trục dọc của thân xe
a_b	$m.s^{-2}$	Gia tốc bình theo phương đứng
a_{ϕ}	$rad.s^{-2}$	Gia tốc lắc dọc
V_0	m^3	Thể tích bình khí
v	m/s	Vận tốc
p_b	MPa	Áp suất ban đầu bình khí
d_s	m	Đường kính piston
d	m	Đường kính lỗ tiết lưu
p_a	bar	Áp suất khí quyển
k		Hằng số đoạn nhiệt
m_1	kg	Khối lượng không được treo cầu trước
m_2	kg	Khối lượng không được treo cầu sau
m_b	kg	Khối lượng thân xe
DLC		Hệ số tải trọng động

TRƯỜNG ĐẠI HỌC
KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP
Đơn vị: Khoa KT Ô TÔ & MĐL

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1. Thông tin chung:

- Tên đề tài: **Phân tích và điều khiển dao động của xe tải hạng nặng**
- Mã số: **T2022-B23**
- Chủ nhiệm đề tài: **ThS. Bùi Văn Cường**
- Cơ quan chủ trì: **Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp**
- Thời gian thực hiện: **từ 20/4/2022 đến 20/4/2023**

2. Mục tiêu: Tổng quan về đề tài nghiên cứu; Xây dựng mô hình dao động cho xe; Thiết lập hệ phương trình vi phân của cơ hệ; Xây dựng bộ điều khiển và Phân tích và đánh giá hiệu quả.

3. Kết quả nghiên cứu:

Một mô hình động lực học $\frac{1}{2}$ xe với hệ thống treo thủy khí đã được xây dựng. Lực giảm chấn thủy lực của hệ thống treo thủy khí được điều chỉnh bởi giá trị đặc tính điều khiển điện sử dụng bộ điều khiển Fuzzy logic. Kết quả mô phỏng chỉ ra rằng hệ thống treo thủy khí bán chủ động đã làm giảm lần lượt các giá trị a_{wb} và a_{wp} là 22.24% và 32.01% với kích thích mấp mô mặt đường, điều đó hệ quả êm dịu của hệ thống treo điều khiển đã cải thiện đáng kể độ êm dịu của xe.

4. Sản phẩm:

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

5. Hiệu quả: Đào đào tạo

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

Ngày 20 tháng 05 năm 2023

Chủ nhiệm đề tài



Cơ quan chủ trì
KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG

PGS.TS. Vũ Ngọc Pi

ThS. Bùi Văn Cường

INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

1. General information:

Project title: Vibration analysis and control of heavy truck vibration

Code number: T2022-B23

Coordinator: Bui Van Cuong

Implementing institution: Thai Nguyen University of Technology

Duration: from 2022 to 2023

2. Objective(s):

- An overview of the research project;
- Establishing vehicle dynamic model;
- Setting up the differential equations of the systems;
- Setting up a controller.
- Analyzing and evaluating performance.

3. Research results:

A half-vehicle suspension model with a hydro-pneumatic suspension system has been established. The damping force of the hydro-pneumatic suspension was adjusted by controlling the electro-hydraulic proportional valve using fuzzy method. Simulation results show that the active hydro-pneumatic suspension system has reduced the values of the weighted root-mean-square (r.m.s.) accelerations of the vertical body (a_{wb}) and body pitch ($a_{w\phi}$) by 22.24% and 32.01%, respectively with bump road excitation compared to the passive hydro-pneumatic suspension which the active hydro-pneumatic suspension system can effectively improve the vehicle ride comfort.

4. Products: 01 international paper/ ISSN

5. Effects: Training

6. Transfer alternatives of reserach results andapplic ability: Faculty of Automotive and Power Machinery Engineering, Thai Nguyen University of Technology

PHẦN MỞ ĐẦU

Xe tải hạng nặng đóng vai trò quan trọng trong việc vận chuyển hàng hóa và đáp ứng nhu cầu của ngành công nghiệp và nền kinh tế. Hiện tại, với sự phát triển không ngừng của khoa học công nghệ, nhiều loại xe ô tô hạng nặng, xe đầu kéo với các hình dáng khí động lực học khác nhau và công suất khác nhau được nhà nghiên cứu và thiết kế liên tục phát triển sản phẩm. Việc vận chuyển hàng hóa ngày càng tăng, xe tải hạng nặng ... có sự phát triển mạnh mẽ. Tuy nhiên, chúng ta cũng có thể thấy sự ảnh hưởng lớn của các loại phương tiện này. Quá trình hoạt động của phương tiện này có thể gây phá hủy bề mặt đường bởi tải trọng động của xe gây nên. Mặt khác, khi các xe tải hạng nặng di chuyển trên các điều kiện địa hình mấp mô lớn gây nên dao động ảnh hưởng đến người điều khiển, độ bền của xe. Do vậy, vấn đề giảm dao động truyền đến con người và hàng hóa đối với các xe tải hạng nặng các nhà nghiên cứu và thiết kế luôn quan tâm hoàn thiện và tối ưu thiết kế hệ thống treo của xe. Phân tích và điều khiển dao động của xe tải hạng nặng là một đề tài nghiên cứu quan trọng, nhằm nghiên cứu và tìm hiểu về các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của xe và phát triển các giải pháp điều khiển hiệu quả. Điều này giúp cải thiện khả năng vận hành, tăng cường sự ổn định và độ an toàn của xe tải hạng nặng. Trước những vấn đề trên nhằm nâng cao độ êm dịu của xe tải hạng nặng, nhóm nghiên cứu đã lựa chọn đề tài “**Phân tích và điều khiển dao động của xe tải hạng nặng**” làm đề tài nghiên cứu khoa học.

Mục tiêu nghiên cứu: Phân tích và điều khiển dao động của xe tải hạng nặng nhằm giảm các tác động xấu đến con người, hàng hóa và mặt đường.

Phạm vi nghiên cứu: Xây dựng mô hình dao động toàn xe

Đối tượng: Xe tải hạng nặng, hệ thống treo xe tải hạng nặng

Phương pháp nghiên cứu: Lý luận và kết hợp mô phỏng bằng phần mềm Matlab/Simulink để đánh giá hiệu quả của hệ thống treo xe tải hạng nặng có điều khiển nhằm nâng độ êm dịu chuyển động cho người điều khiển.

Nội dung chính của luận văn như sau:

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

Chương 2. Xây dựng mô hình dao động và thiết kế bộ điều khiển ;

Chương 3. Mô phỏng và phân tích hiệu quả

Ý nghĩa khoa học thực tiễn: Đề tài đã xây dựng được mô hình dao động xe tải hạng nặng giữa hệ thống treo bị động và hệ thống treo có điều khiển; Thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động; Mô phỏng và phân tích so sánh hiệu quả của hệ thống treo có điều khiển

Sau thời gian thực hiện đề tài đã được hoàn thành các mục tiêu và nhiệm vụ đề ra. Mặc dù hết sức cố gắng nhưng thời gian có hạn nên đề tài khó tránh khỏi thiếu sót, nhóm nghiên cứu mong nhận được sự đóng góp ý kiến quý thầy cô và đồng nghiệp để đề tài hoàn thiện hơn.

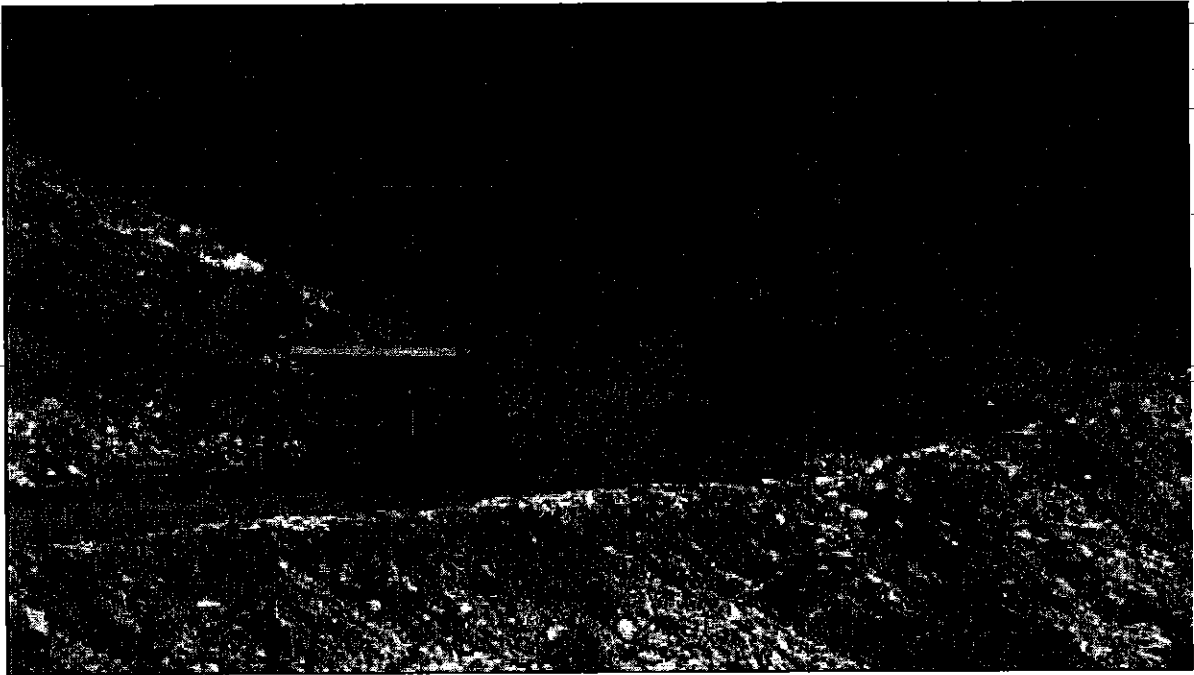
Trân trọng cảm ơn!

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

Mục tiêu của chương này tập trung vào việc cung cấp một tổng quan về xe tải hạng nặng, phân tích các nguồn gây dao động trên xe tải hạng nặng và phân tích các công trình nghiên cứu liên quan. Nội dung này là cơ sở để xây dựng các phương pháp và giải pháp kiểm soát dao động hiệu quả cho xe tải hạng nặng.

1.1. Tổng quan xe tải hạng nặng

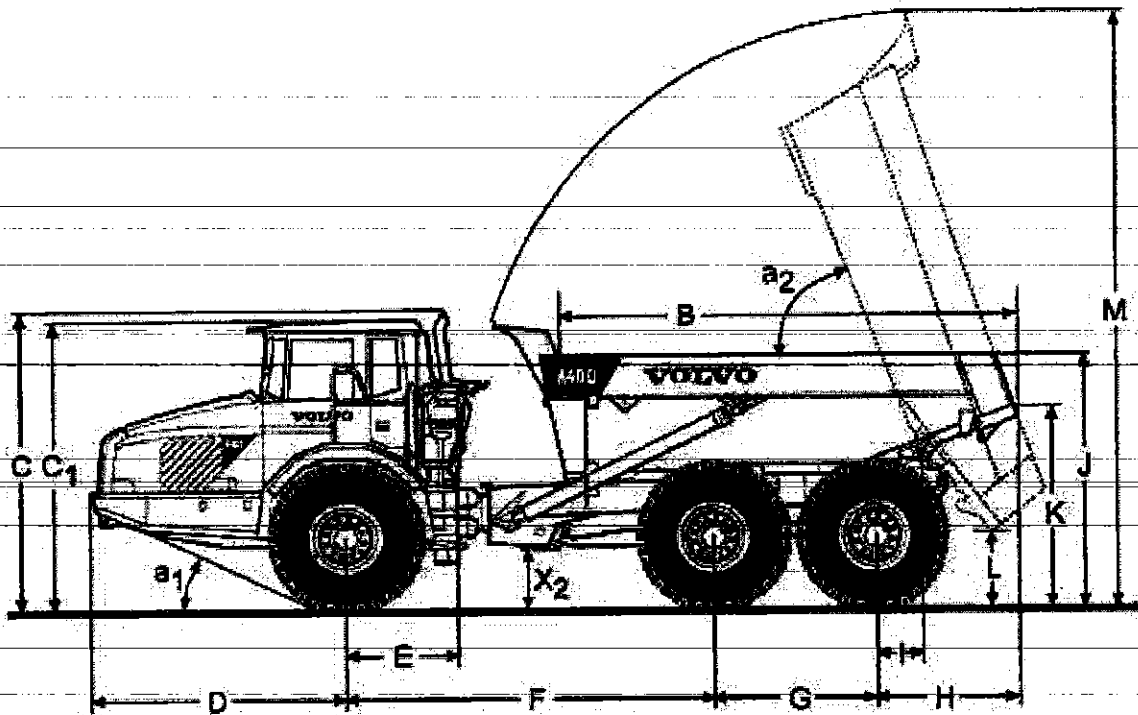
Xe tải lớn thường hoạt động trên địa hình phức tạp, là các đường trong mỏ, mặt đường gồ ghề kém bằng phẳng, hệ số bám, cản lăn thay đổi nhiều khi thời tiết thay đổi (đường khô so với đường ướt). Đường không thẳng, có nhiều đoạn có bán kính cong nhỏ, có nhiều dốc với những độ dốc khác nhau (có độ dốc lớn). Do đó xe thiết kế có khoảng sáng gầm xe lớn dẫn đến xe có trọng tâm cao.



Hình 1.1. Minh họa xe tải lớn vùng mỏ

Đặc biệt một số xe được thiết kế thành hai khối riêng biệt và liên kết với nhau bằng một khớp có hai bậc tự do. Một khối là phần đầu xe đặt lên cầu trước, phần này bố trí động cơ, hộp số, ca bin, các bơm thủy lực, máy nén khí cùng các cơ cấu điều khiển. Khối còn lại là phần thân đặt lên hai cầu, cầu giữa và cầu sau, phần này bố trí ben với cơ cấu nâng hạ, cơ cấu dẫn động đến các cầu. Khớp liên kết giữa thân và đầu có hai bậc tự do, cho phép đầu xe quay quanh trục thẳng

đứng và trục nằm ngang



Hình 1.2. Cấu trúc xe tải nặng thiết kế hai khung

Kết cấu này cho phép xe quay vòng với bán kính nhỏ và cơ động trên mặt đường xấu mặc dù kết cấu của xe là khá dài (tỷ lệ chiều rộng/chiều dài nhỏ) so với các loại xe mô thường thấy. Mô men truyền ra cầu giữa và cầu sau bằng trục các đăng nằm trong lòng khớp này.

Đặc điểm của các xe tải lớn là vận tốc thấp, vận tốc tối đa 55 km/h, vận tốc trung bình 20-30 km/h. Khối lượng thay đổi khi có tải lớn, không tải nặng 31 300 kg, khối lượng toàn bộ khi đầy tải 68 270 kg. Tải trọng khoảng 37 tấn. Truyền lực dạng hộp số tự động (biến mô thuỷ lực kết hợp với hộp số hành tinh) kết hợp với hộp số phụ tạo ra 12 tỷ số truyền tiến và 4 tỷ số truyền lùi. Dạng dẫn động: Bình thường dẫn động cầu trước và cầu giữa, có thể dẫn động cả 3 cầu, có thể điều khiển khoá vi sai trên các cầu và giữa các cầu với nhau.

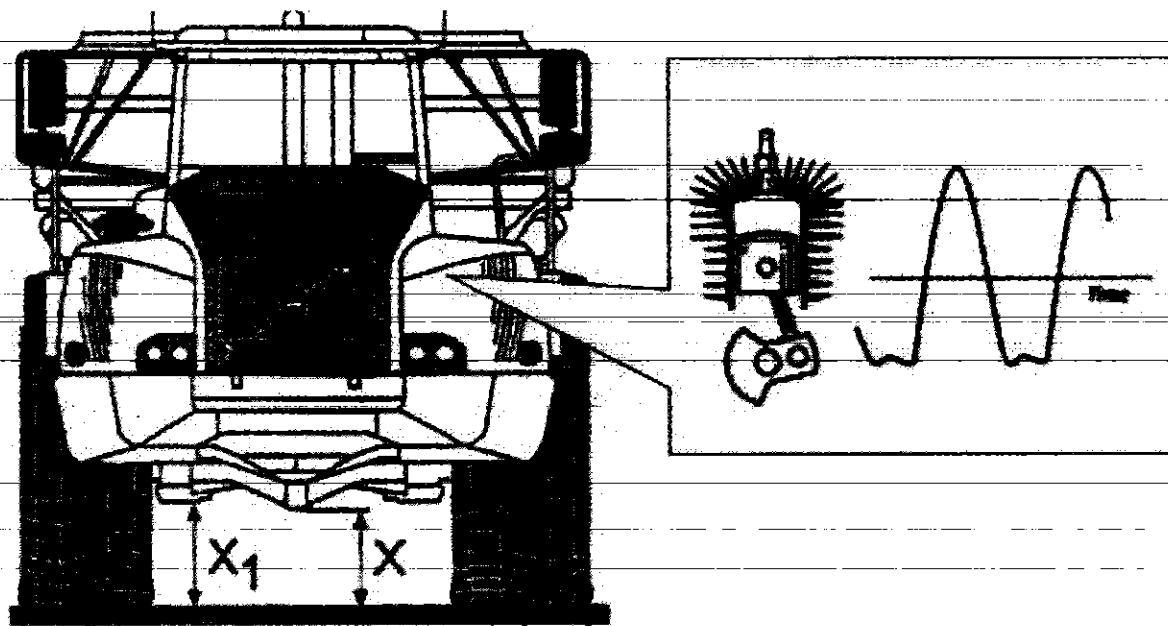
1.2. Phân tích nguồn dao động trên xe tải hạng nặng

Các xe tải lớn thường chịu đựng nhiều nguồn sinh ra dao động do sự hoạt động của các thành phần và tác động từ môi trường. Điều này có thể gây ra các dao động không mong muốn và ảnh hưởng đến hiệu suất và an toàn của xe. Dưới

đây là một số nguồn chính sinh ra dao động trên xe tải lớn:

+) Động cơ và hệ thống truyền động:

Dao động đến từ quá trình cháy trong động cơ: Quá trình cháy không hoàn hảo trong động cơ có thể tạo ra các dao động không đều và rung động.



Hình 1.3. Nguồn sinh ra dao động từ mặt đường

Rung động từ hệ thống truyền động: Hệ thống truyền động, bao gồm động cơ, hộp số và trục truyền động, có thể tạo ra các dao động do không cân bằng, lệch trục, hoặc hao mòn.

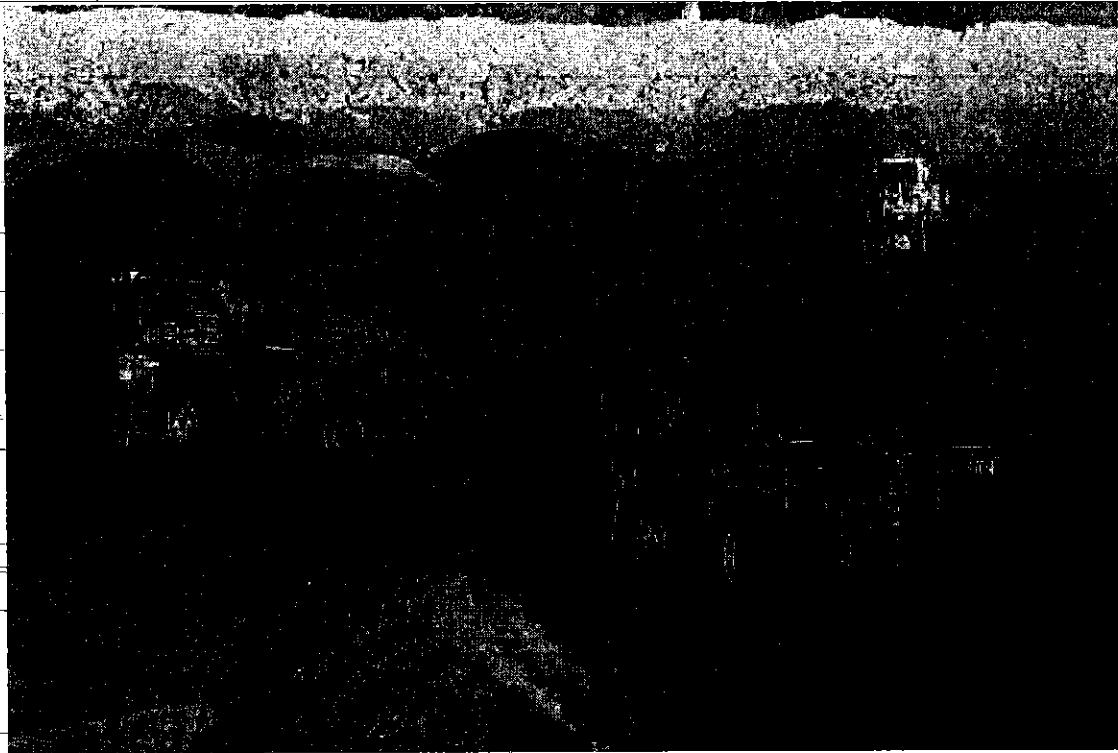
+) Hệ thống treo và lớp xe:

Rung động từ hệ thống treo: Các thành phần của hệ thống treo, như lò xo, giảm chấn, bánh xe và trục, có thể tạo ra dao động do tác động từ các bề mặt không đồng nhất và điều kiện đường xấu.

Dao động từ lớp xe: Lớp xe chịu tải trọng và tác động từ các điều kiện đường khác nhau, gây ra dao động và rung động.

+) Mặt đường:

Dao động từ mặt đường: Mặt đường không phẳng, gồ ghề hoặc có vết nứt, lỗ hổng, gồ ghề có thể tạo ra dao động và rung động khi xe tải di chuyển trên đường.



Hình 1.4. Nguồn sinh ra dao động từ mặt đường

Tác động từ gió: Gió mạnh hoặc lực kháng từ không gian xung quanh có thể tạo ra dao động và ảnh hưởng đến ổn định của xe tải lớn.

+) Tải trọng và phân bố hàng hóa:

Dao động từ tải trọng: Các tải trọng không đồng đều hoặc không cân bằng có thể tạo ra dao động và rung động trên xe tải lớn.

Sự chuyển động của hàng hóa: Trọng lượng và phân bố của hàng hóa có thể tạo ra dao động và rung động khi xe tải lớn di chuyển.

1.3. Phân tích ảnh hưởng dao động

Những nguồn dao động không có ích sinh ra không chỉ ảnh hưởng đến các chi tiết tuổi thọ của máy móc mà còn ảnh hưởng trực tiếp đến người điều khiển.

Theo thống kê của Bộ y tế tại Việt Nam, có gần 28.000 người lao động mắc mới bệnh nghề nghiệp. Tuy nhiên, con số thực tế có thể cao gấp 10 lần. Nếu con người thường xuyên phải chịu đựng lâu trong tình trạng xe chạy bị rung xóc nhiều xình ra mệt mỏi, các kết quả nghiên cứu về ảnh hưởng của dao động đến cơ thể con người đã kết luận rằng nếu con người tiếp xúc với dao động lâu thì sẽ mắc những bệnh về xương khớp, bệnh về thần kinh và não. Các loại chính của rung

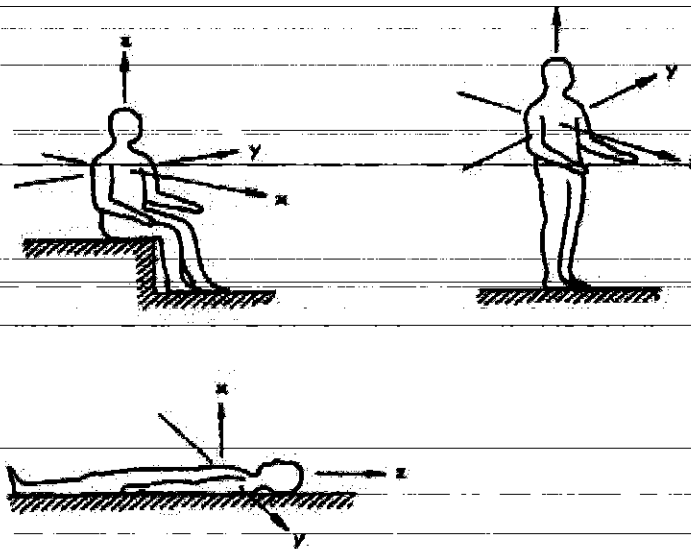
động gây ra do máy xây dựng nói riêng và các phương tiện giao thông, máy móc cơ khí nói chung, đó là rung động toàn thân, rung cục bộ và rung tay- cánh tay.

Rung toàn thân đây là loại tiếp xúc là điển hình của con người khi đứng, nằm, ngồi trên phương tiện giao thông, các bộ máy, sàn máy móc... nghiên cứu của các nhà y học lao động cho thấy, nếu toàn thân dao động với tần số 1Hz thì các cơ quan nội tạng không xê dịch tương đối với người, cả cơ thể cùng dao động như một khối thống nhất. Theo cảm giác chủ quan những dao động đó giống như hiện tượng lắc, tuy có làm cho người khó chịu nhưng không gây bệnh rung. Đối với những rung động có tần số ở trong khoảng từ 2-20Hz, khi đó xuất hiện hiện tượng cộng hưởng, rung động của cơ thể lúc này mạnh nhất và nhiều khi biên độ rung động của nguồn rung khá nhỏ nhưng lại gây những biến đổi nguy hiểm hơn so với tần số cao. Các công trình nghiên cứu lý thuyết cũng như thực nghiệm đều cho thấy rung động toàn thân theo phương thẳng đứng gây ra rất nhiều phản ứng trong cơ thể. Trong nhiều trường hợp với sự gia tăng của rung động và thời gian tác động, các phản ứng đó được xem như các rối loạn chức năng.

Công trình nghiên cứu có tính tổng quát nhất về bệnh rung động toàn thân đã được Borseski và các cộng tác của ông tiến hành công trình này đã khẳng định rằng: Ảnh hưởng của rung động toàn thân được biểu hiện rõ rệt nhất thông qua trạng thái của hoạt động thần kinh, ảnh hưởng tới sự hưng phấn và ức chế. Trường hợp nặng hơn là chứng rối loạn hoạt động của hệ thần kinh trung ương, viêm tiền đình, gây chóng mặt, nhức đầu dai dẳng, buồn nôn, tình trạng suy nhược mất ngủ, nhãn cầu bị co gập khi mắt đưa quá mức. Bên cạnh đó còn gây rối loạn chức năng của hệ thần kinh thực vật làm cho các bệnh mãn tính của các cơ quan nội tạng bị trầm trọng hơn. Một trường hợp điển hình đã được A.H Mayer nghiên cứu và thông báo là ông đã thấy ở những công nhân lái xe có trọng tải lớn tại các công trình xây dựng (các xe này gây ra những rung động rất mạnh) những rối loạn của hệ thần kinh trung ương và hệ thần kinh thực vật, biểu hiện sự mệt mỏi nghiêm trọng sau mỗi ca làm việc, mất ngủ thường xuyên hay buồn nôn, ứ nước tiểu vào buổi sáng. Khi tiến hành chụp X quang cho thấy: 30% trường hợp có dấu hiệu co thắt toàn bộ ống tiêu hoá hoặc nhiều khi khu trú tại môn vị hoặc hạ vị: 25% công

nhân đã mắc bệnh chướng khí dạ dày. Bệnh cột sống và dạ dày cũng là căn bệnh điển hình của tác động rung toàn thân.

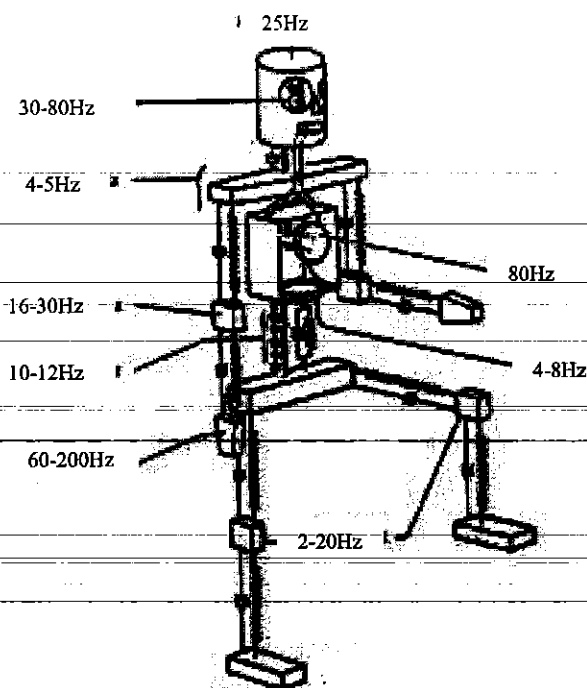
Một mô hình được sử dụng để thể hiện điều này là mô hình của rung động lên cơ thể con người theo các phương theo tiêu chuẩn ISO 2631-1.



Hình 1.5. Mô hình đánh giá dao động lên cơ thể con người qua các tư thế

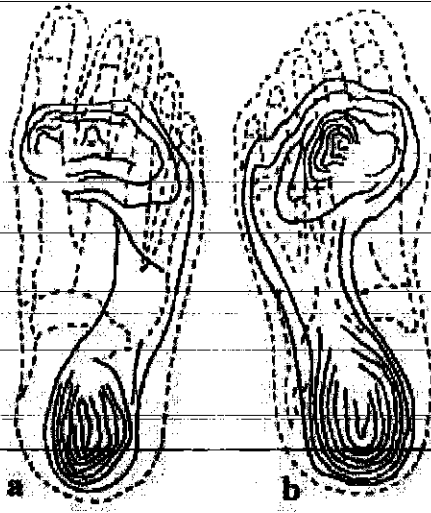
Có 6 loại dao động bao gồm theo 3 phương tịnh tiến (X,Y,Z) và ba hướng xoay quanh trục, ba tư thế riêng biệt được đánh giá rung động toàn bộ cơ thể: ngồi, đứng và nằm nghiêng. Ngồi là vị trí đánh giá thường được sử dụng nhất, vì nó là vị trí thường được sử dụng nhất trong cuộc sống thực. Đối với mục đích đo lường, điều này tạo ra các hệ tọa độ ở phần đầu, ghế và bàn chân, cho phép tổng cộng 9 trục rung động.

Các thí nghiệm đã chứng tỏ con người có thể xem như một hệ thống cơ học đàn hồi có tần số dao động riêng từ $3 \div 30\text{Hz}$ và có khả năng hấp thụ những dao động có tần số đến 8000Hz , hình 1.9 thể hiện các tần số dao động trên cơ thể con người. Khi chịu lực kích thích các bộ phận của cơ thể người sẽ thực hiện các chuyển động tương đối với nhau. Khi ngồi trên ô tô, phần mông trực tiếp tiếp xúc với ghế ngồi, các phần còn lại của cơ thể (tay, chân, lưng, bụng,) nối với mông bằng các bộ phận như cơ, gân, dây chằng, ...



Hình 1.6. Tần số dao động trên cơ thể con người

Rung cục bộ gây ra và chỉ làm cho từng bộ phận của cơ thể bị rung động. Ảnh hưởng rung cục bộ thường gặp nhất trong các công việc có sử dụng các thiết bị khí nén, hoặc điện cầm tay như: máy khoan đá khí nén, máy đục đá, máy tán rivê, máy đầm khuôn trong ngành đúc v.v. Các thiết bị này thường có tần số rung động từ $35 \div 250\text{Hz}$ và cao hơn nữa. Trong quá trình làm việc thường gây ra những rung động có biên độ khá lớn như: $0,38 \div 0,5\text{ mm}$ đối với máy khoan đá, $1 \div 1,5\text{ mm}$ đối với máy khoan điện cầm tay và thậm chí tới $1,5 \div 2,8\text{ mm}$ đối với máy tán rivê khí nén[33]. Đối với xây dựng như máy đầm cóc, máy đầm rùi thì con người chịu rung tay và cánh tay là chủ yếu, còn đối với các máy xây dựng làm nền không chỉ rung toàn thân do các ngoại lực gay nên từ mấp mô mặt đường còn chịu rung tay từ các nguồn kích thích dao động truyền lên vô lăng, các nguồn kích thích tác dụng lên bàn chân. Hình ảnh dưới đây trình bày sự biến dạng xương bàn chân của một công nhân làm việc liên tục 10 giờ ở vị trí đứng trên môi trường nền nhà xưởng bị rung mạnh.



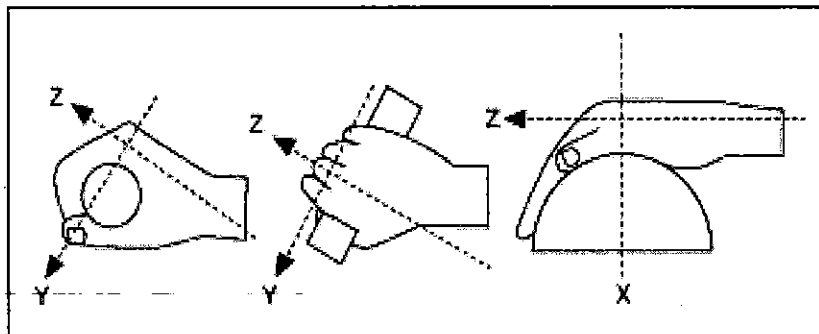
Hình 1.7. Biến dạng xương bàn chân do ảnh hưởng của rung

a) Trước khi làm việc; b) Sau 10 giờ làm việc liên tục

Rung tay-cánh tay là khi người điều khiển tiếp xúc trực tiếp với nguồn dao động. Như đã nói ở trên rung tay – cánh tay với các máy xây dựng máy đầm cóc, máy đầm rùi... với rung động lớn và thời gian dài.

Công nhân khi làm việc bằng những máy cầm tay gây rung mạnh như vậy, người công nhân phải có một sự cố gắng nhất định để giữ máy ở tư thế thích hợp, sự cố gắng này đòi hỏi các cơ bắp phải co bóp mạnh và thường xuyên. Sự căng hệ thống cơ tay tạo điều kiện thuận lợi cho sự lan truyền rung động tới toàn chi trên và vai, dẫn tới sự co rút cơ, phát sinh chuột rút và nặng hơn có thể bị teo cơ và theo H.Desoille, chứng teo cơ thường thấy ở các mô ngón tay út và ngón cái, các cơ liên đốt và cơ cánh tay cũng bị ảnh hưởng nhưng ít hơn[35]

Các nhà nghiên cứu đã chỉ ra được cách thức tiếp xúc với nguồn dao động sau:



Hình1.8. Cách kiểu tiếp xúc tiếp xúc tay

Tiếp xúc với thiết bị rung cầm tay vượt mức cho phép có thể gây rối loạn dòng chảy máu ở ngón tay và rối loạn chức năng của hệ thần kinh cảm giác, thần kinh vận động của bàn tay, cánh tay. Ước tính hiện nay có khoảng từ 1,7% ÷ 3,6% công nhân các nước Châu Âu và Mỹ đang phải tiếp xúc với các yếu tố rung động lan truyền theo cánh tay có hại này. Hội chứng rung động lan truyền theo cánh tay thường thể hiện bằng các rối loạn vận mạch ngoại vi, thần kinh và cơ - xương. Công nhân tiếp xúc với rung động lan truyền theo cánh tay có thể bị ảnh hưởng do rung động với những biểu hiện rối loạn thần kinh hoặc rối loạn mạch ngoại vi. Rối loạn vận mạch (bệnh ngón tay trắng) và các dị thường ở trong xương - khớp gây ra do rung động lan truyền lên cánh tay [35]

Một số thí nghiệm đã chứng minh rằng ở mức độ cao và tiếp xúc lâu dài với dao động truyền tay, cánh tay dẫn đến lưu thông máu kém, nghiêm trọng hơn là bị bệnh “trắng tay” hay còn gọi là bàn tay chết.



Hình 1.9. Bệnh trắng tay do ảnh hưởng của dao động

Triệu chứng này do tuần hoàn mạch máu ngoại vi của ngón tay bị rối loạn được gọi là hiện tượng Raynaud (Raynauds phenomenon). Hiện tượng này được giải thích do rung động gây co thắt mạch và rối loạn tuần hoàn ở ngón tay, làm cho ngón tay dễ bị nhạy cảm đặc biệt khi gặp lạnh. Để lý giải hiện tượng Raynaud do lạnh gây nên, một vài nhà khoa học đã chứng minh sự tăng phản xạ co thắt mạch từ thần kinh trung ương bằng cách kéo dài thời gian tiếp xúc với rung động, trong khi đó một số người khác giữ quan điểm rung động gây nên những biến đổi được khu trú ở mạch máu ngón tay. Những quan điểm giống và khác nhau này

đang được sử dụng để mô tả rung động gây nên những rối loạn ở mạch máu: “ngón tay chết hay ngón tay trắng”, “hiện tượng Raynaud có nguồn gốc từ nghề nghiệp”, “bệnh tổn thương co thắt mạch” và gần đây rung động gây nên ngón tay trắng (VWF) được quy định là bệnh nghề nghiệp ở trên nhiều nước trên thế giới.

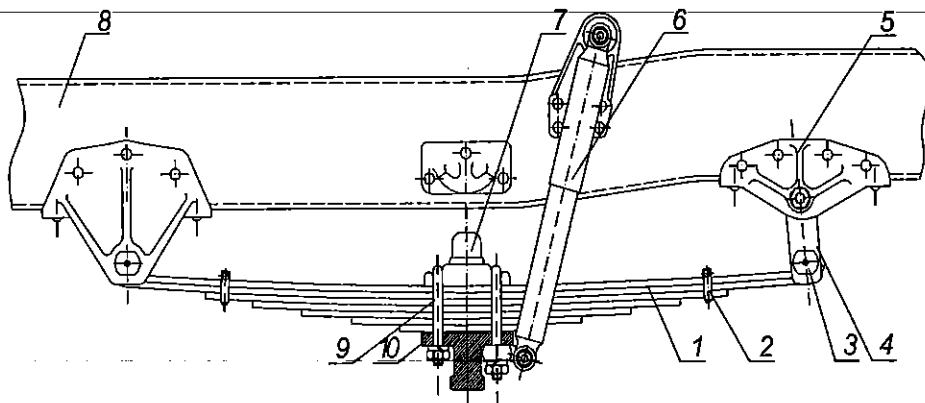
Kết luận: Qua việc phân tích về dao động trên máy xây dựng ta có thể thấy rằng dao động sinh cũng có ích nhưng đa phần là không có ích cho con người. Vì vậy, các nhà thiết kế phải có những phương án giảm thiểu những ảnh hưởng đến sức khỏe cho người điều khiển bằng cách tối ưu thông số thiết kế, hệ thống nhằm nâng cao độ êm dịu cho người điều khiển và người điều khiển cần có các đồ bảo hộ lao động, chế độ làm việc hợp lý.

1.5. Phân tích các hệ thống treo và các loại đệm cách dao động cho xe tải nặng

Nhằm hạn chế các tác động từ mặt đường lên khung xe và người điều khiển trên các xe tải hạng nặng cũng được trang bị các hệ thống treo và các loại đệm cách dao động cụ thể như sau:

a). Hệ thống treo bộ phận đàn hồi nhíp

Cấu tạo hệ thống treo phụ thuộc sử dụng nhíp lá bao gồm: dầm cầu, nhíp lá, giảm chấn, thanh ổn định. Trong hệ thống treo này có dầm cầu liên nối giữa hai bánh xe. Hai đầu nhíp lá nối với khung xe thông qua khớp quay và quang treo, tạo điều kiện cho sự biến dạng của nhíp lá ở các tải trọng khác nhau. Phần giữa nhíp lá gắn với cầu xe. Nhíp lá vừa tạo khả năng nối mềm với thân xe vừa có khả năng cố định vị trí của cầu với thân xe. Như vậy, nhíp lá vừa là bộ phận đàn hồi và vừa là bộ phận dẫn hướng.



Hình 1.10. Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá.

1- Nhíp lá; 2- Vòng kẹp; 3- Chốt nhíp; 4- Quang treo; 5- Giá đỡ;
6- Giãm chân; 7- Ụ tỳ; 8- Khung xe; 9- Quang nhíp; 10- Dầm cầu.

Dầm cầu 10 được nối với nhíp nhờ các quang nhíp. Nhíp lá 1 bao gồm các lá nhíp ghép lại, lá nhíp chính được cuốn tròn ở hai đầu tạo nên các ổ quay khớp trụ. Đầu trước của nhíp lá cố định trên khung xe và có thể quay tương đối nhờ các ổ cao su, đồng thời có thể truyền lực dọc từ bánh xe lên khung và ngược lại. Đầu sau là khớp trụ di động theo kết cấu quang treo 4. Quang treo bố trí giữa khung xe và đầu sau của bộ nhíp. Các lực bên có thể truyền từ khung xe qua khớp trụ, nhíp lá, quang nhíp, dầm cầu tới bánh xe. Giãm chân 6 bắt giữa dầm cầu và khung xe được đặt nghiêng theo chiều dọc thân xe. Hệ thống treo không sử dụng thanh ổn định ngang.

Ưu, nhược điểm của hệ thống treo phụ thuộc:

- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ trong khi vẫn đảm bảo được các yêu cầu cần thiết, nhất là đối với những xe có tốc độ chuyển động không lớn.
- Khi tổng ngoại lực theo phương ngang tác dụng lên ô tô lớn hơn tổng khả năng bám bên của cả hai bánh xe, sẽ xảy ra hiện tượng trượt ngang. Nếu dầm cầu liền, khi chịu lực bên (ly tâm, đường nghiêng, gió bên) hai bánh xe được liên kết cứng sẽ hạn chế được hiện tượng trượt bên bánh xe.
- Dễ tháo lắp và sửa chữa, giá thành thấp.
- Khối lượng phần không được treo lớn, đặc biệt trên cầu chủ động. Khi xe đi trên đường không bằng phẳng, tải trọng động sinh ra sẽ gây nên va đập mạnh giữa phần không treo và phần treo (thùng xe), làm giảm độ êm dịu chuyển động của ô tô. Mặt khác, bánh xe va đập mạnh trên nền đường làm xấu sự tiếp xúc bánh xe với đường.
- Khoảng không gian phía dưới gầm xe phải lớn, đủ đảm bảo cho dầm cầu thay đổi vị trí, do vậy: hoặc chiều cao trọng tâm phải lớn, hoặc phải giảm bớt thể tích khoang chứa hàng của xe.

Với các ưu, nhược điểm trên, hệ thống treo phụ thuộc được dùng nhiều cho ô tô tải và ô tô buýt.

b). Hệ thống treo khí nén:

Hệ thống treo khí nén, thủy lực – khí nén được sử dụng như một khả năng hoàn thiện kết cấu ô tô. Tuy vậy với các loại ô tô khác nhau: ô tô con, ô tô tải, ô tô buýt cũng được ứng dụng với những mức độ khác nhau. Phổ biến nhất trong các kết cấu là áp dụng cho ô tô buýt tiên tiến. Với hệ thống treo này cho phép giữ chiều cao thân xe ổn định so với mặt đường với các chế độ tải trọng khác nhau.

Hệ thống treo khí nén dùng trên ô tô được hình thành trên cơ sở khả năng điều chỉnh độ cứng của buồng đàn hồi khí nén (ballon) theo chuyển dịch của thân xe. Sơ đồ nguyên lý kết cấu của một hệ thống đơn giản được trình bày trên hình 1-2.

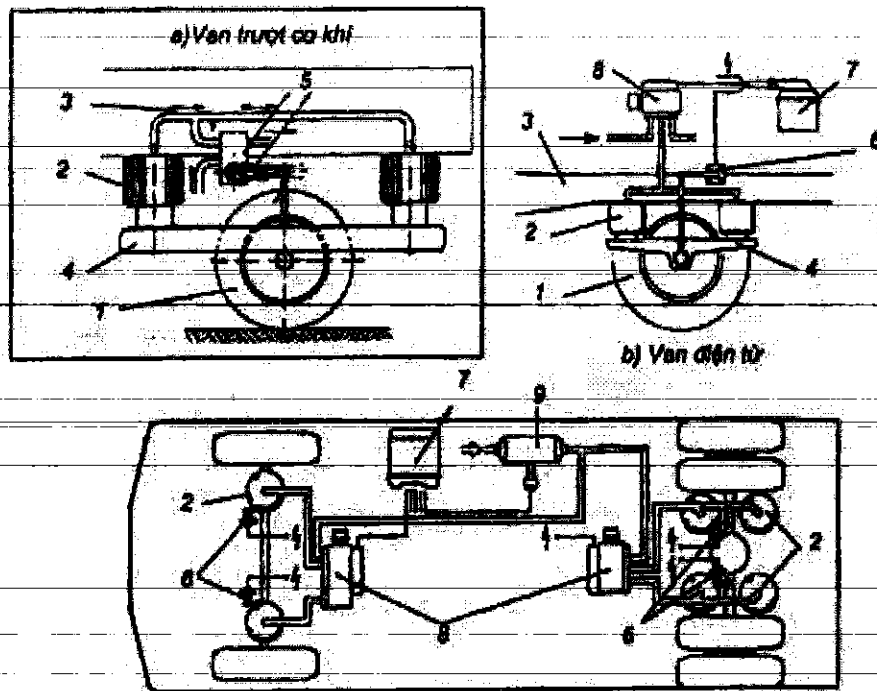
Sự hình thành bộ tự động điều chỉnh áp suất theo nguyên lý van trượt cơ khí. Các ballon khí nén 2 được bố trí nằm giữa thân xe 3 và bánh xe 1 thông qua giá đỡ bánh xe 4. Trên thân xe bố trí bộ van trượt cơ khí 5. Van trượt gắn liền với bộ chia khí nén (block). Khí nén được cung cấp từ hệ thống cung cấp khí nén tới block và cấp khí nén vào các ballon.

Khi tải trọng tăng lên, các ballon khí nén bị ép lại, dẫn tới thay đổi khoảng cách giữa thân xe và bánh xe. Van trượt cơ khí thông qua đòn nối dịch chuyển vị trí các con trượt chia khí trong block. Khí nén từ hệ thống cung cấp đi tới các ballon và cấp thêm khí nén. Hiện tượng cấp thêm khí nén kéo dài cho tới khi chiều cao thân xe với bánh xe trở về vị trí ban đầu.

Khi giảm tải trọng hiện tượng này xảy ra tương tự, và quá trình van trượt tạo nên sự thoát bớt khí nén ra khỏi ballon.

Bộ tự động điều chỉnh áp suất nhờ hệ thống điện tử (hình 1.3) bao gồm: cảm biến xác định vị trí thân xe và bánh xe 6, bộ vi xử lý 7, block khí nén 8. Nguyên lý hoạt động cũng gần giống với bộ điều chỉnh bằng van trượt cơ khí. Cảm biến điện tử 6 đóng vai trò xác định vị trí của thân xe và bánh xe (hay giá đỡ bánh xe) bằng tín hiệu điện (thông số đầu vào). Tín hiệu được chuyển về bộ vi xử lý 7. Các chương trình trong bộ vi xử lý làm việc và thiết lập yêu cầu điều chỉnh bằng tín hiệu điện (thông số đầu ra). Các tín hiệu đầu ra được chuyển tới các van

điện tử trong block chia khí nén, tiến hành điều chỉnh lượng cấp khí nén cho tới lúc hệ thống trở lại vị trí ban đầu.



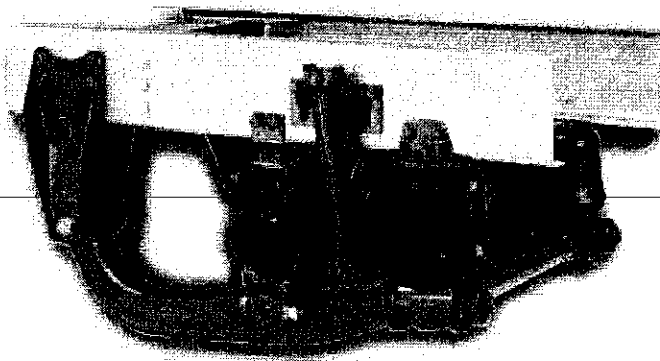
Hình 1.11. Sơ đồ nguyên lý kết cấu của hệ thống treo khí nén.

1- Bánh xe; 2- Ballon khí; 3- Thân xe; 4- Giá đỡ; 5- Van trượt cơ khí;

6- Cảm biến vị trí; 7- Bộ vi xử lý; 8- Bộ chia khí nén; 9- Bình chứa khí nén.

***) Các phương pháp bố trí hệ thống treo khí nén**

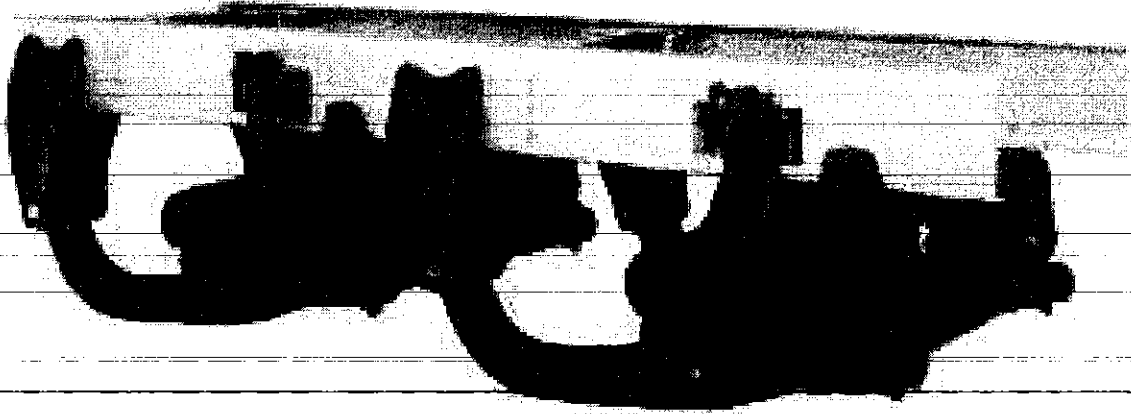
Hệ thống treo khí nén đơn:



Hình 1.12. Hệ thống treo khí nén đơn

Hệ thống treo khí nén đơn được sử dụng trên các xe Bus cao cấp, hoặc xe có tải trọng trung bình.

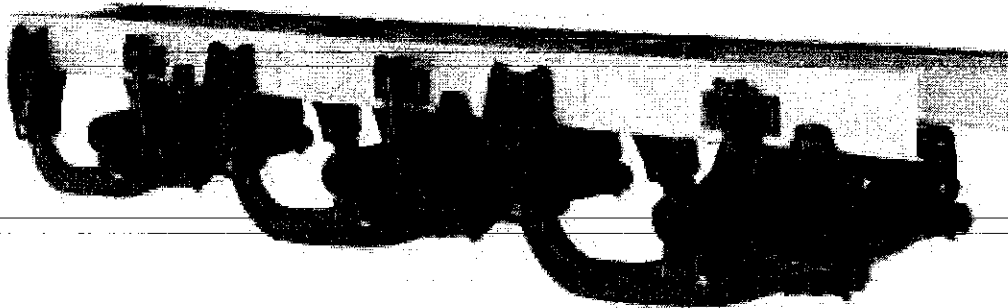
Hệ thống treo khí nén kép.



Hình 1.13. Hệ thống treo khí nén kép.

Hệ thống treo khí nén kép sử dụng trên các xe có hai cầu sau, tải trọng lớn, xe đầu kéo.

Hệ thống treo khí nén 3 trục:



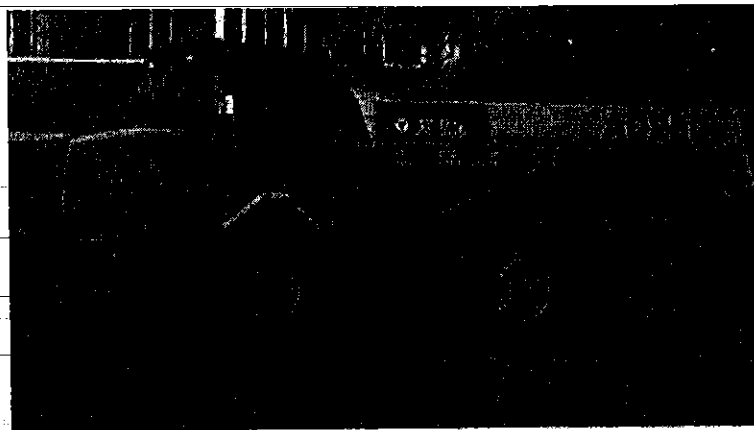
Hình 1.14. Hệ thống treo khí nén ba cầu sau.

Hệ thống treo sử dụng trên xe có 3 cầu sau, tải trọng lớn và rất lớn, trên đầu kéo hay các xe vận chuyển siêu trường siêu trọng.

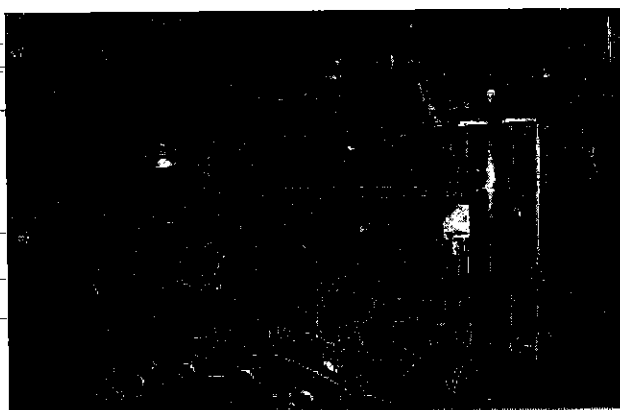
Ta có thể sử dụng phương pháp bố trí này để lắp trên các xe có 4 cầu sau hoặc nhiều hơn, các xe có tải trọng cực lớn.

c). Hệ thống treo cao su

Hệ thống treo có bộ phận đàn hồi cao su được trang bị trên các loại xe tải hạng nặng. Kết cấu treo trước hình 1.15(a) và kết cấu treo hình 1.16(b).



Hình 1.15. Hình dáng bề ngoài của xe tải AD250 của Trung Quốc



Giá chữ U Cầu xe Cao su Giảm chấn Khung

(a) Hệ thống treo cầu trước



Thanh
Cầu

Cao su Thanh cân bằng Thanh Cầu giữa Khung chữ A
Khung chữ A

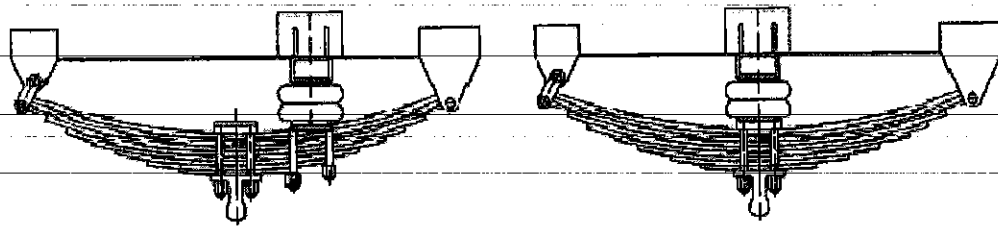
(b) Hệ thống treo cầu sau

Hình 1.16. Hệ thống treo cao su

Hệ thống treo cao su động lực học theo phương đứng có độ cứng vững cao, hệ số cứng của hệ thống treo có thể tạo ra lớn. Tuy nhiên độ êm dịu theo phương đứng cũng tăng do vậy hệ thống treo kết hợp giảm chấn thủy lực để tạo hệ số cản lớn giảm dao động phương đứng hiệu quả.

d). Sự kết hợp giữa hệ thống treo khí nén với hệ thống treo khác

*) Hệ thống treo kết hợp khí nén và nhíp:

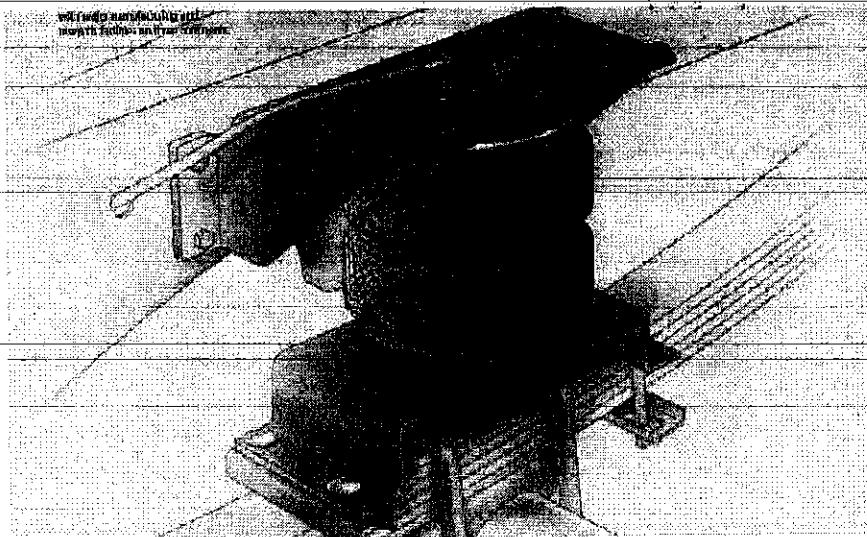


a

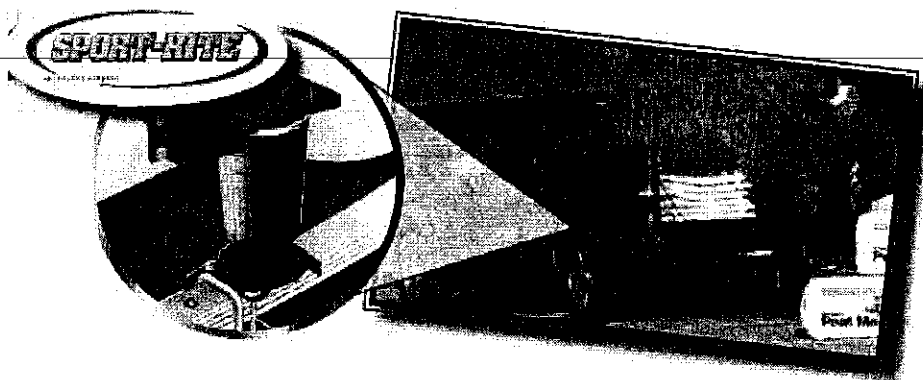
b

Hình 1.17. Hệ thống treo kết hợp giữa khí nén và nhíp

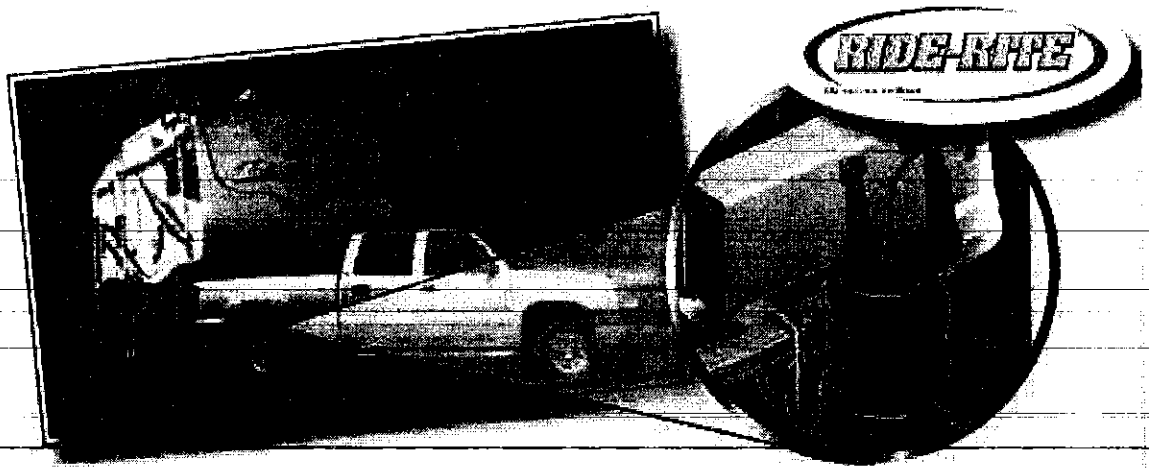
Hình 1.17 a túi hơi được đặt trên nhíp và lệch qua một bên, hình 1-8 b túi hơi được đặt trên nhíp và chính giữa.



Hình 1.8. Túi hơi đặt trên nhíp và chính giữa



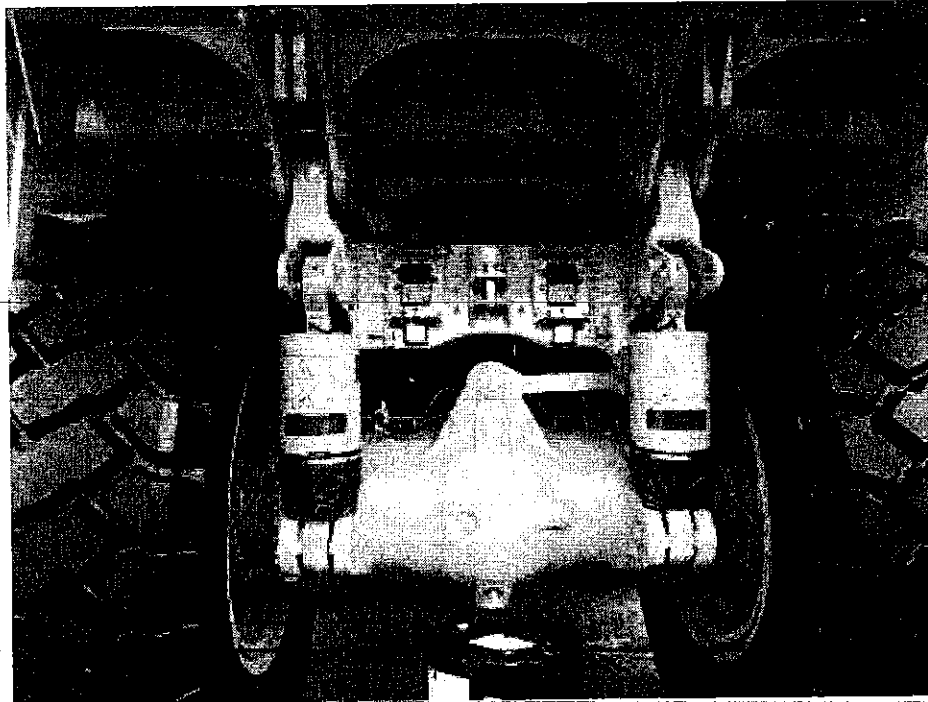
Hình 1.19. Túi hơi đặt trên nhíp và lệch qua một bên



Hình 1.20. Túi hơi không đặt trên nhíp.

d). Hệ thống treo thủy khí

Hệ thống treo thủy khí là một phần quan trọng trong thiết kế xe tải lớn, và nó có vai trò quan trọng trong việc giảm dao động và cung cấp sự thoải mái cho hành khách và hàng hóa. Nguyên lý hoạt động: Hệ thống treo thủy khí sử dụng khí nén để tạo ra một lực hỗ trợ cho trọng lượng của xe. Khi xe tải di chuyển trên đường, hệ thống treo sẽ tăng giảm áp suất trong lõi khí để tạo ra lực nâng phù hợp và duy trì mức độ nhất định của độ nén. Khi có va chạm hoặc tác động bên ngoài, hệ thống sẽ điều chỉnh áp suất để giảm dao động và giữ cho xe ổn định.



Hình 1.21. hệ thống treo thủy khí trên xe dump truck

Các thành phần của hệ thống treo thủy khí: Hệ thống treo thủy khí bao gồm một bộ phận nén khí, bộ phận kiểm soát áp suất, bộ phận lõi khí và bộ phận giảm chấn. Bộ phận nén khí tạo ra áp suất cần thiết để hoạt động hệ thống, trong khi bộ phận kiểm soát áp suất đảm bảo áp suất phù hợp cho mỗi tình huống. Lõi khí là nơi lưu trữ và điều chỉnh khí nén, và bộ phận giảm chấn giúp giảm thiểu dao động.

Ưu điểm của hệ thống treo thủy khí dùng cho xe tải lớn bao gồm:

Sự thoải mái: Hệ thống treo thủy khí giúp giảm đáng kể sự chấn động và rung lắc trong quá trình di chuyển, tạo ra một trải nghiệm lái êm ái và thoải mái cho hành khách và người lái.

Điều chỉnh linh hoạt: Với khả năng điều chỉnh cao, hệ thống treo thủy khí cho phép người lái điều chỉnh độ cứng mềm của treo xe theo nhu cầu và điều kiện đường, đảm bảo sự ổn định và an toàn khi vận hành xe tải.

Tải trọng linh hoạt: Hệ thống treo thủy khí có khả năng tải trọng linh hoạt, cho phép điều chỉnh tải trọng của xe tải một cách chính xác và hiệu quả. Điều này giúp tối ưu hóa khả năng vận chuyển hàng hóa và đáp ứng các yêu cầu khác nhau của ngành công nghiệp vận tải.

Tuy nhiên, hệ thống treo thủy khí cũng có một số hạn chế:

Độ tin cậy: Hệ thống treo thủy khí phụ thuộc vào công nghệ khí nén và các thành phần cơ khí phức tạp. Nếu có sự cố kỹ thuật, như rò rỉ khí hoặc hỏng hóc bơm khí, hệ thống treo có thể gặp vấn đề và gây ảnh hưởng đến hiệu suất và an toàn của xe tải.

Chi phí và bảo trì: Hệ thống treo thủy khí thường có chi phí cao hơn so với các hệ thống treo khác. Ngoài ra, bảo trì và sửa chữa hệ thống cũng có thể tốn kém và đòi hỏi kỹ thuật viên có kỹ năng đặc biệt.

1.5. Phân tích tình hình nghiên cứu xe tải nặng

1.5.1. Đối với các nhà nghiên cứu trong nước

Về nghiên cứu dao động các nhà khoa học trong nước được tiến hành từ khá lâu, một trong những vấn đề trong nghiên cứu về phương tiện giao thông là kết cấu, dao động và tải trọng tác dụng lên người điều khiển, hành khách, hàng hóa

cũng như mặt đường và tải trọng động của các phương tiện giao thông. Nghiên cứu dao động hệ thống treo và ảnh hưởng dao động đến độ êm dịu và tải trọng động bánh xe tác dụng lên mặt đường quốc lộ đang được các nhà khoa học quan tâm dưới đây là các công bố khoa học:

Công trình nghiên cứu của tác giả Hoàng Đức Thị trong luận văn thạc sĩ đã đưa ra mô hình dao động không gian xe tải hạng nặng và từ đó phân tích đánh ảnh hưởng của thông số thiết kế hệ thống treo đến khả năng thân thiện mặt đường giao thông [6].

Công trình nghiên cứu của tác giả Đặng Ngọc Minh Tuấn trong luận văn thạc sĩ đã xây dựng mô hình dao động và tối ưu các thông số thiết kế hệ thống cho xe tải hạng nặng nhằm giảm tác động xấu đến mặt đường quốc lộ[7].

Một số công trình của nhóm nghiên cứu Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Văn Liêm và các công sự khác của trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp Thái Nguyên đều xuất phương án điều khiển hệ thống treo cabin nhằm nâng cao độ êm dịu của xe tải hạng nặng[8,9].

1.5.2. Đối với nhà nghiên cứu trên thế giới

Với sự phát triển khoa học và công nghệ đi đầu của các nước phát triển, mặt khác sự phát triển mạnh mẽ của khoa học máy tính dưới sự hỗ trợ của các phần mềm chuyên dụng nên việc nghiên cứu về các phương tiện giao thông khá thuận lợi. Dưới đây là các công trình công bố khoa học của các nhà nghiên cứu trên thế giới:

Leilei Zhao, Changcheng Zhou, Yuewei Yu, and Fuxing Yang[11] Trong nghiên cứu này đã xây dựng mô hình dao động cho hệ thống cabin trên xe tải hạng nặng. Quá trình đánh giá trên bộ thử bằng các nguồn kích thích khác nhau. Dựa trên phương pháp tối ưu từ đó đi tới ưu cho các thông số độ cứng của lò xo và hệ số cản của giảm chấn. Kết quả cho thấy mô hình được xây dựng và phương pháp đề xuất là hoàn toàn khả thi và tạo nền tảng tốt cho phân tích lý thuyết hoặc thiết kế tối ưu của hệ thống treo cabin để cải thiện sự độ êm dịu trong quá trình chuyển động

Công trình nghiên cứu[12] Một trong những kết quả chính của luận án này là một phương pháp để thiết kế và thực hiện các hệ thống treo chủ động và bán chủ động trong Adams/Car để phân tích xe hoàn chỉnh. Phân tích xử lý bằng các thuật toán điều khiển và chiến lược kiểm soát khác nhau nhằm nâng cao độ êm dịu. Các hệ thống điều khiển dựa trên lý thuyết skyhook, được giới thiệu bởi Karnopp và cộng sự vào những năm 1970. Một hệ thống điều khiển sử dụng điều khiển tuyến tính bậc hai (LQR) cũng được thiết kế và triển khai. Việc thiết kế và phát triển các hệ thống điều khiển được thực hiện trong Matlab / Simulink. Thuật toán điều khiển sau đó được triển khai trong Adams/Car và được sử dụng trong thử nghiệm xe

Công trình nghiên cứu [13] nghiên cứu này trình bày xây dựng mô hình dao động cho xe đầu kéo, với hàm mục tiêu nâng cao độ êm dịu, từ đó tác giả đã sử dụng bộ phận đàn hồi khí nén cho hệ thống treo cabin, nghiên cứu cho thấy độ êm dịu được cải thiện so với hệ thống treo cabin nguyên bản.

Công trình nghiên cứu[14] trong nghiên cứu này đã xây dựng mô hình dao động cho xe đầu kéo, Để nâng cao tính êm dịu cho người điều khiển, mô dao động của cabin xe được tác riêng không có phần liên kết của mooc kéo. Trên cơ sở lý thuyết điều khiển sử dụng chiến lược điều khiển toàn phương tuyến tính LQR/LQG cho hệ thống treo cabin.

S.S. van Iersel[15] đã đánh giá hệ thống treo cabin bị động và bán chủ động để cải thiện sự thoải mái cho người lái trong xe đầu kéo. Do đó, trong nghiên cứu này, một chiến lược điều khiển mới được thiết kế cho một hệ thống treo cabin bán chủ động sử dụng bộ giảm chấn tích cực. Bộ điều khiển này dựa trên bốn bậc tự do hệ thống treo giữa xe và sử dụng kết hợp lý thuyết điều khiển tối ưu tuyến tính bậc hai (LQ) và lý thuyết biến đổi tham số tuyến tính (LPV), kết hợp với bộ lọc.

Để đáp ứng sự độ êm dịu chuyển động cho xe tải hạng nặng, mô hình hệ thống treo tích cực của xe tải hạng nặng 1/2 đã được thành lập. Dựa trên mô hình này, kiểm soát tối ưu hóa LQG đã được chọn để kiểm soát hoạt động của hệ thống

treo cabin xe tải nặng với mô hình phẳng. Kết quả cho thấy độ êm dịu chuyển động được cải thiện một cách đáng kể [16].

Tương tự như công trình nghiên cứu trên, để giảm dao động cho Cabin do rung động truyền từ khung xe lên. Một mô hình $\frac{1}{4}$ được xây dựng. Nhằm mục đích cải thiện sự thoải mái cho người điều khiển. Nghiên cứu này kiểm soát tối ưu hóa cho hệ thống treo cabin bằng bộ điều khiển LQR. Kết quả thu được thông qua mô phỏng trong Matlab cho thấy hiệu quả của bộ điều khiển giúp nâng cao độ êm dịu và an toàn khi chuyển động[17];

Công trình nghiên cứu[18] Mục tiêu của nghiên cứu này là để giảm các rung động từ mặt đường lên cabin và người điều khiển của tải lớn, thông qua giảm chấn chắn Magneto-Rheological (MR) cho cabin. Trên cơ sở lý thuyết đó công trình nghiên cứu thực nghiệm bằng cách sử dụng dSPACE. Các thử nghiệm cho thấy được hiệu quả của hệ thống treo bán chủ động cabin.

Trong nghiên cứu của Jihai Gu và các cộng sự[19] tiến hành phân tích mô phỏng dao động của hệ thống treo cabin cho chiếc xe tải hạng nặng bằng phần mềm ADAM. Thông qua việc thiết lập mô hình dao động và thiết lập hệ phương trình cho cơ hệ. Sử dụng kích thích rung động trong thư viện phần mềm để mô phỏng từ đó đi tới ưu cho các thông số của hệ thống treo cabin

Nhận xét: Theo thống kê của tác giả nhận thấy rằng các ấn phẩm khoa học được công bố của các nhà khoa học trong nước về lĩnh vực dao động đang có sự phát triển, tuy nhiên nghiên cứu cho các đối tượng như xe tải hạng nặng xe, xe đầu kéo còn hạn chế, đặc biệt là các công bố về tối ưu, điều khiển hệ thống treo. Vì vậy, đây vẫn là hướng mở cho các nhà khoa học trong nước, đây cũng chính là lý do tác giả lựa chọn này cho nghiên cứu của mình.

1.6. Chỉ tiêu đánh giá dao động xe tải nặng

1.6.1. Đánh giá độ êm dịu theo tiêu chuẩn ISO

*** Gia tốc bình phương trung bình**

Theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 đưa ra chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô thông qua gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng dựa theo

vào các công trình nghiên cứu của thế giới. Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức dưới đây:

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

trong đó:

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

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

T - Thời gian khảo sát.

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

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

awz giá trị (m²/s)	Cấp êm dịu
< 0.315 m.s ⁻²	Thoải mái
0.315m.s ⁻² -0.63m.s ⁻²	Một chút khó chịu
0.5m.s ⁻² - 1 m.s ⁻²	Khá khó chịu
0.8 m.s ⁻² - 1.6 m.s ⁻²	Không thoải mái
1.25 m.s ⁻² - 2.5 m.s ⁻²	Rất khó chịu
>2 m.s ⁻²	Cực kỳ khó chịu

* Ưu điểm của tiêu chuẩn VBI2057 và tiêu chuẩn ISO 2631-1: thuận lợi cho việc phân tích và đánh giá dao động toàn bộ của xe. Thông qua các mô hình dao động vật lý và toán học của toàn bộ xe hoặc các phần mềm chuyên dùng MATLAB, ADAMS, LMS hoàn toàn xác định gia tốc dao động theo miền thời hoặc miền tần số. Hiện nay phương pháp này đã được các nhà khoa học trên khắp thế giới áp dụng ISO 2631-1 để phân tích độ êm dịu của dao động các phương tiện dao thông.

*** Thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất làm việc**

Khi người điều khiển làm việc trong một gian dài trong môi trường sẽ cảm thấy không thoải mái, mệt mỏi, thậm chí mắc một số bệnh nghề nghiệp do dao động và tiếng ồn gây ra dẫn đến hiệu quả làm việc kém năng suất công việc giảm

xuống. Chính vì vậy, tiêu chuẩn iso 2631-1(1997) đã đưa ra thông số đánh giá thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất lao động của người điều khiển và được xác định theo công thức sau:

$$\begin{aligned} T_{FDO} &= (4a_1T_0)/a_v^2 \\ T_{FDX} &= (4a_2T_0)/a_{wx}^2 \\ T_{FDY} &= (4a_2T_0)/a_{wy}^2 \\ T_{FDZ} &= (4a_1T_0)/a_{wz}^2 \end{aligned} \quad (1-2)$$

- trong đó:
- + $T_{FDO}, T_{FDO}, T_{FDO}, T_{FDO}$ là thời gian mệt mỏi – giảm hiệu suất lao động
 - + $a_v, a_{wx}, a_{wy}, a_{wz}$ Gia tốc bình phương trung bình của ghế ngồi điều khiển theo tổng cộng các phương X, Y, Z
 - + Các hệ số $a_1 = 2.8 \text{ m/s}^2$, $a_2 = 2 \text{ m/s}^2$ và $T_0 = 0.167$ giờ theo tiêu chuẩn quy định

1.6.2. Chỉ số đánh giá tải trọng động bánh xe

Sau những năm 1990, ô tô ngày càng có tải trọng lớn, tỷ trọng kinh tế của cầu và đường trong ngành giao thông ngày càng được đánh giá cao. Các nhà nghiên cứu của Anh, Mỹ,... đã đặt vấn đề nghiên cứu ảnh hưởng của dao động ô tô đối với cầu và đường. Khi ô tô chuyển động trên các mặt đường và cầu, tải trọng động bánh xe sẽ dẫn đến sức căng và biến dạng bền mặt. Sự tích lũy lâu dài của biến dạng dẻo bề mặt sẽ nguyên nhân gây ra phá hủy bề mặt như các vết nứt, lún,.. Để đánh giá ảnh hưởng của tải trọng động của bánh xe đến khả năng thân thiện mặt đường, nhiều công trình nghiên cứu đưa ra hệ số tải trọng động bánh xe DLC - Dynamic Load Coefficient. Hệ số DLC được định nghĩa bởi công thức (3).

$$DLC = \frac{F_{T,RMS}}{F_s} \quad (1-3)$$

trong đó: F_s - tải trọng tĩnh của bánh xe; $F_{T,RMS}$ - tải trọng động bánh xe tác dụng lên mặt đường bình phương trung bình và nó được định nghĩa bởi công thức (4).

$$F_{T,RMS} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T F_T^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1-4)$$

Trong đó:

F_T - Tải trọng động của bánh xe tác dụng lên mặt đường; N

T - Thời gian khảo sát(s).

Hệ số tải trọng bánh xe DLC phụ thuộc rất nhiều yếu tố như thống số hệ thống treo, lớp xe, tải trọng xe, vận tốc chuyển động, điều kiện mặt đường... Trong nghiên cứu này, hệ số tải trọng động bánh xe được chọn để phân tích ảnh hưởng của hệ thống treo đến khả năng thân thiện với mặt đường giao thông và sẽ được trình bày ở phần sau và chương trình tính toán được trình bày phụ lục.

1.6.3. Chỉ tiêu về tải trọng theo tiêu chuẩn Đức

Tải trọng động cực đại ($F_{z,dyn,max}$) làm giảm tuổi thọ chi tiết, gây tổn hại cho đường. Hệ số tải trọng động $K_{dyn,max}$ đánh giá mức độ ảnh hưởng đến chi tiết, hệ số áp lực đường W đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động với đường.

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

Để khảo sát vấn đề này, tác giả sử dụng hệ số tải trọng động cực đại, được định nghĩa như sau:

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

trong đó:

$K_{dyn,max}$: Hệ số tải trọng động cực đại

$F_{z,dyn}$: 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:

$$\sigma_{Fz} = F_{z,RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (F_z(t) - F_{z,st})^2 dt} \quad (1-6)$$

$$\text{và: } k_{dy\ max} = \frac{1,64 F_{z,RMS}}{F_{z,st}} + 1 \quad (1-7)$$

b. Chỉ tiêu về mức độ thân thiện với đường

Sau những năm 1990, ô tô ngày càng có tải trọng lớn, tỷ trọng kinh tế của cầu và đường trong ngành giao thông ngày càng được đánh giá cao. Các nhà nghiên

cứu của Anh, Mỹ QII đã đặt vấn đề nghiên cứu ảnh hưởng của dao động ô tô đối với cầu và đường. Người ta thấy rằng mức độ ảnh hưởng của dao động ô tô đến cầu và đường tỷ lệ với số mũ bậc 4 của áp lực bánh xe với đường. Họ đã đưa ra khái niệm Road stress Coefficient, tạm gọi là hệ số áp lực đường W, là hệ số có thể đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động ô tô với cầu và đường. Trong một số tài liệu còn có tên tiếng anh là Dynamic wear factor. Theo đó, Wilkinson đã nêu ra công thức xác định hệ số áp lực đường w như sau:

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

$$\eta = \frac{\max(f_{z,dyn})}{F_{z,st}} \quad (1-7)$$

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

$$W = \frac{\sum_1^i w(i).F_{z,st}(i)}{\sum_1^i F_{z,st}(i)} \quad (1-8)$$

1.7. Mục đích, đối tượng và phương pháp nghiên cứu

Mục đích của đề tài:

- Xây dựng mô hình dao động xe tải hạng nặng;
- Bộ điều khiển cho hệ thống treo;

Ý nghĩa khoa học và thực tiễn

Nghiên cứu điều khiển hệ thống treo cho xe nhằm giảm các tác động xấu cũng như nâng cao hiệu quả làm việc cho người điều khiển xe có ý nghĩa khoa học và thực tiễn cao.

Đối tượng nghiên cứu

Xe đầu tải hạng nặng

Phương pháp nghiên cứu:

Nghiên cứu lý thuyết: mô phỏng và điều khiển độ mở van tiết lưu của hệ thống xe tải nặng

Phạm vi nghiên cứu

Trong phạm vi của đề tài, một mô hình dao động của xe và bộ điều khiển được thiết lập để điều khiển hệ số cản của của giảm chấn thủy lực hệ thống treo xe tải hạng nặng

1.6. Kết luận

Qua nghiên cứu chương tổng quan đưa ra được một số nội dung sau :

- Đã phân tích được đặc điểm xe tải hạng nặng;
- Phân tích các nguồn gây dao động trên xe tải hạng nặng;
- Phân tích được các công trình nghiên cứu của các nhà nghiên cứu trong nước và ngoài nước
- Từ đó đưa ra được mục đích, đối tượng và phương pháp nghiên cứu của luận văn cũng như phương hướng nghiên cứu các chương tiếp theo.

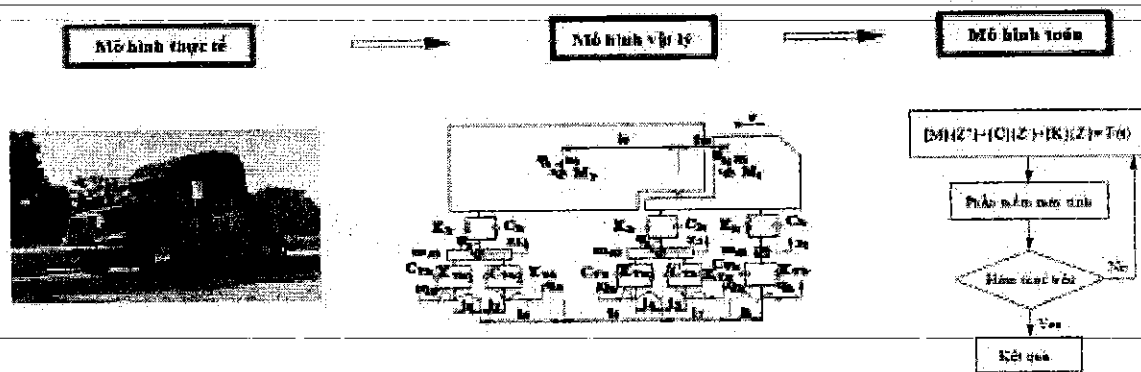
CHƯƠNG 2: XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN

Nội dung đề cập trong Chương 2 xuất phát từ các giả thiết trong nghiên cứu dao động, một mô hình xe tải hạng nặng được xây dựng với kích thích mặt, hệ phương trình vi phân của cơ hệ được thiết lập. Phương pháp điều khiển và xây dựng bộ điều khiển mờ để điều khiển hệ số cản trong hệ thống treo xe.

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

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

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

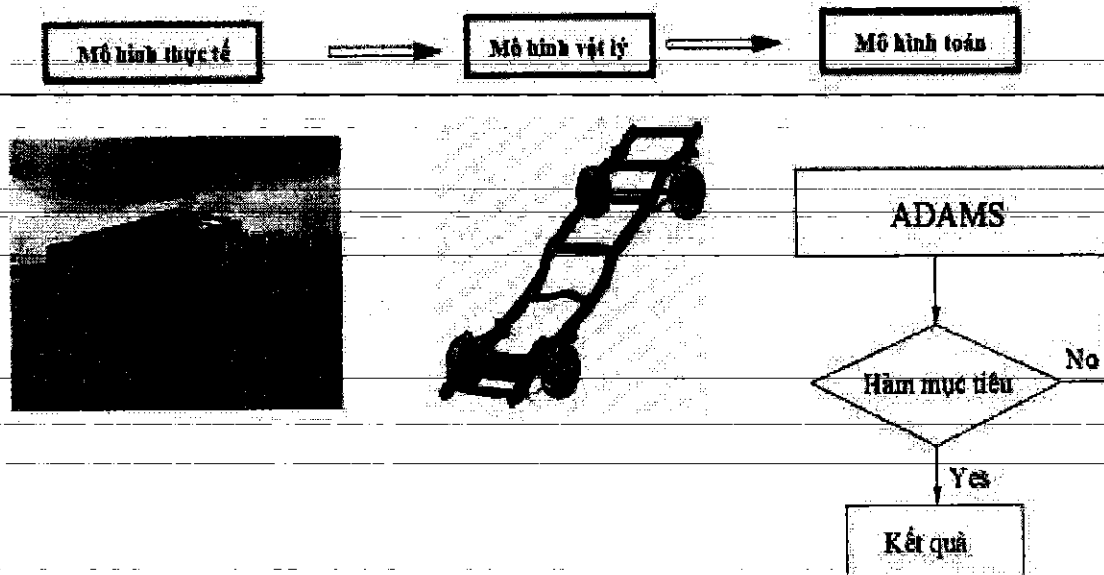


Hình 2.1. Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp

1

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

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



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

2

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

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

Trong nghiên cứu này tác giả chọn phương pháp 1 để tiến hành xây dựng mô hình dao động.

2.2. Xây dựng mô hình dao động của xe tải hạng nặng

2.2.1. Các giả thiết mô hình dao động tương đương

Ô tô là một cơ hệ dao động bao gồm nhiều bộ phận nối với nhau. Mỗi bộ phận được đặc trưng khối lượng và thông số đặc trưng. Bộ phận có tác dụng giảm các dao động từ mặt đường lên khung vỏ là hệ thống treo. Hệ thống treo là đối tượng chính khi nghiên cứu dao động.

Để nghiên cứu dao động xe ô tô một cách thuận lợi chúng ta cần phải thiết lập dao động tương đương. Trong đó mô hình dao động ô tô cần có đầy đủ các thông số liên quan đến dao động của ô tô.

Trước khi thiết lập mô hình dao động tương đương cần thống nhất một số khái niệm sau:

a. Khối lượng được treo M

Khối lượng được treo M gồm những cụm chi tiết mà trọng lượng của chúng tác dụng lên hệ thống treo. Đó là khung, thùng, hàng hoá, cabin và một số chi tiết khác. Giữa chúng thực ra được nối với nhau một cách đàn hồi nhờ các đệm đàn hồi, ổ tựa đàn hồi bằng cao su, dạ, ni, giấy công nghiệp, ... Hơn nữa bản thân các bộ phận này cũng không phải cứng tuyệt đối, cho nên khối lượng treo thực ra là một nhóm các khối lượng được liên kết đàn hồi thành một hệ thống. Tuy nhiên dựa cách bố trí cụ thể của ô tô, mà có thể chia khối lượng được treo thành 2 hoặc nhiều khối lượng, giữa các khối lượng liên kết với nhau bằng các phần tử đàn hồi và giảm chấn. Tuy nhiên các mối đàn hồi giữa các thành phần của khối lượng được treo có biến dạng rất nhỏ so với biến dạng của hệ thống treo và lớp. Cho nên trong trường hợp đơn giản có thể coi rằng khối lượng được treo M là một khối lượng đồng nhất ở dạng phẳng hoặc dạng không gian theo mục đích của các nhà nghiên cứu.

b. Khối lượng không được treo m

Khối lượng không được treo gồm những cụm mà trọng lượng của chúng không tác dụng trực tiếp lên hệ thống treo mà chỉ tác dụng lên lớp bánh xe. Đó là: bán trục, dầm cầu, bánh xe, một phần chi tiết của hệ thống treo, truyền động lái, nhíp, giảm chấn, một phần của trục các đăng.

Coi khối lượng không được treo là một vật thể đồng nhất, cứng tuyệt đối

và có khối lượng m tập trung vào tâm bánh xe. Bánh xe ngoài tác dụng là hệ thống di chuyển và đỡ toàn bộ trọng lượng của xe còn có tác dụng làm giảm các chấn động từ mặt đường lên xe, tăng độ êm dịu cho xe. Bánh xe là hình ảnh thu nhỏ của hệ thống treo, có nghĩa là cũng bao gồm một thành phần đàn hồi và một thành phần giảm chấn.

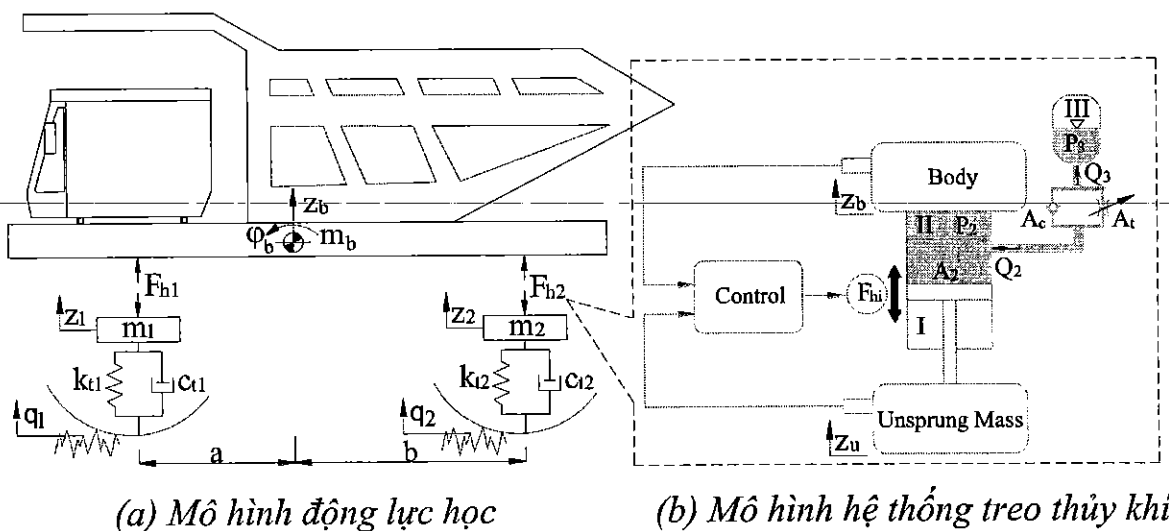
c. Hệ thống treo

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

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

2.2.2. Mô hình dao động xe tải hạng nặng

Nhằm nâng cao hiệu quả hệ thống treo một ô tô tải hạng nặng phẳng hệ thống treo thủy khí bị động và hệ thống treo thủy khí có điều khiển được xây dựng. Mô hình dao động được thể hiện trên Hình 2.3.



Hình 2.3 Mô hình dao động của ô tô tải hạng nặng

Giải thích các ký hiệu trên hình 1: K_{ti} độ cứng của lốp xe; C_{ti} là hệ số cản của lốp xe; m_1 và m_2 lần lượt là khối lượng không được treo các cầu xe ; m_b là khối lượng thân xe; a, b lần lượt khoảng cách giữa tâm bánh xe bên trái, bên phải và khoảng cách giữa tâm hệ thống treo bên trái, bên phải của các cầu xe.

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

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

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

Theo nguyên lý D'Alambe:

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

trong đó:

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

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

Mô hình dao động **hình 2.3** gồm 3 vật: khối lượng được treo, khối lượng không được treo của các cầu xe và mặt đường.

Hệ phương trình vi phân mô tả dao động cho xe được viết như sau:

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_b = -(F_{h1} + F_{h2}) \\ I_b \ddot{\theta}_b = F_{h1} \cdot a - F_{h2} \cdot b \\ m_1 \ddot{z}_1 = F_{h1} - [k_{t1}(z_1 - q_1) + c_{t1}(\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \\ m_2 \ddot{z}_2 = F_{h2} - [k_{t2}(z_2 - q_2) + c_{t2}(\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \end{cases} \quad (2-2)$$

Với F_h là lực của hệ thống treo thủy khí cho xe được xác định như sau:

Dựa trên mô hình toán học của xi lanh thủy khí nén như trong Hình 1, lực thẳng đứng của hệ thống treo thủy khí nén được xác định.

Lưu lượng thể tích chảy qua các lỗ có liên quan đến chênh lệch áp suất giữa các lỗ theo cách sau:

$$Q_3 = C_d A_s \sqrt{2g \frac{(p_2 - p_3)}{\rho}} \quad (2-3)$$

trong đó, Q_3 là hệ số lưu lượng; A_s là diện tích lỗ và bao gồm diện tích của van kiểm tra và van tiết lưu, ρ là khối lượng riêng của chất lỏng; và t là lần lượt là áp suất thời gian thực trong buồng II và buồng III.

Theo các phương trình liên tục, chúng ta có thể có được rằng:

$$Q_2 = -Q_3 \quad (2-4)$$

Tốc độ thay đổi thể tích chất lỏng trong xi lanh thủy lực có liên quan đến vận tốc tương đối trên thanh chống tương ứng:

$$Q_2 = A_2 (\dot{z}_b - \dot{z}_u) \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_u) \quad (2-5)$$

Từ (2-3) và (2-4), áp suất trong khoang dầu vòng có thể được xác định bằng

$$p_2 = p_3 + \frac{\rho A_2^2 (\dot{z}_b - \dot{z}_u)^2}{2C_d^2 A_s^2} \text{sign}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (2-6)$$

Khi van điều tiết được nén, áp suất buồng khí điều chỉnh được đưa ra bởi

$$p_0 V_0^k = p V^k \quad (2-7)$$

trong đó p_0 và V_0 là áp suất và thể tích ban đầu trong buồng khí, p và V là áp suất và thể tích trong buồng khí khi bộ giảm chấn bị nén, k là tốc độ đa dưỡng ($1 < k < 1,4$).

$$p_3 = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_2(z_b - z_u)} \right)^k \quad (2-8)$$

trong đó $V = V_0 + A_2(z_b - z_u)$

Lực động thẳng đứng của hệ thống treo thủy khí nén có thể được tính bằng

$$F_{hi} = -\frac{\rho A_2^3 (\dot{z}_b - \dot{z}_u)^2}{2C_d^2 A_s^2} \text{sign}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + p_0 \left(\left(\frac{V_0}{V_0 + A_p(z_b - z_u)} \right)^k - 1 \right) A_2 \quad (2-9)$$

2.3. Phân tích và lựa chọn kích thích dao động

Ảnh hưởng của biên dạng mặt đường tới dao động của ô tô được xác định bằng kích thích, hình dạng hình học và đặc tính thay đổi của chúng. Tùy theo chiều dài hoặc chiều cao của mấp mô có thể phân ra các nhóm đặc trưng khác nhau:

+ Nhóm 1: Mấp mô có chiều dài ngắn, tác động của chúng lên các bánh xe mang tính va đập (tác động xung).

+ Nhóm 2: Mấp mô có dạng hàm điều hòa (hàm sine).

+ Nhóm 3: Mấp mô thay đổi liên tục với hình dạng bất kỳ (ngẫu nhiên).

Khi nghiên cứu dao động phát sinh do ô tô chuyển động qua các mấp mô có chiều dài ngắn, giả thiết ở thời điểm chuyển tiếp khi ô tô bắt đầu di chuyển lên các mấp mô thì trạng thái của hệ hoàn toàn được xác định bởi giá trị tọa độ và đạo hàm bậc nhất của chúng. Nói cách khác điều kiện ban đầu ở thời điểm bắt đầu chuyển động lên các mấp mô các giá trị $q(t)$ và $\dot{q}(t)$ đã được biết trước.

Các biên dạng mấp mô mặt đường được sử dụng trong đề tài được mô tả, xây dựng và mô phỏng sử dụng các khối trong Simulink như sau:

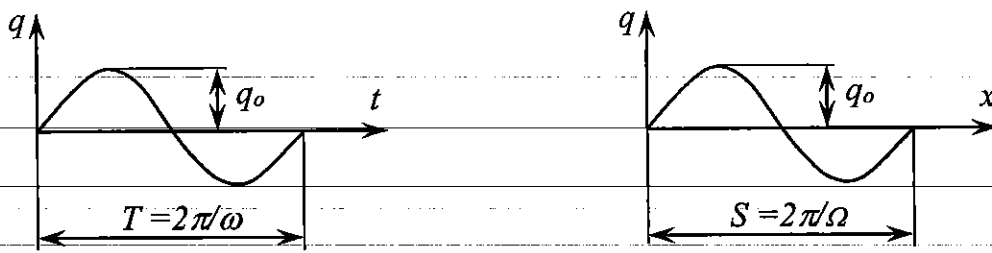
2.3.1. Mấp mô mặt đường hình sin

Việc miêu tả mấp mô biên dạng của đường bằng các hàm điều hoà thường là các hàm số dạng sin hoặc cosin. Trên đường bê tông lát phan thường gặp mấp mô dạng sóng điều hòa (chiều cao từ $10 \div 12 \text{ mm}$, chiều dài từ $5 \div 10 \text{ m}$). Dạng mấp mô này thường gây ra dao động cưỡng bức. Do đó phương pháp này đã được nhiều tác giả áp dụng trong các bài toán như: đánh giá các thông số kết cấu của ô tô, kết cấu của hệ thống treo, kết cấu của lớp xe (hầu như các nghiên cứu trước năm 1990) ảnh hưởng đến độ êm dịu chuyển động của ô tô trên miền tần số. và còn hiện nay mấp mô mặt đường được áp dụng vào mô hình dao động để đánh giá hiệu quả hệ thống treo điều khiển chủ động.

Hàm mấp mô mặt đường dạng điều hòa có dạng:

$$q(t) = q_0 \sin \omega t = q_0 \sin \frac{2\pi}{T} t \quad (2-10)$$

Trong đó: q_0 là chiều cao mấp mô, ω , T là tần số và chu kỳ kích thích dao động.



a) Phụ thuộc thời gian t

b) Phụ thuộc vào quãng đường x

Hình 2.4. Hàm điều hoà của mấp mô

Ta có phương trình hàm kích động theo quãng đường x :

$$q(x) = q_0 \sin \Omega x = q_0 \sin \frac{2\pi}{S} x \quad (2-11)$$

trong đó:

Ω là tần số sóng mặt đường;

S là chiều dài sóng mặt đường.

Khi ô tô chuyển động đều, ta có $x = vt$ nên ở thời điểm t ta có:

$$q(t) = q(x); \quad \omega t = \Omega x; \quad \omega = \Omega v = \frac{2\pi}{S} v \quad (2-12)$$

Vậy hàm điều hòa dao động sẽ là:

$$q(x) = q_0 \sin \Omega x = q_0 \sin \frac{2\pi \cdot v}{S} t \quad (2-13)$$

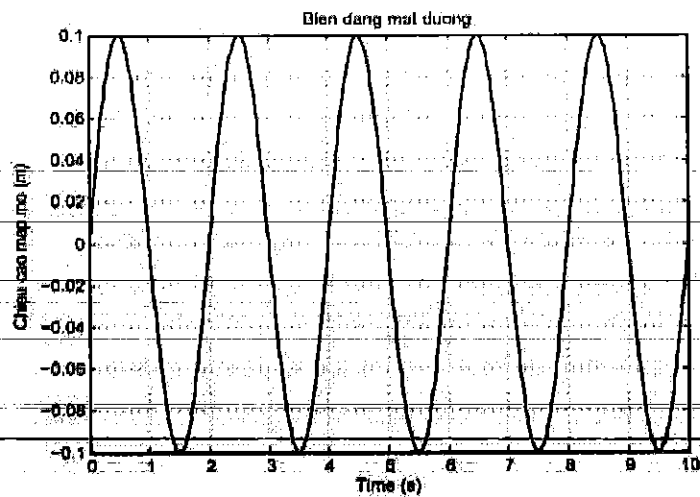
Độ mấp mô mặt đường $q_{1,p}$, $q_{2,p}$ ở các bánh xe cầu trước, cầu sau liên hệ với nhau thông qua biểu thức về thời gian:

$$q_{2,p}(t) = q_{1,p}(t - \tau_1) \text{ với } \tau_1 = \frac{L}{v} \quad (2-14)$$

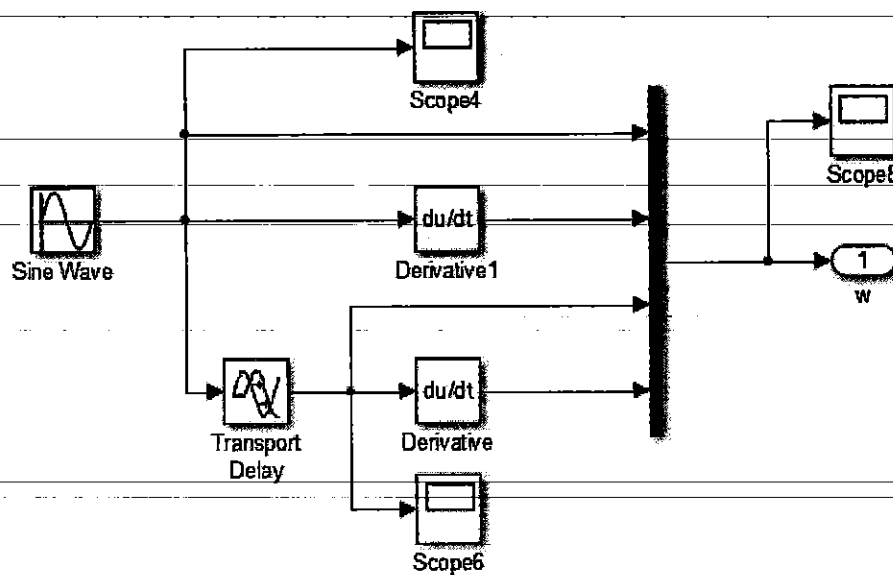
trong đó τ_1 là thời gian mà ô tô dịch chuyển được quãng đường L với vận tốc v .

Vậy ta có các hàm kích động lần lượt là:

$$\begin{cases} q_{1r}(x) = q_{1p}(x) = q_0 \sin \Omega x = q_0 \sin \frac{2\pi \cdot v}{S} t \\ q_{2r}(x) = q_{2p}(x) = q_0 \sin \Omega x = q_0 \sin \left(\frac{2\pi \cdot v}{S} t - \frac{L}{v} \right) \end{cases} \quad (2-15)$$



Hình 2.5. Mấp mào biên dạng hình sine.

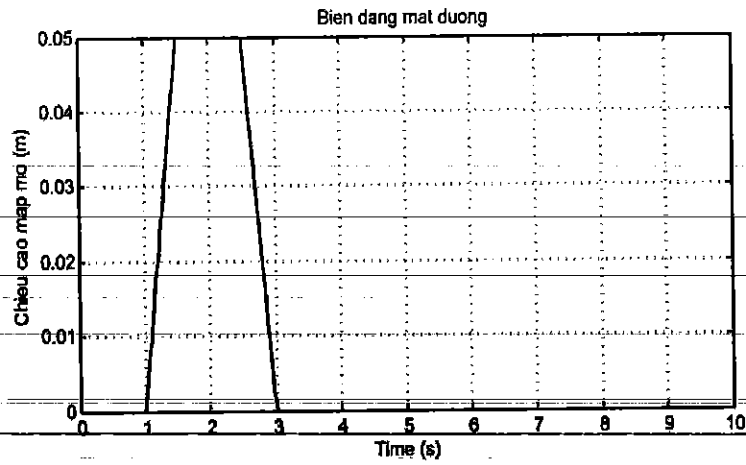


Hình 2.6. Sơ đồ khối xây dựng mấp mào biên dạng hình sine.

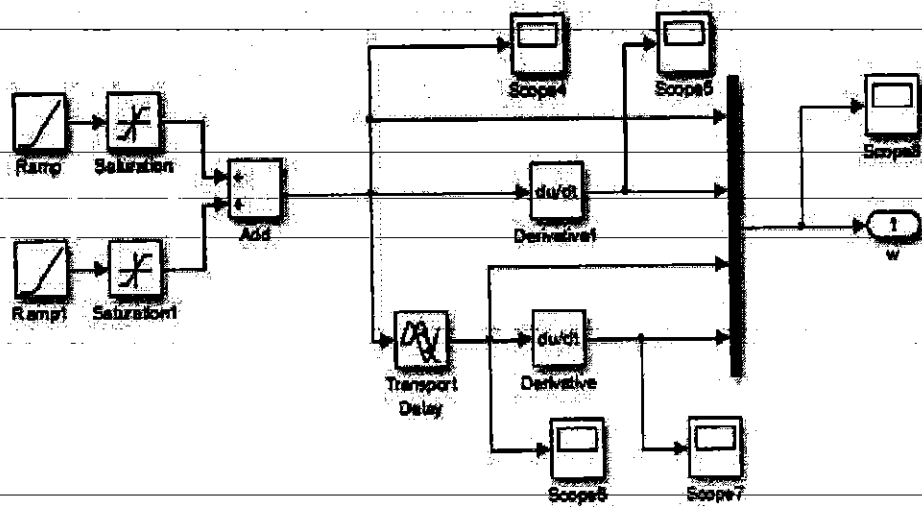
Kết luận: Hàm miêu tả mấp mào mặt đường đơn giản thuận lợi cho phân tích hiện tượng cộng hưởng khi tần số dao động kích thích trùng với tần số dao động riêng. Tuy nhiên hàm kích dao động không sát với thực tế.

2.3.2. Dạng mấp mào có chiều dài ngắn.

❖ Mấp mào hình thang được tạo ra bằng cách cộng hai tín hiệu ngược chiều với các thời điểm t khác nhau và sự kết hợp của các khối “Ramp” tạo độ dốc và khối “Saturation” giới hạn chiều cao mấp mào $q(t)$ mong muốn.

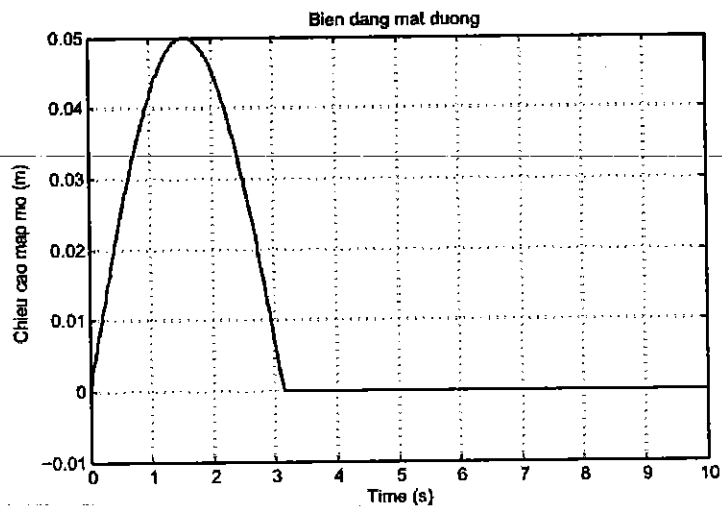


Hình 2.7 Mấp mô hình thang.

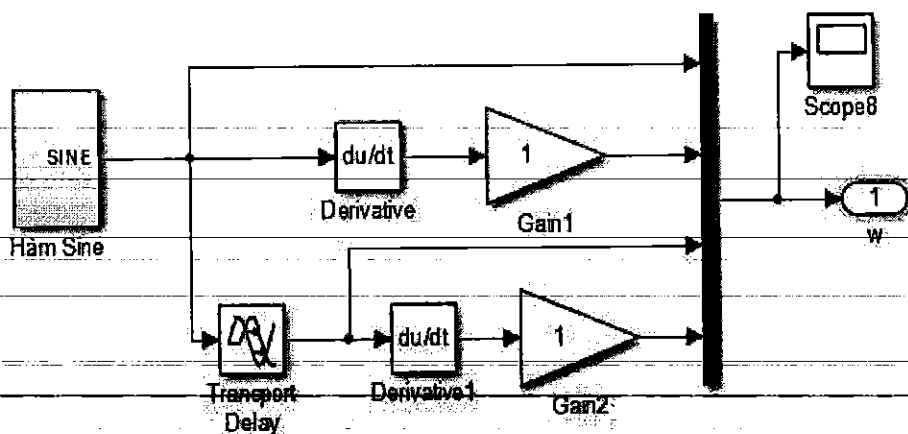


Hình 2.8 Mô hình khối xây dựng mấp mô biên dạng hình thang.

Mấp mô biên dạng nửa chu kỳ hình Sine.



Hình 2.9. Mấp mô 1/2 chu kỳ hình sine.



Hình 2.10. Sơ đồ khối xây dựng mấp mô biên dạng 1/2 chu kỳ hình sine.

2.3.3. Mấp mô mặt đường dạng ngẫu nhiên ISO

Để khắc phục các nhược điểm trên trong luận văn này, tác giả giới thiệu kích thích ngẫu nhiên mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8068[21] và cách xây dựng hàm ngẫu nhiên.

Các nhà thiết kế đường thiết kế đường trên thế giới đã đưa ra tiêu chuẩn ISO/TC108/SC2N67 đánh giá và phân loại các mặt đường quốc lộ (bảng 2-1) thiết kế. Nhiều nhà nghiên cứu trên thế giới đã sử dụng tiêu chuẩn này để xây dựng hàm kích thích dao động ngẫu nhiên khi khảo sát dao động của các phương tiện giao thông và được nhiều quốc gia tham khảo xây dựng tiêu chuẩn riêng cho mình như Trung Quốc dựa vào cơ sở tiêu chuẩn đã đưa ra tiêu chuẩn GB7031(1986) về cách phân loại mặt đường và là tín hiệu kích thích đầu vào cho bài toán phân tích dao động ô tô. Luận văn này dựa vào cách phân loại này để xây dựng hàm kích thích ngẫu nhiên.

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

$$S_q(n) = S_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (2-16)$$

trong đó: n là tần số sóng của mặt đường (chu kỳ/m), n_0 là tần số mẫu (chu kỳ/m), $S_q(n)$ là mật độ phổ chiều cao của mấp mô mặt đường ($m^3/\text{chu kỳ}$), $S_q(n_0)$ là mật

độ phổ tại n_0 ($m^3/chu kỳ$), ω là hệ số tần số được miêu tả tần số mật độ phổ của mặt đường (thường $\omega = 2$).

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

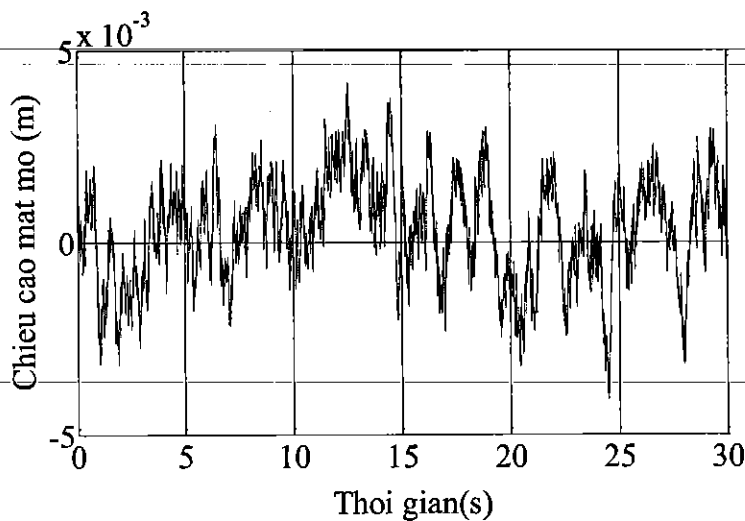
$$q(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{2vn_0^2 S_q(n_0)}{f_{mid,i}^2}} \Delta f \cdot \cos(2\pi f_{mid,i} t + \phi_i) \quad (2-17)$$

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

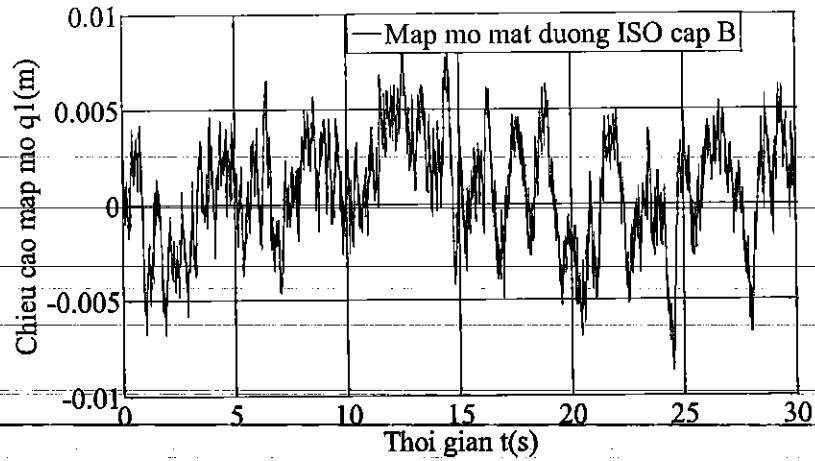
Bảng 2.1. Các lớp mấp mô mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068[18]

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

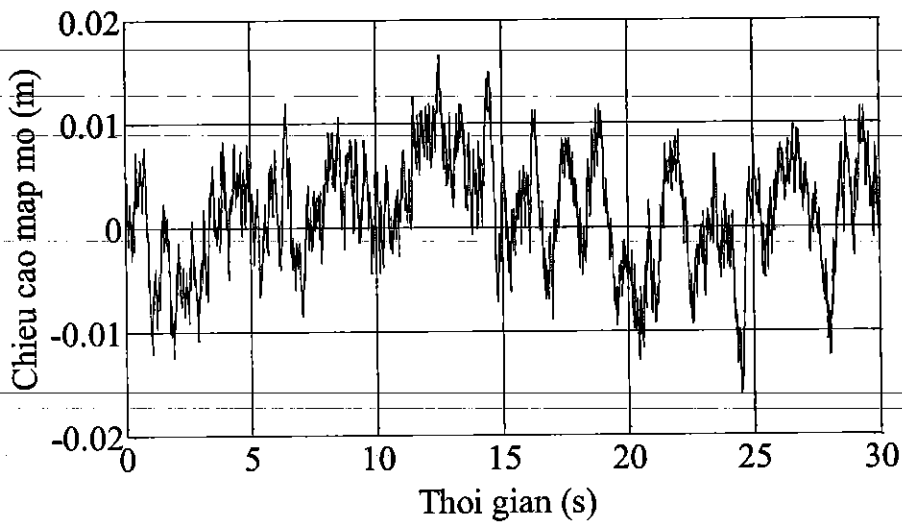
Căn cứ số liệu bảng 2.1 các loại đường được phân cấp theo tiêu chuẩn ISO 8068[18], một số kết quả mấp mô mặt đường dạng đồ thị.



Hình 2.11. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO A (mặt đường có chất lượng rất tốt)



Hình 2.12. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO B (mặt đường có chất lượng tốt)

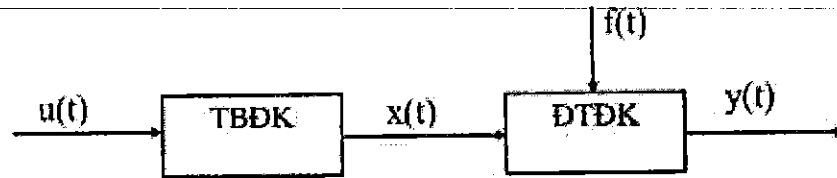


Hình 2.13. Chiều cao mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO C (mặt đường có chất lượng bình thường)

2.4. Phân tích và lựa chọn bộ điều khiển

Điều khiển là tập hợp tất cả các tác động được thực hiện lên đối tượng cần điều khiển theo một nguyên tắc, một quy luật nào đó nhằm thoả mãn các yêu cầu đặt ra. Một hệ thống không có sự tham gia trực tiếp của con người trong quá trình điều khiển được gọi là hệ thống điều khiển tự động.

Một cách tổng quát hệ thống điều khiển tự động được mô tả bởi sơ đồ khối sau:



Trong đó:

TBDK: Thiết bị điều khiển, có nhiệm vụ tác động lên đối tượng điều khiển theo một qui luật nào đó để thoả mãn yêu cầu công nghệ.

ĐTĐK: Đối tượng cần điều khiển (Cơ cấu chấp hành), là tập hợp những phương tiện kỹ thuật như máy móc, thiết bị, khí cụ...chịu những tác động nào đó để đạt được mục đích điều khiển đề ra.

$u(t)$: Tín hiệu vào

$y(t)$: Tín hiệu ra.

$x(t)$: Tín hiệu điều khiển tác động lên đối tượng.

$f(t)$: Tín hiệu nhiễu loạn tác động vào hệ thống

Các phương pháp về điều khiển phổ biến gồm: điều khiển kinh điển, điều khiển hiện đại và điều khiển thông minh.

+ *Điều khiển kinh điển* ra đời trước năm 1960. Điều khiển này thích hợp cho hệ thống đơn giản gồm 1 đầu vào và 1 đầu ra. Các bộ điều khiển tiêu biểu như P, I, D hay PID

+ *Điều khiển hiện đại* sử dụng mô phỏng các hệ thống dựa trên miền thời gian. Mô tả toán học và thiết kế hệ thống là phương trình trạng thái. Bộ điều khiển hiện đại tiêu biểu là LQR, LQG, H_∞

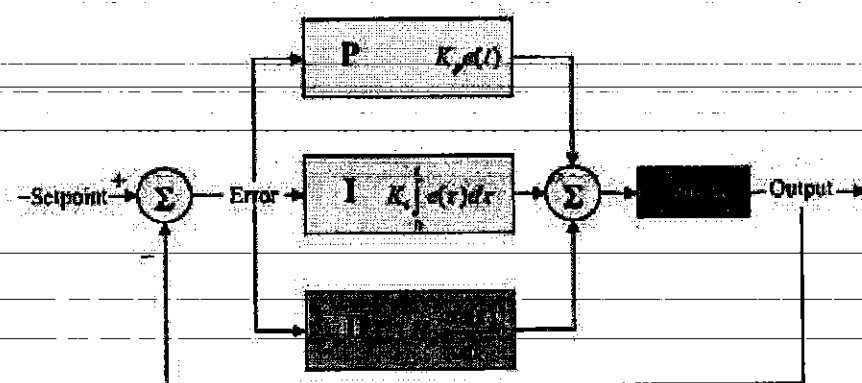
Điều khiển kinh điển và điều khiển hiện đại có nhược điểm là để thiết kế được hệ thống cần phải biết mô hình toán học của đối tượng

+ *Điều khiển thông minh* là một lớp các kỹ thuật điều khiển sử dụng các phương pháp tính toán trí tuệ nhân tạo khác nhau như mạng nơ-ron nhân tạo (neural networks), xác suất Bayes, logic mờ, học máy, thuật toán tiến hóa và các giải thuật di truyền. Hạn chế của điều khiển mờ là quá trình thiết kế mang tính chất thử sai, dựa vào kinh nghiệm của chuyên gia. Do vậy, bộ điều khiển mờ hay kết hợp với các điều khiển khác để khắc phục khuyết điểm.

Từ các ưu nhược điểm của các phương pháp điều khiển trên, trong chuyên đề này tác giả lựa chọn sự kết hợp bộ điều khiển logic mờ (Fuzzy) với bộ điều khiển PID.

a) Bộ điều khiển PID

Bộ điều khiển PID (Bộ điều khiển theo tỷ lệ-tích phân-đạo hàm) được sử dụng trong hầu hết các ứng dụng điều khiển quá trình tự động trong công nghiệp hiện nay để điều chỉnh lưu lượng, nhiệt độ, áp suất, mức độ và nhiều biến quy trình công nghiệp khác.



Hình 2.14. Bộ điều khiển PID

Bộ điều khiển PID có cấu trúc đơn giản, dễ sử dụng nên được sử dụng rộng rãi trong điều khiển các đối tượng SISO theo nguyên lý hồi tiếp (hình 2.10). Bộ PID có nhiệm vụ đưa sai lệch $e(t)$ của hệ thống về 0 sao cho quá trình quá độ thỏa mãn các yêu cầu cơ bản về chất lượng:

- Nếu sai lệch tĩnh $e(t)$ càng lớn thì thông qua thành phần $u_p(t)$, tín hiệu điều chỉnh $u(t)$ càng lớn.

- Nếu sai lệch $e(t)$ chưa bằng 0 thì thông qua thành phần $u_I(t)$, PID vẫn còn tạo tín hiệu điều chỉnh.

- Nếu sự thay đổi của sai lệch $e(t)$ càng lớn thì thông qua thành phần $u_D(t)$, phản ứng thích hợp của $u(t)$ sẽ càng nhanh.

Phương trình vi phân mô tả quan hệ tín hiệu vào và ra của bộ điều khiển

$$u(t) = K_1 \cdot e(t) + K_2 \int_0^t e(t) dt + K_3 \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

$$u(t) = K \cdot e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Trong đó:

$u(t)$: Tín hiệu ra của bộ điều khiển;

$e(t)$: Tín hiệu vào của bộ điều khiển;

$K = K_1$: Hệ số khuếch đại của bộ điều khiển;

$T_i = K_1/K_2$: Hằng số thời gian tích phân;

$T_d = K_3/K_1$: Thời gian tích phân.

b) Bộ điều khiển tối ưu LQR/LQG

Trong quá trình điều khiển hệ thống, ta thường hay gặp phải loại bài toán chọn các tham số điều khiển trong số những tham số thích hợp hoặc tìm tín hiệu điều khiển tối ưu $\underline{u}(t)$ sao cho hệ thống đạt được chất lượng một cách tốt nhất.

Đó chính là mục đích của bài toán điều khiển tối ưu. Bài toán tối ưu là bài toán áp dụng cho tham số điều khiển là bất biến theo thời gian.

Cho hệ có mô hình

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}}(t) = A \underline{x}(t) + B \underline{u}(t) \\ \underline{y}(t) = C \underline{x}(t) + D \underline{u}(t) \end{cases}$$

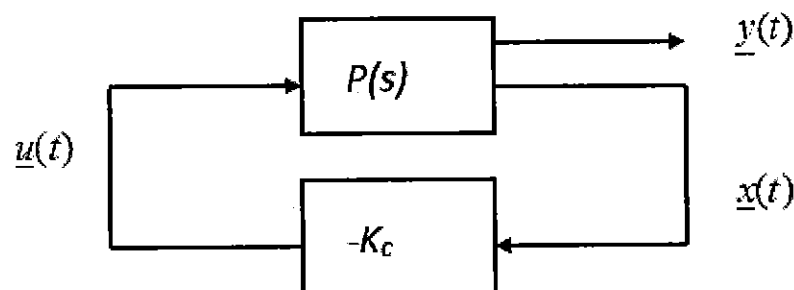
Trong đó: $\underline{x}(t) \in R^n$ là vector trạng thái

$\underline{y}(t) \in R^m$ là vector đo được ở đầu ra

$\underline{u}(t) \in R^u$ là vector tín hiệu điều khiển

$A \in R^{n \times n}$, $B \in R^{n \times u}$ là ma trận trạng thái đầu vào

$C \in R^{m \times n}$, $D \in R^{m \times u}$ là ma trận đo được ở đầu ra.



Bộ điều khiển LQR

Hình 2.15 Sơ đồ bài toán LQR

Nhiệm vụ của bộ điều khiển LQR là xác định vector điều khiển $\underline{u}(t)$ nhằm tối thiểu hàm mục tiêu J :

$$J(\underline{x}, \underline{u}) = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\underline{x}^T Q \underline{x} + \underline{u}^T R \underline{u}) dt$$

Có nhiều phương pháp để giải bài toán LQR, với phương pháp giải bằng nguyên lý cực đại Pontryagin ta có: tín hiệu điều khiển tối ưu $\underline{u}(t)$ được xác định bằng công thức:

$$\underline{u}(t) = -K_c \underline{x}(t)$$

Với K_c là ma trận phản hồi trạng thái tối ưu:

$$K_c = -R^{-1} (N^T + B^T X)$$

Trong đó X là nghiệm thỏa mãn phương trình đại số Riccati

$$A^T X + XA - (XB + N)R^{-1}(N^T + B^T X) + Q = 0$$

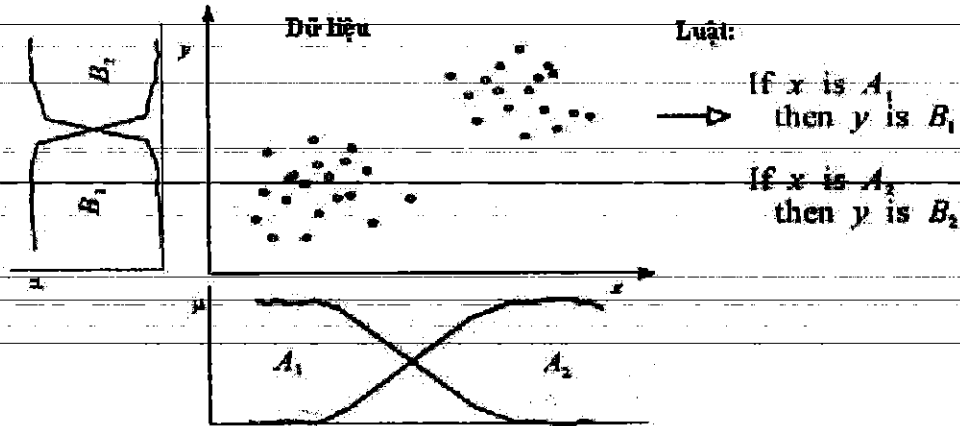
Tham số của bài toán LQR là các ma trận khối lượng Q và R . Nếu $R \gg Q$ ($R \rightarrow \infty$) ta có công điều khiển rất lớn (đòi hỏi bơm thủy lực, cơ cấu dẫn động lớn...) nên rất tốn kém, ngược lại nếu $R \ll Q$ ($R \rightarrow 0$) thì các thông số trạng thái là rất lớn như thế thì điều khiển không có tác dụng. Từ đó ta rút ra được kết luận như sau:

- Ưu điểm của phương pháp điều khiển LQR là đảm bảo ổn định giới hạn tốt.
- Nhược điểm là đòi hỏi tất cả các biến trạng thái phải hồi tiếp được (nhưng thực tế thì không phải tất cả các biến trạng thái đều có thể phản hồi trực tiếp về bộ điều khiển); cần có mô hình bài toán chính xác trong khi đó kết quả đo được lại thiếu chính xác do ảnh hưởng của các nhiễu...

c) Điều khiển logic mờ (Fuzzy)

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

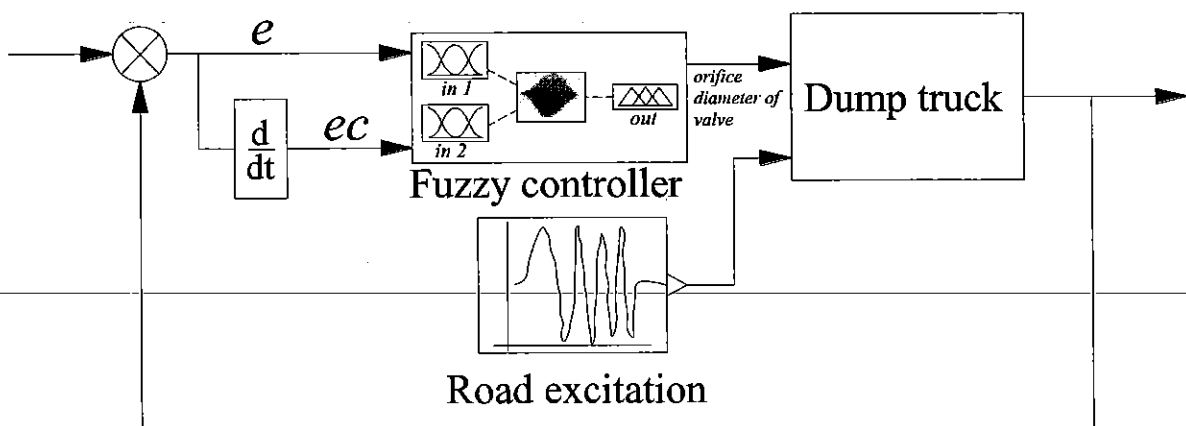
Hệ logic mờ thích hợp để biểu diễn kiến thức định tính, có thể từ chuyên gia (trong hệ điều khiển mờ dùng nền tri thức) hay có thể lấy tự động từ dữ liệu (quy nạp, học). Trường hợp này thuật toán xâu chuỗi mờ thường được dùng để phân chia dữ liệu thành nhóm các đối tượng giống nhau.



Hình 2.16. Phép xâu chuỗi mờ có thể dùng để rút ra các định tính nếu – thì

2.5. Bộ điều Fuzzy cho hệ thống treo thủy khí

Trong nghiên cứu này, bộ điều khiển logic mờ bao gồm hai đầu vào, cụ thể là gia tốc thân xe và độ dịch chuyển tương đối của hệ thống treo, trong khi độ dịch chuyển ống chỉ của van tỷ lệ thủy lực điện là các đầu ra cuối cùng điều khiển phản ứng của xe, điều khiển mờ được thể hiện trong Hình 2.



Hình 2.17 Sơ đồ cấu trúc điều khiển

Biến vào bao gồm:

- Hiệu dịch chuyển tương đối giữa khối lượng không được treo và thân xe “e”.
- Hiệu vận tốc tương đối giữa khối lượng không được treo và thân xe “ec”.

- Biên ra là độ mở van tiết lưu

a. Biến ngôn ngữ

Các giá trị ngôn ngữ được kí hiệu ngắn gọn như sau: “Âm rất lớn” NVB; “Âm lớn” NB; “Âm trung bình” NM; “Âm nhỏ” NS; “Không” Z; “Dương nhỏ” PS; “Dương trung bình” PM; “Dương lớn” PB;

Tập luật điều khiển:

Tập luật bộ điều khiển mờ Fuzzy được xây dựng trên cơ sở suy luận trực quan. Bằng trực quan, để cách ly dao động tốt thì tổng các lực tác động lên khối lượng được treo phải được tối thiểu hóa. Trong quá trình dao động, các lực tác động lên khối lượng được treo gồm lực cản và lực đàn hồi. Dấu và giá trị của lực cản phụ thuộc vào vận tốc tương đối, dấu và giá trị lực đàn hồi phụ thuộc vào dịch chuyển tương đối giữa khối lượng được treo và không được treo. Trên cơ sở suy luận trực quan đó, tập luật gồm 81 luật của bộ điều khiển mờ Fuzzy thể hiện trong Bảng 2.2, nguyên tắc điều khiển như sau:

R1: If e is NB and ec is NB then A_v is PB

R2: If e is NB and ec is NM then A_v is PB

R3: If e is NB and ec is NS then A_v is PM

R49: If e is PB and ec is PM then A_v is NB

e ec	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	PS	Z
NM	PB	PB	PM	PM	PS	Z	Z
NS	PM	PM	PM	PS	Z	NS	NM
Z	PM	PS	PS	Z	NS	NM	NM
PS	PS	PS	Z	NS	NS	NM	NM
PM	Z	Z	NS	NM	NM	NM	NB
PB	Z	NS	NS	NM	NM	NB	NB

2.6. Kết luận

Qua nghiên cứu chương này rút ra một số kết luận như sau:

- Phân tích và xây dựng được mô hình dao động của xe đầu kéo, từ đó sử dụng nguyên lý D'Alambe kết hợp cơ sở lý thuyết hệ nhiều vật thiết lập được hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe dưới kích thích mặt đường.
- Phân tích các bộ điều khiển
- Xây dựng được bộ điều khiển Fuzzy với 49 tập suy luận mờ

CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH

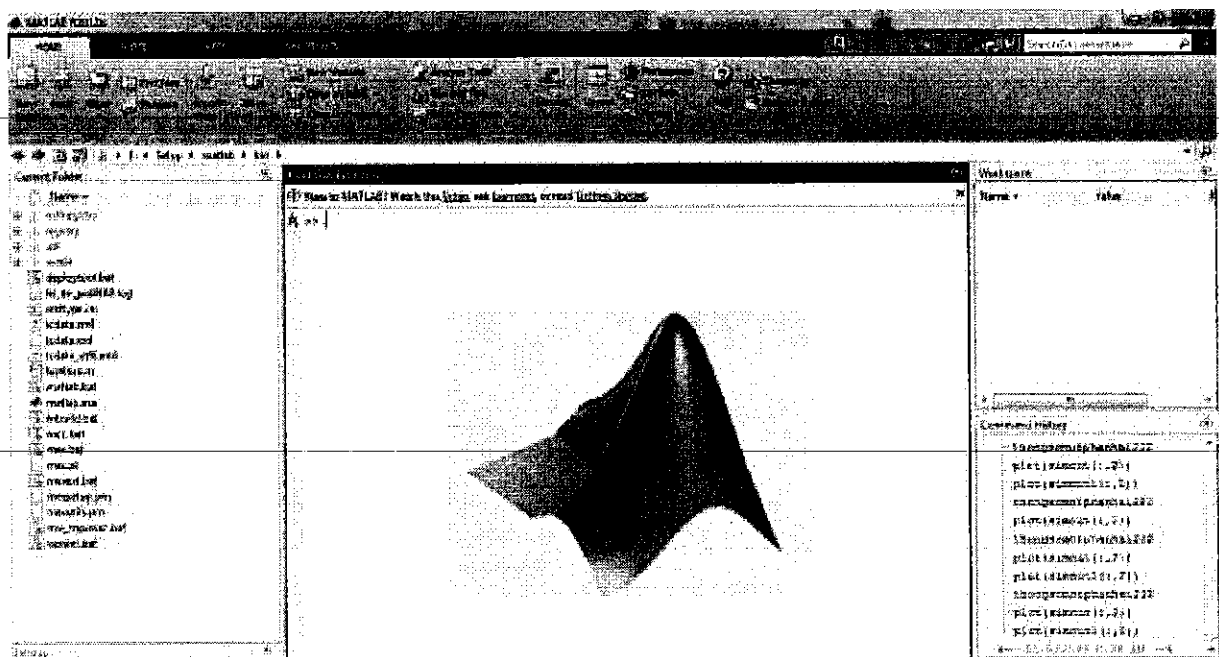
3.1. Phương pháp giải

Hệ phương trình vi phân mô tả dao động của ô tô gồm nhiều phương trình vi phân cấp hai, trong đó hàm kích động về phải là hàm thời gian. Để có thể giải hệ phương trình này, đề tài sử dụng phần mềm Matlab – Simulink. Đây là phương pháp mô hình hóa bằng số các hệ phương trình vi phân.

Phương pháp mô phỏng chính là căn cứ vào hệ phương trình vi phân, phương trình các số hạng, các thừa số của vế phải (có chứa các vi phân cấp một, cấp cao hơn và hệ số), chọn các khối cơ bản và liên kết chúng lại theo điều kiện cân bằng của phương trình.

3.1.1. Giới thiệu phần mềm Matlab/Simulink

MatLab (Matrix Laboratory) là một công cụ phần mềm của hãng **Math Work Inc** được viết bằng ngôn ngữ lập trình C. Phần mềm MatLab được ứng dụng rộng rãi để tính toán các bài toán kỹ thuật bằng phương pháp ma trận.



Hình 3.1. Minh họa phần mềm Matlab

Những ưu điểm chính của MatLab là:

+ Có khả năng tính toán mạnh. MatLab đã tích hợp sẵn các công cụ tính toán ma trận (Như tính ma trận chuyển vị, tính ma trận nghịch đảo, tính

định thức...) các công cụ toán giải tích, xử lý tín hiệu, phân tích dữ liệu và công cụ đồ họa.

+ Cho phép lập trình trên ngôn ngữ bậc cao dựa trên nền tảng là các phép tính toán với vectơ, mảng và ma trận.

+ Có khả năng hiển thị và xử lý đồ họa mạnh (kể cả không gian ba chiều).

+ Có thư viện lớn các Toolbox ứng dụng với lời giải đầy đủ các lĩnh vực chuyên môn khác nhau.

+ Có tích hợp mô đun Simulink là một cách tiếp cận mới để mô phỏng các hệ thống động lực học tuyến tính và phi tuyến trên cơ sở các khối.

+ Có cấu trúc mở, cho phép xây dựng thêm các modul tính toán kỹ thuật theo chuẩn công nghiệp(người sử dụng có thể tự tạo những file, hàm và đặt vào trong Toolbox để thực hiện giải bài toán trong lĩnh vực chuyên môn của mình).

+ Có khả năng tương tác đa môi trường dễ dàng liên kết động với các phần mềm chuyên nghiệp khác.

+ Cú pháp các lệnh đơn giản giúp người sử dụng có thể đưa trực tiếp kiến thức vào các bài toán nghiên cứu mà không mất thời gian học tập nhiều.

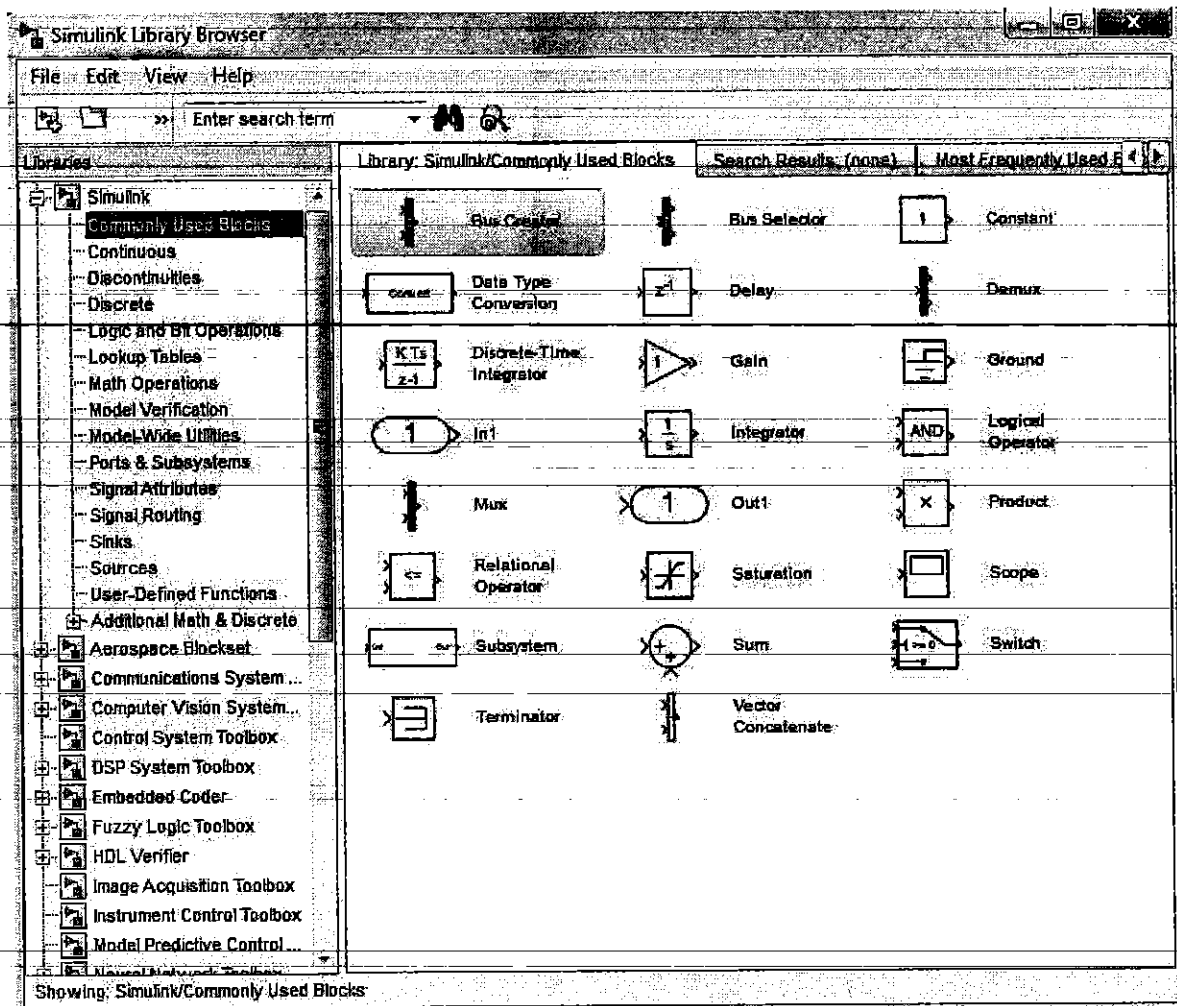
3.1.2. Các khối chức năng chính trong thư viện Simulink

Simulink là một phần chương trình mở rộng của MatLab. Là một công cụ mạnh về đồ họa, mô hình hóa, mô phỏng và phân tích động học các hệ thống tuyến tính và phi tuyến.

Là sản phẩm nằm bên trong của MatLab nên có thể sử dụng nhiều hàm của MatLab và cũng có thể trao đổi qua lại với môi trường của MatLab để tăng thêm tính linh hoạt của nó. Simulink có những đặc điểm sau:

+ **Đặc điểm thứ nhất:** Ngôn ngữ Simulink là lập trình ở dạng sơ đồ cấu trúc của hệ thống. Có nghĩa là nó dùng để mô phỏng động học một hệ thống được mô tả toán học ở dạng phương trình vi phân, phương trình trạng thái, hàm truyền đạt hoặc sơ đồ cấu trúc thì chúng ta cần xây dựng chương trình trong Simulink dưới dạng sơ đồ gồm các khối cơ bản khác nhau nối

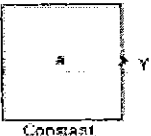
với nhau theo cấu trúc của hệ thống cần khảo sát. Cách lập trình này giúp người sử dụng sẽ thấy trực quan đơn giản và dễ hiểu.

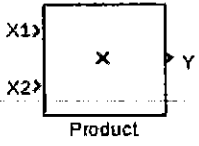
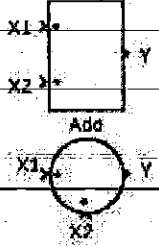
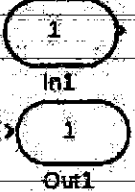
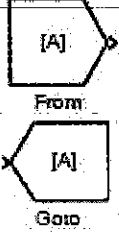
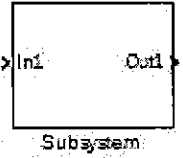
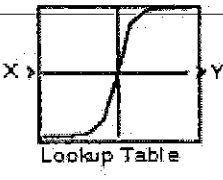
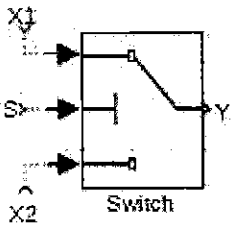



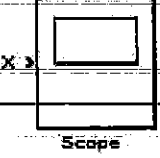
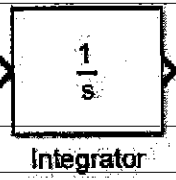

Hình 3.2. Minh họa simulink

+ **Đặc điểm thứ hai:** Khi tiến hành mô phỏng, mô trường Simulink thực hiện việc giải phương trình vi phân mô ta động học hệ thống bằng các phương pháp như σ le, Runge- Kutta, Lin Sim.... Việc chọn lựa bước tính cho phù hợp được mô trường thực hiện một cách tự động trong khoảng giá trị min và max do người sử dụng khai báo.

Bảng 3.1 Các khối chức năng trong simulink

Khối	Tên gọi	Công dụng	Mô tả
	Khối hằng số	Gửi tín hiệu vào là hằng số được nhập từ trong	$Y = a$

		Matlab	
	Khối nhân	Thực hiện phép nhân với hằng số	$Y = aX$
	Khối cộng	Thực hiện phép cộng trừ các tín hiệu	$Y = X1 + X2$
	Đầu vào, đầu ra	ra vào các Subsystem	
	Khối From - Goto	Gửi và nhận các tín hiệu đi và đến trong cùng một Subsystem	
	Khối Subsystem	Là khối chức năng con	
	Khối Lookup - Table	Nội ngoại suy	$Y = f(X)$
		So sánh với tín hiệu ngưỡng S_0	$Y = X1$ khi $S \geq S_0$ $Y = X2$ khi $S \leq S_0$

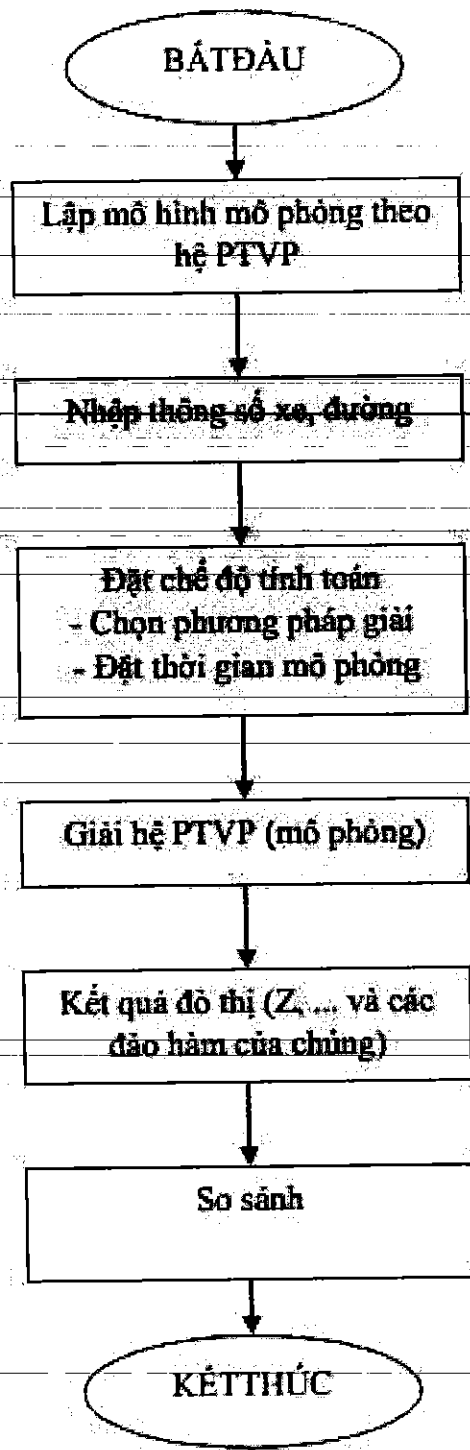
	Khối trễ pha	Tín hiệu ra trễ pha so với tín hiệu vào	$Y=X + Xt$
	Khối Scope	Vẽ đồ thị của tín hiệu X theo thời gian t	
	Khối tích phân	Lấy tích phân tín hiệu vào	$Y=\int Xdt$
	Khối đạo hàm	Lấy đạo hàm tín hiệu vào	$Y= dX/dt$

3.2. Sơ đồ thuật toán và sơ đồ tổng thể

3.2.1. Sơ đồ thuật toán

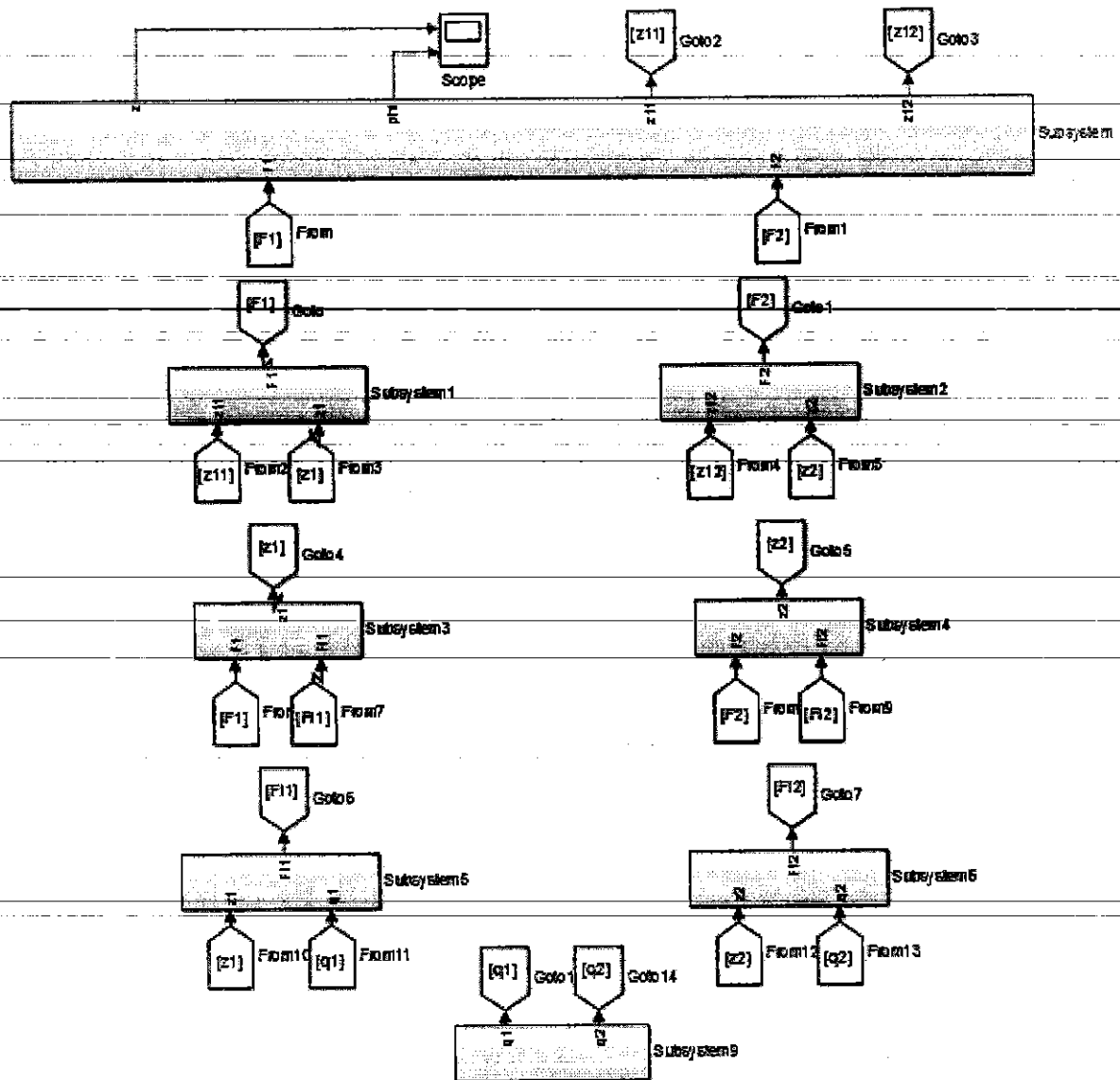
Sơ đồ thuật toán là công cụ dùng để biểu diễn thuật toán, mô tả nhập (input), dữ liệu xuất (output) và luồng xử lý thông qua các ký hiệu hình học. Công cụ này rất thích hợp để bạn học cách tư duy phân tích bài toán.

Sơ đồ thuật toán mô phỏng dao động xe tải nặng bằng MatLab- Simulink theo miền thời gian và tần số được mô tả như hình 3.1.



Hình 3.3: Sơ đồ thuật toán của chương trình

3.2. Sơ đồ tổng thể



Hình 3.4. Sơ đồ mô phỏng tổng thể Matlab/Simulink

Sơ đồ tổng thể chứa các khối chức năng riêng, mỗi khối là một SubSystem thể hiện các phần tử đặc trưng của mô hình. Bản thân các khối cũng chứa trong lòng nó các khối chức năng cụ thể để xử lý các tín hiệu vào và ra, các tín hiệu này chủ yếu là các giá trị độ lớn của các lực liên kết giữa các phần tử trong hệ thống treo với thân xe, cầu xe và các dịch chuyển tương đối của chúng

3.3. Kết quả mô phỏng

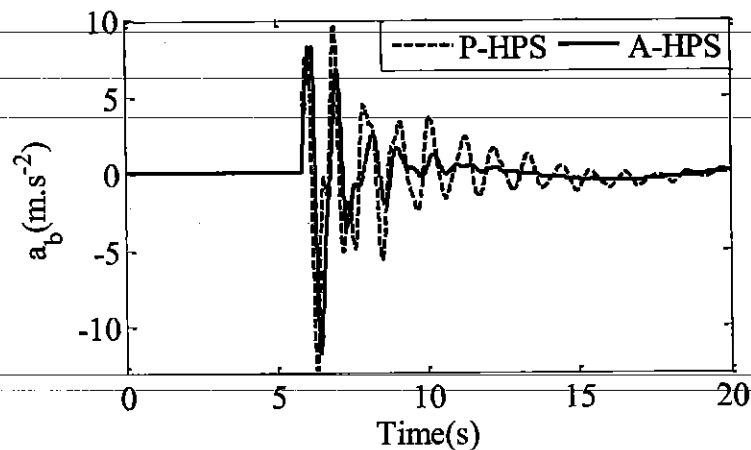
Để phân tích hiệu quả của bộ điều khiển mờ đối với hệ thống treo thủy khí nén chủ động trong việc cải thiện sự thoải mái khi di chuyển trên xe, phần mềm

Matlab/Simulink được sử dụng để mô phỏng các phương trình vi phân chuyển động trong phần 2 và tính toán bộ tham số bằng công thức (1-10) dựa trên Bảng tham khảo 2. Mô phỏng được thực hiện trên đường gập ghềnh với tốc độ xe được đặt ở mức 60 km/h

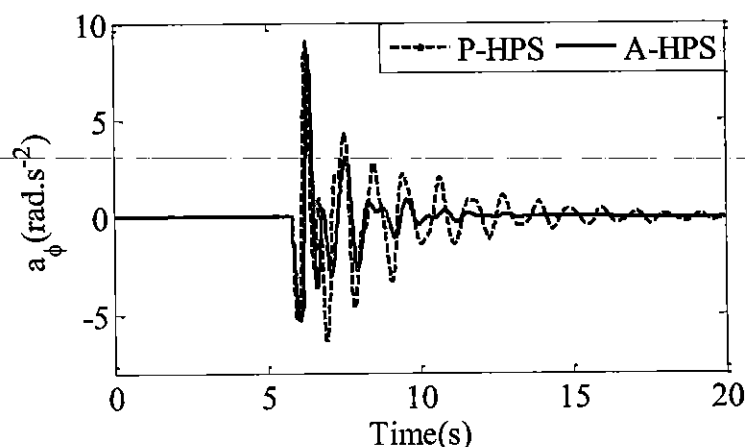
Bảng 3.2. Thông số của hệ thống treo thủy khí

Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị
$\mu/(N.s/m^2)$	0.6	$A_t(m^2)$	2×10^{-4}	$p_0(Mpa)$	2
$\rho/(kg/m^3)$	850	$A_c(m^2)$	5×10^{-4}	$v_0(m^3)$	0.0026
k	1.3	$A_2(m^2)$	0.01	C_d	0.62

Gia tốc thảo phương thẳng đứng (a_b) và gia tốc góc lắc thân xe (a_ϕ) được thể hiện trong Hình.3.5 và Hình 3.6



Hình 3.5. Gia tốc thân xe theo phương thẳng đứng



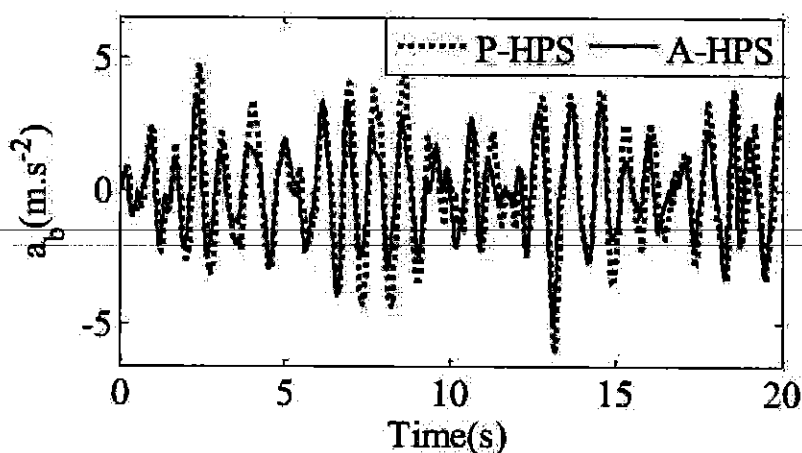
Hình 3.6. Gia tốc góc lắc thân xe

Từ kết quả của Hình 3.5 và Hình 3.6, chúng ta có thể xác định được các giá trị của gia tốc bình phương góc trung bình (r.m.s.) theo phương thẳng đứng của

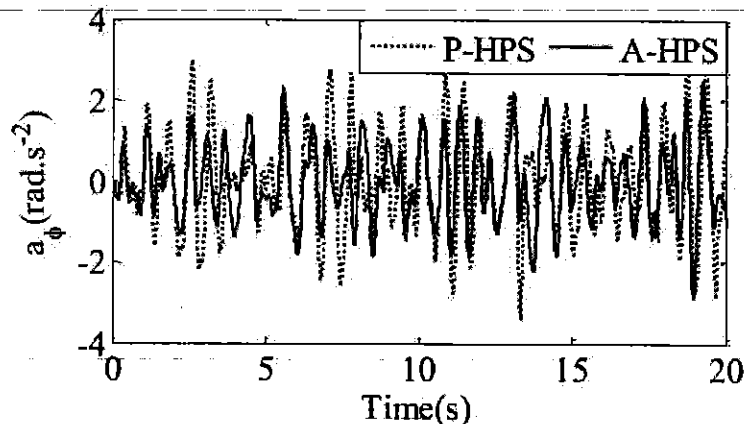
thân xe (a_{wb}), góc lắc thân xe ($a_{w\phi}$) là $2,07 \text{ m.s}^{-2}$ và $1,43 \text{ rad.s}^{-2}$, tương ứng với hệ thống treo thủy khí nén bị động (P-HPS). Các giá trị của gia tốc góc trung bình bình phương (r.m.s theo phương thẳng đứng của thân xe (a_{wb}), góc lắc thân xe ($a_{w\phi}$) lần lượt là $1,7 \text{ m.s}^{-2}$ và $1,08 \text{ rad.s}^{-2}$ với hệ thống treo thủy khí nén chủ động (A-HPS)

Các kết quả được trình bày trong Hình 3.5 và Hình 3.6 chứng minh rằng các giá trị của (a_{wb}), và ($a_{w\phi}$) giảm đáng kể khi sử dụng hệ thống treo thủy khí nén chủ động (A-HPS) so với hệ thống treo thủy khí nén thụ động (P-HPS) giảm lần lượt là 22,24% và 32,01%. Kết quả phân tích chỉ ra rằng hệ thống treo thủy khí nén chủ động có tác động tích cực đáng kể đến sự thoải mái khi lái xe.

Tiếp mô phỏng hiệu quả của hệ thống treo có điều khiển với mặt đường ngẫu nhiên khi xe di chuyển trên mặt đường ISO cấp D. Kết quả mô phỏng như hình 3.7 và hình 3.6



Hình 3.5. Gia tốc thân xe theo phương thẳng đứng



Hình 3.6. Gia tốc góc lắc thân xe

Từ kết quả của Hình 3.5 và Hình 3.6, chúng ta có thể xác định được các giá trị của gia tốc bình phương gốc trung bình (r.m.s.) theo phương thẳng đứng của thân xe (a_{wb}), góc lắc thân xe ($a_{w\phi}$) là 2.01 m.s⁻² và 1.21 rad.s⁻², tương ứng với hệ thống treo thủy khí nén bị động (P-HPS). Các giá trị của gia tốc gốc trung bình bình phương (r.m.s theo phương thẳng đứng của thân xe (a_{wb}), góc lắc thân xe ($a_{w\phi}$) lần lượt là 1.64 m.s⁻² và 0.96 rad.s⁻² với hệ thống treo thủy khí nén chủ động (A-HPS)

Các kết quả được trình bày trong Hình 3.5 và Hình 3.6 chứng minh rằng các giá trị của (a_{wb}), và ($a_{w\phi}$) giảm đáng kể khi sử dụng hệ thống treo thủy khí nén chủ động (A-HPS) so với hệ thống treo thủy khí nén thụ động (P-HPS) giảm lần lượt là 22.56% và 26.0%. Kết quả phân tích chỉ ra rằng hệ thống treo thủy khí nén chủ động có tác động tích cực đáng kể đến sự thoải mái khi lái xe.

3.4 Kết luận chương

Sau khi hoàn thành nội dung chương 3, chúng ta có thể rút ra một số kết luận sau: Các giá trị giá trị của (a_{wb}), và ($a_{w\phi}$) giảm đáng kể khi sử dụng hệ thống treo thủy khí nén chủ động (A-HPS) so với hệ thống treo thủy khí nén thụ động (P-HPS) giảm lần lượt là 22,24% và 32,01%. khi xe chuyển động trên mặt đường gập ghềnh. Tương tự, các giá trị của (a_{wb}), và ($a_{w\phi}$) giảm đáng kể khi sử dụng hệ thống treo thủy khí nén chủ động (A-HPS) so với hệ thống treo thủy khí nén thụ động (P-HPS) giảm lần lượt là 22.56% và 26.0% khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

Sau một thời gian thực hiện đề tài, nhóm nghiên cứu đã hoàn thành cơ bản nội dung đề tài nghiên cứu khoa học. Đề tài đã đạt được một số kết quả sau đây:

- Phân tích và chỉ ra được tính cấp thiết của đề tài;
- Đưa ra được chỉ tiêu đánh giá dao động cho xe tải nặng và các phương tiện giao thông nói chung để làm cơ sở phân tích và đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển ;
- Xây dựng được mô hình dao động hai chiều cho xe tải hạng nặng
- Xây dựng được mô hình toán để mô phỏng và hàm kích thích đường gập ghềnh sóng ngắn;
- Ứng dụng lý thuyết điều khiển thông xây dựng được bộ điều khiển Fuzzy Logic để điều khiển hệ số cản của hệ thống treo thủy khí.
- Phân tích hiệu quả của hệ thống thuần túy so với hệ thống treo có điều khiển cụ thể:
Các kết quả trên cho thấy hệ thống treo có điều khiển của xe đã cải thiện đáng kể độ êm dịu chuyển động khi xe
Tuy nhiên luân vẫn còn một số hạn chế, hy vọng trong tương lai sẽ hoàn thiện theo các hướng sau đây:
 - Thí nghiệm để nhận dạng và xác định các thông số đầu vào cho bài toán phân tích dao động.
 - Phân tích đánh giá thêm cả tải trọng động nhằm nâng cao độ thân thiện với mặt đường.
 - Áp dụng phương pháp điều khiển tối ưu để điều khiển các thông số thiết kế hệ thống treo nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động cũng như giảm các tác động xấu đến mặt đường.
 - Thí nghiệm thực tế để so sánh với kết quả mô phỏng để kiểm chứng tính đúng đắn của mô hình.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

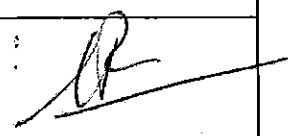
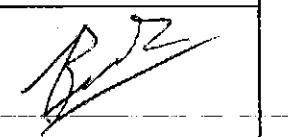
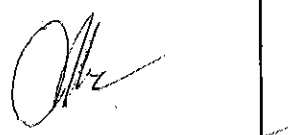
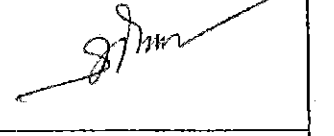
1. Nguyễn Hữu Cẩn, Du Quốc Thịnh(2010), *Lý thuyết ô tô*, NXBKHK.T.
2. Đào Mạnh Hùng , *Dao động ô tô – máy kéo*, Trường ĐH GTVT Hà Nội.
3. Đức Lập (1994), *Dao động ô tô, Học viện kỹ thuật quân sự*, Hà Nội.
4. Vũ Đức Lập (2001), *Ứng dụng máy tính trong tính toán xe quân sự* , Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.
5. Đào Mạnh Hùng(2005), *Nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng mặt đường đến tải trọng tác dụng lên ô tô tại quốc lộ 1A đoạn đường Hà nội- Lạng sơn*, đề tài cấp bộ, Đại học giao thông vận tải Hà nội
6. Hoàng Đức Thị (2016), *Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống treo ô tô tải hạng nặng đến mặt đường quốc lộ*, Luận văn thạc sĩ Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp-Đại học Thái Nguyên, Thái Nguyên.
7. Đặng Ngọc Minh Tuấn (2017), *Nghiên cứu tối ưu bộ thông số thiết kế hệ thống treo khí cho ô tô tải hạng nặng nhằm giảm tác động xấu đến mặt đường quốc lộ*, Luận văn thạc sĩ Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp-Đại học Thái Nguyên, Thái Nguyên.
8. Vũ Thành Niêm (2012), *Lập mô hình và khảo sát đặc tính động lực học thẳng đứng xe bán moóc*, Luận văn thạc sĩ Trường ĐH Bách Khoa Hà Nội
9. Nguyễn Ngọc Tú (2017), *Nghiên cứu tính ổn định của ô tô kéo moóc*, Luận án tiến sĩ Trường ĐH Bách Khoa Hà Nội
10. Tạ Tuấn Hưng (2017), *Nghiên cứu giới hạn ổn định lật ngang của đoàn xe sơ mi rơ moóc khi quay vòng ổn định*, Luận án tiến sĩ Trường ĐH Bách Khoa Hà Nội
11. Phan Tuấn Kiệt (2018), *Nghiên cứu xác định tải trọng động thẳng đứng của đoàn xe lên mặt đường*, Luận án tiến sĩ Trường ĐH Bách Khoa Hà Nội
12. Nguyễn Tiến Dũng (2018), *Nghiên cứu ổn định quỹ đạo chuyển động của đoàn xe sơ mi rơ moóc khi chuyển làn*, Luận án tiến sĩ Trường ĐH Bách Khoa Hà Nội
- 13 Yi K, Hedrick J K (1989). Active and semi-active heavy truck suspensions to reduce pavement damage. *SAE Technical*, Vol. 43(3), pp. 397-384.

14. 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.*
15. 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.
16. Ilkay Kurt, Mahmut Paksoy, Saban Cetin, Rahmi Guclu, Semih Sezer, *Vibration Reduction of Semi-Trailer Truck Using MR Dampers: A Fuzzy Logic Control Approach*, International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, 2016, pp 336-340
17. 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
18. ISO 8068(1995). Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data

PHỤ LỤC: BÀI BÁO KHOA HỌC

[1] Bui Van Cuong, Doan Thanh Binh, Le Hong Thai. *Fuzzy control of a hydro-pneumatic suspension system for dump trucks*. International Journal of Engineering Inventions e-ISSN: 2278-7461, p-ISSN: 2319-6491 Volume 12, Issue 5 [May. 2023] PP: 483-488

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

1. TÊN ĐỀ TÀI Phân tích và điều khiển dao động của xe tải hạng nặng		2. MÃ SỐ T2022-B23		
3. LĨNH VỰC NGHIÊN CỨU		4. LOẠI HÌNH NGHIÊN CỨU		
Khoa học <input type="checkbox"/>	Khoa học Kỹ thuật và Công nghệ <input checked="" type="checkbox"/>	Cơ bản <input checked="" type="checkbox"/>	Ứng dụng <input type="checkbox"/>	Triển khai <input type="checkbox"/>
Khoa học Tự nhiên <input type="checkbox"/>	Khoa học Nông nghiệp <input type="checkbox"/>			
Y, dược <input type="checkbox"/>	Khoa học Xã hội <input type="checkbox"/>			
5. THỜI GIAN THỰC HIỆN DỰ KIẾN: 12 tháng Từ tháng 1 năm 2022 đến tháng 12 năm 2022				
6. CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI				
Họ và tên: Bùi Văn Cường		Học vị: Thạc Sĩ		
Chức danh khoa học:		Năm sinh: 1992		
Địa chỉ cơ quan: Trường ĐHKTCN		Điện thoại di động: 0369.166.881		
Điện thoại cơ quan:		Fax:		
E-mail: cuongbui@tnut.edu.vn				
7. NHỮNG THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU ĐỀ TÀI				
TT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn	Nội dung nghiên cứu cụ thể được giao	Chữ ký
1	Cảnh Chí Huân	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực	Xây dựng mô hình dao động cho xe	
2	Đoàn Thanh Bình	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực	Xây dựng hệ phương trình vi phân của cơ hệ	
3	Nguyễn Thành Công	Bộ môn KT Máy động lực – khoa KT Ô tô & Máy động lực	Xây dựng bộ điều khiển	
4	Hoàng Anh Tân	Bộ môn KT Ô tô – khoa KT Ô tô & Máy động lực	Phân tích và đánh giá hiệu quả	
8. ĐƠN VỊ PHỐI HỢP CHÍNH				
Tên đơn vị trong và ngoài nước	Nội dung phối hợp nghiên cứu		Họ và tên người đại diện đơn vị	

Condition on Dynamic Load Coefficient, ICERA 2018 International Conference on Engineering Research and Applications, LNNS 63, pp. 372–379 (Scopus Index).

[3] Le Xuan Long, Le Van Quynh, Bui Van Cuong, *Performance analysis of the hydro-pneumatic suspension system of heavy truck*, International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). Vol.9(13), p. 1128-1139.

(Scopus Index/Q3 năm 2018).

[4] Le Van Quynh, Bui Van Cuong, Le Xuan Long and Do Van Quan, *Effects of Suspension Design Parameters of a Semi-trailer Truck on Vehicle Ride Comfort and Road Surface Friendliness*, International Conference on Engineering Research and Applications ICERA 2019: Advances in Engineering Research and Application pp 281 -289. (Scopus Index).

[5] Le Van Quynh, Bui Van Cuong, Nguyen Van Liem, Le Xuan Long and Vu The Truyen, *Analysis of dynamic wheel loads of a semi-trailer truck with air-spring and leaf-spring suspension systems*, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol.15(2), p.146-152. (Scopus Index/Q2 năm 2018).

b) Của các thành viên tham gia nghiên cứu

[1] Duong Đức Minh, Le Van Quynh, Le Xuan Long, Bui Van Cuong, Nguyen Thanh Cong *Phân tích hiệu quả của hệ thống treo cao su xe tải hạng nặng đến khả năng thân thiện mặt đường*, Tạp chí cơ khí Việt Nam, ISSN 0866-7056, Số đặc biệt 6/2019, pp. 104-109

[2] Bùi Văn Cường, Lê Văn Quỳnh, Cảnh Chí Huân, *Nghiên cứu điều khiển logic mờ cho hệ thống treo bán chủ động ô tô khách nhằm nâng cao độ êm dịu và thân thiện mặt đường*, TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số đặc biệt tháng 10 năm 2020, pp. 473-480

[3] Bùi Văn Cường*, Cảnh Chí Huân, Lê Văn Quỳnh, Hoàng Anh Tấn, *Phân tích hiệu quả hệ thống treo cabin xe dầu kéo đến độ êm dịu với phần tử đàn hồi khí và lò xo*, Tạp chí Nghiên cứu Khoa học và Quân sự, Số Đặc san của Hội thảo Quốc gia FEE, tháng 10/2021 - 1043, trang 196 - 202

* Tài liệu tham khảo

[1]. Duong Đức Minh (2018), *Mô phỏng và phân tích hiệu quả hệ thống treo cao su của ô tô tải hạng nặng đến khả năng thân thiện mặt đường*, Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐH KTCN, Thái Nguyên.

[2]. Le Van Quynh(2018). *Influence of semi-trailer truck operating conditions on road surface friendliness*, Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 16, 2017, p. 67-72

[3]. Dodds C J, and Robson, J D(1973), *The description of road surface roughness*. Journal of Sound and Vibration, 31(2), 175–183.

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

[5]. Nguyen Van Liem, Zhang Jianrun, Le Van Quynh, Jiao Renqiang(2017). *Performance analysis of air suspension system of heavy truck with semi-active fuzzy control*. Journal of Southeast University (English Edition) 33(2), p. 159-165

[6]. Le Van Quynh. *Comparing the performance of suspension system of semi-trailer truck with two air suspension systems*. Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 14, 2017, p. 220-226.

hàng hóa và mặt đường.

12. ĐỐI TƯỢNG, PHẠM VI NGHIÊN CỨU

12.1. Đối tượng nghiên cứu

Dao động của xe tải hạng nặng.

12.2. Phạm vi nghiên cứu

Điều khiển dao động của xe tải hạng nặng

13. CÁCH TIẾP CẬN, PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

13.1. Cách tiếp cận

Dựa trên cơ sở các tài liệu công bố trong nước và nước ngoài, nhóm nghiên cứu đề xuất đối tượng và mục tiêu nghiên cứu.

13.2. Phương pháp nghiên cứu

Lý thuyết: tối ưu và điều khiển dao động

14. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU VÀ TIẾN ĐỘ THỰC HIỆN

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

- Tổng quan về đề tài nghiên cứu;
- Xây dựng mô hình dao động cho xe;
- Thiết lập hệ phương trình vi phân của cơ hệ
- Xây dựng bộ điều khiển
- Phân tích và đánh giá hiệu quả

14.2. Tiến độ thực hiện

STT	Các nội dung, công việc thực hiện	Sản phẩm	Thời gian (bắt đầu-kết thúc)	Người thực hiện
1	Tổng quan về đề tài nghiên cứu	Báo cáo	01/2022-02/2022	Bùi Văn Cường
2	Xây dựng mô hình dao động cho xe	Báo cáo	02/2022-03/2022	Cảnh Chí Huân
3	Xây dựng hệ phương trình vi phân của cơ hệ	Báo cáo	03/2022-04/2022	Đoàn Thanh Bình
4	Xây dựng bộ điều khiển	Báo cáo	04/2022-06/2022	Nguyễn Thành Công
5	Phân tích và đánh giá hiệu quả	Báo cáo	06/2022-07/2022	Hoàng Anh Tấn
6	Viết báo đăng trên các tạp chí khoa học.	Báo cáo	07/2022-11/2022	Bùi Văn Cường
7	Báo cáo tổng kết	Báo cáo	11/2022-12/2023	Bùi Văn Cường

15. SẢN PHẨM

Stt	Tên sản phẩm	Số lượng	Yêu cầu chất lượng sản phẩm (mô tả chi tiết chất lượng sản phẩm đạt được như nội dung,
-----	--------------	----------	--

$$p_3 = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_2(z_b - z_u)} \right)^k \quad (7)$$

In which $V = V_0 + A_2(z_b - z_u)$

The vertical dynamic force of hydro-pneumatic suspension system can be computed by

$$F_{ni} = -\frac{\rho A_2^3 (\dot{z}_b - \dot{z}_u)^2}{2C_d^2 A_s^2} \text{sign}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + p_0 \left(\left(\frac{V_0}{V_0 + A_p(z_b - z_u)} \right)^k - 1 \right) A_2 \quad (8)$$

Bump road profile. A bump road profile refers to a type of road surface that has a series of small, sharp, and abrupt changes in elevation, resulting in a rough and uneven ride for vehicles traveling over it. The formula for determining the vertical displacement of a single bump on a road profile is:

$$q_1 = \begin{cases} \frac{a}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi v t_f}{\lambda} \right) \right) & 1 \leq t_f \leq 1 + \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (9)$$

$$q_2 = \begin{cases} \frac{a}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi v t_r}{\lambda} \right) \right) & t_d \leq t_r \leq \frac{\lambda}{v} + \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

where, $t_r = t_f + t_d = t_f + 1 + \frac{l_f + l_r}{v}$; a is the amplitude of the bump, λ is

Input disturbance wavelength, v is vehicle forward velocity, length between sprung mass centroid and front l_f and rear l_r ends

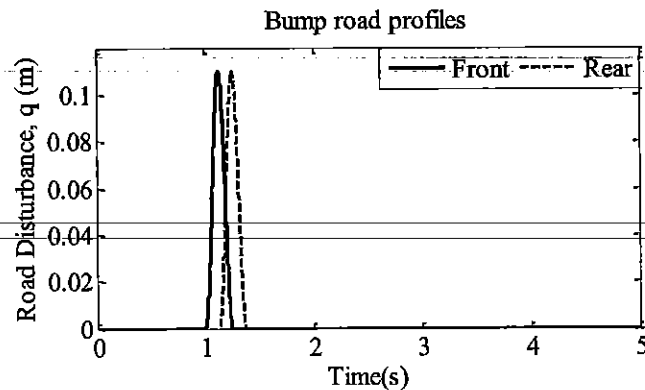


Fig.2. Bump road profile

Vehicle ride comfort evaluation method. Vehicle ride comfort indicator is based on ISO 2631-1 (1997)[15], vibration evaluation based on the basic evaluation method including measurements of the weighted root-mean-square (rms) acceleration is defined by:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

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

The acceleration responses of the vertical body (a_b) and pitch angle of the body (a_ϕ) shown in Fig.3 and Fig.4

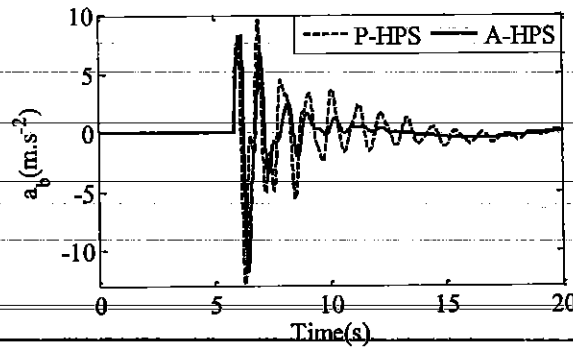


Fig.3. Acceleration responses of the vertical body

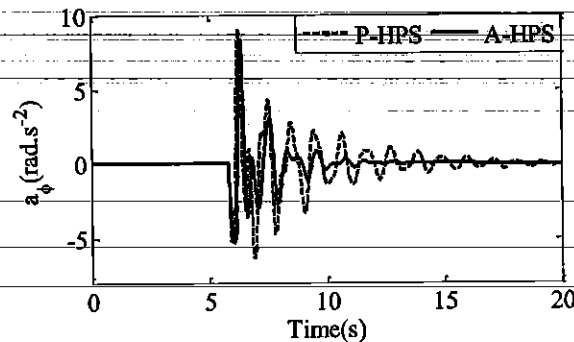


Fig.4. Acceleration responses of body pitch

From the results of Fig. 3 and Fig.4 , we could be determined the values of the weighted root-mean-square (r.m.s.) accelerations of the vertical body (a_{wb}), body pitch ($a_{w\phi}$) are 2.07 m.s⁻² and 1.43 rad.s⁻², respectively with the passive hydro-pneumatic suspension system(P-HPS). The values of the weighted root-mean-square (r.m.s.) accelerations of the vertical body (a_{wb}), body pitch ($a_{w\phi}$) are 1.7 m.s⁻² and 1.08 rad.s⁻², respectively with the active hydro-pneumatic suspension system (A-HPS)

The results presented in Fig. 3 and Fig. 4 demonstrate that the values of AWB and AWPhi are significantly reduced when using the active hydro-pneumatic suspension system (A-HPS) compared to the passive hydro-pneumatic suspension system (P-HPS) reduction 22.24% and 32.01%, respectively. The analysis results indicate that the active hydro-pneumatic suspension system has a significant positive effect on vehicle ride comfort.

V. CONCLUSION

In this paper, a half-vehicle suspension model with a hydro-pneumatic suspension system has been established based on modeling and verification. The damping force of the hydro-pneumatic suspension was adjusted by controlling the electro-hydraulic proportional valve using fuzzy method. Simulation results show that the active hydro-pneumatic suspension system has reduced the values of the weighted root-mean-square (r.m.s.) accelerations of the vertical body (a_{wb}) and body pitch ($a_{w\phi}$) by 22.24% and 32.01%, respectively with bump road excitation compared to the passive hydro-pneumatic suspension. The results demonstrate that the active hydro-pneumatic suspension system can effectively improve the vehicle ride comfort.

Acknowledgment

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